

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

ЗАТВЕРДЖУЮ
Зав. кафедрою ПГМ
І.О.Ковальов
«_____» _____ 2019 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему

“Розробка насосу типу ЦНС на параметри $Q = 180 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 1775 \text{ м}$ ”

(Development of the pump CNS to the parameters: $Q = 180 \text{ м}^3/\text{h}$, $H = 1775 \text{ m}$)

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

Виконала студентка гр.ГМ.м – 81 _____

Нагорна К.В.

(підпис)

В роботі не виявлено
текстових, ілюстративних
та інших запозичень без
коректного на них
посилання

Керівник _____

Ратушний О.В.

(підпис)

Суми 2019

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

Спеціальність 8.131.00.01 «Гідравлічні машини,
гідроприводи та гідропневмоавтоматика»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Зав. кафедрою ПГМ
І.О.Ковальов
« ____ » _____ 2019 р.

ЗАВДАННЯ

на магістерську кваліфікаційну роботу студентів

Нагорній Крістині Володимирівні

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Розробка насосу типу ЦНС на параметри $Q=180 \text{ м}^3/\text{год}$, $H=1775\text{м}$ » затверджена наказом по університету від ____ " ____ " _____ 2019 р.
№ _____
2. Термін здачі студентом закінченої роботи 15.12.2019 р.
3. Вихідні дані до роботи: подача насоса $Q = 180 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H = 1775 \text{ м}$, частота обертання $n = 3000 \text{ об/хв}$, перекачуване середовище – вода, $t = 20^\circ\text{C}$.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які необхідно вирішити): обґрунтування актуальності спроектування насосу; формування мети та завдань роботи; вибір конструктивної схеми; розрахунок основних параметрів проточної частини (проміжного ступеня); розрахунок та вибір підшипників, ущільнень, розрахунки на міцність, оцінка технологічності та економічності насосу; розділ з охорони праці та економіки.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): складальне креслення насосу; креслення робочого колеса; креслення направляючого апарату; креслення ротора у зборі.

6. Консультанти з роботи, із зазначенням розділів роботи

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці			

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапу кваліфікаційної роботи магістра	Термін виконання етапу роботи	Примітка
1	Вибір і обґрунтування схеми	01.02 – 15.02.2019	
2	Проектування проточної частини	15.02 – 15.04.2019	
3	Розрахунки вузлів насоса, компонування конструкції	15.04 – 01.06.2019	
4	Виконання спецрозділу і розділу ЕОМ	01.06. – 01.09.2019	
5	Виконання розділів технології, економіки, охорони праці	01.09 – 01.11.2019	
6	Оформлення креслень та ПЗ	01.11 – 01.12.2019	
7	Перевірка роботи на плагіат, підготовка до захисту	01.12 – 15.12.2019	

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

Студентка _____
(підпис)

Нагорна К.В.

Керівник _____
(підпис)

Ратушний О.В.

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 108 сторінок, 36 рисунків, 10 таблиць, 32 літературних джерел.

Тема магістерської роботи: «Розробка насосу типу ЦНС на параметри $Q = 180 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 1775 \text{ м}$ ».

Графічні матеріали: 1 лист формату А1х2, 1 лист формату А2х3, 2 листа формату А3х3, 1 лист формату А3.

Мета роботи – розробка насосу типу ЦНС на параметри $Q = 180 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 1775 \text{ м}$.

Відповідно до поставленої мети було:

- обґрунтовано вибір конструктивної схеми насоса;
- проведено розрахунок розмірів складових частин насоса;
- виконані гідравлічні розрахунки проточної частини насосу;
- виконаний розрахунок торцевих ущільнень, розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом, шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою, розрахунок насоса на кавітацію, статичний розрахунок гідропр'яти, розрахунок підшипників ковзання, вибраний електродвигун;
- провівся розрахунок робочого колеса за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX;
- розраховано у економічному розділі собівартість насоса ЦНС 180-1775.

У розділі охорони праці було розглянуто такі питання: аналіз шкідливих та небезпечних факторів, що виникають під час експлуатації насосного обладнання; вогневі і газонебезпечні роботи, їх проведення в умовах насосної станції; дії персоналу у разі ураження людини електричним струмом.

Ключові слова: НАСОС ЦНС, РОБОЧЕ КОЛЕСО, НАПРЯМНИЙ АПАРАТ, НАПР, ГІДРОДИНАМІЧНІ СИЛИ, ВТРАТИ, ПРОТОЧНА ЧАСТИНА.

ЗМІСТ

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ	
РЕФЕРАТ	
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ.....	8
ВСТУП	9
1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА БАГАТОСТУПЕНЕВИХ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ.....	10
1.1 Опис конструкції вибраного насосу.....	11
2. РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА.....	13
2.1 Визначення основних геометричних параметрів.....	14
2.1.1 Розрахунок складових повного ККД.....	14
2.1.2 Визначення діаметра вхідної кромки	18
2.1.3 Визначення геометричних параметрів виходу з РК	21
3. ПРОЕКТУВАННЯ МЕРИДІАННОГО ПЕРЕРІЗУ РК.....	25
3.1 Підготовка меридіанного перерізу РК до профілювання лопаті.....	27
3.2 Профілювання лопаті.....	29
3.3 Вибір положення вхідної кромки та визначення кутів входу	33
3.4 Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса	35
3.5. Побудова лопаті у плані	36
4. РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ НАПРАВЛЯЮЧОГО АПАРАТУ....	37
5. РОЗРАХУНОК ГІДРОДИНАМІЧНИХ СИЛ.....	42
5.1. Розрахунок осьової сили, що діє на ротор.....	42
5.2. Розрахунок радіальної сили	45
6. РОЗРАХУНОК НАСОСА НА КАВІТАЦІЮ.....	46

7. РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ НАСОСА.....	47
7.1 Вибір електродвигуна	47
7.2 Розрахунок пускової моментної характеристики	47
8. РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ.....	50
8.1 Конструювання і розрахунок вала.....	50
8.1.1 Розрахунок реакцій в опорах.....	50
8.1.2 Наближений розрахунок вала	52
8.1.3 Перевірний розрахунок вала	53
8.2 Розрахунок торцевого ущільнення.....	55
8.2.1 Визначення коефіцієнту розвантаження торцевого ущільнення	56
8.2.2 Розрахунок втрат потужності в торцевому ущільненні	57
8.2.3 Розрахунок нагріву охолоджувальної середи.....	57
8.2.4 Матеріал пари тертя	58
8.3 Розрахунок шпонкового з'єднання.....	58
8.2.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом.....	58
8.2.2 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою....	60
9. РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ.....	62
10. СТАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ГІДРОП'ЯТИ.....	64
11. ДОСЛІДЖЕННЯ МОЖЛИВОСТІ ПІДВИЩЕННЯ НАПОРУ НАСОСУ, ЩО РОЗРОБЛЯЄТЬСЯ ШЛЯХОМ МОДЕРНІЗАЦІЇ ЛОПАТЕВОЇ РЕШІТКИ РОБОЧОГО КОЛЕСА.....	70
11.1. Введення вихідних даних у CFX-Pre.....	70
11.2 Виведення даних розрахунку в CFD-Post.....	72
11.3 Результати розрахунку	80
12. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	82

12.1 Розрахунок собівартості насоса ЦНС 180-1775	82
12.1.1 Визначення собівартості і проекту оптової ціни проектованої конструкції	82
12.1.2 Визначення витрат на основні матеріали і покупні вироби.....	83
12.1.3 Розрахунок трудомісткості і заробітної плати виробничих робітників	84
12.1.4 Визначення накладних витрат	86
12.1.5 Визначення планових накопичень та договірної ціни проектуємого виробу:	88
13. РОЗРОБКА МАРШРУТНОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ	90
13.1 Основні технологічні задачі	90
13.2 Матеріал та заготовки	91
13.3 Основні схеми базування.....	92
14. РОЗДІЛ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКИ В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	98
14.1 Аналіз шкідливих та небезпечних факторів, що виникають під час експлуатації насосного обладнання	98
15.2 Вогневі і газонебезпечні роботи. Їх проведення в умовах насосної станції	100
15.3 Дії персоналу у разі ураження людини електричним струмом.....	103
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	105
ДОДАТОК А	

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ

- n_s – коефіцієнт швидкості;
 H – напір, м;
 Q – подача рідини, м³/с;
 n – частота обертання, об/хв;
 η – коефіцієнт корисної дії;
 $\eta_{об}$ – об'ємний коефіцієнт корисної дії;
 η_r – гідравлічний коефіцієнт корисної дії;
 η_m – механічний коефіцієнт корисної дії;
 N – потужність, Вт;
 D_0 – діаметр вхідної воронки робочого колеса, м;
 D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса, м;
 b_2 – ширина на виході з робочого колеса, м;
 ω – кутова швидкість обертання, с⁻¹;
 ρ – густина, кг/м³;
 β_1 – кут на вході в робоче колесо, градус;
 β_2 – кут на виході з робочого колеса, градус;
 z – кількість лопатей;
 W – відносна швидкість, м/с;
 U – переносна швидкість, м/с;
 V – абсолютна швидкість, м/с;

СКОРОЧЕННЯ

- НА – напрямний апарат;
 РК – робоче колесо;
 ККД – коефіцієнт корисної дії;
 ЦНС – насос відцентровий, секційний.

ВСТУП

У всіх галузях народного господарства найбільш поширеними у використанні є лопатеві насоси. В Україні випускається більш ніж 3000 різних типорозмірів насосів, які відрізняються конструктивним виконанням, принципом дії і призначенням. Лопатеві насоси набули найбільшого поширення, в тому числі і насоси типу ЦНС.

Широко застосовуються відцентрові насоси: в системах водовідведення та водопостачання, в хімічній та атомній промисловості, в теплоенергетиці, в авіаційній та ракетній техніці. У промисловості можуть бути використані багатоступінчасті насоси відцентрового типу для водопідготовки та підвищення напору.

Вимоги до насосів з кожним роком все більш високі. Основними, що пред'являються споживачем є: надійність, економічність, ефективність та високий наробіток безперервної роботи. Всі ці завдання можуть бути вирішені як шляхом модернізації або розробки нового обладнання, так і адаптацією систем управління для регулювання параметрів насосної установки.

Особливістю сучасних моделей насосного обладнання є те, що вони споживають незначну кількість електроенергії, яка забезпечується за рахунок систем автоматики, якими оснащуються насоси. Вмикання і вимикання насосного обладнання здійснюється автоматично, в залежності від вимог системи [6,7].

1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА БАГАТОСТУПЕНЕВИХ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ

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

Робочі колеса монтується 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°C. 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.

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 ускладнює збирання і розбирання насоса, а також велика кількість високоточних деталей, що обтяжує ремонтні роботи.

Насоси за своєю конструкцією можуть мати різну конфігурацію. Найбільшого поширення набули горизонтальні відцентрові насоси, які можуть бути як одноступінчатими, так 2-х і більше ступінчатими. До таких насосів відносяться насоси ЦНС – багатоступінчаті, відцентрові, секційні насоси. У цих насосах відбувається переміщення рідини за допомогою декількох робочих коліс, які змонтовані на загальному валу, в одному корпусі, розділеному на секції. Насоси цього типу призначені для перекачування чистої води з температурою не більше 105 °С і розміром твердих часток не більше 0,2 мм при сумарній частці механічних домішок не більше 0,1% від загальної маси рідини, що перекачується.

1.1 Опис конструкції вибраного насосу

Багатоступінчатий горизонтальний відцентровий насос типу ЦНС призначений для перекачування холодної води, що має температуру не вище 40°C. Ці насоси використовують у водопровідних системах об'єктів цивільного та промислового призначення, для підвищення тиску в магістралях холодної води, а також для закачування води в нафтоносні горизонти.

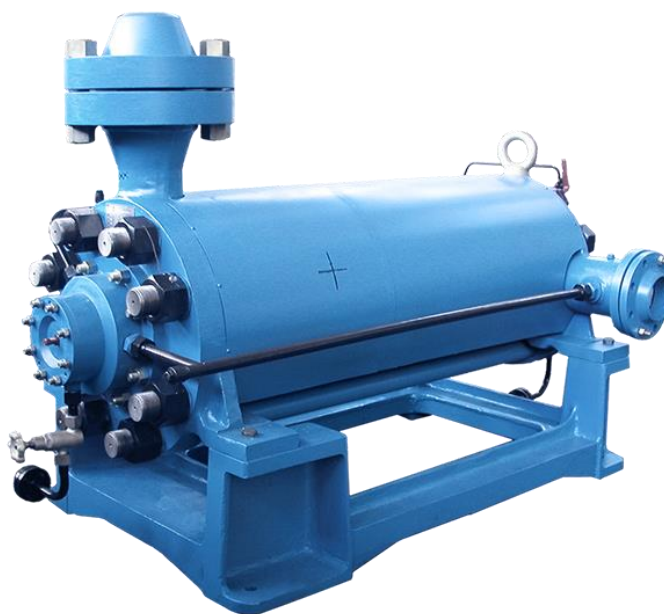


Рисунок 1.1 – Відцентровий насос типу ЦНС

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

Насос в складі агрегату – відцентровий, горизонтальний, секційний, багатоступінчастий, з одностороннім розташуванням робочих коліс, автоматично урівноважуючи осьове зусилля ротора розвантажувальним диском.

Базовими деталями насоса (рис. 1.1) 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. У секціях встановлені направляючі апарати. У місцях ущільнення

робочих коліс в кришці вхідній, секціях і напрямних апаратах встановлені змінні ущільнюючі кільця.

Вхідний патрубок спрямований в бік, напірний патрубки насоса спрямований вгору, з'єднання з трубопроводами – фланцеве.

Ротор насоса складається з вала, робочих коліс, диска розвантажувального, гільзи дросельної, кільця дистанційного і рознімного, кріпильних деталей. Кінцеві ущільнення вала насоса – торцеві, одинарні.

При роботі насоса на робочі колеса діє осьове зусилля, спрямоване в бік всмоктування. Осьове зусилля сприймається і врівноважується диском розвантажувальним. Для нормальної роботи диска розвантажувального передбачено відведення рідини з камери розвантажувального пристрою у всмоктувальну кришку. Для контролю осьових переміщень ротора і зносу розвантажувального пристрою на задньому підшипнику передбачений покажчик осьового зсуву.

Радіальні зусилля, діючі на ротор, сприймаються підшипниками.

Для центрування ротора зі статором передбачені регулювальні гвинти, за допомогою яких можна переміщати корпус підшипників спільно з ротором. Корпуси підшипників після центрування ротора зі статором фіксуються штифтами.

2. РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА

Розрахунок та проектування робочого колеса проводимо згідно [1].

Цей розрахунок складається з наступних основних етапів:

- визначення додаткових вихідних даних для розрахунку;
- визначення основних геометричних параметрів;
- проектування меридіанного перерізу;
- профілювання лопаті (розрахунок поверхні лопаті).

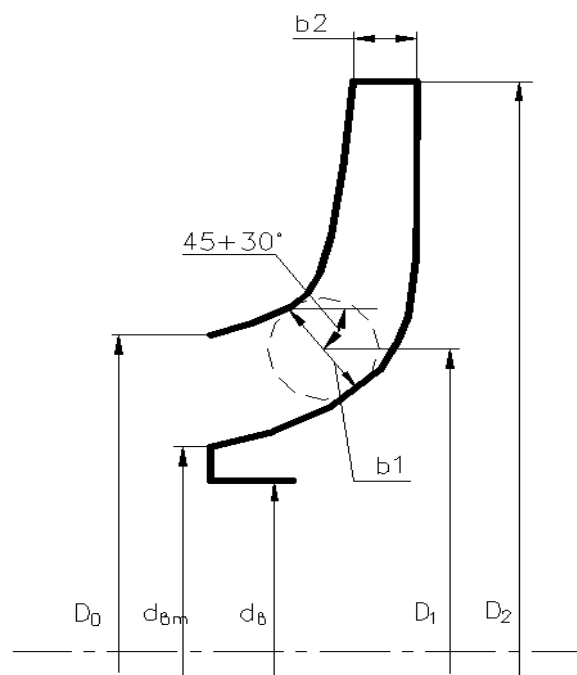


Рисунок 2.1 – Основні геометричні параметри РК

Вихідні дані:

Подача: $Q = 180$ [м³/год].

Напір: $H = 1775$ [м].

Частота обертів ротора: $n = 3000$ [об/хв].

Кількість ступенів: $i = 14$.

Густина рідини, що перекачується: $\rho = 998$ кг/м³.

2.1 Визначення основних геометричних параметрів

Визначаємо коефіцієнт швидкохідності:

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

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{\frac{180}{3600}}}{\left(\frac{1775}{14}\right)^{3/4}} = 65.$$

Розраховуємо напір ступені:

$$H_{ст} = \frac{H}{i}, \quad (2.2)$$

$$H_{ст} = \frac{1775}{14} = 126,8 \text{ [м]}.$$

2.1.1 Розрахунок складових повного ККД

Втрати в насосі можуть бути розподілені на три категорії: гідравлічні, об'ємні та механічні.

Повний ККД насоса визначаємо з відношення:

$$\eta = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{N} = \eta_{г} \cdot \eta_{об} \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{мех'} \quad (2.3)$$

де $\rho = 998 \text{ [кг/м}^3\text{]}$ – густина рідини, що перекачується;

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

H – напір насоса, м;

Q – подача насоса, м³/с;

N – потужність, що споживається насосом, Вт;

$\eta_{г}$ – гідравлічний ККД; $\eta_{об}$ – об'ємний ККД;

$\eta_{мех'}$ – внутрішній механічний ККД; $\eta_{мех}$ – зовнішній механічний ККД.

2.1.1.1 Гідравлічні втрати

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

У першому наближенні гідравлічний ККД визначаємо за формулою А.А. Ломакіна [2]:

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1\text{пр}} - 0,172)^2}, \quad (2.4)$$

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

Приведений діаметр робочого колеса визначаємо за формулою Д.Я. Суханова [2]:

$$D_{1\text{пр}} = K_{\text{вх}} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{3600 \cdot n}}, \quad (2.5)$$

де $K_{\text{вх}} = 3,25 - 5,0$ – коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса.

Менші значення приймаються для проміжних ступенів багатоступеневих насосів з метою отримання кращих гідравлічних якостей, а великі – для одноступінчатих насосів і перших ступенів багатоступеневих насосів для підвищення їх кавітаційних якостей.

Приймаємо $K_{\text{вх}} = 4,5$ для проміжних ступенів насоса.

$$D_{1\text{пр}} = 4,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{180}{3600 \cdot 3000}} = 0,115 \text{ [м]}.$$

Знаходимо гідравлічний ККД:

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{(\lg(0,102 \cdot 10^3) - 0,172)^2} = 0,875.$$

2.1.1.2 Об'ємні втрати

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

Об'ємний ККД насоса визначаємо за формулою А.А. Ломакіна [2]:

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-2/3}}, \quad (2.6)$$

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 65^{-\frac{2}{3}}} = 0,96.$$

2.1.1.3 Механічні втрати

Внутрішній механічний ККД визначаємо за формулою А.А. Ломакіна [2]:

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

$$\eta_{мех'} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 65^{-2}} = 0,837.$$

Зовнішній ККД приймаємо $\eta_{мех} = 0,98$.

Знаходимо повний ККД насоса:

$$\eta = 0,875 \cdot 0,96 \cdot 0,98 \cdot 0,837 = 0,69.$$

Потужність, споживану насосом визначаємо за формулою:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta}, \quad (2.8)$$

$$N = \frac{998 \cdot 9,81 \cdot 180 \cdot 1775}{0,689 \cdot 3600} = 1261098 \text{ [Вт]} = 1261,0 \text{ [кВт]}.$$

Визначаємо максимальну потужність на валу насоса:

$$N_{max} = N \cdot 1,1, \quad (2.9)$$

$$N_{max} = 1261,0 \cdot 1,1 = 1387 \text{ [кВт]}.$$

Визначаємо діаметр валу під робочим колесом, із розрахунку на кручення за формулою [3] :

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (2.10)$$

де M – крутний момент на валу насоса, Н м;

$[\tau]$ – занижене допустиме навантаження на кручення, Па.

Крутний момент на валу насоса:

$$M = \frac{30 \cdot N_{max}}{\pi \cdot n}, \quad (2.11)$$

$$M = \frac{30 \cdot 1387 \cdot 10^3}{\pi \cdot 3000} = 4417 \text{ [Н} \cdot \text{м]}.$$

Допустиме навантаження на кручення приймаємо [3]: $[\tau] = 300 \cdot 10^5 \text{ [Н/м}^2\text{]}.$

Отже:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 4417}{\pi \cdot 300 \cdot 10^5}} = 0,091 \text{ [м]}.$$

Приймаємо $d_B = 95 \text{ [мм]}.$

Визначаємо діаметр втулки за формулою:

$$d_{BT} = (1,1 \div 1,4) \cdot d_B, \quad (2.12)$$

$$d_{BT} = 1,14 \cdot 0,095 = 0,108 \text{ [м]}.$$

Діаметр вхідної воронки робочого колеса розраховуємо за формулою:

$$D_{1пр} = \sqrt{D_0^2 - d_{вт}^2}, \quad (2.13)$$

Тоді,
$$D_0 = \sqrt{D_{1пр}^2 + d_{вт}^2} = \sqrt{0,115^2 + 0,108^2} = 0,157 \text{ [м]}.$$

Швидкість потоку на вході в робоче колесо знаходимо за формулою С.С. Руднева:

$$V_0 = (0,06 \dots 0,08) \cdot \sqrt[3]{Q_{рк} \cdot n^2}, \quad (2.14)$$

де $Q_{рк}$ – подача робочого колеса, яку розраховуємо за формулою:

$$Q_{рк} = \frac{Q}{\eta_{об}}, \quad (2.15)$$

$$Q_{рк} = \frac{180}{0,96} = 187,5 \text{ [м}^3\text{/год]}.$$

Тоді:

$$V_0 = 0,07 \cdot \sqrt[3]{\frac{187,5 \cdot 3000^2}{3600}} = 5,44 \text{ [м/с]}.$$

2.1.2 Визначення діаметра вхідної кромки

Для підвищення антикавітаційних властивостей вхідну кромку лопаті виконують криволінійною і виносять в вхідну воронку.

Орієнтовно приймають що $D_1 = 0,9 \cdot D_0 = 0,9 \cdot 0,157 = 0,142 \text{ [м]}$.

В першому приближенні меридіанну швидкість на вході в робоче колесо без врахування стиснення потоку лопатями приймаємо:

$$V'_{1m} = V_0 = 5,44 \text{ [м/с]}.$$

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

$$V_{1m} = V'_{1m} \cdot \psi_1, \quad (2.16)$$

де $\psi_1 = 1,15 \dots 1,30$ – коефіцієнт стиснення потоку на вході [2].

$$V_{1m} = 5,44 \cdot 1,2 = 6,53 \text{ [м/с]}.$$

Кут потоку на вході розраховуємо із трикутника швидкостей за формулою:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}}, \quad (2.17)$$

де U_1 – переносна швидкість на вході в робоче колесо, яку визначаємо за формулою:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}, \quad (2.18)$$

$$U_1 = \frac{\pi \cdot 0,142 \cdot 3000}{60} = 22,32 \text{ [м/с]},$$

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

В проміжному ступені багатоступеневого відцентрового насоса потік входить в робоче колесо з деякою початковою циркуляцією, яку забезпечують зворотні лопатки напрямного апарату, тому $V_{1u} \neq 0$.

Момент швидкості на вході в робоче колесо дорівнює [4]: $K_1 = 0,1$.

$$V_{1u} = \frac{2 \cdot K_1}{D_1}, \quad (2.19)$$

$$V_{1u} = \frac{2 \cdot 0,1}{0,142} = 1,41 \text{ [м/с]}.$$

Тоді:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{6,53}{22,32 - 1,41} = 17^\circ.$$

Кут нахилу лопаті при вході в робоче колесо визначаємо з виразу:

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta, \quad (2.20)$$

$$\beta_1 = 17 + 3 = 20^\circ.$$

Кут β_1 повинен бути в інтервалі $15-30^\circ$. Кут атаки $\Delta\beta = 3^\circ \dots 8^\circ$ вводиться з метою зменшення гідравлічних втрат у робочому колесі та поліпшення кавітаційних якостей [2].

Більшість відцентрових насосів різних розмірів, що випускаються, і коефіцієнтів швидкохідності з високими техніко-економічними показниками мають число лопатей $z = 5 \dots 8$.

Товщину лопаті РК вибираємо з технологічних міркувань (у залежності від матеріалу РК, його розмірів і технологічних ливарних можливостей підприємства). Орієнтовно можна прийняти товщину лопаті на вході в РК $S_1 = 2 \dots 10$ [мм] при $D_2 = 150 \dots 500$ [мм]. Товщина лопаті на виході з РК S_2 часто приймається рівною S_1 , а до середини товщина лопаті плавно зростає.

Виходячи з вищевказаного, з обліком того, що матеріал РК – сталь 20Х13Л ГОСТ 977-88, приймаємо товщину лопаті $S_1 = S_2 = 3$ [мм], а число лопатей $z = 8$.

Уточнимо коефіцієнт стиснення потоку ψ_1 :

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_1}{2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot \sin \beta_1}}, \quad (2.21)$$

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{8 \cdot 3 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi \cdot 0,071 \cdot \sin 20}} = 1,187.$$

Робимо перевірку $|\psi_1 - \psi_1'| = |1,2 - 1,187| = 0,013$.

Знайдені значення ψ_1 та β_1 знаходяться в рекомендованих межах:

$$\beta_1 = 15 \dots 30^\circ; \psi_1 = 1,15 \dots 1,3.$$

Ширина робочого колеса на вході визначаємо із рівняння нерозривності:

$$b_1 = \frac{Q_{\text{рк}}}{\pi \cdot D_1 \cdot V_{1m}}, \quad (2.22)$$

$$b_1 = \frac{187,5/3600}{\pi \cdot 0,142 \cdot 6,53} = 0,018 \text{ [м]}.$$

Приймаємо $b_1 = 0,020 \text{ [м]}$.

2.1.3 Визначення геометричних параметрів виходу з РК

Знаходимо значення зовнішнього діаметра робочого колеса D_2 за формулою [2]:

$$D_2 = m_2 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_{\text{ст}}}}{n}, \quad (2.23)$$

де $m_2 = 19,1$ при $n_s \leq 100$.

$$D_2 = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 126,8}}{3000} = 0,318 \text{ [м]}.$$

Кінцеве значення D_2 визначаємо з урахуванням поправки на кінцеве число лопатей.

Меридіанна складова швидкості без урахування стиснення потоку на виході із робочого колеса:

$$V'_{2m} = (0,5 \dots 1,0) \cdot V_{1m}, \quad (2.24)$$

$$V'_{2m} = 0,75 \cdot 6,26 = 4,89 \text{ [м]}.$$

Кут на виході із робочого колеса визначаємо з виразу [2]:

$$\beta_2 = \arcsin \left(\left(\frac{W_1}{W_2} \right)_{\text{опт}} \cdot \frac{\psi_2}{\psi_1} \cdot \frac{V_{2m}}{V_{1m}} \cdot \sin \beta_1 \right), \quad (2.25)$$

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

W_2 – відносна швидкість на виході з робочого колеса, м/с

ψ_2 – коефіцієнт стиснення потоку лопатями на виході із робочого колеса, приймається $\psi_2 = 1,05 \dots 1,1$. Приймаємо $\psi_2 = 1,08$.

Знаходимо меридіональну швидкість на виході із робочого колеса з врахуванням стиснення потоку лопатями:

$$V_{2m} = \psi_2 \cdot V'_{2m}, \quad (2.26)$$

$$V_{2m} = 1,08 \cdot 4,89 = 5,29 \text{ [м/с];}$$

$$\frac{W_1}{W_{2\text{опт}}} = 5,68 \cdot 10^{-5} \cdot n_s^2 - 18,23 \cdot 10^{-3} \cdot n_s + 2,65, \quad (2.27)$$

$$\frac{W_1}{W_{2\text{опт}}} = 5,68 \cdot 10^{-5} \cdot 65^2 - 18,23 \cdot 10^{-3} \cdot 65 + 2,65 = 1,71.$$

Тоді

$$\beta_2 = \arcsin \left(1,71 \cdot \frac{1,08}{1,2} \cdot \frac{5,29}{6,53} \cdot \sin 20^\circ \right) = 23^\circ.$$

Колову швидкість на виході із робочого колеса визначаємо, використовуючи перетворене основне рівняння роботи лопатевих насосів Ейлера для $H_{T\infty}$, м/с [2]:

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + g \cdot H_{T\infty} + V_{1u} \cdot U_1}, \quad (2.28)$$

де $H_{T\infty}$ – теоретичний напір робочого колеса при $z = \infty$.

Теоретичний напір при нескінченному числу лопатей визначаємо за формулою:

$$H_{T\infty} = \frac{H_{ст}}{\eta_r \cdot K_z}, \quad (2.29)$$

де K_z – поправка на кінцеве число лопатей.

Поправку на кінцеве число лопатей визначаємо за формулою Пфлейдерера [5]:

$$K_z = \frac{1}{1 + p}, \quad (2.30)$$

$$p = 2 \cdot \frac{\Psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}. \quad (2.31)$$

Коефіцієнт Ψ визначаємо в залежності від n_s , при $n_s \leq 150$ [5]:

$$\Psi = (0,55 \dots 0,65) + 0,6 \cdot \sin\beta_2, \quad (2.32)$$

$$\Psi = 0,6 + 0,6 \cdot \sin 23^\circ = 0,834.$$

$$p = 2 \cdot \frac{0,828}{7} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{142}{318}\right)^2} = 0,261.$$

$$K_z = \frac{1}{1 + 0,261} = 0,793.$$

Тоді

$$H_{T\infty} = \frac{126,8}{0,875 \cdot 0,793} = 183,58 \text{ [м]}.$$

Після підстановки отримаємо:

$$U_2 = \frac{5,29}{2 \cdot \operatorname{tg} 23^\circ} + \sqrt{\left(\frac{5,29}{2 \cdot \operatorname{tg} 23^\circ}\right)^2 + 9,81 \cdot 183,58 + 1,41 \cdot 22,32} = 49,37 \text{ [м/с]}.$$

Уточнене значення зовнішнього діаметру D_2 :

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n}, \quad (2.33)$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 49,37}{\pi \cdot 3000} = 0,313 \text{ [м]}.$$

Уточнюємо значення ψ'_2 :

$$\psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_2}{2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot \sin \beta_2}}, \quad (2.34)$$

$$\psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{8 \cdot 3 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi \cdot 0,155 \cdot \sin 23^\circ}} = 1,067.$$

Робимо перевірку $|\psi_2 - \psi'_2| = |1,08 - 1,067| = 0,013$.

Ширина робочого колеса на виході:

$$b_2 = \frac{Q_{\text{рк}}}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{2m}}, \quad (2.35)$$

$$b_2 = \frac{187,5/3600}{\pi \cdot 0,313 \cdot 5,29} = 0,012 \text{ [м]}.$$

Приймаємо $b_2 = 15 \text{ [мм]}$.

3. ПРОЕКТУВАННЯ МЕРИДІАННОГО ПЕРЕРІЗУ РК

Проектування меридіанного перерізу проводимо згідно [1].

Контури меридіанного перерізу оптимальної форми знаходимо методом послідовних наближень.

Площі нормального перерізу вираховуємо за формулами початкового (на вході в робоче колесо):

$$F_{\text{вх}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_0^2 - d_{\text{вг}}^2), \quad (3.1)$$

$$F_{\text{вх}} = \frac{\pi}{4} \cdot (157^2 - 108^2) = 10198.$$

Кінцевого (на виході із робочого колеса):

$$F_{\text{вих}} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2, \quad (3.2)$$

$$F_{\text{вих}} = \pi \cdot 313 \cdot 15 = 14750.$$

Проміжних:

$$F_i = 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot b_i, \quad (3.3)$$

де r_i – розмір від осі робочого колеса до центру вписаного кола;

b_i – діаметр окружності.

Розрахунки ведемо в табличній формі (табл.1.1) по даним таблиці будуємо графік $F=f(l)$ і зрівнюємо з рекомендованою формою залежності $F=f(l)$.

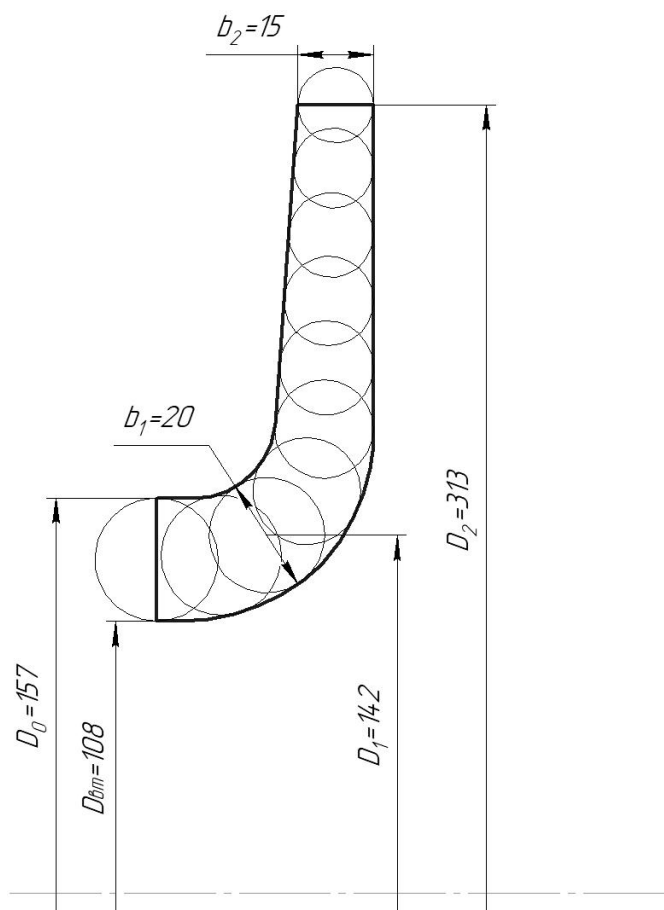


Рисунок 3.1 – Меридіанний переріз робочого колеса

Таблиця 3.1 – Розрахунки по визначенню площ меридіанного перерізу

№	b_i	r_i	Δl_i	F_i
1	25,4	66,25	0	10198
2	23,88	67,07	12,85	10498
3	21,42	71,07	22,91	10899
4	20,95	79,84	34,72	11321
5	19,58	92,18	47,53	12127
6	18,71	104,36	59,71	12924
7	17,76	117,6	72,96	13817
8	16,83	130,71	86,08	14278
9	15,88	143,95	99,34	14581
10	15	156,5	111,9	14750

За даними таблиці 3.1 будемо графік зміни площ меридіанного перерізу РК.

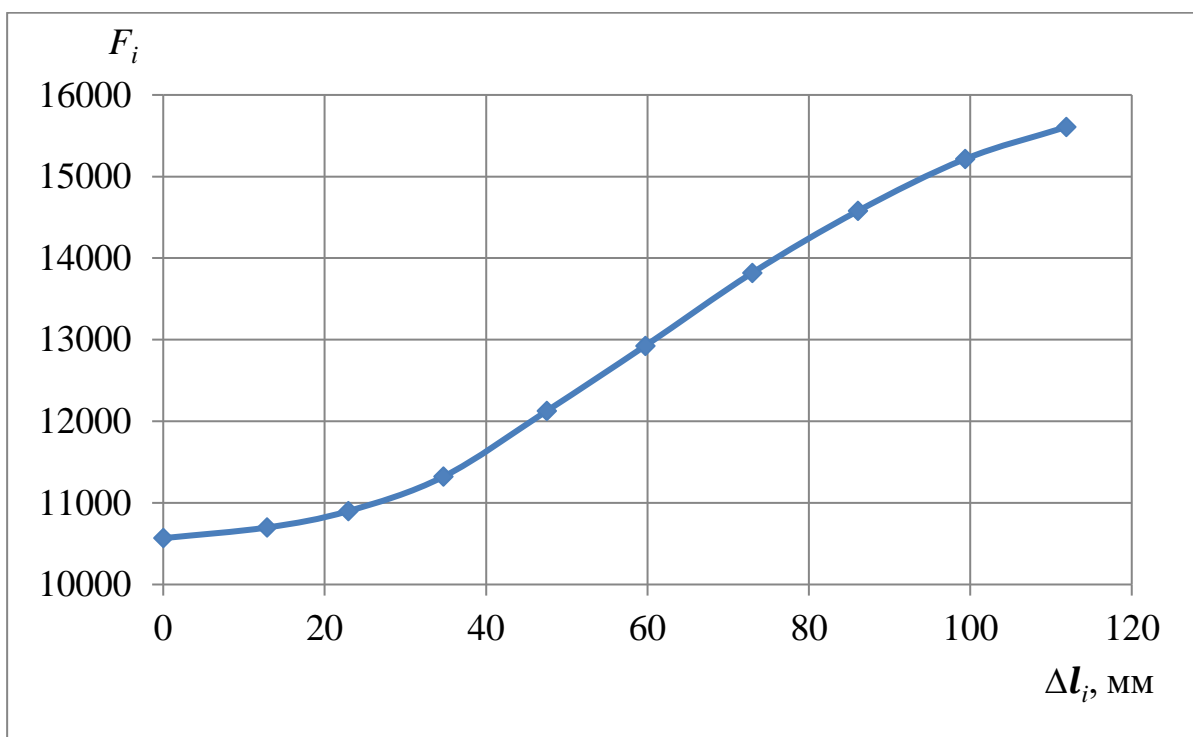


Рисунок 3.2 – Графік зміни площ меридіанного перерізу РК

3.1 Підготовка меридіанного перерізу РК до профілювання лопаті

Для підвищення точності профілювання лопаті на меридіанний перетин наносимо додаткові проміжні лінії струму.

Лінії течії утворюються перерізом поверхонь течії меридіанною площиною (рис. 3.3). По ширині меридіанного перерізу робочого колеса меридіанна швидкість рідини V_m розподіляється нерівномірно, причому нерівномірність тим більша, чим ширшим є канал та меншим радіус.

Розрахунок проектуемого робочого колеса ведемо за прийнятою спрощеною схемою ($V_m = const$ уздовж нормалі), яка достатньо добре забезпечує задані параметри і форма поверхонь при цьому виходить плавною.

Розрахункові лінії течії зручно проводити таким чином, щоб вони ділили меридіанний переріз робочого колеса на ділянки, у яких протікала б однакова кількість рідини. Кількість таких ділянок залежить від n_s . Для $n_s = 65$ кількість потоків $k = 2$, кількість розрахункових перерізів (ліній течії) $n = 3$ [4].

Таким чином, за умови рівношвидкісного потоку, що відповідає постійності меридіанної швидкості V_m вздовж даної нормалі, витрата рідини в кожному потоці визначається з виразу:

$$q = \frac{Q_{p.k.}}{3600 \cdot K} = 2 \cdot \pi \cdot V_m \cdot (r_{ц.т.} \cdot l)_k, \quad (3.4)$$

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

$r_{ц.т.}$ – відстань центра тяжіння відрізка l до осі робочого колеса, м.

Оскільки швидкість V_m вздовж нормалі постійна, то вище приведений вираз приймає вигляд:

$$r_{ц.т.} \cdot l = const, \quad (3.5)$$

Відхилення між добутками на одній нормалі не повинно перевищувати 5%.

Отримані результати записуємо у таблицю 3.2.

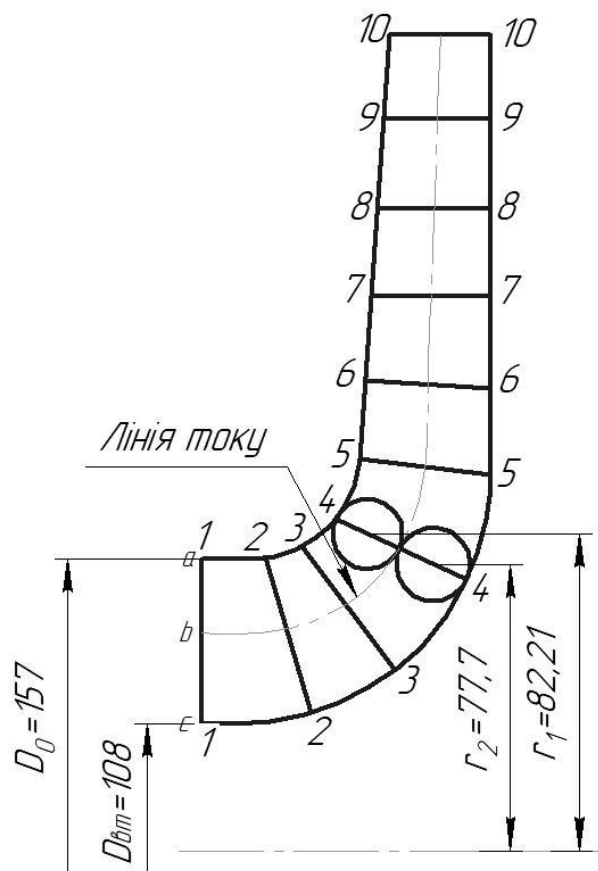


Рисунок 3.3 – Розбивка ліній току

Таблиця 3.2 – Розрахунки по вписуванню рівношвидкісного потоку в меридіанний переріз РК

№	$r_{\text{цт}}, \text{м}$	$l, \text{мм}$	$r_{\text{цт}} \cdot l, \text{мм}$	$\delta(r_{\text{цт}} \cdot l)$	$\delta l/l$	$V'_m = \frac{Q_{\text{рк}}}{2\pi r_{\text{цт}} l_i}$ м/с
a	82,21	10,44	858,25	0,015	$1,82 \cdot 10$	0,035
b						
c	77,70	11,04	858,22	0,015	$1,93 \cdot 10$	0,035

3.2 Профілювання лопаті

Найбільш розповсюджений спосіб профілювання лопатей – метод конформного відображення поверхні току на розгорнуту поверхню обертання (циліндр).

При конформному відображенні кути лопатей зображуються без спотворення, а подібні лінійні розміри – пропорційні.

Профілювання лопаті здійснюємо в наступній послідовності:

- будуємо конформну сітку на розгорненні циліндра і конформне відображення координатної сітки на поверхні току;
- профілюємо поверхні лопаті на розгорненні циліндра;
- будуємо меридіанний перетин поверхні лопаті на меридіанній поверхні РК;
- будуємо лопать в плані.

Сітка на розгорненні циліндра, що відображає, утвориться системою вертикальних і горизонтальних ліній (меридіанів і паралелей), проведених з відстанню між ними відповідно ΔS і ΔL .

Визначаємо розміри $\Delta L, \Delta S$ за формулами:

$$\Delta L = \frac{R_{\text{к.ц.}}}{C} = \text{const.} \quad (3.6)$$

де $R_{\text{к.ц.}}$ – радіус конформного циліндра, приймаємо $R_{\text{к.ц.}} = 157$ мм;

C – константа, приймаємо $C = 10$.

$$\Delta L = \frac{157}{10} = 15,7 \text{ [мм]}.$$

$$\Delta S = \frac{R_{\text{к.ц.}} \cdot \pi}{180} \cdot \Delta \varphi. \quad (3.7)$$

де $\Delta \varphi$ – кут між меридіанним перетином циліндра, що відображає, $\Delta \varphi = 5..10^\circ$, приймаємо $\Delta \varphi = 6^\circ$. Тоді:

$$\Delta S = \frac{157 \cdot \pi}{180} \cdot 6 = 16 \text{ [мм]}.$$

Довжину координатної сітки в горизонтальному напрямку визначаємо кутом обхвату Θ . Для низьких n_s : $\Theta = 140 \dots 120^\circ$. Приймаємо $\Theta = 140^\circ$.

Маємо всі дані для побудови координатної сітки.

Будуємо конформне відображення на поверхні струму:

a – покривний диск;

b – середньовитратна лінія струму;

c – основний диск.

На відрізьку ΔL за умовами конформності:

$$\frac{r_{\text{сп}i}}{\Delta l} = \frac{R_{\text{к.ц.}}}{\Delta L} = \text{const.} \quad (3.8)$$

де $r_{\text{сп}i}$ – відстань від осі колеса до середини відрізка l .

Поверхню лопаті на розгорненні циліндра профілюємо з обліком наступних основних рекомендацій [1]:

- кут нахилу лопаті β , на кожній розрахунковій лінії току, повинен плавно збільшуватися або зменшуватися від кута β_1 до β_2 ;
- ділянка поверхні лопаті поблизу виходу з РК повинна мати постійний кут обхвату β по кожній розрахунковій лінії току по довжині, обумовленій на розгорненні циліндра величиною $\delta \geq 0,5 t$;
- де t – лінійний крок лопатей на розгорненні циліндра, мм:

$$t = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_{\text{к.ц.}}}{z}, \quad (3.9)$$

$$t = \frac{2 \cdot \pi \cdot 157}{8} = 123[\text{мм}],$$

кут обхвату лопаті в плані повинен задовольняти умові:

$$\Theta \geq 1,5 \cdot t^\circ, \quad (3.10)$$

де $t^\circ = 360/z = 360/8 = 45^\circ$.

Тоді $140^\circ \geq 1,5 \cdot 45^\circ = 67,5^\circ$.

Паралелі точок а, б, с для кожної лінії току визначаємо відповідно до розташування вхідної кромки в меридіанному перетині. Перенесення точок вхідної кромки на конформну діаграму проводимо за допомогою властивості конформного відображення у залежності:

$$\frac{x_i}{\Delta L} = \frac{y_i}{\Delta l_i'}, \quad (3.11)$$

де x_i – відстань від поточної паралелі до потрібної точки вхідної кромки на конформній діаграмі;

y_i – відповідна відстань на лінії струму.

3.3 Вибір положення вхідної кромки та визначення кутів входу

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

Визначаємо окружну швидкість за формулою:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_{\text{вх}} \cdot n}{60}, \quad (3.12)$$

де $D_{\text{вх}}$ – діаметр окружності на якій лежить дана точка входу, м (рис. 3.3).

Струйка a:

$$U_{1a} = \frac{\pi \cdot 0,099 \cdot 3000}{60} = 15,55 \text{ [м/с]}.$$

Струйка b:

$$U_{1b} = \frac{\pi \cdot 0,09 \cdot 3000}{60} = 14,14 \text{ [м/с]}.$$

Струйка c:

$$U_{1c} = \frac{\pi \cdot 0,081 \cdot 3000}{60} = 12,72 \text{ [м/с]}.$$

Визначаємо кут потоку на вході в РК без урахування стиснення за формулою:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}'}{U_1 - V_{1u}}. \quad (3.13)$$

Струйка a:

$$\beta_{1na} = \arctg \frac{5,44}{15,55 - 1,41} = 21,04^\circ.$$

Струйка b:

$$\beta_{1nb} = \arctg \frac{5,44}{14,14 - 1,41} = 23,14^\circ.$$

Струйка c:

$$\beta_{1nc} = \arctg \frac{5,44}{12,72 - 1,41} = 25,69^\circ.$$

Знаходимо кут потоку на вході з урахуванням кута атаки:

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

Орієнтовні рекомендовані значення кутів атаки для ліній струму:

- зовнішньої – 1 – 3°;
- середньої – 5 – 7°;
- втулкової – 7 – 10°.

Тоді:

$$\beta_{1a} = 21,04^\circ + 3^\circ = 24,04^\circ.$$

$$\beta_{1b} = 23,14^\circ + 5^\circ = 28,14^\circ.$$

$$\beta_{1c} = 25,69^\circ + 7^\circ = 32,69^\circ.$$

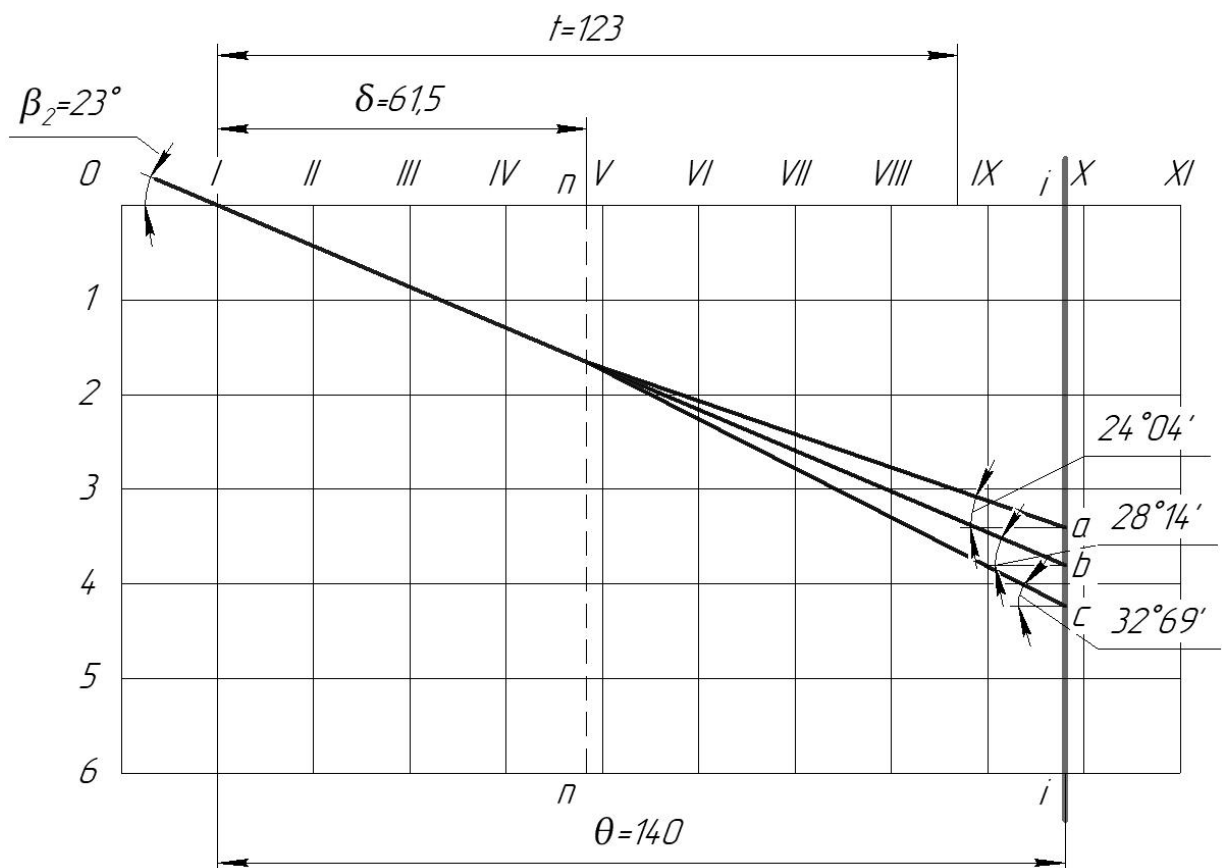


Рисунок 3.4 – Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра
(комфортна діаграма)

3.4 Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса

Меридіанними лініями називають лінії перетину поверхні лопаті, що проходять через вісь робочого колеса. Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції здійснюється на основі конформної діаграми.

Для переносу відповідних точок з конформної діаграми на лінії току меридіанного перерізу використовуємо відношення:

$$\frac{x_i}{\Delta L} = \frac{y_i}{\Delta l_i}$$

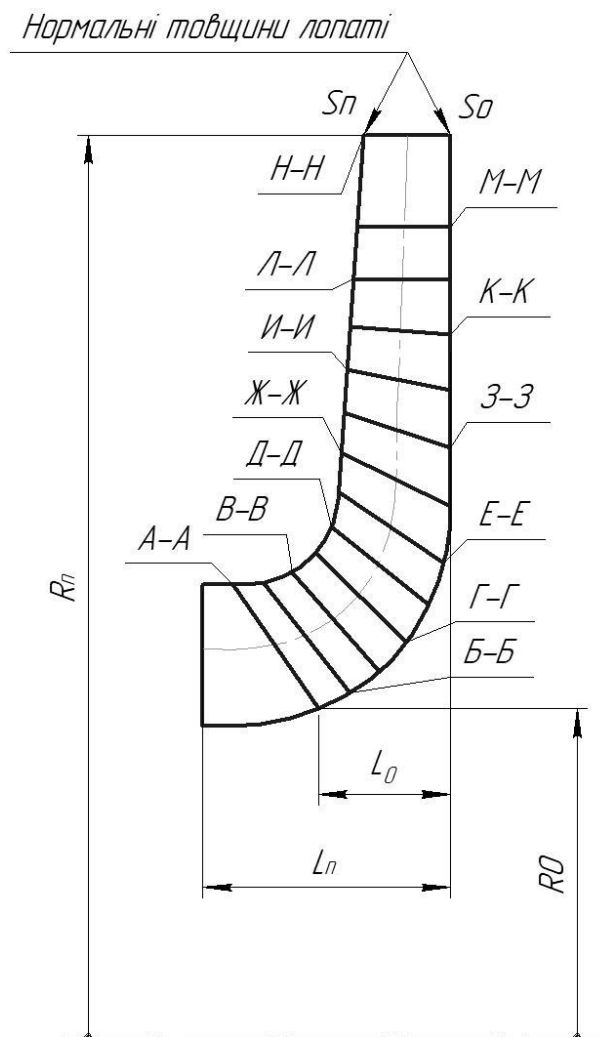


Рисунок 4.4 – Меридіанні перерізи лицьової сторони поверхні лопаті

3.5. Побудова лопаті у плані

Проекція лопаті на площину, перпендикулярну осі обертання робочого колеса, називається планом лопаті (рис.4.5).

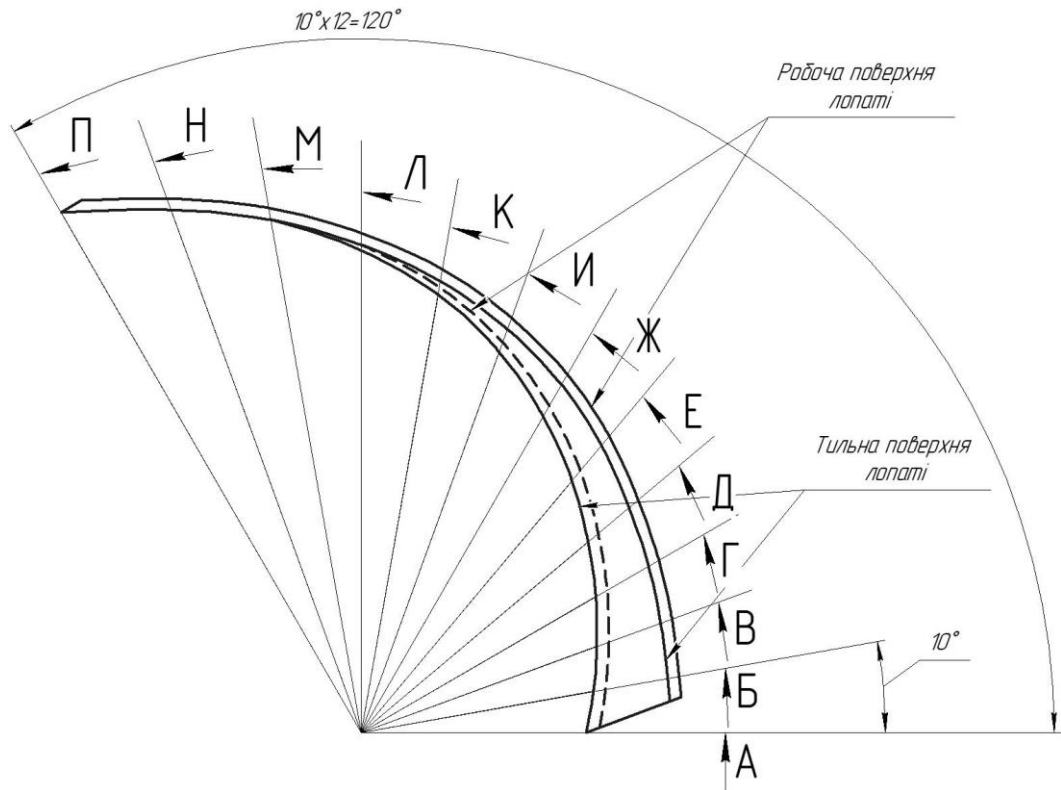


Рисунок 4.5 – Лопать в плані

4. РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ НАПРАВЛЯЮЧОГО АПАРАТУ

Розрахунок та проектування направляючого апарату проводимо згідно [1].

Вихідні дані для розрахунку спірального відводу наступні:

Подача насоса $Q = 180$ [м³/год].

Напір ступені насоса $H = 1775$ [м].

Частота обертів ротора: $n = 3000$ [об/хв].

Зовнішній діаметр р. к. $D_2 = 313$ [мм].

Ширина р. к. на виході $b_2 = 15$ [мм].

Колова складова швидкості потоку

на виході із робочого колеса $V_{2u} = 0,5 \cdot U_2 = 24,69$ [м/с].

Діаметр D_3 вибираємо з умов забезпечення оптимального зазору між робочим колесом та направляючим апаратом з метою вирівнювання поля швидкостей після робочого колеса, так і для отримання мінімальних втрат у зазорі [2]:

$$D_3 = (1,03 - 1,05) \cdot D_2. \quad (4.1)$$

$$D_3 = 1,05 \cdot 313 = 329 \text{ [мм]}.$$

Приймаємо $D_3 = 330$ [мм].

Визначаємо ширину направляючого апарату в меридіанному перерізі за формулою [2]:

$$b_3 = b_2 + 1,5, \quad (4.2)$$

$$b_3 = 15 + 1,5 = 16,5 \text{ [мм]}.$$

Число лопаток направляючого апарату вибираємо в залежності від числа лопатей робочого колеса з умов відсутності невірноважених сил P та невірноважених пульсацій тиску. Так, для робочого колеса з $z_{р.к.} = 8$ число лопаток направляючого апарату $z_{н.а.} = 10$.

Радіальна складова абсолютної швидкості на вході в направляючий апарат дорівнює:

$$V_{m3} = \frac{Q}{\pi \cdot D_3 \cdot b_3}, \quad (4.3)$$

$$V_{m3} = \frac{180}{\pi \cdot 0,330 \cdot 0,0315 \cdot 3600} = 1,53 \text{ [м/с]}.$$

Колова складова абсолютної швидкості на вході в направляючий апарат дорівнює:

$$V_{u3} = V_{2u} \cdot k_z \cdot \frac{D_2}{D_3}, \quad (4.4)$$

де $k_z = 0,7 \dots 0,8$.

$$V_{u3} = 24,69 \cdot 0,75 \cdot \frac{313}{330} = 16,39 \text{ [м/с]}.$$

Кут потоку на вході в направляючий апарат без врахування стиснення потоку визначаємо з трикутника швидкостей (рис.4.1):

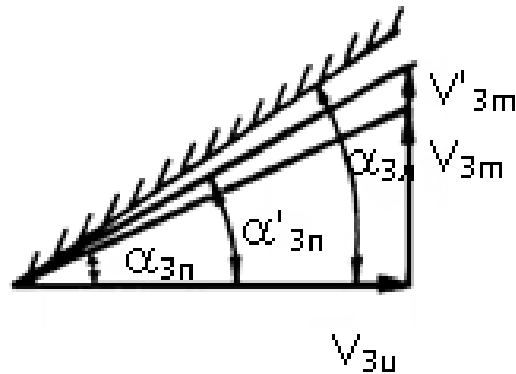


Рисунок 4.1 – Трикутник швидкості потоку

$$\alpha_{3n} = \arctg \frac{V_{m3}}{V_{u3}}, \quad (4.5)$$

$$\alpha_{3n} = \arctg \frac{1,53}{16,39} = 5,33^\circ.$$

З врахуванням стиснення:

$$\alpha_{3n}' = \operatorname{arctg} \frac{V_{m3}}{\varphi_3 \cdot V_{u3}}, \quad (4.6)$$

де φ_3 – коефіцієнт стиснення потоку.

$$\varphi_3 = 1 - \frac{\delta}{t_3 \cdot \sin \alpha_{3л}}, \quad (4.7)$$

де t_3 – крок лопаті направляючого апарату;

$\alpha_{3л} = 5 \dots 8^\circ$ – кут установки лопатки н.а. на вході. Приймаємо $\alpha_{3л} = 6^\circ$.

δ – нормальна товщина лопаті направляючого апарату на вході, $\delta = 3$ [мм].

Під кутом $\alpha_{3л}$ виконуємо спіральну частину лопаток направляючого апарату.

$$t_3 = \frac{\pi \cdot D_3}{z_{\text{н.а.}}}, \quad (4.8)$$

$$t_3 = \frac{\pi \cdot 0,330}{10} = 0,104 \text{ [м]}.$$

Тоді:

$$\varphi_3 = 1 - \frac{0,003}{0,104 \cdot \sin 6^\circ} = 0,72.$$

$$\alpha_{3n}' = \operatorname{arctg} \frac{1,53}{0,72 \cdot 16,39} = 7,39^\circ.$$

Спіральний відрізок лопатей виконуємо по логарифмічній спіралі:

$$\frac{R_3'}{R_3} = e^{\frac{2 \cdot \pi}{z_{\text{н.а.}}} \cdot \mu \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{3n})}, \quad (4.9)$$

де μ – коригуючий коефіцієнт (1,2...1,8). Приймаємо $\mu = 1,5$.

Звідси:

$$R_3' = R_3 \cdot e^{\frac{2 \cdot \pi}{z_{\text{н.а.}}} \cdot \mu \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{3n})} = 165 \cdot e^{\frac{2 \cdot \pi}{10} \cdot 1,5 \cdot \operatorname{tg} 7,33^\circ} = 180 \text{ [мм]}.$$

Висота вхідного перерізу:

$$\alpha_3 = (R_3' - R_3) \cdot \cos \alpha_{3л} - \delta, \quad (4.10)$$

$$\alpha_3 = (180 - 165) \cdot \cos 6^\circ - 3 = 11,92 \text{ [мм]}.$$

Приймаємо $\alpha_3 = 12 \text{ [мм]}$.

Визначаємо розміри дифузрного каналу. Дифзорна частина направляючого апарату визначає його гідродинамічну досконалість як перетворювача кінетичної енергії потоку в потенційну. Найкращі умови перетворення енергії забезпечують прямоосні дифузори з розширенням в двох напрямках осьовому та радіальному.

Довжина дифузрного каналу:

$$l_{\text{диф}} = \alpha_3 \cdot (3 \div 5), \quad (4.11)$$

$$l_{\text{диф}} = 12 \cdot 4 = 48 \text{ [мм]}.$$

Площа входу в дифузорний канал:

$$F_3 = \alpha_3 \cdot b_3, \quad (4.12)$$

$$F_3 = 12 \cdot 31,5 = 378 \text{ [мм}^2\text{]} = 37,8 \cdot 10^{-3} \text{ [м}^2\text{]}.$$

Площа виходу з дифузрного каналу:

$$F_4 = F_3 \cdot 2, \quad (4.13)$$

$$F_4 = 378 \cdot 2 = 756 \text{ [мм}^2\text{]} = 75,6 \cdot 10^{-3} \text{ [м}^2\text{]}.$$

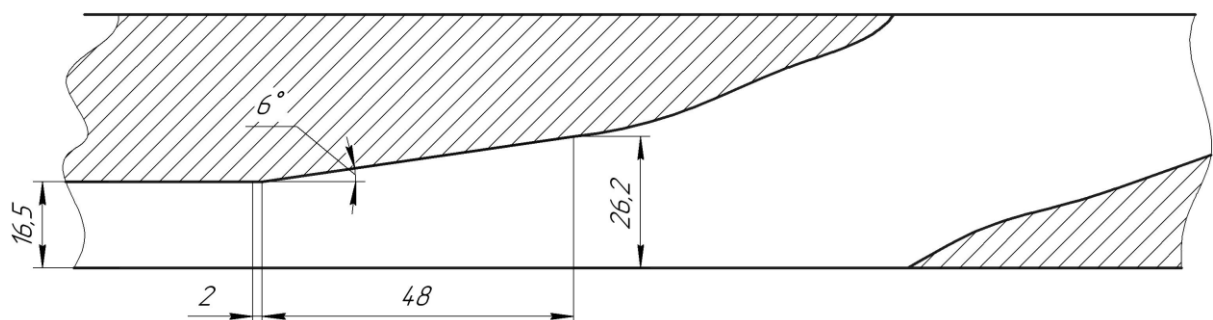


Рисунок 4.2 – Розгортка дифузрного та переводного каналу по середній лінії

Опосередкований кут розширення дифузора $\varphi_{\text{екв}}$, рахуємо по еквівалентному конусу:

$$\varphi_{\text{екв}} = 2 \cdot \arctg \frac{\sqrt{\frac{F_4}{\pi}} - \sqrt{\frac{F_3}{\pi}}}{l_{\text{диф}}}, \quad (4.14)$$

$$\varphi_{\text{екв}} = 2 \cdot \arctg \frac{\sqrt{\frac{756}{\pi}} - \sqrt{\frac{378}{\pi}}}{48} = 11^\circ.$$

Проектування зворотного каналу напрямного апарату з кільцевою переводною зоною. Вибираємо число лопаток зворотного каналу:

$$z_{\text{о.к.}} = z_{\text{н.а.}} = 10.$$

Кут установки лопаток зворотного каналу на виході із напрямного апарату $\alpha_{\text{зл}}$ вибираємо в діапазоні $40^\circ \dots 90^\circ$.

5. РОЗРАХУНОК ГІДРОДИНАМІЧНИХ СИЛ

Розрахунок гідродинамічних сил проводимо згідно [1].

5.1. Розрахунок осьової сили, що діє на ротор

При роботі відцентрового насоса на його ротор діє складна система сил, серед яких найбільшою є осьова сила, що виникає внаслідок порушення симетрії робочих коліс відносно площини, перпендикулярної осі ротора насоса. Схема ступені відцентрового насоса і епюри розподілу тиску в пазухах робочого колеса наведені на рис.5.1.

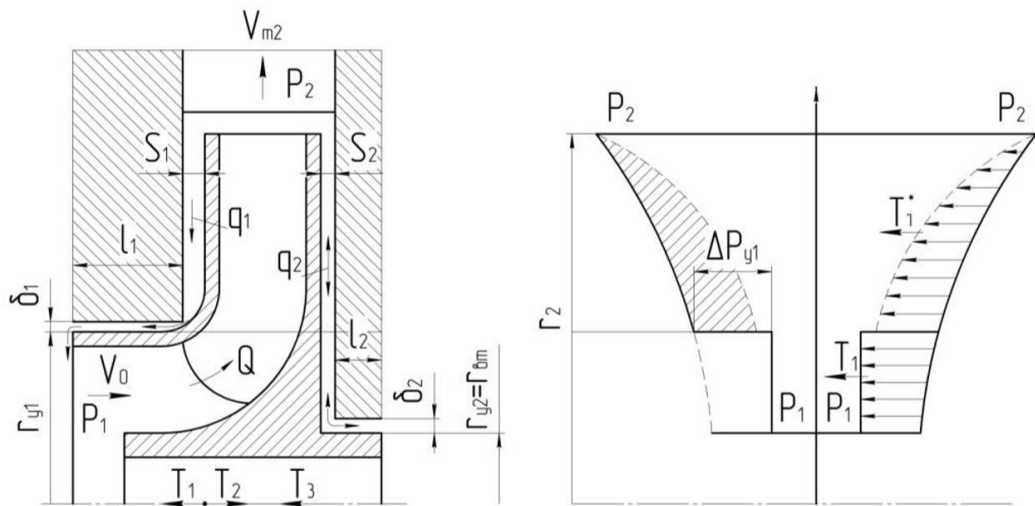


Рисунок 5.1 – Схема розподілу тиску в пазухах закритого робочого колеса та осьові сили, які діють на ротор

При складанні епюр тиску (рис. 5.1) на зовнішніх сторонах дисків залишається неврівноважена частина епюри на кільцевій поверхні з радіусами r_{y1} та r_{y2} , що і обумовлює наявність осьової сили T_1 . По осі насоса також діє динамічна сила T_2 , обумовлена натіканням потоку на колесо та зміною осьового напрямку його руху на радіальний.

Сумарну осьову силу в багатоступеневому насосі визначаємо як геометричну суму осьових зусиль окремих ступенів:

$$T_{\text{сум}} = \sum_1^i T, \quad (5.1)$$

де i – кількість ступенів.

Сумарна осьова сила, що діє на окрему ступінь багатоступеневого насоса:

$$T = T_1 - T_2, \quad (5.2)$$

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.

Осьову силу T_1 визначаємо за формулою:

$$T_1 = \gamma \cdot \pi \cdot (r_{y1}^2 - r_{y2}^2) \cdot \left[H_p - \frac{\omega^2}{8 \cdot g} \cdot \left(r_2^2 - \frac{r_{y1}^2 - r_{y2}^2}{2} \right) \right], \quad (5.3)$$

де $\gamma = \rho \cdot g = 998 \cdot 9,81 = 9790$ [Н/м³] – питома вага рідини;

$r_{y1} = 0,090$ [м] – радіус переднього ущільнення;

$r_{y2} = 0,055$ [м] – радіус заднього ущільнення;

H_p – потенційний напір робочого колеса;

ω – колова швидкість обертання ротора насоса, с⁻¹. Визначимо її виходячи з частоти обертання ротора:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad (5.4)$$

де $n = 3000$ [об/хв] – частота обертання ротора насоса.

$$\omega = \frac{\pi \cdot 3000}{30} = 314 \text{ [с}^{-1}\text{]}.$$

Потенційний напір робочого колеса:

$$H_p = H_m \cdot \eta_{г.к.} \cdot \left(1 - \frac{g \cdot H_m}{2 \cdot u_2^2}\right), \quad (5.5)$$

де $\eta_{г.к.}$ – гідравлічний ККД робочого колеса:

(приймаємо $\eta_{г.к.} = \sqrt{\eta_{г.к.}} = \sqrt{0,875} = 0,94$);

H_m – теоретичний напір, м.

Теоретичний напір визначаємо за формулою:

$$H_m = \frac{H_{ст.}}{\eta_{г.к.}}, \quad (5.6)$$

$$H_m = \frac{126,8}{0,94} = 135,5 \text{ [м]}.$$

$$H_p = 135,5 \cdot 0,94 \cdot \left(1 - \frac{9,81 \cdot 135,5}{2 \cdot 49,37^2}\right) = 92,21 \text{ [м]}.$$

Тоді:

$$T_1 = 9790 \cdot \pi \cdot (0,09^2 - 0,055^2) \cdot \left[92,21 - \frac{314^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(0,055^2 - \frac{0,09^2 - 0,055^2}{2}\right)\right] =$$

$$= 14298 \text{ [Н]}.$$

Осьову силу T_2 визначаємо за законом зміни кількості руху:

$$T_2 = \rho \cdot Q \cdot V_0, \quad (5.7)$$

де V_0 – швидкість потоку на вході в робоче колесо.

Тоді осьова сила T_2 :

$$T_2 = 998 \cdot \frac{180}{3600} \cdot 5,44 = 271,5 \text{ [Н]}.$$

Осьова сила, що діє на робоче колесо ступені насоса буде дорівнювати:

$$T = 14298 - 271,5 = 14026,5 \text{ [Н]}.$$

Тоді сумарна осьова сила в багатоступеневому насосі:

$$T_{сум} = 14 \cdot 14026,5 = 196371 \text{ [Н]}.$$

5.2. Розрахунок радіальної сили

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

Максимального значення радіальна сила для насосів зі кільцевим відводом набуває при $Q_{\text{опт}}$.

Максимальна радіальна сила буде розраховуватися за формулою:

$$R_{\text{max}} = K_R \cdot \frac{Q}{Q_{\text{опт}}} \cdot \gamma \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2, \quad (5.8)$$

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

$Q_{\text{опт}} = Q = 180$ [м³/год] – подача при оптимальному режимі;

$\gamma = \rho \cdot g = 998 \cdot 9,81 = 9790$ [Н/м³] – питома вага рідини;

$b_2 = 0,015$ [м] – ширина колеса на виході.

$$R_{\text{max}} = 0,36 \cdot \frac{180}{180} \cdot 9790 \cdot 1775 \cdot 0,313 \cdot 0,015 = 29371 \text{ [Н]}.$$

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

6. РОЗРАХУНОК НАСОСА НА КАВІТАЦІЮ

У насосах кавітація виникає при тиску перед входом в насос істотно перевищуючим тиск пароутворення при даній температурі рідини. Це означає, що область мінімального тиску розташовується всередині проточної частини насоса. Падіння тиску всередині проточної частини насоса (в порівнянні з вхідним тиском) пов'язано з обтіканням лопаток.

Як тільки тиск стане нижче тиску насиченої пари, то утворюється кавітація. В потоці рідини таке падіння тиску відбувається зазвичай в області підвищених швидкостей і при перекачуванні гарячої рідини в умовах, коли відбувається інтенсивне пароутворення в рідині, що знаходиться в насосі. Бульбашки пару потрапляють разом з рідиною в область більш високих тисків, де миттєво конденсуються. Рідина стрімко заповнює порожнини, в яких знаходився сконденсований пар, що супроводжується гідравлічними ударами, шумом і вібрацією насоса. Кавітація приводить до швидкого руйнування насоса за рахунок гідравлічних ударів і посилення корозії в період пароутворення. При кавітації продуктивність і напір насоса різко знижуються.

Три основні негативні наслідки кавітації:

- зрив подачі, напору, потужності та к.п.д.;
- ерозійний знос елементів насоса: робочого колеса, вала і т.д.;
- звукові явища: шум, вібрація а також низькочастотні автоколивання тиску в трубопроводах [10].

Розрахунок насоса на кавітацію проводиться визначенням кавітаційного запасу:

$$\Delta h = \left(\frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{c} \right)^{4/3}, \quad (6.1)$$

Коефіцієнт c змінюється в межах 800...1000. Приймаємо $c = 1000$.

$$\Delta h = \left(\frac{5,62 \cdot 3000 \cdot \sqrt{\frac{180}{3600}}}{1000} \right)^{4/3} = 5,87 \text{ [м]}.$$

7. РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ НАСОСА

7.1 Вибір електродвигуна

Визначення максимальної потужності на валу насоса:

$$N_{max} = 1261,0 \cdot 1,1 = 1387 \text{ [кВт]}.$$

За відомою частотою обертання та розрахованою потужністю обираємо електродвигун 4А3М-1600/6000 УХЛ4 з наступними параметрами:

- номінальна потужність $N_{ел} = 1600 \text{ [кВт]}$;
- напруга $U_{ел} = 6000 \text{ [В]}$;
- частота обертання $n_{ел} = 3000 \text{ [об/хв]}$.

7.2 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 ($n_A = 0$):

$$M_A = 0,21 \cdot M_{ном}, \quad (7.1)$$

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

$$M_{ном} = \frac{N}{\omega}, \quad (7.2)$$

де ω – колова швидкість обертання ротора насоса, с^{-1} . Вона визначається виходячи з частоти обертання ротора:

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

де $n = 3000 \text{ [об/хв]}$ – частота обертання ротора насоса.

$$\omega = \frac{\pi \cdot 3000}{30} = 314 \text{ [с}^{-1}\text{]}.$$

$$M_{\text{ном}} = \frac{1387}{314} = 4417 \text{ [Н} \cdot \text{м]}.$$

Тоді початковий момент пуску агрегату дорівнює:

$$M_A = 0,21 \cdot 4417 = 928 \text{ [Н} \cdot \text{м]}.$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна:

$$M_{\text{max}} = 4417 \text{ [Н} \cdot \text{м]}.$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0,3 \cdot n_{\text{ном}}, \quad (7.3)$$

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

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

$$M_B = 0,03 \cdot 4417 = 132,5 \text{ [Н} \cdot \text{м]}.$$
 (7.4)

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$k = \frac{M_{\text{max}}}{n^2}. \quad (7.5)$$

$$k = \frac{4417}{3000^2} = 4,91 \cdot 10^{-4}.$$

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

$$M = k \cdot n^2. \quad (7.6)$$

Результати розрахунку заносимо до табл. 7.1.

Графік пускового моменту будемо таким чином:

- за таблицею 7.1 будемо залежність $M = f(n)$;
- точки А ($n_0; M_0$) та В ($n_B; M_B$) з'єднуємо між собою відрізком;
- отримані криві спрягаємо плавною кривою.

Таблиця 7.1 – Пускова моментна характеристика

n , об/хв	0	500	1000	1500	2000	2500	3000
M , Н·м	0	123	491	1105	1964	3069	4419

На рисунку 7.1 наведена пускова моментна характеристика насосного агрегату.

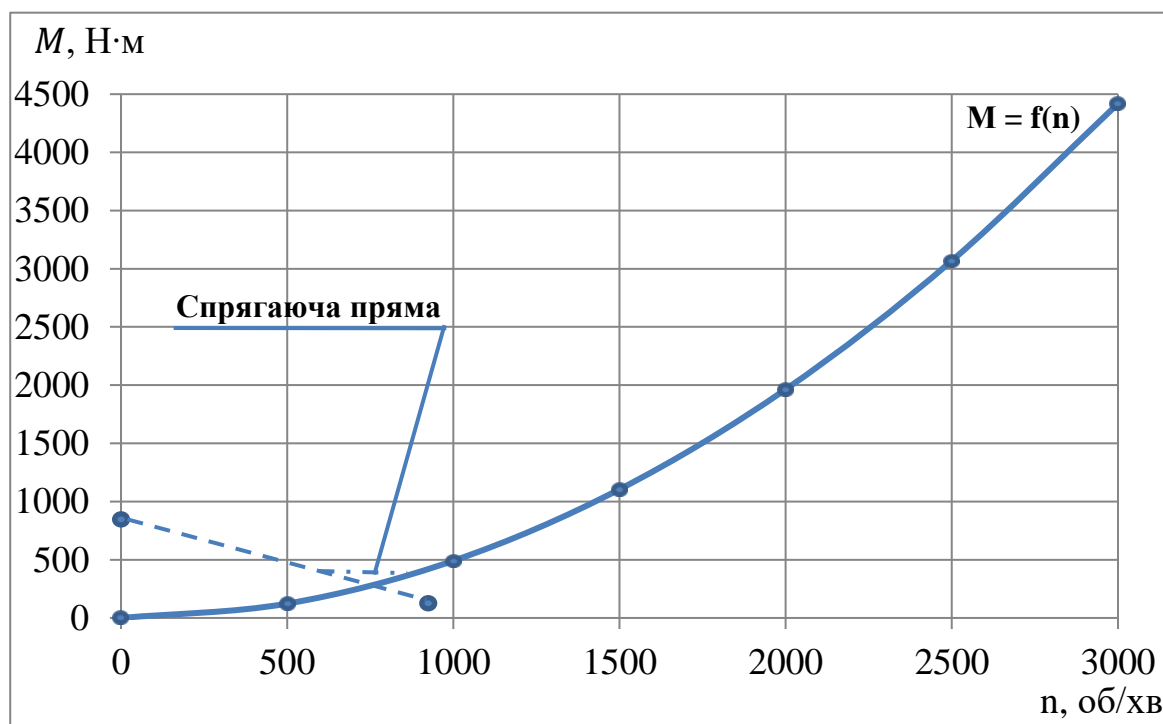


Рисунок 7.1 – Пускова моментна характеристика

8. РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ

8.1 Конструювання і розрахунок вала

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

Конструювання вала починаємо з визначення його діаметрів (рис. 8.1).

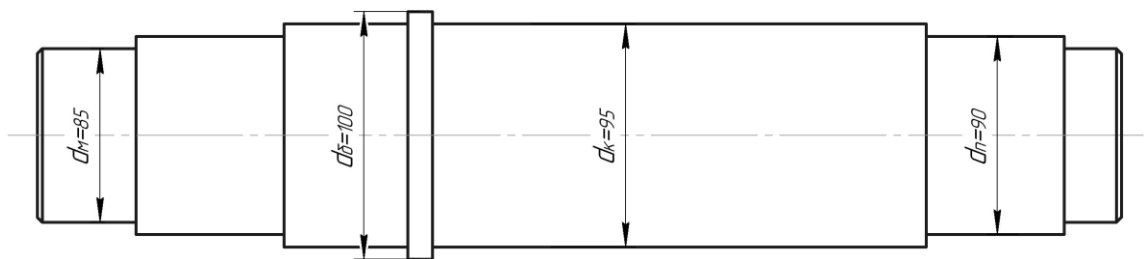


Рисунок 8.1 – Розміри діаметрів вала насоса

8.1.1 Розрахунок реакцій в опорах

При роботі насоса в робочому колесі виникає нерівноважена радіальна сила яка сприймається підшипниками насоса, в результаті чого в опорах виникають реакції R_A, R_B . Реакції в опорах можна знайти використовуючи рівняння моментів відносно т. А і т. В.

Рівняння моментів відносно т. А:

$$\sum M_A = F_k \cdot (l_1 - l_2) - R_B \cdot l_1 = 0. \quad (8.1)$$

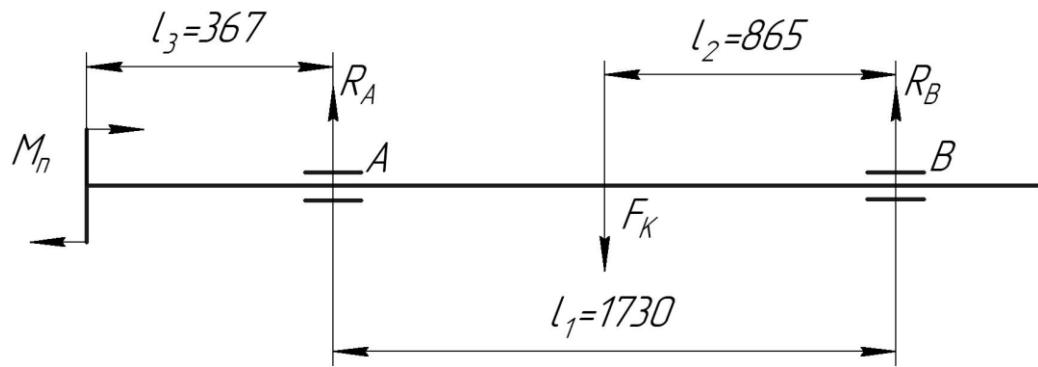


Рисунок 8.2 – Схема навантаження ротора насоса

З наведеного рівняння можна знайти величину R_B , Н:

$$R_B = \frac{F_k \cdot (l_1 - l_2)}{l_1}, \quad (8.2)$$

де $l_1 = 1,73$ [м], $l_2 = 0,865$ [м], $l_3 = 0,367$ [м], $F_k = R_{max} = 29371$ [Н].

$$R_B = \frac{29371 \cdot (1,73 - 0,865)}{1,73} = 14686 \text{ [Н]}.$$

Рівняння моментів відносно т. В:

$$\sum M_B = F_k \cdot l_2 - R_A \cdot l_1 = 0. \quad (8.3)$$

З наведеного рівняння можна знайти величину R_A , Н:

$$R_A = \frac{F_k \cdot l_2}{l_1}, \quad (8.4)$$

$$R_A = \frac{29371 \cdot 0,865}{1,73} = 14686 \text{ [Н]}.$$

8.1.2 Наближений розрахунок вала

Еквівалентний момент в найбільш небезпечному перерізі, Н·м:

$$M_E = \sqrt{M_{зг.мах}^2 + 0,75 \cdot M_{мах}^2}, \quad (8.5)$$

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

Максимальний згинальний момент визначаємо з рис.8.2:

$$M_{зг.мах} = R_A \cdot l_3, \quad (8.6)$$

$$M_{зг.мах} = 14686 \cdot 0,367 = 5390 \text{ [Н} \cdot \text{м]}.$$

Тоді:

$$M_E = \sqrt{5390^2 + 0,75 \cdot 7253^2} = 8277 \text{ [Н} \cdot \text{м]}.$$

Діаметр вала в найбільш небезпечному перерізі, мм:

$$d_{\Pi} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_E}{0,1 \cdot [\sigma]}}, \quad (8.7)$$

де $[\sigma] = 50$ МПа.

$$d_{\Pi} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{8277}{0,1 \cdot 50}} = 88,7.$$

Згідно попередніх розрахунків $d_{\Pi} = 90$ мм, умова міцності виконується.

$$90 \geq 88,7.$$

8.1.3 Перевірний розрахунок вала

Розрахунок зводиться до перевірки умови міцності:

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s], \quad (8.8)$$

де s – розрахунковий коефіцієнт запасу міцності;

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

s_σ, s_τ – коефіцієнти запасу за нормальними та дотичними напруженнями:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \geq [s], \quad (8.9)$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} \geq [s], \quad (8.10)$$

де σ_{-1}, τ_{-1} – межі витривалості матеріалу вала;

σ_a, τ_a та σ_m, τ_m – амплітуда та середнє напруження циклів;

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

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

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

$$\sigma_{-1} = 0,35 \cdot \sigma_B + (70 \div 120), \quad (8.11)$$

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

$$\sigma_{-1} = 0,35 \cdot 850 + 95 = 392,5 \text{ [МПа]}.$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1}, \quad (8.12)$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot 392,5 = 227,65 \text{ [МПа]}.$$

$$\sigma_a = \frac{M_{зг.max}}{0,1 \cdot d_{II}^3}, \quad (8.13)$$

$$\sigma_a = \frac{5390}{0,1 \cdot 0,090^3} = 73,9 \text{ [МПа]}.$$

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot T}{\pi \cdot d_{\Pi}^2}, \quad (8.14)$$

де $T = 196371 \text{ [Н]}$ – сумарна осьова сила в багатоступеневому насосі,

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot 196371}{\pi \cdot 0,090^2} = 30,8 \text{ [МПа]}.$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{max}}{0,2 \cdot d_{\Pi}^3}, \quad (8.15)$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{7253}{0,2 \cdot 0,090^3} = 24,8 \text{ [МПа]}.$$

Знаходимо коефіцієнт запасу за нормальними напруженнями:

$$s_{\sigma} = \frac{392,5}{\frac{2,2}{0,55} \cdot 73,9 + 0,27 \cdot 30,8} = 12,9.$$

Знаходимо коефіцієнт запасу за дотичними напруженнями:

$$s_{\tau} = \frac{227,65}{\frac{1,41}{0,55} \cdot 24,8 + 0,1 \cdot 24,8} = 34,46.$$

Масштабні коефіцієнти ε_{σ} , ε_{τ} , визначаємо залежно від діаметра вала (табл. 8.1)

Таблиця 8.1 – Значення коефіцієнтів ε_{σ} , ε_{τ}

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

Перевіряємо умову міцності:

$$s = \frac{12,9 \cdot 34,46}{\sqrt{12,9^2 + 34,46^2}} = 12,08.$$

Умова міцності виконується:

$$s \geq [s],$$

$$12,08 \geq 2,5.$$

8.2 Розрахунок торцевого ущільнення

Розрахунок торцевого ущільнення проводимо згідно [1].

Торцеве ущільнення – це вузол, призначений для забезпечення герметичності насоса в місцях, де вал проходить через кришку насоса. Герметичність в таких вузлах досягається за рахунок щільного притиснення по торцевих площинах двох високоточних деталей – рухомої і нерухомої.

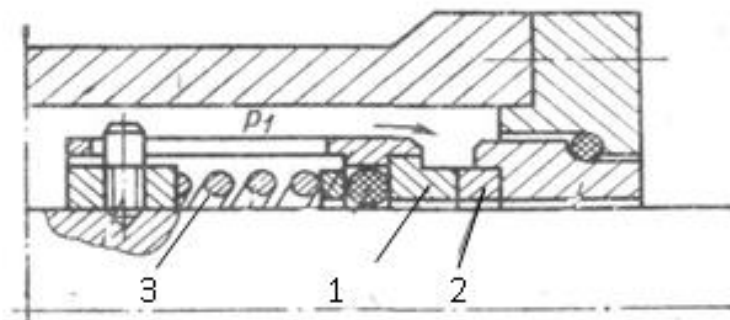


Рисунок 8.3 – Схема найпростішого торцевого ущільнення

8.2.1 Визначення коефіцієнту розвантаження торцевого ущільнення

Знаходимо поверхню тертя пари тертя:

$$F_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (d_1^2 - d_2^2), \quad (8.16)$$

де d_1, d_2, d_0 – конструктивні розміри робочих кілець.

Приймаємо $d_1 = 121$ [мм], $d_2 = 110$ [мм], $d_0 = 119$ [мм].

Тоді:

$$F_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (0,121^2 - 0,110^2) = 0,0019 \text{ [м}^2\text{]}.$$

Знаходимо неурівноважену площу аксіального кільця по якому здійснюється гідравлічний прижим:

$$F_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (d_1^2 - d_0^2), \quad (8.17)$$

$$F_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (0,121^2 - 0,119^2) = 0,0011 \text{ [м}^2\text{]}.$$

Знаходимо коефіцієнт розвантаження торцевого ущільнення:

$$k = \frac{F_2}{F_1}, \quad (8.18)$$

$$k = \frac{0,0011}{0,0019} = 0,579.$$

Торцеве ущільнення вважається розвантаженим якщо $k = 0,55 \dots 0,85$.

8.2.2 Розрахунок втрат потужності в торцевому ущільненні

$$N_{\text{в.п.}} = 1,98 \cdot 10^{-2} \cdot (d_2 - d_1) \cdot (d_2 + d_1)^2 \cdot f \cdot n \cdot p_{\text{с.пит.}}, \quad (8.19)$$

де $f = 0,05 \dots 0,15$ – коефіцієнт тертя;

$p_{\text{с.пит.}} = 30 \cdot 10^7$ [Па] – середній питомий тиск в парі тертя.

$$\begin{aligned} N_{\text{в.п.}} &= 1,98 \cdot 10^{-2} \cdot (0,110 - 0,121) \cdot (0,110 + 0,121)^2 \cdot 0,1 \cdot 3000 \cdot 30 \cdot 10^7 = \\ &= 20 \text{ [Вт]}. \end{aligned}$$

8.2.3 Розрахунок нагріву охолоджувальної середи

В випадку, коли теплопровідність пари тертя низька і тепловідвід виконується за рахунок протікання через ущільнення, кількість тепла, що виділяється парю тертя за одиницю часу знайдемо за формулою:

$$N_p = G \cdot \sum N_{\text{ту}}, \quad (8.20)$$

де $G = 1/427$ [ккал/кг];

$p_{\text{с.пит.}} = 30 \cdot 10^7$ [Па] – середній питомий тиск в парі тертя.

$$N_p = \frac{1}{427} \cdot 850 = 0,1 \text{ [кг/год]}.$$

Знаходимо величину протікання через ущільнення:

$$q = \frac{N_p}{\rho \cdot g \cdot c \cdot \Delta t}, \quad (8.21)$$

де $c = 4,218$ $\left[\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right]$ – питома теплопровідність охолоджувальної рідини;

$\Delta t = 20^\circ\text{C}$ – величина нагрівання охолоджувальної води.

$$q = \frac{0,1}{998 \cdot 9,81 \cdot 4,218 \cdot 20} = 0,27 \text{ [м}^3\text{/год]}.$$

Для надійної роботи торцевого ущільнення повинна виконуватися умова:

$$t + \Delta t \leq 70^{\circ}\text{C}, \quad (8.22)$$

де $t = 40^{\circ}\text{C}$ – температура охолоджувальної води.

$$40 + 20 = 60 \leq 70^{\circ}\text{C}.$$

Умова виконується.

8.2.4 Матеріал пари тертя

В якості матеріалу пари тертя вибираємо силіційований графіт СГ-Т.

8.3 Розрахунок шпонкового з'єднання

8.2.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом

Вихідні дані:

Матеріал вала – Сталь 40Х;

Матеріал шпонки – Сталь 45.

Розміри шпонки під робочим колесом ($d_k = 95$ мм) вибираємо згідно ГОСТу 23360-78 [12]:

$$b \cdot h \cdot l = 26 \cdot 16 \cdot 90.$$

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

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l \cdot (h - t_1)}, \quad (8.23)$$

де $t_1 = 10$ [мм] – глибина паза вала;

$d = d_k = 95$ [мм] – діаметр вала, мм;

$M_{max} = 4417$ [Н · м].

Знайдемо напруження на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 4417}{0,095 \cdot 0,09 \cdot (0,016 - 0,010)} = 172 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 172 \text{ [МПа]}.$$

Допустиме напруження на зминання:

$$[\sigma]_{зм} = 0,56 \cdot \sigma_{0,2}, \quad (8.24)$$

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

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

Умова міцності на зминання виконується:

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma]_{зм},$$

$$172 \text{ [МПа]} \leq 192,08 \text{ [МПа]}.$$

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l \cdot b}, \quad (8.25)$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 4417}{0,095 \cdot 0,09 \cdot 0,026} = 39,7 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 39,7 \text{ [МПа]}.$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова:

$$\tau_{зр} \leq [\tau]_{зр}. \quad (8.26)$$

Допустиме напруження на зріз:

$$[\tau]_{зр} = 0,6 \cdot [\sigma]_{зм}, \quad (8.27)$$

$$[\tau]_{зр} = 0,6 \cdot 192,08 = 115,248 \text{ [МПа]}.$$

Умова міцності на зминання виконується:

$$39,7 \text{ [МПа]} \leq 115,248 \text{ [МПа]}.$$

8.2.2 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою

Вихідні дані:

Матеріал вала – Сталь 40Х;

Матеріал шпонки – Сталь 45.

Розміри шпонки під напівмуфтою ($d_m = 90$ мм) вибираємо згідно ГОСТу 23360-78 [12]:

$$b \cdot h \cdot l = 25 \cdot 14 \cdot 110.$$

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

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

де $t_1 = 9$ [мм] – глибина паза вала;

$d = d_k = 90$ [мм] – діаметр вала, мм;

$M_{max} = 4417$ [Н · м].

Знайдемо напруження на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 4417}{0,09 \cdot 0,11 \cdot (0,014 - 0,009)} = 178 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 178 \text{ [МПа]}.$$

Допустиме напруження на зминання:

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

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

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

Умова міцності на зминання виконується:

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma]_{зм},$$

$$178 \text{ [МПа]} \leq 192,08 \text{ [МПа]}.$$

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

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

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 4417}{0,09 \cdot 0,11 \cdot 0,025} = 35,6 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 35,6 \text{ [МПа]}.$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова:

$$\tau_{зр} \leq [\tau]_{зр}.$$

Допустиме напруження на зріз:

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

$$[\tau]_{зр} = 0,6 \cdot 192,08 = 115,248 \text{ [МПа]}.$$

Умова міцності на зминання виконується:

$$35,6 \text{ [МПа]} \leq 115,248 \text{ [МПа]}.$$

9. РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ

Найбільшою перевагою підшипників ковзання є безшумність і висока демпфуюча здатність при впливі циклічних і ударних навантажень.

Критерії розрахунків підшипників ковзання залежать насамперед від характеру тертя в підшипнику. Можна виділити три основні види тертя ковзання: граничне, змішане (або напіврідинне) і рідинне.

Граничне тертя має місце при невеликих швидкостях ковзання поверхонь тертя, при цьому товщина шару мастила порядку 0,1 мкм.

Зі збільшенням швидкості ковзання $v = \omega r$ величина коефіцієнта тертя f зменшується, стаючи вельми нестійкою в зв'язку з тим, що тертя переходить в змішане, при якому, незважаючи на збільшену товщину шару мастила, все ще має місце зіткнення окремих виступів що труться.

Для найбільших навантажень актуальним буде режим рідинного тертя, при якому поверхні тертя повністю розділені шаром мастила.

Підшипники ковзання обираємо роз'ємного типу (двох вкладишів з бабітовими наплавками).

Знаходимо довжину цапфи:

$$l = \varphi \cdot d_{ц} \quad (9.1)$$

де $\varphi = 0,88$;

$d_{ц} = 90$ [мм] – діаметр цапфи.

$$l = 0,88 \cdot 90 = 79,2 \text{ [мм]}.$$

Приймаємо $l = 80$ [мм].

Знаходимо середній тиск між цапфою та вкладишем підшипника:

$$p = \frac{R}{l \cdot d_{ц}}, \quad (9.2)$$

де $R = 29371$ [Н] – радіальна сила.

$$p = \frac{29371}{80 \cdot 90} = 4,08 \text{ [МПа]}.$$

Знаходимо відношення середнього тиску на окружну швидкість ковзання:

$$pV = \frac{\pi \cdot R \cdot n}{l \cdot 60}, \quad (9.3)$$

$$pV = \frac{\pi \cdot 29371 \cdot 3000}{80 \cdot 60} = 57670 \text{ [МПа} \cdot \text{мм/с]}.$$

Знаходимо кільцеву швидкість ковзання цапфи:

$$V = \frac{\pi \cdot d_{\text{ц}} \cdot n}{60}, \quad (9.4)$$

$$V = \frac{\pi \cdot 90 \cdot 3000}{60} = 14137 \text{ [мм/с]}.$$

Наплавку виконуємо з матеріалу бабіт Б89.

Від провороту та осьового зміщення вкладиші фіксуються циліндричними штифтами. Змащування підшипників – примусового типу.

Температура підшипників під час роботи не повинна перевищувати 80°C.

10. СТАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ГІДРОП'ЯТИ

Розрахунок гідроп'яти проводимо згідно [1].

Найбільш ефективне урівноваження осьового зусилля в багатоступеневих насосах забезпечується за допомогою гідравлічної п'яти (гідроп'яти) - (рис.10.1). Гідроп'ята є автоматичним саморегулюючим врівноважуючим пристроєм, що працює на всіх режимах роботи насоса.

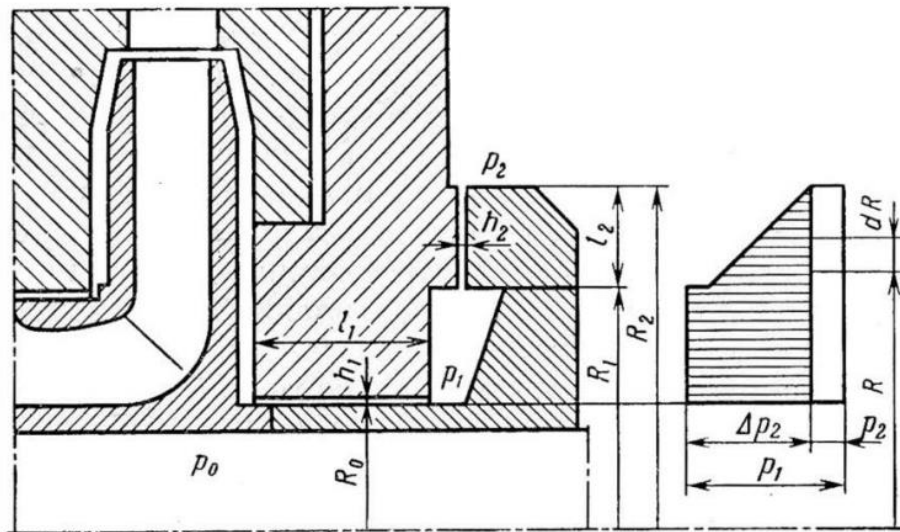


Рисунок 10.1 – Схема для розв'язку гідроп'яти

Між розвантажувальним диском, що обертається, та нерухомою подушкою п'яти утворюються дві щілини: циліндрична дроселююча щілина з постійним опором і змінна торцева щілина, в якій здійснюється до 70 % дроселювання загального перепаду тиску. Тиск у камері за п'ятою, яка трубкою з'єднується з входом до насоса, залежить від торцевого зазору. Для нормальної роботи гідроп'яти необхідно, щоб ротор вільно переміщався уздовж осі в межах можливих змін торцевого зазору.

Перевагою гідроп'яти є значно менші об'ємні втрати завдяки наявності другої торцевої щілини та меншому радіусу циліндричної щілини.

Метою цього статичного розрахунку є вибір таких геометричних параметрів гідроп'яти, щоб в заданому діапазоні зміни врівноважуючої осьової сили, значення торцевого зазору і витрати через гідроп'яту не виходили за допустимі межі.

Вихідні дані:

$T = 196371$ [Н] – сумарна осьова сила, що діє на ротор насоса;

$\Delta p = 12 \cdot 10^6$ [Па] – повний перепад тиску, що стравлюється в гідроп'яті;

$\rho = 998$ [кг/м³] – густина рідини, що перекачується насосом;

$Q = 180$ [м³/год] – подача насосу.

$R_0 = 0,11$ [м] – радіус втулки робочого колеса;

$R_1 = 0,12$ [м] – радіус циліндричної щілини (приймаємо конструктивно, трішки більше R_0);

$R_2 = 0,090$ [м] – внутрішній радіус торцевої щілини (приймаємо конструктивно, близьким до радіусу переднього ущільнення робочого колеса);

R_3 – зовнішній радіус торцевої щілини (приймаємо конструктивно, $R_3 = R_2 + (1,5 \dots 2,5 \text{ см})$). Приймаємо $R_3 = 0,104$ [м].

Із умови надійності та технологічності задаємось:

$h_1 = 0,2 \dots 0,4$ [мм] – зазор в циліндричній щілині; приймаємо $h_1 = 0,3$ [мм];

$x = x_B = 0,08 \dots 0,025$ [мм] – зазор в торцевій щілині, приймаємо $x_B = 0,2$ [мм].

Визначаємо відносні радіуси [12]:

$$\rho_1 = \frac{R_1}{R_3}, \quad (10.1)$$

$$\rho_1 = \frac{0,12}{0,104} = 1,15.$$

$$\rho_2 = \frac{R_2}{R_3}, \quad (10.2)$$

$$\rho_2 = \frac{0,090}{0,104} = 0,01.$$

Визначаємо ефективну площу кільцевої поверхні:

$$f_1 = \frac{\pi}{3} \cdot R_3^2 \cdot (1 + \rho_2 + \rho_2^2 - 3 \cdot \rho_1^2), \quad (10.3)$$

$$f_1 = \frac{\pi}{3} \cdot 0,104^2 \cdot (1 + 0,01 + 0,01^2 - 3 \cdot 1,15^2) = 0,033.$$

Визначаємо ефективну площу контактної поверхні:

$$f_2 = \frac{\pi}{3} \cdot R_3^2 \cdot (1 + \rho_2 - 2 \cdot \rho_2^2), \quad (10.4)$$

$$f_2 = \frac{\pi}{3} \cdot 0,104^2 \cdot (1 + 0,01 - 2 \cdot 0,01^2) = 0,011.$$

$$\Phi = 1 - \frac{f_2}{f_1}, \quad (10.5)$$

$$\Phi = 1 - \frac{0,011}{0,033} = 0,66.$$

Визначаємо безрозмірну осьову силу, що діє на ротор:

$$\psi = \frac{T}{\Delta p \cdot f_1}, \quad (10.6)$$

$$\psi = \frac{196371}{12 \cdot 10^6 \cdot 0,033} = 0,496.$$

Повинна виконуватись умова:

$$\psi \leq \psi_{\text{пред}}, \quad (10.7)$$

$$\psi_{\text{пред}} = \frac{S_{\text{вх}}}{f_1}, \quad (10.8)$$

$$S_{\text{вх}} = \pi \cdot (R_1^2 - R_0^2), \quad (10.9)$$

$$S_{\text{вх}} = \pi \cdot (0,12^2 - 0,11^2) = 0,007.$$

Тоді:

$$\psi_{\text{пред}} = \frac{0,007}{0,033} = 0,212.$$

Перевіряємо умову:

$$\psi_{\text{пред}} \leq 1. \quad (10.10)$$

Умова виконується:

$$0,212 \leq 1.$$

Визначаємо α_B [12]:

$$\alpha_B = \frac{0,2 + \rho_2^2}{0,2 + \rho_2^2 + \rho_2 \cdot (1 - \rho_2) \cdot \frac{\lambda_2 \cdot R_3'}{2 \cdot x_B}}, \quad (10.11)$$

де $\lambda_2 = 0,06$ – коефіцієнт торцевої щілини для турбулентного режиму по даним експерименту.

Тоді:

$$\alpha_B = \frac{0,2 + 0,01^2}{0,2 + 0,01^2 + 0,01 \cdot (1 - 0,01) \cdot \frac{0,06 \cdot 0,104}{2 \cdot 0,2 \cdot 10^{-3}}} = 0,564.$$

Із умови що $\varphi_B = \psi$ при $U = U_B = 1$ знаходимо β_B :

$$\beta_B = \frac{\varphi_B}{1 - \alpha_B \cdot (1 - \Phi)}, \quad (10.12)$$

$$\beta_B = \frac{0,496}{1 - 0,564 \cdot (1 - 0,66)} = 0,614.$$

Величина β_B повинна бути в межах $0,2 \leq \beta_B \leq 0,8$.

Знаходимо В:

$$B = \frac{1 - \beta_B}{\beta_B}, \quad (10.13)$$

$$B = \frac{1 - 0,614}{0,614} = 0,629.$$

Знаходимо витрату через гідроп'яту при x_B :

$$q = S_{2B} \cdot \sqrt{\beta_B \cdot \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot \zeta_{2B}}}, \quad (10.14)$$

S_{2B} визначаємо із умови:

$$\frac{S_1^2}{S_{2B}^2} = \left(\frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{h_1}{x_B} \right),$$

$$S_{2B} = S_1 \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{h_1}{x_B}, \quad (10.15)$$

де:

$$S_1 = 2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot h_1, \quad (10.16)$$

$$S_1 = 2 \cdot \pi \cdot 0,12 \cdot 0,3 \cdot 10^{-3} = 0,226 \cdot 10^{-3}.$$

Тоді:

$$S_{2B} = 0,226 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,12}{0,090} \cdot \frac{0,3 \cdot 10^{-3}}{0,2 \cdot 10^{-3}} = 0,45 \cdot 10^{-3}.$$

Величину $\zeta_{2B} = f\left(\rho_2, \frac{x_B}{R_3}\right)$ знаходимо з (рис.9.1):

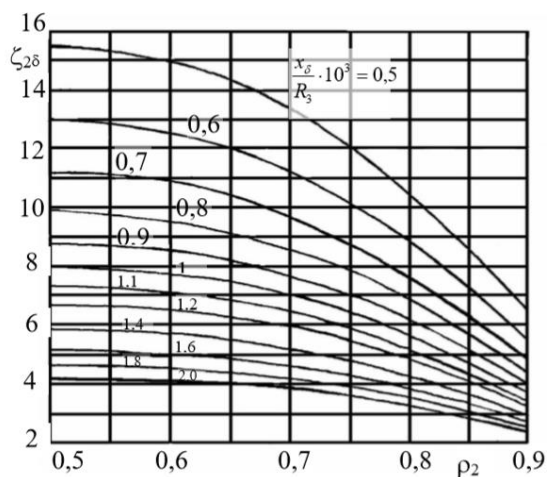


Рисунок 10.2 – Графіки ζ_{2B}

У відповідності до (рис. 10.2) $\zeta_{2Б} = 12$.

Тоді витрата через гідроп'яту:

$$q = 0,45 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{0,614 \cdot \frac{2 \cdot 12 \cdot 10^{-6}}{998 \cdot 12}} = 0,002 \text{ [м}^3\text{/с]}.$$

Розрахунок виконано правильно, якщо виконується умова:

$$\frac{q}{Q} < 0,05 \dots 0,08, \quad (10.17)$$

$$\frac{0,002}{\left(\frac{180}{3600}\right)} = 0,04 < 0,05 \dots 0,08$$

Умова виконується.

Визначаємо довжину циліндричної щілини:

$$l_1 = \frac{2 \cdot h_1}{\lambda_2} \cdot \left[\zeta_{2Б} \cdot B \cdot \left(\frac{S_1}{S_{2Б}} \right)^2 - 1,3 \right], \quad (10.18)$$

$$l_1 = \frac{2 \cdot 0,3 \cdot 10^{-3}}{0,06} \cdot \left[12 \cdot 0,629 \cdot \left(\frac{0,226 \cdot 10^{-3}}{0,45 \cdot 10^{-3}} \right)^2 - 1,3 \right] = 0,006 \text{ [м]}.$$

11. ДОСЛІДЖЕННЯ МОЖЛИВОСТІ ПІДВИЩЕННЯ НАПОРУ НАСОСУ, ЩО РОЗРОБЛЯЄТЬСЯ ШЛЯХОМ МОДЕРНІЗАЦІЇ ЛОПАТЕВОЇ РЕШІТКИ РОБОЧОГО КОЛЕСА

Для виконання чисельного моделювання у програмному комплексі ANSYS CFX була розроблена рідинна модель проміжного ступеню насоса, яка була прийнята за базову. Також досліджувалась можливість підвищення напірності ступеню за допомогою використання двохярусної лопатевої решітки РК із виконанням затилуванням вихідних крамок лопатей. Ступінь з подібним робочим колесом назвали – «модернізований ступінь». В результаті розрахунку на режимах $Q/Q_{\text{опт}} = 0,7; 0,9; 1; 1,1; 1,2$, були отримані напірні та енергетичні характеристики.

11.1. Введення вихідних даних у CFX-Pre

Імпортуємо розрахункову сітку (рис.11.1) в CFX-Pre 16.2, натискаємо:

Mesh ► Import mesh ► Isem CFD.

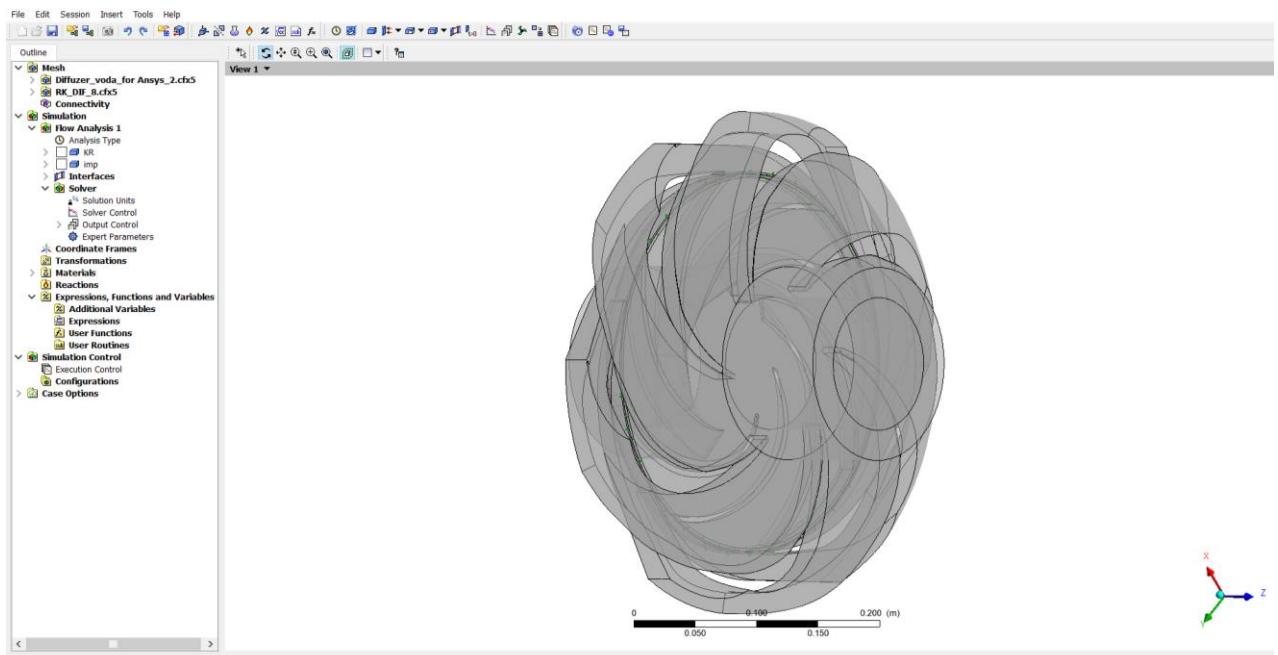


Рисунок 11.1 – Імпортована сітка в програму

Заходимо в: Analysis Type ► Steady type (стаціонарний розрахунок) ► ОК.

Далі вибираємо розрахункову область, на даному прикладі їх дві, робоче колесо та направляючий апарат. Нам потрібно їх розділити на дві частини (динамічну та статичну), для цього заходимо в закладку Domain вибираємо потрібну сітку, називаємо її, наприклад Imp та починаємо задавати її характеристики в Basic Settings:

Location – вибираємо сітку, яка відповідає розрахунковій області;

Domain Type – тип області, вибираємо Fluid Domain (рідке середовище);

Material – вибираємо середовище, для якого буде відбуватися розрахунок, на даному прикладі це Water at 25°C, також можна в бібліотеці створити своє середовище;

Reference Pressure не змінюємо, залишаємо 1 [atm], але якщо в нас процес з кавітацією, то пишемо 0.

Domain Motion ► Rotating, задаємо кількість обертів та їх напрям. Вісь симетрії повинна дивитися на вас, проти годинникової стрілки - , за годинниковою +. Змінюємо рад/с на об/хв.

Далі задаємо характеристики в Fluid Models:

Option – вибираємо ізотермічний процес, тобто приймаємо, що рідина нестислива; далі вибираємо модель турбулентності k-Epsilon натискаємо ОК.

Так само й для направляючого апарата заходимо в закладку Domain, вибираємо потрібну сітку, називаємо її KR. Налаштування залишаються тими самими, тільки замість Rotating вибираємо Stationary.

Задаємо пограничні умови в Boundary (вхід, вихід, стінка) та локацію – поверхня, що буде відповідати цій умові. Задаємо для кожної поверхні. В Basic Setting вибираємо тип поверхні, потім саму поверхню на деталі. В Boundary Details задаємо вхідні параметри (наприклад: для стінок – шорсткість, для входу – масову витрату, для виходу – тиск).

Так як ми РК та НА ми повинні використовувати інтерфейси Domain interface (рис.11.2). Вибираємо де будемо створювати інтерфейс, вибираємо самі поверхні, буде вона динамічною чи статичною, натискаємо ОК. Інтерфейсів повинно бути 2

(вихід з одного, та вхід в інший). Для hub_stator та shroud_stator ставимо counter rotating wall (це статична поверхня в динамічній сітці).

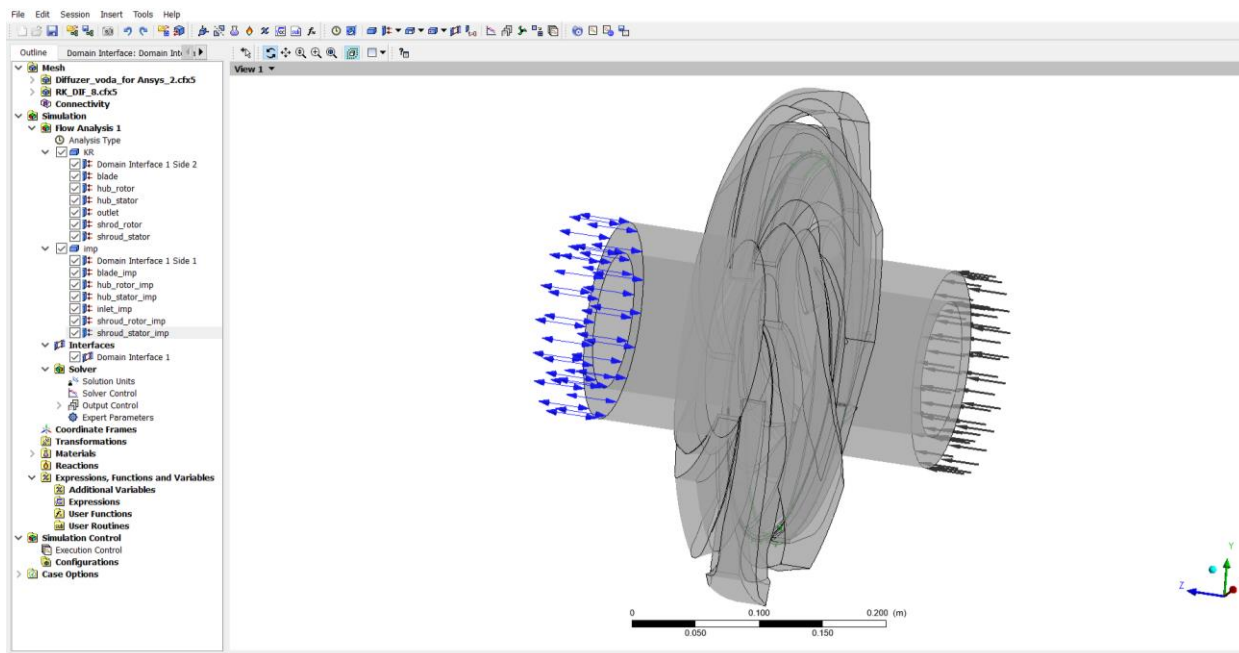


Рисунок 11.2 – Розбиті поверхні сітки

Після цього задаємо параметри розрахунку Solver Control. Задаємо кількість ітерацій. Output control (вивід результатів), тут вибираємо Iteration Interval – ставимо 20. Розрахунок закінчується в таких випадках: розрахунок зійшовся, висвітилася помилка, закінчилися ітерації, чи примусово зупинили розрахунок.

Далі записуємо файл для того, щоб ми змогли розрахувати, для цього натискаємо Write solver input file.

11.2 Виведення даних розрахунку в CFD-Post

Для виводу результатів використовуємо CFD Post.

File ► Load Result ► вибираємо файл з іменем res. Вибираємо розрахункові області та натискаємо ОК.

Заходимо в закладку Turbo – це турборежим. Цей режим дозволяє вивести параметри в відносній та абсолютній системі координат, компоненти швидкості і т.д. Програма може сама ініціалізувати поверхні, але краще від цього відмовитися

й щоб запобігти помилок зробити це самому. Ініціалізуємо турбо режим для РК. Далі виб'ємо границі РК (стінка, вхід, вихід, періодичні границі). Після вибору переходимо в Instancing, де виб'ємо кількість каналів, вісь обертання. Натискаємо ініціалізувати (якщо турбо режим ініціалізований, то можемо побачити меридіональний переріз, а також значок ОК) (рис.11.3).

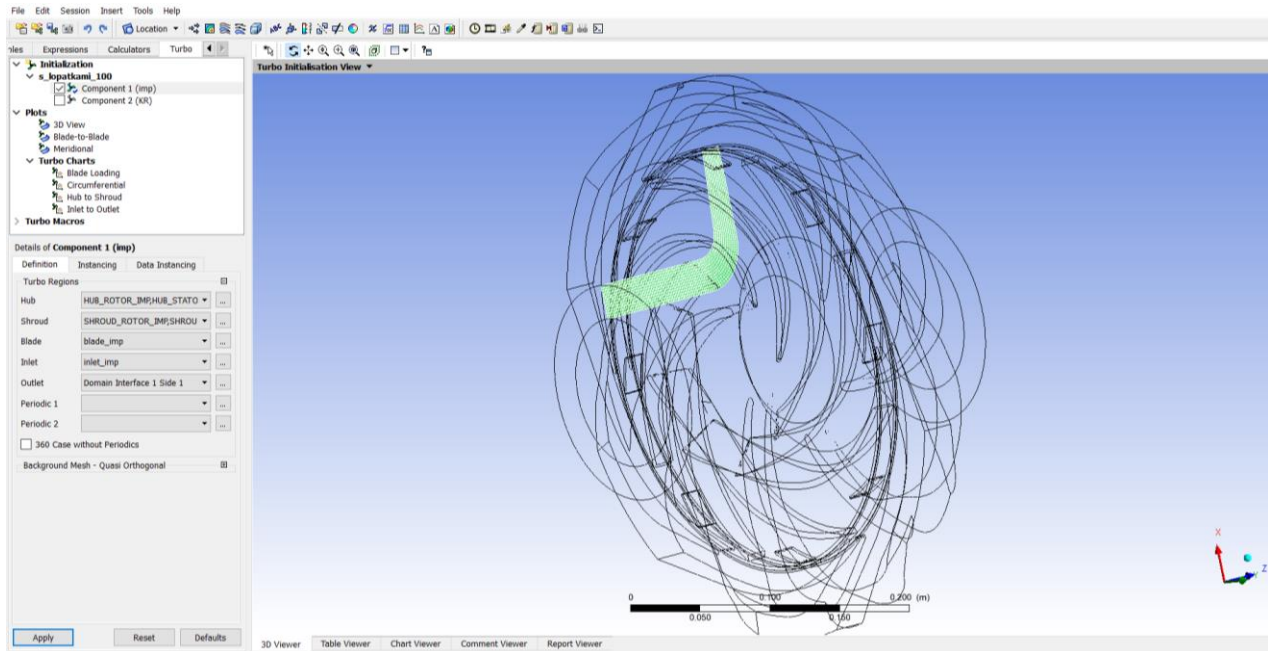


Рисунок 11.3 – Ініціалізація турборежиму

Переходимо в Variables й там ми можемо побачити різні швидкості:

V – абсолютна швидкість (Velocity in Stn Frame);

V_u – колова швидкості (Circumferential Velocity in Stn Frame);

V_m – меридіональна складова швидкості (Velocity Meridional);

W – відносна швидкість (Velocity);

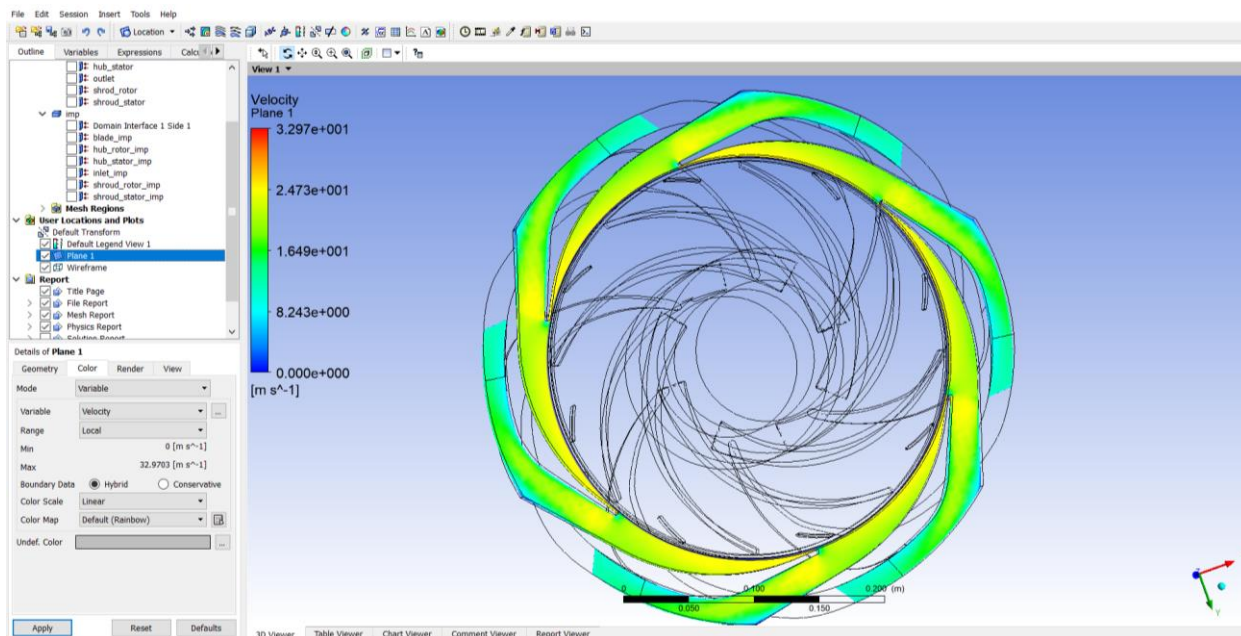
V_{u-u} - (Circumferential Velocity);

α – кут установки лопаті на вході (Velocity Flow Angle in Stn Frame);

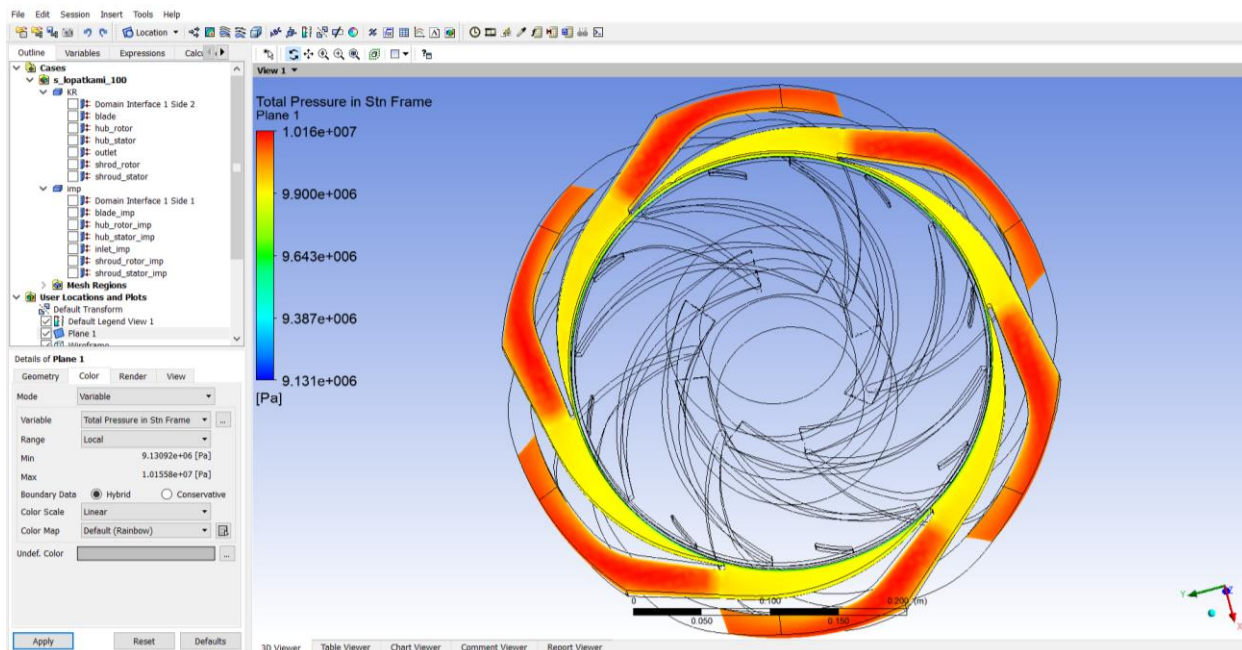
β – кут установки лопаті на виході (Velocity Flow Angle).

Створюємо переріз входу в насос. Не рекомендується створювати переріз безпосередньо на вході чи виході ступені. Натискаємо, Location ► Plane (називаємо площину). Вибираємо де буде проходити площа (РК чи НА), обираємо НА. Площину можна створити за допомогою трьох точок, четез площу та нормаль чи

паралельно площі. Вибираємо відстань на якій вона буде розташовуватися. У вкладці Color можна налаштувати площу таким чином, щоб вона показувала розподіл тисків або швидкостей (рис.11.4). В закладці Range можна вибрати Global (діапазон розраховується від мінімальної величини до максимальної) або ж Local (значення розраховується тільки для даної поверхні для якої створена площа).



а)



б)

Рисунок 11.4 – Площа на вході в НА: а – по швидкості, б – по тиску

Для вводу рівнянь заходимо на вкладку Expressions. ПКМ клацаємо на полі з формулами ► New ► називаємо формулу ► ОК. В вікні можна записувати формули. Для простоти запису є декілька елементів (Functions, Expressions, Variables, Location, Constant). Пишемо формули для розрахунку, програма може зразу їх розраховувати.

Формула для напору: $(\text{mass FlowAveAbs}(\text{Total Pressure in Stn Frame})@\text{Outlet} - \text{mass FlowAveAbs}(\text{Total Pressure in Stn Frame})@\text{Inlet_imp})/997[\text{kg/m}^3]/g$.

Формула для подачі: $\text{massFlow}()@\text{outlet} * 3600/997[\text{kg/m}^3]*7$.

Формула для потужності: $-\text{torque_x}()@\text{blade}*\pi*3000/30*7$.

Формула для ККД: $997[\text{kg/m}^3]*g*\text{Capacity}*\text{HeadofStage}/3600/\text{Power of Impeller}$.

Повертаємося до турборежиму. В ньому ми можемо побачити швидкості в меридіональній площині. В такому режимі можна побачити лопать. Для покращення картинки можна збільшити кількість точок, для цього натискаємо Stream Sample (збільшення за потоком), Spain Sample (від основного диску до покривного) (рис. 11.5).

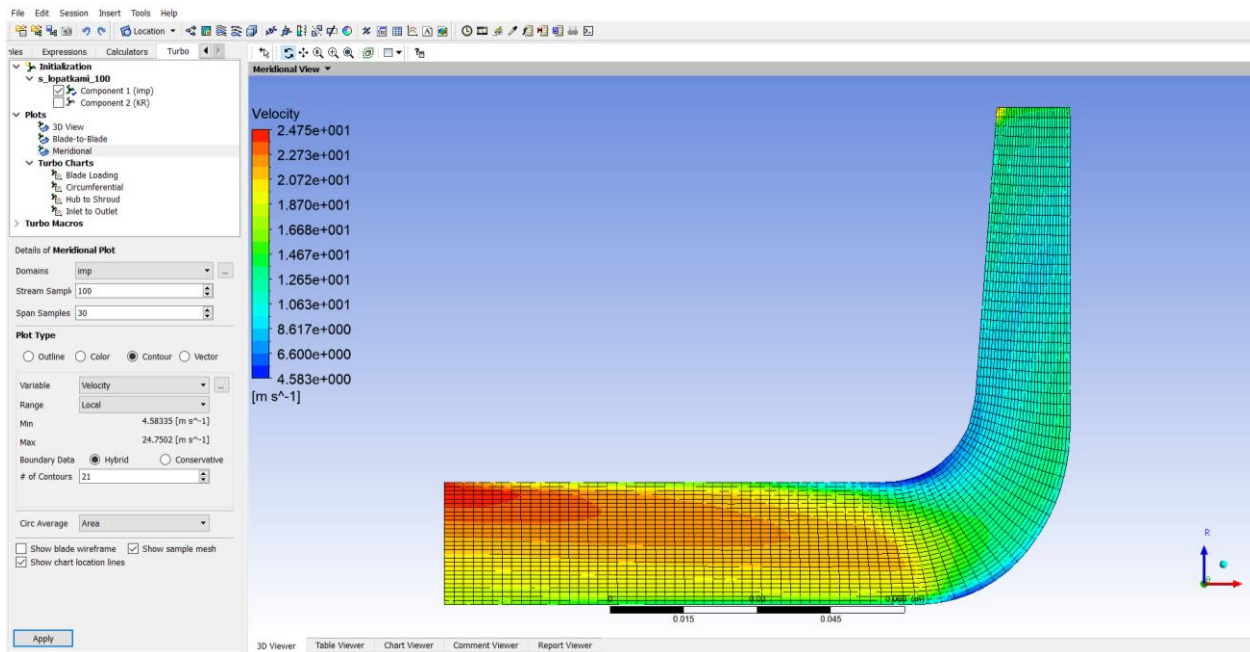


Рисунок 11.5 – Розподіл швидкості в меридіональному перерізі за абсолютною швидкістю

Далі в дереві моделей на вкладці Turbo Charts ► натискаємо Circumferential, Span (розташування площі в проточній частині), Streamwise (відстань між входом та виходом РК), Samples (кількість точок на графіку). Вибираємо дані по осям X – Chart Count, Y – Pressure. Для цього графіка потрібно побудувати Turbo Line вибираємо Circumferential, Samples – 100. Ми отримали коло на РК. Змінюючи діаметр кола можемо вибирати де програма зніме дані для графіка (рис.11.6).

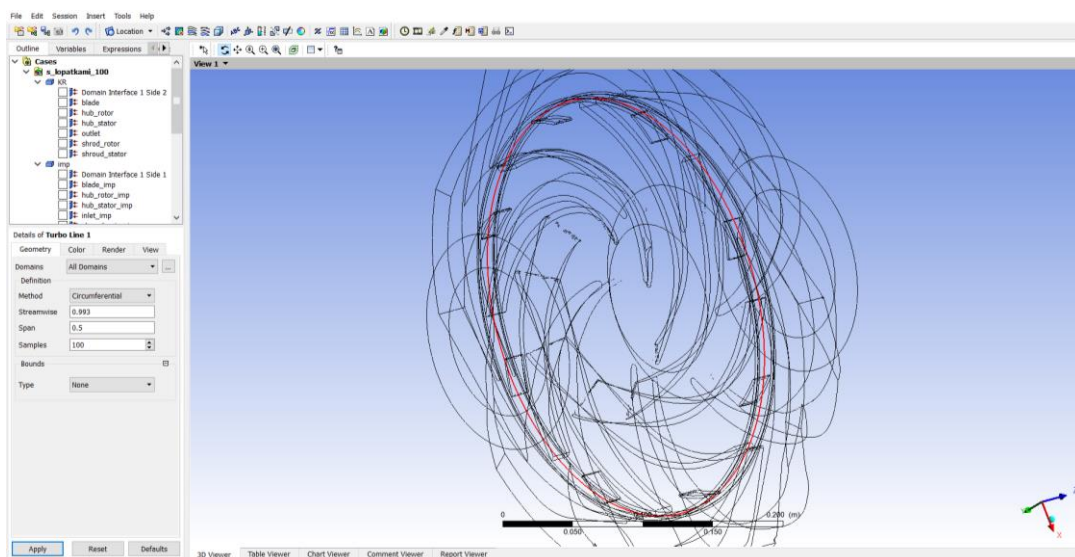
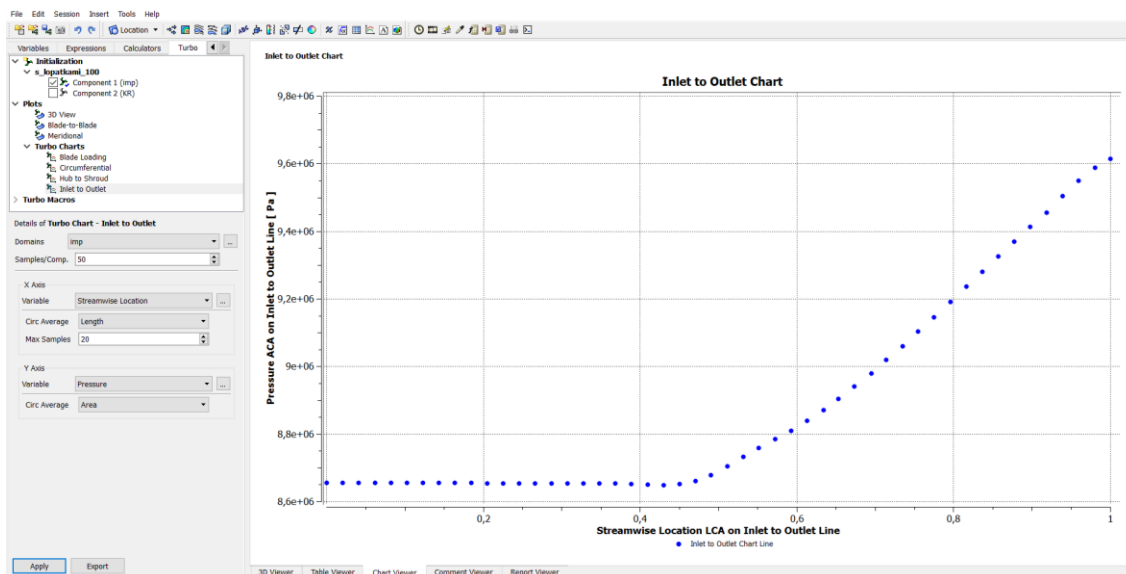
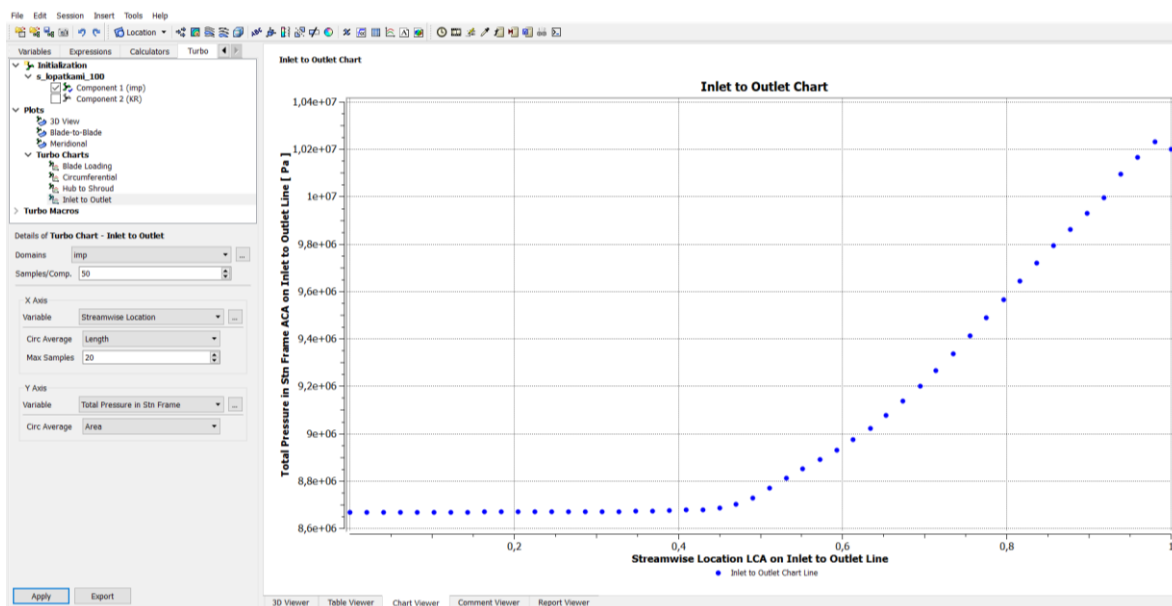


Рисунок 11.6 – Турболінія на РК

Змінюючи Variable по осі Y, ми можемо побачити розподіл швидкості, тиску по ширині. Цей графік можна робити як для одного каналу, так і для двох, трьох (рис.11.7).



a)



б)

Рисунок 11.7 – Графіки: а) розподіл статичного тиску від входу до виходу,
б) розподіл повного тиску від входу до виходу

Щоб вивести турбоповерхню (рис.11.8) в РК натискаємо Location ► Turbo Surface ► вводимо назву поверхні. На цій турбоповерхні ми можемо виводити вектори швидкості в різних формах.

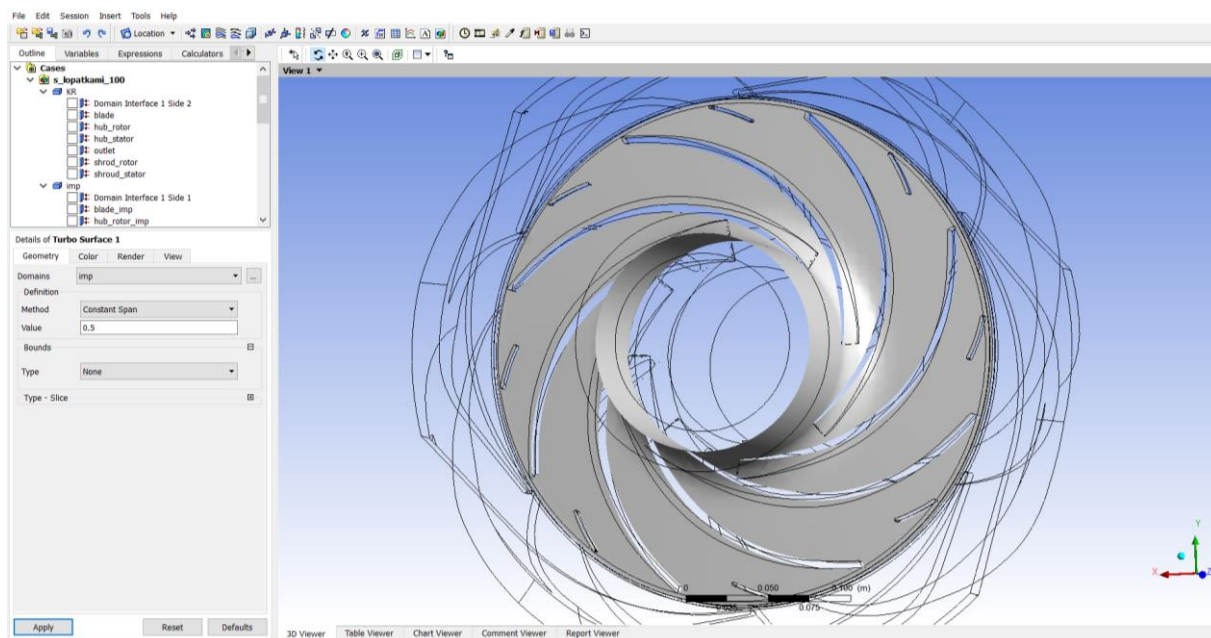


Рисунок 11.8 – Турбоповерхня

Для того, щоб побачити вектори швидкості потрібно зайти в закладку Vector ► ввести назву ► та натиснути ОК. В Domains вибираємо Impeller, так як там знаходиться наша площа, в Location вибираємо Turbo Surface 1, Factor ставимо 5 як мінімум, тому що чим більше фактор, тим рідше будуть розташовані вектори, натискаємо Apply (рис. 11.9).

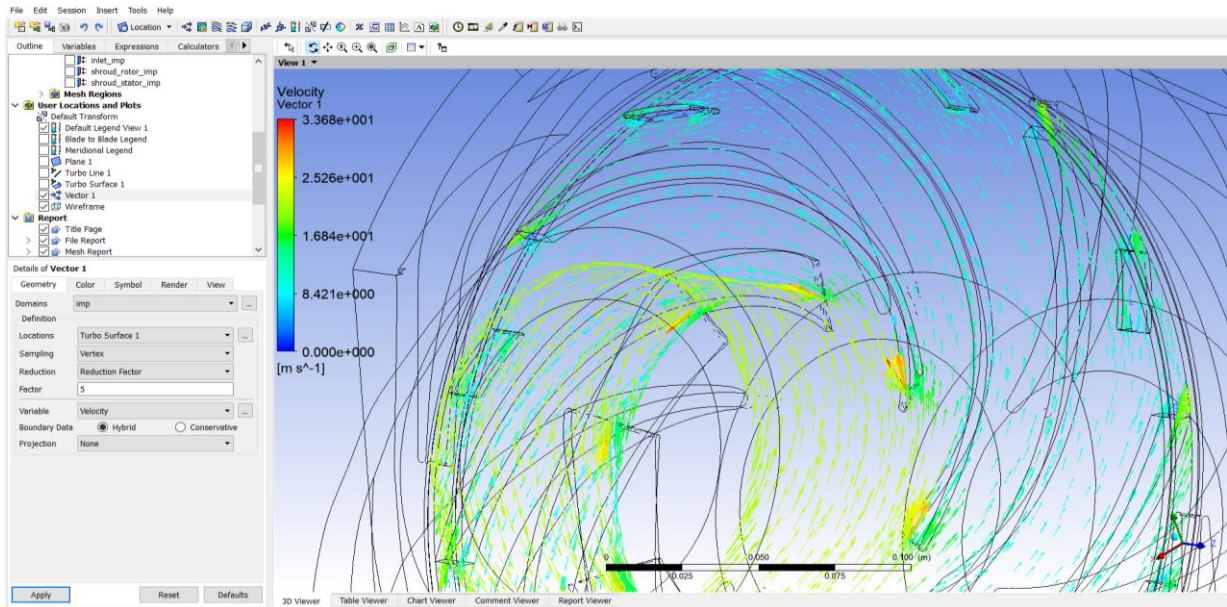


Рисунок 11.9 – Швидкість на турбоповерхні

Для того, щоб зробити картинку більш естетичною вимикаємо Wireframe. Заходимо в Location та натискаємо Polyline. Ця лінія може окреслювати контури площі, тим самим можна побачити, де у нас які поверхні. В Method вибираємо Boundary Intersection, в Boundary list – на перетині чого створювати контур, в Intersect With – пересікання чим, натискаємо Apply (рис. 11.10).

Щоб побачити абсолютну швидкість в РК та НА потрібно створити вектор, заходимо в закладку Vector ► вводимо назву ► та натискаємо ОК. В Domains вибираємо Imp та KR, так як там знаходиться наша площа, в Location вибираємо Turbo Surface 1, Factor ставимо 5, в пункті Variable вибираємо Velocity in Stn Frame, натискаємо Apply. Ця картинка дозволяє оцінити правильність вибору обертання РК, та побачити потік на виході з нього (рис. 11.11).

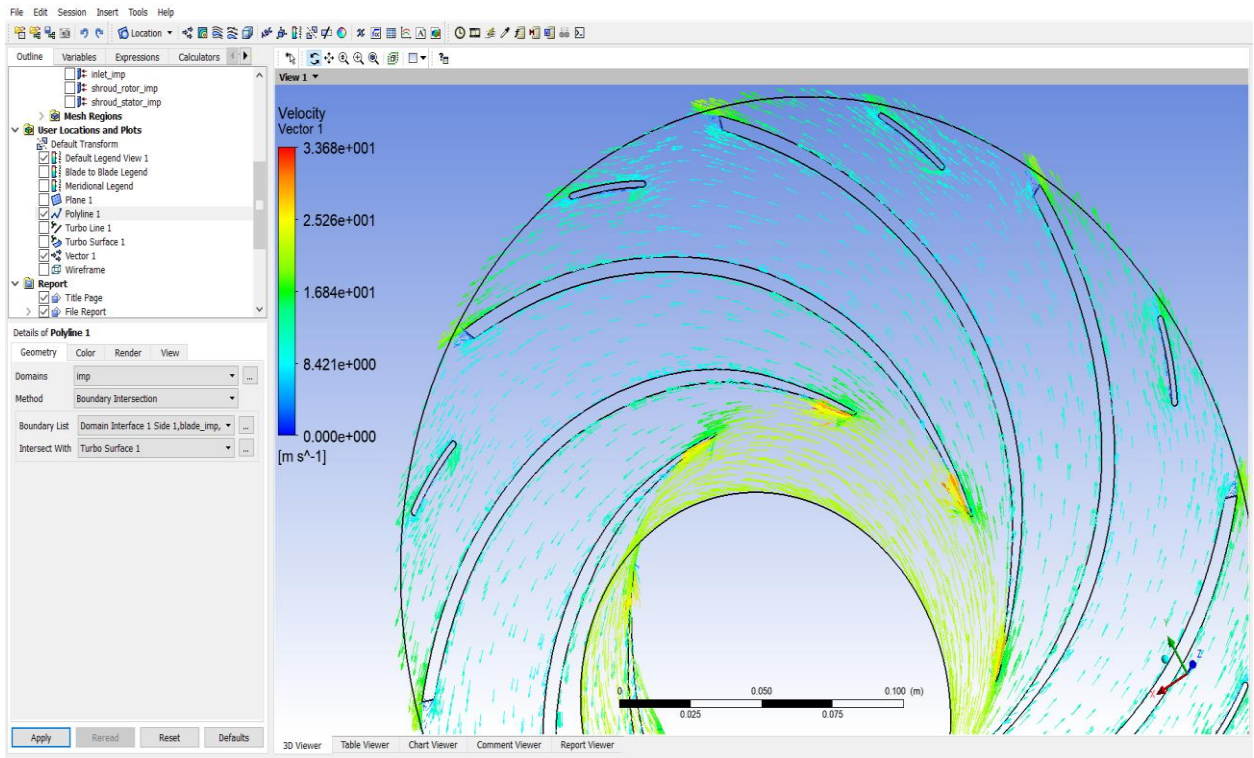


Рисунок 11.10 – Швидкості на турбоповерхні з полілінією в РК

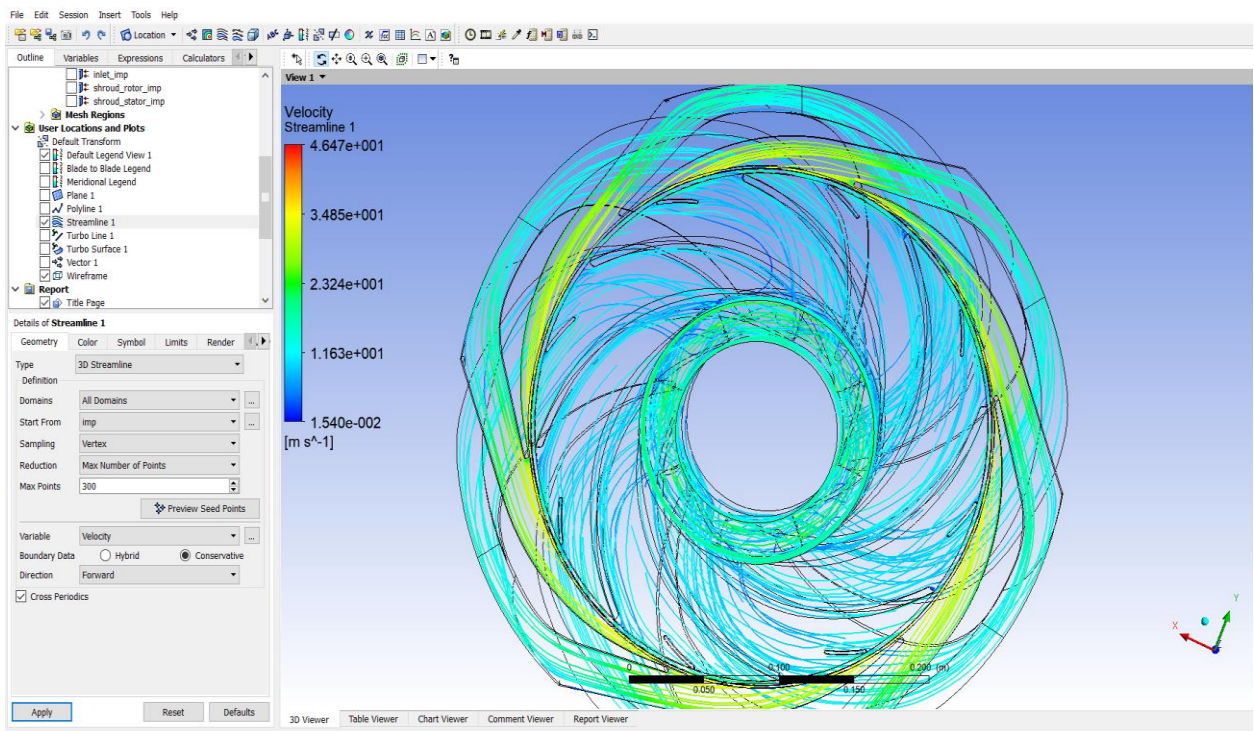
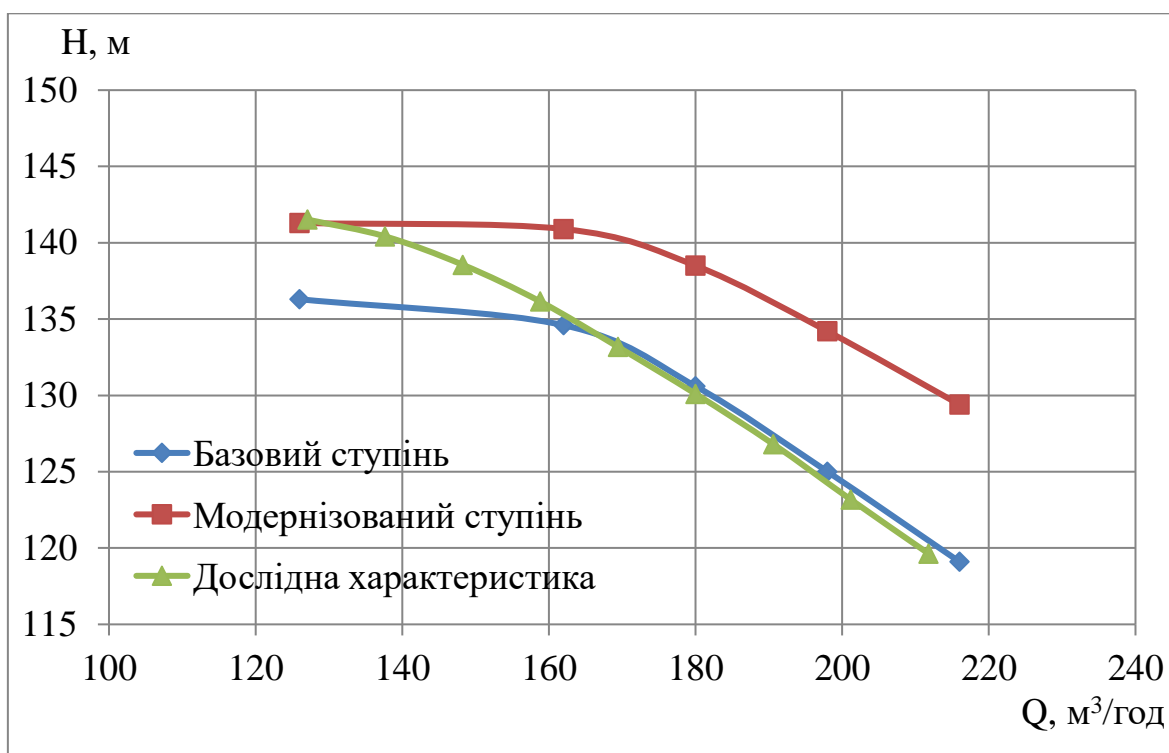
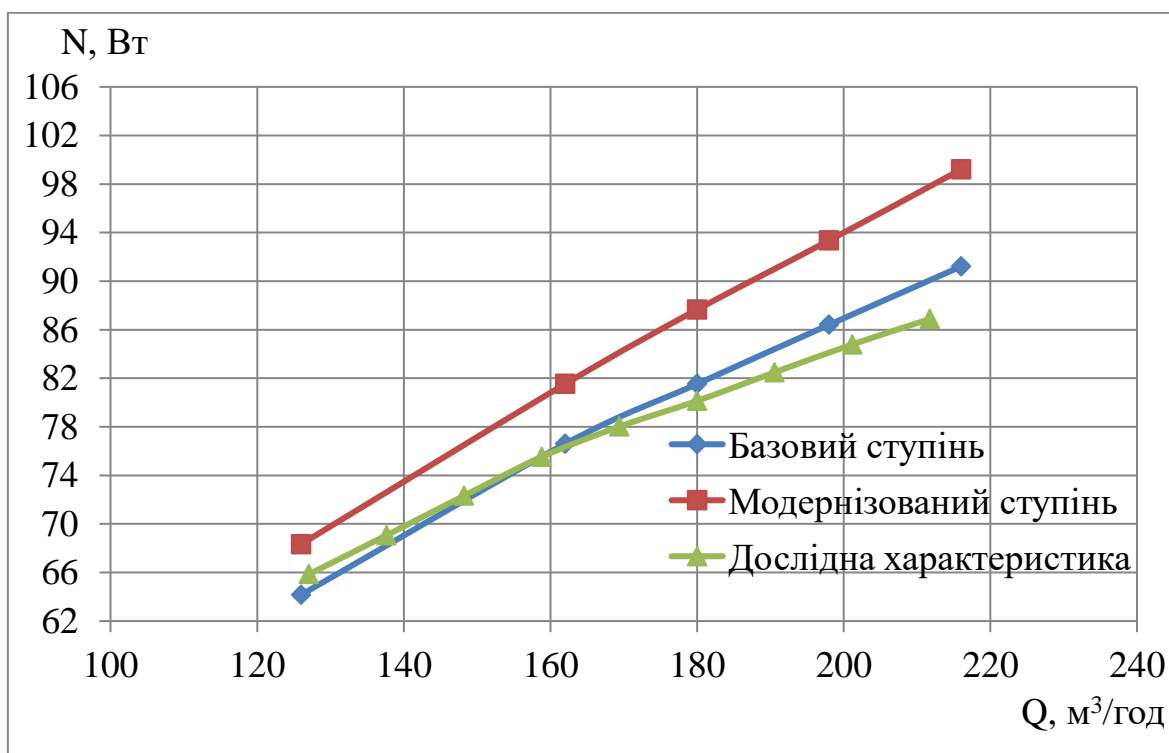


Рисунок 11.11 – Лінії течії в РК та НА

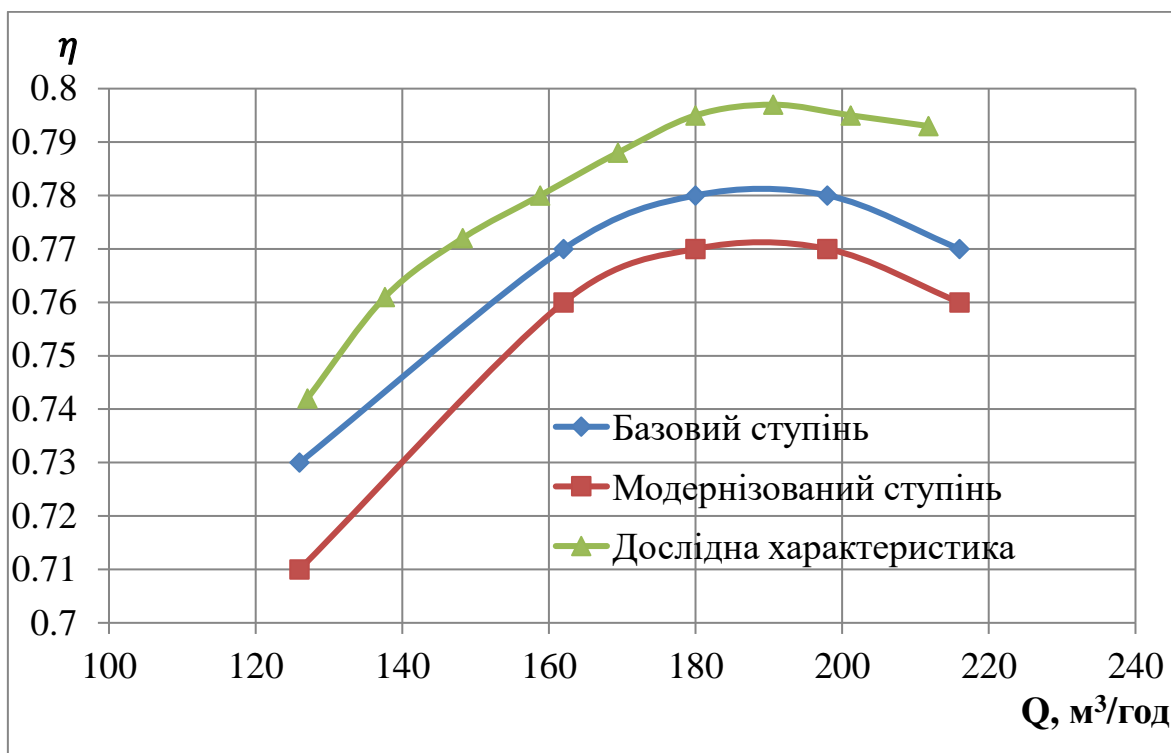
11.3 Результати розрахунку



a)



б)



в)

Рисунки 11.12 – Характеристики: а) напору; б) потужності; в) ККД

Аналізуючи результати розрахунку можемо зробити висновок, що завдяки запропонованій модернізації РК отримали підвищення напору насоса на рівні напору одного ступеню. Таким чином, використавши модернізоване РК можемо зменшити кількість ступенів насоса на один забезпечуючи вихідний напір.

12. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

12.1 Розрахунок собівартості насоса ЦНС 180-1775

Розрахунок собівартості насоса ЦНС 180-1775 проводимо згідно [13].

12.1.1 Визначення собівартості і проекту оптової ціни проектованої конструкції

На стадії проектування при визначенні собівартості виготовлення конструкції можуть бути використані збільшені методи розрахунку. Вибір того чи іншого методу залежить від ступеня новизни прийнятого технічного рішення. При цьому можливі три варіанти:

- проектована конструкція є модернізацією базової;
- проектована нова конструкція має виріб-аналог;
- проектована конструкція є принципово новою, яка не має аналогів.

У першому варіанті собівартість проектованої конструкції може бути визначена "методом коригування". У такому випадку собівартість проектованої машини визначаємо за формулою:

$$C_{\Pi} = C_a - C_{ан} + C_{пр} + C_{сб}, \quad (12.1)$$

де C_{Π} – собівартість проектованої машини;

C_a – собівартість існуючої машини-аналога;

$C_{ан}$ – собівартість анульованих елементів;

$C_{пр}$ – собівартість знову проектованих елементів;

$C_{сб}$ – зміна собівартості складальних робіт, що впливають з виробничих конструктивних змін.

Дані для розрахунку наведені в таблиці 12.1.

$$C_{\Pi} = 57600 + 731 + 8840 + 5130 + 24130 + 42000 + 350 + 525 + 1200 + \\ + 592 + 1175 + 2,05 + 4 + 1300 = 143579,05 \text{ [грн]}.$$

Таблиця 12.1 – Матеріали

№ п/п	Деталь	Матеріал деталі	Маса, кг	Кіл., шт.	Ціна 1 кг матеріалу, грн.	Сума, грн.
1.	Корпус	СЧ20	1152	1	50	57600
2.	Робоче колесо (1 ст.)	Сталь 20Х13Л	8,6	1	85	731
3.	Робоче колесо (пром. ст.)	Сталь 20Х13Л	8	13	85	8840
4.	Вал	Сталь 40Х	171	1	30	5130
5.	Направляючий апарат	Сталь 20Х13Л	22	13	85	24310
6.	Секція насоса	СЧ20	60	14	50	42000
7.	Ущільнююче кільце	СЧ20	0,5	14	50	350
8.	Ущільнююче кільце на всм.кришці	10Х17Н13М2Т	3,5	1	150	525
9.	Муфта	Сталь 20	60	1	20	1200
10.	Рубашка вала	Сталь 20Х13	7,4	1	80	592
11.	Фланець	Ст 3	23,5	2	25	1175
12.	Прокладка	Пароніт	0,025	1	82	2,05
13.	Втулка упорна	СЧ20	0,08	1	50	4
14.	Шпилька	СЧ20	3,25	8	50	1300

12.1.2 Визначення витрат на основні матеріали і покупні вироби

Так як, склад і структура матеріалів і напівфабрикатів, необхідних для нової машини, подібні аналогічним освоєної у виробництві конструкції, то розрахунок величини здійснюємо таким чином:

$$Z_{\text{пок}} = \sum_{i=1}^n C_{\text{пок.і}} \cdot N_{\text{пок.і}}, \quad (12.2)$$

де $C_{\text{пок.і}}$ – відповідно оптова ціна 1-го виду матеріалу і типорозміру покупного виробу; n – число видів матеріалів, напівфабрикатів і покупних виробів.

$N_{\text{пок.і}}$ – кількість покупних виробів 1-го типорозміру на одиницю виробу, шт.

Дані для розрахунку наведені в таблиці 12.2.

Таблиця 12.2 – Витрати на основні матеріали і покупні вироби

№ п/п	Найменування	Кількість, шт.	Ціна, грн.	Сума, грн.
1.	Підшипники ковзання	2	1100	2200
2.	Торцеве ущільнення	2	28322	56644
3.	Кільце 385-50	13	55,50	721,5
4.	Кільце 290-50	1	48,25	48,25
5.	Кільце130-140-58-2-2	1	50	50
6.	Гідроп'ята	1	-	-
7.	Вироби кріплення	75	-	6000
8.	Масило I-20	1	1300	1300

$$Z_{\text{пок}} = 2200 + 56644 + 721,5 + 48,25 + 50 + 6000 + 1300 = 66963,75 \text{ [грн]}.$$

12.1.3 Розрахунок трудомісткості і заробітної плати виробничих робітників

Основну заробітну плату виробничих робітників визначаємо за формулою:

$$C_3 = C_{\text{ч}} \cdot K_{\text{ср}} \cdot T_{\text{н}} \cdot K_{\text{пр}}, \quad (12.3)$$

де $C_{\text{ч}}$ – годинна тарифна ставка першого розряду робітників-відрядників з нормальними умовами праці. Визначається за даними заводу-виготовлювача або збільшитись може бути прийнята в розмірі 25,5, [грн/год];

$K_{\text{ср}}$ – тарифний коефіцієнт, що відповідає середньому розряду робіт ($K_{\text{ср}} = 1,33$);

$T_{\text{н}}$ – трудомісткість нового виробу, н. час;

$K_{\text{пр}}$ – коефіцієнт, який враховує розмір премії ($K_{\text{пр}} = 1,4$).

Трудомісткість нового виробу визначаємо за формулою:

$$T_H = T_a \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{Q_H}{Q_a}\right)^2} \cdot K_{\text{нов}}, \quad (12.4)$$

де T_a – трудомісткість робіт виробу-аналога, н.год. Приймаємо $T_a = 1800$;

Q_H, Q_a – відповідно маса проектованої конструкції і виробу-аналога, т;

$K_{\text{нов}}$ – коефіцієнт новизни проектованої конструкції. Допускається використовувати значення даного коефіцієнта, виходячи з експертної оцінки. Приймаємо $K_{\text{нов}} = 1$.

$$T_H = 1800 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{3790}{3680}\right)^2} \cdot 1 = 1836 \text{ [н. год]}.$$

Тоді заробітна платня:

$$C_3 = 25,5 \cdot 1,33 \cdot 1836 \cdot 1,4 = 87175,12 \text{ [грн]}.$$

Додаткова заробітна платня виробничих працівників, визначається у відсотках від основної заробітної платні. Відсоток додаткової заробітної платні складає 15% від основної заробітної платні виробничих працівників, тобто:

$$C_{\text{дод}} = \frac{15\% \cdot C_3}{100\%}, \quad (12.5)$$

$$C_{\text{дод}} = \frac{15\% \cdot 87175,12}{100\%} = 13076,27 \text{ [грн]}.$$

Нарахування на заробітну платню нараховується у відсотках від суми основної та додаткової заробітної платні виробничих працівників та враховує відрахування на соціальне страхування в розмірі 22%:

$$C_H = (C_3 + C_{\text{дод}}) \cdot 0,22, \quad (12.6)$$

$$C_H = (87175,12 + 13076,27) \cdot 0,22 = 22055,28 \text{ [грн]}.$$

Витрати на відшкодування зношення спеціальних пристосувань та інструментів визначаємо в розмірі 15% від основної заробітної платні:

$$C_{\text{інст}} = 0,15 \cdot C_3, \quad (12.7)$$

$$C_{\text{інст}} = 0,15 \cdot 87175,12 = 13076,26 \text{ [грн]}.$$

12.1.4 Визначення накладних витрат

До накладних витрат відносяться: витрати по утриманню та експлуатації обладнання, цехові, загальнозаводські і позавиробничі витрати.

- Витрати по утриманню та експлуатації обладнання.

$$C_{\text{в.у}} = \frac{C_3 \cdot K_{\text{в.у}}}{100\%}, \quad (12.8)$$

де $K_{\text{в.у}}$ – відсоток витрат по утриманню та експлуатації обладнання до основної заробітної платні. Визначається за даними заводу-виготовлювача. При відсутності даних цей показник може бути прийнятий в розмірі $K_{\text{в.у}} = 220 - 250\%$.

$$C_{\text{в.у}} = \frac{87175,12 \cdot 235\%}{100\%} = 204861,53 \text{ [грн]}.$$

- Цехові витрати.

Визначаємо у відсотках від основної заробітної платні виробничих працівників за формулою:

$$C_{\text{ц.в}} = \frac{C_3 \cdot K_{\text{ц.в}}}{100\%}, \quad (12.9)$$

де $K_{\text{ц.в}}$ – відсоток цехових витрат до основної заробітної платні виробничих працівників. Визначається за даними заводу-виготовлювача. При відсутності даних цей показник може бути прийнятий в розмірі $K_{\text{ц.в}} = 150 - 200\%$.

$$C_{\text{ц.в}} = \frac{87175,12 \cdot 175\%}{100\%} = 152556,46 \text{ [грн]}.$$

– Загальнозаводські витрати.

Визначаємо у відсотках від основної заробітної платні виробничих працівників:

$$C_{з.в} = \frac{C_з \cdot K_{з.в}}{100\%}, \quad (12.10)$$

де $K_{з.в}$ – відсоток загальнозаводських витрат до основної заробітної платні виробничих працівників. Визначається за даними заводу-виготовлювача або в розмірі $K_{з.в} = 350 - 400\%$ від основної заробітної платні.

$$C_{з.в} = \frac{87175,12 \cdot 375\%}{100\%} = 326906,7 \text{ [грн]}.$$

Виробничу собівартість виробу, який проектуємо визначаємо як суму всіх розрахованих витрат за статтями калькуляції:

$$C_{\text{вир.}} = 143579,05 + 66963,75 + 87175,12 + 13076,27 + 22055,28 + 13076,26 \\ + 204861,53 + 152556,46 + 326906,7 = 1030250,42 \text{ [грн]}.$$

– Позавиробничі витрати.

Визначаємо у відсотку від виробничої собівартості проєктованого виробу. Відсоток позавиробничих витрат приймаємо за даними заводу-виготовлювача виробу-аналога в розмірі 3 – 5% від виробничої собівартості.

$$C_{п.в} = 0,03 \cdot C_{\text{вир.}}, \quad (12.11)$$

$$C_{п.в} = 0,03 \cdot 1030250,42 = 30907,51 \text{ [грн]}.$$

Повна собівартість виробу:

$$C_{\text{пов}} = C_{\text{вир.}} + C_{п.в}, \quad (12.12)$$

$$C_{\text{пов}} = 1030250,42 + 30907,51 = 1061157,92 \text{ [грн]}.$$

12.1.5 Визначення планових накопичень та договірної ціни проектуємого виробу:

– Планові накопичення.

Визначаємо виходячи з умови рентабельності виробу до повної його собівартості за формулою:

$$\Pi = \frac{C_{\text{пов}} \cdot P}{100\%}, \quad (12.13)$$

де $C_{\text{пов}}$ – повна собівартість проектуємого виробу, тис.грн;

P – рентабельність виробу, %. Приймається за даними заводу-виготовлювача виробу-аналога. При їх відсутності рентабельність може бути прийнята на рівні 25%.

$$\Pi = \frac{1061157,92 \cdot 25\%}{100\%} = 265289,48 \text{ [грн]}.$$

– Договірна ціна.

Договірну оптову ціну визначаємо методом «витрати + прибуток» як суму повної собівартості проектуємого виробу та планових накопичень:

$$C_{\text{опт}} = C_{\text{пов}} + \Pi, \quad (12.14)$$

$$C_{\text{опт}} = 1061157,92 + 265289,48 = 1326447,4 \text{ [грн]}.$$

Отримані розрахунки заносимо до таблиці 12.3.

Таблиця 12.3 – Планова калькуляція собівартості насосу ЦНС 180 – 1775

№ п/п	Стаття витрат	Сума,грн.
1.	Сировина та основні матеріали	143579,05
2.	Покупні вироби та напівфабрикати	66963,75
3.	Основна заробітна плата	87175,12
4.	Додаткова заробітна плата	13076,27
5.	Нарахування на заробітну плату	22055,28
6.	Витрати на відшкодування зношення спеціальних пристосувань та інструментів	13076,26
7.	Витрати по утриманню та експлуатації	204861,53
8.	Цехові витрати	152556,46
9.	Загальнозаводські витрати	326906,7
10.	Виробнича собівартість	1030250,42
11.	Позавиробничі витрати	1061157,92
12.	Повна собівартість	1061157,92

13. РОЗРОБКА МАРШРУТНОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ

Розробку маршрутного технологічного процесу проводимо згідно [14].

Маршрутний технологічний процес будемо розробляти для деталі «Вал».

Вал насоса є базовою деталлю ротора, на яку при роботі насоса діє навантаження. При розробці технологічного процесу виготовлення вала доводиться вирішувати багато однотипних завдань, тому доцільно користуватися типовими процесами.

13.1 Основні технологічні задачі

– Точність розмірів. Точними поверхнями валів є, як правило, його опорні шийки, поверхні під деталі, що передають крутний момент. Зазвичай вони виконуються по 6 – 7 - му квалітету.

– Точність форми. Найбільш точно регламентується форма в поздовжньому і поперечному перетинах у опорних шийок під підшипники кочення. Допуск на круглість і на похибку профілю в поздовжньому перетині не повинен перевищувати 0,25 – 0,5 допуску на діаметр в залежності від типу і класу точності підшипника.

– Точність взаємного розташування поверхонь. Для більшості валів головним є виконання співвісності робочих поверхонь, а також перпендикулярності робочих торців базових поверхонь. Як правило, ці величини складають від 0,01 до 0,1 мм.

– Якість поверхневого шару. Шорсткість базових поверхонь становить зазвичай $R_a = 2,5 - 0,63$ мкм, робочих торців $R_a = 3,2 - 1,25$ мкм, інших невідповідальних поверхонь $R_z = 80 - 20$ мкм. Вали можуть бути сирими і термообробленими. Твердість поверхневих шарів, спосіб термообробки можуть бути дуже різними в залежності від конструктивного призначення валів.

13.2 Матеріал та заготовки

Вали в основному виготовляють з конструкційних і легованих сталей, до яких пред'являються вимоги високої міцності, хорошої оброблюваності, малої чутливості до концентрації напружень, а також підвищеної зносостійкості. Цим вимогам задовольняють сталі марок 35, 40, 45, 40Г, 50Г, 40Х.

Продуктивність механічної обробки валів багато в чому залежить від виду заготовки, її матеріалу, розміру і конфігурації, а також від характеру виробництва. Заготовки отримують відрізкою від гарячекатаних або холодноотягнутих нормальних прутків і безпосередньо піддають механічній обробці. Заготовки такого виду застосовують в основному в дрібносерійному і одиничному виробництві, а також при виготовленні валів з невеликою кількістю ступенів, і незначними перепадами їх діаметрів.

У виробництві з більш значним масштабом випуску, а також при виготовленні валів більш складної конфігурації з великою кількістю ступенів, які значно відрізняються за діаметром, заготовки доцільно отримувати методом пластичної деформації. Ці методи (кування, штампування, періодичний прокат, обтиснення на ротаційно-кувальних машинах, електровисадка) дозволяють отримувати заготовки, за формою і розмірами найбільш схожі до готової деталі, що значно підвищує продуктивність механічної обробки і знижує металоємність виробу.

Вибір найбільш раціонального способу отримання заготовки в кожному окремому випадку визначається комплексно з урахуванням техніко-економічної доцільності. Зі збільшенням масштабу випуску особливого значення набувають ефективність використання металу і скорочення трудомісткості механічної обробки. Тому в великосерійному і масовому виробництві переважають методи отримання заготовок з коефіцієнтом використання металу від 0,7 і вище (відношення маси деталі до норми витрати металу), що доходить в окремих випадках до 0,95.

При механічній обробці валів на налаштованих і автоматизованих верстатах велике значення набуває і точність заготовки.

13.3 Основні схеми базування

Основними базами переважної більшості валів є поверхні його опорних шийок. Однак використовувати їх в якості технологічних баз для обробки зовнішніх поверхонь, як правило, важко, особливо за умови збереження єдності баз. Тому при більшості операцій за технологічні бази приймають поверхні центрових отворів з обох торців заготовки, що дозволяє обробляти майже всі зовнішні поверхні вала на одиничних базах з установкою його в центрах.

Складаємо маршрут технологічного процесу механічної обробки деталі «Вал». Він складається із 5 механічних операцій. Для кожної операції вибрано металорізальне обладнання, різальний та вимірювальний інструмент.

Технологічний маршрут механічної обробки вала:

– 05 Заготівельна. Спосіб отримання заготовки – штампування на горизонтально-кувальній машині (ГКМ). ГКМ являють собою горизонтальні кривошипні гарячі штампувальні преси зусиллями 6,3 ... 125 МН.

– 10 Фрезерно-центрувальна. На даній операції обробляються поверхні, показані на рисунку 13.1.

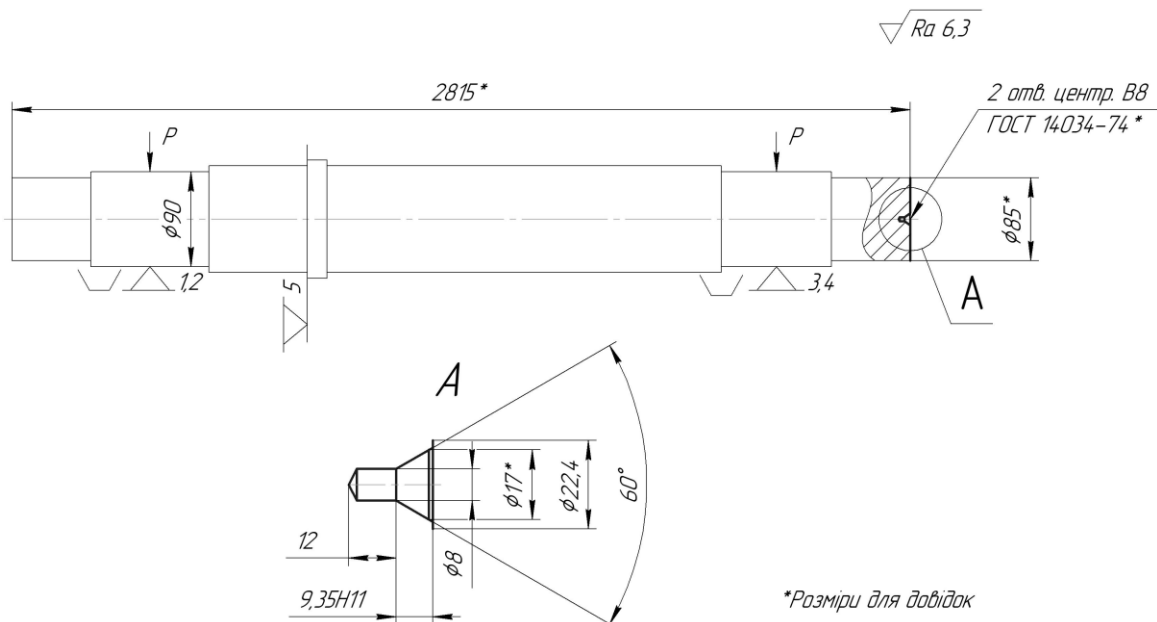


Рисунок 13.1 – Операційний ескіз (операція 10)

Деталь базується і закріплюється в спеціальному пристосуванні . В цілому деталь позбавлена п'яти ступенів свободи , мають місце дві технологічні бази:

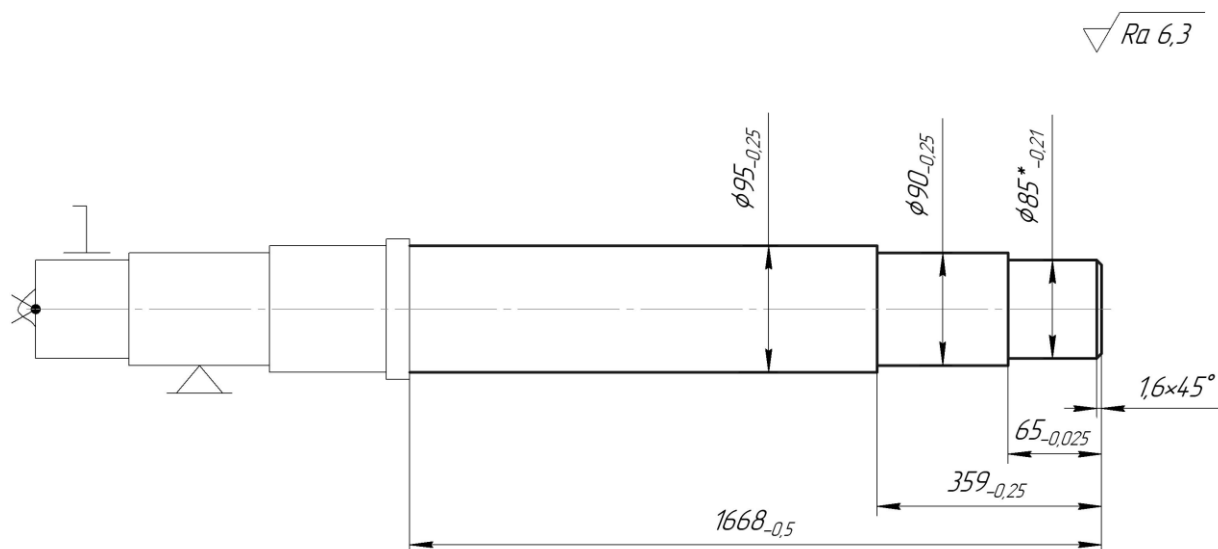
- Подвійна напрямна – циліндричні поверхні $\varnothing 89$, позбавляє деталь 4-х ступенів свободи : переміщень уздовж осей X і Y і обертань навколо осей X і Y;
- Опорна – торець уступу, позбавляє деталь одного ступеня свободи: переміщень уздовж осі Z.

Обладнання: фрезерно-центрувальний верстат мод. 2А620.

Ріжучий інструмент: фреза 2214-0331 Р6М5 ГОСТ 1092-80 [15] * (2 штуки); свердло 2352-0006 Р6М5 ГОСТ 14952-75 [16] * (2 штуки).

Вимірювальний інструмент: штангенциркуль ШЦ-III-1200-0,1 ГОСТ 166-89[17];
калібр спеціальний В8.

– 15 Токарно-гвинторізна. На даній операції обробляються поверхні, показані на рисунку 13.2.



*Разміри для довідок

Рисунок 13.2 – Операційні ескіз (операція 15).

Деталь базується і закріплюється в центрах. В цілому деталь позбавлена п'яти ступенів свободи, мають місце дві технологічні бази:

- Короткий конус – лівий центровий отвір, позбавляє деталь 3-х ступенів свободи: переміщення уздовж осі Z і обертань навколо осей X і Y ;
- Подвійна опорна – праве центрове отвір, позбавляє деталь 2-х ступенів свободи: переміщення уздовж осей X і Y.

Обладнання: токарно-гвинторізний верстат мод.16К20 .

Оснащення: патрон 7108-0052 ГОСТ 2572-72 [18]; хомутик 7107-0036 ГОСТ 2578-70 [19]; центр 7032-0018 ГОСТ 13214-85 [20]; центр А-1-2-НП ГОСТ 8742-75[21]; люнет спеціальний.

Ріжучий інструмент : різець 2141-0057 Т5К10 ГОСТ 18883-73 [22].

Вимірювальний інструмент : штангенциркуль ШЦ -I-125-0,1 ГОСТ 166-89 [17]; штангенциркуль ШЦ-III-630-0,1 ГОСТ 166-89 [17].

– 20 Токарно-гвинторізна. На даній операції обробляються поверхні, показані на рисунку 13.3.

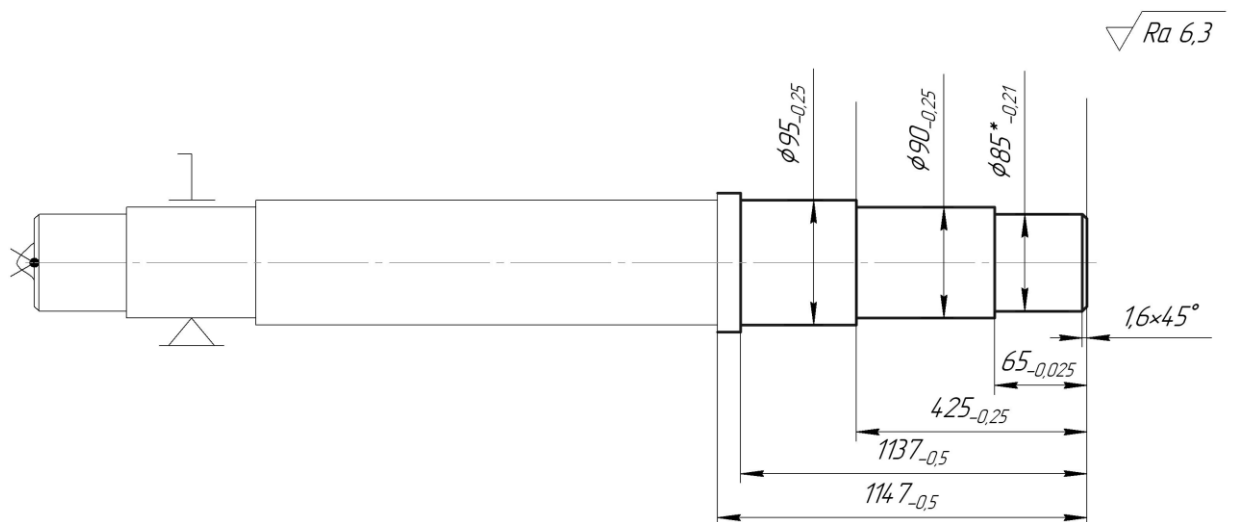


Рисунок 13.3 – Операційний ескіз (операція 20)

Деталь базується і закріплюється в центрах. В цілому деталь позбавлена п'яти ступенів свободи, мають місце дві технологічні бази:

- Короткий конус – лівий центровий отвір, позбавляє деталь 3-х ступенів свободи: переміщення уздовж осі Z і обертань навколо осей X і Y;
- Подвійна опорна – правий центровий отвір, позбавляє деталь 2-х ступенів свободи: переміщень уздовж осей X і Y.

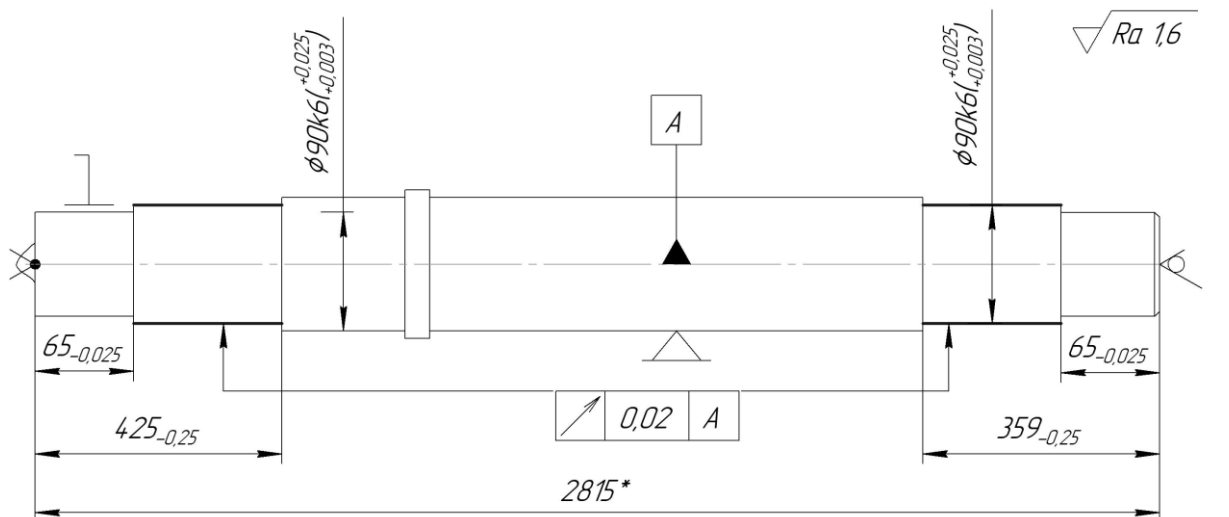
Обладнання: токарно-гвинторізний верстат мод.16К20.

Оснащення: патрон 7108-0052 ГОСТ 2572-72 [18]; хомутик 7107-0036 ГОСТ 2578-70 [19]; центр 7032-0018 ГОСТ 13214-85 [20]; центр А-1-2-НП ГОСТ 8742-75 [21]; люнет спеціальний.

Ріжучий інструмент: різець 2141-0057 Т5К10 ГОСТ 18883-73 [22].

Вимірювальний інструмент: штангенциркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-89 [17]; штангенциркуль ШЦ-III-630-0,1 ГОСТ 166-89 [17].

– 25 Круглошліфувальна. На даній операції обробляються поверхні, показані на рисунку 13.4.



1.*Разміри для довідок
2. H14; h14; $\pm IT14/2$

Рисунок 13.4 – Операційний ескіз (операція 25)

Деталь базується і закріплюється в центрах. В цілому деталь позбавлена п'яти ступенів свободи, мають місце дві технологічні бази:

- Короткий конус – лівий центровий отвір, позбавляє деталь 3-х ступенів свободи: переміщення уздовж осі Z і обертань навколо осей X і Y;
- Подвійна опорна – правий центровий отвір, позбавляє деталь 2-х ступенів свободи: переміщень уздовж осей X і Y.

Обладнання: круглошліфувальний верстат мод. 3М193.

Оснащення: патрон 7108-0052 ГОСТ 2572-72 [18]; хомутик 7107-0036 ГОСТ 2578-70 [19]; центр 7032-0018 ГОСТ 13214-85 [20]; центр А-1-2-НП ГОСТ 8742-75 [21]; люнет спеціальний.

Ріжучий інструмент: круг ПВ 125x50x32 33А50ПСМ16-7К8А 35м/с ГОСТ 2424-83 [23].

Допоміжний інструмент: оправка 32x25 ГОСТ 2270-78 [24].

Вимірювальний інструмент: штангенциркуль ШЦ-ІІ-250-0,1 ГОСТ 166-89 [17]; скоба 8113-0161 к6 ГОСТ 18362-73 [25].

– 30 Вертикально-фрезерна. На даній операції обробляються поверхні, показані на рисунку 13.5.

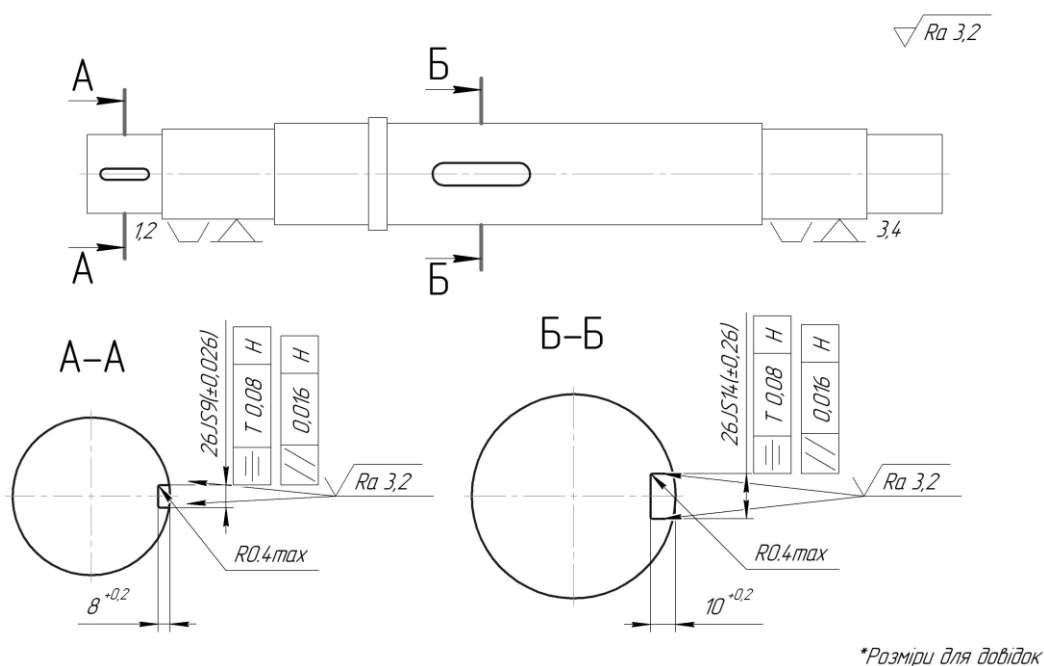


Рисунок 13.5 – Операційний ескіз (операція 30)

Деталь базується і закріплюється в спеціальному пристосуванні. В цілому деталь позбавлена п'яти ступенів свободи, мають місце дві технологічні бази:

- Подвійна напрямна – циліндричні поверхні $\varnothing 20$ і $\varnothing 45$, позбавляє деталь 4-х ступенів свободи: переміщень уздовж осей X і Y і обертань навколо осей X і Y;
- Опорна – торець уступу, позбавляє деталь одного ступеня свободи: переміщень уздовж осі Z.

Обладнання: вертикально-фрезерний верстат мод. 6P13.

Ріжучий інструмент: фреза 2220-0021 P6M5 ГОСТ 17025-71 [26]; фреза 2234-0355 P6M5 ГОСТ 9140-78 [27].

Допоміжний інструмент: патрон 2-40-20-90 ГОСТ 26539-85 [28]; патрон 2-40-5-90 ГОСТ 26539-85 [28].

Вимірювальний інструмент: штангенциркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-89 [17]; призма 8314-0097-5 ГОСТ 24114-80 [29]; калібр плоский для контролю паза $b = 8IS9$.

14. РОЗДІЛ З ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКИ В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

14.1 Аналіз шкідливих та небезпечних факторів, що виникають під час експлуатації насосного обладнання

Шкідливий виробничий фактор – виробничий фактор, вплив якого може призвести до погіршення стану здоров'я зниження працездатності працівника.

Небезпечний виробничий фактор – виробничий фактор, дія якого за певних умов може призвести до травм або іншого раптового погіршення здоров'я працівника.

Під час експлуатації насосного обладнання виділяють дві групи небезпечних та шкідливих факторів, які діють на нього: фізичні та хімічні.

До фізичних небезпечних та шкідливих виробничих факторів належать:

- рухомі машини та механізми;
- пересувні частини виробничого устаткування;
- підвищена запиленість та загазованість повітря робочої зони;
- підвищена чи знижена температура поверхонь устаткування, матеріалів чи повітря робочої зони;
- підвищений рівень шуму, вібрацій, інфразвукових коливань, ультразвуку, іонізуючих випромінювань, статичної електрики, електромагнітних випромінювань, ультрафіолетової чи інфрачервоної радіації;
- підвищені чи знижені барометричний тиск, вологість, іонізація та рухомість повітря;
- небезпечне значення напруги в електричному колі; підвищена напруженість електричного чи магнітного полів;
- відсутність чи нестача природного світла;
- недостатня освітленість робочої зони; підвищена яскравість світла;
- пряме та відбите випромінювання, що створює засліплюючу дію [30].

До хімічних небезпечних та шкідливих виробничих факторів належать хімічні речовини, які за характером дії на організм людини поділяються на:

- загальнотоксичні;
- подразнюючі;
- сенсibiliзуючі;
- канцерогенні;
- мутагенні;
- такі, що впливають на репродуктивну функцію.

Основними ж небезпечними факторами, що можуть виникнути під час експлуатації насосного обладнання є: механічна небезпека (небезпека механічних ушкоджень); енергетична небезпека (небезпека поразки електричним струмом) та пожежна небезпека.

Механічна небезпека (з НПАОП 0.00-1.07-94) [31]. Джерелом механічних травм на приводі є муфта, яка не закрита ні чим. Основними заходами, спрямованими на недопущення механічних ушкоджень, є: обгороджування усіх механізмів, що обертаються, облаштування спеціальних проходів. Щоб запобігти будь яких травм зі з боку муфти треба захистити її захисним кожухом.

Енергетична небезпека. Поразка електричним струмом може статися при торканні до відкритих струмоведучих частин, при ушкодженні ізоляції провідників, при зіткненні з устаткуванням, що випадково виявилось під напругою. Небезпечним для людини є струм промислової частоти 50 Гц і величиною 0,05 А (50 мА). Захист від поразки струмом досягається ізоляцією струмоведучих частин, захисним заземленням. Опір контуру заземлення біля насоса – 4 Ом. Електричні заходи безпеки насосного обладнання, як правило забезпечують електробезпекою комплектуючого електрообладнання (електродвигуна), що підтверджується сертифікатом відповідності. В умовах експлуатації двигуни повинні бути заземлені.

Пожежна небезпека. До протипожежного інвентаря відносять бочки з водою, ящики з піском, лопати, сокири, багри, відра та інші пристосування. Протипожежний інвентар офарблюють в червоний колір. На ящику білою фарбою

роблять напис "Для гасіння пожежі", на відрах - "Пожежне відро". Комплект первинних засобів гасіння пожежі збирають на щитах, які вивішують на видних і досяжних місцях. Місця розміщення щитів визначаються за узгодженням з пожежною охороною. До первинних засобів пожежогасінні відносяться також азбестові і грубошерстні полотна (кошма, повсть). Вони призначені для гасіння вогнищ пожежі при займанні речовин, горіння яких не може відбуватися без доступу повітря. Азбестові і повстяні полотна рекомендується зберігати в металевих футлярах з кришками.

Вогнегасники, ящики з піском, лопати, ломы, багри і інші первинні засоби пожежогасінні розміщуються поблизу місць найбільш вірогідного їх застосування, на вигляді, із забезпеченням до них вільного доступу. На території об'єкту (поза приміщенням) вони групуються на спеціальних пожежних пунктах. Відповідальність за придбання пожежного інвентаря і засобів пожежогасінні покладається на керівника підприємства, а за збереження і догляд за ними на об'єктах на їх керівників. Контроль за наявністю, справністю і правильним використанням засобів пожежогасінні здійснюється відповідальною особою за пожежну безпеку.

15.2 Вогневі і газонебезпечні роботи. Їх проведення в умовах насосної станції

Газонебезпечні роботи – роботи, які проводяться на об'єктах, небезпечних щодо виділення газо-, вибухо- або пожежонебезпечних речовин, під час виконання яких є або може бути виділення в робочу зону вибухо- і пожежонебезпечної або шкідливої пари, газів та інших речовин, здатних викликати вибух, загорання, в кількостях, що перевищують гранично допустиму концентрацію, а також роботи при недостатньому вмісті кисню (об'ємна частка нижче ніж 20% у повітрі).

У переліку повинно бути вказані окремо газонебезпечні роботи:

- I групи – які виконуються з оформленням наряду-допуску;
- II групи – які виконуються без оформлення наряду-допуску, але з обов'язковою реєстрацією у відповідному журналі;

– III групи – викликані необхідністю ліквідації або локалізації аварійних ситуацій і аварій.

На проведення газонебезпечних робіт оформлюється наряд-допуск, який передбачає розробку та подальше виконання комплексу заходів з підготовки та безпечного проведення робіт.

До виконання газонебезпечних робіт допускаються особи не молодше 18 років, які пройшли медичне опосвідчення, навчені безпечним методам роботи, застосуванню засобів індивідуального захисту, правилам надання першої медичної допомоги постраждалим і пройшли перевірку знань у встановленому порядку.

Виконувати газонебезпечні роботи необхідно бригадою виконавців у складі не менше двох осіб. Члени бригади повинні бути забезпечені відповідними засобами індивідуального захисту, спецодягом, спецвзуттям, інструментом, пристосуваннями і допоміжними матеріалами.

Перед початком газонебезпечних робіт відповідальний за їх проведення опитує кожного виконавця про самопочуття. Роботи, пов'язані з можливим виділенням вибухонебезпечних речовин, повинні виконуватися у відповідному спецодязі і спецвзутті, із застосуванням інструментів і пристосувань, при роботі з якими відсутня можливість іскроутворення. Термін одноразового перебування працюючого в шланговому протигазі визначається нарядом-допуском, але не повинен перевищувати 30 хв.

Вогневі роботи – виробничі операції, пов'язані із застосуванням відкритого вогню, іскроутворенням або нагріванням деталей до температур, здатних викликати спалахування матеріалів і конструкцій.

Перелік вогневих робіт:

- електро- та газозварювання;
- бензогазорізка;
- роботи з використанням паяльних ламп;
- розігрів бітумів, смол тощо.

Місце здійснення вогневої роботи може бути постійним – призначеним для регулярних робіт, та тимчасовим – за місцем проведення конкретної роботи

(наприклад, монтаж обладнання). В будь-якому випадку, надане для роботи приміщення має бути обладнане спеціальними засобами протипожежної безпеки і оформлене переважно із негорючих матеріалів. Кожен співробітник, залучений до вогневих робіт, повинен отримати від роботодавця належним чином завірений наряд-допуск з відомостями про обсяг та час виконання робіт.

До початку роботи необхідно переконатись, що:

- робоче місце працівника звільнене від зайвих небезпечних матеріалів та речовин;
- неподалік від робітника розміщений інвентар необхідний для пожежогасіння; підлога, горючі конструкції та механізми надійно захищені від можливого возгоряння;
- в приміщенні, де будуть проводитись роботи з хімічними речовинами та газами, справно функціонують системи вентиляції;
- суміжні приміщення, устаткування, монтажні отвори та перекриття закриті протипожежними матеріалами, а двері приміщення можливо щільно закрити.

Протягом всього часу роботи здійснюється постійний експертний аналіз вмісту шкідливих речовин в повітрі у відповідному приміщенні. Робоче місце співробітника закрито протипожежною перегородкою висотою, мінімум 1,8 м та протипожежним екраном. При виході на перерву та в кінці робочої зміни устаткування та обладнання слід відключати від електромережі і прибирати до спеціально призначених місць.

Суворо заборонено залучати до вогневих робіт співробітників, які не пройшли курс навчальних інструктажів та не мають кваліфікованих посвідчень. На одязі співробітника не повинні бути наявні сліди жиру, масел, бензину тощо. Після закінчення робочої зміни працівник та керівник повинні оглянути робоче місце на предмет відсутності на ньому речей або матеріалів, що можуть спричинити ризик виникнення пожежі.

15.3 Дії персоналу у разі ураження людини електричним струмом

При ураженні електричним струмом необхідно якомога швидше звільнити потерпілого від струмопровідних частин обладнання. Дотик до струмопровідних частин (мережі під напругою) у більшості випадків призводить до судом м'язів, тобто людина самостійно не в змозі відірватися від провідника. Тому необхідно швидко відключити ту частину електрообладнання, до якої доторкається людина. Будь-яке зволікання при наданні допомоги, а також невміння того, хто допомагає, надати кваліфіковану допомогу, призводить до загибелі людини, яка знаходиться під дією струму.

При звільненні потерпілих від струмопровідних частин або проводу в електроустановках напругою до 1000 В відключають струм, використовуючи сухий одяг, палицю, дошку, шапку, сухі рукавиці, рукав одягу, діелектричні рукавиці. Провідники перерізають інструментом з ізольованими ручками, перерубують сокирою з дерев'яним сухим топорищем.

Потерпілого можна також відтягнути від струмопровідних частин за одяг, уникаючи дотику до навколишніх металевих предметів та до відкритих частин тіла потерпілого. Відтягуючи потерпілого за ноги, не можна торкатися його взуття, оскільки воно може бути сирим і стає провідником електричного струму. Той, хто надає допомогу, повинен одягнути діелектричні рукавиці або обмотати їх шарфом, натягнути на них рукав піджака або пальта. Можна також ізолювати себе, ставши на гумовий килимок, суху дошку тощо.

Після звільнення потерпілого від дії струму потрібно відразу ж надати йому необхідну медичну допомогу. Виділяють три стани людського організму внаслідок дії електроструму:

- I стан – потерпілий при свідомості. Слід забезпечити повний спокій, 2-3 годинне спостереження, виклик лікаря;
- II стан – потерпілий непритомний, але дихає. Людину покласти горизонтально, розстебнути комір і пасок, дати нюхати нашатирний спирт, викликати лікаря;

– III стан – потерпілий не дихає або дихає з перервами, уривчасто. Роблять штучне дихання і непрямий масаж серця.

Якщо потерпілий після звільнення від дії електричного струму і надання медичної допомоги прийшов до тями, його не слід одного відправляти додому або допускати до роботи. Такого потерпілого слід доставити в лікувальний заклад, де за ним буде встановлено спостереження, так як наслідки від впливу електричного струму можуть проявитися через кілька годин і привести до більш важких наслідків [32].

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Расчет и конструирование центробежных насосов / Ржебаева Н.К., Ржебаев Э.Е., 2009. – 220 с.
2. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. - Л.: Машиностроение, 1966.- 364 с.
3. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Конструкции и расчет центробежных насосов высокого давления. - М.: Машиностроение, 1971.-303с.
4. Машин А.Н. Расчет и проектирование спирального отвода и полуспирального подвода центробежного насоса: Учебное пособие.– М.: МЭИ, 1980.
5. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов.- М.: Машгиз, 1960. - 683с.
6. Центробежные компрессорные машины / Ф. М.Чистяков, В. В. Игнатенко, Н. Т. Романенко, Е. С. Фролов. – Москва: Машиностроение, 1969. – 325 с.
7. Центробежные насосы для нефтеперерабатывающих производств / А.И. Швиндин, 2011. – 188 с.
8. Малюшенко, В. В. Динамические насосы [Текст]: атлас / В.В. Малюшенко. – М. : Машиностроение, 1984. – 84 с. – 2-10.
9. Марцинковский, В. А. Насосы атомных электростанций [Текст] / В. А. Марцинковский, П. Н. Ворона. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.
10. Кавітація, причини виникнення та наслідки [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <https://aliphant-group.com.ua/news/kavitaciya-osnovnyeponyatiya-prichiny-vozniknoveniya-i-ee-sledstviya>.
11. ГОСТ 23360-78. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.
12. К выбору ширины на выходе открытых рабочих колес с прямыми лопастями, Матвеев И.В. и др.; МВТУ им. Баумана. – М., 1986. – 13с. – Деп. в ЦИНТИхимнефтемаш, 1986.

13. Методические указания к выполнению экономического раздела дипломного проекта, для студентов специальности «Гидравлические машины, гидропривод и гидропневмоавтоматика» / А.Г. Дегтяренко, А.Ю. Журавский. – Суми, 1997. – 50 с.
14. Козлова Т.А. Курсовое проектирование по технологии машиностроения [Текст]: учеб. пособие 2-е изд., перераб. и доп. Екатеринбург: Изд-во ФГАОУ ВПО «Рос. гос. проф.- пед. ун-т», 2012. 138 с.
15. ГОСТ 1092-80. Фрезы торцовые насадные диаметром от 100 до 250 мм со вставными ножами из быстрорежущей стали. Конструкция и размеры.
16. ГОСТ 14952-75. Сверла центровочные комбинированные. Технические условия.
17. ГОСТ 166-89. Штангенциркули. Технические условия.
18. ГОСТ 2572-72. Патроны поводковые для резьбовых концов шпинделей. Конструкция и размеры.
19. ГОСТ 2578-70. Хомутики поводковые для токарных и фрезерных работ. Конструкция.
20. ГОСТ 13214-79 Центры упорные. Конструкция.
21. ГОСТ 8742-75. Центры станочные вращающиеся. Типы и основные размеры.
22. ГОСТ 18883-73 Резцы токарные расточные с пластинами из твердого сплава для обработки глухих отверстий. Конструкция и размеры.
23. ГОСТ 2424-83 Круги шлифовальные. Технические условия.
24. ГОСТ 2270-78. Инструмент абразивный. Основные размеры элементов крепления.
25. Гост 18362-73. Скобы листовые для диаметров свыше 10 до 100 м. Конструкция и размеры.
26. ГОСТ 17025-71. Фрезы концевые с цилиндрическим хвостовиком. Конструкция и размеры.
27. ГОСТ 9140-78 Фрезы шпоночные. Технические условия.
28. ГОСТ 26539-85. Патроны цанговые с конусом 7:24 для крепления инструмента с цилиндрическим хвостовиком.

29. ГОСТ 24114-80. Калибры-призмы шпоночные для валов диаметром св. 22 до 200 мм. Конструкция и размеры.
30. Аналіз шкідливих та небезпечних факторів , що виникають під час експлуатації насосного обладнання [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <https://studfile.net/preview/5372266/page:2/>.
31. НПАОП 0.00-1.07-94. Правила будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском.
32. Правила надання першої допомоги при ураженні електричним струмом [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <http://lviv.dsp.gov.ua/?p=10723>.