

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

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на тему

**“Живильний насос із паротурбінним приводом для АЕС
 $Q=3420 \text{ м}^3/\text{год}$, $H=640 \text{ м}$; $n=3120 \text{ об/хв}$ ”**

зі спеціальності **6.05050205- гідравлічні машини, гідроприводи
та гідропневмоавтоматика**

Виконавець роботи **Калачніков Павло Віталійович**
(прізвище, ім'я, по батькові)

(підпис, дата)

Науковий керівник

Ковальов Ігор Олександрович
(прізвище, ім'я, по батькові)

(підпис, дата)

Суми 2019

Сумський державний університет

Факультет TeSET Кафедра прикладної гідроаеромеханіки
Спеціальність 131 «Прикладна механіка» (освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідро пневмоавтоматика»)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. Кафедрою ПГМ

_____ І.О.Ковальов

«__» _____ 2019р.

ЗАВДАННЯ
на кваліфікаційну роботу бакалавра

Калачніков Павло Віталійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Живільний насос із паротурбінним приводом для АЕС

затверджена наказом по університету від «__» _____ 20__р. № _____

2. Термін здавання закінченої роботи _____

3. Вихідні дані до роботи: подача насоса $Q = 3420 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H = 640\text{м}$, частота обертів $n = 3120 \text{ об/хв}$, $t = 184^\circ\text{C}$, $P_{\text{вх}} = 2,95 \text{ МПа}$. Привід – від турбіни ПТА – 3750-75

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Обґрунтувати актуальності розробки нового живильного насоса. _____

2. Розрахунки до вибору схеми, n_s і оцінки ККД. _____

3. Розрахунки основних параметрів проточної частини, її геометрії. Вибір підшипників та кінцевих ущільнень. _____

4. Розрахунки на міцність осн. деталей, аналіз технологічності, економічності та питань техніки безпеки. _____

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

монтажне креслення турбонасосного агрегату, живильний насос у зборі (розріз), геометрія РК, робоче креслення РК, ротор у зборі, вузель кришки, технологічний процес обробки напірної кришки.

6. Консультації по роботі із закінченням розділів роботи

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Конструювання	проф. Ковальов І.О.		
Технологія	доц. Мандрика А.С.		
Техніка безпеки	доц. Соляник В.О.		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ п/п	Найменування етапів бакалаврської роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Отримання тех.з., консультації	1.02 – 9.02	
2	Вибір і обґрунтування схеми.		
	Гідрравлічні розрахунки П.Ч.	10.02 – 28.02	
3	Компоновка конструкції,		
	розрахунки на міцність, вибір		
	опор і ущільнень, аналіз ТБ та		
	технологічності	1.03 – 1.05	
4	Оформлення креслень і		
	пояснювальної записки	1.05 – 20.05	
5	Представлення роботи керівнику.		
	Внесення правок	20.05 – 25.05	
6	Перевірка роботи на плагіат	20.05 – 25.05	
7	Час для предзахисту. Підготовка		
	доповіді і презентації	25.05 – 3.06	
8	Розміщення роботи в репозитарії.		
	отримання рецензії	3.06 – 6.06	
9	Захист роботи в ДЕК	3.06 – 9.06	

7. Дата видачі завдання «__» _____ 2019р.

Студент _____ (підпис)

Керівник _____ (підпис)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 80 с., 10 рисунків, 7 таблиць, 5 додатки, 8 літературних джерел.

Тема роботи «Живильний насос із паротурбінним приводом для АЕС $Q=3420 \text{ м}^3/\text{год}$, $H=640 \text{ м}$, $n=3120 \text{ об/хв}$ »

Графічні матеріали: складального креслення насоса(A1*5),монтажного креслення насоса(A1), теоретичного креслення колеса робочого(A3x3), креслення колеса робочого(A2x3), креслення ротора (A3*8), креслення кришки (A2*4), креслення вала (A3x5), технологічний процес (A1x2).

Мета роботи – розроблення конструкції насоса для перекачування води.

Відповідно до поставленої мети:

- наведено опис конструкції;
- виконано розрахунки щодо вибору конструктивної схеми насоса;
- виконано гідравлічні розрахунки;
- виконано розрахунки підшипників;
- виконано розрахунки ущільнення
- виконано розрахунки на міцність;
- технологічний процес оброблення кришки

У розділі охорони праці розглянуто питання про нормування природного і штучного освітлення робочої зони.

У розділі економіки розроблено система технічного обслуговування и технічного ремонту.

Ключові слова: НАСОС, КОНСТРУКЦІЯ, РОБОЧЕ КОЛЕСО, ВІДВІД, ВИБІР ПІДШИПНИКІВ ТА УЩІЛЬНЕНЬ, РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ.

ЗМІСТ

Завдання	
Реферат	
Вступ.....	7
1. Опис конструкції вибраного насоса.....	9
2. Розрахунки щодо вибору конструктивної схеми насоса.....	10
3. Гідравлічні розрахунки.....	19
3.1 Розрахунок та проектування робочого колеса	9
Ошибка! Закладка не определена.	
3.1.1 Визначення основних геометричних параметрів	199
3.1.2 Проектування меридіанного перерізу.....	30
3.2 Розрахунок кільцевого відводу.....	35
3.3 Розрахунок направляючого апарата.....	39
4. Розрахунок підшипників.....	43
5. Розрахунок ущільнення.....	46
6. Розрахунки на міцність.....	52
6.1 Розрахунок валу на статичну міцність.....	52
6.2 Розрахунок шпоночного з'єднання під колесом.....	56
6.3 Розрахунок шпильок кріплення кришки напірної.....	58
6.3.1 Розрахунок зусилля початкової затяжки шпильок.....	58
6.3.2 Розрахунок навантажень	59
6.3.3 Оцінка міцності	6060
7. Розділ з охорони праці	61
8. Економічна частина.....	66
9. Технологія виробництва деталі.....	70

					6.131.02ВР.000.00ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Пояснювальна записка СумДУ, ГМ-51-7		
Розроб.		Калачніков					
Перев.		Ковальов					
Реценз.							
Н. Контр.		Алексеєнко					
Затв.					Лім.	Лист	Листів
						5	

9.1. Визначення типу виробництва та його характеристика	70
9.2. Визначення методу отримання заготовки. Визначення к.в.м. (коефіцієнт використання матеріалу)	71
9.3. Розробка технологічного процесу для виготовлення і обробки кришки напірної.....	73
ЛІТЕРАТУРА.....	80
Додаток А	

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

Вступ

У промислових системах, призначених для перекачування рідини широко використовуються багатоступінчасті відцентрові насоси.

Пристрій відцентрових насосів ЦНС

Робочі колеса монтуються на одному загальному валу і розташовуються в єдиному корпусі, розбитому на секції. Сумарний натиск такого відцентрового насоса дорівнює сумі напорів, які створює кожне робоче колесо. Відцентрові горизонтальні багатоступінчасті насоси типу ЦНС, використовуються для перекачування чистої води з температурою до 60 °С. Насоси, такого типу, можуть бути нормальними і високооборотними. Ущільнення між окремими секціями здійснюється за допомогою особливих прокладок.

Оскільки конструкція корпусу секційна, то число секцій, а, отже, робочих коліс можна збільшувати або зменшувати. Деякі конструкції насосів виготовляються з двома робочими колесами лівого і правого обертання. Насоси типу ЦНС найчастіше використовуються в гірничорудній промисловості для відкачування води з шахт і гірничорудних виробок.

Оскільки за допомогою багатоступеневих насосів легко створити високий тиск води, то вони застосовуються в системах пожежогашіння та для подачі води в цивільні і промислові споруди великої висоти. До переваг багатоступеневих насосів можна віднести можливість збільшувати або зменшувати тиск води шляхом зміни числа секцій. Недоліки таких насосів - це складність конструкції, що утрудняє збирання і розбирання насоса, а також велика кількість високоточних деталей, що ускладнює ремонтні роботи.

Насоси за своєю конструкцією можуть мати різну конфігурацію. Найбільшого поширення набули горизонтальні відцентрові насоси, які можуть бути як одноступінчастими, так 2-х і більше ступінчастими. До таких насосів відносяться насоси ЦНС - багатоступінчасті відцентрові насоси секційні. У цих насосах відбувається переміщення рідини за допомогою декількох робочих

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

коліс, які змонтовані на загальному валу, в одному корпусі, розділеному на секції. Напір рідини дорівнює сумі напорів всіх робочих коліс.

Насоси цього типу призначені для перекачування чистої води з температурою не більше 1050 С і розміром твердих часток не більше 0,1 мм при сумарній частці механічних домішок не більше 0,1% від загальної маси рідини, що перекачується.

Характеристики горизонтальних багатоступневих насосів ЦНС Багатоступінчастий горизонтальний відцентровий насос ПТА 3750-75 призначений для подачі живильної води з деаератора в парогенератор блоку АЕС з реактором ВВЕР-1000 і турбіною К-1000-60 / 3000-2.

Насос складається з корпусу і ротора. Ротор насоса являє собою вал, на якому закріплені робочі колеса.

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

1. Опис конструкції вибраного насоса

Насос - відцентровий, горизонтальний, багатоступінчастий, двокорпусний, з секційним внутрішнім корпусом, з підшипниками ковзання, з кінцевими ущільненнями торцевого типу, з приводом від турбіни. Базовими деталями насоса (рисунок 1) є вхідна і напірна кришки і набір секцій, які центруються між собою на циліндричних заточках і стягуються шпильками. Герметичність стиків секцій, вхідної і напірної кришок забезпечується металевим контактом прилеглих площ і встановленими ущільнювальними гумовими кільцями. Вхідний і напірний патрубки виконані під приварення до трубопроводів і направлені вертикально вниз. Ротор насоса складається з вала, робочих коліс, поршня, диска, кільця маслоотбійного.

При роботі насоса на робочі колеса діє осьове зусилля, спрямоване в бік всмоктування. Можливі неврівноважені осьові зусилля сприймаються розвантажувальним поршнем і упорним підшипником ковзання з примусовою змазкою від маслосистеми приводної турбіни.

Опорами ротора служать підшипники ковзання з примусовою змазкою від маслосистеми приводної турбіни.

Кінцеві ущільнення насоса механічні – торцевого типу з вбудованими теплообмінниками і зовнішніми теплообмінниками, до яких повинна бути підведена охолоджуюча вода для забезпечення працездатності ущільнень.

Конструкцією насоса передбачена можливість випуску повітря з внутрішніх порожнин корпусу насоса.

На корпусах підшипников опор насоса повинні бути передбачені підготовлені місця, на які устанавлюються перехідні елементи для кріплення датчиків контролю вібраційного стану.

Насос оснащений системою автоматичного управління.

В якості приводу применяется парова турбіна.

Основні деталі насоса вионані з високохромірованої сталі.

					6.131.02BP.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

2. Розрахунки щодо вибору конструктивної схеми насоса

У ході роботи були проведені розрахунки на вибір конструкції схеми насоса, із проведених розрахунків був обраний найвигідніший варіант.

$i = 1$	$n_s = 87.2$	$\eta = 77 \%$
$i = 2$	$n_s = 146.7$	$\eta = 83 \%$
$i = 3$	$n_s = 198.8$	$\eta = 84 \%$
$i = 4$	$n_s = 246.7$	$\eta = 86 \%$

Коефіцієнт швидкохідності:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q_p / 3600}}{\left(\frac{H_n}{i}\right)^{3/4}}, \quad (2.1)$$

де i – число ступеней (для $i=1$)

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3120 \cdot \sqrt{3420 / 3600}}{\left(\frac{640}{1}\right)^{3/4}} = 87,2$$

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності:

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{\square h_{дон}}{R}\right)^{3/4}}, \quad (2.2)$$

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

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

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot 3120 \cdot \sqrt{3420 / 3600}}{\left(\frac{3}{1,2}\right)^{3/4}} = 8596$$

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

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

$$D_{1np} = k_{вх} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_p}{3600 \cdot n}}, \quad (2.3)$$

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

Для забезпечення необхідного кавітаційного запасу виконуємо робоче колесо зі збільшеною воронкою. Приймаємо $k_{вх} = 4,2$.

$$D_{1np} = 5 \cdot \sqrt[3]{\frac{3420}{3600 \cdot 3120}} = 0,336 \text{ м}$$

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_{Г} \cdot \eta'_m \cdot \eta_m, \quad (2.4)$$

де η_o - об'ємний ККД;

$\eta_{Г}$ - гідравлічний ККД;

η'_m - внутрішній механічний ККД;

η_m - зовнішній механічний ККД.

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-2/3}}, \quad (2.5)$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 87,2^{-2/3}} = 0,97$$

$$\eta_{Г} = 1 - \frac{0,42}{[\lg(D_{1np} \cdot 10^3) - 0,172]^2}, \quad (2.6)$$

$$\eta_{Г} = 1 - \frac{0,42}{[\lg(0,336 \cdot 10^3) - 0,172]^2} = 0,924$$

$$\eta'_m = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^{-2}}, \quad (2.7)$$

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

$$\eta'_M = \frac{1}{1 + 820 \cdot 87,2^{-2}} = 0,9$$

$\eta_M = 0,95 \div 0,99$. Приймаємо $\eta_M = 0,96$.

$$\text{Тоді } \eta = 0,97 \cdot 0,924 \cdot 0,9 \cdot 0,96 = 0,77$$

Коефіцієнт швидкохідності:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q_p / 3600}}{\left(\frac{H_n}{i}\right)^{3/4}}, \quad (2.8)$$

де i – число ступеней (для $i=2$)

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3120 \cdot \sqrt{3420 / 3600}}{\left(\frac{640}{2}\right)^{3/4}} = 146,7$$

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності:

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{\square h_{дон}}{R}\right)^{3/4}}, \quad (2.9)$$

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

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

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot 3120 \cdot \sqrt{3420 / 3600}}{\left(\frac{3}{1,2}\right)^{3/4}} = 8596$$

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

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

$$D_{1np} = k_{ex} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_p}{3600 \cdot n}}, \quad (2.10)$$

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

Для забезпечення необхідного кавітаційного запасу виконуємо робоче колесо зі збільшеною воронкою. Приймаємо $k_{вх} = 4,2$.

$$D_{1np} = 4,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{3420}{3600 \cdot 3120}} = 0,302 \text{ м}$$

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta'_m \cdot \eta_m, \quad (2.11)$$

де η_o - об'ємний ККД;

η_{Γ} - гідравлічний ККД;

η'_m - внутрішній механічний ККД;

η_m - зовнішній механічний ККД.

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-2/3}}, \quad (2.12)$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 146,7^{-2/3}} = 0,98$$

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{[\lg(D_{1np} \cdot 10^3) - 0,172]^2}, \quad (2.13)$$

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{[\lg(0,306 \cdot 10^3) - 0,172]^2} = 0,921$$

$$\eta'_m = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^{-2}}, \quad (2.14)$$

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

$$\eta'_m = \frac{1}{1 + 820 \cdot 146,7^{-2}} = 0,96$$

$\eta_m = 0,95 \div 0,99$. Приймаємо $\eta_m = 0,96$.

$$\text{Тоді } \eta = 0,98 \cdot 0,921 \cdot 0,96 \cdot 0,96 = 0,83$$

Коефіцієнт швидкохідності:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q_p / 3600}}{\left(\frac{H_n}{i}\right)^{3/4}}, \quad (2.15)$$

де i – число ступеней (для $i=3$)

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3120 \cdot \sqrt{3420 / 3600}}{\left(\frac{640}{3}\right)^{3/4}} = 198,8$$

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності:

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{\square h_{\text{дон}}}{R}\right)^{3/4}}, \quad (2.16)$$

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

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

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot 3120 \cdot \sqrt{3420 / 3600}}{\left(\frac{3}{1,2}\right)^{3/4}} = 8596$$

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

					6.131.02BP.000.00ПЗ	Арк.
						14
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$D_{1np} = k_{ex} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_p}{3600 \cdot n}}, \quad (2.17)$$

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

Для забезпечення необхідного кавітаційного запасу виконуємо робоче колесо зі збільшеною воронкою. Приймаємо $k_{вх} = 4,2$.

$$D_{1np} = 4,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{3420}{3600 \cdot 3120}} = 0,281 \text{ м}$$

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta'_m \cdot \eta_m, \quad (2.18)$$

де η_o - об'ємний ККД;

η_{Γ} - гідравлічний ККД;

η'_m - внутрішній механічний ККД;

η_m - зовнішній механічний ККД.

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-2/3}}, \quad (2.19)$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 198,8^{-2/3}} = 0,98$$

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{[\lg(D_{1np} \cdot 10^3) - 0,172]^2}, \quad (2.20)$$

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{[\lg(0,281 \cdot 10^3) - 0,172]^2} = 0,92$$

$$\eta'_m = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^{-2}}, \quad (2.21)$$

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

$$\eta'_M = \frac{1}{1 + 820 \cdot 198,8^{-2}} = 0,98$$

$\eta_M = 0,95 \div 0,99$. Приймаємо $\eta_M = 0,96$.

$$\text{Тоді } \eta = 0,98 \cdot 0,92 \cdot 0,98 \cdot 0,96 = 0,84$$

Коефіцієнт швидкохідності:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q_p / 3600}}{\left(\frac{H_n}{i}\right)^{3/4}}, \quad (2.22)$$

де i – число ступеней (для $i=4$)

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3120 \cdot \sqrt{3420 / 3600}}{\left(\frac{640}{4}\right)^{3/4}} = 246,7$$

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності:

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{\square h_{дон}}{R}\right)^{3/4}}, \quad (2.23)$$

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

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

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot 3120 \cdot \sqrt{3420 / 3600}}{\left(\frac{3}{1,2}\right)^{3/4}} = 8596$$

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

$$D_{1np} = k_{ex} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_p}{3600 \cdot n}}, \quad (2.24)$$

					6.131.02BP.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

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

Для забезпечення необхідного кавітаційного запасу виконуємо робоче колесо зі збільшеною воронкою. Приймаємо $k_{вх} = 4,2$.

$$D_{1np} = 4 \cdot \sqrt[3]{\frac{3420}{3600 \cdot 3120}} = 0,268 \text{ м}$$

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta'_m \cdot \eta_m, \quad (2.25)$$

де η_o - об'ємний ККД;

η_{Γ} - гідравлічний ККД;

η'_m - внутрішній механічний ККД;

η_m - зовнішній механічний ККД.

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-2/3}}, \quad (2.26)$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 246,7^{-2/3}} = 0,983$$

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{[\lg(D_{1np} \cdot 10^3) - 0,172]^2}, \quad (2.27)$$

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{[\lg(0,268 \cdot 10^3) - 0,172]^2} = 0,917$$

$$\eta'_m = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^{-2}}, \quad (2.28)$$

$$\eta'_m = \frac{1}{1 + 820 \cdot 246,7^{-2}} = 0,99$$

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

$\eta_m = 0,95 \div 0,99$. Приймаємо $\eta_m = 0,96$.

$$\text{Тоді } \eta = 0,983 \cdot 0,917 \cdot 0,99 \cdot 0,96 = 0,86$$

Після проведених розрахунків обрали вигідніший варіант: $i = 3$, $n_s = 198,8$,

$$\eta = 84\%$$

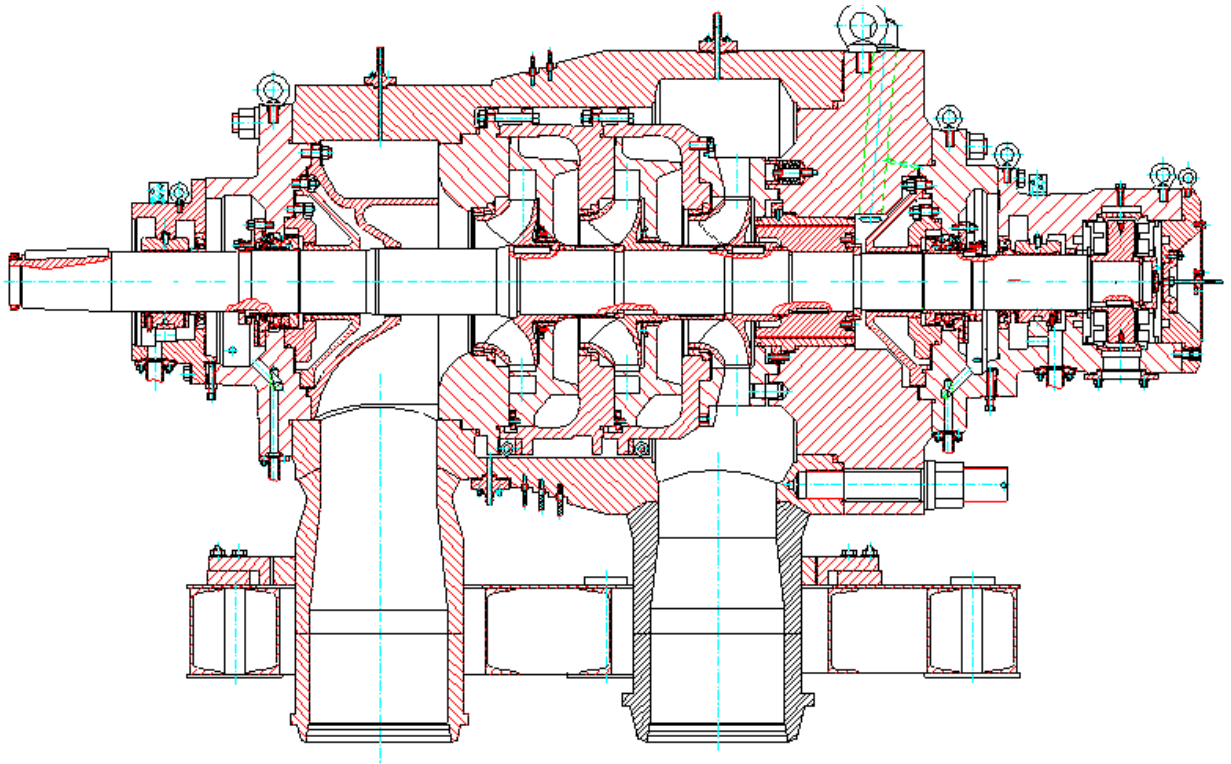


Рисунок. 2.1 – Конструктивна схема насоса

						6.131.02BP.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			18

3. Гідравлічні розрахунки

3.1.1 Визначення основних геометричних параметрів

Меридіанний переріз відцентрового робочого колеса з основними геометричними параметрами приведено на рис. 2.1.

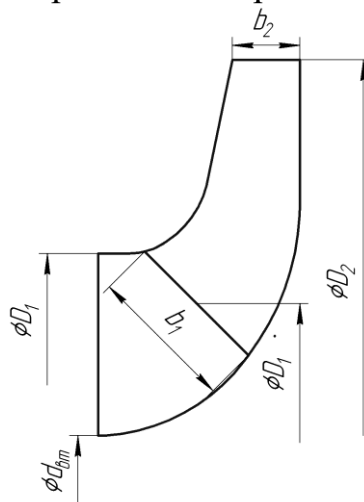


Рисунок 3.1 – Меридіанний переріз

Коефіцієнт швидкохідності:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q_p / 3600}}{\left(\frac{H_n}{i}\right)^{3/4}}, \quad (3.1)$$

де i – число ступеней

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3120 \cdot \sqrt{3420 / 3600}}{\left(\frac{640}{3}\right)^{3/4}} = 198,8$$

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності:

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{\sigma h_{дон}}{R}\right)^{3/4}}, \quad (3.2)$$

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

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

					6.131.02BP.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot 3120 \cdot \sqrt{3420/3600}}{\left(\frac{3}{1,2}\right)^{3/4}} = 8596$$

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

$$D_{1np} = k_{вх} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_p}{3600 \cdot n}}, \quad (3.3)$$

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

Для забезпечення необхідного кавітаційного запасу виконуємо робоче колесо зі збільшеною воронкою. Приймаємо $k_{вх} = 4,2$.

$$D_{1np} = 4,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{3420}{3600 \cdot 3120}} = 0,281 \text{ м}$$

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_{Г} \cdot \eta'_m \cdot \eta_m, \quad (3.4)$$

де η_o - об'ємний ККД;

$\eta_{Г}$ - гідравлічний ККД;

η'_m - внутрішній механічний ККД;

η_m - зовнішній механічний ККД.

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-2/3}}, \quad (3.5)$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 198,8^{-2/3}} = 0,98$$

$$\eta_{Г} = 1 - \frac{0,42}{[\lg(D_{1np} \cdot 10^3) - 0,172]^2}, \quad (3.6)$$

$$\eta_{Г} = 1 - \frac{0,42}{[\lg(0,281 \cdot 10^3) - 0,172]^2} = 0,92$$

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

$$\eta'_m = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^{-2}}, \quad (3.7)$$

$$\eta'_m = \frac{1}{1 + 820 \cdot 198,8^{-2}} = 0.98$$

$\eta_m = 0,95 \div 0,99$. Приймаємо $\eta_m = 0,96$.

$$\text{Тоді } \eta = 0.98 \cdot 0.92 \cdot 0.98 \cdot 0.96 = 0.84$$

Потужність, яка споживається насосом:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{3600 \cdot \eta}, \quad (3.8)$$

де $\rho = 886,4 \text{ кг/м}^3$ - густина води

$$N = \frac{886,4 \cdot 9.81 \cdot 640 \cdot 3420}{3600 \cdot 0.84} = 6293947 \text{ Вт} = 6294 \text{ кВт}$$

Теоретичний напір робочого колеса:

$$H_m = \frac{H}{\eta_\Gamma}; \quad (3.9)$$

$$H_m = \frac{213,3}{0,92} = 231,8 \text{ м}$$

Максимальна потужність на валу насоса:

$$N_{\max} = 1,1 \cdot N; \quad (3.10)$$

$$N_{\max} = 1.1 \cdot 6294 = 6923 \text{ кВт}$$

В першому наближенні діаметр вала визначаємо з розрахунку на кручення:

$$d_\sigma = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (3.11)$$

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

де $[\tau]$ - допустиме напруження на кручення, Н/м². Приймаємо

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

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

$$M = \frac{30 \cdot N_{\max}}{\pi \cdot n}; \quad (3.12)$$

$$M = \frac{30 \cdot 6923000}{3.14 \cdot 3120} = 21200 \text{ Н·м}$$

Тоді:

$$d_g = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 21200}{3.14 \cdot 200 \cdot 10^5}} = 0,175 \text{ м}$$

Згідно ГОСТ 6636-69 приймаємо розмір вала $d_g = 175 \text{ мм}$

Діаметр втулки приймаємо $d_{gm} = 184 \text{ мм}$

Діаметр вхідної воронки робочого колеса визначають з виразу:

$$D_{1np} = \sqrt{D_0^2 - d_{gm}^2}; \quad (3.13)$$

$$D_0 = \sqrt{D_{1np}^2 + d_{gm}^2}. \quad (3.14)$$

$$D_0 = \sqrt{0.281^2 + 0.184^2} = 0.336 \text{ м}$$

Швидкість на вході у робоче колесо знаходять з рівняння нерозривності:

$$V_0 = \frac{4 \cdot Q_{p.k.}}{\pi \cdot D_{1np}^2} \quad (3.15)$$

де $Q_{p.k.}$ – витрата, що проходить через робоче колесо, м³/с.

$$Q_{p.k.} = \frac{Q}{\eta_o}; \quad (3.16)$$

$$Q_{p.k.} = \frac{3420}{3600 \cdot 0,98} = 0,9694 \text{ м}^3/\text{с}$$

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

Тоді:

$$V_0 = \frac{4 \cdot 0.9694}{3.14 \cdot 0.281^2} = 15,64 \text{ м/с}$$

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

Визначимо діаметр, на якому розташована вхідна кромка лопаті:

$$D_1 = 0,8 \cdot D_0; \quad (3.17)$$

$$D_1 = 0.8 \cdot 0.281 = 0.224 \text{ м}$$

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

$$V_{1m} = \psi_1 \cdot V'_{1m}, \quad (3.18)$$

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

ψ_1 = коефіцієнт стиснення потоку на вході. $\psi_1 = 1,15 \div 1,3$. Приймаємо $\psi_1 = 1,15$.

$$V'_{1m} = V_0 = 15,64 \text{ м/с}$$
$$V_{1m} = 1,15 \cdot 15,64 = 17,986 \text{ м/с}$$

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

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}}, \quad (3.19)$$

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

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}; \quad (3.20)$$
$$U_1 = \frac{3.14 \cdot 0.336 \cdot 3120}{60} = 54,86 \text{ м/с}$$

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

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

$$V_{1u} = \frac{0.12^3 \sqrt{Q_{p.k.}^2 \cdot n}}{D_0}$$

$$V_{1u} = \frac{0.12^3 \sqrt{0.9694^2 \cdot 3120}}{0.336} = 5,112 \text{ м/с}$$

Тоді:

$$\beta_{1n} = \left(\arctg \frac{17,986}{54,86 - 5,112} \right) = 19,9^\circ$$

Кут нахилу лопаті на вході в робоче колесо

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta \quad (3.21)$$

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 $\Delta\beta = 3^\circ$.

Тоді

$$\beta_1 = 19,9^\circ + 3^\circ = 22,9^\circ$$

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 $S_1 = 7$ мм.

Після вибору числа лопатей та їх товщини уточнюємо значення ψ_1' за формулою:

$$\psi_1' = \frac{t_1}{t_1 - \frac{S_1}{\sin \beta_1}}, \quad (3.22)$$

де t_1 – крок встановлення лопаті.

$$t_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{z}; \quad (3.23)$$

					6.131.02BP.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

$$t_l = \frac{3.14 \cdot 0.336}{7} = 0.151 \text{ м}$$

Тоді:

$$\psi' = \frac{0.151}{0.151 - \frac{0.007}{\sin 22,9^\circ}} = 1.14$$

Повинна бути забезпечена умова:

$$|\psi'_1 - \psi_1| \leq 0,01$$

$|1.14 - 1.15| = 0 < 0.01$ - умова виконується.

Ширину робочого колеса на вході знаходимо з рівняння нерозривності:

$$b_1 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi \cdot D_1 \cdot V'_{1m}}; \quad (3.24)$$

$$b_1 = \frac{0.9694}{3.14 \cdot 0.336 \cdot 15,64} = 0.059 \text{ м}$$

Визначимо геометричні параметри виходу з робочого колеса.

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

$$D'_2 = m_2 \cdot \frac{\sqrt{2g \cdot H}}{n}, \quad (3.25)$$

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 $n_s = 198,8$, то

$$m_2 = 19,2 \cdot \left(\frac{198,8}{100}\right)^{1/6} = 21.53$$

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

$$D'_2 = 21.53 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9.81 \cdot \frac{640}{3}}}{3120} = 0.446 \text{ м}$$

Кінцево D_2 визначаємо з урахуванням поправки на кінцеве число лопатей.

Меридіанна складова швидкості без урахування стиснення на виході з РК:

$$V'_{2m} = 10 \text{ м/с}$$

Кут на виході з РК β_2 визначається з трикутника швидкостей в залежності від прийнятого значення V'_{2m} .

Приймаємо $\beta_2 = 30^\circ$

Коефіцієнт стиснення перерізу потоку лопатями на виході з РК приймаємо $\psi_2 = 1.07$ ($\psi_2 = 1.05 \div 1.1$).

Проведемо уточнення зовнішнього діаметра РК з урахуванням кінцевого числа лопатей.

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

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + g \cdot H_{T\infty}}, \quad (3.26)$$

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

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_{\Gamma} \cdot k_z}, \quad (3.27)$$

де k_z – поправка на кінцеве число лопатей.

За формулою Пфлейдерера:

$$k_z = \frac{1}{1 + p}, \quad (3.28)$$

					6.131.02BP.000.00ПЗ	Арк.
						26
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де

$$p = 2 \cdot \frac{\psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2} \quad (3.29)$$

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

$$\Psi = 1,6[\sin \beta_2 + (D_1/D_2)^2 \sin \beta_1] \quad (3.30)$$

$$\Psi = 1,6[\sin 30^\circ + (0,336/0,446)^2 \sin 22,9^\circ] = 1,15$$

$$P = 2 \cdot \frac{1,15}{7} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,336}{0,446}\right)^2} = 0,74;$$

$$k_z = \frac{1}{1 + 0,74} = 0,58;$$

$$H_{\text{тос}} = \frac{640}{0,92 \cdot 0,58 \cdot 3} = 400 \text{ м};$$

$$V_{2m} = \psi_2 \cdot V'_{2m}; \quad (3.31)$$

$$V_{2m} = 1,07 \cdot 10 = 10,7 \text{ м/с};$$

$$U_2 = \frac{10,7}{2 \operatorname{tg} 30^\circ} + \sqrt{\left(\frac{10,7}{2 \operatorname{tg} 30^\circ}\right)^2 + 9,81 \cdot 400 + 54,86 \cdot 5,112} = 74,8$$

Діаметр робочого колеса:

$$D_2 = \frac{60 \cdot 74,8}{3,14 \cdot 3120} = 0,457 \text{ м}$$

Уточнений коефіцієнт стиснення:

$$\psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S}{2\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_2}}; \quad (3.32)$$

					6.131.02BP.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

$$\Psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 0,003}{3,14 \cdot 0,450 \cdot \sin 30}} = 1,07$$

Повинна бути забезпечена умова:

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

1.07-1.07=0 ≤ 0.01 - умова виконується.

Приймаємо $D_2 = 0,450$ м.

Ширину робочого колеса на виході знаходимо з рівняння нерозривності:

$$b_2 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{2m}}; \quad (3.33)$$

$$b_2 = \frac{0.9694}{3.14 \cdot 0.450 \cdot 10.7} = 0.064 \text{ м}$$

3.1.2 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 п_с.
- 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:

$$F_{ex} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_0^2 - d_{вт}^2) \quad (3.34)$$

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

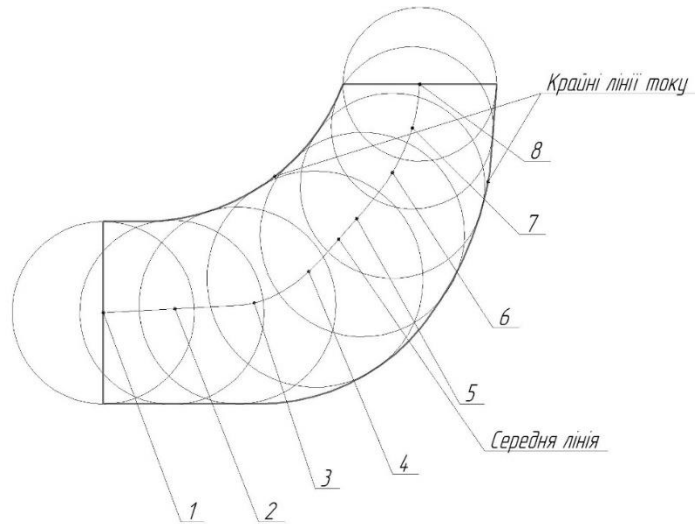


Рисунок 3.2 – До проектування меридіанного перерізу

$$F_{\text{вх}} = \frac{3,14}{4} \cdot (336^2 - 184^2) = 62046 \text{ мм}^2$$

кінцевого (на виході з РК):

$$F_{\text{вих}} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2; \quad (3.36)$$

$$F_{\text{вих}} = 3.14 \cdot 450 \cdot 64 = 90432 \text{ мм}^2$$

проміжних:

$$F_i = 2\pi \cdot r_i \cdot b_i, \quad (3.37)$$

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

b_i - діаметр вписаного кола.

Розрахунок наведемо в табличній формі

					6.131.02BP.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

Таблиця 3.2 – Розрахунок площі проміжних нормальних перерізів

номер точки	r_i , мм	b_i , мм	Δl_i , мм	F_i , мм ²
1	-	-	0	62046
2	130	77	29	62863
3	132	82	57	67975
4	147	90	90	83084
5	169	85	120	90212
6	188	77	144	90909
7	207	68	164	88397
8	225	64	182	90432

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

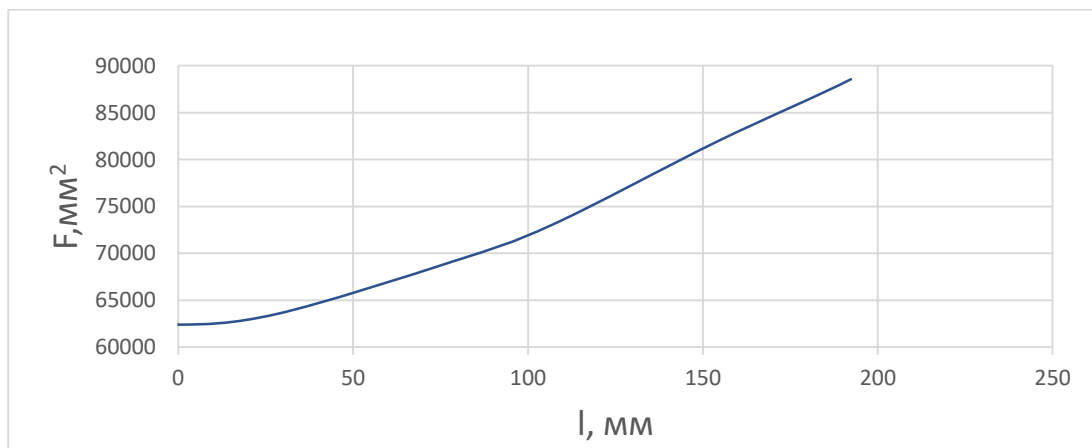


Рисунок 3.2 – Графік зміни площі меридіанного перерізу робочого колеса

3.1.3 Підготовка меридіанного перерізу робочого колеса для профілювання лопаті

Для робочих коліс $n_s > 100$ рекомендується кількість потоків $k=4$, кількість розрахункових перерізів (ліній струму) $n=5$.

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

Витрата через кожний розрахунковий переріз вздовж нормалі, м³/с:

$$q = \frac{Q_{p.k.}}{3600K} = 2\pi \cdot V_m \cdot (r_{ц.м.} \cdot l)_k, \quad (3.38)$$

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:

$$r_{ц.м.} \cdot l = const$$

Тут:

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

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

$$\delta l = \frac{\delta(r_{ц.м.} \cdot l)}{r_{ц.м.}} \quad (3.39)$$

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

Таблиця 2.3 – Розрахунки по вписування рівношвидкісного потоку в меридіанний перетин робочого колеса

Линия тока	$r_{ц.т.}$, мм	l , мм	$r_{ц.т.} \times l$, мм ²	$\delta(r_{ц.т.} l)$	δl	$V'_m = \frac{Q_{pk}}{2\pi r_{ц.т.} l_i}$, м/с
<i>a</i>	175.62	22.15	3890	533	3.03	40
<i>b</i>	159.65	22.15	3536	179	1.12	44
<i>c</i>	143.47	22.15	3178	-179	-1.25	49
<i>d</i>	127.52	22.15	2825	-533	-4.2	55

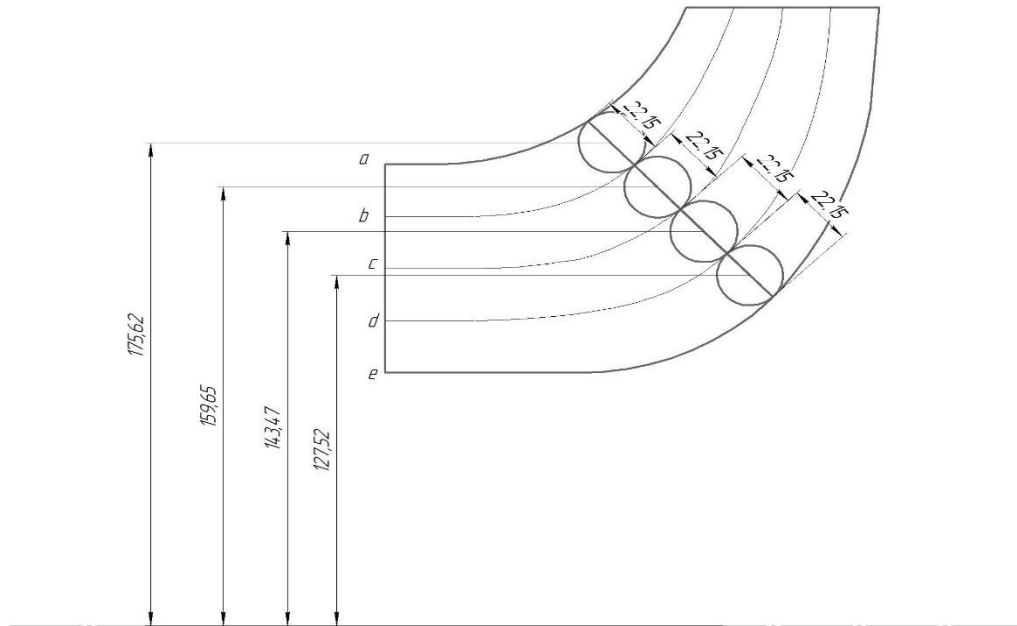


Рисунок 3.3 – Ескіз до розрахунку рівношвидкісного потоку

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:

$$R_{к.ц.}=R_2=225\text{мм.}$$

Геометричні розміри ячійки розгортки:

$$\Delta L = \frac{R_{к.ц.}}{c}, \quad (3.40)$$

де $c=10$ – стала.

$$\Delta S = \frac{\pi \cdot R_{к.ц.} \cdot \Delta\varphi}{180^\circ} \quad (3.41)$$

Тоді:

									6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						32

$$\Delta L = \frac{225}{10} = 22.5 \text{ мм};$$

$$\Delta S = \frac{3,14 \cdot 225 \cdot 10}{180^\circ} = 39.3 \text{ мм}$$

Лінійний крок лопаті на розгортці циліндра:

$$t = \frac{2\pi \cdot R_{к.ц.}}{z}; \quad (3.42)$$

$$t = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 225}{7} = 202 \text{ мм}$$

.Орієнтовно на $n_s=198.8$, приймаємо кут охоплення лопаті $\theta=120^\circ$.

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

$$\frac{r_{cpi}}{\Delta l_i} = \frac{R_{к.ц.}}{C} = 0,1r_{cp}, \quad (3.43)$$

де r_{cpi} – відстань від вісі РК до середини відрізка Δl_i на лінії струму.

$$\Delta l_i = \frac{r_{cpi}}{c} = 0,1r_{cpi} \quad (3.44)$$

Розрахунки по розбивці ліній струму на відрізки Δl проводимо в табличній формі

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

Таблиця 3.4 – Розрахунки по розбивці лінії струму на відрізки

	a		b		c		d		e	
	Δl_i	$r_{срi}$	Δl_i	$r_{срi}$	Δl_i	$r_{срi}$	Δl_i	$r_{срi}$	Δl_i	$r_{срi}$
1	21.5	215	21.2	212	21.0	210	20.8	208	20.6	206
2	19.7	197	19.6	196	19.5	195	19.4	194	19.2	192
3	18.2	182	18.3	183	18.8	188	18.1	181	17.9	179
4	17.1	171	17.3	173	17.8	178	17.5	175	17.3	173
5			16.1	161	16.7	167	16.3	163	16.1	161
6			15.3	153	15.6	156	15.4	154	15.3	153
7					14.3	143	14.4	144	14.1	141
8					13.5	135	13.1	131	13.0	130
9							12.5	125	12.4	124
10							11.9	119	11.9	119
11									11.3	113
12									10.4	104

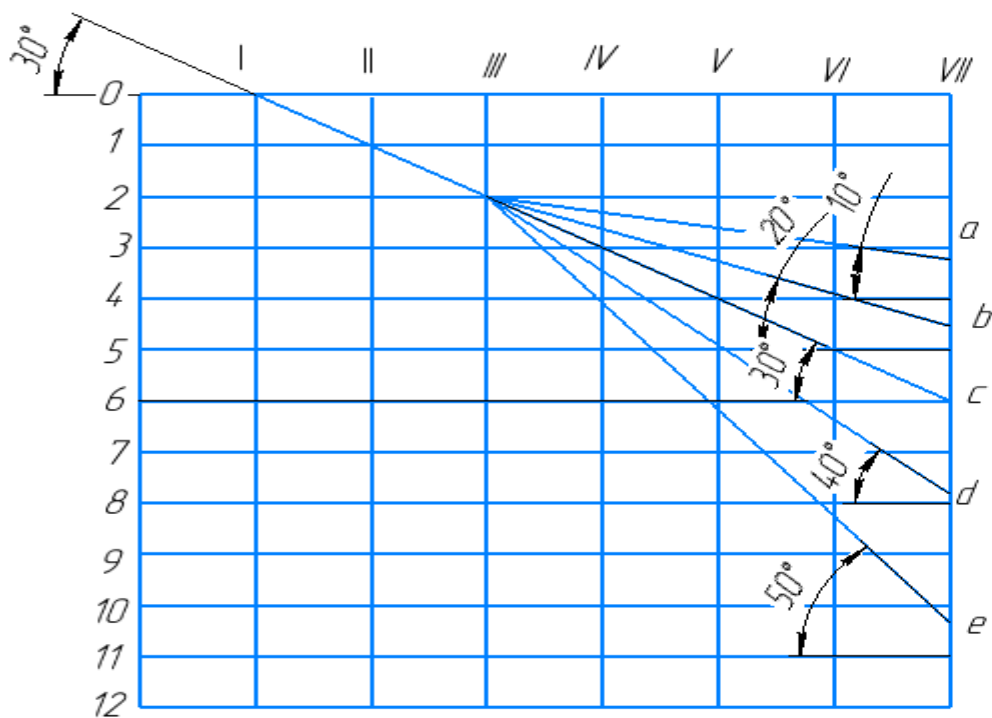


Рисунок 3.4 – Конформна діаграма

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

a: $\beta_1 = 10^\circ$; b: $\beta_1 = 20^\circ$; c: $\beta_1 = 30^\circ$; d: $\beta_1 = 40^\circ$; e: $\beta_1 = 50^\circ$;

3.2 Розрахунок кільцевого відводу

Вихідні дані для розрахунку:

Зовнішній діаметр РК, м	$D_2=0,450$
Ширина РК на виході, м	$b_2=0,064$
Подача насоса, м ³ /год	$Q=3420$
Напір насоса, м	$H=640$
Частота обертання РК, об/хв	$n=3000$
Коефіцієнт швидкохідності	$n_s=198.8$
Гідравлічний ККД	$\eta_2 = 0,92$

Визначення діаметра початкового кола D_3 і ширини входу в спіраль b_3

Розміри D_3 і b_3 є сталими для спіральної камери.

Діаметр початкового кола D_3 рекомендується вибрати з умови мінімальних гідравлічних втрат в зазорі між РК і відводом і мінімального рівня віброактивності насоса. Цій умові відповідає наступний вираз для D_3 :

$$D_3 = (1 + 10^{-3} \cdot n_s) D_2 \quad (3.45)$$

$$D_3 = (1 + 10^{-3} \cdot 198.8) \cdot 0,450 = 0,540$$

Ширину входу в спіраль b_3 вибирають в залежності від ширини робочого колеса.

$$b_3 = m \cdot b_2, \quad (3.46)$$

де m – коефіцієнт, який залежить від n_s

Для середніх n_s (60..100) $m=1,5$.

Тоді $b_3 = 1,5 \cdot 0,064 = 0,096$ м

Визначення кута обхвату спіралі

Кут обхвату спіралі φ_{cn} залежить від коефіцієнта швидкохідності n_s .

Для $n_s=198.8$ (70-90) $\varphi_{cn}=325^\circ$.

Визначення пропускної здатності спіралі $A_{спр. расч.}$

Пропускна здатність спіралі визначаємо по здатним параметрам Q , n і H :

$$A_{спр. расч.} = m \frac{\varphi_{сп}}{2\pi} \cdot \frac{\pi \eta_r}{30g} \cdot \frac{Q}{H} \quad (3.47)$$

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

$$A_{\text{сп.расч.}} = 1.5 \cdot \frac{325 \cdot 3.14 \cdot 0.92 \cdot 0.95}{2 \cdot 3.14 \cdot 30 \cdot 9.81 \cdot 640} = 0,045$$

Визначення площі розрахункового перерізу

Для визначення площі розрахункового перерізу може бути використаний графоаналітичний метод. Розрахунок зручно виконувати в табличній формі. В таблиці 3.1 ΔQ_i визначається за формулою:

$$\Delta Q_i = k_2 \cdot \frac{\beta_i + \beta_{i+1}}{2} \cdot \Delta r_i \cdot \frac{360}{\varphi_{cn}} \quad (3.48)$$

де k_2 = момент швидкості на виході з робочого колеса

$$k_2 = v_{u2} \cdot R_2 \quad (3.49)$$

Так як $Hg = \omega R_2 v_{2u}$, то

$$k_2 = \frac{30gH}{\eta_n \pi n} \quad (3.50)$$

$$k_2 = \frac{30 \cdot 9.81 \cdot 640}{0.84 \cdot 3.14 \cdot 3120} = 7,6$$

$$\Delta r_i = 20 \text{ мм}$$

Значення b_i переносяться з меридіанного перерізу при відповідних значенням Δr_i . Закінченням для розрахунку є умова $\Delta Q_i > Q$

					6.131.02BP.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

Таблиця 3. – Побудова меридіанного перерізу спіралі

№ точки	r_i , мм	b_i , мм	$\beta_i = \frac{b_i}{r_i}$	$\frac{\beta_i + \beta_{i+1}}{2}$	$k_2 \cdot \frac{\beta_i + \beta_{i+1}}{2} \cdot r_i \cdot \frac{360^\circ}{\varphi_{en}}$	$\sum Q_i$, м ³ /с
1	270	96	0.35	0,34	0,17	0,17
2	290	96	0.33	0,32	0,16	0,33
3	310	96	0.3	0,29	0,15	0,48
4	330	96	0.28	0,28	0,14	0,62
5	350	96	0.27	0,27	0,13	0,75
6	370	96	0.26			

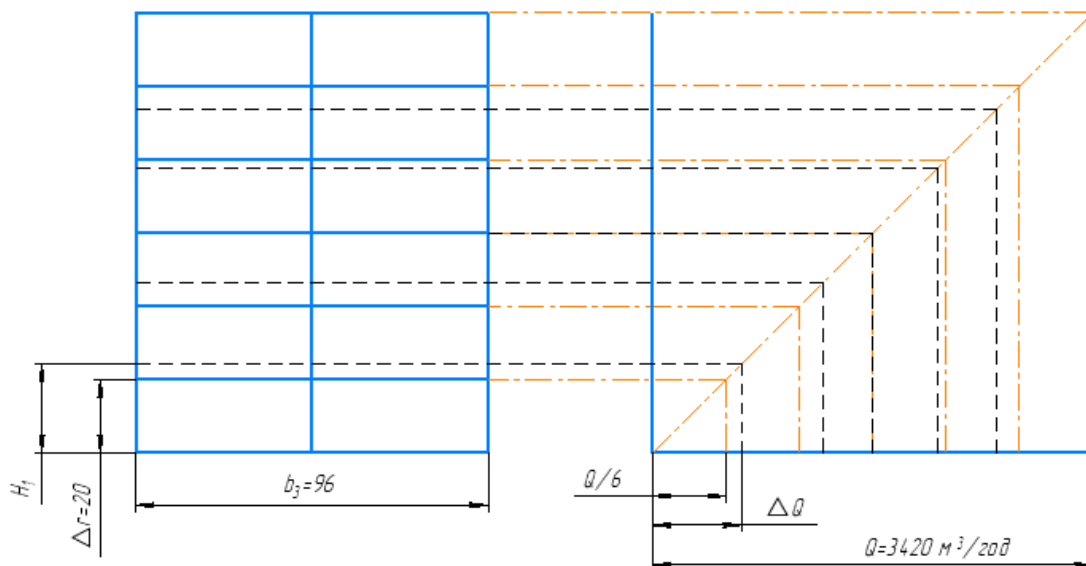


Рисунок 3.5 - Побудова меридіанних перерізів відводу.

Перевірка правильності визначення $F_{\text{расч.}}$.

Будуємо приведену площу $F_{\text{пр.}}$ (рис. 3.2). Критерієм правильності визначення $F_{\text{расч.}}$ є умова:

$$A_{\text{сп. расч.}} \approx A_{\text{сп. граф.}}, \quad (3.51)$$

де $A_{\text{спр. граф.}} = F_{\text{пр}} / \rho$

$$\rho = R_3 = 270 \text{ мм} \quad (3.52)$$

$F_{\text{пр.}} = 11520 \text{ мм}^2$ (з рис. 3.6)

$$A_{\text{сп. граф.}} = 1210 / 108 = 11,2 \text{ мм} = 0,011 \text{ м}$$

$$\frac{A_{\text{сп.граф.}}}{A_{\text{сп.расч.}}} = \frac{0,042}{0,045} = 0,93 - \text{умова виконується.}$$

Робимо висновок, що площа розрахункового перерізу визначена правильно.

Проектування дифузорового участка відводу

Визначаємо діаметр напірного патрубку

$$D_{\text{вых}} = \sqrt{4Q / \pi V_{\text{вых}}} = 320 \text{ мм} \quad (3.53)$$

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
						38
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3. Розрахунок напрямного апарату

Вихідні данні для розрахунку:

Подача, $Q = 3420 \text{ м}^3/\text{год}$

Напор, $H = 640 \text{ м}$

Зовнішній діаметр робочого колеса $D_2 = 0,450 \text{ м}$

Ширина робочого колеса на виході, $b_2 = 0.064\text{м}$

Частота обертання робочого колеса, $n = 3120 \text{ об/мин}$

Діаметр початкової окружності обираємо з умови забезпечення оптимального зазору між робочим колесом та напрямним апаратом з метою вирівнювання поля швидкостей після робочого колеса за формулою:

$$D_3 = (1,02 \div 1,05)D_2 \quad (3.54)$$

$$D_3 = 1,05 \cdot 0,450 = 0,473 \text{ (м)}$$

Визначається ширина направляючого апарату в меридіональному перерізі b_3 за формулою:

$$b_3 = b_2 + (2 - 4) \quad (3.55)$$

$$b_3 = 64 + 4 = 68 \text{ мм}$$

Приймаємо $b_3 = 68 \text{ мм}$

Число лопаток направляючого апарату вибирається в залежності від числа лопатей робочого колеса з умови відсутності нерівноважених сил P та нерівноважених пульсацій тиску.

Приймаємо $z = 9$

Визначаємо кут установки лопатки напрямного апарату α_3 л.

Радіальна складова абсолютної швидкості на вході в напрямний апарат визначається за формулою:

$$V_{m3} = \frac{Q}{\pi D_3 b_3} \quad (3.56)$$

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

$$V_{m3} = \frac{0,95}{3,14 \cdot 0,473 \cdot 0,068} = 9,4 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Колова складова абсолютної швидкості на вході в напрямний апарат розраховується за формулою:

$$V_{u3} = V_{u2} \frac{D_2}{D_3} \quad (3.57)$$

$$V_{u2} = \frac{2 \left(\frac{30g \cdot H_T}{\pi \cdot n} \right)}{D_2} \quad (3.58)$$

$$V_{u2} = \frac{2 \left(\frac{30 \cdot 9,81 \cdot 231,8/3}{3,14 \cdot 320} \right)}{0,450} = 10,3 \text{ (м/с)}$$

$$V_{u3} = 10,3 \cdot \frac{0,450}{0,473} = 9,8 \text{ (м/с)}$$

Кут потоку на вході в напрямний апарат без врахування стиснення розраховується за формулою:

$$\alpha_{3n} = \arctg \frac{V_{m3}}{V_{u3}} \quad (3.59)$$

$$\alpha_{3n} = \arctg \frac{9,4}{9,8} = 42,9^\circ$$

З врахуванням стиснення:

$$\alpha'_{3n} = \arctg \frac{V_{m3}}{\psi_3 V_{u3}} \quad (3.60)$$

$$\alpha'_{3n} = \arctg \frac{9,4}{0,96 \cdot 9,8} = 44,7^\circ$$

де ψ_3 – коефіцієнт стиснення потоку

$$\psi_3 = 1 - \frac{\delta}{t_3 \sin \alpha_{3n}} \quad (3.61)$$

$$\psi_3 = 1 - \frac{0,006}{0,212 \cdot \sin 42,9^\circ} = 0,96$$

де t_3 – крок лопаток напрямного апарату;

					6.131.02BP.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

δ – нормальна товщина лопатки напрямного апарату на вході.

$$t_3 = \frac{\pi D_3}{Z_{на}} \quad (3.62)$$

$$t_3 = \frac{3,14 \cdot 0,473}{9} = 0,212$$

Кут встановлення лопатки напрямного апарату на вході:

$$tg\alpha_{3л} = \mu \cdot tg\alpha'_{3н} \quad (3.63)$$

$$tg\alpha_{3л} = 1,2 \cdot \tan 44,7^\circ = 1,18$$

$$\alpha_{3л} = 50^\circ$$

Спіральну ділянку лопатки виконують по логарифмічній спіралі.

$$\frac{R'_3}{R_3} = e^{\frac{2\pi}{Z_{на}} \mu \cdot tg\alpha_{3н}} \quad (3.64)$$

$$\frac{R'_3}{R_3} = e^{\frac{2 \cdot 3,14}{9} \cdot 1,04 \cdot 0,05} = 1$$

Висота вхідного перерізу

$$a_3 = (R'_3 - R_3) \cos \alpha_{3л} - \delta \quad (3.65)$$

Визначаються розміри дифузорного каналу.

Дифузорна частина напрямного апарату визначає його гідравлічну досконалість як перетворювача кінетичної енергії потоку в потенційну. Найкращі умови перетворення енергії забезпечують прямовісні дифузори з розширення в двох напрямках – осьовому і радіальному.

Довжина дифузорного каналу визначається за відношенням:

$$l_{диф} = a_3(3 \div 5) \quad (3.66)$$

$$l_{диф} = 0,265 \cdot 3 = 0,795$$

Площа входу в дифузорний канал

$$F_3 = a_3 \cdot b_3 \quad (3.67)$$

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

$$F_3 = 0,265 * 0,068 = 18 \text{ (м}^2\text{)}$$

Площа входу з дифузрного каналу

$$F_4 = a_4 \cdot b_4 \quad (3.68)$$

$$F_4 = 0,307 \cdot 0,073 = 25 \text{ (м}^2\text{)}$$

Середній кут розширення дифузора $\phi_{\text{екв}}$, обчислюється по еквівалентному конусу:

$$\phi_{\text{екв}} = 2 \arctg \frac{\sqrt{\frac{F_4}{4}} - \sqrt{\frac{F_3}{4}}}{l_{\text{диф}}} \quad (3.69)$$

$$\phi_{\text{екв}} = 2 \arctg \frac{\sqrt{\frac{25}{4}} - \sqrt{\frac{18}{4}}}{0,795} = 6,8$$

$$\frac{F_4}{F_3} = 1,2 \dots 2,0 \quad (3.70)$$

$$\frac{25}{18} = 1,4$$

					6.131.02BP.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

4. Розрахунок підшипників

4.1 Розрахунок реакцій в підшипниках

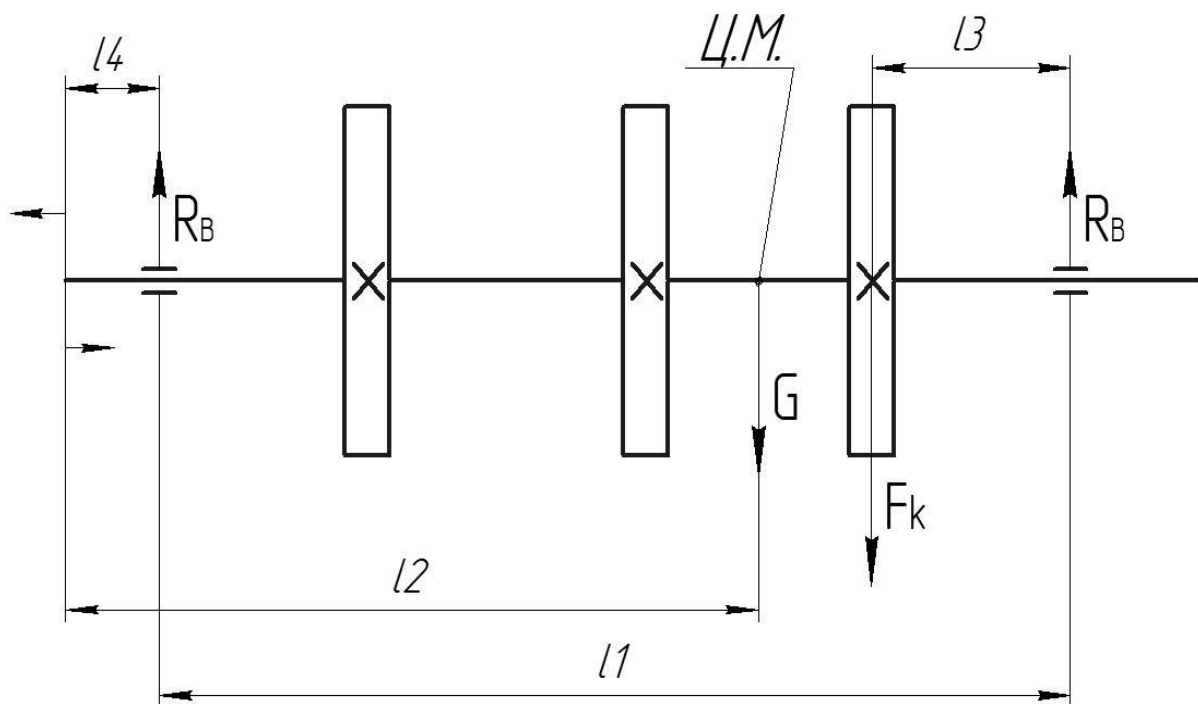


Рисунок 4.1 – Розрахункова схема ротора насоса

де G – вага ротора, Н;

R_A, R_B – реакції в підшипниках, Н;

M – момент на валу від двигуна, Н·м;

l_1 – відстань між підшипниками, м $l_1 = 2,455$;

l_2 – відстань між підшипником і центром мас ротора, м $l_2 = 1,633$;

l_3 – відстань між підшипником і точкою прикладення радіальної сили, м
 $l_3 = 0,845$;

l_4 – відстань від кінця вала до центра мас, м $l_4 = 0,440$;

Для підшипника А умову рівноваги

$$\sum M_A = R_B \cdot l_1 - M - G \cdot l_1 / 2 - F_k \cdot l_3 = 0, \quad (4.1)$$

					6.131.02BP.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

Для підшипника *B* умову рівноваги

$$\Sigma M_B = R_A \cdot (l_1 + l_4) - M - G \cdot l_1 / 2 - F_k \cdot (l_1 - l_3) = 0, \quad (4.2)$$

Реакція в підшипнику *A*

$$R_A = \frac{F_k (l_1 - l_3) + M + G \cdot l_1 / 2}{l_1 + l_4}, \quad (4.3)$$

Реакція в підшипнику *B*

$$R_B = \frac{F_k \cdot l_3 + M + G \cdot l_1 / 2}{l_1}, \quad (6.4)$$

$$R_A = \frac{8865,8(2,455 - 0,845) + 2285 + 9172 \cdot 2,455 / 2}{2,455 + 0,440} = 9340,9H$$

$$R_B = \frac{8865,8 \cdot 0,845 + 2285 + 9172 \cdot 2,455 / 2}{2,455} = 8697,3H$$

Вибір підшипника та визначення номінальної довговічності проводяться по значенням еквівалентного динамічного навантаження *P*. Для радіальних підшипників це – стало радіальне навантаження, яке при прикладенні його до підшипника з обертаючимися внутрішнім та нерухомим зовнішнім кільцями забезпечує такий самий розрахунковий строк служби, як і при діючих умовах навантаження та обертання[6].

Для даної розрахункової схеми для підшипника «А» застосовуємо радіальний опорно-упорний підшипник ковзання, а для «В» радіально-опорний підшипник ковзання.

					6.131.02BP.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

4.2 розрахунок на довговічність

Вхідні данні:

Діаметр вкладиша підшипника, м $d = 0,155$ м

Довжина вкладиша підшипника, м $L = 0,130$ м

Температура мастила: $t = 40^\circ$

Реакції в опорах: $R_a = 9340,9$ Н; $R_b = 8697,3$ Н.

Допустиме навантаження, Н/м²:

$$K_{a(b)} = \frac{R_{a(b)}}{L \cdot d} \quad (4.4)$$

$$K_a = \frac{9340,9}{0,13 \cdot 0,155} = 463568,2 \text{ Н/м}^2$$

$$K_b = \frac{8697,3}{0,13 \cdot 0,155} = 431627,8 \text{ Н/м}^2$$

Швидкість ковзання, м/с:

$$V = \pi \cdot d \cdot \frac{n}{60} \quad (4.5)$$

$$V = 3,14 \cdot 0,155 \cdot \frac{3120}{60} = 25,3 \text{ м/с}$$

Потужність споживана підшипником:

$$N_{a(b)} = 0,735 \cdot \left[0,15 \cdot V + \left(\frac{V}{25} \right)^2 \right] + \left(3 + \sqrt{\frac{V}{50}} \right) \cdot R_{a(b)} \cdot V \cdot 10^{-6} \quad (4.6)$$

$$N_a = 0,735 \cdot \left[0,15 \cdot 25,3 + \left(\frac{25,3}{25} \right)^2 \right] + \left(3 + \sqrt{\frac{25,3}{50}} \right) \cdot 0,236 = 4,334 \text{ Н}$$

$$N_b = 3,682 \text{ Н}$$

$$q_{a(b)} = 1,6 \cdot \frac{N_{a(b)}}{60} \cdot 10^{-3} \quad (4.7)$$

$$q_a = 1,6 \cdot \frac{4,334}{60} \cdot 10^{-3} = 0,116 \cdot 10^{-3}$$

$$q_b = 0,0982 \cdot 10^{-3}$$

					6.131.02BP.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

5. Розрахунок ущільнення

Система ущільнення вала насоса конструктивно виконана у вигляді торцевого ущільнення з автономним контуром циркуляції, що складається з дефлектора і виносного теплообмінника змієвидного типу. Камера торцевого ущільнення відокремлена від порожнини насоса вбудованим термобарером з водяним охолодженням

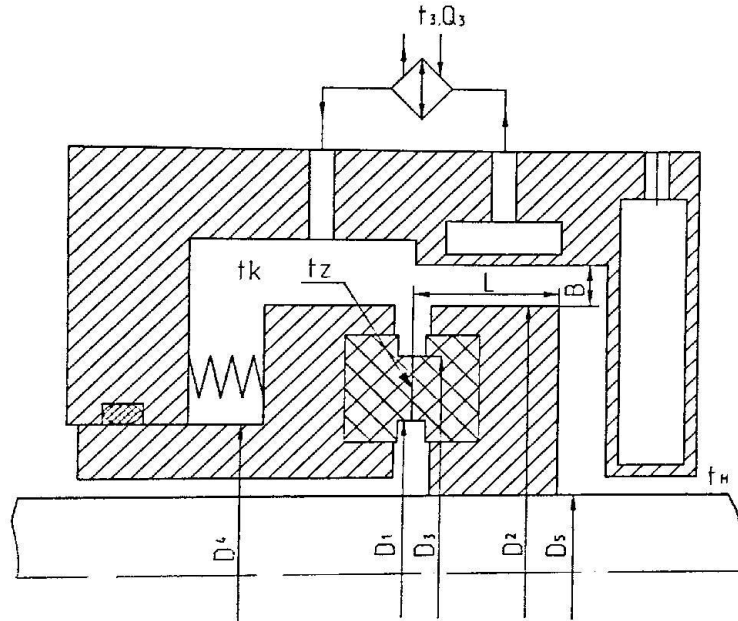


Рисунок 5.1 – Схема торцевого ущільнення

Вихідні дані для розрахунку

Таблиця 5.1

Частота обертання ротора, s^{-1}	N	52
Тиск рідини в камері ущільнення, МПа	P	3,32
Загальне зусилля пружини, Н	F	1060
Коефіцієнт тертя	f_T	0,008
Коефіцієнт тиску	K_p	0,5
Коефіцієнт теплоізоляції пари тертя	$C\omega$	0,65
Коефіцієнт теплопровідності кілець тертя, Вт/м·°С	Λ	160
Допускаємий витік, m^3/g	Q_y	$0,75 \cdot 10^{-4}$

					6.131.02BP.000.00ПЗ		Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			46

Продовження таблиці 5.1

Внутрішній діаметр торцевого ущільнення поверхні, м	D1	0,193
Зовнішній діаметр торцевого ущільнення поверхні, м	D3	0,221
Діаметр гідравлічного врівноваження, м	D4	0,200
Внутрішній діаметр обертової обойми, м	D5	0,160
Зовнішній діаметр обертової обойми, м	D2	0,240
Зазор між обертовою обоймою і корпусом насоса, м	B	0,001
Довжина обертового диска, м	L	0,052
Параметри термобарера: площа теплообміну з рідиною, що перекачується, м ² товщина стінки термобарера, м коефіцієнт теплопровідності термобарера, Вт/м·°С	Sn δ1 λ1	0,109 0,1098 26
Площа вхідного перетину відвода дефлектора, м ²	Sd	0,00068
Коефіцієнт витрат	Kd	0,026
Параметри рідини в камері ущільнення: допустима температура, °С густина, кг/м ³ теплоємність, Дж/кг·°С кінематична в'язкість, м ² /с	[tk] ρ C1 ν	80 971,8 4195 0,363·10 ⁻⁶
Параметри перекачуємої рідини: температура, °С густина, кг/м ³ теплоємність, Дж/кг·°С	t _H ρ _H C _H	183 883,7 4419,6
Параметри охолоджуючої рідини теплообмінника: температура, °С густина, кг/м ³ теплоємність, Дж/кг·°С витрата, м ³ /Г	t ₃ ρ ₃ C ₃ Q ₃	45 990,2 4180 5,5
Параметри охолоджуючої рідини термобарера: температура, °С густина, кг/м ³ теплоємність, Дж/кг·°С витрата, м ³ /Г	t ₃ ρ ₃ C ₃ Q _{2b}	45 990,2 4180 4,5

Площа контакту ущільнюючих поверхонь

$$S = \pi \frac{(D_3^2 - D_1^2)}{4} \quad (5.1)$$

$$S = 3,14 \frac{(0,221^2 - 0,193^2)}{4} = 0,0091 \text{ м}^2$$

Коефіцієнт гідравлічного урівноваження

$$K_y = \pi \frac{(D_3^2 - D_4^2)}{4S} \quad (5.2)$$

$$K_y = 3,14 \frac{0,221^2 - 0,200^2}{4 \cdot 0,0091} = 0,763$$

Питоме навантаження на ущільнюючу поверхонт

$$P_\kappa = (K_y - K_p)P + \frac{F}{S \cdot 10^6} \quad (5.3)$$

$$P_\kappa = (0,763 - 0,5)3,32 + \frac{1060}{0,091 \cdot 10^6} = 0,989 \text{ МПа}$$

Швидкість ковзання

$$V = \omega \frac{D_1 + D_3}{4} \quad (5.4)$$

$$V = 310,9 \frac{0,193 + 0,221}{4} = 35,225 \text{ м/с}$$

Потужність тертя ущільнюючої поверхні

$$N_o = 2\pi\mu\omega^2 \left[\frac{D_3 + D_1}{4} \right]^2 \frac{D_3 - D_1}{2} \frac{10^{-3}}{h} \quad (5.5)$$

$$N_o = 2 \cdot 3,14 \cdot 3,53 \cdot 10^{-4} \cdot 310,9^2 \left[\frac{0,221 + 0,193}{4} \right]^2 \cdot \frac{0,221 - 0,193}{2} \cdot \frac{10^3}{5,8 \cdot 10^{-6}} =$$
$$= 0,691 \text{ кВт}$$

Коефіцієнт динамічної в'язкості рідини в камері ущільнення

$$\mu = \rho\nu \quad (5.6)$$

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
						48
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\mu = 9718 \cdot 0,363 \cdot 10^{-6} = 3,53 \cdot 10^{-4} \text{ Нс / м}^2$$

Торцевий зазор між ущільнюючими поверхнями

$$h = \sqrt[3]{\frac{6\mu \frac{D_3 - D_1}{2} \frac{Q_y}{3600}}{\pi \frac{D_3 + D_1}{4} P \cdot 10^6}} \quad (5.7)$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 3,53 \cdot 10^{-4} \frac{0,221 - 0,193}{2} \cdot \frac{0,74 \cdot 10^{-4}}{3600}}{3,14 \frac{0,221 + 0,193}{4} \cdot 3,32 \cdot 10^6 \cdot 10^6}} = 5,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}$$

Потужність дискового тертя

$$N_g = N_{тр} + N_{ц} \quad (5.8)$$

$$N_g = 2,442 + 0,146 = 2,588 \text{ кВт}$$

де

$N_{тр}$ – потужність дискового тертя торцевих поверхонь

$N_{ц}$ – потужність дискового тертя циліндричної поверхні

Потужність тертя в торцевом ущільнюючи

$$N_m = N_o + N_g + N_k \quad (5.9)$$

$$N_m = 0,691 + 2,588 + 0,839 = 4,118 \text{ кВт}$$

Потужність конвективного теплообміна

$$N_k = \frac{C_n \rho_n (t_n - t_k) Q_y}{3600 \cdot 1000} \quad (5.10)$$

$$N_k = \frac{4419,6 \cdot 883,7 (183 - 80) \cdot 0,74 \cdot 10^{-4}}{3600 \cdot 1000} = 0,839 \text{ кВт}$$

Загальна потужність тепловиділення в камері ущільнення

$$N_m = 8,153 \text{ кВт}$$

					6.131.02BP.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

Потужність теплового потоку в камеру ущільнення зі сторони перекачуємої рідини

$$N_B = \frac{\lambda_1 S_n (t_n - t_k)}{1000 \delta_1} \quad (5.11)$$

$$N_B = \frac{26 \cdot 0,109(183 - 80)}{1000 \cdot 0,1098} = 4,678 \text{ кВт}$$

Коефіцієнт теплопередачі від трубки змійовика до охолоджуючої рідини:

$$K_2 = 1418 \text{ Вт} / \text{м}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$$

Нагрів охолоджуючої рідини в контуре циркуляції

$$DT_m = \frac{N_m 1000 \cdot 3600}{C_3 \nu_3 Q_3} \quad (5.12)$$

$$DT_m = \frac{8,153 \cdot 10^3 \cdot 1000 \cdot 3600}{4180 \cdot 990,2 \cdot 5,5} = 1,8^\circ \text{C}$$

Нагрів в камері ущільнення

$$DT_k = \frac{N_m 1000 \cdot 3600}{C_1 \nu_1 Q_d} \quad (5.13)$$

$$DT_m = \frac{8,153 \cdot 10^3 \cdot 1000 \cdot 3600}{4195 \cdot 971,8 \cdot 0,675} = 10,6^\circ \text{C}$$

Витрата рідини через камеру ущільнення

$$Q_d = K_d S_d V_d \quad (5.14)$$

$$Q_d = 0,026 \cdot 0,00068 \cdot 40,84 = 0,675 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Переферійна окружна швидкість обойми\

$$V_d = \pi \omega D_2 \quad (5.15)$$

$$V_d = 3,14 \cdot 310,9 \cdot 0,240 = 40,84 \text{ м} / \text{с}$$

Температурний напір зовнішнього теплообмінника

					6.131.02BP.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

$$DT_2 = \frac{1000N_m}{K_2 f_t} \quad (5.16)$$

$$DT_2 = \frac{1000 \cdot 8,153 \cdot 10^3}{1418 \cdot 0,008} = 10,2^\circ C$$

Середня температура в камері ущільнення

$$t_k = t_3 + DT_2 + 0,5DT_k \quad (5.17)$$

$$t_k = 45 + 10,2 + 0,5 \cdot 10,6 = 60,5^\circ C$$

					6.131.02BP.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

6. Розрахунок на міцність

6.1 Розрахунок вала на статичну міцність

Вихідні дані:

Матеріал вала	Сталь 40ХФА
Границя міцності σ_{ϵ} , МПа	900
Границя текучості $\sigma_{0,2}$, МПа	800
Границя втоми при згинанні σ_{-1} , МПа	$0,5\sigma_{\epsilon} = 450$
Границя втоми при крученні τ_{-1} , МПа	$0,29\sigma_{\epsilon} = 261$
Крутний момент $M_{кр}$, Н*мм	$22850 \cdot 10^3$

Вал знаходиться в умовах сумісної дії згинання та кручення. Найнебезпечнішим є переріз під робочим колесом, яке послаблене шпоночним пазом[8].

Номінальна дотична напруга в перерізах вала визначається за формулою.

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p}, \quad (6.1)$$

де W_p - момент опору крученню, м³.

Напруга згинання визначається за формулою:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W}, \quad (6.2)$$

де $M_u = 0,1 M_{кр}$ – згинаючий момент, Нм.

$$M_u = 0,1 \cdot 22850 = 2285 \text{ Нм}$$

W – момент опору переріза вала згинанню, м³

Моменти опору крученню та згинанню вала переріза, який послаблений шпоночним пазом, визначається згідно формулам:

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot \frac{h}{2} \cdot \left(d - \frac{h}{2}\right)}{2d}, \quad (6.3)$$

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot \frac{h}{2} \cdot \left(d - \frac{h}{2}\right)^2}{2d}, \quad (6.4)$$

де $d = 175$ мм - діаметр вала під колеса;

$b = 32$ мм - ширина шпоночного пазу;

$h = 11$ мм - глибина пазу.

Після підстановки чисельних значень в (7.3) та (7.4), отримуємо:

$$W_p = \frac{3,14 \cdot 175^3}{16} - \frac{32 \cdot \frac{11}{2} \cdot \left(175 - \frac{11}{2}\right)^2}{2 \cdot 175} = 1037330 \text{ мм}^2;$$

$$W = \frac{3,14 \cdot 175^3}{32} - \frac{32 \cdot \frac{11}{2} \cdot \left(175 - \frac{11}{2}\right)^2}{2 \cdot 175} = 511442 \text{ мм}^2.$$

Підставляємо отримані дані у (7.1) та (7.2).

$$\tau = \frac{22850 \cdot 10^3}{1031330} = 22 \text{ МПа};$$

$$\sigma_u = \frac{2285 \cdot 10^3}{511442} = 4,5 \text{ МПа}.$$

Запас міцності по статичній несучій здатності:

$$n = \frac{\sigma_{0,2}}{\sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau^2}} \geq [n], \quad (6.5)$$

де $[n] = 2,2$ при $\frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_s} = \frac{800}{900} = 0,89$

					6.131.02BP.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

$$n = \frac{800}{\sqrt{4,5^2 + 4 \cdot 22^2}} = 18,1 > 2,2 \quad - \text{ умова виконується}$$

Запас міцності за межею стомлення:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}, \quad (6.6)$$

де n_σ - запас міцності по нормальним напругам;

n_τ - запас міцності по доточним напругам.

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}; \quad (6.7)$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \beta} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}, \quad (6.8)$$

де k_σ, k_τ - ефективні коефіцієнти концентрації;

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ - коефіцієнти, які враховують масштабний фактор;

ψ_σ, ψ_τ - коефіцієнти, які враховують вплив асиметрії циклу напруг;

$\sigma_a, \tau_a, \sigma_m, \tau_m$ - амплітуда та середнє значення напруг циклу.

$$\sigma_a = \sigma_u = 4,5 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\tau_a = 0,25 \cdot \tau_m = 0,25 \cdot 22 = 5,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\tau_m = \tau = 22 \text{ МПа};$$

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

$$\psi_{\sigma} = 0,05;$$

$$\psi_{\tau} = 0.$$

Підставляємо у формулу (7.7) та (7.8)

$$n_{\sigma} = \frac{450}{\frac{2}{0,68} \cdot 4,5 + 0,05 \cdot 0} = 34;$$

$$n_{\tau} = \frac{261}{\frac{1,9}{0,74} \cdot 5,5 + 22 \cdot 0} = 18,5.$$

$$\text{Тоді } n = \frac{34 \cdot 18,5}{\sqrt{34^2 + 18,5^2}} = 16,3.$$

Запас міцності для валів: $n > 2,5$

$16,3 > 2,5$ – умова виконується.

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

6.2 Розрахунок шпоночного з'єднання під колесом

Вихідні дані для розрахунку:

Розмір шпонки, м, $b \times h$	0,105x0,018
Матеріал шпонки	Сталь 30X13
Границя текучості $\sigma_{0,2}$, МПа	540
Матеріал колеса	Сталь 20X13Л
Границя текучості $\sigma_{0,2}$, МПа	441
Матеріал вала	Сталь 40ХФА
Границя текучості $\sigma_{0,2}$, МПа	800
Крутний момент $M_{кр}$, Нм	22850

Крутний момент, який передається шпоночним з'єднанням:

$$M'_{кр} = \frac{M_{кр}}{i}, \quad (6.9)$$

де i – число ступіней.

$$M'_{кр} = \frac{22850}{3} = 7616,7 \text{ Нм}$$

Напруження зім'яття в шпоночному з'єднанні визначається за формулою:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d \cdot l_p \cdot t}, \quad (6.10)$$

де d - діаметр вала під колесом, м;

l_p - робоча довжина шпонки, м;

t - висота шпоночного паза в ступиці колеса $t = 18 - 11 = 7$ мм.

$$l_p = l - b, \quad (6.11)$$

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 22850}{0,175 \cdot 0,105 \cdot 0,007} = 355 \text{ МПа.}$$

Допустиме напруження зминання для матеріалу (шпонка, вал, колеса), який має найширшу границю текучості, визначається за формулою:

Умова міцності на зминання:

$$\sigma_{зм} = 355 \text{ МПа} < [\sigma_{зм}] = 441 \text{ МПа} \quad - \text{ умова виконується.}$$

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

6.3 Розрахунок шпильок кріплення кришки напірної

Вихідні данні

шпилька М80х4

кількість шпильок $z=20$

матеріал – сталь 35ХМ ГОСТ 4543-71

межа текучості $\sigma_{0,2}^{50^{\circ}C} = 588$ МПа

матеріал корпусу 06Х12Н3Д ту 108.1425-86

допустимий тиск насосу $p_k=33,85$ кгс/см²(3,32МПа)

тиск на вході в насос $p_n=29,6$ кгс/см²(2,9МПа)

6.3.1 Розрахунок зусилля початкової затяжки шпильок

Гідростатичні зусилля в робочих умовах і при гідравлічному випробуванні

$$P_p = F_2 \cdot p_k \quad (6.11)$$

$$P_p = 6284,4 \cdot 33,85 = 212727 \text{ кгс} (2127270 \text{ Н})$$

де $F_2 = 6284,4$ см²- площа проекції на площину горизонтального роз'єму поверхні кришки, що знаходиться під дією тиску.

$$P_r = (F_1 + F_2) \cdot p_r \quad (6.12)$$

$$P_r = (6284,4 + 6343,5) \cdot 29,6 = 373756 \text{ кгс} (3737860 \text{ Н})$$

де $F_1 = 6343,5$ см²- площа проекції на площину горизонтального роз'єму поверхні корпусу, що знаходиться під дією тиску.

Зусилля на прокладці, що забезпечує герметичність в робочих умовах та при гідравлічних випробуваннях, приймається більшим із значень:

$$P_{np} = F_{np} \cdot m \cdot p_r \quad (6.13)$$

$$P_{np} = 19717 \cdot 1,6 \cdot 29,6 = 933797 \text{ кгс} (9337970 \text{ Н})$$

$$P_{np} = F_{np} \cdot q_{omin} \quad (6.14)$$

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

де $F_{np}=19717 \text{ см}^2$ - площа прокладки

$m = 1,6$ – прокладковий коефіцієнт для паронітової прокладки

$q_{omin} = 100 \text{ кгс/см}^2$ – мінімальне значення тиску ущільнення

Зусилля початкової затяжки шпильок, що забезпечує герметичність в робочих умовах, та в умовах гідравлічних випробувань

$$Q_o = P_{np} + (1 - \chi) \cdot P_r \quad (6.15)$$

$$Q_o = 933797 + (1 - 0.1) \cdot 373756 = 1270178 \text{ кгс} (12701780 \text{ Н})$$

де $\chi = 0,1$ - коефіцієнт навантаження.

Момент на ключі при затяжці шпильок

$$M_{кл} = k \cdot \frac{Q_o}{z} \cdot d_0 \quad (6.16)$$

$$M_{кл} = 0.2 \cdot \frac{1270178}{20} \cdot 8,0 = 101614 \text{ кгс/см} (1016140 \text{ Нм})$$

де $k = 0,2$ – середнє значення коефіцієнта тертя різьби без змазки,

$d_0 = 8,0 \text{ см}$ – зовнішній діаметр різьби.

6.3.2 Розрахунок навантажень

Зусилля в шпильці від механічних навантажень в робочих умовах

$$Q_{ум} = Q_o + \chi \cdot P_p \quad (6.17)$$

$$Q_{ум} = 1270178 + 0.1 \cdot 212727 = 1291451 \text{ кгс} (12914510 \text{ Н})$$

Площа перетину шпильки по внутрішньому діаметру різьби

$$f = 0.785 \cdot d_1^2 \quad (6.18)$$

$$f = 0.785 \cdot 7,567^2 = 44,9 \text{ см}^2$$

де $d_1=7,567 \text{ см}$ – внутрішній діаметр різьби.

Напруження розтягування в шпильках, що викликається дією механічних навантажень в робочих умовах:

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

$$\sigma_p = \frac{Q_{шт}}{z \cdot f} \quad (6.19)$$

$$\sigma_p = \frac{1291451}{20 \cdot 44,9} = 1438 \text{ кгс/см}^2 (144 \text{ МПа})$$

Середні дотичні напруження в різьбі корпуса, що викликані дією механічних навантажень:

$$\tau_p = \frac{Q_{шт}}{z \cdot \pi \cdot d_0 \cdot h \cdot k_m} \quad (6.20)$$

$$\tau_p = \frac{1291451}{20 \cdot 3,14 \cdot 8,0 \cdot 9,9 \cdot 0,87} = 298,5 \text{ кгс/см}^2 (29,9 \text{ МПа})$$

де $d_0 = 8,0$ см – зовнішній діаметр різьби

$h = 9,9$ см – висота робочої частини різьби в корпусі

$k_m = 0,87$ – коефіцієнт повноти метричної різьби

6.3.3 Оцінка міцності

Номінальне допустиме навантаження для матеріалу шпильок:

$$[\sigma_H]' = \frac{\sigma_{0,2}^{50^{\circ}\text{C}}}{n_{0,2}} \quad (6.21)$$

де $n_{0,2} = 2$ – коефіцієнт запасу міцності.

$$[\sigma_H]' = \frac{6000}{2} = 3000 \text{ кгс/см}^2 (300 \text{ МПа})$$

Допустиме напруження різьби корпусу на зріз приймаємо:

$$[\tau] = 0,8 \cdot [\sigma] \quad (6.22)$$

де $[\sigma] = 588$ МПа – допустиме напруження 06Х12НЗД при розтягуванні.

$$[\tau] = 0,8 \cdot 588 = 47 \text{ МПа}$$

Умова міцності шпильок і умова міцності різьби корпусу виконується.

$$\sigma_p = 238 \text{ МПа} < [\sigma_H]' = 300 \text{ МПа}$$

$$\tau_p = 29,9 \text{ МПа} < [\tau] = 47 \text{ МПа}$$

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

7. Розділ з охорони праці

. Природне освітлення виробничих приміщень може здійснюватися світлом неба або прямим сонячним світлом через світлові прорізи (вікна) в зовнішніх стінах або через ліхтарі (аераційні, зенітні), що встановлені на покрівлях виробничих будівель.

Залежно від призначення промислові будівлі можуть бути одноповерхові, багатоповерхові та різних розмірів і конструкцій. Залежно від цього і вимог технологічного процесу можуть бути застосовані такі види природного освітлення:

- 1. Бокове одностороннє або двостороннє, коли світлові отвори (вікна) знаходяться в одній або в двох зовнішніх стінах.
- 2. Верхнє, коли світлові отвори (ліхтарі) знаходяться у верхньому перекритті будівлі.
- 3. Комбіноване, коли застосовується одночасно бокове і верхнє освітлення.

Згідно з вимогами СНиП II-4-79 "Естественное и искусственное освещение. Нормы проектирования", в приміщеннях із постійним перебуванням людей в них повинно бути передбачене природне освітлення. Основною нормованою величиною природного освітлення є коефіцієнт природної освітленості.

Штучне освітлення, нормування та розрахунок

Штучне освітлення поділяється в залежності від призначення на робоче, аварійне, евакуаційне та охоронне. Розрізняють такі системи штучного освітлення: загальне, місцеве та комбіноване.

Система загального освітлення призначена для освітлення всього приміщення, вона може бути рівномірною та локалізованою. Загальне рівномірне освітлення встановлюють у цехах, де виконуються однотипні роботи невисокої точності по

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

усій площі приміщення при великій щільності робочих місць. Загальне локалізоване освітлення встановлюють на поточних лініях, при виконанні робіт, різноманітних за характером, на певних робочих місцях, при наявності стаціонарного затемнюючого обладнання, та якщо треба створити спрямованість світлового потоку.

Місцеве освітлення призначається для освітлення тільки робочих поверхонь, воно може бути стаціонарним (наприклад, для контролю за якістю продукції на поточних лініях) та переносним (для тимчасового збільшення освітленості окремих місць або зміни напрямку світлового потоку при огляді, контролі параметрів, ремонті).

Світильники місцевого освітлення повинні бути зручними у користуванні, а, головне, безпечними при експлуатації.

Категорично забороняється застосовувати лише місцеве освітлення, оскільки воно створює значну нерівномірність освітленості, яка підвищує втомленість зору та призводить до розладу нервової системи. Таке освітлення на виробництві є допоміжним до загального. Комбіноване освітлення складається з загального та місцевого. Його передбачають для робіт I-VIII розрядів точності за зоровими параметрами, та коли необхідно створити концентроване освітлення без утворення різких тіней.

Джерела світла

Головними джерелами світла для промислового освітлення є лампи розжарювання та газорозрядні лампи різноманітних типів. Кожен із типів ламп має свої недоліки та переваги. Лампи розжарювання (ЛР) належать до джерел світла теплового випромінювання, їх світлова віддача складає 10... 15 лм/Вт. Вони створюють безперервний спектр випромінювання, який найбільш багатий жовтими та червоними (тобто інфрачервоними) променями та бідніший у зоні

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

синіх та зелених спектрів випромінювання, ніж спектр природного світла неба, що погіршує розрізнення кольорів. У цих ламп

низький коефіцієнт корисної дії, малий термін служби (до 1000 годин), висока температура на поверхні колби (250...300 °С). Водночас вони мають деякі переваги: широкий діапазон потужностей і типів, порівняно з газорозрядними лампами, незалежність експлуатації від навколишнього середовища (вологості, запиленості і т. д.), простота світильників та компактність.

На підприємствах для освітлення застосовують різноманітні види ламп розжарювання: вакуумні (В), газонаповнені (Г), газонаповнені біоспиральні (Б) та ін.

Газорозрядні лампи (люмінесцентні, ртутні, високого тиску дугові типу ДРЛ та ін.) випромінюють світло, близьке до природного,

Поверхня колби цих ламп холодна, вони більш економні, дозволяють створювати високу освітленість. Такі лампи випускаються в асортименті. За спектром їх випромінювання передача кольорів має велике значення для промисловості, оскільки дає можливість визначити дійсну якість продукції, здійснювати контроль сировини, напівфабрикатів та готових виробів. Люмінесцентні лампи в 2,5...3 рази економніші від ламп розжарювання, працюють протягом 5-10 тис. годин, їх світловіддача становить 30...80лм/Вт.

Недоліки освітлювальних установок із газорозрядними лампами (пульсація світлового потоку, осліплююча дія, шум дроселів, великі первинні витрати на закупівлю та монтаж) компенсуються їх економністю в процесі тривалої експлуатації, а також їх незамінністю при необхідності виконання робіт із розрізненням кольорів. Пульсація світлового потоку газорозрядних ламп не сприймається оком, але небажана, оскільки є причиною виникнення стробоскопічного ефекту. В пульсуючому світлі виникає викривлення зорового

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

сприйняття стану рухомих та обертальних об'єктів, а це вже є небезпечним фактором. Ослаблення пульсації досягається підключенням паралельно працюючих ламп на різні фази трифазної мережі або застосуванням високочастотного постачання освітлювальної установки.

Засліплювання змінює сприйняття спектрального складу світлового випромінювання. Тому захист від блискучості таких світильників обов'язків. Не дозволяється застосовувати відкриті газорозрядні лампи.

Зараз виготовляють такі види газорозрядних ламп, які розрізняються за спектром: лампи денного світла (ЛД) мають блакитний колір, за спектром випромінювання вони близькі до розсіяного світла чистого неба; лампи денного світла з покращеною передачею кольорів (ЛДЦ), вони близькі до ламп ЛД, але мають кращу передачу кольорів теплих відтінків, у тому числі зовнішнього вигляду людини; люмінесцентні лампи типу ЛЄ найбільш близькі до спектру природного сонячного світла; лампи білого кольору ЛБ дають випромінювання з меншим вмістом синьо-фіолетових променів, світло у них трохи фіолетове, нагадує світло неба, критого хмарами, що освітлюються сонцем; лампи холодно-білого світла ЛХБ, ЛХЄ дають кращу передачу світла, ніж лампи ЛБ та ЛД; лампи тепло-білого світла ЛТБ дають світло рожево-білого відтінку.

У виробничих приміщеннях підприємств доцільно застосовувати люмінесцентні лампи білого світла – ЛБ. Вони найбільш економні та дають світло теплих тонів. Лампи ЛТБ можна застосовувати в приміщеннях для відпочинку. Там, де необхідно проводити ретельний контроль якості продукції, належить застосовувати лампи ЛДЦ.

Люмінесцентні лампи треба застосовувати насамперед там, де недостатнє природне освітлення (приміщення з вікнами, що затіняються будівлями, деревами, або виходять на північ, експедиції, підвальні приміщення тощо). Для комбінованого освітлення краще застосовувати лампи ЛБ.

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

Лампи ДРЛ (дугові ртутні) належать до ламп високого тиску. Вони економні, світлова віддача майже 75... 100 лм/Вт. Такі лампи застосовують для освітлення в цехах при виконанні грубих робіт та робіт середньої точності, при загальному нагляді, а також для зовнішнього освітлення місць навантаження, вивантаження і в цехах великої висоти та площі.

Світильники

Світильники складаються з джерела світла та арматури. Арматуру призначено для перерозподілу світлового потоку, захисту очей від блискучості, запобігання забруднення джерела світла та його пошкоджень. Світильники класифікуються за спрямуванням світлового потоку в робочій зоні та захистом від факторів навколишнього середовища.

За напрямком світлового потоку вони поділяються на світильники: прямого світла (випромінювання нижче за світильник, не менше 80% світлового потоку спрямовано на робочу поверхню); відбитого світла (випромінювання світлового потоку – більше 80% – спрямовано на стелю та верхню частину стін (вище за світильник); напіввідбитого світла (40-60% світлового потоку спрямовується на робочу поверхню, а решта – на стелю).

За ступенем захисту від навколишнього середовища світильники прділяються на: пилонезахищені (відкриті); пилрозахищені та пилонепроникні; водозахищені (від потрапляння крапель зверху); водонепроникні або герметичні (навіть при зануренні у рідину); вибухозахищені (для вибухонебезпечних і пожежонебезпечних приміщень, наприклад, приміщень, де застосовується спирт, гас, розчинники фарб).

Вимоги безпеки до світлового обладнання встановлені відповідним стандартом

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

8. Економічний розділ

Виконання ремонтних робіт у заздалегідь відомі терміни сприяє запобіганню прогресуючому зносу деталей у процесі експлуатації устаткування, скороченню витрат на усунення його відмов, аварійних ремонтів.

На вітчизняних підприємствах з 1955 р. застосовувалася єдина система планово-запобіжних ремонтів (ЄСПЗР), основи якої були розроблені в 1923 р. Сутність системи ПЗР полягає в проведенні через певну кількість годин роботи устаткування профілактичних оглядів і різних видів планових ремонтів, черговість і періодичність яких визначаються призначенням агрегата, його особливостями, розмірами й умовами експлуатації.

Випуск нового складного устаткування та умови його експлуатації зумовили необхідність удосконалення ЄСПЗР. Використовуючи позитивний досвід проведення планово-запобіжних ремонтів, у 1988 р. була розроблена і впроваджена Типова система технічного обслуговування і ремонту (ТСТОР) метало- і деревообробного устаткування, яка передбачає сукупність взаємозалежних положень і норм, що визначають організацію і виконання робіт з технічного обслуговування й ремонту устаткування з метою зберігання протягом обумовленого часу при заданих умовах експлуатації продуктивності, точності та інших показників, гарантованих у супровідній технічній документації заводів-виготовлювачів.

ТСТОР (ЄСПЗР) являє собою сукупність організаційно-технічних заходів щодо нагляду, обслуговування і ремонту устаткування та профілактичних заходів відповідно до заздалегідь складеного плану у визначених обсягах і в певні терміни з метою запобігання прогресивно наростаючому зносу, аваріям і підтримування устаткування в постійній експлуатаційній готовності.

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

Основними принципами цієї системи є запобігання і плановість. Принцип запобігання полягає в тому, що після відпрацьовування кожним агрегатом установленної кількості годин незалежно від фізичного стану і ступеня зносу він підлягає технічному обслуговуванню і ремонтним роботам. Принцип плановості передбачає проведення зазначених технічних впливів у призначені терміни за спеціальним графіком із заданими обсягами робіт.

Технічне обслуговування — це комплекс операцій, спрямованих на підтримування в робочому стані устаткування і забезпечення його технічних параметрів у процесі експлуатації. Операції виконуються виробничими робітниками, а також черговим ремонтним персоналом. Вони складаються з таких технічних впливів: зміна і поповнення масел; регулювання механізмів; усунення дрібних несправностей; змашування третьових поверхонь; перевірка геометричної точності відповідно до норм, передбачених держстандартами або ТУ; випробування (для електроустаткування, електромереж, вантажопідйомних машин) і т. д. Роботи з технічного обслуговування виконуються в міжзмінний час і регулюються спеціальним графіком. Чітке виконання за графіком і в необхідному обсязі технічного обслуговування сприяє скороченню обсягу ремонтних робіт і зниженню витрат на їх проведення.

Планові ремонти залежно від змісту та трудомісткості робіт поділяються на поточний (малий), середній та капітальний.

Поточний ремонт передбачає заміну невеликої кількості деталей, що швидко спрацьовуються, та регулювання механізмів для забезпечення нормальної роботи устаткування до чергового планового ремонту. Протягом року такий ремонт охоплює 90—100 % технологічного устаткування. Проводиться, як правило, у неробочий час, без простою обладнання.

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

Під час середнього ремонту виконуються: часткове розбирання агрегата, заміна і ремонт окремих складальних вузлів і механізмів, складання, регулювання та випробування під навантаженням. Такий вид ремонту здійснюється за спеціальною «Відомістю дефектів», що складається при огляді агрегата, заздалегідь складеним кошторисом та планом-графіком ремонтів обладнання. Протягом року під середній ремонт підпадає 25—30 % установленого устаткування.

Капітальний ремонт передбачає повне розбирання агрегата, дефектування (сортування деталей на придатні, непридатні і такі, що потребують відновлення), заміну або ремонт складальних одиниць із наступним складанням, регулюванням та випробування на всіх режимах роботи. У процесі відновлення геометрична точність, потужність та продуктивність устаткування доводяться до норм, передбачених ДСТУ або ТУ на термін до чергового планового середнього або капітального ремонту. Капітальним ремонтом протягом року охоплюється 10—12 % установленого обладнання. Організаційно-економічні документи на здійснення робіт аналогічні документам при середньому ремонті.

Ремонти, що пов'язані з відмовами та аваріями устаткування, називаються позаплановими (аварійними). За умови високої культури експлуатації устаткування і чіткої організації системи технічного обслуговування та ремонту, як правило, аварії не трапляються.

Модернізація устаткування проводиться з метою підвищення його технічного рівня і наближення до сучасних моделей машин аналогічного призначення. Виконання робіт з модернізації зазвичай суміщається з ремонтними роботами.

ТСТОП передбачає встановлення ремонтних нормативів, проведення технічної, матеріальної та організаційно-економічної підготовки.

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

Ремонтні нормативи. Від нормативної бази залежать ефективність експлуатації устаткування, витрати на технічне обслуговування та ремонт, рівень утрат у виробництві, пов'язаних з несправностями агрегатів. Нормативи диференціюються за групами обладнання і характеризуються послідовністю проведення ремонтів та оглядів, обсягами ремонтних робіт, їх трудомісткістю і матеріаломісткістю.

До основних ремонтних нормативів належать: 1) категорія ремонтної складності; 2) ремонтна одиниця; 3) тривалість міжремонтного циклу; 4) структура міжремонтного циклу; 5) тривалість міжремонтних періодів і оглядів; 6) нормативи трудомісткості; 7) нормативи матеріаломісткості; 8) норми запасу деталей, оборотних вузлів та агрегатів.

Під категорією ремонтної складності розуміється ступінь складності ремонту агрегата (одиниці устаткування), що залежить від його технічних і конструктивних особливостей, розмірів деталей, що обробляються, точності їх виготовлення та особливостей ремонту. У групі устаткування за еталон береться один з агрегатів і для нього встановлюється категорія складності. Категорія ремонтної складності позначається буквою R і числовим коефіцієнтом перед нею.

ЄСПЗР та ТСТОР визначені категорії ремонтної складності механічної і електричної частин усіх моделей устаткування. Так, для металообробного верстатного парку агрегатом-еталоном є токарно-гвинторізальний верстат 1К62 з висотою центрів 200 мм і відстанню між центрами 1000 мм, для якого встановлена категорія складності механічної частини 11R (за ЄСПЗР), 12R (за ТСТОР), а електричної частини — відповідно 8,5R та 9,5R.

Ремонтна одиниця — умовний показник, що характеризує нормативні витрати на ремонт устаткування першої категорії складності

					6.131.02BP.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

9. Технологія виробництва деталі

9.1. Визначення типу виробництва та його характеристика

Залежно від маси виробу і річної програми випуску виробництва може бути одиничне, серійне і масове.

Одиничним називається виробництво, в якому виготовляється дуже широка номенклатура продукції в невеликих кількостях, причому окремі види продукції не повторюються через не визначені проміжки часу. При одиничному типі виробництва використовується універсальне устаткування і верстати ЧПУ; стандартний ріжучий і універсальний вимірюючий інструмент.

Серійним називається таке виробництво, в якому виготовляється ширша номенклатура виробу, причому вироби кожного найменування випускаються серіями, що періодично повторюються. Залежно від величини серії і частоти їх випуску розрізняють серійне, крупносерійне і дрібносерійне виробництва. При серійному типі виробництва використовують універсальні верстати ЧПУ з швидкодіючими пристосуваннями, оброблювані центри, розташовані по ходу технологічного процесу стандартний ріжучий і спеціальний вимірюючий інструменти. Кваліфікація робітників нижча ніж в одиничного виробництва.

Масовим називається виробництво, в якому постійно в перебігу добового часу, вимірюваного, як правило, протягом років, виготовляється одночасно у великих кількостях один виріб або дуже обмежена номенклатура продукції. Масове виробництво характерне для крупних вузькоспеціалізованих підприємств. При масовому типі виробництва використовується спеціальне і спеціалізоване устаткування. Кваліфікація наладчиків устаткування висока, а робітників низька.

Для маси виробу і річної програми випуску вибираємо одиничний тип виробництва.

					6.131.02BP.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

9.2. Визначення методу отримання заготовки. Визначення к.в.м. (коефіцієнт використання матеріалу)

9.2.1 Визначення методу отримання заготовки

Виходячи з серійного типу виробництва, спосіб отримання заготовки – поковка.

Вільна кування металів. Відноситься до обробки тиском. Обробка металів тиском заснована на пластичності металів, т. е. Їх здатності змінювати свою форму і розміри без руйнування під дією прикладених зовнішніх сил (тиску).

Куванні піддаються всі матеріали, які при нагріванні стають пластичними. Широко застосовується цей вид обробки при виготовленні сталевих виробів. Кування значно покращує структуру і механічні якості вихідного металу. Вироби, виготовлені куванням, називаються поковками.

З поковок виготовляють будь-які деталі машин і різний інструмент. За допомогою кування можна виготовити деталі високої міцності..

При куванні деталей значно скорочується витрата металу, зменшується час, необхідний для виготовлення заготовок деталей або інструменту. Це дозволяє знизити собівартість деталей. Вільна кування (переважно гаряча) буває ручна і машинна.

Для полегшення отримання заготовки я вибираю машинну ковку.

Машинна кування виконується на механічних молотах (ресорних, пневматичних, пароповітряних і ін.) Або пресах. Поковки затискають в кліщі і підводять під молот, який ударами бойка змінює форму заготовки.

					6.131.02BP.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

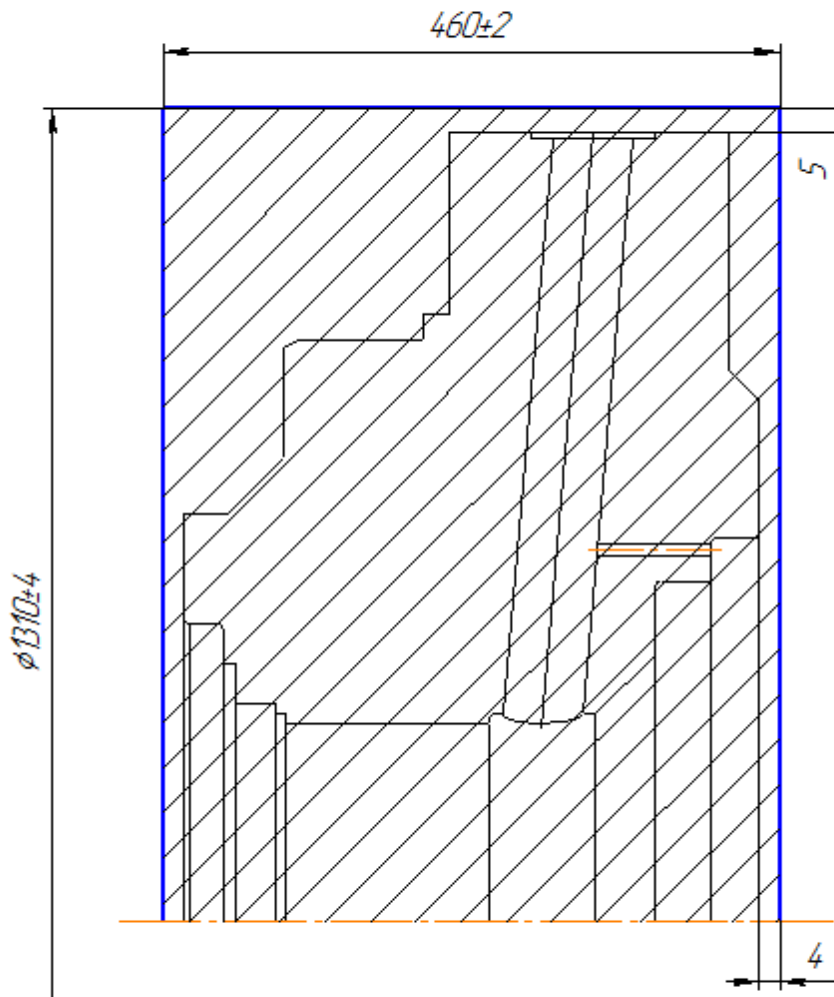


Рисунок 9.1 - Заготовка

9.2.2 Визначення к.в.м.

Значення коефіцієнта використання матеріалу визначається як відношення маси деталі до маси заготовки.

$$K_{\text{вм}} = \frac{m_{\text{д}}}{m_{\text{з}}} \quad (5.1)$$

де $m_{\text{д}}$ - маса деталі (2700 кг);

$m_{\text{з}}$ - маса заготовки (4755 кг)

Підставивши отриманні значення в формулу, для знаходження коефіцієнта використання матеріалу, отримаємо:

$$K_{\text{вм}} = \frac{2700}{4755} = 0,57$$

					6.131.02BP.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

9.3 Розробка технологічного процесу виготовлення деталей відповідно до завдання з визначенням оптимальних режимів обробки, зварювання, складання. Визначення кількості обладнання, інструментів, пристосувань. Розробка ескізів – налаштувань.

005 Заготівельна

010 Вхідний контроль ВТК

Перевірити наявність сертифікату і відповідність його даних вимогам креслення.

015 Токарно-карусельна

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

Обладнання - токарно-карусельний з ЧПК верстат мод.1525Ф3.

Оснащення:

Патрон 3-ьох кулачковий токарний діаметром D=1400 мм.

Позначення: Патрон 7108-0021 ГОСТ 2571-71.

Технічна характеристика верстата 1525Ф3:

Наибольший диаметр обрабатываемой детали, мм	2 500
Наибольшая высота обрабатываемой детали, мм	1 600
Диаметр планшайбы, мм	2 250
Наибольшая масса обрабатываемой детали, кг	16 000
Частота вращения планшайбы, мин-1	16 - 80
Диапазон рабочих подач, мм/об	0,04 - 16
Наибольший крутящий момент на планшайбе, кН*м	67
Мощность электродвигателя главного движения, кВт	45
Вертикальное перемещение суппорта, мм	1 200
Горизонтальное перемещение суппорта, мм	1 720
Скорость скорость установочных перемещений, мм/мин	2 000

					6.131.02BP.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

Наибольшее сечение державок закрепляемых резцов, мм	63
Габаритные размеры станка (Д x Ш x В), мм	5070 x 6340 x 5100
Масса станка, кг	35 500

Ріжучий інструмент:

Різець PCLNR50x50-H12 T5K10 – для чорнового точіння

Свердло d50 ГОСТ 885-77

Вимірювальний інструмент

Штангенциркуль ШЦ-Ш-1600-0,1 ГОСТ 166-89.

Штангенциркуль ШЦ-Ш-500-0,1 ГОСТ 166-89.

020 Фрезерна

Обладнання: горизонтально-фрезерний станок 2А622Ф4

Технічна характеристика:

Диаметр выдвижного расточного шпинделя, мм	Ø 110
Наибольший диаметр растачиваемого отверстия, мм	Ø 240
Наибольший диаметр сверла (по конусу), мм	Ø 50
Наибольший диаметр фрезы, мм	Ø 250

Стол

Рабочая поверхность стола, мм	1250 x 1250
Наибольшая масса обрабатываемого изделия, кг	5000
Наибольшее продольное перемещение стола (Z), мм	1000
Наибольшее поперечное перемещение стола (X), мм	1250
Пределы рабочих подач стола (X, Y, Z, W), мм/мин	1..3200
Пределы рабочих подач стола (B), град/мин	
Наибольшее усиление подачи стола (вдоль и поперек), Н (кгс)	19600 (2000)

8

					6.131.02BP.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

Скорость быстрых продольных перемещений (X, Y, Z, W), м/мин

Шпиндель

Наибольшее горизонтальное (осевое, продольное) перемещение шпинделя, мм	710
Частота вращения шпинделя, об/мин	4..1250
Дискретность задания скоростей шпинделя	1
Наибольший крутящий момент на шпинделе, Н (кгс*м)	1765 (180)
Пределы рабочих подач шпинделя (W), мм/мин	1..3200
Пределы рабочих подач шпиндельной бабки вертикально (Y), мм/мин	1..3200
Скорость быстрых перемещений шпиндельной бабки вертикально (Y), м/мин	8
Наибольшее вертикальное перемещение шпиндельной бабки (Y), мм	1000
Скорость быстрых перемещений шпинделя (W), м/мин	8
Наибольшее осевое усиление подачи (X, Y, Z, W), Н (кгс)	10780 (11000)
Конец выдвижного шпинделя по ГОСТ19860-74	50AT5

Устройство программного управления (УЧПУ)

Модель УЧПУ	2C42—65
Количество одновременно управляемых координат	3/4
Дискретность задания координат	0,001

Привод

Количество электродвигателей на станке	10
Электродвигатель привода главного движения Мощность, кВт	20
Электродвигатель привода подач, Н*м	47
Суммарная мощность электродвигателей, кВт	50,6

					6.131.02BP.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		75

Габариты и масса станка

Габариты станка, включая ход стола и салазок, мм 3980 x 6335 x 3980

Масса станка, кг 20500

Ріжучий інструмент:

Фреза d 100 ГОСТ 24359-80

Свердло d 75 ГОСТ 20695-75

Цековка d 80 ГОСТ 15600-70

Вимірювальний інструмент

Штангенциркуль ШЦ-II-125-0,1-2 ГОСТ 166-89

025 Контроль ВТК

Перевірити розміри після операції 020

030 Зварювальна

Приварка цапф до корпусу

040 Контроль

Контролювати зварювальні шви.

045 Термічна

Поліпшення матеріалу заготовки, зняття внутрішніх напружень після зварювання.

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

050 Токарно-карусельна

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

Обладнання - токарно-карусельний з ЧПК верстат мод.1525Ф3.

Оснащення:

Патрон 3-ьох кулачковий токарний діаметром D=1400 мм.

Позначення: Патрон 7108-0021 ГОСТ 2571-71.

Ріжучий інструмент:

Різець PCLNR50x50-N12 T5K10 – для чорнового точіння

Різець A40G-SGXM11-50 T5K10 – для чорнового розточування

Вимірювальний інструмент:

Штангенциркуль ШЦ-II-500-0,1-2 ГОСТ 166-89.

055 Контроль ВТК

Перевірити розміри після операції 050

060 Токарно-карусельна

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

Обладнання - токарно-карусельний з ЧПК верстат мод.1525Ф3.

Оснащення:

Патрон 3-ьох кулачковий токарний діаметром D=1400 мм.

Позначення: Патрон 7108-0021 ГОСТ 2571-71.

Ріжучий інструмент:

Різець PCLNR5050-N12 T15K6 – для напівчистового точіння

Різець PCLNR5050-N12 T30K4 – для тонкого точіння

					6.131.02BP.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		77

Різець А40G-SGXM11-50 Т15К6 – для напівчистового розтачування

Різець А40G-SGXM11-50 Т30К4 – для тонкого розтачування

Вимірювальний інструмент:

Штангенциркуль ШЦ-II-500-0,1-2 ГОСТ 166-89.

Штангенциркуль ШЦ-II-1600-0,1-2 ГОСТ 166-89.

Калибр скоба ГОСТ 2689-54

Штихмас ГОСТ 10-88

065 Контроль ВТК

Перевірити розміри після операції 060

070 Свердлувальна

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

Обладнання – радіально-свердлувальний верстат мод. VO 100 / 104.

Оснащення:

Патрон 3-ьох кулачковий токарний діаметром D=400 мм.

Позначення: Патрон 7108-0021 ГОСТ 2571-71

Ріжучий інструмент:

Свердло центровочне Ø 5 ГОСТ 14952-72

Свердло Ø 30 ГОСТ 22735-77

Свердло Ø 60 ГОСТ 22735-77

Свердло Ø 65 ГОСТ 22735-77

Свердло Ø56 ГОСТ 22735-77

Свердло Ø 52 ГОСТ 22735-77

Свердло Ø 42 ГОСТ 22735-77

Свердло Ø 13 ГОСТ 22735-77

Свердло Ø 17 ГОСТ 22735-77

					6.131.02BP.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		78

Зенковка коніческа́я 120 Р6М5 ГОСТ 14953-80

Мітчик М16-6Н ГОСТ 3266-81

Мітчик М20-6Н ГОСТ 3266-81

Мітчик М42х3-6Н ГОСТ 3266-81

Мітчик М48х3-6Н ГОСТ 3266-81

Цековка Ø 86 ГОСТ 15600-70

Цековка Ø 63 ГОСТ 15600-70

Цековка Ø 60 ГОСТ 15600-70

Фреза торцева Ø 100 ГОСТ 9473-80

Вимірювальний інструмент

Штангенциркуль ШЦ-II-125-0, 1 ГОСТ 166-89.

Калібр-різбовий ГОСТ 24997-81

075 Контроль ВТК

Перевірити розміри після операції 070

080 Гидравлічні випробування

085 Випробування навантаженням

090 Контроль

Провести контроль швів після випробування навантаженням

095 Маркувальна

100 Клеймить знак ВТК

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		79

ЛІТЕРАТУРА

1. Ржебаева Н.К., Ржебаев Э.Е. Расчет и конструирование центробежных насосов: Учебное пособие. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2009. – 220с.
2. А.И. Степанов. Цетробежные и осевые насосы. Теория, конструирование и применение / А.И. Степанов ; [пер. с англ. инж. М.Я. Лейферова и к. т. н. М.В. Поликовского] ; [под ред. д. т. н. проф. В.И. Поликовского]. – Москва, Гос. НТИ Машиностроительной л-ры, 1960. – 465 с.
3. Михайлов А.К. Конструкции и расчет центробежных насосов высокого давления / А.К. Михайлов, В.В. Малюшенко // М.: Машиностроение. – 1971. – 304 с.
4. Обработка резанием. Термины, определения и обозначения общих понятий: ГОСТ 25762-83 – [Чинний від 1984-06-30].– К. : Державний стандарт, 1984. – 45с. – (Державний стандарт).
5. Борисов В.Б. Справочник технолога-машиностроителя / Борисов В.Б., Борисов В.Н., Василев В.Н. – Москва: 1986. – 655 с.
6. Нормування природного і штучного освітлення робочої зони [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: https://pidruchniki.com/85794/bzhd/prirodne_osvitlennya
7. 4. Система технічного обслуговування и технічного ремонту [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу : <https://helpiks.org/3-68191.html>
8. Методичні вказівки до виконання курсового та дипломного проектування зі спеціальності 05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика» : для студ. денної та заочної форм навчання / Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2013. – 48 с.

					6.131.02ВР.000.00ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		80

