

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри  
ПГМ

«\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

## КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему

**“Моноблочний насос типу КМ**

**на параметри  $Q=30 \text{ м}^3/\text{год}$ ,  $H=38 \text{ м}$ ,  $n=3000 \text{ об/хв}$ ”**

(Monobloc pump type КМ on the parameters:  $Q=30 \text{ м}^3/\text{h}$ .;  $H=38 \text{ м}$ ,  $n=3000 \text{ rp/min.}$ )

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»

(освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи  
та гідропневмоавтоматика»)

Виконав студент гр.ГМ.м – 81

\_\_\_\_\_

Ясичев А.В.

(підпис)

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

Керівник

\_\_\_\_\_

Ковальов І.О.

(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

Ясичеву Андрію Віталійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Моноблочний насос типу КМ на параметри  $Q=30$  м<sup>3</sup>/год,  $H=38$ м,  $n=3000$  об/хв» затверджена наказом по університету від \_\_\_ "\_\_\_" \_\_\_\_\_ 2019 р. № \_\_\_\_\_
2. Термін здачі студентом закінченої роботи 15.12.2019 р.
3. Вихідні дані до роботи: 1) Провести розрахунки і проектування моноблочного насосу на задані параметри. 2) Проаналізувати переваги і недоліки таких насосів.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які необхідно вирішити): 1) Обґрунтування вибору конструктивного типу. 2) Провести необхідні розрахунки проточної частини, компоновку агрегату, розрахунки на міцність. 3) Провести оцінку технологічності та економічності насосу. 4) Опрацювати розділ з охорони праці .
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): 1) Компоновка та осьовий розріз насосу у зборі. 2) Геометрія відводу та РК. 3) Робоче креслення РК та корпусу. 4) Технологічний процес виготовлення РК. 5) Зовнішній вигляд та дизайн блоку насоса із двигуном. 6) Схеми збірки та розбірки насосного агрегату.

6. Консультанти з роботи, із зазначенням розділів роботи

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№	Назва етапу кваліфікаційної роботи магістра	Термін виконання етапу роботи	Примітка
1	Обґрунтування обраного насосу типу КМ	травень	Переваги, недоліки
2	Розрахунки П4 і очікуване ККД	травень	
3	Розрахунки на міцність, осьову силу, ЕДв	червень	
4	Компоновка моноблочного насоса	липень	
5	Аналіз інших варіантів компоновання	серпень	
6	Виконання робочих креслень	01.09 – 15.10.19	Згідно до завдання
7	Оформлення пояснювальної записки	15.10 – 15.11.19	
8	Представлення роботи керівнику	15.11.19	Креслення та записка
9	Внесення поправок і доповнень	15.11 – 30.11.19	
10	Представлення роботи для перевірки, у т.ч. на плагіат	30.11 – 10.12.19	
11	Оформлення доповіді, отримання рецензії, передзахист	10.12 – 15.12.19	
12	Відсилення роботи до репозитарію	15.12.19	
13	Захист роботи перед ДЕК		Згідно графіку

7. Дата видачі завдання «\_\_»\_\_\_\_\_2019 р.

Студент \_\_\_\_\_  
(підпис)

Ясичев А.В.

Керівник \_\_\_\_\_  
(підпис)

Ковальов І.О.

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 88 сторінок, 21 рисунок, 16 таблиць, 27 літературних джерел.

Тема магістерської роботи: «Моноблочний насос типу КМ на параметри  $Q=30 \text{ м}^3/\text{год}$ ,  $H=38 \text{ м}$ ,  $n=3000 \text{ об/хв}$ ».

Графічні матеріали: 3 листа формату А1, 2 листа формату А3.

Мета роботи – розробка насосу типу КМ на параметри  $Q = 30 \text{ м}^3/\text{год}$ ,  $H = 38 \text{ м}$ .

Відповідно до поставленої мети було:

- обґрунтовано вибір конструктивної схеми насоса;
- проведено розрахунок розмірів складових частин насоса;
- виконані гідравлічні розрахунки проточної частини насосу;
- виконаний розрахунок сальникового ущільнення, розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом, розрахунок насоса на кавітацію, розрахунок підшипників кочення, вибрано електродвигун;
- розраховано у економічному розділі собівартість насоса КМ 30-38.

У розділі охорони праці було розглянуто такі питання: аналіз шкідливих та небезпечних факторів, що виникають під час експлуатації насосного агрегату; правила організації робіт на висоті; порядок евакуації відвідувачів із спортивної споруди під час виникнення пожежі.

Ключові слова: **МОНОБЛОЧНИЙ НАСОС, РОБОЧЕ КОЛЕСО, СПІРАЛЬНИЙ ВІДВІД, НАПІР, ВТРАТИ, ПРОТОЧНА ЧАСТИНА.**

## ЗМІСТ

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

РЕФЕРАТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ.....	8
ВСТУП.....	9
1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ВИБРАНОГО НАСОСУ.....	10
2. ПРОЕКТУВАННЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА.....	11
2.1 Визначення основних геометричних параметрів.....	12
2.1.1 Розрахунок складових повного ККД.....	12
2.1.2 Визначення діаметра вхідної кромки.....	16
2.1.3 Визначення геометричних параметрів виходу з РК.....	19
3. ПОБУДОВА МЕРИДІАННОГО ПЕРЕРІЗУ РК.....	23
3.1 Підготовка меридіанного перерізу РК до профілювання лопаті.....	25
3.2 Профілювання лопаті.....	29
3.3 Вибір положення вхідної кромки та визначення кутів входу.....	32
3.4 Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса.....	34
3.5 Побудова лопаті у плані.....	35
4. РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ СПІРАЛЬНОГО ВІДВОДУ.....	36
4.1 Розрахунок та проектування спіральної камери.....	36
4.2 Розрахунок і проектування дифузорної частини відводу.....	41
4.3 Побудова плану спіралі.....	43
5. РОЗРАХУНОК ГІДРОДИНАМІЧНИХ СИЛ.....	45
5.1. Розрахунок осьової сили, що діє на ротор.....	45
5.2. Розрахунок радіальної сили.....	48

6. РОЗРАХУНОК НАСОСА НА КАВІТАЦІЮ.....	49
7. РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ НАСОСА.....	50
7.1 Вибір електродвигуна.....	50
7.2 Розрахунок пускової моментної характеристики.....	50
8. РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ.....	53
8.1 Розрахунок ущільнення сальникового типу.....	53
8.2 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом.....	55
8.3 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність.....	57
9. РОЗРОБКА МАРШРУТНОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ.....	59
9.1 Аналіз конструкції робочого колеса і технічних умов на його виготовлення.....	59
9.2 Визначення типу виробництва.....	60
9.3 Вибір методу отримання заготовки.....	60
9.4 Умови вибору технологічних баз.....	61
9.5 Вибір маршруту обробки поверхонь деталі.....	61
9.6 Технологічний маршрут механічної обробки робочого колеса.....	62
10. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	68
10.1 Розрахунок собівартості насоса КМ 30-38.....	68
10.1.1 Визначення собівартості і проекту оптової ціни проекрованої конструкції.....	68
10.1.2 Визначення витрат на основні матеріали і покупні вироби.....	69
10.1.3 Розрахунок трудомісткості і заробітної плати виробничих робітників.....	70
10.1.4 Визначення накладних витрат.....	72
10.1.5 Визначення планових накопичень та договірної ціни проектуємого виробу:.....	74

11. ПЕРЕВАГИ ТА НЕДОЛІКИ МОНОБЛОЧНИХ НАСОСІВ.....	76
12. РОЗДІЛ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.....	78
12.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що можуть виникати під час роботи насосного агрегату.....	78
12.2 Правила організації робіт на висоті .....	79
12.3 Порядок евакуації відвідувачів із спортивної споруди під час виникнення пожежі .....	83
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	86
ДОДАТОК А	

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ

- $Q$  – подача рідини, м<sup>3</sup>/с;  
 $H$  – напір, м;  
 $n$  – частота обертання, об/хв;  
 $n_s$  – коефіцієнт швидкохідності;  
 $\eta$  – коефіцієнт корисної дії;  
 $\eta_{об}$  – об'ємний коефіцієнт корисної дії;  
 $\eta_r$  – гідравлічний коефіцієнт корисної дії;  
 $\eta_m$  – механічний коефіцієнт корисної дії;  
 $N$  – потужність, Вт;  
 $D_0$  – діаметр входної воронки робочого колеса, м;  
 $D_2$  – зовнішній діаметр робочого колеса, м;  
 $b_2$  – ширина на виході з робочого колеса, м;  
 $\omega$  – кутова швидкість обертання, с<sup>-1</sup>;  
 $\rho$  – густина, кг/м<sup>3</sup>;  
 $\beta_1$  – кут на вході в робоче колесо, градус;  
 $\beta_2$  – 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

- КМ – насос консольний, моноблочний;  
 РК – робоче колесо;  
 ККД – коефіцієнт корисної дії.



## ВСТУП

Моноблочні насоси завдяки своїй універсальності конструкції і великому діапазону робочих параметрів активно використовуються при створенні систем опалення, водо- і теплопостачання. Вони ефективно впораються з завданнями підтримки необхідного тиску в контурі. Саме тому вони часто застосовуються для вирішення питань водопостачання та опалення у висотних будівлях. Сфера застосування консольних насосів охоплює численні галузі економіки. Ці прості в монтажі, обслуговуванні і експлуатації пристрої – оптимальне рішення різних технологічних завдань, які виникають у компаній-споживачів.

Насоси такого типу також нерідко застосовуються і в побутових потребах. Вони прості у використанні, тому можуть бути використані для поливу саду, наповнення басейну і не тільки. Якщо тиску одного насоса буде недостатньо, завжди є можливість об'єднати кілька таких насосів в єдину систему.

Довгий термін служби, висока ефективність роботи, компактність, надійність, відсутність необхідності в складному і дорогому обслуговуванні – все це робить використання консольно-моноблочних насосів вигідним рішенням у багатьох випадках.

## 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ВИБРАНОГО НАСОСУ

Насос відцентровий, горизонтальний, одноступеневий, консольний (рис.1.1). Призначений для перекачування чистих і злегка забруднених нейтральних рідин.



Рисунок 1.1 – Моноблочний насос типу КМ

Базовою деталлю насоса є спеціальний електродвигун, який має опорну стійку та подовжений кінець валу. До опорної стійки шпильками кріпиться корпус насоса з спіральним відводом. З корпусом вилито напірний патрубок, який направлений тангенціально вертикально вгору. При необхідності напірний патрубок і корпус можуть бути розгорнені на  $90^\circ$ . Вхідна кришка з осьовим патрубком закриває корпус з торця. В кришці запресовано ущільнююче кільце для робочого колеса. Робоче колесо встановлено на вал на шпонці та зафіксовано спеціальною гайкою. Кінцеве ущільнення – сальникове, найпростішого типу. Опорами ротора служать підшипники електродвигуна. Змазка підшипників – консистентна [1].

## 2. ПРОЕКТУВАННЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА

Розрахунок та проектування робочого колеса проводимо згідно [2].

Даний розділ містить методику визначення основних розмірів проточної частини робочого колеса відцентрового насоса, загальні правила профілювання лопатей методом конформного відображення, докладний порядок профілювання лопаті.

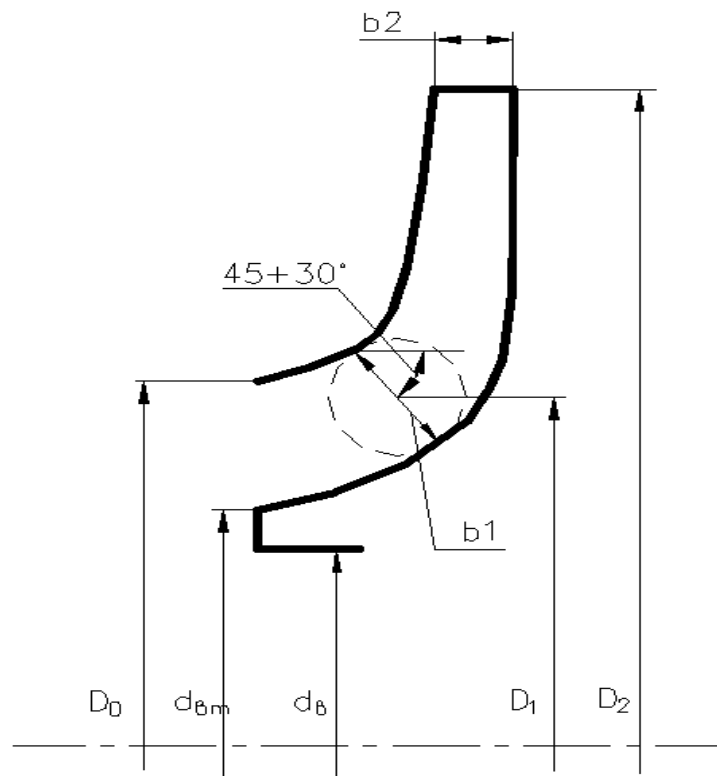


Рисунок 2.1 – Основні геометричні параметри РК

Вихідні дані:

Подача:  $Q = 30$  [м<sup>3</sup>/год].

Напір:  $H = 38$  [м].

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

Кількість ступенів:  $i = 1$ .

Густина рідини, що перекачується:  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>.

## 2.1 Визначення основних геометричних параметрів

Визначасмо коефіцієнт швидкохідності:

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

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{\frac{30}{3600}}}{\left(\frac{38}{1}\right)^{3/4}} = 65.$$

### 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:

$$\eta = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{N} = \eta_g \cdot \eta_{об} \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{мех'} \quad (2.2)$$

де  $\rho = 1000$  [кг/м<sup>3</sup>] – густина рідини, що перекачується;

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

$H$  – напір насоса, м;

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

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

$\eta_g$  – 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 Ломакіна [3]:

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1\text{пр}} - 0,172)^2}, \quad (2.3)$$

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

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

$$D_{1\text{пр}} = K_{\text{вх}} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{3600 \cdot n'}}, \quad (2.4)$$

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.

Так як, проєктований насос є одноступінчастим, приймаємо  $K_{\text{вх}} = 4$ .

$$D_{1\text{пр}} = 4 \cdot \sqrt[3]{\frac{30}{3600 \cdot 3000}} = 0,056 \text{ [м]}.$$

Знаходимо гідравлічний ККД:

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{(\lg(0,056 \cdot 10^3) - 0,172)^2} = 0,83.$$

### 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.

Приблизна оцінка об'ємного ККД насоса проводиться за формулою А.А. Ломакіна [3]:

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

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

### 2.1.1.3 Механічні втрати

Внутрішній механічний ККД визначаємо за формулою Ломакіна [3]:

$$\eta_{мех'} = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^{-2}}, \quad (2.6)$$

$$\eta_{мех'} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 65^{-2}} = 0,84.$$

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

Знаходимо повний ККД насоса:

$$\eta = 0,83 \cdot 0,96 \cdot 0,98 \cdot 0,84 = 0,66.$$

Потужність, споживану насосом визначаємо за формулою:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta}, \quad (2.7)$$

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 30 \cdot 38}{0,66 \cdot 3600} = 4736,7 \text{ [Вт]} = 4,74 \text{ [кВт]}.$$

Визначаємо максимальну потужність на валу насоса:

$$N_{max} = N \cdot 1,1, \quad (2.8)$$

$$N_{max} = 4,74 \cdot 1,1 = 5,21 \text{ [кВт]}.$$

Визначаємо діаметр валу під робочим колесом, із розрахунку на кручення по формулі [4]:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (2.9)$$

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

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

Крутний момент на валу насоса:

$$M = \frac{30 \cdot N_{max}}{\pi \cdot n}, \quad (2.10)$$

$$M = \frac{30 \cdot 5,21 \cdot 10^3}{\pi \cdot 3000} = 16,59 \text{ [Н} \cdot \text{м]}.$$

Допустиме навантаження на кручення приймаємо  $[\tau] = 150 \cdot 10^5 \text{ [Н/м}^2\text{]}.$

Отже:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 16,59}{\pi \cdot 150 \cdot 10^5}} = 0,018 \text{ [м]}.$$

Приймаємо  $d_B = 20 \text{ [мм]}.$

Визначаємо діаметр втулки за формулою:

$$d_{BT} = (1,1 \div 1,4) \cdot d_B, \quad (2.11)$$

$$d_{BT} = 1,25 \cdot 0,02 = 0,025 \text{ [м]}.$$

Діаметр вхідної воронки робочого колеса розраховуємо за формулою:

$$D_{1пр} = \sqrt{D_0^2 - d_{вт}^2}, \quad (2.12)$$

Тоді, 
$$D_0 = \sqrt{D_{1пр}^2 + d_{вт}^2} = \sqrt{0,056^2 + 0,025^2} = 0,062 \text{ [м]}.$$

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

$$V_0 = (0,06 \dots 0,08) \cdot \sqrt[3]{Q_{рк} \cdot n^2}, \quad (2.13)$$

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

$$Q_{рк} = \frac{Q}{\eta_{об}}, \quad (2.14)$$

$$Q_{рк} = \frac{30}{0,96} = 31,26 \text{ [м}^3\text{/год]}.$$

Тоді:

$$V_0 = 0,07 \cdot \sqrt[3]{\frac{31,26 \cdot 3000^2}{3600}} = 2,99 \text{ [м/с]}.$$

### 2.1.2 Визначення діаметра вхідної кромки

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

Орієнтовно приймають що  $D_1 = 0,9 \cdot D_0 = 0,9 \cdot 0,062 = 0,055 \text{ [м]}.$

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

$$V'_{1m} = V_0 = 2,99 \text{ [м/с]}.$$



При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості зростає:

$$V_{1m} = V'_{1m} \cdot \psi_1, \quad (2.15)$$

де  $\psi_1 = 1,15 \dots 1,30$  – коефіцієнт стиснення потоку на вході [3].

$$V_{1m} = 2,99 \cdot 1,3 = 3,89 \text{ [м/с]}.$$

Кут потоку на вході розраховуємо із трикутника швидкостей:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}}, \quad (2.16)$$

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

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}, \quad (2.17)$$

$$U_1 = \frac{\pi \cdot 0,055 \cdot 3000}{60} = 8,7 \text{ [м/с]}.$$

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

В консольному моноблочному насосі потік входить в робоче колесо без деякої початкової циркуляції, тому  $V_{1u} = 0$ .

Тоді:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{3,89}{8,7} = 24^\circ.$$

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

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta, \quad (2.18)$$

$$\beta_1 = 24 + 3 = 27^\circ.$$

Кут  $\beta_1$  повинен бути в інтервалі  $15-30^\circ$ . Кут атаки  $\Delta\beta = 3^\circ \dots 8^\circ$  вводитьься з метою зменшення гідравлічних втрат у робочому колесі та поліпшення кавітаційних якостей.

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

Товщину лопаті РК вибирають 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 – СЧ20 ГОСТ 977-88, приймаємо товщину лопаті  $S_1 = S_2 = 3$  [мм], а число лопатей  $z = 7$ .

Уточнимо коефіцієнт стиснення потоку  $\psi_1$ :

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_1}{2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot \sin \beta_1}}, \quad (2.19)$$

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 3 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi \cdot 0,0275 \cdot \sin 27^\circ}} = 1,365.$$

Робимо перевірку  $|\psi_1 - \psi_1'| = |1,3 - 1,365| = 0,065$ .

Ширина робочого колеса на вході визначаємо із рівняння нерозривності:

$$b_1 = \frac{Q_{\text{РК}}}{\pi \cdot D_1 \cdot V_{1m}}, \quad (2.21)$$

$$b_1 = \frac{31,26/3600}{\pi \cdot 0,055 \cdot 3,89} = 0,013 \text{ [м]}.$$

З конструктивних міркувань приймаємо  $b_1 = 0,015$  [м].

### 2.1.3 Визначення геометричних параметрів виходу з РК

Знаходимо значення зовнішнього діаметра робочого колеса  $D_2$  за формулою [3]:

$$D_2 = m_2 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_{\text{ст}}}}{n}, \quad (2.22)$$

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

$$D_2 = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 38}}{3000} = 0,174 \text{ [м]}.$$

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

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

$$V'_{2m} = (0,5 \dots 1,0) \cdot V_{1m}, \quad (2.23)$$

$$V'_{2m} = 0,75 \cdot 3,89 = 2,92 \text{ [м]}.$$

Кут на виході із робочого колеса визначаємо із трикутника швидкостей [3]:

$$\beta_2 = \arcsin \left( \left( \frac{W_1}{W_2} \right)_{\text{опт}} \cdot \frac{\psi_2}{\psi_1} \cdot \frac{V_{2m}}{V_{1m}} \cdot \sin \beta_1 \right), \quad (2.24)$$

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

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

$\psi_2$  – коефіцієнт стиснення потоку лопатями на виході із робочого колеса, приймається  $\psi_2 = 1,05 \dots 1,1$ . Приймаємо  $\psi_2 = 1,09$ .

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

$$V_{2m} = \psi_2 \cdot V_{2m}', \quad (2.25)$$

$$V_{2m} = 1,09 \cdot 2,92 = 3,18[\text{м/с}];$$

$$\frac{W_1}{W_{2\text{опт}}} = 5,68 \cdot 10^{-5} \cdot n_s^2 - 18,23 \cdot 10^{-3} \cdot n_s + 2,65, \quad (2.26)$$

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

Тоді

$$\beta_2 = \arcsin\left(1,71 \cdot \frac{1,09}{1,3} \cdot \frac{3,18}{3,89} \cdot \sin 27^\circ\right) = 32^\circ.$$

Колову швидкість на виході із робочого колеса визначаємо, використовуючи перетворення рівняння Ейлера, м/с [3]:

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \cdot \text{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2 \cdot \text{tg} \beta_2}\right)^2 + g \cdot H_{T\infty} + V_{1u} \cdot U_1}, \quad (2.27)$$

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

Теоретичний напір робочого колеса визначаємо за формулою:

$$H_{T\infty} = \frac{H_{\text{ст}}}{\eta_r \cdot K_z}, \quad (2.28)$$

де  $K_z$  – поправка на кінцеве число лопатей.

Поправка за формулою Пфлейдерера [5]:

$$K_z = \frac{1}{1 + p}, \quad (2.29)$$

$$p = 2 \cdot \frac{\Psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}, \quad (2.30)$$

Коефіцієнт  $\Psi$  визначаємо в залежності від  $n_s$ , при  $n_s \leq 150$ :

$$\Psi = (0,55 \dots 0,65) + 0,6 \cdot \sin \beta_2, \quad (2.31)$$

$$\Psi = 0,6 + 0,6 \cdot \sin 32^\circ = 0,92.$$

$$p = 2 \cdot \frac{0,92}{7} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{55}{62}\right)^2} = 0,29.$$

$$K_z = \frac{1}{1 + 0,29} = 0,774.$$

Тоді

$$H_{T\infty} = \frac{38}{0,83 \cdot 0,774} = 59,07 \text{ [м]}.$$

Після підстановки отримаємо:

$$U_2 = \frac{3,18}{2 \cdot \operatorname{tg} 32^\circ} + \sqrt{\left(\frac{3,18}{2 \cdot \operatorname{tg} 32^\circ}\right)^2 + 9,81 \cdot 59,07} = 26,75 \text{ [м/с]}.$$

Уточнене значення зовнішнього діаметру  $D_2$ :

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n}, \quad (2.32)$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 26,75}{\pi \cdot 3000} = 0,17 \text{ [м]}.$$

Уточнюємо значення  $\psi'_2$ :

$$\psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_2}{2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot \sin \beta_2}}, \quad (2.33)$$

$$\psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 3 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi \cdot 0,085 \cdot \sin 32^\circ}} = 1,08.$$

Робимо перевірку  $|\psi_2 - \psi'_2| = |1,09 - 1,08| = 0,01$ .

Ширина робочого колеса на виході:

$$b_2 = \frac{Q_{\text{рк}}}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{2m}}, \quad (2.34)$$

$$b_2 = \frac{31,26/3600}{\pi \cdot 0,170 \cdot 3,18} = 0,005 \text{ [м]}.$$

З конструктивних міркувань приймаємо  $b_2 = 10 \text{ [мм]}$ .

### 3. ПОБУДОВА МЕРИДІАННОГО ПЕРЕРІЗУ РК

Проектування меридіанного перерізу проводимо згідно [2].

Контури меридіанного перерізу оптимальної форми знаходимо методом послідовних наближень.

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

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

$$F_{\text{вх}} = \frac{\pi}{4} \cdot (62^2 - 25^2) = 2528,2.$$

Кінцевого (на виході із робочого колеса):

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

$$F_{\text{вих}} = \pi \cdot 170 \cdot 10 = 5340,7.$$

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  $F=f(l)$ .

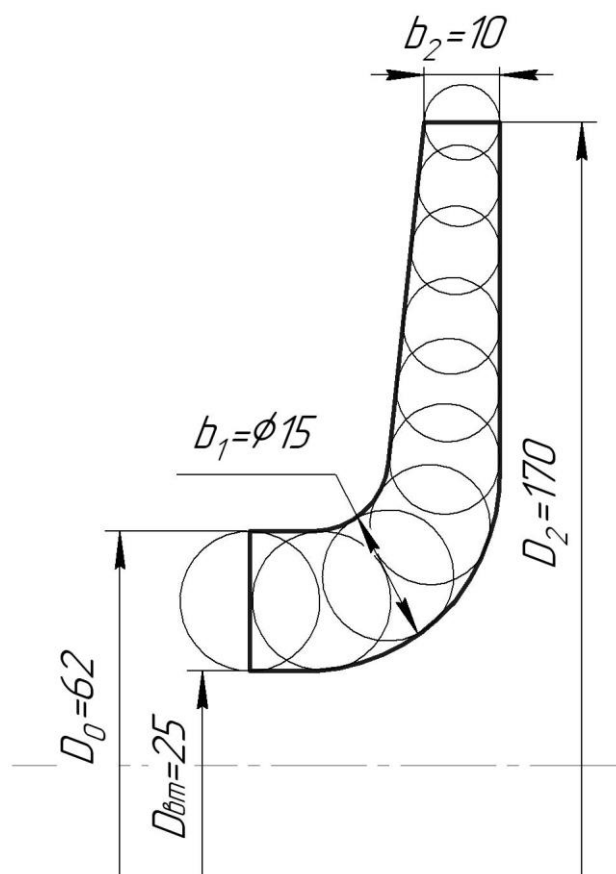


Рисунок 3.1 – Меридіанний переріз робочого колеса

Таблиця 3.1 – Дані розрахунку

№	$b_i$	$r_i$	$\Delta l_i$	$F_i$
1	18,5	21,75	0	2528
2	18,35	21,83	9,5	2517
3	17,35	25,15	18,96	2742
4	15,89	31,86	27,75	3181
5	14,63	40,52	36,66	3725
6	13,7	49,64	45,79	4273
7	12,79	58,13	54,29	4671
8	11,75	68,09	64,26	5027
9	10,85	76,65	72,83	5225
10	10	85	81,2	5341



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

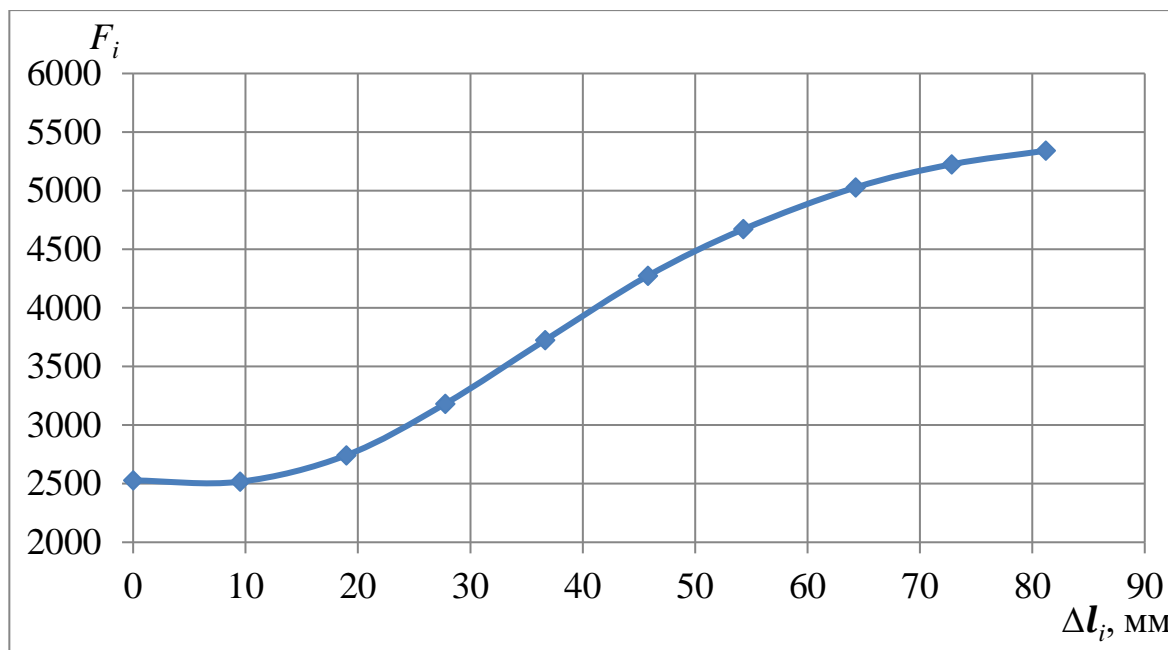


Рисунок 3.2 – Графік зміни площ меридіанного перерізу РК

### 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.

Для проектованого насосу (де  $b_1 = 15$  мм,  $b_2 = 10$  мм) приймаємо ( $V_m = const$ ).

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)  $n = 3$  [6].

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

Витрати через кожний розрахунковий переріз вздовж нормалі,  $\text{м}^3/\text{с}$ :

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

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

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

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

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

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

Отримані результати записуємо у таблицю 3.2.

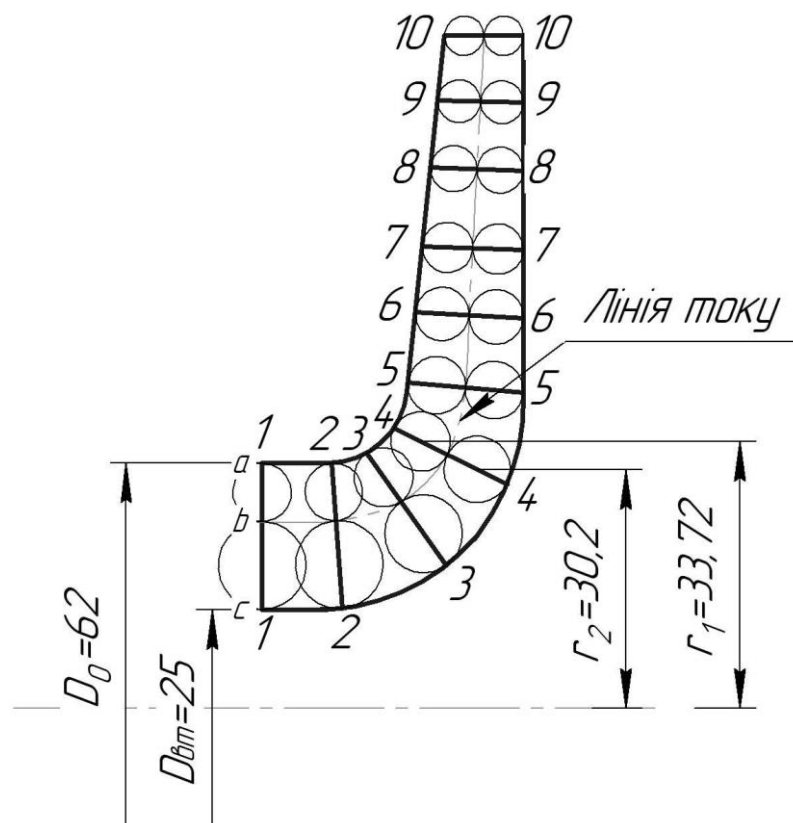


Рисунок 3.3 – Розбивка ліній току

Таблиці 3.2 – 3.6 – Розрахунки по вписуванню рівношвидкісного потоку в меридіанний переріз РК:

Таблиця 3.2 – Нормаль 1

№	$r_{\text{цт}}, \text{мм}$	$l, \text{мм}$	$r_{\text{цт}} \cdot l, \text{мм}^2$	$\delta(r_{\text{цт}} \cdot l)$	$\delta l/l$	$V'_m = \frac{Q_{\text{рк}}}{2\pi r_{\text{цт}} l_i}$ м/с
a	27,3	7,4	202,0	0,5	0,02	0,0246
b						
c	18,1	11,1	200,9	0,6	0,03	0,0248

Таблиця 3.2 – Нормаль 2

№	$r_{\text{цт}}, \text{мм}$	$l, \text{мм}$	$r_{\text{цт}} \cdot l, \text{мм}^2$	$\delta(r_{\text{цт}} \cdot l)$	$\delta l/l$	$V'_m = \frac{Q_{\text{рк}}}{2\pi r_{\text{цт}} l_i}$ м/с
a	27,4	7,35	201,4	0,4	0,02	0,0249
b						
c	18,2	11,09	200,7	0,4	0,03	0,0247

Таблиця 3.3 – Нормаль 3

№	$r_{\text{цт}}, \text{мм}$	$l, \text{мм}$	$r_{\text{цт}} \cdot l, \text{мм}^2$	$\delta(r_{\text{цт}} \cdot l)$	$\delta l/l$	$V'_m = \frac{Q_{\text{рк}}}{2\pi r_{\text{цт}} l_i}$ м/с
a	29.2	7.5	218,9	0,2	0,01	0,0227
b						
c	22.09	9.89	218,5	0,2	0,01	0,0228

Таблица 3.4 – Нормаль 4

№	$r_{\text{цт}}, \text{мм}$	$l, \text{мм}$	$r_{\text{цт}} \cdot l, \text{мм}^2$	$\delta(r_{\text{цт}} \cdot l)$	$\delta l/l$	$V'_m = \frac{Q_{\text{рк}}}{2\pi r_{\text{цт}} l_i}$ м/с
а	33,7	7,55	254,6	0,4	0,01	0,0195
б		8,41	253,8	0,4	0,01	0,0196
с	30,2	8,41	253,8	0,4	0,01	0,0196

Таблица 3.5 – Нормаль 5

№	$r_{\text{цт}}, \text{мм}$	$l, \text{мм}$	$r_{\text{цт}} \cdot l, \text{мм}^2$	$\delta(r_{\text{цт}} \cdot l)$	$\delta l/l$	$V'_m = \frac{Q_{\text{рк}}}{2\pi r_{\text{цт}} l_i}$ м/с
а	40,7	7,3	297,1	0,4	0,01	0,0167
б		7,4	298,2	0,4	0,01	0,0167
с	40,3	7,4	298,2	0,4	0,01	0,0167

Таблица 3.6 – Нормаль 6

№	$r_{\text{цт}}, \text{мм}$	$l, \text{мм}$	$r_{\text{цт}} \cdot l, \text{мм}^2$	$\delta(r_{\text{цт}} \cdot l)$	$\delta l/l$	$V'_m = \frac{Q_{\text{рк}}}{2\pi r_{\text{цт}} l_i}$ м/с
а	49,8	6,8	338,8	0,4	0,01	0,0148
б		6,9	339,5	0,4	0,01	0,0148
с	49,2	6,9	339,5	0,4	0,01	0,0148

### 3.2 Профілювання лопаті

Найбільш розповсюджений спосіб профілювання лопатей – метод конформного відображення поверхні струму на поверхню обертання, що розгортається, (циліндр).

Профілювання лопаті здійснюємо в наступній послідовності:

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

Сітка на розгорненні циліндра, утвориться системою вертикальних і горизонтальних ліній (меридіанів і паралелей), проведених з відстанню між ними відповідно  $\Delta S$  і  $\Delta L$ .

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

де  $R_{\text{к.ц.}}$  – радіус конформного циліндра, приймаємо  $R_{\text{к.ц.}} = 85$  мм;

$C$  – константа, приймаємо  $C = 10$ .

$$\begin{aligned} \Delta L &= \frac{85}{10} = 8,5 \text{ [мм]}. \\ \Delta S &= \frac{R_{\text{к.ц.}} \cdot \pi}{180} \cdot \Delta \varphi. \end{aligned} \quad (3.7)$$

де  $\Delta \varphi$  – кут між меридіанним перетином циліндра, що відображає,  $\Delta \varphi = 5..10^\circ$ , приймаємо  $\Delta \varphi = 8^\circ$ . Тоді:

$$\Delta S = \frac{85 \cdot \pi}{180} \cdot 10 = 12 \text{ [мм]}.$$

Довжина координатної сітки в горизонтальному напрямку визначається кутом обхвату  $\Theta$ . Для низьких  $n_s$ :  $\Theta = 140 \dots 120^\circ$ .

Приймаємо  $\Theta = 120^\circ$ .

Маємо всі дані для побудови координатної сітки.

Будуємо конформне відображення на поверхні струму:

a – покривний диск;

b – середньовитратна лінія струму;

c – основний диск.

На відрізку  $\Delta L$  за умовами конформності:

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

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

Поверхня лопаті на розгорненні циліндра профілюємо з обліком наступних основних рекомендацій [2]:

- кут нахилу лопаті  $\beta$ , на кожній розрахунковій лінії току, повинен плавно збільшуватися або зменшуватися від кута  $\beta_1$  до  $\beta_2$ ;
- ділянка поверхні лопаті поблизу виходу з РК повинна мати постійний кут обхвату  $\beta$  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:

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

$$t = \frac{2 \cdot \pi \cdot 85}{7} = 76[\text{мм}],$$

кут обхвату лопаті в плані повинен задовольняти умові:

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

де  $t^\circ = 360/z = 360/7 = 51,4^\circ$ .

Тоді  $120^\circ \geq 1,5 \cdot 51,4^\circ = 77^\circ$ .

Паралелі точок a, b, c для кожної лінії току визначаємо відповідно до розташування вхідної кромки в меридіанному перетині.



### 3.3 Вибір положення вхідної кромки та визначення кутів входу

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

Визначимо 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 а:

$$U_{1a} = \frac{\pi \cdot 0,033 \cdot 3000}{60} = 5,18 \text{ [м/с]}.$$

Струйка б:

$$U_{1b} = \frac{\pi \cdot 0,026 \cdot 3000}{60} = 4,08 \text{ [м/с]}.$$

Струйка с:

$$U_{1c} = \frac{\pi \cdot 0,018 \cdot 3000}{60} = 2,83 \text{ [м/с]}.$$

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 а:

$$\beta_{1na} = \arctg \frac{2,99}{5,18} = 29,99^\circ.$$

Струйка б:

$$\beta_{1nb} = \arctg \frac{2,99}{4,08} = 36,24^\circ.$$

Струйка с:

$$\beta_{1nc} = \arctg \frac{2,99}{2,83} = 46,58^\circ.$$



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:

$$\beta_{1a} = 29,99^\circ + 3^\circ = 32,99^\circ.$$

$$\beta_{1b} = 36,24^\circ + 5^\circ = 41,24^\circ.$$

$$\beta_{1c} = 46,58^\circ + 7^\circ = 53,58^\circ.$$

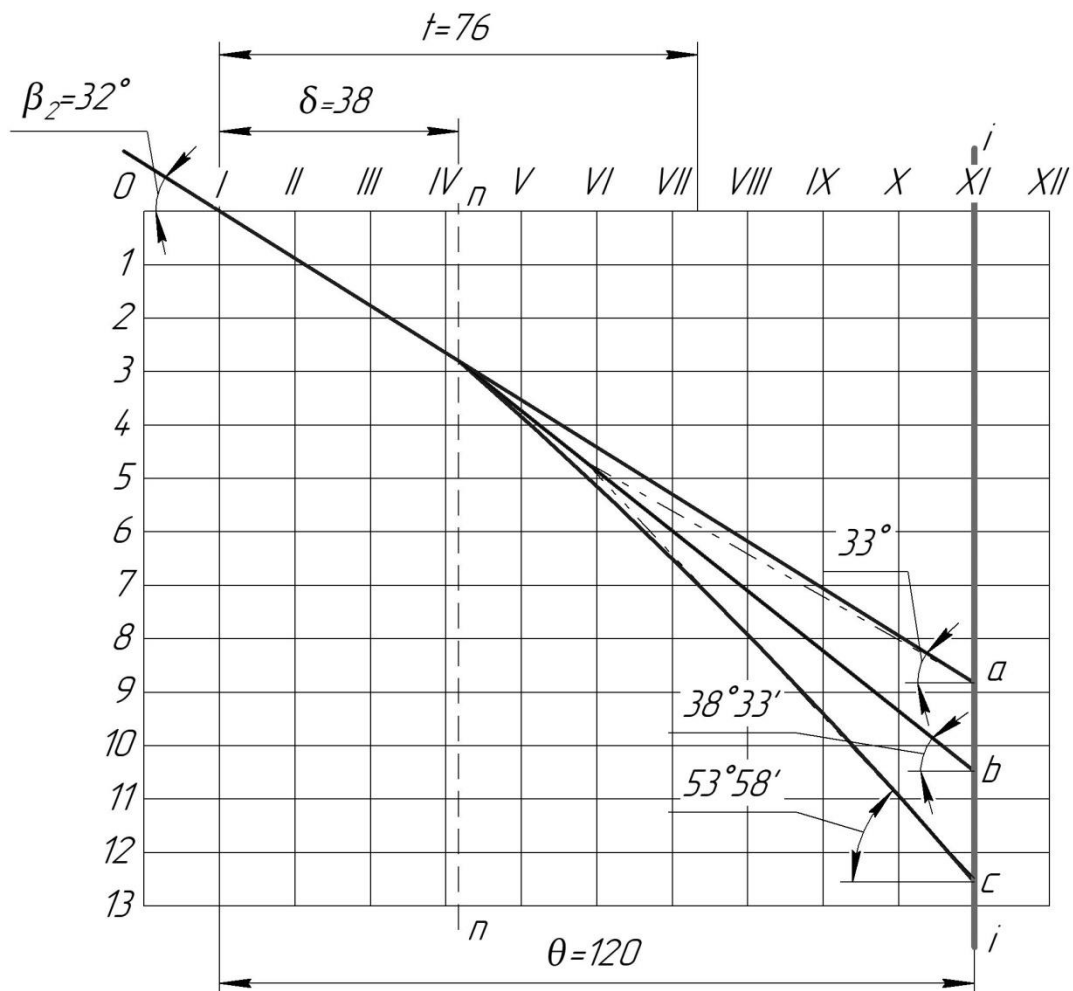


Рисунок 3.4 – Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра (комформна діаграма)

### 3.4 Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса

Меридіанними лініями називають лінії перетину поверхні лопаті, що проходять через ось 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:

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

*Нормальні товщини лопаті*

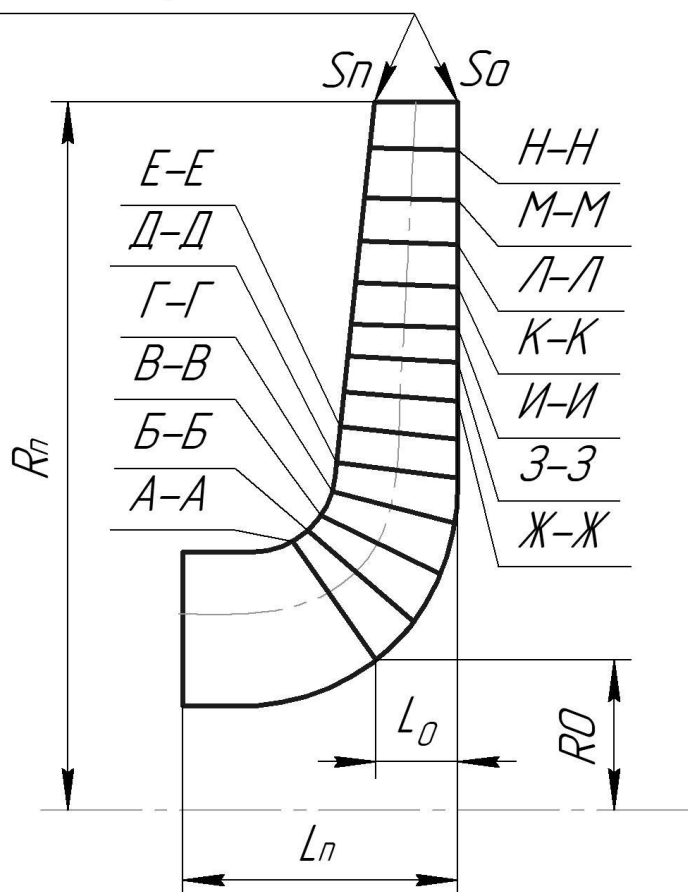


Рисунок 3.4 – Меридіанні перерізи лицьової сторони поверхні лопаті

### 3.5. Побудова лопаті у плані

Проекція лопаті на площину, перпендикулярну осі обертання робочого колеса, називають планом лопаті.

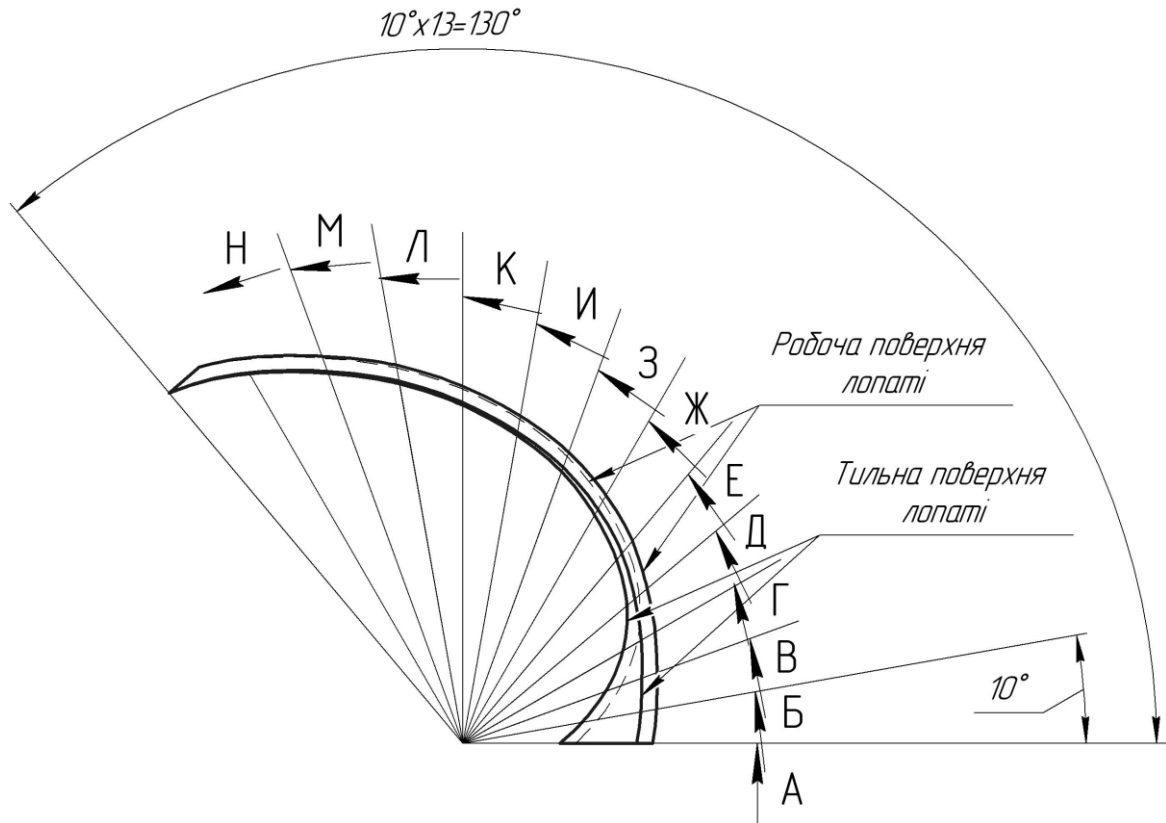


Рисунок 3.5 – Лопать в плані

#### 4. РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ СПІРАЛЬНОГО ВІДВОДУ

Розрахунок та проектування спірального відводу проводимо згідно [2].

Вихідні данні для розрахунку спірального відводу наступні:

Подача насоса	$Q = 30$ [м <sup>3</sup> /год]
Напір насоса	$H = 38$ [м]
Частота обертів ротора:	$n = 3000$ [об/хв]
Коефіцієнта швидкохідності	$n_s = 65$
Гідравлічний ККД	$\eta_r = 0,83$
Зовнішній діаметр РК	$D_2 = 170$ [мм]
Ширина РК на виході	$b_2 = 10$ [мм]

##### 4.1 Розрахунок та проектування спіральної камери

Спіральний відвід складається із двох елементів: камери змінного перерізу – спіральна ділянка, розміщена навколо робочого колеса, і дифузора. Перерізам спіральної ділянки в меридіанній площині надається одна з форм, поданих на рис.4.1 (а – трапецієподібна; б – кругла; в – прямокутна). Найпоширенішою в насособудуванні є трапецієподібна форма. Але для насосів малого розміру й низької швидкохідності часто застосовується прямокутна форма. Дифузور може бути з прямою віссю або непрямою віссю [2].

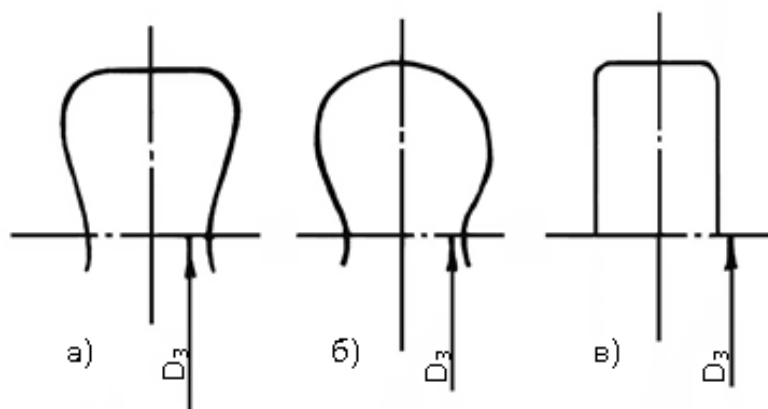


Рисунок 4.1 – Форми меридіанного перерізу спірального відводу

Діаметр початкового кола  $D_3$  рекомендовано вибирати при умовах мінімальних гідравлічних втрат в зазорі між робочим колесом та відводом та мінімальним рівнем віброактивності насоса. Цій умові задовільняє наступний вираз для  $D_3$  [2]:

$$R_3 = (1 + 10^{-3} \cdot n_s) \cdot R_2, \quad (4.1)$$

$$R_3 = (1 + 10^{-3} \cdot 65) \cdot 0,085 = 0,090 \text{ [м]}.$$

Ширину входу в спіраль  $b_3$  вибираємо в залежності від ширини робочого колеса.

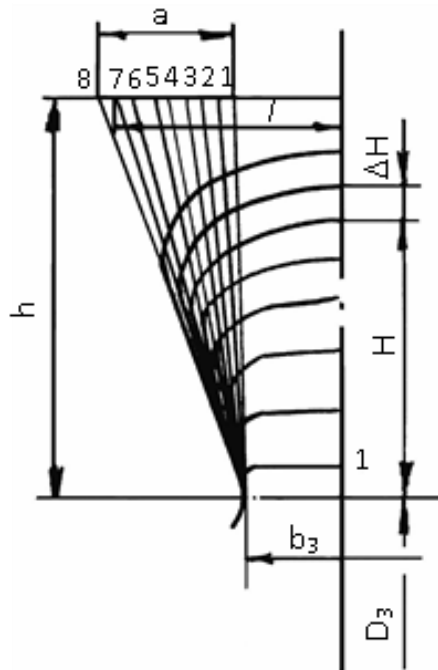
Для визначення  $b_3$  рекомендовані наступні залежності [7]:

$$b_3 = m \cdot b_2, \quad (4.2)$$

де  $m = 2$ .

$$b_3 = 2 \cdot 0,01 = 0,02 \text{ [м]}.$$

Нахил бічних стінок може задаватися відношенням  $a/h$  [8] або кутом  $\gamma$  [4] (рис.4.2).



**Рисунок 4.2** – Нахил бічних стінок спірального відводу

Відношення  $a/h = 0,25 \div 0,4$  в розрахунковому перерізі для  $n_s > 80$ .

Приймаємо  $a/h = 0,3$ . Радіус заокруглення  $r'$  рекомендують визначати з умов:

$$r' = (0.5 \dots 0.7) \cdot b_3, \quad (4.3)$$

$$r' = 0,5 \cdot 0,02 = 0,01 \text{ [м]}.$$

Визначаємо кут обхвату спіралі (живильної частини)  $\varphi_{\text{сп}}$ , що залежить від коефіцієнту швидкохідності  $n_s$  і може бути вибраний із таблиці 4.1 [8].

Таблиця 4.1 – Залежність кута обхвату спіралі від коефіцієнту швидкохідності

$n_s$	<b>50-70</b>	70-90	90-110	110-130	130-150
$\varphi_{\text{сп}}^\circ$ ,	<b>360</b>	350	345	340	335

Пропускну здатність спіралі визначаємо по заданим параметрам подачі, напору та  $n$  [4]:

$$A_{\text{сп.розр.}} = \frac{\varphi_{\text{сп}}}{360} \cdot \frac{\pi \cdot \eta_r \cdot n \cdot Q}{30 \cdot H \cdot g}, \quad (4.4)$$

$$A_{\text{сп.розр.}} = \frac{360}{360} \cdot \frac{3,14 \cdot 0,83 \cdot 3000 \cdot 30}{30 \cdot 38 \cdot 9,81 \cdot 3600} = 0,057 \text{ [м]}.$$

Для визначення площі розрахункового перерізу може бути використаний графологічний метод. Розрахунок зручно виконувати в табличній формі.

В таблиці  $\Delta Q_i$  визначаємо за формулою [4]:

$$\Delta Q_i = K_2 \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r_i \cdot \frac{360}{\varphi_{\text{сп}}}, \quad (4.5)$$

де  $\Delta r_i = 5 \text{ [мм]}$ .

Таблиця 4.2 – Побудова меридіанних перерізів спіралі.

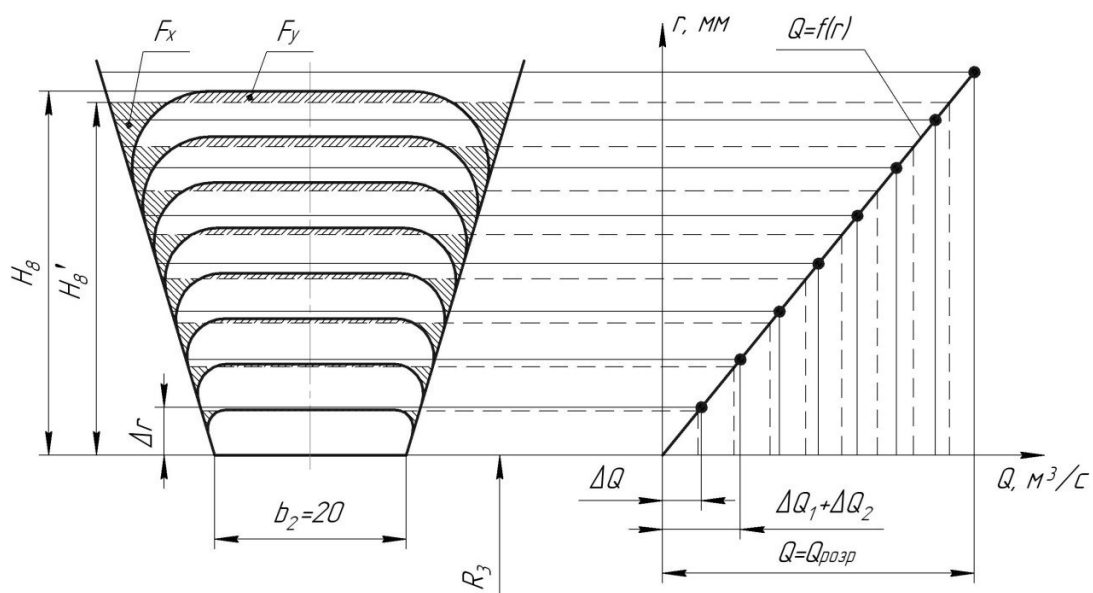
№	$r_i, \text{м}$	$b_i, \text{м}$	$B_i = \frac{b_i}{r_i}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$	$K_2 \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r$	$\sum \Delta Q_i$
1	0,090	0,020	0,222	0,232	0,00166	0,00166
2	0,095	0,023	0,242			
3	0,1	0,26	0,26	0,251	0,00179	0,00345
				0,268	0,00191	0,00536
4	0,105	0,29	0,276	0,284	0,00203	0,00739
				0,291	0,00213	0,00952
5	0,11	0,32	0,291	0,298	0,00213	0,00952
				0,304	0,00222	0,01174
6	0,115	0,35	0,304	0,311	0,00222	0,01174
				0,317	0,00231	0,01405
7	0,12	0,38	0,317	0,323	0,00231	0,01405
8	0,125	0,41	0,328			

Визначаємо момент швидкості на виході із робочого колеса:

$$K_2 = \frac{30 \cdot H \cdot g}{\pi \cdot \eta_r \cdot n}, \quad (4.6)$$

$$K_2 = \frac{30 \cdot 38 \cdot 9,81}{3,14 \cdot 0,83 \cdot 3000} = 1,43 \text{ [м}^2/\text{с]}.$$

Значення переносимо з меридіанного перерізу спіралі при відповідних значеннях  $\Delta r_i = 5$  [мм]. Кінцевим для розрахунку є значення  $\sum Q_i > Q$ . За табличними даними будуємо графік  $Q = f(r)$ . По осі  $Q$  відкладаємо  $Q = Q_{\text{роз}}$ . і радіус  $H_8$  буде відповідати розрахунковому, а площа трапеції на меридіанному перерізі – площі розрахункового перерізу  $F_{\text{роз}}$ .



**Рисунок 4.3** – Побудова меридіональних перерізів відводу

Гострі кути трапеції зкругляємо радіусом  $r_8$  за умови забезпечення рівності статичних моментів площ  $F_x$  та  $F_y$ .

Будуємо приведену площу  $F_{роз.}$ . Критерієм правильності визначення  $F_{роз.}$  є умова:

$$(0,95 - 1,0) \cdot A_{сп.граф.} = A_{сп.розр.}, \quad (4.7)$$

де  $A_{сп.граф.}$  – пропускна здатність, знайдена аналітичним способом.

$$A_{сп.граф.} = \frac{F_{пр}}{\rho}, \quad (4.8)$$

де  $\rho = R_3 = 90$  [мм];

$F_{пр} = 5157,23$  [мм<sup>2</sup>] – приведена площа.

Тоді:

$$A_{сп.граф.} = \frac{5157,23}{90} = 57,3 \text{ [мм]} = 0,0573 \text{ [м]}.$$

$$\frac{A_{сп.розр.}}{A_{сп.граф.}} = \frac{0,057}{0,0573} = 0,994.$$

Можна зробити висновок, що площа розрахункового перерізу визначена вірно.



## 4.2 Розрахунок і проектування дифузорної частини відводу

Дифузорна ділянка (рис. 4.4) починається від розрахункового перерізу 8 і закінчується окружністю напірного патрубку діаметром  $D_{\text{вих}}$ . При розрахунку дифузора можна використовувати такі рекомендації [8]:

- середня швидкість на виході з насоса ( $V_{\text{вих}}$ ) повинна лежати в межах від 2 до 8 м/с. Приймаємо  $V_{\text{вих}} = 3$  [м/с];
- діаметр напірного патрубку визначається з умови нерозривності потоку з урахуванням рекомендацій попереднього пункту за формулою:

$$D_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V_{\text{вих}}}}, \quad (4.9)$$

Тоді:

$$D_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 30}{3,14 \cdot 3 \cdot 3600}} = 0,059 \text{ [м]}.$$

- після розрахунку  $D_{\text{вих}}$  його значення повинне бути скореговане відповідно до такого ряду: 25, 32, 40, 50, 65, 80. Обираємо  $D_{\text{вих}} = 65$  [мм].
- довжина дифузора  $L$  і кут його конусності повинні визначатися з умови мінімальних гідравлічних втрат:

$$\varepsilon_{\text{опт}} = 2 \cdot \arctg\left(\frac{D_{\text{вих}} - d_{\text{екв}}}{2 \cdot L}\right), \quad (4.10)$$

де  $\varepsilon_{\text{опт}} = 8 \dots 10^\circ$  – кут конусності дифузора. Приймаємо  $\varepsilon_{\text{опт}} = 10^\circ$ .

$d_{\text{екв}}$  – еквівалентний діаметр розрахункового перерізу.

$$d_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{роз}}}{\pi}}, \quad (4.11)$$

$$d_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0011}{3,14}} = 0,037 \text{ [м]}.$$

Тоді довжина дифузора дорівнює:

$$L = \frac{D_{\text{вих}} - d_{\text{екв}}}{2 \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\varepsilon_{\text{опт}}}{2}\right)},$$

$$L = \frac{0,065 - 0,037}{2 \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{10}{2}\right)} = 0,160 \text{ [м]}.$$

Остаточний вибір  $L$  здійснюємо з урахуванням конструктивних міркувань. Величина  $L$  повинна виражатися круглою цифрою, що закінчується на 0 або 5. Приймаємо  $L = 160$  мм.

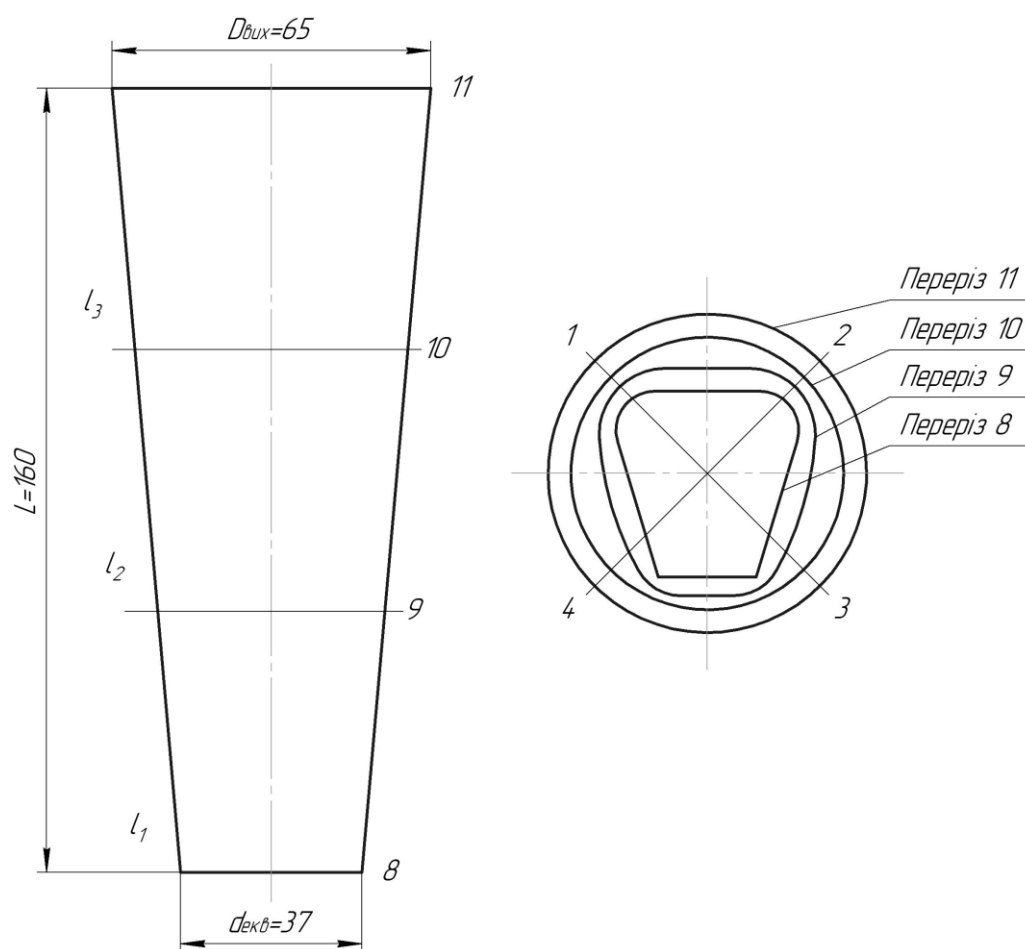


Рисунок 4.4 – Дифузорна частина відводу

### 4.3 Побудова плану спіралі

План спіралі будуємо за такою послідовністю: від початку кола відкладаємо відповідні висоти, отримані точки з'єднуємо дугами різних радіусів, дуга кожного радіусу повинна без перегинів спрягатися з дугою наступного. Це визначається умовою, зображеною на рис.4.5, яка полягає в тому, що точка сполучення двох сусідніх дуг і центри їх радіусів повинні лежати на одній прямій. Побудова починаємо від язика. Точки сполучення дуг фіксуємо відносно точок 1,2 і т.д. радіусами  $m_1$  та  $m_2$  і т.д.

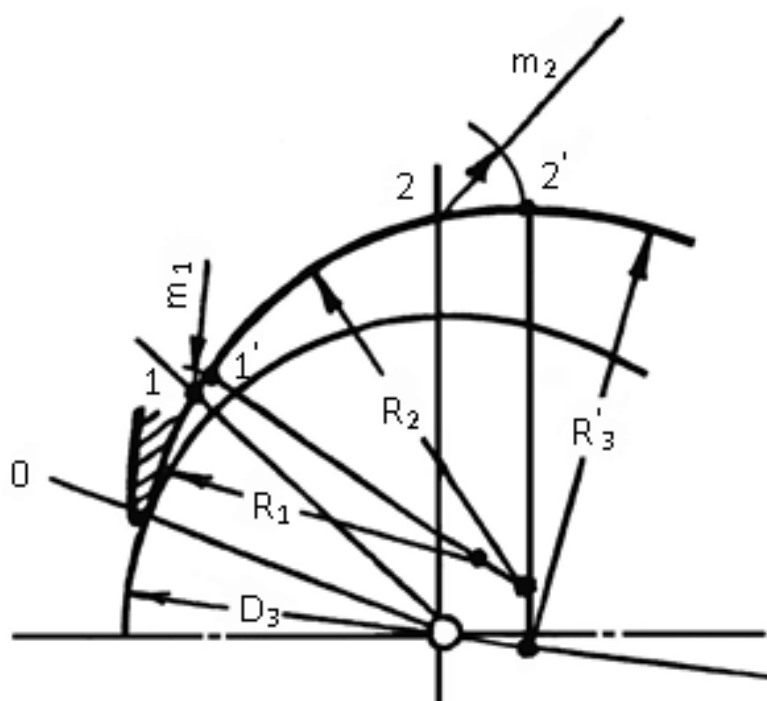


Рисунок 4.5 – Побудова контуру спіралі

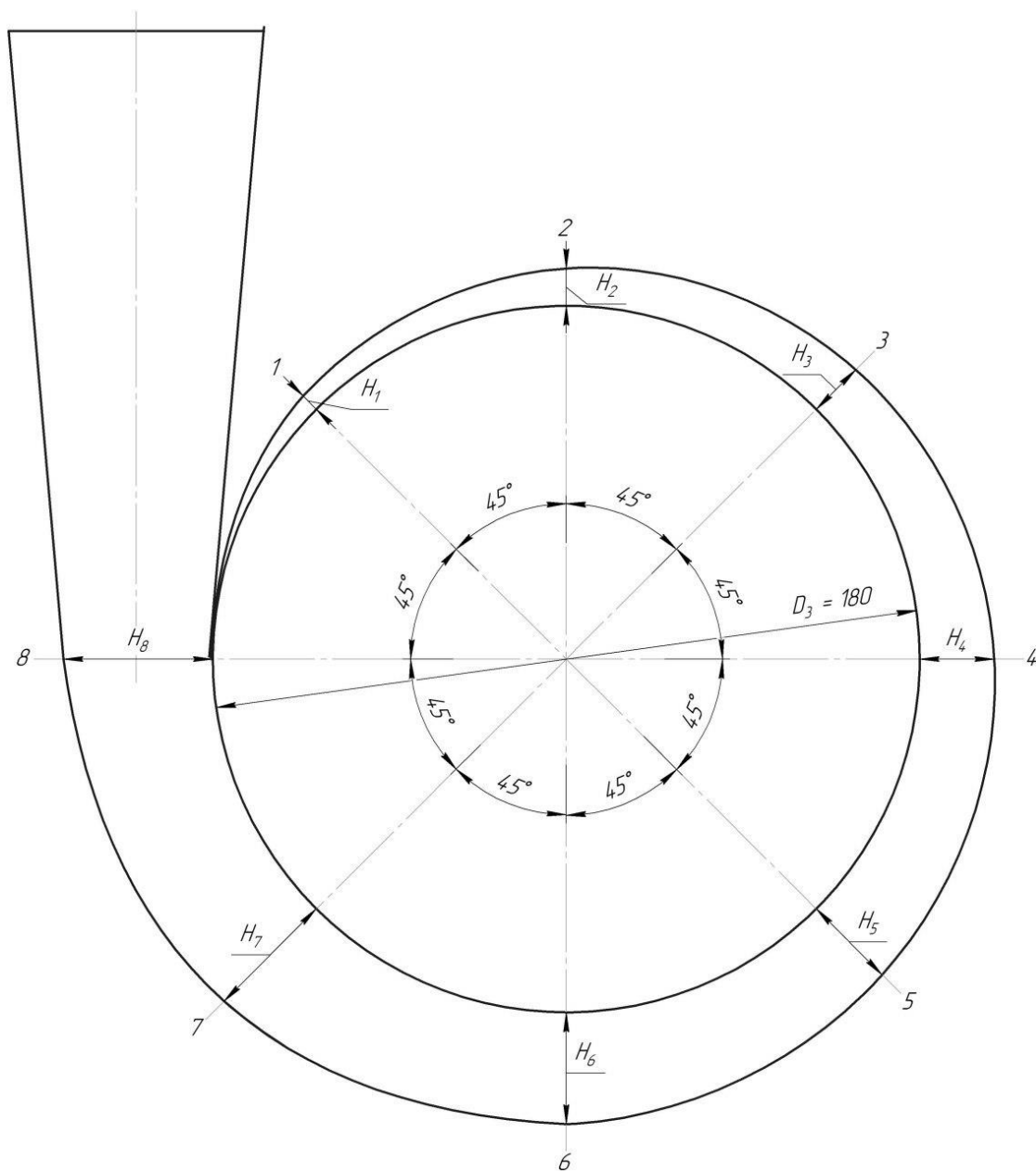


Рисунок 4.6 – План спірального відводу

## 5. РОЗРАХУНОК ГІДРОДИНАМІЧНИХ СИЛ

Розрахунок гідродинамічних сил проводимо згідно [2].

### 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.

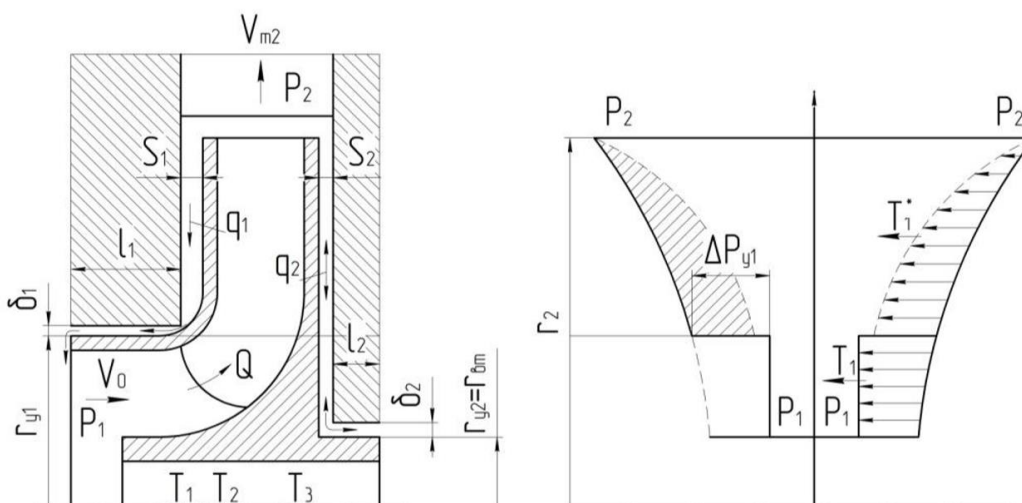


Рисунок 5.1 – Схема розподілу тиску та напрям дії осьової сили

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.

Сумарна осьова сила в насосі:

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

де  $i$  – кількість ступенів.

Сумарна осьова сила, що діє на окремий ступінь відцентрового 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 осевого напрямку його руху на радіальний, Н.

Осьова сила  $T_1$  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  $\gamma = \rho \cdot g = 1000 \cdot 9,81 = 9810$  [Н/м<sup>3</sup>] – питома вага рідини;

$r_{y1} = 0,034$  [м] – радіус переднього ущільнення;

$r_{y2} = 0,018$  [м] – радіус заднього ущільнення;

$H_p$  – потенційний напір робочого колеса;

$\omega$  – колова швидкість обертання ротора насоса, с<sup>-1</sup>. 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  $\eta_{г.к.} = \sqrt{\eta_{г.}} = \sqrt{0,83} = 0,91$ );

$H_m$  – теоретичний напір, м.

Теоретичний напір визначаємо за формулою:

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

$$H_m = \frac{38}{0,91} = 41,76 \text{ [м]}.$$

$$H_p = 41,76 \cdot 0,91 \cdot \left(1 - \frac{9,81 \cdot 41,76}{2 \cdot 26,75^2}\right) = 27,12 \text{ [м]}.$$

Тоді:

$$T_1 = 9810 \cdot \pi \cdot (0,034^2 - 0,018^2) \cdot \left[27,12 - \frac{314^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(0,018^2 - \frac{0,034^2 - 0,018^2}{2}\right)\right] = 698 \text{ [Н]}.$$

Осьова сила  $T_2$  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  $T_2$ :

$$T_2 = 1000 \cdot \frac{30}{3600} \cdot 2,99 = 25 \text{ [Н]}.$$

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

$$T = 698 - 25 = 673 \text{ [Н]}.$$

Тоді сумарна осьова сила в насосі:

$$T_{сум} = 1 \cdot 673 = 673 \text{ [Н]}.$$

## 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;

$Q_{\text{опт}} = Q = 30$  [м<sup>3</sup>/Год] – подача при оптимальному режимі;

$\gamma = \rho \cdot g = 1000 \cdot 9,81 = 9810$  [Н/м<sup>3</sup>] – питома вага рідини;

$b_2 = 0,010$  [м] – ширина колеса на виході.

$$R_{\text{max}} = 0,36 \cdot \frac{30}{30} \cdot 9810 \cdot 38 \cdot 0,170 \cdot 0,010 = 228 \text{ [Н]}.$$

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



## 6. РОЗРАХУНОК НАСОСА НА КАВІТАЦІЮ

Кавітація належить до гідродинамічних явищ і залежить від гідродинамічних якостей робочих органів машини та фізичних властивостей рідини.

Кавітація являє собою складний комплекс наступних явищ:

- виділення пари і розчинених газів з рідини в тих областях, де тиск рідини дорівнює або менше тиску її насичених парів;
- місцеве підвищення швидкості руху рідини в тому місці, де виникло пароутворення, і безладний рух рідини;
- конденсація бульбашок пари, захоплених потоком рідини в область підвищеного тиску. Конденсація кожного з бульбашок призводить до різкого зменшення обсягу і гідравлічного удару в мікроскопічних зонах; проте «бомбардування» цими ударами великої площі кавітуємої поверхні призводить і до великих площ руйнування. Багаторазово повторювані механічні дії при конденсації бульбашок викликають механічний процес руйнування матеріалу колеса, що є найбільш небезпечним наслідком кавітації;
- хімічне руйнування металу в зоні кавітації киснем повітря, що виділився з рідини під час проходження її в зонах зниженого тиску. Цей процес носить назву корозії. Корозія, що діє одночасно з циклічними механічними діями, знижує міцність металу.

Кавітація зменшує ККД, напір і продуктивність насоса. При сильному розвитку кавітації відцентровий консольний насос повністю припиняє роботу (зриває подачу). Тривала робота насоса при наявності навіть незначних кавітаційних явищ абсолютно неприпустима. Особливо сильно при кавітації пошкоджуються деталі насосів, якщо перекачується вода. Від дії кавітації поверхні деталей стають шорсткими і губчастими, що сприяє швидкому стиранню деталей. У свою чергу тверді частинки, що містяться в рідині зтирають поверхні деталей та сприяють посиленню кавітації [9].

Розрахунок насоса на кавітацію проводимо за 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  $c = 1000$ .

Тоді:

$$\Delta h = \left( \frac{5,62 \cdot 3000 \cdot \sqrt{\frac{30}{3600}}}{1000} \right)^{4/3} = 1,78 \text{ [м]}.$$

## 7. РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ НАСОСА

### 7.1 Вибір електродвигуна

Максимальну потужність насоса при роботі на номінальному режимі було визначено за формулою (2.8):

$$N_{max} = 5,21 \text{ [кВт]}.$$

За відомою частотою обертання та розрахованою потужністю обираємо електричний двигун 5АИ100L2 Ж, з потужністю 5,5 кВт, частотою обертання 3000 об/хв.

### 7.2 Розрахунок пускової моментної характеристики

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

Графік залежності моменту опору будуємо 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 ( $n_A = 0$ ):

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

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

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

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

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad (7.3)$$

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

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

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{5,21}{314} = 17 [\text{Н} \cdot \text{м}].$$

Тоді початковий момент пуску агрегату дорівнює:

$$M_A = 0,21 \cdot 17 = 3,57 [\text{Н} \cdot \text{м}].$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна:

$$M_{\text{max}} = 17 [\text{Н} \cdot \text{м}].$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0,3 \cdot n_{\text{НОМ}}, \quad (7.4)$$

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

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

$$M_B = 0,03 \cdot 17 = 0,51 [\text{Н} \cdot \text{м}]. \quad (7.5)$$

Коефіцієнт параболи визначаємо за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$k = \frac{M_{max}}{n^2}. \quad (7.6)$$

$$k = \frac{17}{3000^2} = 5,66 \cdot 10^{-6}.$$

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

$$M = k \cdot n^2. \quad (7.7)$$

Результати розрахунку заносимо до табл. 7.1.

Графік пускового моменту будуємо таким чином:

- за таблицею 7.1 будуємо 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

$n, \text{об/хв}$	0	500	1000	1500	2000	2500	3000
$M, \text{Н} \cdot \text{м}$	0	1,42	5,66	12,76	22,64	35,37	50,94

На рисунку 7.1 наведена пускова моментна характеристика насосного агрегату.

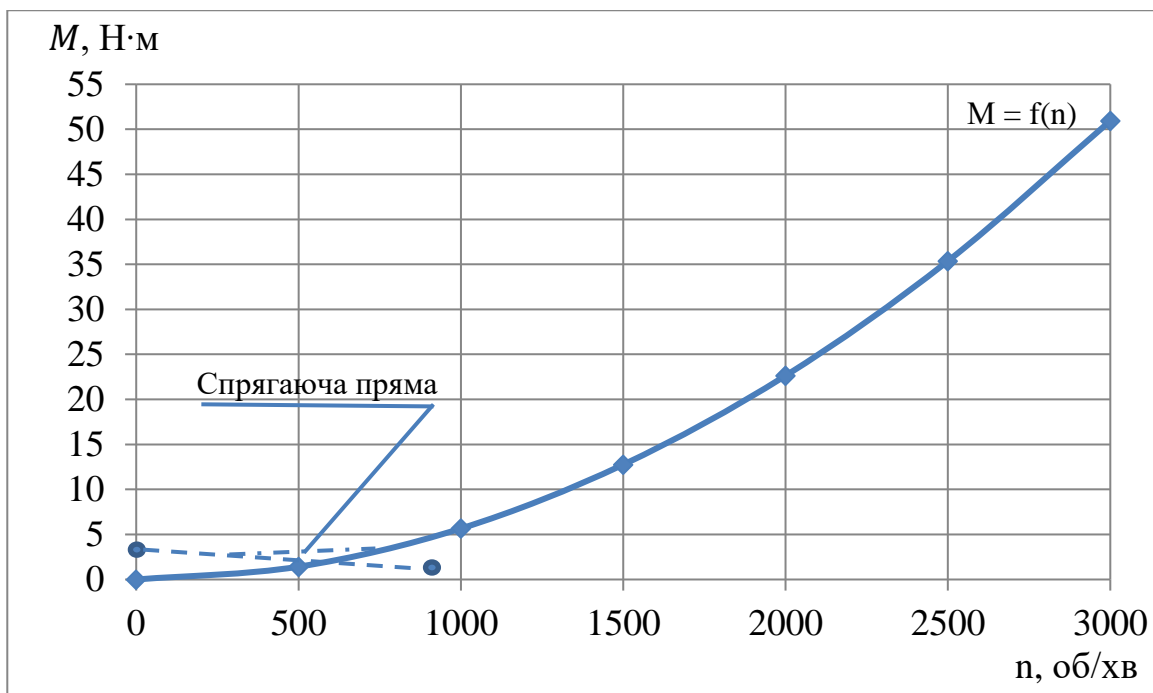


Рисунок 7.1 – Пускова моментна характеристика

## 8. РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ

### 8.1 Розрахунок ущільнення сальникового типу

Розрахунок ущільнення сальникового типу проводимо згідно [2].

Ущільнення сальникового типу набули широкого застосування в насосах завдяки простоті їх конструкції, низької вартості та можливості швидкої заміни без розбирання насоса. Як набивку найчастіше використовують паронітові шнури, скручені у кільця. Сальникові ущільнення використовуються для тисків, що не перевищують 1,0 МПа. Для нормальної роботи сальникового ущільнення необхідно забезпечити змащування поверхонь, що труться та відведення тепла, що виділяється при терті. Тому затяжка набивного ущільнення повинна бути такою, щоб через нього було забезпечено протікання рідини у кількості 10 – 15 л/год. Затягування ущільнення до повного припинення протікань не допускається,

тому що при цьому відбувається вигорання змазки ущільнення та пошкодження поверхонь, що контактують з набивкою.

Схема найпростішого сальникового ущільнення приведена на рис.8.1.

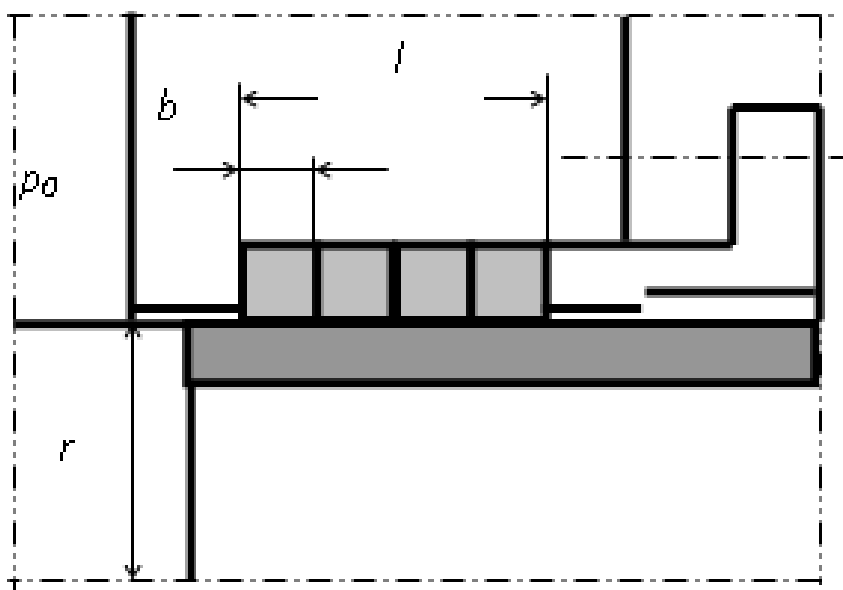


Рисунок 8.1 – Схема найпростішого сальникового ущільнення

Розраховуємо товщину кільця набивки сальника, мм:

$$b = \sqrt{d_{\text{в}}}, \quad (8.1)$$

де  $d_{\text{в}}$  – діаметр вала в місці набивання сальника, мм,  $d_{\text{в}} = 20$  мм, за формулою (2.9).

$$b = \sqrt{20} = 4,47 \text{ [мм]}.$$

Згідно ГОСТ 5152-84 [10] приймаємо товщину кільця зі стандартного ряду  $b = 5$  [мм].

Довжина сальникового ущільнення, мм:

$$l = i \cdot b, \quad (8.2)$$

де  $i$  – кількість кілець набивки, шт. В загальному приймають від 4 до 6. З конструктивних міркувань приймаємо 5.

$$l = 5 \cdot 5 = 25 \text{ [мм]}.$$

Потужність, Вт, що втрачається в сальниковому ущільненні [11]:

$$N_c = \pi \omega r^2 b p_0 (e^{2afi} - 1), \quad (8.3)$$

де  $p_0 = 1020$  [Па] – тиск в ущільнюючій камері, Па;

$a \approx 0,5$  – коефіцієнт жорсткості набивки;

$f = 0,02 - 0,1$  – коефіцієнт тертя руху набивки;

$r = 10,5$  – радіус захисної втулки.

Тоді:

$$N_c = \pi \cdot 314 \cdot 0,0105^2 \cdot 0,005 \cdot 1020 \cdot (e^{2 \cdot 0,5 \cdot 0,05 \cdot 5} - 1) = 1,57 \text{ [Вт]}.$$

Щоб уникнути перегріву набивки мінімальний витік рідини повинен складати  $Q_{min} = 0,1 - 10$  [дм<sup>3</sup>/год].

## 8.2 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом

Вихідні дані:

Матеріал вала – Сталь 40Х;

Матеріал шпонки – Сталь 45.

Розміри шпонки під робочим колесом ( $d_k = 20$  мм) вибираємо згідно ГОСТу 23360-78 [12]:

$$b \cdot h \cdot l = 6 \cdot 6 \cdot 28.$$

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

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l \cdot (h - t_1)}, \quad (8.4)$$

де  $t_1 = 3,5$  [мм] – глибина паза вала;

$d = d_k = 20$  [мм] – діаметр вала, мм;

$M_{max} = 17$  [Н · м].

Знайдемо напруження на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 17}{0,02 \cdot 0,028 \cdot (0,006 - 0,0035)} = 24 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 24 \text{ [МПа]}.$$

Допустиме напруження на зминання:

$$[\sigma]_{зм} = 0,56 \cdot \sigma_{0,2}, \quad (8.5)$$

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:

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma]_{зм},$$

$$24 \text{ [МПа]} \leq 192,08 \text{ [МПа]}.$$

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l \cdot b}, \quad (8.6)$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 17}{0,02 \cdot 0,028 \cdot 0,006} = 10,2 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 10,2 \text{ [МПа]}.$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова:

$$\tau_{зр} \leq [\tau]_{зр}. \quad (8.7)$$

Допустиме напруження на зріз:

$$[\tau]_{зр} = 0,6 \cdot [\sigma]_{зм}, \quad (8.8)$$

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

Умова міцності на зминання виконується:

$$10,2 \text{ [МПа]} \leq 115,248 \text{ [МПа]}.$$



### 8.3 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність

За діаметром  $d_{\text{п}} = 25$  мм, у довідковій літературі вибираємо тип та марку підшипників, їх динамічну  $C$  (Н) та статичну вантажопідйомність  $C_0$  (Н) [13].

В опорі А установлений шарикопідшипник. Вибираємо підшипник радіально-упорний однорядний середньої серії 46305 ГОСТ 831-75.

Статична вантажопідйомність:  $C_0 = 14600$  Н.

Динамічна вантажопідйомність:  $C = 26900$  Н.

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

Еквівалентне динамічне навантаження визначаємо за формулою:

$$P = (X \cdot F_r \cdot V + Y \cdot F_a) \cdot K_{\delta} \cdot K_T, \quad (8.9)$$

де  $F_r = R = 228$ ,  $F_a = T = 673$  – радіальне та осьове навантаження, Н;

$V = 1$  – коефіцієнт обертання;

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

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

$X$ ,  $Y$  – коефіцієнти радіального та осьового навантаження відповідно. Вони вибираються з довідкової літератури залежно від співвідношення [13]:

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{673}{1 \cdot 228} = 2,95. \quad (8.10)$$

Визначаємо величину  $e$  із графіку, для цього розраховуємо співвідношення:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{673}{14600} = 0,0461. \quad (8.11)$$

Із отриманого значення,  $e = 0,19$ .

Так як,  $\frac{F_a}{V \cdot F_r} \geq e$ , то коефіцієнт радіального навантаження  $X = 0$ ,  $Y = 0,41$ .

$$P = (0 \cdot 228 \cdot 1 + 0,41 \cdot 673) \cdot 1 \cdot 1,4 = 386,3 \text{ [Н]}.$$

Розрахунковий ресурс підшипника, год:

$$L_{hp} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}. \quad (8.12)$$

$$L_{hp} = \left(\frac{26900}{386,3}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 3000} = 1875714,7 \text{ [год]}.$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h. \quad (8.13)$$

$$1875714,7 \geq 20000.$$

## **9. РОЗРОБКА МАРШРУТНОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ**

Розробку маршрутного технологічного процесу проводимо згідно [14].

Маршрутний технологічний процес будемо розробляти для деталі «Робоче колесо».

### **9.1 Аналіз конструкції робочого колеса і технічних умов на його виготовлення**

Робоче колесо є основним робочим органом, що забезпечує подачу і напір рідини. Робоче колесо піддається впливу великих динамічних навантажень від тиску рідини на лопаті, від відцентрових сил і вібрації при наявності неврівноважених сил. Крім того, воно піддається впливу кавітації і корозії.

Основною задачею аналізу конструкції деталі являється виявлення можливостей підвищення її технологічності. Тому увагу необхідно звернути на зменшення розмірів оброблюваних поверхонь, що знижує трудоемність механічної обробки; уніфікацію розмірів і форм пазів, канавок, галтелей, отворів і інших елементів, що скорочує номенклатуру ріжучих інструментів і зменшення часу обробки при послідовному виконанні технологічних переходів; забезпечення надійного і зручного базування; можливість суміщення технологічної і вимірювальної баз для підвищення точності обробки.

Аналіз конструкції зводиться до докладного вивчення креслення деталі, технічних умов на виготовлення, умов роботи деталі в гідромашині. При цьому перевіряється достатність проєкцій, правильність проставляння розмірів, вивчаються вимоги по точності і шорсткості обробки поверхонь, інші вимоги технічних умов.

## 9.2 Визначення типу виробництва

Тип виробництва даної деталі – малосерійний. Малосерійне виробництво наближається по своїм технологічним особливостям до одиничного виробництва. В ньому, як і в одиничному виробництві, застосовують переважно універсальне обладнання (з розташуванням його в цехах по типам станків), нормальний робочий і універсальний вимірювальний інструмент. Малосерійному виробництву притаманна велика номенклатура виробів що виготовляються і велика кількість виконуваних на різних робочих місцях операцій.

## 9.3 Вибір методу отримання заготовки

Вибір методу отримання заготовки, у відповідності визначається:

- 1) технологічними характеристиками матеріалу деталі; структурними змінами матеріалу, отримуваними в результаті застосування того чи іншого методу отримання заготовки;
- 2) формою і розмірами заготовки;
- 3) необхідною точністю заготовки, шорсткістю і якістю її поверхні;
- 4) програмою випуску і строками виконання цієї програми;
- 5) наявністю відповідного технологічного обладнання;
- 6) строками підготовки технологічної оснастки.

Конкретно в нашому випадку, що розглядається в даній роботі, найбільш доцільним методом отримання заготовки є лиття у піщані форми у відповідності до технічних вимог ГОСТ 5525-88 [15]. Даний вид лиття надає можливість виготовлення великих і важких виливків. Поруч з цим, варто виділити високу шорсткість поверхні, яка є основним недоліком цього способу лиття.

## 9.4 Умови вибору технологічних баз

Основні положення по вибору баз і вимоги до базових поверхонь:

- 1) За технологічну базу в першій операції механічної обробки приймають необроблені поверхні, найбільш надійно отримані в заготовці.
- 2) Вибрана чорнова база повинна забезпечити найбільш точне розташування оброблюваних поверхонь відносно необроблюваних базових.
- 3) При виборі базуючих поверхонь необхідно прагнути суміщення конструкторської, технологічної і вимірювальної баз.
- 4) В якості опорної технологічної бази необхідно використовувати поверхні найбільших розмірів, що забезпечить кращу стійкість заготовки. Направляюча база повинна мати найбільшу довжину відносно направляючої площини пристосування.
- 5) Вибрані технологічні бази повинні забезпечити найменшу деформацію заготовки від зусиль затиснення і виникаючих при обробці зусиль різання.
- 6) Базові поверхні повинні забезпечити найкращі умови базування, закріплення і виміру деталі, а також простоту конструкції пристосування.

## 9.5 Вибір маршруту обробки поверхонь деталі

Маршрут обробки вибирається виходячи з вимог робочого креслення колеса та прийнятої заготовки. За заданими квалітетами точності, класами чистоти поверхонь деталі, а також враховуючи її розміри, масу та конфігурацію вибирається необхідна кількість стадій обробки і тип відповідного обладнання. Кожна стадія виконується на своїх режимах обробки необхідним інструментом.

## 9.6 Технологічний маршрут механічної обробки робочого колеса

1) Операція 05. Заготівельна.

- Заготовку отримують методом лиття у піщані форми.

2) Операція 10. Токарно-гвинторізна.

- Станок токарно-гвинторізний 16К20.

• Деталь закріплюється в трьохкулачковому патроні. Таким чином мають місце дві технологічні бази: установочну (торець – позбавляє трьох ступенів свободи); подвійну опорну (зовнішня циліндрична поверхня заготовки – позбавляє двох ступенів свободи). Оброблюється торцева поверхня заготовки, точаться внутрішні циліндричні поверхні втулки, точиться фаска: внутрішня.

• Обробка проводиться різцями: розточним ГОСТ 18883-73 [16] з пластиною із твердого сплаву ВК8, розточним Т30К4 S30К-PSYFR06 та свердлом  $\varnothing 40$  ГОСТ 12121-77 [17].

• Контроль розмірів на місці проводиться штангенциркулем ШЦ-II ГОСТ 166-89 [18] та калібр-пробкою гладкою  $\varnothing 50h7$ .

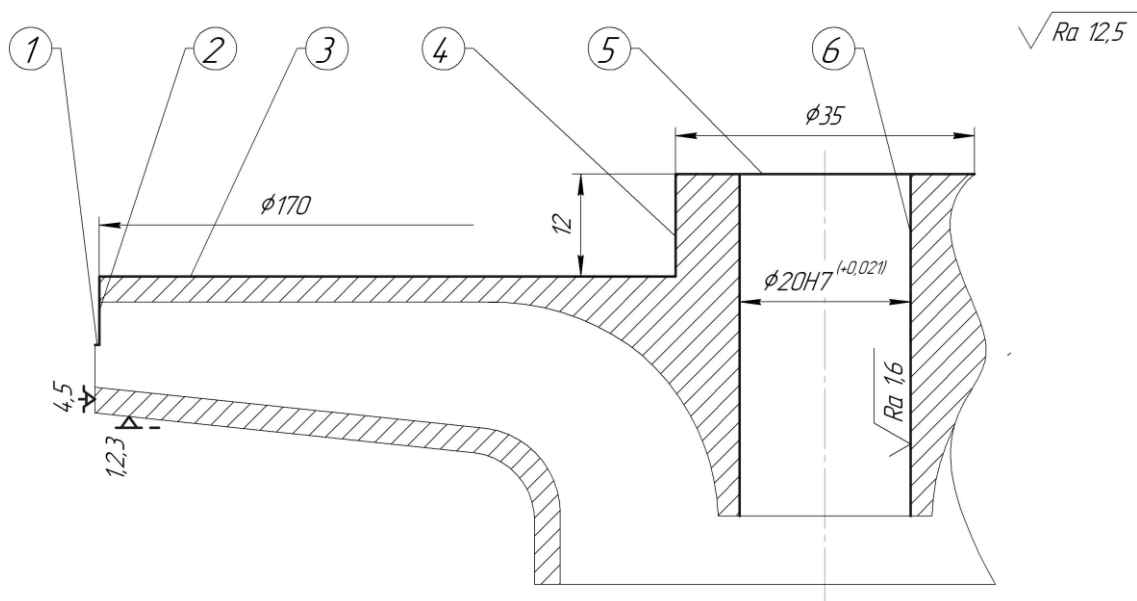


Рисунок 9.1 – Операційний ескіз (операція 10)

### 3) Операція 15. Токарно-гвинторізна.

- Станок токарно-гвинторізний 16К20.
- Деталь закріплюється в трьохкулачковому патроні. Маємо дві технологічні бази: установочну (торець – позбавляє трьох ступенів свободи); подвійну опорну (внутрішня циліндрична поверхня втулки – позбавляє двох ступенів свободи). Оброблюємо торцеву поверхню заготовки.

- Обробка проводиться різцями: прохідним упорним ГОСТ 18879-73 [19] з пластиною із твердого сплаву ВК6, прохідним упорним Т30К4 S30К-PSYFR06.

- Контроль розмірів проводиться штангенциркулем ШЦ-II ГОСТ 166-80 [18].

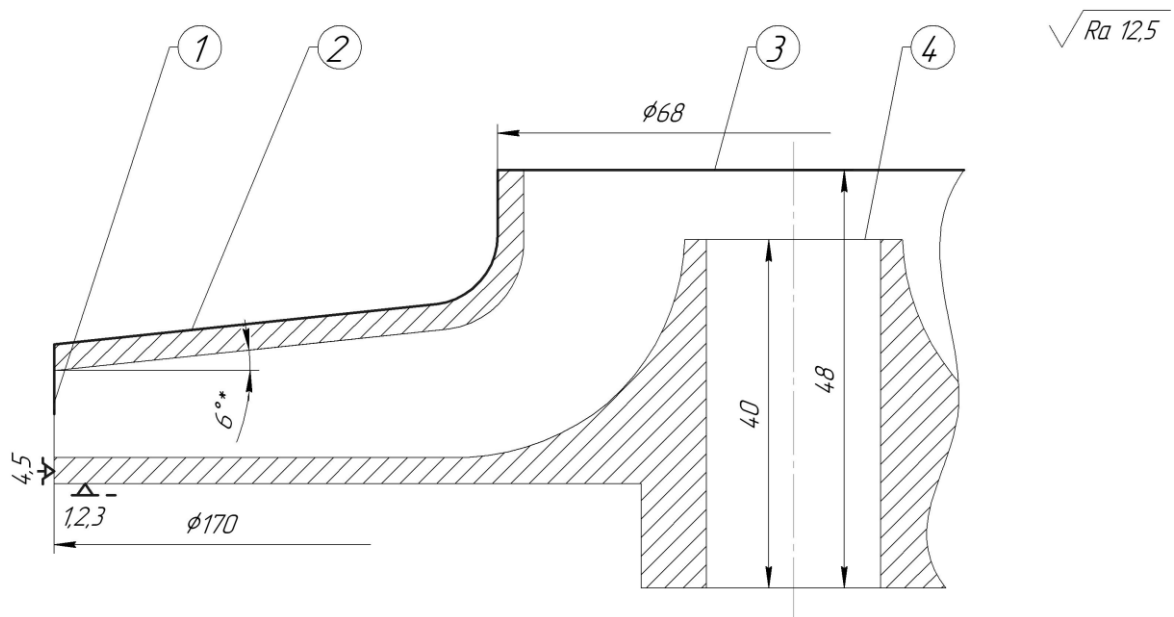


Рисунок 9.2 – Операційний ескіз (операція 15)

## 4) Операція 20. Контроль ВТК.

- Стіл ВТК.
- Контролюються розміри по шаблонам, контролюється розмір діаметром 50 мм гладкою калібр-пробкою.

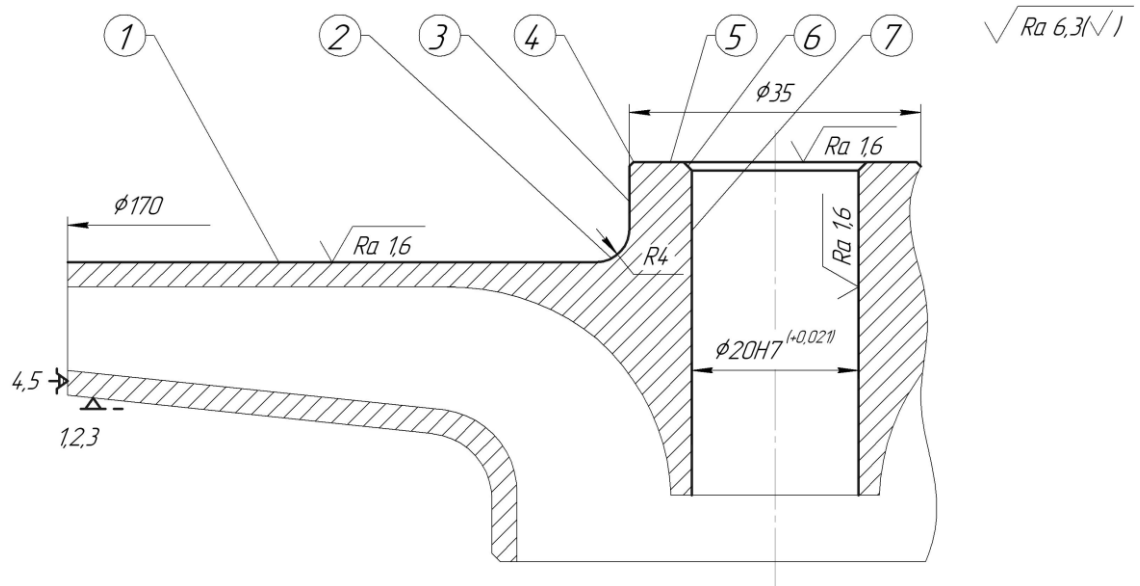


Рисунок 9.3 – Операційний ескіз (операція 20)

## 5) Операція 25. Слюсарна.

- Верстак слюсарний.
- Обрізати зовнішній диск.

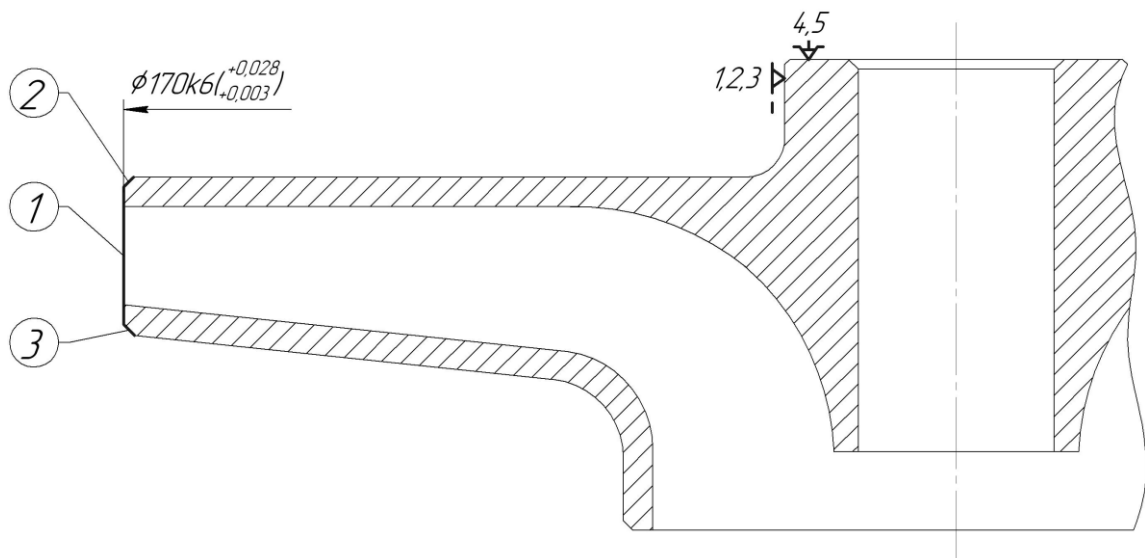


Рисунок 9.4 – Операційний ескіз (операція 25)



б) Операція 30. Токарно-гвинторізна.

- Станок токарно-гвинторізний 16К20.

- Деталь закріплюється в трьохкулачковому патроні. Маємо дві технологічні бази: установочну (торець – позбавляє трьох ступенів свободи); подвійну опорну (зовнішня циліндрична поверхня втулки – позбавляє двох ступенів свободи). Оброблюються зовнішні поверхні лопатей робочого колеса, відбувається центрування робочого колеса.

- Обробка проводиться різцями: прохідним упорним ГОСТ 18879-73 [19] з пластиною із твердого сплаву ВК6; прохідним упорним Т30К4 S30К-PSYFR06.

- Контроль розмірів проводиться штангенциркулем ШЦ-II ГОСТ 166-80 [18].

7) Операція 35. Контроль ВТК.

Стіл ВТК.

- Контролюються розміри по шаблонам, контролюється розмір діаметром 410 мм

8) Операція 40. Розміточна.

- Плита розміточна.

- Проводиться розмітка: центрів отворів у диску; шпоночного паза у втулці колеса.

- Розмітка проводиться лінійкою слюсарною, циркулем слюсарним, штангенциркулем ШЦ-II ГОСТ 166-80 [18], керном та молотком.

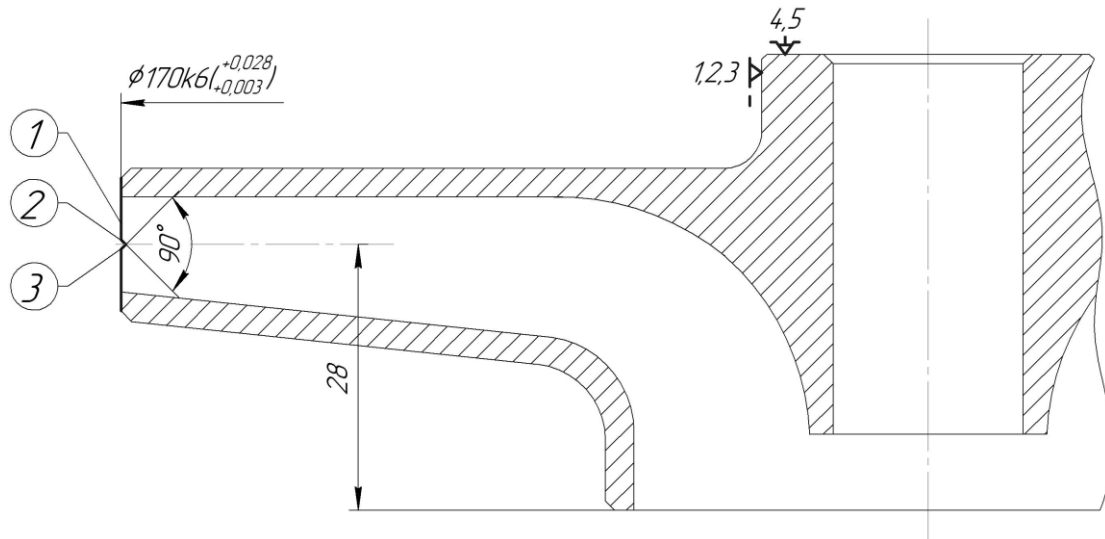


Рисунок 9.5 – Операційний ескіз (операція 40)

## 9) Операція 045. Довбальна.

- Станок довбальний 7А420.
- Заготовка встановлюється в спеціальний пристрій, вивіряється і закріплюється. Допуск шпоночного паза забезпечується за рахунок принципу суміщення баз.
- Проводиться довбання шпоночного пазу різцем довбальним ГОСТ 18888-73 [20] з пластиною із твердого сплаву ВК6.
- Контроль розмірів паза проводиться калібром пазовим.

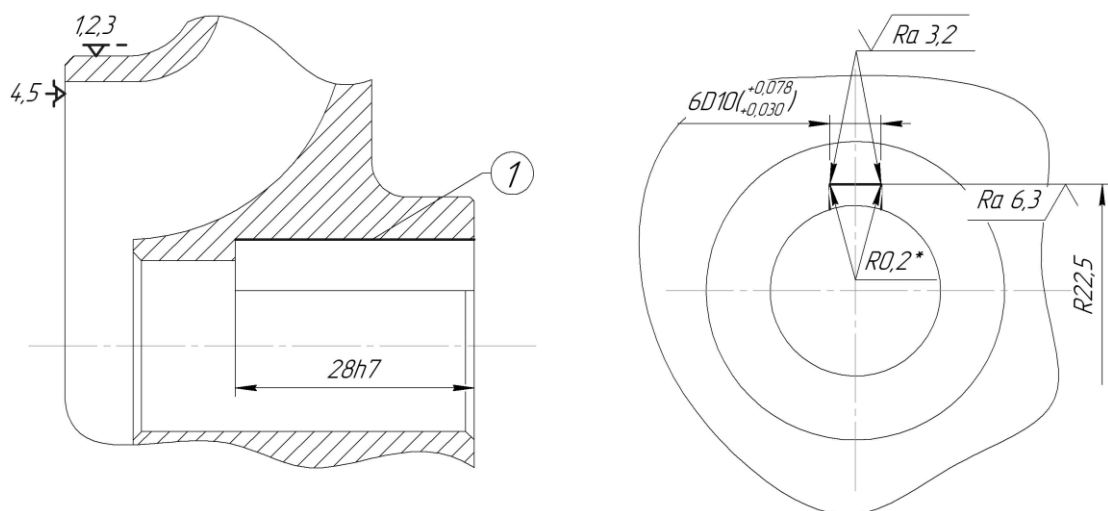


Рисунок 9.6 – Операційний ескіз (операція 45)

10) Операція 50. Слюсарна.

- Верстак слюсарний.
- Зачищаються надфілем заусенці після фрезерної, свердлильної

та довбальної операцій.

11) Операція 55. Балансувальна.

- Статичне балансування здійснюється на ножах шляхом використання вантажиків. Після збалансування колеса вантажики знімаються і зважуються.

12) Операція 60. Слюсарна.

- Верстак слюсарний.

Усувається дизбаланс колеса за допомогою зняття металу з основного диску на глибину не більше 1 мм з плавним переходом дисків, згідно технічних вимог робочого креслення колеса робочого.

## 10. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

### 10.1 Розрахунок собівартості насоса КМ 30-38

Розрахунок собівартості насоса КМ 30-38 проводимо згідно [21].

#### 10.1.1 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:

$$C_{\Pi} = C_a - C_{ан} + C_{пр} + C_{сб}, \quad (10.1)$$

де  $C_{\Pi}$  – 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 10.1.

$$C_{\Pi} = 1150 + 160 + 8,2 + 25 + 320 + 290 + 60 + 125 + 13,5 = 2151,7 \text{ [грн]}.$$

Таблиця 10.1 – Матеріали

№ п/п	Деталь	Матеріал деталі	Маса, кг	Кіл., шт.	Ціна 1 кг матеріалу, грн.	Сума, грн.
1.	Корпус	СЧ20	23	1	50	1150
2.	Робоче колесо	СЧ20	3,2	1	50	160
3.	Прокладка	Пароніт	0,025	4	82	8,2
4.	Захисна втулка	СЧ20	0,5	1	50	25
5.	Кришка корпусу	СЧ20	6,4	1	50	320
6.	Ліхтар	СЧ20	5,8	1	50	290
7.	Захисна втулка сальника	СЧ20	1,2	1	50	60
8.	Кришка сальника	СЧ20	2,5	1	50	125
9.	Грундбукса	СЧ18	0,3	1	45	13,5

### 10.1.2 Визначення витрат на основні матеріали і покупні вироби

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

$$Z_{\text{пок}} = \sum_{i=1}^n C_{\text{пок.і}} \cdot N_{\text{пок.і}}, \quad (10.2)$$

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 10.2.

Таблиця 10.2 – Витрати на основні матеріали і покупні вироби

№ п/п	Найменування	Кількість, шт.	Ціна, грн.	Сума, грн.
1.	Електродвигун 5АІ100L2Ж	1	2700	2700
2.	Сальникове ущільнення	5	78,00	390
3.	Прокладка	3	48,00	144
4.	Вироби кріплення	40	-	2500

$$Z_{\text{пок}} = 2700 + 390 + 144 + 2500 = 5734 \text{ [грн]}.$$

### 10.1.3 Розрахунок трудомісткості і заробітної плати виробничих робітників

Основну заробітну плату виробничих робітників визначаємо за формулою:

$$C_3 = C_q \cdot K_{\text{ср}} \cdot T_{\text{н}} \cdot K_{\text{пр}}, \quad (10.3)$$

де  $C_q$  – 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:

$$T_{\text{н}} = T_{\text{а}} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{Q_{\text{н}}}{Q_{\text{а}}}\right)^2} \cdot K_{\text{нов}}, \quad (10.4)$$

де  $T_{\text{а}}$  – трудомісткість робіт виробу-аналога, н.год. Приймаємо  $T_{\text{а}} = 170$ ;

$Q_{\text{н}}, Q_{\text{а}}$  – 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  $K_{\text{нов}} = 1$ .

$$T_{\text{н}} = 170 \cdot \sqrt[3]{(77/73)^2} \cdot 1 = 176 \text{ [н. год]}.$$

Тоді заробітна платня:

$$C_3 = 25,5 \cdot 1,33 \cdot 176 \cdot 1,4 = 8356,66 \text{ [грн]}.$$

Додаткову заробітну платню виробничих працівників, визначаємо у відсотках від основної заробітної платні. Відсоток додаткової заробітної платні складає 15% від основної заробітної платні виробничих працівників, тобто:

$$C_{\text{дод}} = \frac{15\% \cdot C_3}{100\%}, \quad (10.5)$$

$$C_{\text{дод}} = \frac{15\% \cdot 8356,66}{100\%} = 1253,5 \text{ [грн]}.$$

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%:

$$C_{\text{н}} = (C_3 + C_{\text{дод}}) \cdot 0,22, \quad (10.6)$$

$$C_{\text{н}} = (8356,66 + 1253,5) \cdot 0,22 = 2114,24 \text{ [грн]}.$$

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

$$C_{\text{інст}} = 0,15 \cdot C_3, \quad (10.7)$$

$$C_{\text{інст}} = 0,15 \cdot 8356,66 = 1253,5 \text{ [грн]}.$$

### 10.1.4 Визначення накладних витрат

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

- Витрати по утриманню та експлуатації обладнання.

$$C_{в.у} = \frac{C_3 \cdot K_{в.у}}{100\%}, \quad (10.8)$$

де  $K_{в.у}$  – 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  $K_{в.у} = 220 - 250\%$ .

$$C_{в.у} = \frac{8356,66 \cdot 220\%}{100\%} = 18384,65 \text{ [грн]}.$$

- Цехові витрати.

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

$$C_{ц.в} = \frac{C_3 \cdot K_{ц.в}}{100\%}, \quad (10.9)$$

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

$$C_{ц.в} = \frac{8356,66 \cdot 150\%}{100\%} = 12535 \text{ [грн]}.$$



- Загальнозаводські витрати.

Визначемо у відсотках від основної заробітної платні виробничих працівників:

$$C_{з.в} = \frac{C_3 \cdot K_{з.в}}{100\%}, \quad (10.10)$$

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.

$$C_{з.в} = \frac{8356,66 \cdot 350\%}{100\%} = 29248,31 \text{ [грн]}.$$

Виробнича собівартість виробу, який проектуємо визначається як сума всіх розрахованих витрат за статтями калькуляції:

$$C_{\text{вир.}} = 2151,7 + 5734 + 8356,66 + 1253,5 + 2114,24 + 1253,5 + 18384,65 + 12535 + 29248,31 = 81031,56 \text{ [грн]}.$$

- Позавиробничі витрати.

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

$$C_{п.в} = 0,03 \cdot C_{\text{вир.}}, \quad (10.11)$$

$$C_{п.в} = 0,03 \cdot 81031,56 = 24309,47 \text{ [грн]}.$$

Повна собівартість виробу:

$$C_{\text{пов}} = C_{\text{вир.}} + C_{п.в}, \quad (10.12)$$

$$C_{\text{пов}} = 81031,56 + 24309,47 = 105341,03 \text{ [грн]}.$$

### 10.1.5 Визначення планових накопичень та договірної ціни проектуємого виробу:

- Планові накопичення.

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

$$\Pi = \frac{C_{\text{пов}} \cdot P}{100\%}, \quad (10.13)$$

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%.

$$\Pi = \frac{105341,03 \cdot 25\%}{100\%} = 26335,25 \text{ [грн]}.$$

- Договірна ціна.

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

$$C_{\text{опт}} = C_{\text{пов}} + \Pi, \quad (10.14)$$

$$C_{\text{опт}} = 105341,03 + 26335,25 = 131676,28 \text{ [грн]}.$$

Отримані розрахунки заносимо до таблиці 10.3.

Таблиця 10.3 – Планова калькуляція собівартості насосу КМ 30 – 38

№ п/п	Стаття витрат	Сума,грн.
1.	Сировина та основні матеріали	2151,7
2.	Покупні вироби та напівфабрикати	5734
3.	Основна заробітна плата	8356,66
4.	Додаткова заробітна плата	1253,5
5.	Нарахування на заробітну плату	2114,24
6.	Витрати на відшкодування зношення спеціальних пристосувань та інструментів	1253,5
7.	Витрати по утриманню та експлуатації	18384,65
8.	Цехові витрати	12535
9.	Загальнозаводські витрати	29248,31
10.	Виробнича собівартість	81031,56
11.	Позавиробничі витрати	24309,47
12.	Повна собівартість	105341,03

## 11. ПЕРЕВАГИ ТА НЕДОЛКИ МОНОБЛОЧНИХ НАСОСІВ

До переваг моноблочних насосів можна віднести невелику вагу і малі габарити. Вони прості в збірці, установці і не вимагають складного обслуговування. Це і робить їх вдалим вибором для вирішення багатьох технічних завдань по комунальному обслуговуванню житлових будинків та інших будівель. Вони можуть працювати разом з автоматикою, що дозволить регулювати рівень тиску в контурі.

Найчастіше моноблочні насоси підключають до системи разом з частиною трубопроводу. Агрегат може бути розташований горизонтально або вертикально. Заміна або ремонт електромотора пристрою проводиться без демонтажу всього блоку: двигун можна витягти не відключаючи робочої секції насоса від трубопроводу.

В результаті застосування оригінальних конструкторських рішень вал насоса становить єдине ціле з валом електродвигуна. Причому вал насоса зроблений з нержавіючої сталі і збалансований спільно з ротором електродвигуна. Завдяки такому технічному рішенню биття вала насоса, щодо електродвигуна практично відсутнє.

Відсутність биття вала і жорстка конструкція насоса дозволяє зменшити радіальний зазор в щілинних ущільненнях між колесом і корпусом насоса. В результаті зменшуються перетікання і значно збільшується ККД.

Внаслідок оптимізації форми робочих органів насоса і застосування композиційного матеріалу для виготовлення робочого колеса в насосах практично непомітні шум і вібрація, тобто шум і вібрація насосного агрегату знаходяться на рівні шуму і вібрації приводного електродвигуна.

При виробництві моноблочних насосів використовуються запчастини та компоненти, виготовлені згідно встановленим специфікаціям і стандартам. Це вирішує завдання пошуку деталей для заміни зношених або вийшли з ладу. При цьому всі компоненти мають тривалий термін служби. У конструкції таких насосів використовуються посилені підшипники, і

якісні ущільнювачі, тип яких підбирається відповідно до експлуатаційними якостями і функціональними особливостями будови.

Довгий термін служби, висока ефективність роботи, надійність, відсутність необхідності в складному і дорогому обслуговуванні - все це робить використання консольно-моноблочних насосів вигідним рішенням у багатьох випадках [22].

Консольно-моноблочні агрегати також мають свої недоліки. Серед них варто виділити:

- Наявність в конструкції торцевих ущільнень і підшипників кочення;
- Високий рівень вібрації і шуму;
- Є можливість встановити насос лише в одному положенні. При цьому вал повинен перебувати горизонтально;
- Агрегат повинен бути встановлений на фундаменті або рамі;
- Робоче колесо кріпиться безпосередньо на вал електродвигуна. У разі неякісного виготовлення, може вийти з ладу дорогий електродвигун;
- Насоси з сальниками в конструкції вимагають частого обслуговування.

Дане насосне обладнання для води вимагає чистки не рідше 1 разу на рік або частіше, якщо воно працює переважно з брудною рідиною [23].

## 12. РОЗДІЛ 3 ОХОРОНИ ПРАЦІ

### 12.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що можуть виникати під час роботи насосного агрегату

Конструкція насосу забезпечує безпеку обслуговуючого персоналу при монтажі, підготовці до експлуатації, експлуатація, технічному обслуговуванні та ремонті.

Під час експлуатації та обслуговування насосу небезпечними та шкідливими виробничими факторами, згідно ГОСТ 12.0.003-74 [24] можуть бути:

- рухомі поверхні з'єднувальної муфти;
- підвищена (понад 45°C) температури поверхонь обладнання;
- підвищений рівень шуму та вібрації на робочому місці;
- електрична напруга, замикання якої може відбуватися через тіло людини.

Місця небезпеки:

- відкрита частина з'єднувальної муфти;
- нагріті понад 45°C поверхні насосного агрегату;
- шум та вібрація, збуджені працюючим насосним агрегатом;
- клемна коробка електродвигуна.

При експлуатації насосного агрегату електричний двигун має бути уземлений. Місце ущемлення позначається за стандартом та вказується в технічній документації на електродвигун. Насосний агрегат повинен уземлюватись відповідно до вимог ГОСТ 12.1.030-81 [25].

Робота насосу без засувки або зворотного клапана, встановлених у безпосередній близькості за напірним патрубком насоса, не допускається, за винятком випадків, коли аналіз гідравлічної системи трубопроводу показує, що при зупинці зворотне обертання насоса не перевищує встановлене заводом-виготовлювачем припустиме значення.

Поверхні насосного агрегату, які нагріваються вище за 45°C, повинні бути теплоізовані на місці експлуатації чи загороджені.

Експлуатація насосного агрегату без функціонування засобів автоматичного захисту та засобів виміру не допускається.

Насосний агрегат виконаний екологічно безпечним. Конструкція агрегату виключає можливість неорганізованих протікань робочого середовища, що перекачується, мастильних та затворних середовищ.

## **12.2 Правила організації робіт на висоті**

Роботи на висоті – це роботи, при яких працівник перебуває на відстані менше двох метрів від неогороджених зовнішніх або не перекритих внутрішніх перепадів по висоті 1,3 м і більше від робочої поверхні, а також роботи на похилій робочій поверхності.

Для створення безпечних умов під час виконання робіт на висоті необхідно:

- забезпечити наявність, міцність і стійкість огорожень, риштувань, настилів, драбин тощо;
- забезпечити працівників необхідними засобами захисту та використовувати їх за призначенням;
- виконувати у повному обсязі організаційні та технічні заходи, передбачені цими Правилами;
- застосовувати технічно справні машини, механізми і пристрої, укомплектовані необхідною технічною документацією;
- забезпечити необхідну освітленість на робочих місцях та безпечні проходи до них;
- уживати заходи щодо усунення або зменшення впливу шкідливих та/або небезпечних факторів;
- урахувати метеорологічні умови, а також стан здоров'я працівників, які виконують роботи на висоті.

Роботи на висоті виконуються за нарядами-допусками встановленої форми, до нарядів додаються проекти виконання робіт чи технологічні карти.

Працівники, які виконують роботу на висоті, зобов'язані:

- знати і виконувати вимоги Правил охорони праці під час виконання робіт на висоті, інших нормативно-правових актів та інструкцій з охорони праці, що стосуються їх робіт чи професій;
- дбати про особисту безпеку, а також про безпеку оточуючих людей під час виконання будь-яких робіт;
- виконувати роботи із застосуванням касок, запобіжних поясів, інших засобів індивідуального та колективного захисту;
- проходити в установленому порядку медичний огляд.

Під час організації робіт на висоті слід урахувати, що основними небезпечними виробничими факторами під час виконання цих робіт є падіння працівника або падіння предметів; супутніми можуть бути фактори: пожежна небезпека, дія електричного струму, підвищені рівні запиленості, загазованості повітря, шуму, несприятливі кліматичні умови тощо.

Причинами падіння працівників з висоти можуть бути:

- технічні (відсутність огорожень, запобіжних поясів, недостатня міцність і стійкість настилів, кошиків, сходів);
- технологічні (недоліки в проектах виконання робіт, неправильна технологія ведення робіт);
- психологічні (втрата самовладання, порушення координації рухів, необережні дії, недбале виконання своєї роботи);
- метеорологічні (сильний вітер, екстремальна температура повітря, дощ, сніг, туман, ожеледь).

Крім того, травмування працюючих може статися в результаті падіння предметів з висоти.

При проведенні робіт на висоті повинні встановлюватися огорожі і позначатися в установленому порядку межі небезпечних зон. Такі запобіжні



заходи приймаються для обмеження доступу працівників в зони, де можливе їх падіння з висоти, травмування падаючими матеріалами, інструментом та іншими предметами, а також частинами конструкцій, що знаходяться в процесі спорудження, обслуговування, ремонту, монтажу.

На межах зон постійно діючих небезпечних виробничих факторів встановлюються захисні огорожі, а на кордонах зон потенційної небезпеки дії цих факторів – сигнальні огорожі і знаки безпеки.

Робоче місце повинно міститися в чистоті, зберігання заготовок, матеріалів, інструменту, готової продукції, відходів виробництва повинно бути впорядковано і відповідати вимогам охорони праці.

Робочі місця забезпечуються необхідними засобами колективного та індивідуального захисту працівників, первинними засобами пожежогасіння, а також засобами зв'язку та сигналізації, іншими технічними засобами забезпечення безпечних умов праці відповідно до вимог чинних нормативних документів.

Не допускається розміщувати на робочому місці і накопичувати невикористані матеріали, відходи виробництва тощо, захаращувати шляхи підходу і виходу.

Робочі місця, розташовані поза виробничими приміщеннями, включаючи і підходи до них, повинні міститися в чистоті, в зимовий час очищатися від снігу, льоду і посипатися піском, золою, тирсою або іншими аналогічними матеріалами.

Робочі місця і проходи до них, розташовані на висоті більше 1,3 м і відстані менше 2 м від межі перепаду по висоті, захищаються тимчасовими інвентарними огорожами. При цьому при неможливості застосування захисних огорожень або у разі короткочасного періоду знаходження працівників допускається проведення робіт із застосуванням запобіжного пояса.

Проходи на майданчиках і робочих місцях повинні відповідати наступним вимогам:

- ширина одиночних проходів до робочих місць і на робочих місцях повинна бути не менше 0,6 м, висота – не менше 1,8 м;
- сходи або скоби, які застосовуються для підйому або спуску працівників на робочі місця, розташовані на висоті більше 5 м, повинні бути обладнані пристроями для закріплення запобіжного пояса.

На кожному робочому місці рівень освітленості повинен відповідати встановленим нормам. Штучне освітлення по можливості не повинно створювати відблисків і тіней, які деформують огляд. Розведення тимчасових електромереж напругою до 1000 В, які використовуються при електропостачанні об'єктів будівництва, виконується ізольованими проводами або кабелями на опорах або конструкціях, розрахованих на механічну міцність при прокладанні по них проводів і кабелів, на висоті над рівнем землі, підлоги, настилу не менше:

- 2,5 м – над робочими місцями;
- 3,5 м – над проходами;
- 6,0 м – над проїздами.

Крім того слід звернути увагу, що не допускається виконання робіт на висоті у відкритих місцях при швидкості вітру 15 м/с і більше, при ожеледиці, грозі або тумані, що виключає видимість в межах фронту робіт.

Роботи на висоті на відкритому повітрі, що здійснюються безпосередньо з конструкцій, перекриттів, обладнання тощо, при зміні погодних умов з погіршенням видимості, при грозі, ожеледі, сильному вітрі, снігопаді припиняються і працівники виводяться з робочого місця.

До виконання робіт на висоті допускаються особи, не молодше 18 років, які пройшли спеціальне навчання та перевірку знань з охорони праці, інструктаж та медичний огляд [26].

### **12.3 Порядок евакуації відвідувачів із спортивної споруди під час виникнення пожежі**

Об'єкти з масовим перебуванням людей мають бути обладнані системами протипожежного захисту, зокрема установками пожежної сигналізації, автоматичними системами пожежогасіння, а також системами оповіщення та управління евакуацією людей.

Під час організації та проведення масових заходів слід дотримуватись таких вимог:

- якщо кількість людей перевищує 50 осіб, дозволяється використовувати приміщення, що мають не менше двох евакуаційних виходів, не містять на вікнах глухих решіток, а в будівлях з горючими перекриттями такі приміщення розташовані не вище другого поверху;
- забороняється влаштування складових чи інших допоміжних приміщень під сходовими маршами;
- особи, яким доручено проведення заходів, зобов'язані оглянути приміщення з метою перевірки протипожежного стану, забезпечення первинними засобами пожежогасіння, засобами зв'язку, пожежної автоматики та сигналізації;
- має бути організоване чергування в актовій залі відповідальних чергових;
- не дозволяється заповнення приміщень людьми понад установлену норму, зменшення ширини проходів між рядами, установка в проходах додаткових крісел, стільців тощо, повне відключення під час заходів світла, проведення вогневих, фарбувальних та інших пожежо-вибухонебезпечних робіт, застосування дугових прожекторів, свічок, бенгальських вогнів, відкритого вогню, феєрверків, а також включення у програму номерів з використанням вогневих ефектів і паління.

У разі виникнення пожежі чи іншої надзвичайної ситуації евакуація відвідувачів та персоналу закладу здійснюється за допомогою евакуаційних шляхів та виходів.

Ігнорування вимог до утримання евакуаційних шляхів і виходів у належному стані може призвести до затримки під час евакуації людей та нещасних випадків. Таким чином, у комплексі протипожежних заходів неабияка увага має приділятися стану евакуаційних шляхів і виходів, підготовці планів евакуації та їх практичному відпрацюванню.

Під час виконання робіт щодо евакуації людей першочергову евакуацію необхідно проводити з приміщень (секторів), де виникла пожежа, а також з приміщень (секторів), яким загрожує небезпека поширення вогню і диму.

Організація евакуації людей влаштовується таким чином, щоб шляхи евакуації глядачів не перетиналися зі шляхами пересування учасників спортивних заходів.

В подальшому евакуйовуються відвідувачі, приміщення яких розміщуються на верхніх поверхах будинків (у послідовності з вищих поверхів до нижчих).

Останніми залишають будинки працівники охоронних структур.

Всі працівники повинні бути навчені діям, чітко знати свої обов'язки та неухильно їх виконувати. Це також стосується адміністрації, яка в екстремальній обстановці не може приймати помилкові рішення або віддавати необґрунтовані розпорядження.

Належний порядок евакуації людей у разі виникнення пожежі забезпечується:

- розміщенням на шляхах евакуації та виходах з поверхів і будинків світлових покажчиків «Вихід» та схематичних планів евакуації;
- своєчасним відкриттям дверей на шляхах евакуації (двері повинні відкриватися в напрямку виходу з будинків та приміщень) та встановленням турнікетів у фойє будинків у відкритому положенні (без стопорів);

- періодичними тренуваннями працівників організацій, орендарів, охоронних структур щодо евакуації людей у разі виникнення пожежі.

У разі виникнення пожежі, експерти радять дотримуватися такого алгоритму дій:

- у жодному разі не панікувати;
- подзвонити в службу 101 та повідомити про пожежу;
- прикрити при можливості рот і ніс мокрою тканиною, аби захистити себе від вдихання газу чи диму;
- триматися стіни і намагатися бути ближче до підлоги. Оскільки дим піднімається вгору, безпечніше рухатися навіть навприсядки;
- якщо на шляху евакуації є двері, треба обережніше їх торкатися, оскільки вони можуть бути гарячі;
- якщо поряд комусь погано, допомогти;
- чітко виконувати інструкції системи сповіщення людей про пожежу.

Під час пожежі необхідно остерігатися високої температури, задимленості та загазованості, обвалу конструкцій будинків і споруд, вибухів технологічного обладнання та приладів. Небезпечно входити в зону задимлення [27].

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Малюшенко, В. В. Динамические насосы [Текст] : атлас / В. В. Малюшенко. – М. : Машиностроение, 1984. – 84 с. – 2-10.
2. Расчет и конструирование центробежных насосов / Ржебаева Н.К., Ржебаев Э.Е., 2009. – 220 с.
3. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. – Л.: Машиностроение, 1966. – 364 с.
4. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Конструкции и расчет центробежных насосов высокого давления. - М.: Машиностроение, 1971.-303с.
5. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов.- М.: Машгиз, 1960. - 683с.
6. Машин А.Н. Расчет и проектирование спирального отвода и полуспирального подвода центробежного насоса: Учебное пособие.– М.: МЭИ, 1980.
7. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы.- М.: Машгиз, 1960. - 460с.
8. Миролюбов И.В. Расчет характеристик осевых преднасосов // Изв. Вузов. Авиационная техника.-1959.- №1.
9. Кавітація, причини виникнення та наслідки [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <http://electronpo.ru/kavitaciya-nasosa>.
10. ГОСТ 5152-84.Набивки сальниковые. Технические условия.
11. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Под общей ред. А.И.Голубева, Л.А.Кондакова. - М.: Машиностроение, 1986. – 463с.
12. ГОСТ 23360-78. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.
13. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин и др.— 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1988. — 416 с.

14. Мандрика А. С. Методичні вказівки до виконання технологічного розділу дипломного проекту зі спеціальності "Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика" [Текст] : для студ. усіх форм навчання / А. С. Мандрика, А. А. Папченко. – Суми : СумДУ, 2011. – 27 с.
15. ГОСТ 5525-88. Части соединительные чугунные, изготовленные литьем в песчаные формы для трубопроводов. Технические условия.
16. ГОСТ 18883-73. Резцы токарные расточные с пластинами из твердого сплава для обработки глухих отверстий. Конструкция и размеры.
17. ГОСТ 12121-77. Сверла спиральные длинные с коническим хвостовиком. Основные размеры.
18. ГОСТ 166-89. Штангенциркули. Технические условия.
19. ГОСТ 18879-73. Резцы токарные проходные упорные с пластинами из твердого сплава. Конструкция и размеры.
20. ГОСТ 18888-73. Резцы строгальные чистовые широкие изогнутые с пластинами из быстрорежущей стали. Конструкция и размеры.
21. 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.
22. Переваги моноблочних насосів [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <http://gidromashina.ru/articles/konsolnyie-monoblochnyie-nasosyi.html>.
23. Недоліки моноблочних насосів [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <http://dab-info.ru/konsulno-modulnye-nasosy/konsolno-monoblochnyie-nasosyi-dlya-vodyi/>.
24. ГОСТ 12.0.003-74 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Опасные и вредные производственные факторы.
25. ГОСТ 12.1.030-81 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Электробезопасность. Защитное заземление. Зануление.

26. Про затвердження Правил охорони праці під час виконання робіт на висоті (НПАОП 0.00-1.15-07) [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0573-07>.
27. Про затвердження Правил пожежної безпеки для спортивних будинків та споруд [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: [http://search.ligazakon.ua/l\\_doc2.nsf/link1/RE22115.html](http://search.ligazakon.ua/l_doc2.nsf/link1/RE22115.html).