

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

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на тему

«Розробка насосного агрегату типу ЦНС на параметри:
подача $Q=120 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H=1200 \text{ м}$ з покращеними
вібраційними характеристиками»

зі спеціальності

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

Виконавець роботи
Маківський Олексій Сергійович

підпис, дата

Науковий керівник
Асистент, кандидат технічних наук
Лугова Світлана Олегівна

підпис, дата

2019

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

Спеціальність 131–«Прикладна механіка»
Освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
Прикладної гідроаеромеханіки
_____ Ковальов І.О.
“ ___ ” _____ 20__ р.

ЗАВДАННЯ
до випускної роботи бакалавра студенту

Маківському Олексію Сергійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Розробка насосного агрегату типу ЦНС на параметри: подача $Q=120$ м³/год, напір $H=1200$ м з покращеними вібраційними характеристиками»
затверджена наказом по університету від ___ " ___ " _____ 20__ р.
№ _____
2. Термін здачі студентом закінченої роботи - 31.05.2018 р.
3. Вихідні дані до проекту:
подача насоса $Q = 120$ м³/год, напір $H = 1200$ м, частота обертів $n = 3000$ об/хв., густина $\rho = 1000$ кг/м³.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їм 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):

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 82 сторінки, 17 рисунків, 27 таблиць, 9 літературних джерел.

Тема бакалаврської роботи: «Розробка відцентрового насосу ЦНС 120-1200».

Графічні матеріали: монтажне креслення агрегату, складальне креслення насоса, складальне креслення ротору, робоче креслення робочого колеса, теоретичне креслення РК, креслення напрямного апарату.

Об'єкт розробки – ЦНС 120-1200 призначений для закачування води в нафтоносні пласти з метою штучного підтримання внутрішньопластового тиску при видобутку нафти на нафтових родовищах, та відкачування води з шахт. Розшифровка умовного позначення насоса: Насос ЦНС 120-1200, де ЦНС – відцентровий насос секційний, 120 – номінальна подача м³/год, 1200 – номінальний напір при номінальній подачі.

Обґрунтовано вибір конструктивної схеми насоса. Розроблена змінна проточна частина для насоса на параметри $Q = 120 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 1200 \text{ м}$.

Виконані гідравлічні розрахунки проточної частини і гідродинамічних сил в насосі. Вибрано кінцеве ущільнення і тип двигуна. Розраховано на міцність деталі насоса та вибрані підшипники.

В економічному розділі розглянуто основні типи виробництва, їх характеристики.

В розділі охорони праці розглянуто питання: основні методи та засоби пожежогасіння.

Розроблено технологічний процес виготовлення деталі корпусу вказівника осьового зсуву.

Ключові слова: ВІДЦЕНТРОВИЙ НАСОС, КОНСТРУКЦІЯ, ПРОТОЧНА ЧАСТИНА, ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ, МІЦНІСТЬ, ТИПИ ВИРОБНИЦТВА, КОРПУС ВКАЗІВНИКА ОСЬОВОГО ЗСУВУ.

Зміст

Завдання	
Реферат	
1. Вступ.....	4
2. Опис конструкції.....	6
3. Гідравлічні розрахунки.....	13
3.1 Вибір конструктивної схеми насоса.....	13
3.2 Розрахунок та проектування робочого колеса.....	15
3.2.1 Визначення основних геометричних параметрів.....	15
3.2.2 Проектування меридіанного перерізу.....	25
3.3 Розрахунок напрямного апарату.....	38
4. Вибір електродвигуна.....	42
4.1 Розрахунки потужності електродвигуна.....	42
4.2 Розрахунок пускової моментної характеристики.....	42
5. Розрахунок сил, які діють на ротор насоса.....	46
5.1 Розрахунок радіальної сили, яка діє на ротор.....	46
5.2 Розрахунок гідравлічної п'яти.....	48
5.4 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність.....	53
6. Розрахунки на міцність.....	55
6.1 Розрахунок шпоночного з'єднання вала з колесом.....	55
6.2 Розрахунок патрубків.....	56
6.3 Розрахунок вала на статичну міцність і витривалість.....	60
6.4 Вибір та розрахунок ущільнення насоса.....	64
7. Розділ з охорони праці.....	66
8. Розділ з економіки.....	70
9. Технологічна частина.....	73
9.1 Визначення типу виробництва і його характеристика.....	73
9.2 Розрахунок потреби в матеріалах на деталь - корпус вказівника осьового зсуву з визначенням припусків і коефіцієнта використання матеріалу.....	74
10. Література.....	81

					6.050502.03BP.000.00ПЗ						
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				Лист.	Лист	Листов	
Разраб.		Маківський			<i>Насосний агрегат типу ЦНС 120-1200 Пояснювальна записка</i>						
Провер.		Лугова								3	81
Реценз.								<i>СумДУ, ГМ-51</i>			
Н. Контр.		Алексеєнко									
Утверд.											

1. Вступ

Насосами називають гідравлічні машини для переміщення рідини шляхом підвищення енергії робочого середовища. Насоси широко використовуються у нафтовій промисловості, де всі основні виробничі процеси пов'язані з переміщенням по трубопроводам різних рідин. Насоси перекачують воду, нафту, нафто продукти, глинясті та цементні розчини, як холодні так і гарячі рідини.

ЦНС 120-1200 призначений для закачування води в нафтоносні пласти з метою штучного підтримання внутріпластового тиску при видобутку нафти на нафтових родовищах, та відкачування води з шахт.

Агрегат призначений для експлуатації у вибухонебезпечних і пожежонебезпечних приміщеннях у відповідності з «Правилами пристрою електроустановок».

Розшифровка умовного позначення насоса: Насос ЦНС 120-1200, де ЦНС – відцентровий насос секційний, 120 – номінальна подача м³/год, 1200 – номінальний напір при номінальній подачі.

В дипломному проекті було розроблено змінну проточну частину.

При зміні характеристики мережі, насос починає працювати на режимах, менших чи більших оптимального. При цьому ефективність його роботи знижується. Крім того, при роботі на режимах, більше оптимального, насос не створює в системі необхідного тиску, а при роботі на режимах, менше оптимального, залишковий напір доводиться дроселювати. Це приводить до необґрунтованих додатковим втратам. Крім того, робота насоса на режимах $(0,3 \div 0,5)Q_{\text{опт}}$ приводить до низки проблем, пов'язаних зі збільшеною вібрацією насоса, з'явленням великих нестационарних осьових і радіальних сил, що може привести до виходу із ладу вузлів підшипників і ущільнень. Виникає питання про зміну робочих насосів на нові. Але термін служби корпусів насосів зазвичай не вичерпний і заміна насосів на нові не веде до збільшення

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		4

експлуатаційних витрат. Набагато дешевше замінити в існуючому насосі проточну частину (робоче колесо), яке проектується на нові параметри.

Застосовуються змінні проточні частини для насосів типу ЦНС. Зберігши корпусні деталі секції та кришки були спроектовані нові напрямні апарати та робочі колеса, котрі збільшили ефективність роботи даних насосів на подачах $0,25 \div 0,50 Q_{\text{опт}}$. В результаті експериментів були отримані змінні проточні частини з коефіцієнтами швидкохідності $n_s = 30 \div 50$ з коефіцієнтом корисної дії $\eta = 56 \div 67\%$.

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		5

2. Опис конструкції.

- 1 – Насос;
- 2 – Перегородка;
- 3 – Муфта пружня втулично-пальцева;
- 4 – Електродвигун;
- 5 – Плита фундаментна.

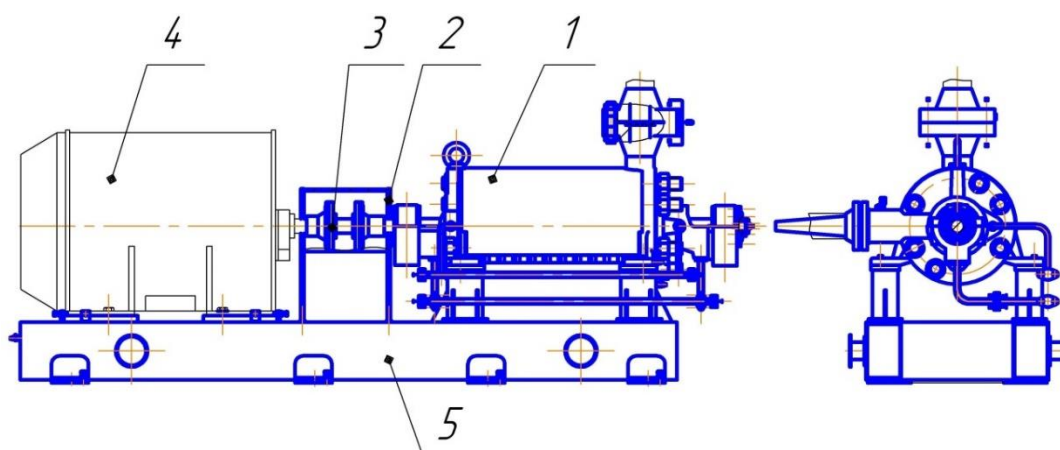


Рисунок 2.1 - Принципова схема

Агрегати електронасосні типу «ЦНС» складаються з насоса та двигуна, що з'єднуються пружньою муфтою та розташовані на єдиній рамі.

Таблиця 2.1 Показники призначення за перекачуванним середовищем

Найменування середовища	Показники середовища	Значення показника
Вода	Температура на вході в насос, °С,	1-60
	Водневий показник, од.рН	4,5-6,5
	Максимальна масова концентрація твердих частинок, %	0,1

Продовження таблиці 2.1

	Максимальний розмір твердих частинок, мм	0,2
	Максимальна мікротвердість твердих частинок, ГПа (кгс/мм ²)	6,5 (650)
	Тиск на вході, МПа (кгс/см ²), не більше	3,04 (31)

Таблиця 2.2 Показники призначення по параметрам у номінальному режимі роботи

Позначення насоса	Найменування показника						
	Подача, м ³ /с (м ³ /год)	Натиск, м	Частота обертання, с ⁻¹ (об/хв)	Потужність, кВт		Параметри енергоживлення	
				насоса	агрегату	напруга мережі, В	частота струму мережі, Гц
ЦНС	0,033 (120)	1200,0	50 (3000)	589	765	6000	50

Примітка: допустиме виробниче відхилення по напору від +7% до -5% від номінального значення.

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

Таблиця 2.3 Показники технічної та енергетичної ефективності в номінальному режимі роботи

Позначення		Допустимий кавітаційний запас, м	Коефіцієнт корисної дії, %	
насосу	агрегату		насосу	агрегату
ЦНС 120-1200	АЦНС 120-1200	5,5	66	63

Примітка:

1. Допустимий кавітаційний запас указаний відносно осі вала насосу.
2. Указані максимальні значення к.к.д у межах робочого інтервалу характеристик.

Таблиця 2.4 Конструктивні показники

Найменування показника	Значення показника
Маса, кг	
насосу	2600
агрегату	4535
Габарити, мм	
насосу	2410x1012x1230
агрегату	4530x1840x1835

Таблиця 2.5 Показники надійності

Найменування показника	Значення показника
встановлене безвідмовне напрацювання, год.	8000
середній ресурс до капітального ремонту, год., не менше	16000
середній термін служби до списання, років, не менше	20

Характеристика насоса ЦНС 120-1200 приведена на рисунку 2.2

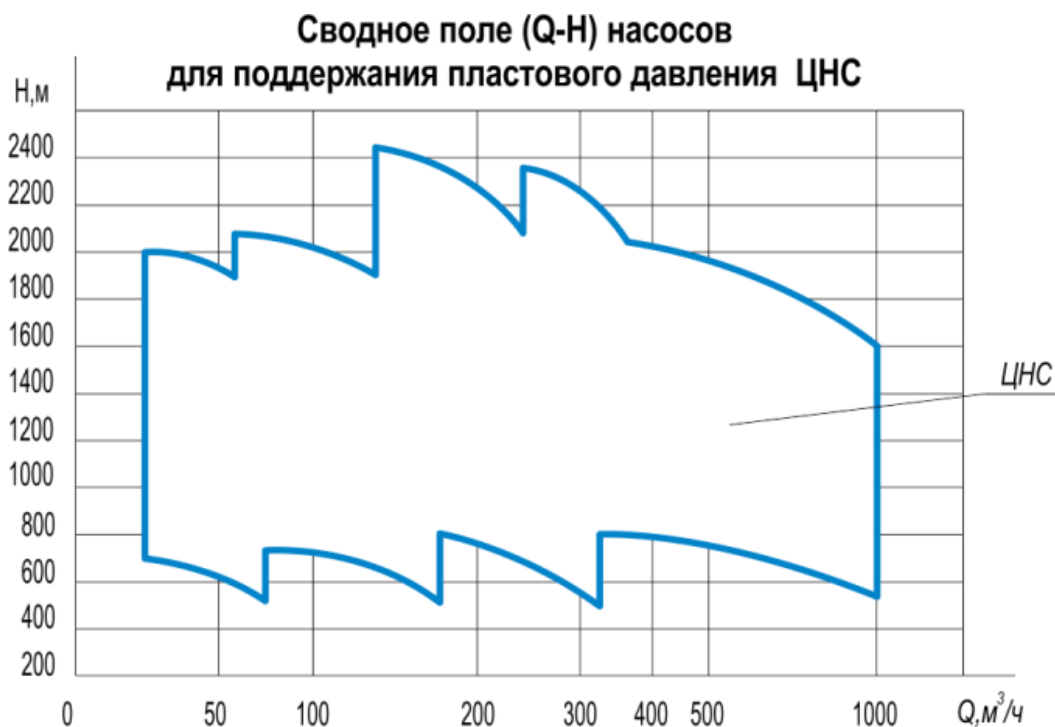


Рисунок 2.2 Характеристика насосу «ЦНС»

Таблиця 2.6 –Матеріали основних деталей

Найменування деталі	Матеріали	
	Марка	Нормативно-технічна документація
Кришка вхідна	Сталь 25Л поковка гр. IV	ГОСТ 1050-88
Кришка напірна	Сталь 25Л поковка гр. IV	ГОСТ 1050-88
Секція	Сталь 20Х13Л поковка гр. I	ГОСТ 1050-88
Колесо робоче	Відливка 20Х13Л	ГОСТ 977-88
Корпус ущільнення	Відливка 20Х13Л	ГОСТ 977-88
Напрямний апарат	Відливка 20Х13Л	ГОСТ 977-88
Вал	Сталь 40ХФА	ГОСТ 4543-71

ЦНС 120-1200насос - відцентровий, горизонтальний, однокорпусний, секційний, десятиступеневий.

Принцип дії

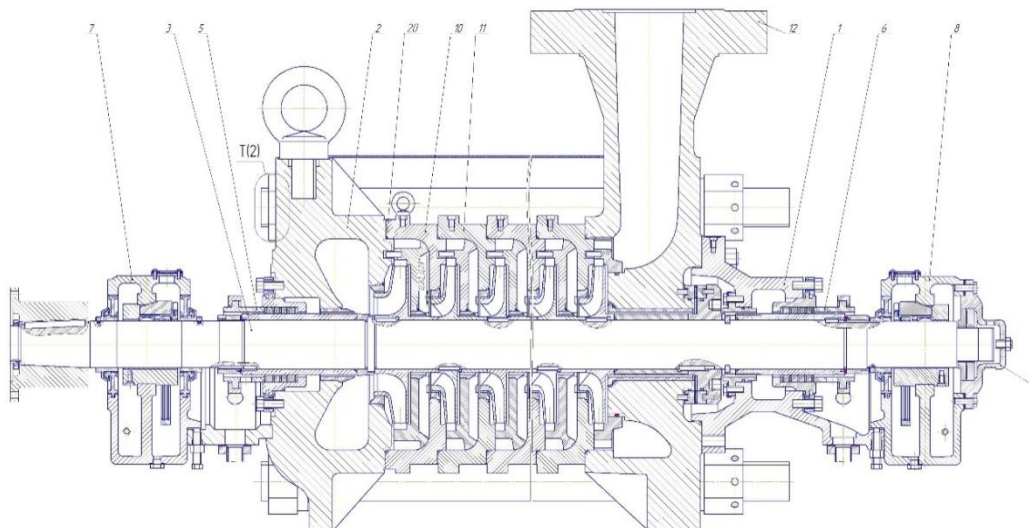


Рисунок 2.3 – Схема насосу

- 1 – Корпус кінцевого ущільнення; 2 – Кришка вхідна; 3- Ротор;
 4 – Вказівник осьового зсуву; 5 – Ущільнення сальникове;
 6 – Ущільнення сальникове; 7 – Підшипник; 8 – Підшипник;
 9 – Трубопроводи; 10 – Секція першої ступені;
 11 – Секція проміжної ступені; 12 – Кришка напірна.

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

Насос складається з корпусу і ротора. До корпусу кріпляться кришки всмоктування і нагнітання, а також секцій з напрямними апаратами, задній і передній кронштейни. Корпусу направляючих апаратів та кришки всмоктування і нагнітання стягуються стяжними шпильками з гайками. Стики корпусів направляючих апаратів ущільнюються гумовим шнуром середньої твердості. Ротор насоса складається з вала, на який встановлено розпірна втулка, сорочка вала, робочі колеса, дистанційна втулка, регулювальні кільця і диск гідравлічної п'яти. Всі ці деталі стягуються на валу гайкою валу. Місця виходу валу з корпусу ущільнюються набиванням багатошарового плетіння. Сальникові набивки підтискаються втулками сальника.

Опорами ротора служать два радіальних підшипника, які встановлені на кронштейнах по посадці. Місця виходу вала з корпусів підшипників ущільнюються кінцевими ущільненнями сальникового типу.

Для запобігання попадання води в підшипникові камери встановлені відбійні кільця. Корпус направляючого апарату з ущільнювальним кільцем, напрямний апарат з ущільнювальним кільцем і робоче колесо в сукупності утворюють ступінь насоса. Робота насоса заснована на взаємодії лопаток обертового робочого колеса і рідини. Робоче колесо, обертаючись, надає рух рідини, що знаходиться між лопатками. Внаслідок виникаючої відцентрової сили, рідина від центру колеса переміщується до виходу, а звільняється простір знову заповнюється рідиною, що надходить з всмоктувального трубопроводу під дією атмосферного або надлишкового тиску.

З робочого колеса рідина надходить у канали напрямного апарату і потім на друге робоче колесо з тиском, створеним у першій щаблі. Далі рідина надходить у третє робоче колесо із збільшеним тиском, створеним другим ступенем і т. д.

З останнього робочого колеса рідина через напрямний апарат проходить в кришку нагнітання, звідки надходить у нагнітальний трубопровід. Завдяки тому, що корпус насоса складається з окремих ступенів, є можливість, не

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

змінюючи подачі, змінювати напір шляхом встановлення потрібної кількості секцій насоса. При цьому змінюється тільки довжина валу, стяжних шпильок і трубки системи розвантаження. Під час роботи насоса, внаслідок тиску рідини на нерівні за площею бічні поверхні робочих коліс, виникає осьове зусилля, яке прагне змістити ротор насоса в бік всмоктування. Для врівноваження осьового зусилля в насосі застосовується гідравлічна п'ята, складається з диска гідравлічної п'яти, кільця гідравлічної п'яти, втулки розвантаження і дистанційної втулки.

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

3. Гідравлічні розрахунки

3.1 Вибір конструктивної схеми насоса

Визначаємо коефіцієнт швидкохідності n_s при різних i за формулою:

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

де Q - подача насоса, м³/с; H - напір насоса, м; j - кількість потоків робочого колеса; i - кількість ступенів.

Визначаємо зовнішній діаметр робочого колеса D_2 , (м) за формулою:

$$D_2 = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2g \cdot H}}{n \cdot \sqrt{i}} \quad (3.2)$$

де H - напір насоса, м; g – прискорення вільного падіння.

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності:

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{\Delta h_{доп}}{R}\right)^{3/4}} \quad (3.3)$$

де Q - подача насоса; $\Delta h_{кр}$ - допустимий кавітаційний запас, м;

При $n=1000$ об/хв.

Таблиця 3.1

I	J	n_s	D_2 , м	$C_{кр}$, м
1	1	3,25	2,931	284
3		7,41	1,692	
5	1	10,87	1,311	284
7		14	1,108	
9	1	16,9	0,977	284
10		19,64	0,884	

При $n=1500$ об/хв

Таблиця 3.2

I	J	n_s	D_2 , м	$C_{кр}$, м
1	1	4,88	1,954	426
3		11,12	1,128	
5	1	16,31	0,874	426
7		20,99	0,738	
9	1	25,35	0,651	426
10		29,46	0,589	

При $n=3000$ об/хв

Таблиця 3.3

I	J	n_s	D_2 , м	$C_{кр}$, м
1	1	9,76	0,977	983
3		22,24	0,564	
5	1	32,62	0,437	983
7		41,99	0,369	
9	1	50,70	0,326	983
10		54,86	0,290	

Найбільш оптимальний варіант з: $n_s = 55$, $D_2 = 0,290$ м,
 $C_{кр} = 983$ м, $n = 3000$ об/хв

3.2 Розрахунок та проектування робочого колеса

3.2.1 Визначення основних геометричних параметрів

Меридіанний переріз відцентрового робочого колеса з основними геометричними параметрами приведено на рис. 3.1.

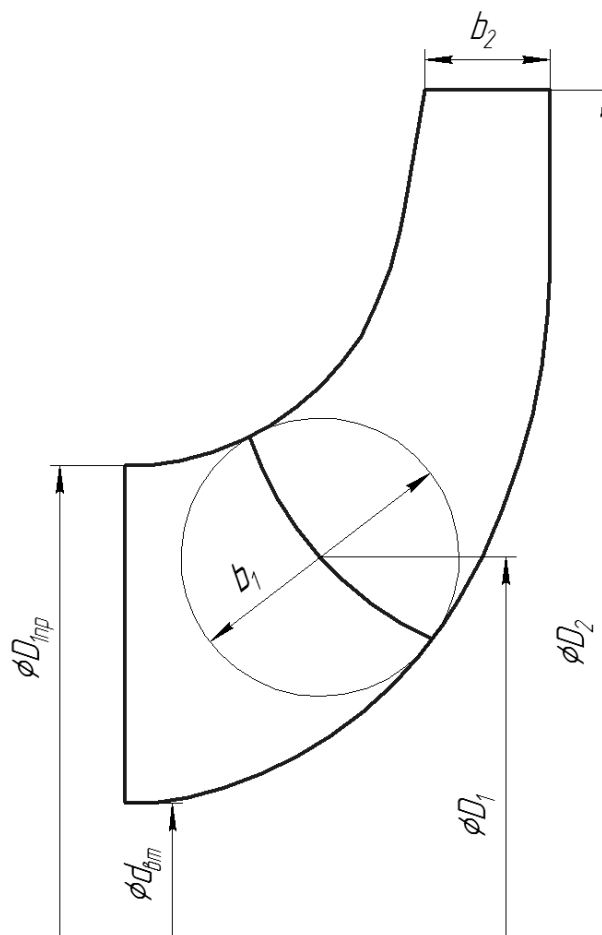


Рисунок 3.1 – Меридіональний переріз

Коефіцієнт швидкості [3]:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q_p / 3600}}{\left(\frac{H_n}{i}\right)^{3/4}}, \quad (3.4)$$

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

де i – число ступеней

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{\frac{120}{3600}}}{\left(\frac{1200}{10}\right)^{\frac{3}{4}}} = 55$$

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності [3]:

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{\Delta h_{доп}}{R}\right)^{3/4}}, \quad (3.5)$$

де $\Delta h_{доп}$ - допустимий кавітаційний запас, м;

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

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot 3000 \cdot \sqrt{0,033}}{\left(\frac{5,5}{1,2}\right)^{3/4}} = 983$$

Приведений діаметр робочого колеса за формулою Д.Я.Суханова[3]:

$$D_{пр} = k_{вх} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_p}{3600 \cdot n}}, \quad (3.6)$$

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

Приймаємо $k_{вх} = 4,4$.

$$D_{пр} = 4,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,033}{3000}} = 0,098 \text{ м}$$

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta'_m \cdot \eta_m, \quad (3.7)$$

де η_o - об'ємний ККД;

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		16

η_{Γ} - гідравлічний ККД;

η'_m - внутрішній механічний ККД;

η_m - зовнішній механічний ККД.

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-2/3}}, \quad (3.8)$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 55^{-2/3}} = 0,955$$

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{[\lg(D_{\text{впр}} \cdot 10^3) - 0,172]^2}, \quad (3.9)$$

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{[\lg(0,098 \cdot 10^3) - 0,172]^2} = 0,873$$

$$\eta'_m = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^{-2}}, \quad (3.10)$$

$$\eta_m = \frac{1}{1 + 820 \cdot 55^{-2}} = 0,786$$

Тоді $\eta = 0,955 \cdot 0,873 \cdot 0,783 = 0,66$

Потужність, яка споживається насосом:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{3600 \cdot \eta}, \quad (3.11)$$

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

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,033 \cdot 1200}{0,66} = 588600 \text{ Вт} = 589 \text{ кВт}$$

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		17

Теоретичний напір робочого колеса:

$$H_m = \frac{H}{\eta_r}; \quad (3.12)$$

$$H_r = \frac{1200}{0,873 \cdot 10} = 137,5 \text{ м}$$

Максимальна потужність на валу насоса:

$$N_{\max} = 1,1 \cdot N; \quad (3.13)$$

$$N_{\max} = 1,1 \cdot 588600 = 647460 \text{ Вт} = 648 \text{ кВт}$$

В першому наближенні діаметр валу визначаємо з розрахунку на кручення:

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (3.14)$$

де $[\tau]$ - допустиме напруження на кручення, Па.

Приймаємо $[\tau] = 150 \cdot 10^5 \text{ Па}$

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

$$M = \frac{30 \cdot N_{\max}}{\pi \cdot n}; \quad (3.15)$$

$$M = \frac{30 \cdot 647460}{3,14 \cdot 3000} = 2062 \text{ Нм}$$

Тоді:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2062}{3,14 \cdot 150 \cdot 10^5}} = 0,089 \text{ м}$$

Згідно ГОСТ 6636-69 приймаємо розмір вала $d_B = 90 \text{ мм}$

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18

Діаметр втулки орієнтовно вибирають за залежністю:

$$d_{em} = (1,2 \div 1,25) \cdot d_6; \quad (3.16)$$

$$d_{BT} = (1,2 \div 1,25) \cdot 0,09 = 0,108 \text{ мм}$$

Приймаємо $d_{BT} = 0,108 \text{ мм}$.

Діаметр вхідної воронки робочого колеса визначають з виразу:

$$D_{1np} = \sqrt{D_0^2 - d_{em}^2}; \quad (3.17)$$

$$D_0 = \sqrt{D_{1np}^2 + d_{em}^2}. \quad (3.18)$$

$$D_0 = \sqrt{0,098^2 + 0,108^2} = 0,146 \text{ м}$$

Швидкість на вході у робоче колесо знаходять з рівняння нерозривності:

$$V_0 = \frac{4 \cdot Q_{p.k.}}{\pi \cdot D_{1np}^2} \quad (3.19)$$

де $Q_{p.k.}$ – витрата, що проходить через робоче колесо, $\text{м}^3/\text{с}$.

$$Q_{p.k.} = \frac{Q}{\eta_o}; \quad (3.20)$$

$$Q_{p.k.} = \frac{0,033}{0,955} = 0,035 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Тоді:

$$V_0 = \frac{4 \cdot 0,035}{3,14 \cdot 0,111^2} = 3,62 \text{ м/с}$$

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

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
						19
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Визначимо діаметр, на якому розташована вхідна кромка лопаті:

$$D_1 = 0,8 \cdot D_0; \quad (3.21)$$

$$D_1 = 0,8 \cdot 0,146 = 0,117\text{м}$$

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

$$V_{1m} = \psi_1 \cdot V'_{1m}, \quad (3.22)$$

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 $\psi_1 = 1,3$.

$$V_{1m} = V_0 \cdot \psi_1 = 3,62 \text{ м/с}$$

$$V_{1m} = 1,3 \cdot 4,597 = 6 \text{ м/с}$$

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

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}}, \quad (3.23)$$

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

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}; \quad (3.24)$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,117 \cdot 3000}{60} = 18,305 \text{ м/с}$$

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

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
						20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$V_{1u} = 0$$

Тоді:

$$\beta_{1n} = \operatorname{arctg} \frac{6}{18,305} = 18^\circ$$

Кут нахилу лопаті на вході в робоче колесо

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta \quad (3.25)$$

Цей кут повинен знаходитись у границях $15 \div 30^\circ$ [3].

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

Приймаємо $\Delta\beta = 8^\circ$. Тоді $\beta_1 = 18 + 8 = 26^\circ$

Визначимо число лопатей та їх товщину.

Існує рекомендація, що для чистих рідин число лопатей вибирають від 5 до 8 [3].

Товщину лопаті робочого колеса вибирають орієнтовно від 3 до 5 мм.

Приймаємо $z = 7$ та $S_1 = 5$ мм.

Після вибору числа лопатей та їх товщини уточнюємо значення ψ'_1 за формулою:

$$\psi'_1 = \frac{t_1}{t_1 - \frac{S_1}{\sin \beta_1}}, \quad (3.26)$$

де t_1 – крок встановлення лопаті.

$$t_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{z}; \quad (3.27)$$

$$t_1 = \frac{3,14 \cdot 0,117}{7} = 0,052 \text{ м}$$

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

Тоді:

$$\psi'_1 = \frac{0,052}{0,052 - \frac{0,005}{\sin 18^\circ}} = 1,29$$

Ширину робочого колеса на вході знаходимо з рівняння нерозривності:

$$b_1 = \frac{Q_{p.к.}}{\pi \cdot D_1 \cdot V'_{1m}}; \quad (3.28)$$

$$b_1 = \frac{0,035}{3,14 \cdot 0,117 \cdot 6} = 0,021 \text{ м}$$

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 $V_{2n} = 0,5U_2$.

$$D'_2 = m_2 \cdot \frac{\sqrt{2g \cdot H}}{n}, \quad (3.29)$$

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 $n_s = 55$, то

$$D'_2 = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot \frac{1200}{10}}}{3000} = 0,309 \text{ м}$$

Кінцево D_2 визначаємо з урахуванням поправки на кінцеве число лопатей.

Меридіанна складова швидкості без урахування стиснення на виході з РК:

$$V'_{2m} = (0,5 \div 1,0) V'_{2m}, \quad (3.30)$$

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
						22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Приймаємо $V_{2m} = 0,7 \cdot 4,597 = 3,218$ м/с.

Меридіанна складова швидкості без урахування стиснення на виході з РК:

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

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

$$V_{2m} = 1,05 \cdot 3,218 = 3,379 \text{ м/с}$$

Кут на виході з РК β_2 залежить від степені дифузорності

$$\beta_2 = \arcsin \left[\left(\frac{W_1}{W_2} \right) \cdot \frac{\psi_2}{\psi_1} \cdot \frac{V_{m2}}{V_{m1}} \cdot \sin \beta_1 \right], \quad (3.32)$$

$$\text{де } \left(\frac{W_1}{W_2} \right)_{opt} = 5,68 \cdot 10^{-5} \cdot n_s^2 - 18,23 \cdot 10^{-3} \cdot n_s + 2,65, \quad (3.33)$$

$$\beta_2 = \arcsin[1,82 \cdot 0,807 \cdot 0,565 \cdot 0,309] = 22^\circ$$

Проведемо уточнення наружного 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:

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + g \cdot H_{T\infty}}, \quad (3.34)$$

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

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_r \cdot k_z}, \quad (3.35)$$

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

де k_z – поправка на кінцеве число лопатей.

За формулою Пфлейдерера:

$$k_z = \frac{1}{1+p}, \quad (3.36)$$

де

$$p = 2 \cdot \frac{\psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2} \quad (3.37)$$

Коефіцієнт ψ визначається в залежності від n_s . При $n_s < 150$ ($n_s = 55$):

$$\psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \cdot \sin \beta_2; \quad (3.38)$$

$$\psi = 0,55 + 0,6 \cdot \sin 22^\circ = 0,769$$

$$p = 2 \cdot \frac{0,769}{7} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,117}{0,309}\right)^2} = 0,256$$

$$k_z = \frac{1}{1 + 0,256} = 0,8$$

$$H_{\text{Т00}} = \frac{1200}{0,878 \cdot 0,8 \cdot 10} = 172,66 \text{ м}$$

$$U_2 = \frac{3,379}{2 \cdot \text{tg} 22^\circ} + \sqrt{\left(\frac{3,379}{2 \cdot \text{tg} 22^\circ}\right)^2 + 9,81 \cdot 172,66} = 45,525 \text{ м/с}$$

Діаметр робочого колеса:

$$D_2 = \frac{60 \cdot 45,525}{3,14 \cdot 3000} = 0,290 \text{ м}$$

Для забезпечення гарантованого запасу напору приймаємо $D_2 = 0,303 \text{ м}$.

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
						24
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Уточнений коефіцієнт стиснення:

$$\psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S}{2\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_2}}; \quad (3.39)$$

$$\psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 0,005}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,290 \cdot \sin 22^\circ}} = 1,06$$

Повинна бути забезпечена умова:

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

$1,06 - 1,05 = 0,01$ - умова виконується.

Ширину робочого колеса на виході знаходимо з рівняння нерозривності:

$$b_2 = \frac{Q_{p.к.}}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{2m}}; \quad (3.40)$$

$$b_2 = \frac{0,035}{3,14 \cdot 0,303 \cdot 3,379} = 0,0107 \text{ м}$$

Приймаємо $b_2 = 0,011$ м

3.2.2 Проектування меридіанного перерізу

Будують меридіанний переріз за допомогою метода послідовних наближень[3].

а) Намічають спочатку «на око» контури крайніх ліній струму. 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, ...

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

в) Вираховуємо площі нормальних перерізів за формулами:

- на вході

$$F_{\text{вх}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_0^2 - d_{\text{см}}^2) \quad (3.41)$$

- на виході

$$F_{\text{вих}} = \pi D_2 b_2, \quad (3.42)$$

- проміжна

$$F_i = 2\pi r_i b_i, \quad (3.43)$$

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

b_i - діаметр вписаного кола.

Таблиця 3.4 - Розрахунок площі проміжних нормальних перерізів

№ точки	$F_i, \text{мм}^2$	$b_i, \text{мм}$	$r_i, \text{мм}$	$\Delta l_i, \text{мм}$
1	7641,063	19,14	63,57	0
2	7937,036	18,63	67,84	15,57
3	8111,248	16	80,725	10,6
4	8372,918	14,22	93,76	13,64
5	9004,288	13,26	108,13	11,93
6	9350,845	12,56	118,55	10,48
7	9608,297	11,87	128,895	10,59
8	9776,096	11,18	139,24	11,97
9	9852,692	10,82	145	11,14

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

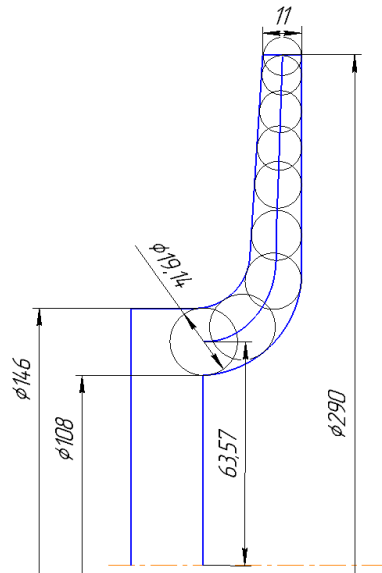


Рисунок 3.2 – До проектування меридіанного перерізу

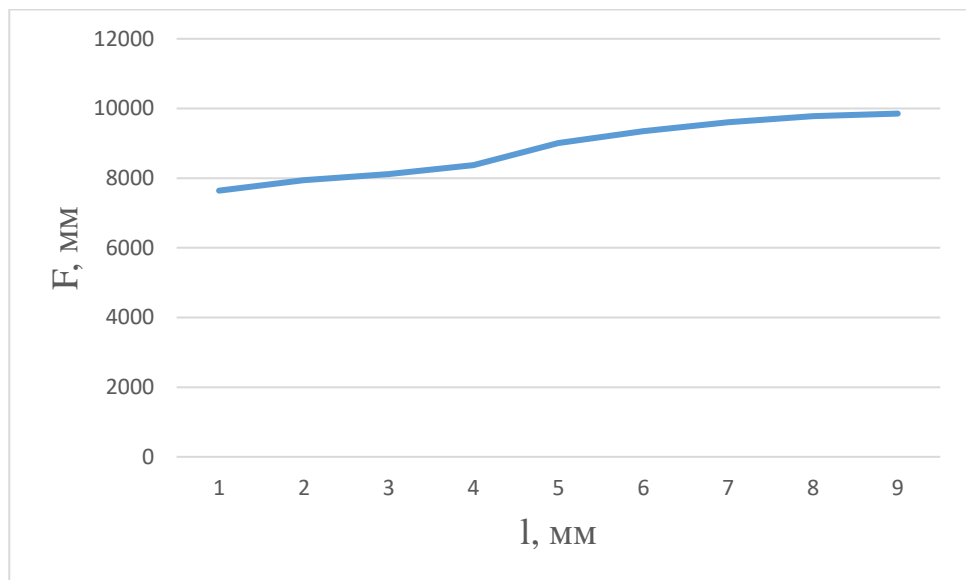


Рисунок 3.3– Графік зміни площ меридіанного перерізу робочого колеса

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 положення рівношвидкісного потоку, який відповідає постійності меридіанної швидкості V_m вздовж даної нормалі.

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

$$q = \frac{Q_{p.k.}}{3600K} = 2\pi \cdot V_m \cdot (r_{y.m.} \cdot l)_k, \quad (3.44)$$

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:

$$r_{y.m.} \cdot l = const$$

Тут:

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

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

$$\delta l = \frac{\delta(r_{y.m.} \cdot l)}{r_{y.m.}}. \quad (3.45)$$

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

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

Таблиця 3.5 - Розрахунки до рівношвидкісного потоку

Лініятока	$r_{шт}$, мм	l , мм	$r_{шт} \times l$, мм ²	d ($r_{шт} l$)	$d l \times l$	V_m , м/с
1	2	3	4	6	7	8
Нормаль №1						
a	63,38	6,25	396,125	-19,40625	-0,049	0,051
b						
c	57,17	6,25	357,313	19,40625	0,054	0,056
Нормаль №2						
a	64,22	6,15	749	2,23	0,003	0,027
b						
c	58,34	6,15	753,46	-2,23	-0,003	0,027
Нормаль №3						
a	69,41	5,98	690,3	-62,2	-0,095	0,029
b						
c	64,74	6,03	769,3	62,2	0,080	0,026
Нормаль №4						
1	2	3	4	6	7	8
a	78,29	5,67	443,904	6,22305	0,014	0,045
b						
c	75,68	6,03	456,35	-6,22305	-0,014	0,044
Нормаль №5						
a	91,25	5,41	493,663	21,9	0,044	0,041

Продовження таблиці 3.5

b						
	91,25	5,89	537,463	-21,9	-0,041	0,037
c						
Нормаль №6						
a	103,1	5,47	563,957	1,5465	0,003	0,036
b						
	103,1	5,5	567,05	-1,5465	-0,003	0,035
c						
Нормаль №7						
a	115,09	5,35	615,732	0	0,000	0,033
b						
	115,09	5,35	615,732	0	0,000	0,033
c						
Нормаль №8						
a	130,14	5,19	675,427	0	0,000	0,030
b						
	130,14	5,19	675,427	0	0,000	0,030
c						
Нормаль №9						
a	139,32	5,09	709,139	0	0,000	0,028
b						
	139,32	5,09	709,139	0	0,000	0,028
c						
Нормаль №10						
a	147,5	5	737,5	0	0,000	0,027
b						
	147,5	5	737,5	0	0,000	0,027

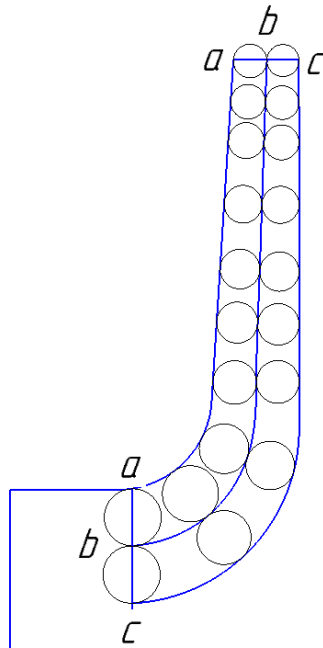


Рисунок 3.4 – Побудова ліній струму

Профілювання лопаті

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

Для побудови координатної сітки на розгортці задаємося кутом $\Delta\varphi=10^\circ$ між меридіальними перерізами зображеного циліндра, радіус якого приймаємо рівним[3]:

$$R_{к.ц.}=100 \text{ мм.}$$

Геометричні розміри ячійки розгортки:

$$\Delta L = \frac{R_{к.ц.}}{c}, \quad (3.46)$$

де $c=10$ – стала.

$$\Delta S = \frac{\pi \cdot R_{к.ц.} \cdot \Delta\varphi}{180^\circ} \quad (3.47)$$

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		31

Тоді:

$$\Delta L = \frac{100}{10} = 10 \text{ мм};$$

$$\Delta S = \frac{3,14 \cdot 100 \cdot 10}{180} = 17,4 \text{ мм}$$

Лінійний крок лопаті на розгортці цилиндра:

$$t = \frac{2\pi \cdot R_{\text{к.ц.}}}{z}; \quad (3.48)$$

$$t = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 100}{7} = 89,7 \text{ мм}$$

$$t^\circ = \frac{360^\circ}{7} = 51,43^\circ$$

Кут охопту лопаті θ приймають в залежності від n_s , а також умови $\theta \geq 1,5t^\circ$, яка в нашому випадку має вигляд $\theta \geq 90^\circ$. Орієнтовно на $n_s=62$, приймаємо $\theta=120^\circ$.

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

$$\frac{r_{\text{спі}}}{\Delta l_i} = \frac{R_{\text{к.ц.}}}{C} = 0,1r_{\text{сп}}, \quad (3.49)$$

де $r_{\text{спі}}$ – відстань від вісі РК до середини відрізка Δl_i на лінії струму.

$$\Delta l_i = \frac{r_{\text{спі}}}{c} = 0,1r_{\text{спі}} \quad (3.50)$$

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		32

Таблиця 3.6 – Розрахунки по розбивці ліній струму на відрізки Δl

№, Δl	a		b		c	
	Δl_i , мм	$r_{срi}$, мм	Δl_i , мм	$r_{срi}$, мм	Δl_i , мм	$r_{срi}$, мм
1	13,8	138,1	13,8	138,1	13,8	138,1
2	12,5	124,95	12,5	124,95	12,5	124,95
3	11,3	113,05	11,3	113,05	11,3	113,05
4	10,2	102,3	10,2	102,3	10,2	102,3
5	9,2	92,6	9,2	92,6	9,2	92,6
6	8,4	84	8,4	84	8,4	84
7	7,8	77,65	7,71	77,4	7,72	77,37
8	7,12	71,98	7,29	70,97	7	70,73
9	6,79	78,3	6,5	66	6,51	65,34
10	6,58	66,56	6,3	62,9	6,11	61,1
11			6,01	60,9	5,83	57,9
12					5,51	55,71

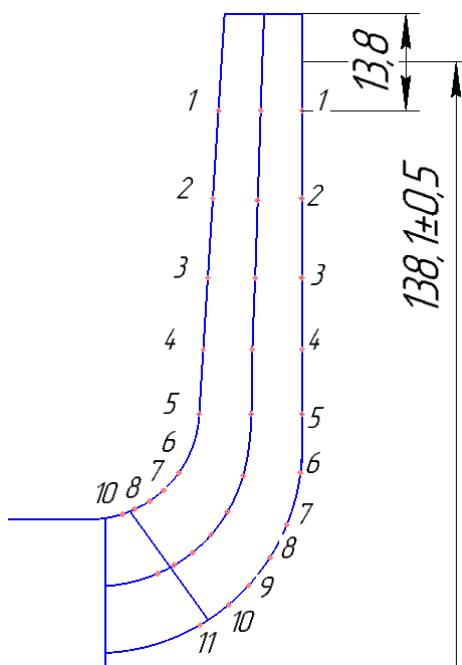


Рисунок 3.5 – Розбивка ліній току за умовою конформності

Для прийнятого положення вхідної кромки визначаємо кути входу для кожного перерізу a,b,c.

Меридіанна швидкість, м/с.

$$V'_{1m} = \frac{Q_{p.k.}}{k \cdot 2\pi \cdot r_{ц.т.} \cdot l}, \quad (3.51)$$

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.

Таблиця 3.6 - Струминка:

	а	В	С
V'_{1m} (м/с)	8,03	8,6	8,7

Колова швидкість:

$$U_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{вх} \cdot n}{60}, \quad (3.52)$$

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

Таблиця 3.7 – Колова швидкість

	а	В	С
U_1 (м/с)	20,7	18,84	17,3

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

Кут потоку:

$$\beta'_{1n} = \arctg \frac{V'_{1m}}{U_1 - V_{1u}}, \quad (3.53)$$

Таблиця 3.8 – кут потоку

	а	В	С
β_{1n}	21,18	24,7	26,5

Задаємося кутами лопаті $\beta_1 > \beta'_{1n}$:

a: $\beta_1=26^\circ$; b: $\beta_1=31^\circ$; c: $\beta_1=36^\circ$;

Кут лопаті в площині перпендикулярній до дотичної до вхідної кромки в точці входу:

$$\varphi_{1л} = \text{arctg}[tg\beta_1 \cdot \sin \lambda] , \quad (3.54)$$

де λ – кут між дотичними до вхідної кромки і лініями току в точці входу.

Таблиця 3.9 – Кут лопаті в площині

	a	B	C
$\varphi_{1л}$	24,02	29,3	35,1

Товщина лопаті вздовж кола $D_{вх}$:

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{\sin \varphi_{1л}} , \quad (3.55)$$

Таблиця 3.10 – Товщина лопаті

	a	B	C
σ_1	0,01	0,008	0,007

Крок лопатей:

$$t_1 = \frac{2\pi \cdot r_{ex}}{z} , \quad (3.56)$$

Таблиця 3.11 – Крок лопатей

	a	B	C
t_1	0,06	0,054	0,05

Коефіцієнт стиснення потоку лопотями.

$$\psi_1 = \frac{t_1 - \sigma_1}{t_1} , \quad (3.57)$$

Таблиця 3.12 – Коефіцієнт стиснення потоку лопотями

	а	В	С
ψ_1	0,82	0,833	0,86

Кут потоку з урахуванням потоку:

$$\beta_{1n} = \arctg \left[\operatorname{tg} \beta_{1n}' \cdot \frac{1}{\psi_1} \right], \quad (3.58)$$

Таблиця 3.13 – Кут потоку з урахуванням потоку

	а	В	С
β_{1n}	24,9	28,4	30,1

Кут атаки:

$$\Delta\beta = \beta_1 - \Delta\beta_{1n}, \quad (3.59)$$

Таблиця 3.14 – Кут атаки

	а	В	С
$\Delta\beta$	24,92	28,4	30,16

Кути атаки змінюються плавно і знаходяться в рекомендованих границях.

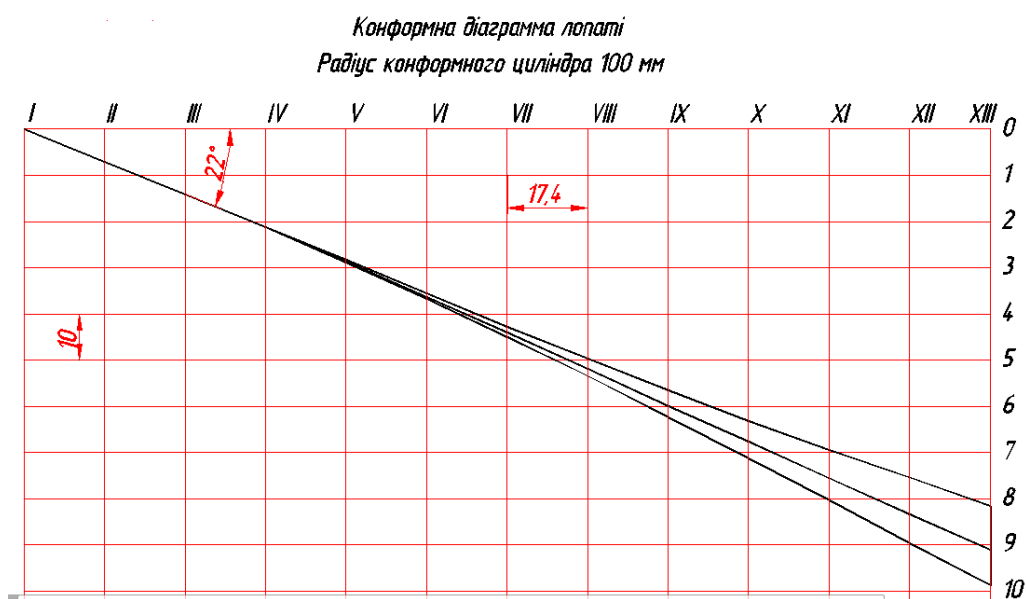


Рисунок 3.6 – Конформна діаграма

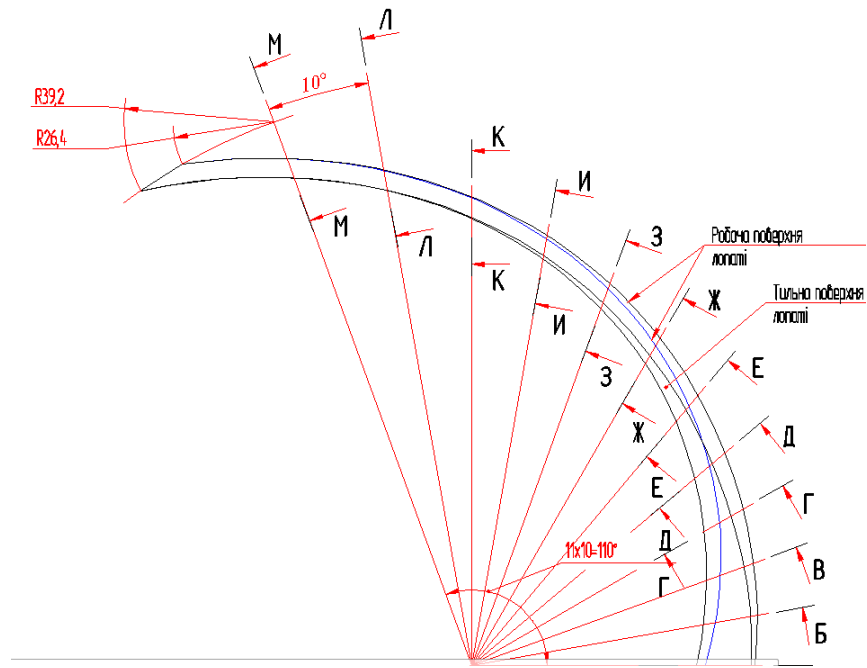


Рисунок 3.7 – Лопать в плані

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		37

3.3 Розрахунок напрямного апарату

Вихідні данні для розрахунку:

Подача, $Q = 0,033 \text{ м}^3/\text{с}$

Напор, $H = 120 \text{ м}$

Зовнішній діаметр робочого колеса $D_2 = 0,303 \text{ м}$

Ширина робочого колеса на виході, $b_2 = 11 \text{ мм}$

Частота обертання робочого колеса, $n = 3000 \text{ об/мин}$

Діаметр початкової окружності обираємо з умови забезпечення оптимального зазору між робочим колесом та напрямним апаратом з ціллю вирівнювання поля швидкостей після робочого колеса за формулою[4]:

$$D_3 = (1,02 \div 1,05)D_2 \quad (3.60)$$

$$D_3 = 1,023 \cdot 0,303 = 0,310 \text{ (м)}$$

Визначається ширина напрямного апарату в меридіональному перерізі b_3 за формулою:

$$b_3 = b_2 + (2 - 4) \quad (3.61)$$

$$b_3 = 11 + 3 = 14 \text{ мм}$$

Приймаємо $b_3 = 14 \text{ мм}$

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

Приймаємо $z = 9$

Визначаємо кут установки лопатки напрямного апарату $\alpha_{3л}$.

Радіальна складова абсолютної швидкості на вході в напрямний апарат визначається за формулою[4]:

$$V_{m3} = \frac{Q}{\pi D_3 b_3} \quad (3.62)$$

$$V_{m3} = \frac{0,033}{3,14 \cdot 0,310 \cdot 0,014} = 2,54 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		38

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

$$V_{u3} = V_{u2} \frac{D_2}{D_3} \quad (3.63)$$

$$V_{u2} = \frac{2 \left(\frac{30g \cdot H_T}{\pi \cdot n} \right)}{D_2} \quad (3.64)$$

$$V_{u2} = \frac{2 \left(\frac{30 \cdot 9,81 \cdot 175}{3,14 \cdot 2970} \right)}{0,290} = 25,4 \text{ (м/с)}$$

$$V_{u3} = 25,4 \cdot \frac{0,295}{0,304} = 24,19 \text{ (м/с)}$$

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

$$\alpha_{3п} = \arctg \frac{V_{m3}}{V_{u3}} \quad (3.65)$$

$$\alpha_{3п} = \arctg \frac{2,54}{24,19} = 6^\circ$$

З врахуванням стиснення:

$$\alpha'_{3п} = \arctg \frac{V_{m3}}{\psi_3 V_{u3}} \quad (3.66)$$

$$\alpha'_{3п} = \arctg \frac{2,54}{0,56 \cdot 24,19} = 10,62^\circ$$

де ψ_3 – коефіцієнт стиснення потоку

$$\psi_3 = 1 - \frac{\delta}{t_3 \sin \alpha_{3п}} \quad (3.67),$$

$$\psi_3 = 1 - \frac{0,005}{0,108 \cdot \sin 6^\circ} = 0,056$$

де t_3 – крок лопаток напрямного апарату;

δ – нормальна товщина лопатки напрямного апарату на вході.

$$t_3 = \frac{\pi D_3}{Z_{на}} \quad (3.68)$$

$$t_3 = \frac{3,14 \cdot 0,310}{9} = 0,108$$

Кут встановлення лопатки напрямного апарату на вході:

$$tg \alpha_{3л} = \mu \cdot tg \alpha'_{3п} \quad (3.69)$$

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		39

$$tg\alpha_{3л} = 1,5 \cdot \tan 10,62^\circ = 0,28$$

$$\alpha_{3л} = 16^\circ$$

Спіральну ділянку лопатки виконують по логарифмічній спіралі.

$$\frac{R'_3}{R_3} = e^{\frac{2\pi}{z_{\text{на}}}\mu \cdot tg\alpha_{3л}} \quad (3.70)$$

$$R'_3 = 0,155 \cdot e^{\frac{2 \cdot 3,14}{9} \cdot 1,5 \cdot tg(6)} = 0,174$$

Висота вхідного перерізу

$$a_3 = (R'_3 - R_3) \cos \alpha_{3л} - \delta \quad (3.71)$$

$$a_3 = (0,174 - 0,155) \cdot \cos(16) - 0,005 = 0,015$$

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[1].

Довжина дифузорного каналу визначається за відношенням:

$$l_{\text{диф}} = a_3(3 \div 5) \quad (3.72)$$

Площа входу в дифузорний канал:

$$F_3 = a_3 \cdot b_3 = 15 \cdot 14 = 210$$

Площа виходу з дифузорного каналу:

$$F_4 = a_4 \cdot b_4 = 16,5 \cdot 18 = 297$$

Середній кут розширення дифузора $\phi_{\text{екв}}$ вираховується за еквівалентним конусом:

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

$$\frac{F_4}{F_3} = \frac{297}{210} = 1,6$$

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		40

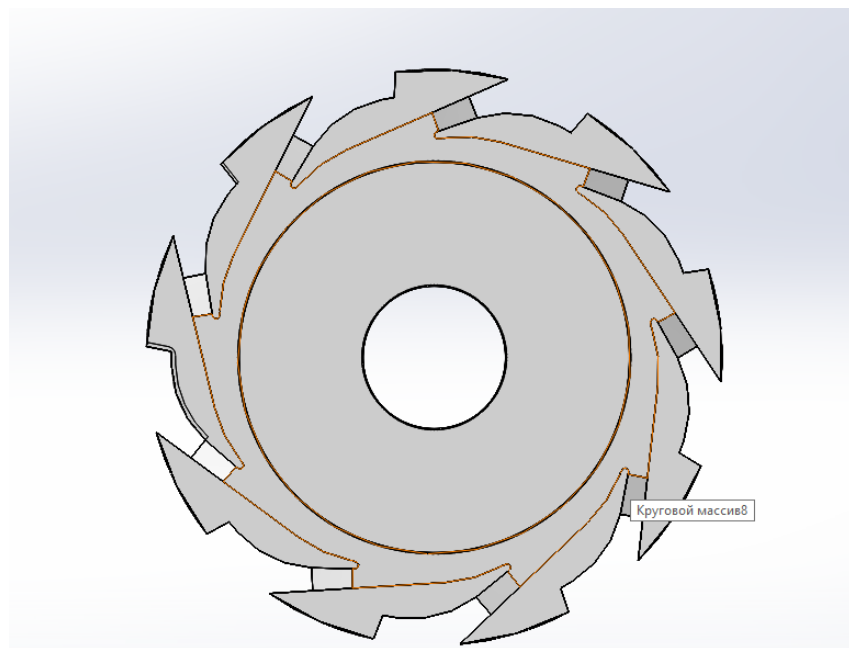


Рисунок 3.8 – Напрямний апарат

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		41

4. Вибір електродвигуна

4.1 Розрахунки потужності електродвигуна

Потужність насоса при роботі на номінальному режимі визначається за формулою

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta}, \text{ Вт.} \quad (4.1)$$

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 120 \cdot 1200}{3600 \cdot 0,64} = 588,6 \text{ кВт}$$

Як привід насоса вибирають електродвигун за таким параметром:

$$N_{об} = k \cdot N \quad (4.2)$$

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

$$N_{дв} = 1,3 \cdot 588,6 = 765 \text{ кВт}$$

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

В якості приводу насоса вибирається електродвигун ВА08К-560-800-2

Характеристики електродвигуна представлені у таблиці:

Таблиця 4.1 - Характеристика двигуна

Потужність	800 кВт
Кількість полюсів	2
Частота обертання	3000 об/хв
ККД	94,6 %
$\cos\varphi$	0,9

4.2 Розрахунок пускової моментної характеристики

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

Графік залежності моменту опору будується за трьома точками:

- початкового моменту руху ($n_A = 0$ - точка А);

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

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

$$M_A = 0,21M_{ном} \quad (4.3)$$

$$M_A = 0,21 \cdot 2062 = 433 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

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

$$M_{ном} = \frac{N}{\omega} \quad (4.4)$$

$$M_{ном} = \frac{588600}{314} = 1874,5 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна:

$$M_{max} = \frac{N_{max}}{\omega}, \quad (4.5)$$

$$M_{max} = \frac{765000}{314} = 2436,3 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

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

$$N_{max} = N_{де},$$

ω – кутова швидкість:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad (4.6)$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 3000}{30} = 314 \text{ рад/с},$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0,3 \cdot n_{ном}, \quad (4.7)$$

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
						43
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

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

$$M_B = 0,03 \cdot M_{\text{max}}. \quad (4.8)$$

$$M_B = 0,03 \cdot 2436 = 73 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$k = \frac{M_{\text{max}}}{n^2}. \quad (4.9)$$

$$k = \frac{2436}{3000^2} = 0,000271$$

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

$$M = kn^2. \quad (4.10)$$

Результати розрахунку заносяться до табл. 4.2.

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 4.2 - Пускова моментна характеристика

n, об/хв	0	500	750	1000	1500	2000	3000	3250
M, Н·м	0	67,75	152,4	271	610	1084	2439	2862

Для прикладу на рисунку 4.1 наведена пускова моментна характеристика насосного агрегату.

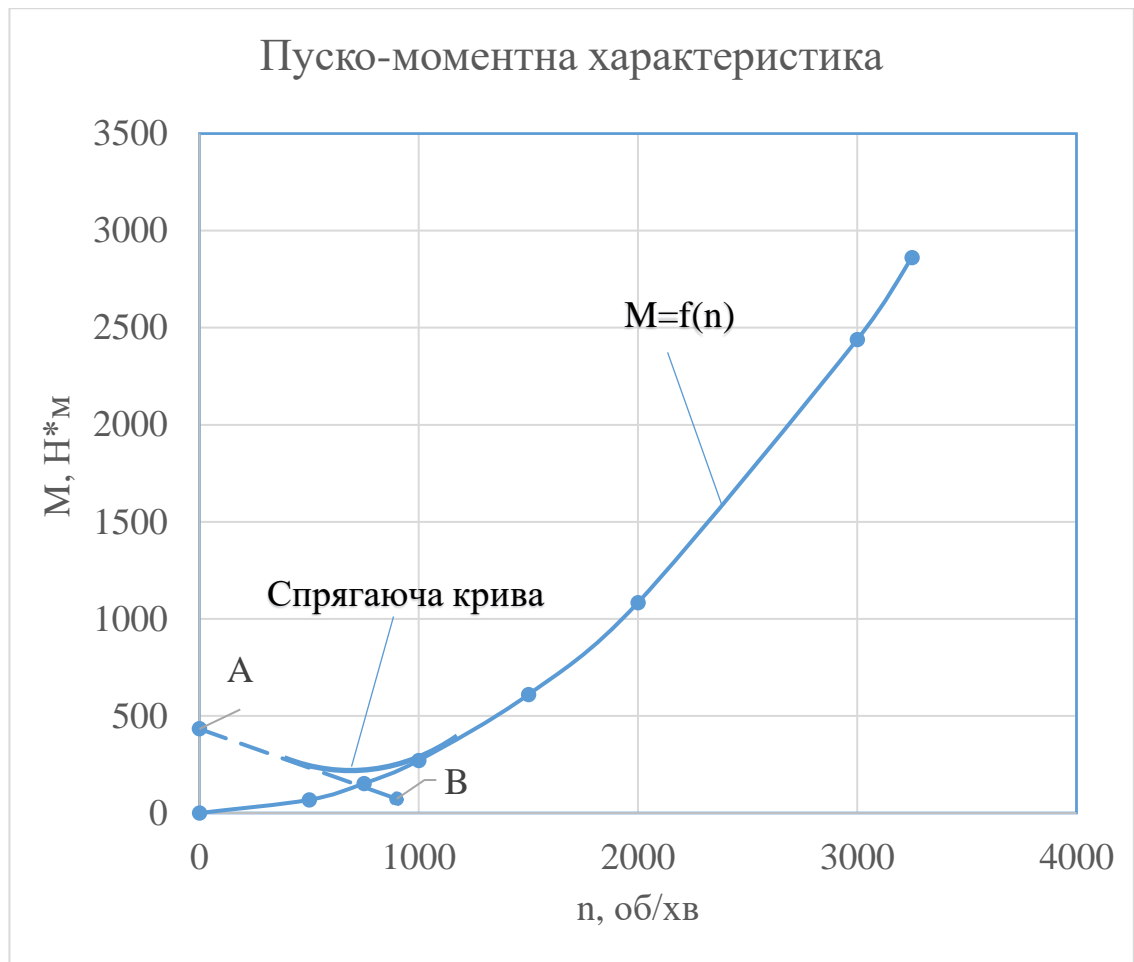


Рисунок 4.1 - Приклад пускової моментної характеристики

5. Розрахунок сил, які діють на ротор насоса

5.1 Розрахунок радіальної сили, яка діє на ротор

Основні вихідні данні:

Довжина ротора $L = 2,383$ м;

$L_1 = 0,269$ м;

$L_2 = 0,136$ м;

Крутний момент на валу $M_1 = 2062$ кНм;

Радіальна сила розраховується за формулою[1]:

$$F_2 = k_R \rho g H d_2 b_{2tot} \quad (5.1)$$

де $k_R = 0,01 \div 0,06$

ρ – густина води, 1000 кг/м³;

g – прискорення вільного падіння, $9,81$ м/с²;

H – напір насоса;

d_2 – зовнішній діаметр РК;

b_2 – товщина РК з урахуванням товщини стінки.

$$F_1 = m \cdot g \quad (5.2)$$

де m – маса ротора.

$$F_2 = 0,01 \cdot 9,81 \cdot 1000 \cdot 1200 \cdot 0,290 \cdot 0,02 = 3473 \text{ Н}$$

$$F_1 = 9,81 \cdot 250 = 2453 \text{ Нм}$$

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46

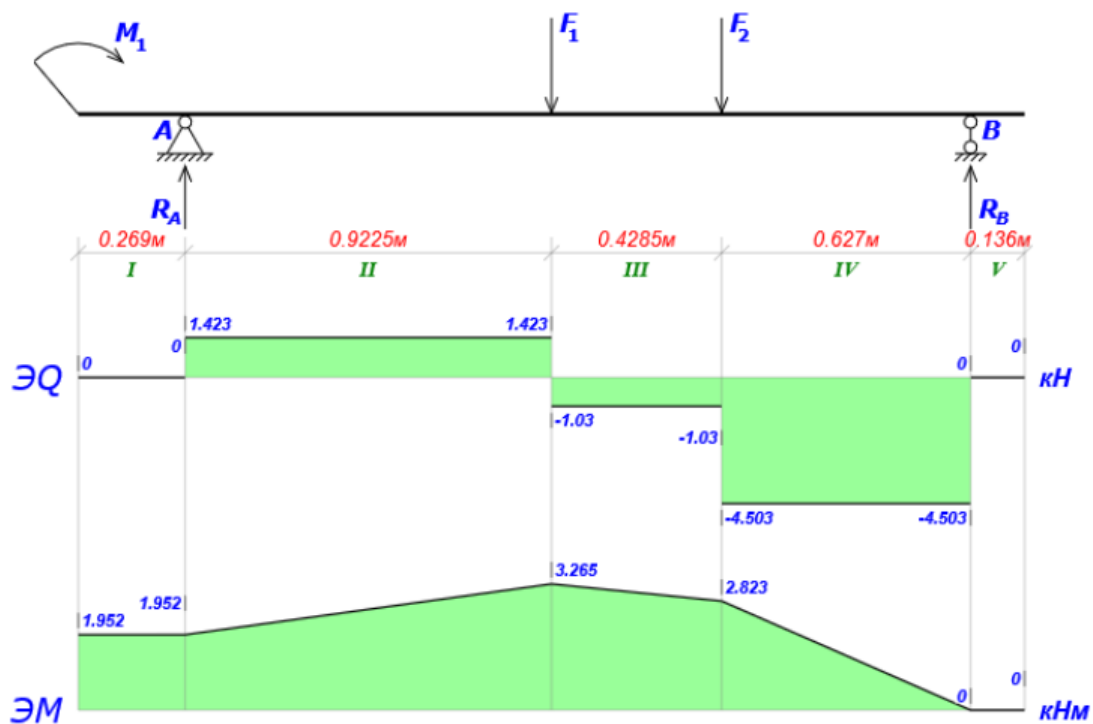


Рисунок 5.1 – Реакції опор

Сума моментів всіх сил відносно точки В повинна дорівнювати нулю:

$$\sum M^B = -R_A(L - L_1 - L_2) + F_1(L - L_2 - c_1) + F_2(L - L_2 - c_2) - M_1; \quad (5.3)$$

де c_1 – відстань від торця ротора до центра мас;

c_2 – відстань від торця ротора до останнього РК;

$$\sum M^B = -R_A \cdot (2.383 - 0.269 - 0.136) + 3473 \cdot (2.383 - 0.136 - 1.1915) + 2453 \cdot (2.383 - 0.136 - 1.62) - 2.062 = -R_A \cdot 1.978 + 5201.8305 = 0$$

$$R_A = 5201.8305 / 1.978 = 2629.84 \text{ кН};$$

Сума моментів всіх сил відносно точки А повинна дорівнювати нулю:

$$\sum M^A = R_B(L - L_1 - L_2) - F_1(c_1 - L_1) - F_2(c_2 - L_1) - M_1; \quad (5.4)$$

$$\begin{aligned} \sum M^A &= R_B \cdot 1.978 - 3473 \cdot 0.9225 - 2453 \cdot 1.351 - 2.062 = \\ &= R_B \cdot 1.978 - 6519.7975 = 0 \end{aligned}$$

$$R_B = 6519.7975 / 1.978 = 3296.16 \text{ кН};$$

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		47

Для перевірки обчислимо суму проєкцій всіх сил на вертикальну вісь:

$$\sum Y = R_A + R_B - F_1 - F_2 ; \quad (5.5)$$

$$\sum Y = 2629.84 + 3296.16 - 3473 - 2453 = 0;$$

5.2 Розрахунок гідравлічної п'яти

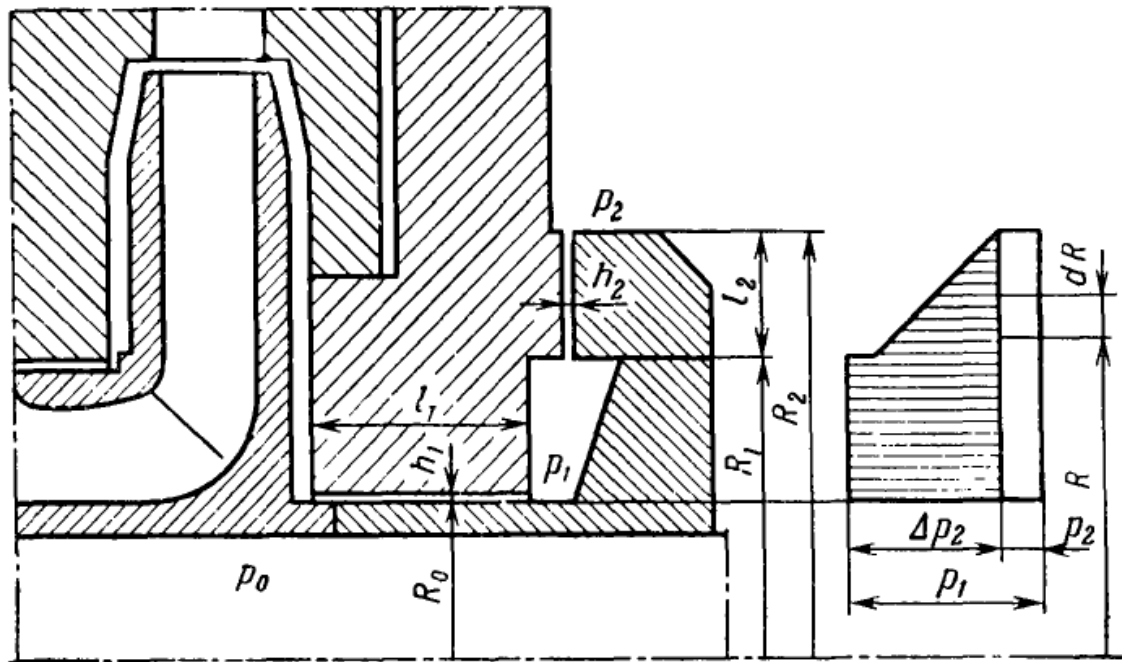


Рисунок 5.2 – Конструкція гідравлічної п'яти

Вихідні дані:

Радіус циліндричної щілини $R_0 = 0,060$ м

Зазор в циліндричній щілині $h_1 = 0,0003$ м

Зазор в торцевій щілині $h_2 = 0,0001$ м

Ставлення перепаду тиску в торцевій щілині до перепаду тиску в циліндричній щілині $\beta = 0,5$

Радіус виходу з торцевої щілини $R_2 = 0,125$ м

Визначаємо безрозмірні параметри[4]:

$$\rho_0 = \frac{R_0}{R_2} = \frac{0,06}{0,116} = 0,52 \quad (5.6)$$

$$\rho_1 = \frac{R_1}{R_2} = \frac{0,09}{0,116} = 0,776 \quad (5.7)$$

$$f = \frac{\beta}{\rho_0^2} [1 + \rho_1 + \rho_1^2 - 3\rho_0^2 - (1 + \rho_1 - 2\rho_1^2)] \quad (5.8)$$

$$f = \frac{0,5}{0,52^2} [1 + 0,776 + 0,776^2 - 3 \cdot 0,52^2 - (1 + 0,776 - 2 \cdot 0,776^2)] = 1,84$$

Приймаємо радіус входу в торцеву щілину $R_1 = 0,09$ м, $h_2/R_2 = 1,0 \cdot 10^{-3}$.

Для турбулентного течії приймаємо коефіцієнти $\zeta'_{2ВХ} = 0,2$; $\zeta_{1ВХ} = 1,4$; $\lambda_1 \approx 0,04$; $\lambda_2 \approx 0,06$.

Знаходимо коефіцієнти α і β :

$$\alpha = \frac{1 + \zeta'_{2ВХ}}{\zeta'_{2ВХ} + \rho_1^2 + \rho_1(1 - \rho_1) \frac{\lambda_2 R_2}{2h_2}} \quad (5.9)$$

$$\alpha = \frac{1 + 0,2}{0,2 + 0,776^2 + 0,776(1 - 0,776) \frac{0,06 \cdot 0,116}{2 \cdot 0,0001}} = 0,3052$$

$$\beta = \frac{1}{1 + \frac{\zeta_{1ВХ} + \frac{\lambda_1 l_1}{2h_1}}{\zeta'_{2ВХ} + \rho_1^2 + \rho_1(1 - \rho_1) \frac{\lambda_2 R_2}{2h_2} \cdot \frac{R_1^2}{R_0^2} \cdot \frac{h_2^2}{h_1^2}}} \quad (5.10)$$

$$\beta = \frac{1}{1 + \frac{1,4 + \frac{0,04 \cdot 0,15}{2 \cdot 0,0003}}{0,2 + 0,776^2 + 0,776(1 - 0,776) \frac{0,06 \cdot 0,116}{2 \cdot 0,0001} \cdot \frac{0,09^2}{0,060^2} \cdot \frac{0,00015^2}{0,0003^2}}} = \frac{1}{1 + \frac{11,4}{0,8021 + 3,4026}} = 0,269$$

Перепад тиску в циліндричній щілині визначаємо як половину напору насоса:

$$\Delta p = 0,5 \cdot 9,81 \cdot 1000 \cdot 600 = 2943000 \text{ Па} = 2,943 \text{ МПа} \quad (5.11)$$

Приймаємо $\zeta_2 = 1,2$.

Визначаємо величину витoku через розвантажувальний пристрій[1]:

$$q = 2\pi R_1 h_2 \sqrt{\beta \frac{2g \cdot \Delta p}{\gamma \cdot \zeta_2}} \quad (5.12)$$

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		49

$$q = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,09 \cdot 0,0001 \cdot \sqrt{0,269 \frac{2 \cdot 9,81 \cdot 2943000}{9,81 \cdot 1000 \cdot 1,2}} = 0,00205 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$= 7,38 \text{ м}^3/\text{ч}$$

5.3 Розрахунок осьових сил, що діють на ротор

У робочому колесі одностороннього входу внаслідок відсутності його симетрії відносно площини перпендикулярної до осі обертання насоса, виникає нерівноважена гідравлічна сила, спрямована по осі у бік вхідної воронки колеса[1].

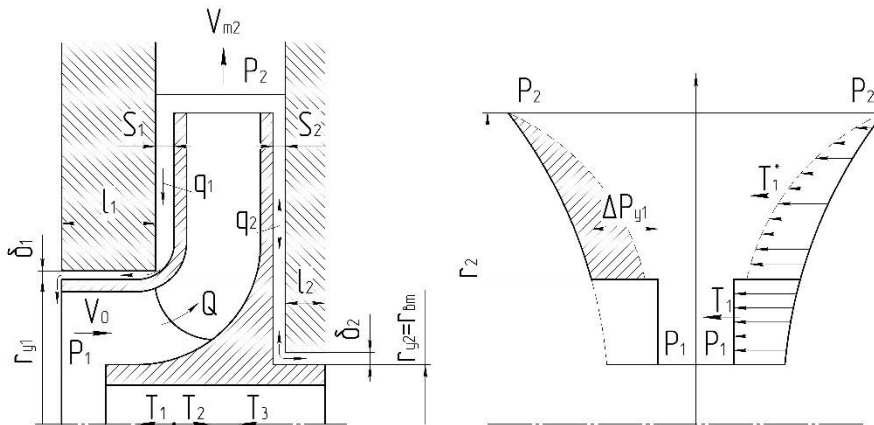


Рисунок 5.3- Схема протікань в ступені відцентрового насоса та розподіл тиску на поверхні основного та покривного дисків робочого колеса.

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо проміжного ступеня насоса:

$$T = T_1 + T_2, \quad (5.13)$$

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;

Осьова сила T_1 визначається таким чином:

$$T_1 = \pi \cdot \rho \cdot g \cdot (r_{y1}^2 - r_{y2}^2) \cdot \left[H_p - \frac{U_2^2}{8g} \cdot \left(1 - \frac{r_{y1}^2 + r_{y2}^2}{2r_2^2} \right) \right], \quad (5.14)$$

де r_{y1} , r_{y2} - радіуси переднього та заднього ущільнень робочого колеса, м,

H_p - потенційний напір в проміжній ступені, що розраховується за формулою:

$$H_p = H \left[1 - \left(\frac{V_{u2}}{2U_2} \right) \right], \quad (5.15)$$

$$H_p = \frac{1200}{10} \cdot \left[1 - \left(\frac{37,05}{2 \cdot 45,421} \right) \right] = 71,1 \text{ м,}$$

Тоді осьова сила T_1 дорівнює:

$$T_1 = 3,14 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot (0,081^2 - 0,055^2) \cdot \left[71,1 - \frac{45,421^2}{8 \cdot 9,81} \left(1 - \frac{0,081^2 + 0,055^2}{2 \cdot 0,152^2} \right) \right] = 5050 \text{ Н,}$$

Осьова сила T_2 визначається за законом зміни кількості руху:

$$T_2 = \rho \cdot Q \cdot V_0, \quad (5.16)$$

де V_0 - швидкість потоку на вході в робоче колесо, м/с, розраховується за формулою:

$$V_0 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (d_0^2 - d_{BT}^2)}, \quad (5.17)$$

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		51

$$V_0 = \frac{4 \cdot 120}{3,14 \cdot (0,146^2 - 0,108^2) \cdot 3600} = 4,4 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

Осьова сила T_2 дорівнює:

$$T_2 = \frac{1000 \cdot 120 \cdot 4,4}{3600} = 146,7 \text{ Н},$$

Тоді сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо проміжного ступеня насоса дорівнює:

$$T = 5050 + 146,7 = 5197 \text{ Н}.$$

Аналогічно проводяться розрахунки для робочого колеса першого ступеня.

Підставивши розміри робочого колеса першого ступеня у формулурозрахунку осьової сили T_1 отримуємо:

$$T_1 = 3,14 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot (0,09^2 - 0,055^2) \cdot \left[71,1 - \frac{45,421^2}{8 \cdot 9,81} \left(1 - \frac{0,09^2 + 0,055^2}{2 \cdot 0,152^2} \right) \right] = 7831 \text{ Н},$$

Швидкість потоку на вході в робоче колесо першого ступеня, V_0 м/с, розраховується за формулою:

$$V_0 = \frac{4 \cdot 120}{3,14 \cdot (0,162^2 - 0,055^2) \cdot 3600} = 2,61 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

Осьова сила для робочого колеса першого ступеня T_2 розраховується за формулою дорівнює:

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		52

$$T_2 = \frac{1000 \cdot 120 \cdot 2,61}{3600} = 87 \text{ Н.}$$

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо першого ступеня насоса розраховується за формулою дорівнює:

$$T_{\text{перш.ступ}} = 7831 + 87 = 7918 \text{ Н,}$$

Осьове зусилля, що діє на весь роторчотириступеневого насоса обчислюється за формулою[1]:

$$F_{\text{ротора}} = T_{\text{перш.ступ}} + 9 \cdot T, \quad (5.18)$$

$$F_{\text{ротора}} = 7918 + 9 \cdot 5197 = 54691 \text{ Н.}$$

5.4 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність

Вхідні данні:

Діаметр вкладиша підшипника, м $d = 0,096$ м

Довжина вкладиша підшипника, м $L = 0,105$ м

Температура мастила: $t = 14^\circ$

Реакції в опорах: $R_a = 2629,84 \text{ Н}$; $R_b = 3296,16 \text{ Н}$.

Виконаємо розрахунок для опори А

Допустиме навантаження, Н/м^2 :

$$K = \frac{Ra}{L \cdot d} \quad (5.19)$$

$$K = \frac{2629,84}{0,105 \cdot 0,096} = 260\,896,8 \text{ Н/м}^2$$

Швидкість ковзання, м/с:

$$V = \pi \cdot d \cdot \frac{n}{60} \quad (5.20)$$

$$V = 3,14 \cdot 0,096 \cdot \frac{3000}{60} = 15,07 \text{ м/с}$$

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		53

Потужність споживана підшипником:

$$N = 0,735 \cdot \left[0,15 \cdot V + \left(\frac{V}{25} \right)^2 \right] + \left(3 + \sqrt{\frac{V}{50}} \right) \cdot R_a \cdot V \cdot 10^{-6} \quad (5.21)$$

$$N = 0,735 \cdot \left[0,15 \cdot 15,07 + \left(\frac{15,07}{25} \right)^2 \right] + \left(3 + \sqrt{\frac{15,07}{50}} \right) \cdot 0,0396 = 2,068 \text{ Н}$$

$$q = 1,6 \cdot \frac{N}{60} \cdot 10^{-3} \quad (5.22)$$

$$q = 1,6 \cdot \frac{2,068}{60} \cdot 10^{-3} = 0,05515 \cdot 10^{-3}$$

Виконаємо розрахунок для опори В

Допустиме навантаження, Н/м²:

$$K = \frac{R_B}{L \cdot d} \quad (5.23)$$

$$K = \frac{3296,16}{0,105 \cdot 0,096} = 327000 \text{ Н/м}^2$$

Швидкість ковзання, м/с:

$$V = \pi \cdot d \cdot \frac{n}{60} \quad (5.24)$$

$$V = 3,14 \cdot 0,096 \cdot \frac{3000}{60} = 15,07 \text{ м/с}$$

Потужність споживана підшипником:

$$N = 0,735 \cdot \left[0,15 \cdot V + \left(\frac{V}{25} \right)^2 \right] + \left(3 + \sqrt{\frac{V}{50}} \right) \cdot R_B \cdot V \cdot 10^{-6} \quad (5.25)$$

$$N = 0,735 \cdot \left[0,15 \cdot 15,07 + \left(\frac{15,07}{25} \right)^2 \right] + \left(3 + \sqrt{\frac{15,07}{50}} \right) \cdot 0,0497 = 1,956 \text{ Н}$$

$$q = 1,6 \cdot \frac{N}{60} \cdot 10^{-3} \quad (5.26)$$

$$q = 1,6 \cdot \frac{1,956}{60} \cdot 10^{-3} = 0,05216 \cdot 10^{-3}$$

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		54

6. Розрахунки на міцність

6.1 Розрахунок шпоночного з'єднання вала з колесом

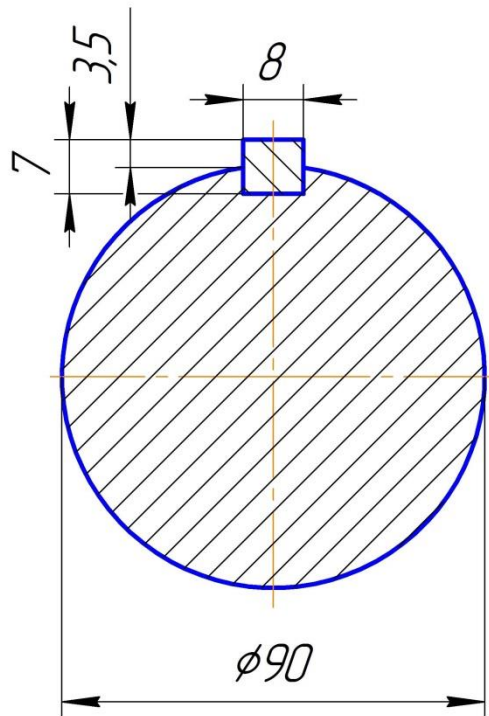


Рисунок 6.1 - Ескіз шпонкового з'єднання вала з робочим колесом

Вихідні дані:

- розміри шпонки $b \times h \times l = 8 \times 7 \times 40$
- матеріал шпонки Сталь 14Х17Н2 ГОСТ 23360-78
- границя текучості $\sigma_{0,2} = 5500 \text{ кгс/см}^2$
- матеріал колеса – відливка Сталь 20Х13Л ГОСТ 977-88
- границя текучості $\sigma_{0,2} = 4500 \text{ кгс/см}^2$
- максимальний крутний момент, переданий шпонковим з'єднанням
 $M_{кр} = 974 \cdot 797 / 3000 = 180,19 \text{ кгс} \cdot \text{см}$

Напруга зминання в шпонковому з'єднанні обчислюється по формулі (6.1):

$$\sigma_{см} = \frac{4M_{кр}}{d \cdot h \cdot l_p} \quad (6.1)$$

					6.050502.03ВР.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		55

де $d=7,5$ см - діаметр вала під колесом;

$l_p = l - b = 4 - 0,8 = 3,2$ см - робоча довжина шпонки

$$\sigma_{cm} = \frac{4 \cdot 180,19}{9,0 \cdot 0,7 \cdot 3,2} = 35,8 \text{ кгс/см}^2 \text{ (252 МПа)}$$

$$[\sigma]_{cm} = 0,56 \cdot \sigma_{0,2} \quad (6.2)$$

$$[\sigma]_{cm} = 0,56 \cdot 4500 = 2520 \text{ кгс/см}^2 \text{ (252 МПа)}$$

Умови міцності на зминання виконується:

$$\sigma_{cm} = 35,8 \text{ кгс/см}^2 \text{ (3,5 МПа)} < [\sigma]_{cm} = 2520 \text{ кгс/см}^2 \text{ (252 МПа)}$$

6.2 Розрахунок патрубків

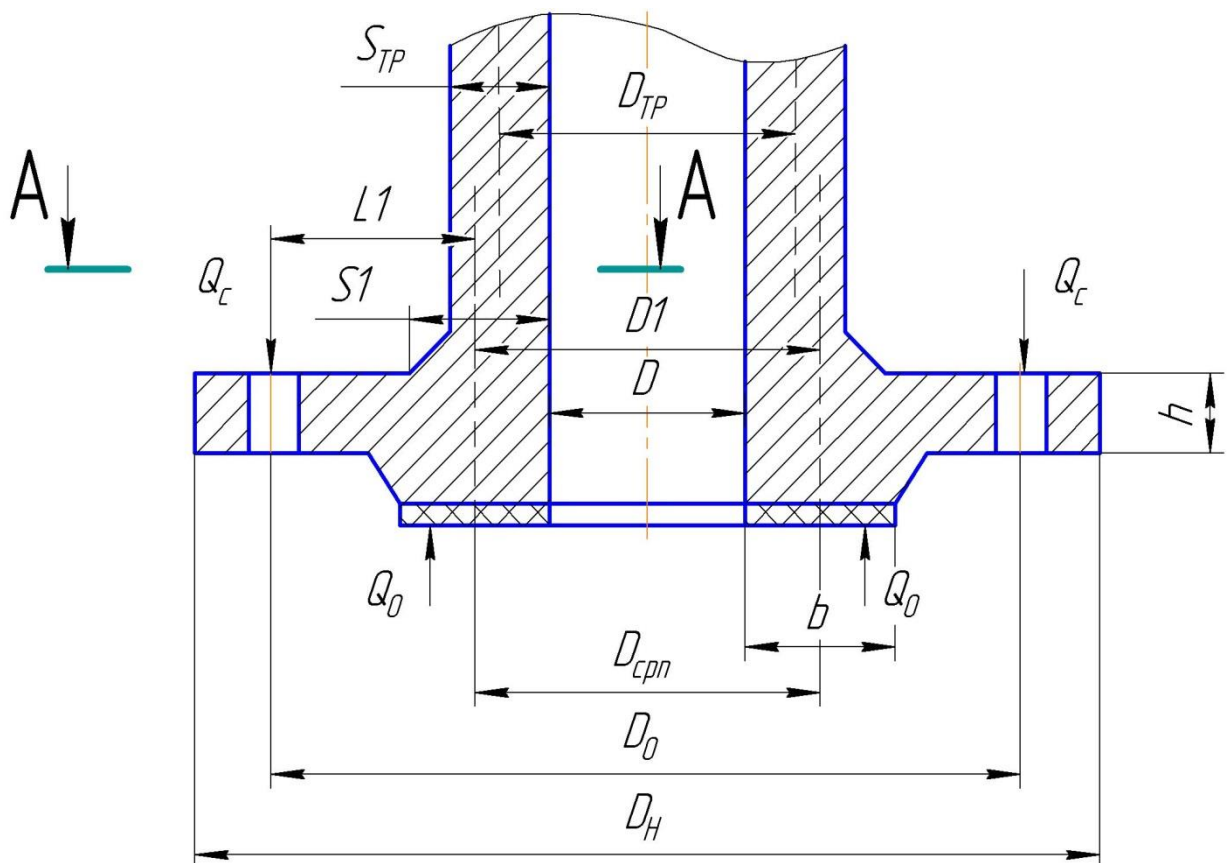


Рисунок 6.2 – ескіз напірного патрубка

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		56

Розрахункове зусилля, що діє на шпильки, обчислюється по формулі [4]:

$$Q_c = Q_0 + xP \quad (6.3)$$

де Q_0 - зусилля початкового затягування шпильок, кгс;

$x = 0,1$ - коефіцієнт навантаження ([1], с. 174);

P - зусилля, діюче на фланцеве з'єднання.

$$Q_c = 160,6 + 0,1 \times 4,20 = 161,02 \text{ кгс} = 1,58 \text{ кН}$$

$$Q_0 = \pi \cdot D_{\text{срн}} \cdot b \cdot q_0 \quad (6.4)$$

де $D_{\text{срн}} = 15,25 \text{ см} - 152,5 \text{ мм}$ - середній діаметр прокладки;

$b = 5,0 \text{ см} - 50 \text{ мм}$ - ширина прокладки,

$q_0 = 100 + P_k = 100 + 14 = 114 \text{ кгс/см}^2 = 11,2 \text{ МПа}$ - мінімальний тиск обтиснення, що забезпечує герметичність в робочих умовах.

$P_k = 151 \text{ кгс/см}^2 = 14 \text{ МПа}$ - тиск насоса

$$Q_0 = 3,14 \times 15,25 \times 3,0 \times 114 = 16376 \text{ кгс} = 160,6 \text{ кН.}$$

$$P = 0,785 \cdot D_{\text{срн}}^2 \cdot P_k \quad (6.5)$$

$$P = 0,785 \times 15,25^2 \times 14 = 2555 \text{ кгс} = 25,6 \text{ кН.}$$

Найбільш небезпечним з точки зору міцності патрубка є перетин в місці переходу від фланця до труби (перетин А-А)

Напруга вигину в небезпечному перерізі обчислюється по формулі [5].

$$\sigma = \frac{6 \cdot \eta \cdot Q_c \cdot l_1}{\pi \cdot D_1 \cdot S_1^2} \quad (6.6)$$

де η - коефіцієнт враховуючий, що частина моменту сприймається поворотною деформацією фланця;

$l_1 = 11,36 \text{ см} = 113,6 \text{ мм}$ - відстань від центра перетину А-А до осі шпильок;

					6.050502.03ВР.000.00.ПЗ	Лист
						57
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$D_1 = 13,8 \text{ см} = 138 \text{ мм}$ - середній діаметр труби в перетині А-А;

$S_1 = 2,4 \text{ см} = 24 \text{ мм}$ - ширина основи конічної шийки фланця.

Значення коефіцієнта η обчислюється по формулі [4]:

$$\sigma = \frac{6 \cdot 0,86 \cdot 161,02 \cdot 11,36}{3,14 \cdot 13,8 \cdot 24^2} = 0,38 \text{ кгс/см}^2 = 0,037 \text{ МПа}$$

$$\eta = \left[1 + 0,82 \cdot \left(\frac{h}{S_{cp}} \right)^3 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot S_{cp}}{D_{TP}} \cdot \lg \frac{D_H}{D}} \right]^{-1} \quad (6.7)$$

де $h = 7,6 \text{ см}$ - товщина фланця;

$S = 0,5(S_1 + S_{TP}) = 0,5(24 + 1,75) = 12,9 \text{ см} = 129 \text{ мм}$ – середня товщина труби;

$S_{TP} = 1,75 \text{ см} = 17,5 \text{ мм}$ - товщина стінки труби;

$D_{TP} = 14,25 \text{ см} = 142,5 \text{ мм}$ - середній діаметр труби,

$D_H = 42,5 \text{ см} = 425 \text{ мм}$ - зовнішній діаметр фланця;

$D = 12,5 \text{ см} = 125 \text{ мм}$ - внутрішній діаметр фланця.

$$\eta = \left[1 + 0,82 \cdot \left(\frac{7,6}{12,9} \right)^3 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 12,9}{14,25} \cdot \lg \frac{42,5}{12,5}} \right]^{-1} = 0,86$$

Умова міцності напірного патрубка:

$$\sigma = 0,38 \text{ кгс/см}^2 (0,037 \text{ МПа}) < 0,8 \sigma_{вр} = 0,8 \times 3900 = 3120 \text{ кгс/см}^2 (312 \text{ МПа})$$

Висновок умова міцності виконується.

Розрахунок вхідного патрубка

Розрахункове зусилля, що діє на шпильки, обчислюється по формулі (6.8)

$$Q_c = Q_0 + xP \quad (6.8)$$

де Q_0 - зусилля початкового затягування шпильок, кгс (кН), розраховуються по формулі (6.8);

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		58

$x=0,1$ - коефіцієнт, що враховує навантаження з паронітової прокладки;
 P - зовнішнє зусилля, що діє на фланцеве з'єднання.

$$Q_o = \pi \cdot D_{cpr} \cdot b \cdot q_o$$

де $D_{cpr}=(20,3+15) \cdot 0,5=17,65$ см (176,5 мм)- середній діаметр прокладки;

$b=0,5$ см (5 мм)- ширина прокладки;

$q_o = 100 + P_{ex} = 100 + 6 = 106$ кгс/см² (10,6 МПа)- мінімальний тиск обтиснення, що забезпечує герметичність у робочих умовах;

$$Q_o = 3,14 \cdot 17,65 \cdot 0,5 \cdot 106 = 2937,3 \text{ кгс (28,8 кН)}$$

Зовнішнє зусилля, що діє на фланцеве з'єднання:

$$P' = 0,785 \cdot D_{cpr}^2 \cdot P_{ex} = 0,785 \cdot 17,65^2 \cdot 6 = 1467,3 \text{ кгс (14,4 кН)}$$

$$Q_c = 2937,3 + 0,1 \cdot 1467,3 = 3084,03 \text{ кгс (30,3 кН)}$$

Найнебезпечнішим з погляду міцності перетином патрубка є перетин у місці переходу від фланця до труби (перетин А - А).

Напруга згину в небезпечному перерізі обчислюється по формулі:

$$\sigma = \frac{6 \cdot \eta \cdot Q_c \cdot l_1}{\pi \cdot D_1 \cdot S_1^2} \quad (6.9)$$

де η - коефіцієнт враховуючий, що частина моменту сприймається поворотною деформацією фланця;

$l_1=3,675$ см - відстань від центра перетину А-А до осі шпильок;

$D_1=17,65$ см - середній діаметр труби в перетині А-А;

$S_1=2,65$ см - ширина основи конічної шийки фланця.

$$\sigma = \frac{6 \cdot 0,37 \cdot 3084,03 \cdot 3,675}{3,14 \cdot 17,65 \cdot 2,65^2} = 64,65 \text{ кгс/см}^2 (6,34 \text{ МПа})$$

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		59

Значення коефіцієнта η обчислюється по формулі:

$$\eta = \left[1 + 0,82 \cdot \left(\frac{h}{S_{cp}} \right)^3 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot S_{cp}}{D_{тр}} \cdot \lg \frac{D_H}{D}} \right]^{-1} \quad (6.10)$$

де $h=4,2$ см (43 мм) - товщина фланця.

$S_{cp} = 0,5(S_1 + S_{тр}) = 0,5(2,65 + 1,6) = 2,125$ см (21,25 мм)- середня товщина труби на конічній ділянці

$S_{тр}=1,6$ см (16 мм)- товщина стінки труби

$D_{тр}=17,65$ см (176,5 мм)- середній діаметр труби

$D_H=30$ см (300 мм)- зовнішній діаметр фланця

$D=15$ см (150 мм)- внутрішній діаметр фланця

$$\eta = \left[1 + 0,82 \cdot \left(\frac{4,2}{2,125} \right)^3 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 2,125}{17,65} \cdot \lg \frac{30}{15}} \right]^{-1} = 0,37$$

Умова міцності напірного патрубка:

$$\sigma = 64,65 \text{ кгс/см}^2 \text{ (6,34 МПа)} < 0,8 \cdot \sigma_{вр} = 0,8 \cdot 3900 = 3120 \text{ кгс/см}^2 \text{ (312 МПа)}$$

Висновок: умова міцності виконується.

6.3 Розрахунок вала на статичну міцність і витривалість.

Вхідні дані:

Матеріал вала	Сталь 40ХФА
Межа міцності σ_B , Н/мм ²	1000
Межа текучості $\sigma_{0,2}$, Н/мм ²	800
Межа втоми при згині σ_{-1} , Н/мм ²	$0,5\sigma_B=500$
Межа втоми при крученні τ_{-1} , Н/мм ²	$0,29\sigma_B=290$

Обертаючий момент $M_{кр}$, Н мм

$2062 \cdot 10^3$

Вал знаходиться в умовах спільної дії вигину і крутіння. Найбільш небезпечним є перетин під робочою колесом, ослаблене шпонковим пазом. Номінальні дотичні напруження в перетинах вала визначаємо за формулою:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p}, \quad (6.11)$$

де W_p – момент опору кручення, м³.

Напряження згину визначаємо по формулі:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W}, \quad (6.12)$$

де $M_u = 0,1 M_{кр}$ – момент вигину, Н м;

W – момент опору перерізу валу вигину, м³.

Моменти опору крученню і вигину вала перетину ослабленого шпонковим пазом визначаємо за формулами:

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot \frac{n}{2} \cdot \left(d - \frac{n}{2}\right)}{2d}, \quad (6.13)$$

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot \frac{n}{2} \cdot \left(d - \frac{n}{2}\right)^2}{2d}, \quad (6.14)$$

где $d=90$ мм – діаметр вала при крученні;

$b=8$ мм – ширина шпоночного паза;

$h=7$ мм – глибина паза.

Після підстановки числових значень в (6.13) та (6.14), отримаємо

					6.050502.03ВР.000.00.ПЗ	Лист
						61
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$W_p = \frac{3,14 \cdot 90^3}{16} - \frac{8 \cdot \frac{7}{2} \cdot \left(90 - \frac{7}{2}\right)}{2 \cdot 90} = 143053 \text{ мм}^2$$

$$W = \frac{3,14 \cdot 90^3}{32} - \frac{8 \cdot \frac{7}{2} \cdot \left(90 - \frac{7}{2}\right)}{2 \cdot 90} = 71520 \text{ мм}^2$$

Підставляємо отримані дані в (6.13) та (6.14).

$$\tau = \frac{2062 \cdot 10^3}{143053} = 13,98 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

$$\sigma_u = \frac{0,1 \cdot 2062 \cdot 10^3}{71520} = 2,8 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

Запас міцності по статичній несучій здатності:

$$n = \frac{\sigma_{0,2}}{\sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau^2}} \geq [n] \quad (6.15)$$

$$\text{де } [n]=2,2 \text{ при } \frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_s} = \frac{800}{1000} = 0,8$$

$$n = \frac{800}{\sqrt{2,8^2 + 4 \cdot 13,98^2}} = 28,5 \geq 2,2 \quad - \text{ вимога виконується.}$$

Запас міцності за межею втоми:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}, \quad (6.16)$$

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		62

де n_σ – запас міцності за нормальними напруженням ;

n_τ – запас міцності по дотичним напруженням .

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\zeta_\sigma \cdot \beta} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \quad (6.17)$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\zeta_\tau \cdot \beta} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} \quad (6.18)$$

де k_σ, k_τ – ефективні коефіцієнти концентрації $k_\sigma=2$; $k_\tau=1,9$.

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ – коефіцієнти враховують масштабний фактор $\varepsilon_\sigma=0,68$; $\varepsilon_\tau=0,74$;

ψ_σ, ψ_τ – коефіцієнти, що враховують вплив асиметрії циклу напружень;

$\sigma_a, \tau_a, \sigma_m, \tau_m$ – амплітуди і середні значення напруг циклу

$$\sigma_a = \sigma_u = 2,8 \text{ Н/мм}^2$$

$$\tau_a = 0,25 \quad \tau_m = 0,25 \quad 13,98 = 3,5 \text{ Н/мм}^2$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\tau_m = \tau = 13,98 \text{ Н/мм}^2$$

$$\psi_\sigma = 0,05; \quad \psi_\tau = 0$$

Підставляємо у формули (6.17) і (6.18)

$$n_\sigma = \frac{500}{\frac{2}{0,68} \cdot 2,8 + 0,05 \cdot 0} = 60,7;$$

$$n_\tau = \frac{290}{\frac{1,9}{0,74} \cdot 3,5 + 0 \cdot 13,98} = 32,3$$

$$n = \frac{60,7 \cdot 32,3}{\sqrt{60,7^2 + 32,3^2}} = 28,5$$

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		63

Запас міцності для валів: $n > 2,5$.

$28,5 > 2,5$ – умова виконується.

6.4 Вибір та розрахунок ущільнення насоса

Типове сальникове ущільнення для насосів ЦНС показано на рисунку 6.3.

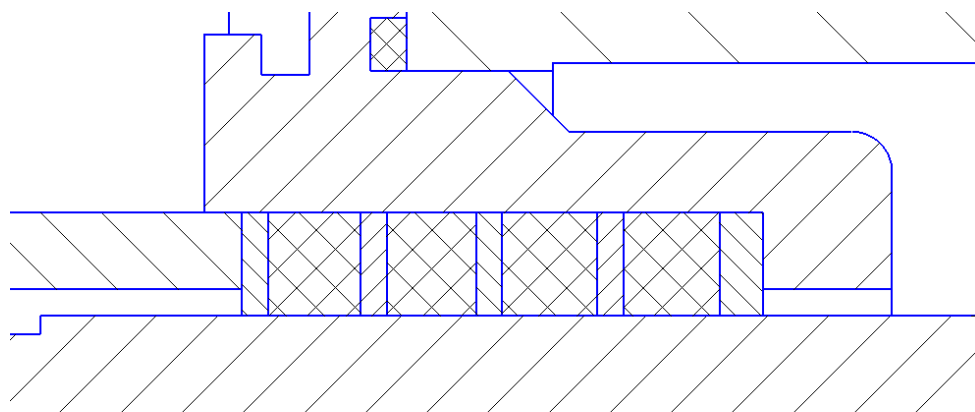


Рисунок 6.3 – Конструкція сальникового ущільнення

Товщина кільця набивки сальника, мм[1]:

$$S = \sqrt{d} \quad (6.19)$$

де d – діаметр посадочного місця набивки сальника, мм.

Тоді

$$S = \sqrt{120} = 10,96$$

Приймаємо $S = 5,3$ мм.

Довжина сальникового ущільнення, мм:

$$L = i \cdot S, \quad (6.20)$$

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

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		64

Приймаємо $i = 4$ шт

$$L = 4 \cdot 5,3 = 21,2 \text{ мм}$$

Втрати потужності в сальнику:

$$N_C = \omega \cdot \pi \cdot r^2 \cdot S \cdot p_0 \frac{\mu_1}{\mu_2} \cdot e^{-2\mu_2 \frac{L}{S}} - 1 \quad (6.21)$$

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

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

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

$L = 2,12$ см;

$S = 0,53$ см;

$p_0 = 1,02$ кгс/см²

Звідси:

$$N_C = 314 \cdot 3,14 \cdot 6,7^2 \cdot 0,53 \cdot 31 \cdot \frac{0,01}{0,5} \cdot e^{20,5 \frac{2,12}{0,53}} - 1 = 7795,18 \text{ Вт}$$

					6.050502.03ВР.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		65

7. Розділ з охорони праці

Основні способи припинення горіння:

1. Охолодження зони горіння або речовин, що горять, до певного рівня температури;
2. Ізоляція осередку горіння від кисню;
3. Зниження концентрації кисню в повітрі шляхом розбавлення його негорючими газами;
4. Хімічне гальмування (інгібування) швидкості реакцій окиснення (горіння) в полум'ї;
5. Механічне придушення полум'я сильним струменем води, порошку чи газу;
6. Створення умов вогнеперешкоди, за яких полум'я не має можливості поширюватися.

Практична реалізація способів припинення горіння може бути досягнута за допомогою вогнегасних речовин та технічних засобів.

До вогнегасних належать речовини, що мають фізико-хімічні властивості, які дозволяють створити умови для припинення горіння. Багато з них використовуються також для запобігання, обмеження поширення пожежі, захисту людей і матеріальних цінностей.

Використовуються такі основні види вогнегасних речовин:

- вода;
- вода з добавками, які підвищують її вогнегасну здатність;
- піна;
- газові вогнегасні суміші;
- вогнегасні порошки;
- комбіновані вогнегасні суміші.

Вибір вогнегасної речовини та способу її подачі визначається умовами виникнення й розвитку пожежі.

Кожному способу припинення горіння відповідає конкретний вид вогнегасних засобів, які можна поділити на:

					6.050502.03ВР.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

охолоджувальні (вода, водні розчини, снігоподібна вуглекислота та ін.);
розбавлювальні (діоксид вуглецю, водяна пара, інертні гази та ін.);
ізолювальні (хімічна та повітряно-механічна піна, пісок та ін.);
засоби хімічного гальмування горіння (вогнегасні порошки, брометил, хладон та ін.).

Дамо стислу характеристику основних вогнегасних речовин.

Вода - це найбільш поширений і достатньо ефективний вогнегасний засіб. Вода має високу теплоємність і добрі охолоджувальні якості. Під час гасіння пожежі вода, а точніше, певна її кількість випаровується внаслідок контакту з високотемпературним осередком. З літра води утворюється близько 1700 л пари. При цьому відбувається розбавлення реагентних речовин. Унаслідок великих значень теплоти пароутворення вода забирає із зони горіння велику кількість тепла, що, своєю чергою, забезпечує помітний охолоджувальний ефект.

Вода має високу термічну стійкість. Розкладення її на водень і кисень відбувається при температурах понад 1700°C. Тому гасіння водою більшості горючих матеріалів та рідин є безпечним, адже температура їх горіння не перевищує 1300°C.

Найбільший вогнегасний ефект спостерігається під час застосування води у дрібнорозпиленому стані. Такою водою можна гасити навіть горючі рідини, оскільки туманоподібна хмара дрібнорозпиленої води спричиняє ізолювальний ефект. Застосування розчинів змочувачів, які зменшують поверхневий натяг води, дає можливість зменшити її витрати на гасіння деяких матеріалів на 30-50%.

Вода добре проводить електричний струм. Це треба пам'ятати під час гасіння пожеж в електроустаткованні, що перебуває під напругою.

Піна - це колоїдна дисперсна система, яка складається з пухирців газу. Стінки пухирців утворюються з розчинів поверхнево-активних речовин і стабілізаторів.

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		67

Піни поділяють на **хімічні** та **повітряно-механічні**.

Повітряно-механічна піна утворюється за допомогою спеціальних технічних пристроїв із водних розчинів поверхнево-активних речовин (піноутворювачів).

Піна має досить низьку теплопровідність. Вона здатна перешкоджати випаровуванню горючих речовин, а також проникненню парів, газів, теплового випромінювання. Все це визначає її ізолювальні властивості.

Вогнегасні порошки використовують для ліквідації горіння твердих, рідких і газоподібних речовин.

Вогнегасний ефект застосування порошків складається з:
хімічного гальмування реакції горіння внаслідок дії порошку (кристали введеного у полум'я порошку спричиняють суміжні реакції, які руйнують здатні горіти радикали або перешкоджають їх утворенню);
утворення на поверхні речовини, що горить, ізолювальної плівки;
утворення хмари порошку, яка має властивості екрана;
механічного придушення полум'я твердими частинками порошку;
виштовхування кисню із зони горіння.

Діоксид вуглецю (CO_2) не має кольору та запаху. За підвищеного тиску переходить із газоподібного стану в рідкий.

Механізм припинення горіння діоксидом вуглецю базується на його здатності зменшувати шляхом розбавлення концентрації реагентних речовин до меж, коли горіння стає неможливим. Вогнегасний ефект спостерігається, коли концентрація CO_2 буде не менше 30% по об'єму.

Діоксид вуглецю може подаватися до зони горіння у вигляді снігоподібної маси, здійснюючи охолоджувальну дію, оскільки CO_2 перебуває у вигляді снігу при температурі мінус 78°C .

Існує два основні методи гасіння пожеж за допомогою CO_2 : об'ємний і поверхневий. Об'ємне гасіння здійснюється у замкнутих приміщеннях.

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		68

Практично всі вогнегасні речовини характеризуються комплексною дією на процес горіння. Наприклад, вода може охолоджувати, ізолювати та розбавляти речовини, що горять; піна ізолює й охолоджує; газові засоби пожежогасіння одночасно діють як інгібітори й розбавляють горючі речовини; порошки гальмують хімічні реакції й ізолюють зону горіння в разі утворення стійкої порошкової хмари. Однак припинення горіння досягається одним із застосовуваних способів, тоді як інші тільки сприяють цьому. Це визначається співвідношенням властивостей вогнегасної речовини та матеріалу, що горить.

Для кожної вогнегасної речовини існує домінуюча властивість. Для води - це охолодження, для піни - ізоляція осередку горіння, для порошку - гальмування реакції горіння, для діоксиду вуглецю - розбавлення газової та конденсованої фаз (твердої, рідкої) неоднорідної фізико-хімічної системи негорючим газом

Вибір вогнегасної речовини залежить від характеру пожежі й визначається:

- властивостями та агрегатним станом речовин, що горять;
- параметрами пожежі (площею горіння, інтенсивністю горіння, температурою тощо);
- видом пожежі (в закритих приміщеннях та будівлях, на відкритому просторі);
- умовами тепло- й газообміну на пожежі;
- наявністю та кількістю вогнегасних засобів;
- вогнегасною здатністю щодо гасіння речовин і матеріалів;
- ефективністю способу гасіння пожежі.

Визначаючи способи пожежогасіння, розраховують на досягнення максимального ефекту за мінімальних витрат вогнегасних речовин[8].

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		69

8. Розділ з економіки

Тип виробництва— це специфічна форма організації виробництва, яка враховує такі його властивості, як широта номенклатури, регулярність, стабільність і обсяг випуску продукції. Виокремлюють три типи виробництва: одиничне, серійне та масове.

Одиничне виробництво характеризується широкою номенклатурою продукції, незначним обсягом випуску однакових виробів, повторне виготовлення яких здебільшого не передбачається. Робочі місця одиничного виробництва характеризуються тим, що на них виконуються різноманітні операції з різними деталями в межах технологічних можливостей устаткування. Останнє є універсальним, розміщується однотипними технологічними групами. Через часту зміну предметів праці багато часу витрачається на переналагоджуваний устаткування. Виконання різноманітних операцій за умов недостатньо опрацьованих унаслідок частотої зміни об'єктів виробництва технологічних процесів потребує залучення висококваліфікованих робітників-універсалів. Орієнтовно для одиничного виробництва кількість технологічних операцій, яка припадає на одне робоче місце, становить більше 40.

Серійне виробництво має обмежену номенклатуру продукції, виготовлення окремих виробів періодично повторюється певними партіями (серіями) і сумарний їх випуск може бути досить значним. На робочих місцях серійного виробництва виконуються операції над обмеженою номенклатурою деталей, які обробляються періодично партіями. Застосовується універсальне та спеціальне устаткування, що розміщується як технологічними групами, так і за предметним принципом. Кваліфікація робітників у цілому може бути середньою, за винятком тих висококваліфікованих спеціалістів, які працюватимуть на машинах з числовим програмним управлінням (ЧПУ) та на гнучких автоматизованих лініях (ГАЛ). Залежно від широти номенклатури, величини партій, періодичності їхньої обробки серійне виробництво поділяється на дрібносерійне, середньосерійне і великосерійне.

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		70

Робочі місця дрібносерійного виробництва за своїми характеристиками близькі до робочих місць одиничного виробництва з дещо меншою кількістю операцій, які на них виконуються, оскільки предмети обробляються малими партіями. Кількість закріплення операцій — в межах від 21 до 40.

Для робочих місць середньосерійного виробництва характерне ще більше обмеження кількості виконуваних операцій (10— 20), оскільки партії виробів стабільно повторюються. Устаткування має більш високий рівень спеціалізації. На робочих місцях великосерійного виробництва предмети обробляються великими партіями, устаткування спеціалізоване, кількість операцій - від 2 до 9.

Масове виробництво характеризується вузькою номенклатурою продукції, значним обсягом безперервного й тривалого виготовлення однакових виробів. Робочі місця масового виробництва характеризуються постійним виконанням однієї операції над одним предметом праці. Устаткування є вузько спеціалізованим. Застосовується спеціальне оснащення. Принцип розміщення устаткування — предметний. Виконання елементарних операцій на потокових лініях не потребує високої кваліфікації робітників, але на автоматизованих системах їхня кваліфікація має бути на рівні техника чи навіть інженера.

Підприємств з однорідним типом виробництва практично немає. Тому тип виробництва дільниці, цеху, підприємства визначається типом виробництва, що переважає на робочих місцях.

Підприємства одиничного виробництва виготовляють продукцію в одиничних екземплярах, що не повторюються взагалі або повторюються нерегулярно. На дільницях і в цехах переважають одиничні процеси, хоча можуть бути робочі місця та цілі підрозділи із серійним виробництвом уніфікованих деталей і вузлів для різних виробів (шестерні, валики, кріпильні деталі, ручки, контрольні прилади тощо). До підприємств одиничного виробництва належать заводи важкого, енергетичного машинобудування, суднобудування тощо.

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		71

Підприємства серійного виробництва випускають серії виробів обмеженої номенклатури, які періодично повторюються. Серія — це певна кількість виробів одного типорозміру, що виготовляється за незмінною технічною документацією. На серійних підприємствах робочі місця переважно серійного типу виробництва. Водночас можуть використовуватися і процеси масового виробництва уніфікованих деталей на потокових лініях. Типовими прикладами підприємств серійного виробництва є верстатобудівні, літакобудівні заводи, підприємства з виробництва сільськогосподарської техніки, електровозів тощо. Підприємства масового виробництва безперервно випускають один або кілька виробів упродовж тривалого часу за умов високої внутрішньозаводської спеціалізації.

На робочих місцях переважають масові процеси, проте в окремих випадках за низької трудомісткості операцій використовуються серійні типи виробництва, наприклад, на заготівельних процесах. До таких підприємств належать підприємства з виготовлення годинників, телевізорів, радіоприймачів та ін.[9].

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		72

9. Технологічна частина

9.1 Визначення типу виробництва і його характеристика

Тип виробництва істотно впливає на його організаційно-технічну будову і ефективність. Від типу виробництва залежить виробнича структура підприємства і його підрозділів, вибір технологічних процесів, обладнання та оснащення, методів організації виробництва і управління. Найбільш ефективним є масове виробництво, де легко застосовувати високопродуктивне спеціальне устаткування і максимально реалізовувати принципи раціональності організації виробничого процесу. Технічно і організаційно складним і менш ефективним є одиничне виробництво. Тому важливою передумовою підвищення ефективності виробництва є збільшення його серійності, перехід (за можливості) від одиничного до серійного, а від серійного до масового виробництва. Досягається це різними способами, а саме розширенням ринку збуту і збільшення серій виробів, уніфікацією деталей і агрегатів, особливо складних машин і приладів, введення групових методів обробки і т.д.

Виходячи з річної програми випуску та ваги проектного насоса, визначаємо, що тип виробництва - серійний.

Серія - це певна кількість виробів одного типорозміру, які виготовляються за незмінною технічною документацією. В серійному виробництві номенклатура виробів обмежена, обробка деталей та складання виробів здійснюється партіями, на які розбивається кожна серія при запуску виробництва. За кожним робочим місцем закріплюються 10-20 періодично повторюваних операцій.

Для скорочення трудомісткості використовується спеціальне технічне обладнання, верстати з ЧПК та універсальні верстати з швидкодіючими пристроями. Все обладнання розташоване за групами технологічних однорідних верстатів і обов'язкове по ходу технологічного процесу. У залежності від обсягу продукції та особливості виробів забезпечується повна,

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		73

неповна і групова взаємозамінність, взаємозамінність складальних одиниць, підгонка і компенсація розмірів за місцем[9].

9.2 Розрахунок потреби в матеріалах на деталь - корпус вказівника осьового зсуву з визначенням припусків і коефіцієнта використання матеріалу.

Виходячи з конфігурації, матеріалу та типу виробництва, спосіб отримання заготовки - відливка виготовлена литтям в піщані форми, машинною формовкою по дерев'яним моделям.

Лиття у піщані форми - лиття металу, яке здійснюється заливанням ливарної форми, що виготовлена з піщаної формувальної суміші.

Лиття у піщані (піщано-глинисті, піщано-цементні) форми - є найдешевшим, найгрубішим (у плані розмірної точності та шорсткості поверхні виливка) і наймасовішим (до 75-80 % за масою отримуваних у світі виливків) видом лиття металів та їх сплавів. Самі ливарні форми, виготовлені із формувальних сумішей на основі піску є одноразовими.

Спочатку виготовляється ливарна дерев'яна модель, яка копіює майбутню деталь. Модель, закріплена на підмодельній плиті, засипається піском або формувальною сумішшю (зазвичай пісок і зв'язка), що заповнює простір між нею і відкритими ящиками - опоками. Опока має дві півформи, тобто складається з двох коробів. Площина дотику двох півформ - поверхня роз'єму. Отвори і порожнини в деталі утворюються за допомогою розміщених у формі ливарних піщаних стержнів, які копіюють форму майбутнього отвору. Насипана в опоки суміш ущільнюється струшуванням, пресуванням або ж твердне у термічній шафі (сушильній печі). З'єднуються дві півформи по поверхні роз'єму. Утворені порожнини заливаються розплавом металу через спеціальні отвори і канали - литники. Після охолодження форму розбивають і виймають виливок. За цим відокремлюють литникову систему (зазвичай обрубанням), видаляють облой і проводять термообробку[6].

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		74

Розрахунок припусків проводиться на одну поверхню розрахунково-аналітичним методом, а на всі інші по ГОСТ 26645-85 вибираємо з таблиць.

Клас розмірної точності відливки - 12

Ступінь короблення та ступінь точності поверхонь - не нормуються

Клас точності маси відливки - 12

Визначаємо маршрут обробки однієї з поверхонь деталі з вказанням точності і параметра шорсткості на кожному переході.

1. Відливка 12-0-0-12 ГОСТ 26358-84.
2. Токарна чорнова IT14, Ra 12.5 мкм.
3. Токорна напівчистова IT 10 Ra 6,3 мкм.
3. Токарна чистова IT8, Ra 1,6 мкм.

Розрахунково-аналітичним методом визначається на найбільш відповідальну поверхню отвір 190 h8 (-0.072).

$$2Z_{\min} = 2(Rz_{i-1} + h_{i-1} + \sqrt{\Delta_{\Sigma i-1}^2 + E_y^2}) \quad (9.1)$$

де Rz - висота нерівностей профілю на попередньому переході;

h_{i-1} - глибина дефектного шару на поверхні на попередньому переході;

$\Delta_{\Sigma i-1}$ - сумарне відхилення форми взаємного розташування на попередньому преході;

E_y - похибка встановлення заготовки на виконуваному переході.

Величини Rz і h визначаються згідно з [7] т.6, 10:

- для ливарної операції Rz + h = 500 мкм;
- для чорнової операції Rz = 100 мкм h = 100 мкм;
- для напівчистої операції Rz = 50 мкм h = 50 мкм;

Сумарне відхилення розташування для заготівельної ливарної операції:

$$\Delta_{\Sigma} = \sqrt{\Delta_{\text{кор}}^2 + \Delta_{\text{см}}^2} \quad (9.2)$$

де $\Delta_{\text{кор}} = \Delta_{\text{к}} * D$ - відхилення плоскої поверхні відливки від площинності;

$\Delta_{\text{к}}$ - відхилення осі від прямолінійності, мкм на мм; $\Delta = 0,3 \dots 1,5$ мкм, приймаємо 1;

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		75

$$\Delta_{\Sigma} = 1 * 200 = 200 \text{ (мкм);}$$

$\Delta_{\text{см}}$ - зміщення стрижня в горизонтальній або вертикальній площині, мм.

$$\Delta_{\text{см}} = 500 \text{ мкм. [7] т.9.}$$

Тоді для заготовки:

$$\Delta_{\Sigma} = \sqrt{500 + 200} = 539 \text{ (мкм);}$$

Для інших операцій

$$\Delta = K_y * \Delta_{\Sigma} \quad (9.3)$$

де K_y - коефіцієнт уточнення [4] т.29

- для токарної чорнової операції:

$$\Delta_{\Sigma} = \sqrt{0,06 * 539} = 32 \text{ (мкм);}$$

- для токарної напівчистої операції:

$$\Delta_{\Sigma} = \sqrt{0,05 * 539} = 27 \text{ (мкм);}$$

Значення E_y визначається згідно з [7] т.13:

- для токарної чорнової обробки $E_y = 800$ (мкм);

- для токарної напівчистої $E_y = 112$ (мкм);

- для чистої операції $E_y = 0$ (мкм) (так як деталь не переустановлюється).

Розрахунок мінімального припуску розраховується по формулі (9.1) для кожного переходу:

- чорнове обточування:

$$2Z_{\text{min}} = 2(500 + \sqrt{539^2 + 800^2}) = 2929 \text{ (мкм);}$$

- напівчистове обточування:

$$2Z_{\text{min}} = 2(100 + 100 + \sqrt{32^2 + 112^2}) = 633 \text{ (мкм);}$$

- чистове обточування:

$$2Z_{\text{min}} = 2(50 + 50 + \sqrt{27^2 + 0^2}) = 254 \text{ (мкм).}$$

Розрахунок міжопераційних припусків:

$$2Z_{\text{pi}} = 2Z_{\text{min}} + Td_{i-1} \quad (9.4)$$

де Td - допуск з попередньої операції.

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		76

- для токарної чорнової операції:

$$2Z_p = 2929 + 7000 = 9929 \text{ (мкм);}$$

- для токарної напівчистої операції:

$$2Z_p = 633 + 1150 = 1783 \text{ (мкм);}$$

- для токарної чистої операції:

$$2Z_p = 254 + 185 = 439 \text{ (мкм).}$$

Розраховуємо міжопераційні розміри і розміри заготовки з допусками для заданої поверхні:

- Розрахунковий розмір:

$$d_{pi-1} = d_{pi} + 2Z_{pi} \quad (9.5)$$

- для токарної чистої операції:

$$d_p = d_{max} = 190 \text{ (мм);}$$

Для всіх інших операцій розрахунок ведемо аналогічно результати заносимо до таблиці 9.1

Розрахунковий розмір утворюється внаслідок округлення отриманих значень в більшу сторону (до десятих при точінні).

Знаходимо номінальний розмір:

- для заготівельної операції:

$$d_H = d_p - es \quad (9.6)$$

де es - верхнє відхилення заготовки на даній операції.

$$d_H = 202,5 - 3,5 = 199 \text{ (мм).}$$

Для решти операцій розрахунок ведеться аналогічно отримані дані заносимо до таблиці 9.1

Визначаємо граничний максимальний та граничний мінімальний розміри:

$$d_{min} = d_H + ei \quad (9.7)$$

де ei - нижнє відхилення заготовки на даній операції.

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		77

- для заготівельної операції:

$$d_{\min} = 199 - 3,5 = 195,5 \text{ (мм)}.$$

Для решти операцій розрахунок ведеться аналогічно отримані дані заносимо до таблиці 9.1

$$d_{\max} = d_H + es \quad (9.8)$$

- для заготівельної операції:

$$d_{\max} = 199 + 3,5 = 202,5 \text{ (мм)};$$

Для решти операцій розрахунок ведеться аналогічно отримані дані заносимо до таблиці 9.1

Визначаємо мінімальний припуск на механічну обробку деталі:

$$2Z_{\min i} = d_{\min i-1} - d_{\max} \quad (9.9)$$

- при токарній чорновій обробці:

$$2Z_{\min i} = 195,5 - 192,3 = 3,2 \text{ (мм)}.$$

Для решти операцій розрахунок ведеться аналогічно отримані дані заносимо до таблиці 9.1

Визначаємо максимальний припуск на механічну обробку деталі:

$$2Z_{\max i} = d_{\max i-1} - d_{\min i} \quad (9.10)$$

- при токарній чорновій обробці:

$$2Z_{\max i} = 202,5 - 191,15 = 11,35 \text{ (мм)};$$

Для решти операцій розрахунок ведеться аналогічно отримані дані заносимо до таблиці 9.1

Знаходимо розрахунковий припуск на механічну обробку:

$$2Z_{p-p} = 2Z_{\min i} + Td_{i-1} \quad (9.11)$$

- при токарній чорновій обробці:

$$2Z_{p-p} = 3,2 + 3,5 = 6,7 \text{ (мм)}.$$

Для решти операцій розрахунок ведеться аналогічно отримані дані заносимо до таблиці 9.1

					6.050502.03BP.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		78

Таблиця 9.1 - Результати розрахунку припусків на обробку і граничних розмірів по технологічним переходам.

Маршрут	Позначення точності	Граничні відхилення, мм	Елементи припуску, мкм				Розрахункові розміри			Прийняті величини, мм						
			Rz	h	Δ	E	2Z _{min} , мкм	2Z _p , мкм	φ _p , мм	Раз. р-р.	Намінал.	Гран. р-р.		Припуски		
												d _{min}	d _{max}	2Z _{min}	2Z _p	2Z _{max}
Відливка	12-0-0-12	±3,5	500	539	-	-	-	202,15	202,5	199	195,5	202,5	-	-	-	
Токарна чорнова	IT14	0 -1,150	100	100	32	800	2929	9929	192,22	192,3	192,3	191,15	192,3	3,2	6,7	11,35
Токарна напівчистова	IT10	0 -1,185	50	50	27	112	633	1783	190,44	190,5	190,5	190,315	190,5	0,65	1,8	1,985
Токарна чистова	IT8	0 -0,072	-	-	-	0	254	439	190	190	190	189,928	190	0,315	0,5	0,572

На інші поверхні визначаємо припуски по ГОСТ 26645-85. Назначені припуски зводяться в таблицю 9.2.

Назва поверхні	Розмір деталі	Припуск	Розмір заготовки
Внутрішня циліндрична	∅140h7	2*5,0	∅150±3,2
Лінійний розмір	91h14	6,2	97,2±2,8
Лінійний розмір	18h14	2*5,0	28±2,0
Зовнішня циліндрична	∅250	2*6,9	∅263,8±4,0

Таблиця 9.2 - Значення припусків на обробку корпусу осевого зсуву насосу ЦНС 120-1200, в мм.

Ескіз заготовки показаний на рисунку 9.1.

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

$$K = \frac{m_d}{m_z} \quad (9.12)$$

де m - маса деталі згідно креслення;

m - маса заготовки, що визначається за допомогою 3D моделювання заготовки, ескіз якої показаний на рисунку 9.2.

$$K = \frac{9,5}{11,5} = 0,83.$$

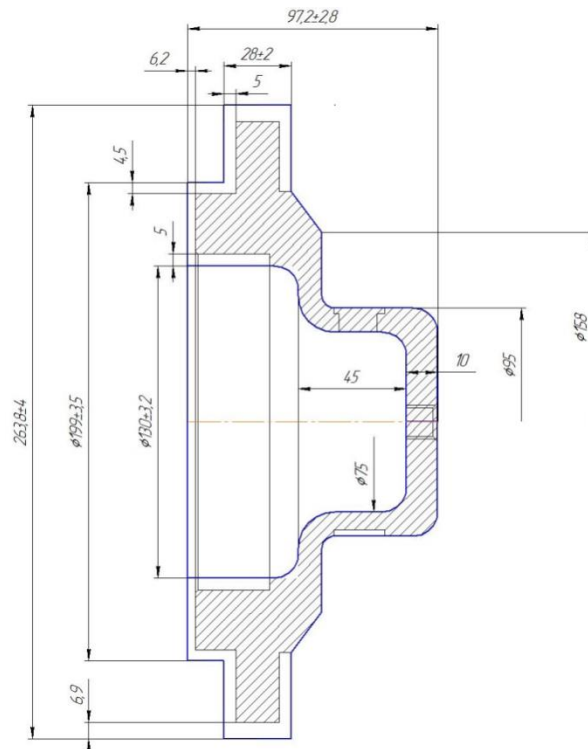


Рисунок 9.1 - Ескіз заготовки

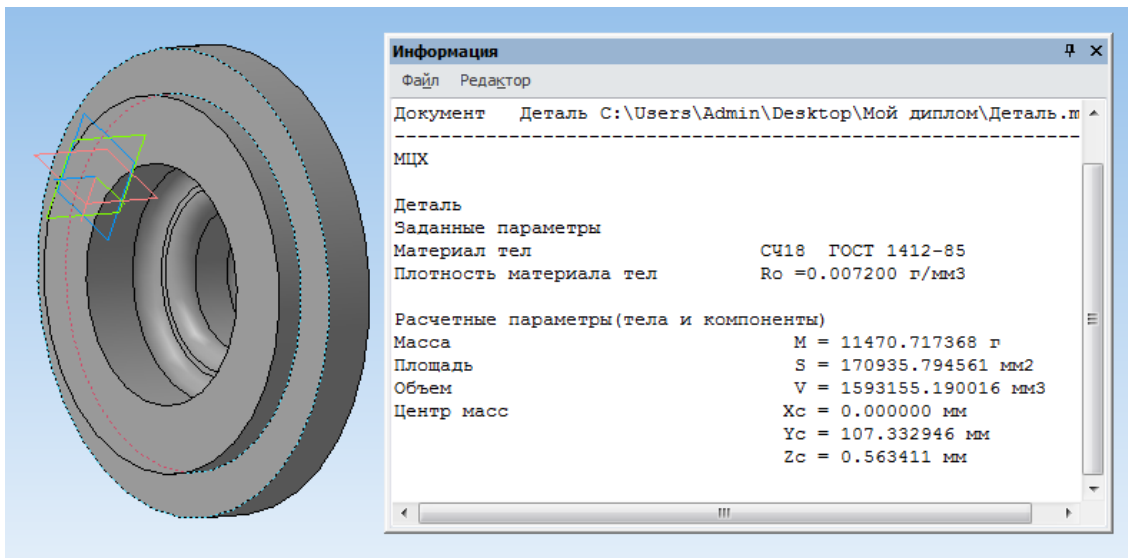


Рисунок 9.2 - Ескіз 3D моделі з її параметрами.

10. Література

1. Gulich J.F.: CentrifugalPumps. SpringerHeidelbergDordrechtLondonNewYork, 2014, 1116 p
2. Сорокін В.Т., Волоснікова А В., Вяткін С. А. Марочник сталей та сплавів Під ред. В.Г. Сорокіна М., Машинобудування, 1989.
3. Ржебаева Н.К., Ржебаев Э.Е. Расчет и конструированиецентробежных насосов: Учебное пособие. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2009. – 220с.
4. Михайлов А.К. Малюшенко В.В. Лопасныенасосы. Теория, расчет и конструирование. М., «Машиностроение» 1977.
5. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию «Расчет и конструированиецентробежных насосов»
6. Сердюковський Л.Н. Технічне нормування в хімічному, компресорному та холодильному машинобудуванні. Навч. посібник для технікумів за спеціальністю 0529 «Хімічне, компресорне та холодильне машинобудування».- М. Машинобудування, 1985.
7. Горошкін А.К. Пристосування для металорізних верстатів. Довідник. 7-е вид, переопр. та доп.- М.- Машинобудування, 1979.
8. Навчальні матеріали онлайн. Електронний ресурс https://pidruchniki.com/1460091739057/bzhd/sposobi_zasobi_pozhezhogasinnya
9. Материалы для учебы и работы. Електронний ресурс <http://5rik.ru/best/best-130932.php>

					6.050502.03ВР.000.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		81