

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

## КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему:

### **Розробка одноступеневого консольного насоса**

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»

(освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідро пневмоавтоматика»)

Виконавець роботи

Чигрин Артем Миколайович

*прізвище, ім'я, по-батькові*

---

*підпис, дата*

Науковий керівник

к.т.н., доцент

*науковий ступінь, учене звання*

Панченко В.О.

*прізвище, ім'я, по-батькові*

---

*підпис, дата*

Суми 2022

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

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

гідроаеромеханіки

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Завідувач кафедри  
прикладної

\_\_\_\_\_ Сотник М.І.  
“ \_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

**ЗАВДАННЯ**  
**до випускної роботи бакалавра студенту**

Чигрин Артем Миколайович  
(прізвище, ім'я, по батькові)

- 1. Тема роботи - «Розробка одноступеневого консольного насоса»**  
затверджена наказом по університету від \_\_\_ " \_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ р. № \_\_\_\_\_
- 2. Термін здачі студентом закінченої роботи - 31.05.2022 р.**
- 3. Вихідні дані до проекту:**  
параметри насосу:  
подача насоса  $Q_n = 330 \text{ м}^3/\text{год}$ , напір  $H_n = 70 \text{ м}$ , частота обертів  
 $n_n = 3000 \text{ об/хв}$ .
- 4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їх належить розробити):**  
гідравлічні розрахунки, розрахунки з вибору електродвигуна, розрахунок кінцевого ущільнення, розрахунки на міцність, розрахунки з вибору підшипників.
- 5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):**  
креслення робочого колеса (А1), складальне креслення насосу (А1), теоретична креслення відводу (А1), креслення валу (А1).

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Найменування етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальна характеристика консольних насосів	до 21.04.2022	
2	Вибір конструктивної схеми насоса		
3	Опис конструкції вибраного насоса		
4	Гідравлічні розрахунки		
5	Теоретичне креслення робочого колеса		
6	Виконання розділу «Охорона праці»		Керівник
7	Виконання економічного розділу		Керівник
8	Оформлення звіту з практики		
9	Розрахунки з вибору електродвигуна	до 25.04.2022	
10	Розрахунок кінцевого ущільнення		
11	Розрахунки на міцність		
12	Розрахунки з вибору підшипників		
13	Креслення робочого колеса	до 30.04.2022	
15	Складальне креслення насоса	до 15.05.2022	Керівник
17	Оформлення РПЗ та графічних матеріалів	до 09.06.2022	
18	Представлення роботи керівнику. Внесення поправок.	до 10.06.2022	
19	Перевірка роботи на плагіат.	до 15.06.2022	
20	Час для попереднього захисту. Підготовка доповіді до захисту.	до 15.06.2022	
21	Розміщення роботи в репозитарій. Отримання рецензії.	до 20.06.2022	
22	Захист роботи в ЕК (згідно графіка захисту).	з 22.06.2022 до 26.06.2022	До захисту робота допускається після перевірки на плагіат

Дата видачі завдання - 01.02.2022 р.

Студент

\_\_\_\_\_

(підпис)

Керівник

\_\_\_\_\_

(підпис)

Панченко В.О.

(прізвище, ініціали)

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 80 с., 8 рисунків, 4 таблиці, 5 літературних джерел.

Тема роботи «Розробка одноступеневого консольного насоса».

Графічні матеріал: 4 аркуші формату А1: складальне креслення насоса, теоретичне креслення відводу, креслення робочого колеса, робоче креслення валу.

Мета роботи – розроблення конструкції відцентрового одноступеневого консольного насоса з осьовим підведенням.

Відповідно до поставленої мети:

- виконано розрахунки щодо вибору конструктивної схеми насоса;
- наведено опис конструкції;
- виконано гідравлічні розрахунки;
- вибрано електродвигун;
- розраховано довговічність підшипників;
- виконано розрахунки на міцність.

У економічному розділі було розглянуто організацію монтажу закладних частин.

У розділі з охорони праці розглянуто систему охорони праці на підприємстві.

Ключові слова: НАСОС, РОБОЧЕ КОЛЕСО, ПРОТОЧНА ЧАСТИНА, ВІДВІД, РОТОР, МІЦНІСТЬ.

## Зміст

	С.
ЗАВДАННЯ.....	2
РЕФЕРАТ.....	4
ВСТУП.....	7
1 ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ НАСОСА.....	8
2 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА .....	10
3 ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ .....	12
3.1 Вихідні дані для розрахунку .....	12
3.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса .....	13
3.3 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо .....	14
3.4 Визначення числа лопатей та їх товщини.....	16
3.5 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку.....	16
3.6 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса .....	17
3.7 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням кінцевого числа лопатей .....	18
3.8 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з робочого колеса .....	19
4 ПРОЕКТУВАННЯ МЕРИДІАННОГО ПЕРЕРІЗУ РОБОЧОГО КОЛЕСА.....	21
4.1 Загальні відомості .....	21
4.2 Побудова меридіанного перерізу.....	22
5 ПІДГОТОВКА МЕРИДІАННОГО ПЕРЕРІЗУ РОБОЧОГО КОЛЕСА ДЛЯ ПРОФІЛЮВАННЯ ЛОПАТІ .....	26
5.1 Побудова нормалей.....	26
5.2 Побудова ліній течії.....	27
6 ПРОФІЛЮВАННЯ ЛОПАТІ .....	30
6.1 Загальні положення.....	30
6.2 Побудування координатної сітки на розгортці циліндра.....	30
6.3 Побудова конформного відображення координатної сітки на поверхні течії .....	31
6.4 Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра .....	33
6.5 Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса.....	36
6.6 Побудова лопаті у плані .....	37

					131.05BP.000.00 ПЗ				
Изм.	№ докум.	Підпись	Дата	Розробка одноступеневого консольного насоса Пояснювальна записка			Лит.	Лист	Листов
Разраб.	Чигрин						4	80	
Провер.	Панченко						<b>ГМ-81-0</b>		
Н. Контр.	Панченко								
Утверд.									



## ВСТУП

Відцентрові одноступеневі консольні насоси широко застосовують для перекачування широкого спектру рідин та гідросумішей (двофазних та багатофазних). Зазвичай ці насоси мають осьове підведення перекачуваної рідини (вісь усмоктувального патрубку співпадає з віссю ротора насоса) та тангенціальний напірний патрубок. Переднє ущільнення – щілинне. Кінцеве ущільнення – сальникове або торцеве (залежно від виду перекачуваної рідини та умов експлуатації насоса). Ці насоси досить прості у експлуатації та мають високий показник ремонтпридатності. Привід насоса здійснюється за допомогою електричного двигуна, з'єданого із насосом через пружну муфту (зазвичай втулково-пальцеву). Достатньо проста конструкція насоса обумовлює велику кількість виробників насосів цього типу, що призводить до високої конкуренції між ними та відповідно боротьбою за увагу покупця шляхом застосування додаткових опцій у вигляді спеціальних пристроїв, що покращують експлуатаційні якості насоса та полегшують працівникам роботу з цими насосами під час їхнього обслуговування та ремонту. Також необхідно зауважити про можливість застосування широкого спектру матеріалів проточної частини насоса та інших його деталей. Це можуть бути як різноманітні метали та їх сплави, так і композитні матеріали, пластмаси тощо.

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

# 1 ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ НАСОСА

Вихідні дані : подача  $Q = 330 \text{ м}^3/\text{год}$ , напор  $H = 70 \text{ м}$ .

Параметри запропонованого до розробки насоса відповідають ряду одноступеневих насосів типу К [1].

Відповідно до цього вибираємо як базу для подальшого проектування одноступеневий насос консольного типу із осьовим підведенням перекачуваної рідини та закритим робочим колесом.

Для вибору частоти обертання ротора насоса розрахуємо коефіцієнт швидкохідності [1]:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (1.1)$$

де  $n$  – частота обертання вала, об/хв;

$Q$  – подача насоса,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$H$  – напір насоса, м.

Кількість ступенів і потоків для проєктованого насоса дорівнює 1.

Проведемо розрахунок для двох частот обертання  $n_1 = 1500 \text{ об/хв}$  і  $n_2 = 3000 \text{ об/хв}$ .

$n_1 = 1500 \text{ об/хв}$ :

$$n_{s1} = \frac{3,65 \cdot 1500 \cdot \sqrt{330}}{60 \cdot 70^{3/4}} = 79.$$

$n_2 = 3000 \text{ об/хв}$ :

$$n_{s2} = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{330}}{60 \cdot 70^{3/4}} = 158.$$

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



Під час вибору частоти обертання ротора насоса необхідно врахувати, що чим більшою є частота, тим меншими будуть розміри насоса, більшим  $n_s$  і вищим його ККД. Проте можуть погіршуватися кавітаційні якості насоса.

За заданих параметрів насос буде забезпечувати надійну роботу за частоти обертання  $n = 3000$  об/хв. Габарити його будуть невеликими, ККД вище. Дану частоту приймаємо в якості розрахункової.

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 2 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА

Проектований насос – відцентровий, консольний, одноступеневий, горизонтальний з осьовим підведенням перекачуваної рідини.

Базовою деталлю даного насоса є литий корпус, який має спіральний відвід, напірний патрубок який спрямований вертикально вгору.

Опорні лапи насоса розміщені у нижній частині корпусу насоса.

Основними складальними одиницями даного насоса є корпус і та виймальна частина.

Виймальна частина являє собою самостійну складальну одиницю. Така конструктивна особливість дозволяє робити ремонт виймальної частини та насоса у цілому, не відокремлюючи корпус насоса від усмоктувального та напірного трубопроводів.

До складу виймальної частини належать: кронштейн, корпус ущільнювального сальника, закрите відцентрове робоче колесо, вал, півмуфта насоса, кінцеве ущільнення валу та різні кріпильні вироби.

В ущільненні валу застосована м'яка сальникова набивка з одношаровим обплетенням сердечника АГИ згідно з ГОСТ 5152-84.

Підтискання сальникової набивки під час експлуатації здійснюють за допомогою натискної втулки, що складається із двох половин (верхньої та нижньої) і натискного фланця. Сталеве кільце захищає насос від видавлювання сальникової набивки у проточку частину (у порожнину розвантажувальної камери).

Для створення умов нормальної роботи насоса обов'язково необхідно подати запірну воду до сальника, яка унеможливує підсмоктування повітря в порожнину насоса за тиску на вході нижче від атмосферного. Місце підводу води має бути закритим.

Розвантаження ротора насоса від осьових гідравлічних сил забезпечено виконанням щільного ущільнення на тильній стороні основного диска робочого

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

колеса. Відведення рідини із розвантажувальної камери здійснюється через отвори в колесі.

Залишкові (неврівноважені) зусилля сприймаються підшипниками кочення, розміщеними у кронштейні, які є опорами ротора.

Напрямок обертання ротора насоса - за годинниковою стрілкою, якщо дивитися з боку приводу.

Передача крутного моменту від електричного двигуна до насоса здійснюється за допомогою пружної втулково – пальцевої муфти.

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						11
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		

### 3 ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ

Меридіанний переріз відцентрового робочого колеса наведений на рис. 1.

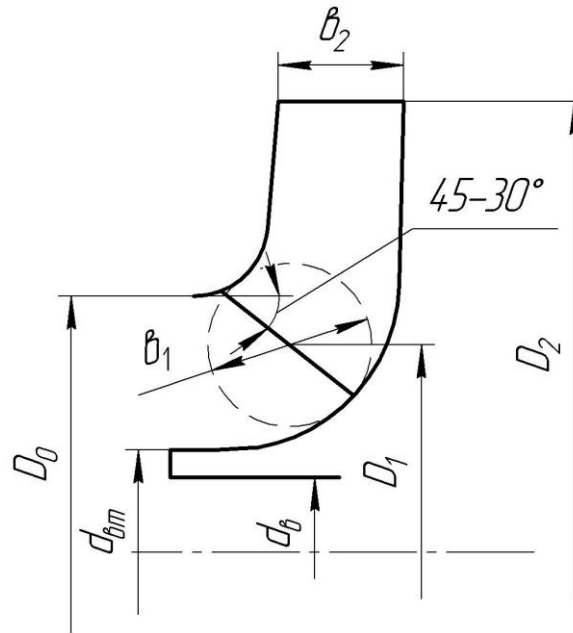


Рисунок 1 – Меридіанний переріз робочого колеса відцентрового насоса

#### 3.1 Вихідні дані для розрахунку

При проектуванні робочого колеса задаються його основні параметри:

- тип робочого колеса: однопотокове ( $\alpha = 1$ ), двопотокове ( $\alpha = 2$ );
- густина перекачуваної рідини  $\rho = 1000$ , кг/м<sup>3</sup>;
- подача  $Q' = \frac{Q}{\alpha} = 350$  м<sup>3</sup>/год = 0,0167, м<sup>3</sup>/с;
- напір  $H = 60$ , м;
- частота обертання  $n = 3000$ , об/хв.

Коефіцієнт швидкохідності

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{\frac{Q'}{3600}}}{H^{\frac{3}{4}}} = \frac{3,65 \cdot 3000 \sqrt{\frac{350}{3600}}}{60^{\frac{3}{4}}} = 131.$$

Приведений діаметр робочого колеса визначається за формулою Суханова, мм:

$$D_{1np} = K_{ex} \sqrt[3]{\frac{Q'}{3600n}} 10^3,$$

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

Більші значення  $K_{ex}$  беруться для підвищення кавітаційних якостей робочого колеса, а також при малих його розмірах ( $D_{1np} < 70$  мм).

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$D_{1np} = 4,25 \sqrt[3]{\frac{315}{3600 \cdot 3000}} 10^3 = 130,8 \text{ мм}$$

Об'ємний ККД визначається за формулою

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68 n_s^{\frac{2}{3}}} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 127^{\frac{2}{3}}} = 0,974.$$

Подача робочого колеса

$$Q_{p.к.} = \frac{Q'}{\eta_0} = \frac{315}{0,974} = 323,4 \text{ м}^3/\text{год},$$

Гідравлічний ККД

$$\eta_{Г} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2} = 1 - \frac{0,42}{(\lg 130,8 - 0,172)^2} = 0,889.$$

Внутрішній механічний ККД

$$\eta'_M = \frac{1}{1 + 820 n_s^{-2}} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 127^{-2}} = 0,952.$$

Повний ККД насоса

$$\eta = \eta_{об} \eta_{Г} \eta'_M \eta_M,$$

де  $\eta_{Г}$  - гідравлічний ККД;

$\eta'_M$  - внутрішній механічний ККД;

$\eta_M$  - зовнішній механічний ККД.

Зовнішній механічний ККД задаємо:  $\eta_M = 0,95 - 0,99$  (менші значення беруться для малих потужностей).

$$\eta = 0,974 \cdot 0,889 \cdot 0,952 \cdot 0,99 = 0,816$$

Потужність, споживана насосом (Вт), визначається за формулою

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

де  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – прискорення вільного падіння.

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 315 \cdot 75}{3600 \cdot 0,816} = 78895 \text{ Вт}.$$

Теоретичний напір робочого колеса, м:

$$H_T = \frac{H}{\eta_{Г}} = \frac{75}{0,889} = 84,4 \text{ м}.$$

### 3.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса

У першому наближенні діаметр вала, мм, визначається з розрахунку на кручення за формулою

$$d_{\epsilon} = \sqrt[3]{\frac{M \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_{\kappa}]}}$$

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						13
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

де  $M = \frac{N_{\max} \cdot 30}{\pi n}$  - крутний момент на валу насоса, Н·м;

$N_{\max} = 1,1 \cdot N$  - максимальна потужність насоса, Вт;

$[\tau_{\kappa}] = 10 - 30$  МПа- занижене максимальне напруження на кручення, МПа (менші значення беремо при консольному розташуванні робочого колеса).

$$N_{\max} = 1,1 \cdot 78895 = 86785 \text{ Вт,}$$

$$M = \frac{86785 \cdot 30}{\pi \cdot 3000} = 276 \text{ Н·м,}$$

$$d_{\kappa} = \sqrt[3]{\frac{276 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 47,1 \text{ мм.}$$

Отримане значення діаметра округляють до стандартного у більшу сторону

$$d_{\kappa} = 48 \text{ мм.}$$

Діаметр втулки, мм, орієнтовно вибирають з виразу

$$d_{\text{вт}} = (1,2 - 1,25)d_{\kappa} = (1,2 - 1,25)48 = (57,6 - 66) \text{ мм.}$$

Приймаємо

$$d_{\text{вт}} = 65 \text{ мм.}$$

### 3.3 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо

Діаметр вхідної воронки робочого колеса, мм, визначають з виразу

$$D_0 = \sqrt{D_{\text{вп}}^2 + d_{\text{вт}}^2} = \sqrt{130,8^2 + 65^2} = 146,06 \text{ мм.}$$

З метою покращання здатності насоса до перекачування твердих включень збільшуємо діаметр вхідної воронки

$$D_0 = 170 \text{ мм.}$$

Швидкість потоку на вході у робоче колесо

$$V_0 = \frac{4Q_{\text{р.к.}}}{3600\pi(D_0^2 - d_{\text{вт}}^2)} = \frac{4 \cdot 323,4}{3600\pi(0,17^2 - 0,065^2)} = 4,64 \text{ м/с.}$$

Далі задаються положенням вхідної кромки, яка, як правило, розміщується у зоні повороту потоку з осьового напрямку у радіальний під кутом 45-30° до осі насоса (аналогічно робочим колесам із високим ККД подібних  $n_s$ ).

Орієнтовно  $D_1$  беруть таким, що дорівнює  $0,8D_0$

$$D_1 = 0,8D_0 = 0,8 \cdot 170 = 136 \text{ мм.}$$

Визначаємо радіус середньої точки  $R_1$ , за яким ведеться розрахунок кута потоку на вході  $\beta_{\text{вп}}$ .

$$R_1 = \frac{D_1}{2} = \frac{136}{2} = 68 \text{ мм.}$$

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						14
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Для підвищення антикавітаційних якостей робочого колеса вхідну кромку виконують криволінійною та виносять у вхідну воронку. У першому наближенні меридіанну складову швидкості  $V'_{1m}$  без урахування стиснення потоку лопатями беруть такою, що дорівнює  $V_0$ .

$$V'_{1m} = V_0 = 4,64 \text{ м/с.}$$

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості зростає та визначається виразом

$$V_{1m} = \Psi_1 V'_{1m},$$

де  $\Psi_1 = 1,15 - 1,3$  - коефіцієнт стиснення потоку на вході.

$$V_{1m} = 1,25 \cdot 4,64 = 5,8 \text{ м/с.}$$

У загальному випадку кут потоку на вході, град, розраховують з трикутника швидкостей за формулою

$$\beta_{1П} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1U}},$$

де  $U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$  - переносна швидкість на вході у робоче колесо, м/с;

$V_{1U}$  - колова складова абсолютної швидкості на вході у робоче колесо, м/с.

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,136 \cdot 3000}{60} = 21,4 \text{ м/с.}$$

У консольних насосах  $V_{1U} = 0$ . У насосах типу Д потік входить у робоче колесо з деякою початковою циркуляцією, тому  $V_{1U} \neq 0$ . При цьому момент швидкості  $K_1 = V_{1U} R_1$  може бути визначений з виразу

$$K_1 = 0,063 \sqrt{\frac{Q_{p.k.}^2 \cdot n}{(3600)^2}}, \text{ м}^2/\text{с.}$$

Тоді для насосів типу Д швидкість  $V_{1U}$  визначається за виразом:

$$V_{1U} = \frac{0,123 \sqrt{\frac{Q_{p.k.}^2 \cdot n}{(3600)^2}}}{D_1}, \text{ м/с.}$$

Тоді

$$\beta_{1П} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{5,8}{21,4} = 15,16^\circ.$$

Кут нахилу лопаті на вході у робоче колесо, град:

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

Цей кут повинен знаходитися у межах  $15-30^\circ$ . Кут атаки  $\Delta\beta = 3-8^\circ$  вводить з метою зменшення гідравлічних втрат в області робочого колеса та покращання його кавітаційних властивостей. У деяких випадках кут атаки  $\Delta\beta$  може бути збільшений до  $15^\circ$ .

										Лист
										15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	8.05050205.000.00 ПЗ					

$$\beta_1 = 15,16 + 5 = 20,16^\circ.$$

### 3.4 Визначення числа лопатей та їх товщини

Більшість відцентрових насосів різних розмірів та коефіцієнтів швидкохідності з високими техніко-економічними показниками має число лопатей  $z = 5 - 8$ . У деяких випадках число лопатей зменшують до 1-3 (наприклад, при перекачуванні забруднених рідин або газорідних сумішей).

Приймаємо  $z = 6$ .

Товщину лопаті робочого колеса вибирають з технологічних міркувань (залежно від матеріалу робочого колеса, його розмірів та технологічних ливарних можливостей підприємства). Орієнтовно можна взяти товщину лопаті на вході у робоче колесо  $s_1 = 2 - 10$  мм при  $D_1 = 150 - 500$  мм.

Товщина лопаті на виході з робочого колеса  $s_2$  часто береться такою, що дорівнює  $s_1$ , а до середини лопаті плавно зростає.

Приймаємо  $s_1 = s_2 = 5$  мм.

### 3.5 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку

Після вибору числа лопатей та їх товщини уточнюють значення  $\Psi'_1$  за формулою

$$\Psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot s_1}{2\pi R_1 \sin \beta_1}}.$$

Повинна бути забезпечена умова  $|\Psi'_1 - \Psi_1| \leq 0,01$ . Якщо ця умова не виконується, то роблять друге наближення, задаючись  $\Psi''_1 = \Psi'_1$ , визначають  $V_{1m}$ , потім  $\beta_{1n}$  та  $\Delta\beta$  (див. п. 1.3). Обчислення повторюють, поки не буде виконана умова  $|\Psi'_1 - \Psi_1| \leq 0,01$ .

1-е наближення

$$\Psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{6 \cdot 5}{2\pi \cdot 68 \sin 20,16^\circ}} = 1,256$$

$$|1,256 - 1,25| = 0,006 < 0,01 - \text{умова виконується.}$$

Ширину робочого колеса, м, на вході знаходять з виразу

$$b_1 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi D_1 V_{1m} 3600} = \frac{323,4}{3,14 \cdot 0,136 \cdot 5,83 \cdot 3600} = 0,0525 \text{ м.}$$

										Лист
										16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						



### 3.6 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса

Попереднє значення зовнішнього діаметра робочого колеса (при нескінченному числі лопатей  $z$ ) може бути визначене спрощено з основного рівняння роботи лопатевих насосів. Беремо у першому наближенні  $V_{1U} = 0$  і  $V_{2U} = 0,5U_2$ . Тоді колова швидкість на виході з робочого колеса

$$U'_2 = \sqrt{\frac{gH_T}{0,5}} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 84,4}{0,5}} = 40,7 \text{ м/с},$$

а діаметр на виході з робочого колеса при нескінченному числі лопатей:

$$D'_2 = \frac{60U'_2}{\pi n} = \frac{60 \cdot 40,7}{3,14 \cdot 3000} = 0,259 \text{ м}.$$

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

Меридіанна швидкість без урахування стиснення на виході з робочого колеса

$$V'_{2m} = (0,5 - 1,0)V'_{1m}.$$

Менші значення беруть у тому випадку, коли для полегшення відливання необхідно збільшити ширину робочого колеса на виході  $b_2$ .

$$V'_{2m} = 0,75V'_{1m} = 0,75 \cdot 5,83 = 4,37 \text{ м/с}.$$

Кут на виході з робочого колеса  $\beta_2$  визначають з трикутника швидкостей у залежності від прийнятого значення  $V'_{2m}$  таким чином, щоб отримати бажане відношення відносних швидкостей на вході та на виході  $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$ :

$$\beta_2 = \arcsin \left( \frac{W_1}{W_{2\infty}} \frac{\Psi_2}{\Psi_1} \frac{V'_{2m}}{V'_{1m}} \sin \beta_1 \right),$$

де  $\Psi_2 = 1,05 - 1,1$  - коефіцієнт стиснення потоку лопатями на виході з робочого колеса;

$W_1$  - відносна швидкість на вході у робоче колесо;

$W_{2\infty}$  - відносна швидкість на виході з робочого колеса при нескінченному числі лопатей.

Відношення  $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$  залежить від  $n_s$ . Графічна залежність  $\frac{W_1}{W_{2\infty}} = f(n_s)$

наведена на рис. 2.

Виходячи із забезпечення мінімуму втрат, рекомендують такі значення:

$n_s$	40	100	200	300
$\beta_2$ , град	30 - 36	25 - 30	20 - 22	15 - 20

Для збільшення напору кут  $\beta_2$  може бути збільшений, але при цьому складніше отримати повільно спадаючу напірну характеристику.

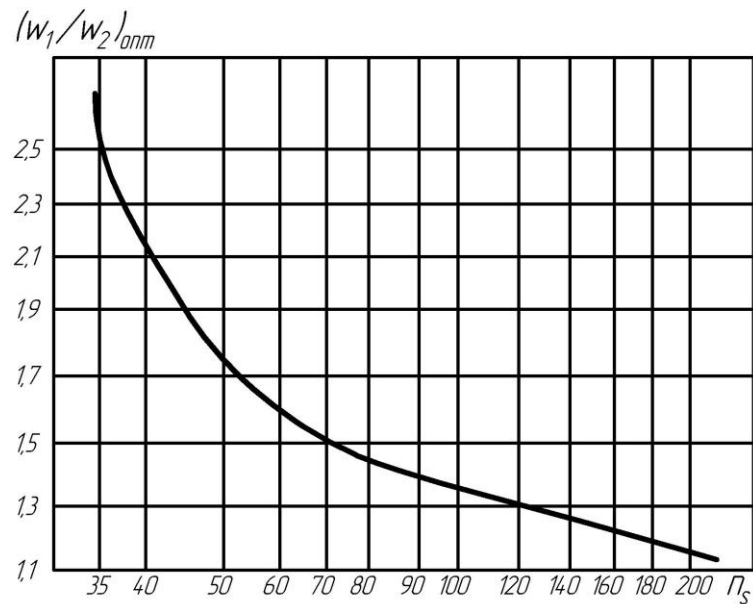


Рисунок 2 – Залежність  $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$  від  $n_s$

При  $n_s = 127$  визначаємо за графіком  $\frac{W_1}{W_{2\infty}} = 1,28$ .

$$\beta_2 = \arcsin \left( \frac{W_1}{W_{2\infty}} \frac{\Psi_2}{\Psi_1} \frac{V'_{2m}}{V'_{1m}} \sin \beta_1 \right) = \arcsin \left( 1,28 \cdot \frac{1,07}{1,256} \cdot \frac{4,37}{5,83} \sin 20,16^\circ \right) = 16,36^\circ$$

### 3.7 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням кінцевого числа лопатей

Поправка  $K_z$  на кінцеве число лопатей може бути визначена за формулою Пфлейдерера:

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

де

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

Коефіцієнт  $\Psi$  визначається залежно від  $n_s$ :

- при  $n_s < 150$ :

$$\Psi = (0,55 - 0,65) + 0,6 \sin \beta_2,$$

де менші значення  $\Psi$  беруться для ретельно виконаних робочих коліс із лопатевими відводами;

- при  $n_s = 150 - 200$ :

$$\Psi = 1,6 \left( \sin \beta_2 + \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \sin \beta_1 \right);$$

- при  $n_s > 200$ :

$$\Psi = \left( 1,7 + 13,3 \left( \frac{V_{2m}}{U_2 \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 \right) \sin \beta_2.$$

Приймаємо

$$\Psi = (0,55 - 0,65) + 0,6 \sin 16,36^\circ = 0,769$$

$$p = 2 \frac{\Psi}{z} \frac{1}{1 - \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2} = 2 \frac{0,769}{6} \frac{1}{1 - \left( \frac{136}{259} \right)^2} = 0,354$$

$$K_z = \frac{1}{1 + p} = \frac{1}{1 + 0,354} = 0,739$$

Теоретичний напір при нескінченному числі лопатей

$$H_{T_\infty} = \frac{H}{\eta_r K_z} = \frac{75}{0,889 \cdot 0,739} = 114,2 \text{ м.}$$

Меридіанна швидкість на виході з урахуванням стиснення

$$V_{2m} = \Psi_2 V'_{2m} = 1,07 \cdot 4,37 = 4,68 \text{ м/с.}$$

Колова швидкість на виході з робочого колеса

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left( \frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + g H_{T_\infty} + V_{1U} U_1} =$$

$$= \frac{4,68}{2 \operatorname{tg} 16,36^\circ} + \sqrt{\left( \frac{4,68}{2 \operatorname{tg} 16,36^\circ} \right)^2 + 9,81 \cdot 114,2 + 0} = 42,4 \text{ м/с.}$$

Уточнений діаметр робочого колеса

$$D_2 = \frac{60 U_2}{\pi n} = \frac{60 \cdot 42,4}{\pi \cdot 3000} = 0,258 \text{ м.}$$

### 3.8 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з робочого колеса

Після визначення  $s_2$  та  $D_2$  уточнюють коефіцієнт стиснення потоку на виході з робочого колеса

$$\Psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot s_2}{\pi D_2 \sin \beta_2}}.$$

При цьому повинна бути забезпечена умова  $|\Psi'_2 - \Psi_2| \leq 0,01$ . Якщо ця умова не виконується, то роблять друге наближення, задаючись  $\Psi''_2 = \Psi'_2$ , визначають

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						19
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$V_{2m}$ ,  $\beta_2$  та  $D_2$ . Обчислення повторюють, поки не буде виконана умова  $|\Psi'_1 - \Psi_1| \leq 0,01$ .

1-е приближення

$$\Psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{6 \cdot 5}{\pi \cdot 258 \cdot \sin 16,36}} = 1,062$$

$$|1,062 - 1,07| = 0,008 < 0,01 - \text{умова виконується.}$$

Ширину робочого колеса на виході знаходимо з виразу

$$b_2 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi D_2 V_{2m} 3600} = \frac{323,4}{\pi \cdot 0,258 \cdot 4,68 \cdot 3600} = 0,0286 \text{ м.}$$

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 4 ПРОЕКТУВАННЯ МЕРИДІАННОГО ПЕРЕРІЗУ РОБОЧОГО КОЛЕСА

### 4.1 Загальні відомості

Форма меридіанного перерізу лопатевого колеса залежить від положення втулки колеса. Робочі колеса відцентрових насосів можуть мати заглиблену або висунуту втулку (рис. 3).

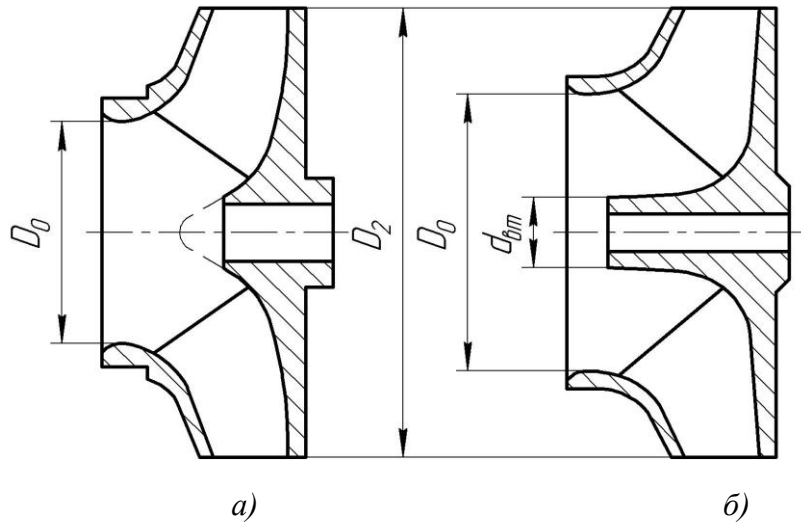


Рисунок 3 – Форма меридіанного перерізу робочого колеса:  
а – робоче колесо консольного насоса;  
б – робоче колесо насоса із прохідним валом

Колеса із заглибленою втулкою (рис. 3 а), як правило, застосовуються у одноступінчастих насосах із консольним розміщенням колеса на валу. У таких колесах втулка не стискає вхідний переріз, і діаметр вхідної горловини  $D_0$  дорівнює приведеному діаметру входу у колесо  $D_{1np}$ .

Колеса з висунутою втулкою (рис. 3 б) застосовуються у одноступінчастих та багатоступінчастих насосах з прохідним валом та у шнеко-відцентрових насосах. Для таких колес діаметр вхідної горловини визначається за формулою

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

З урахуванням конструктивних міркувань вибирають положення втулки, намічають контур меридіанного перерізу колеса, керуючись при цьому такими рекомендаціями:

- контури меридіанного перерізу повинні бути плавно окресленими. Кожна зі стінок утворюється двома відрізками прямих, з'єднаних одним або декількома радіусами (застосовувати лекальні криві не допускається, оскільки це ускладнює виготовлення робочого колеса);

- нахил стінок на виході (див. рис. 4)  $\gamma_1 = \gamma_2 = 0-5^\circ$ . Можливі випадки  $\gamma_1 \neq \gamma_2$  (тоді  $\gamma_1 > 5^\circ$ , а  $\gamma_2 = 0$ );

- при виборі окреслень стінок необхідно уникати як надмірного збільшення осьового розміру робочого колеса, так і значного його зменшення. У першому випадку матимемо нераціональне збільшення довжини, а отже, і маси колеса; у

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						21
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

другому внаслідок малого радіуса  $R_{\Gamma}$  (рис. 4 а) виникає небезпека відриву потоку від передньої стінки. Як правило, це  $l_1 = 0$  або  $l_1 = 0,05D_0$ ;

- площа нормального перерізу проточної частини робочого колеса повинна плавно зростати від входу до виходу. На графіку зміни площі (рис. 5) найкращі результати дає вигнута крива  $F = f(l)$ , спрямована приблизно за бісектрисою кута [3]. Необхідно зауважити, що робоче колесо з розширеною (з метою підвищення його антикавітаційних якостей) входною воронкою тут не розглядаються.

Місцеве розширення меридіанного перерізу колеса на повороті компенсує стиснення перерізу лопатями, які, як правило, починаються у цій зоні. Зазначене розширення рекомендується виконувати головним чином за рахунок збільшення радіуса кривизни покривного диска колеса. При цьому зменшується нерівномірність розподілу швидкості на повороті, що сприяє зниженню гідравлічних втрат у колесі.

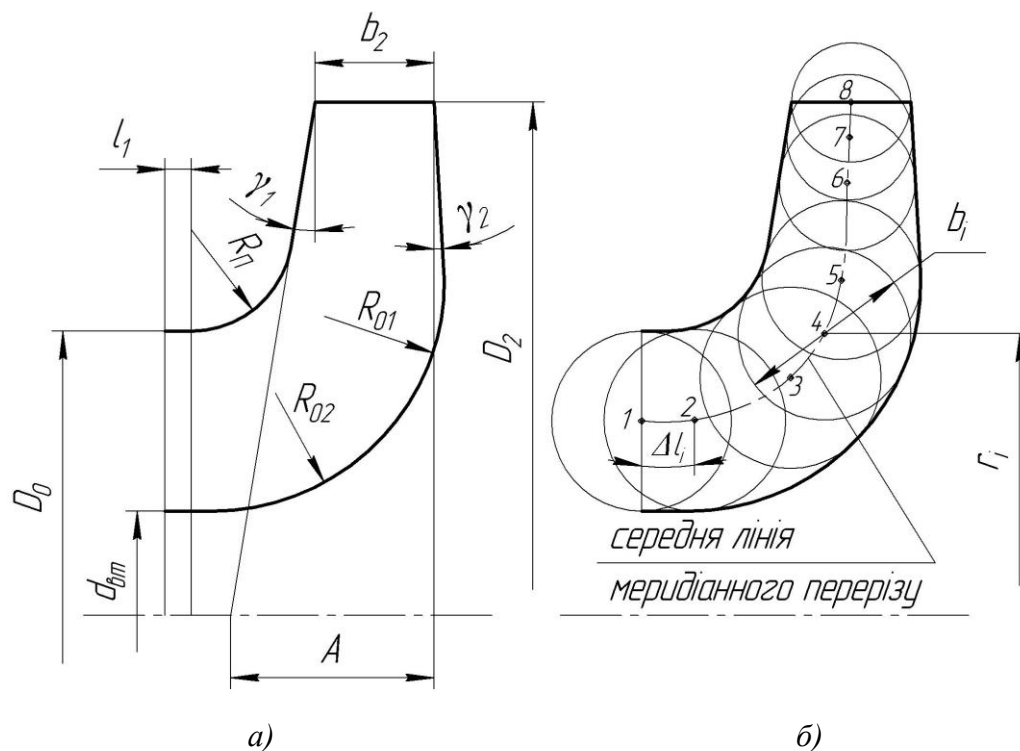


Рисунок 4 – До проектування меридіанного перерізу

## 4.2 Побудова меридіанного перерізу

Контури меридіанного перерізу знаходять методом послідовних наближень.

Намічають попередньо «на око» контури перерізу. Рекомендується при цьому орієнтуватися на існуючі робочі колеса з подібним коефіцієнтом швидкості.

Для того щоб з'ясувати характер зміни площі нормального перерізу проточної частини колеса для наміченого меридіанного перерізу, необхідно побудувати графік  $F = f(l)$  (див. рис. 5), де  $l$  - відстань вздовж середньої лінії

										Лист
										22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

меридіанного перерізу колеса від входу до виходу. При цьому робимо так: у намічений меридіанний переріз колеса вписуємо тонкими лініями від входу до виходу 8–10 кіл. У зоні повороту потоку кола, як правило, розташовують густіше. Центр першого кола розміщується на лінії, проведеної перпендикулярно до осі колеса через точку, розміщену на відстані  $l_i$  від центра дуги радіусом  $R_{II}$  (див. рис. 4 а). Центр останнього кола розміщується на лінії, що визначається зовнішнім діаметром колеса.

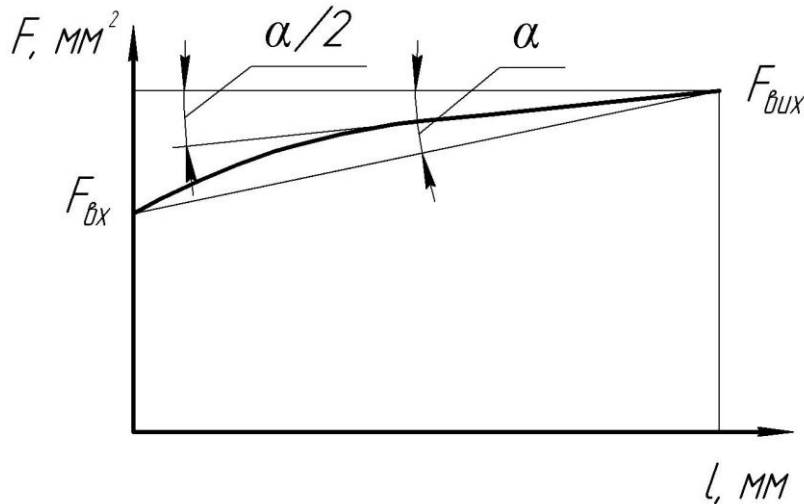


Рисунок 5 – Рекомендований графік зміни площі меридіанного перерізу робочого колеса

З'єднуючи центри вписаних кіл плавною лінією, отримують середню геометричну лінію меридіанного перерізу. Центри вписаних кіл нумеруються цифрами 1, 2, 3, ... від входу до виходу.

Далі обчислюють площі нормальних перерізів:

- початкового (на вході у робоче колесо):

$$F_{вх} = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_{ем}^2),$$

- кінцевого (на виході з колеса):

$$F_{вих} = \pi D_2 b_2,$$

- проміжних:

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

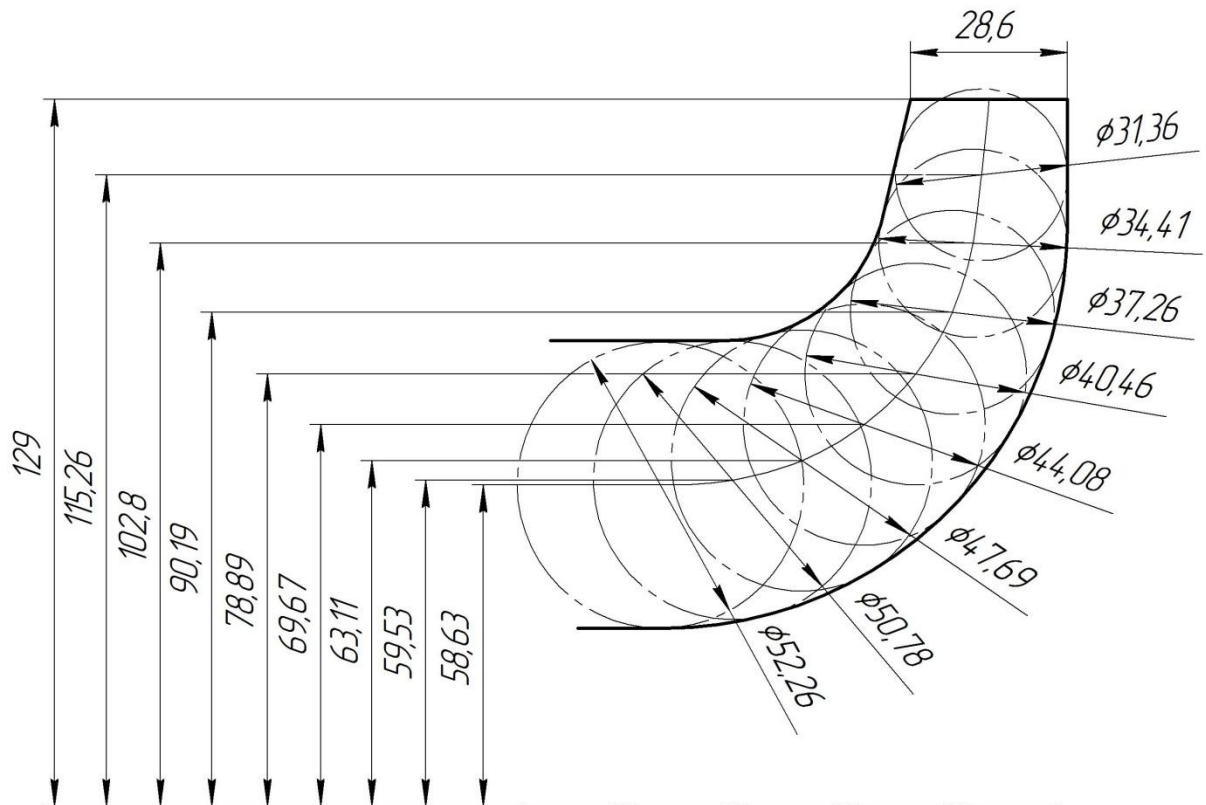
де  $r_i$  - відстань від осі колеса до центра вписаного кола;

$b_i$  - діаметр вписаного кола.

Величини  $r_i$  та  $b_i$  визначаються з креслення.

Результати обчислень зводяться до таблиці 1.

										Лист
										23
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						



Побудова меридіанного перерізу

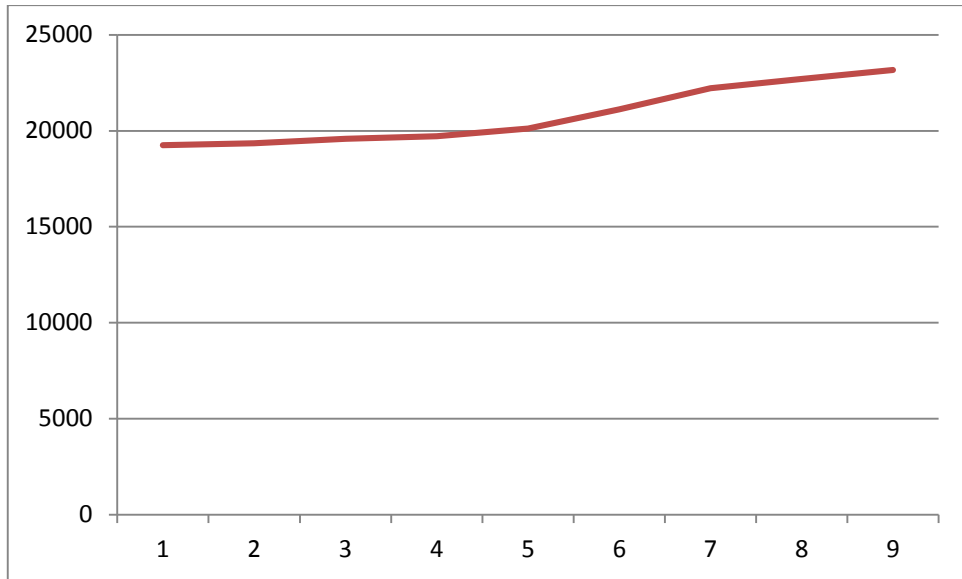
Таблиця 1 – Розрахунок площ меридіанного перерізу

Номер точки	$r_i$ , мм	$b_i$ , мм	$\Delta l_i$ , мм	$F_i$ , мм <sup>2</sup>
1	59.13	53.17	14.22	20137
2	60.22	51.92	27.45	20488
3	64.27	48.46	40.19	20513
4	70.33	45.34	54.07	20854
5	79.49	41.08	66.83	21238
6	91.24	38.09	79.15	22227
7	103.71	35.03	93.18	23338
8	116.38	32.18	106.07	23897
9	130	29.05	119.47	24265

За даними таблиці будують приблизний графік  $F = f(l)$ . Відстань  $\Delta l_i$  вздовж середньої лінії меридіанного перерізу від першої точки до кожної наступної (2, 3, ...) визначається з креслення.

Далі порівнюють результати розрахунку з рекомендованим графіком. Як правило, побудову меридіанного перерізу робочого колеса повторюють декілька разів, поки не буде отримано бажаного графіка  $F = f(l)$ . При цьому зміна форми меридіанного перерізу робочого колеса досягається за рахунок зміни розміру  $A$  та радіусів  $R_{II}$ ,  $R_{01}$ ,  $R_{02}$ .





Графік зміни площ меридіанного перерізу

## 5 ПІДГОТОВКА МЕРИДІАННОГО ПЕРЕРІЗУ РОБОЧОГО КОЛЕСА ДЛЯ ПРОФІЛЮВАННЯ ЛОПАТИ

Підготовка меридіанного перерізу колеса полягає у побудові розрахункових ліній течії. Для побудови розрахункових ліній течії (струминок) необхідно на меридіанному перерізі колеса спочатку побудувати нормалі та прийняти розподіл меридіанної швидкості у перерізах колеса вздовж нормалей.

### 5.1 Побудова нормалей

Нормалі називають лінії, перпендикулярні до ліній течії. Розглянемо наближений спосіб побудови нормалей на меридіанному перерізі колеса.

У меридіанний переріз вписуються тонкими лініями рівномірно від входу до виходу 8-10 кіл. Кола вписуються так само, як і при побудові графіка  $F = f(l)$  (див. рис. 4), тому можна використовувати раніше вписані кола.

Відмічають точки  $A$  і  $C$  дотику вписаного кола з контуром меридіанного перерізу (рис. 6 а). Точкою  $O$  позначається центр вписаного кола. Проводяться відрізки  $AO$ ,  $CO$  та  $AC$ . З точок  $A$  та  $C$  перпендикулярно до відрізків  $AO$  і  $CO$  проводять промені, що перетинаються у точці  $K$ , з якої радіусом  $R=KA=KC$  проводиться дуга  $AC$ , що береться за нормаль.

Таким способом будуються й інші нормалі, які нумеруються від входу до виходу (рис. 6 б). Перша нормаль – пряма лінія, перпендикулярна до осі колеса, а остання збігається з лінією меридіанного перерізу, яка визначається діаметром  $D_2$ .

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						26
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

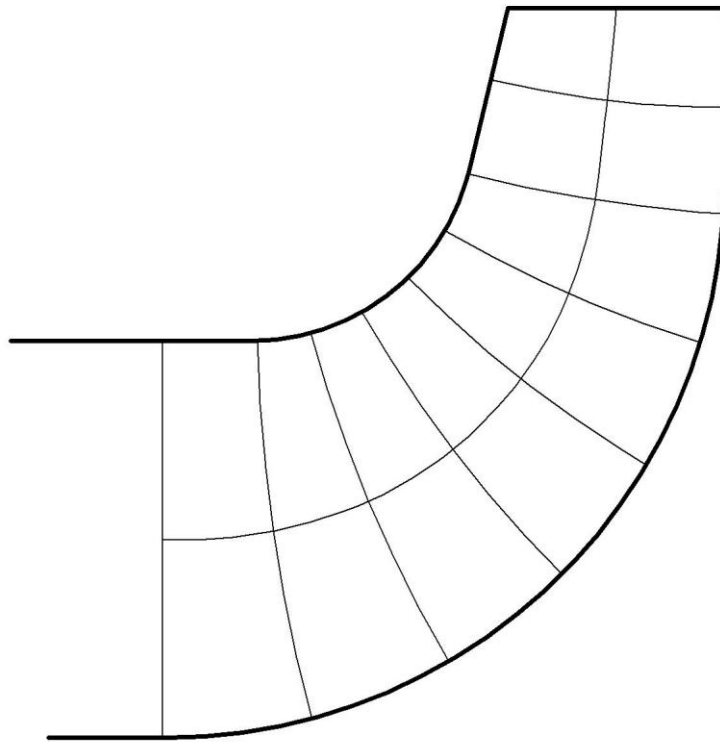


Рисунок 6 – Побудова нормалей

## 5.2 Побудова ліній течії

Лінії течії утворюються перерізом поверхонь течії меридіанною площиною (рис. 7). По ширині меридіанного перерізу робочого колеса меридіанна швидкість рідини  $V_m$  розподіляється нерівномірно, причому нерівномірність тим більша, чим ширшим є канал та меншим радіус. Точний розподіл швидкості  $V_m$  вздовж нормалей невідомий. З урахуванням цього при проектуванні відцентрових робочих коліс насосів набула поширення так звана схема рівношвидкісного потоку, за якою меридіанна швидкість  $V_m = \frac{Q_{р.к.}}{F}$  береться сталою вздовж нормалі.

Практика показала, що розрахунок робочого колеса відцентрових насосів за прийнятою спрощеною схемою ( $V_m = const$ ) вздовж нормалі досить добре забезпечує задані параметри. 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  $n_s$  та орієнтовно може бути визначена з таблиці 2.

										Лист
										27
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

8.05050205.000.00 ПЗ

Таблиця 2

$n_s$	<100	100-150	150-300	300-450
Кількість потоків $k$	2	3	4-5	6-7
Кількість розрахункових перерізів (ліній течії) $n$	3	4	5-6	7-8

Приймаємо кількість потоків – 2.

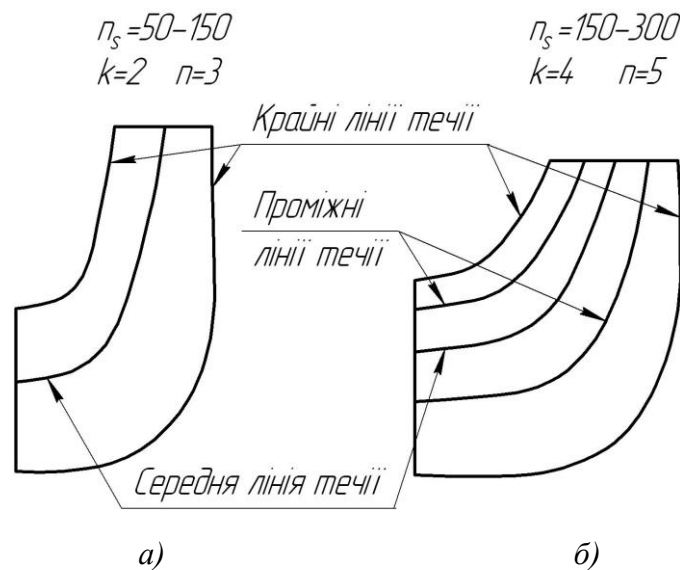


Рисунок 7 – Меридіанний переріз із проміжними лініями течії

Таким чином, за умови рівношвидкісного потоку, що відповідає постійності меридіанної швидкості  $V_m$  вздовж даної нормалі, через кожну струминку, окреслену лініями течії, протікають рівні кількості рідини:

$$q = \frac{Q_{p.k.}}{3600k} = 2\pi V_m (r_{ц.м.} l)_1 = 2\pi V_m (r_{ц.м.} l)_2 = 2\pi V_m (r_{ц.м.} l)_k$$

де  $Q_{p.k.}$  - постійна витрата через робоче колесо;

$l$  - довжина відрізка нормалі між сусідніми лініями течії;

$r_{ц.м.}$  - відстань від центра тяжіння відрізка  $l$  до осі колеса.

Оскільки швидкість  $V_m$  вздовж нормалі стала, то наведена вище умова матиме вигляд

$$r_{ц.м.} l = const .$$

Побудову ліній течії починають з розмітки точок на вихідній кромці п-п (рис. 8), на якій відкладають рівні відрізки  $\frac{b_2}{k}$ . Положення ліній течії на вході у робоче колесо (переріз  $I-I$ ) визначають з рівності

									Лист
									28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	8.05050205.000.00 ПЗ				

$$D_0^2 - d_k^2 = d_k^2 - d_{k-1}^2 = \dots = \frac{D_0^2 - d_{\text{вм}}^2}{k}.$$

Контури ліній течії між входом та виходом знаходять методом послідовних наближень. Необхідно провести ці лінії таким чином, щоб проточна частина колеса була розділена на частини, у яких протікали б однакові кількості рідини  $q$ . Для цього нормаль розбивають на ділянки  $l'$ ,  $l''$  та  $l'''$  (рис. 8). Після нанесення ділянок для кожної з них обчислюють добуток  $r_{\text{ц.м.}} \cdot l$ . Величини  $r_{\text{ц.м.}}$  та  $l$  визначаються з креслення. При цьому повинна виконуватися умова  $r'_{\text{ц.м.}} \cdot l' = r''_{\text{ц.м.}} \cdot l'' = r'''_{\text{ц.м.}} \cdot l'''$ . Якщо цього не досягнуто, виконується коригування ліній течії.

Коригування закінчують, якщо відхилення між добутками на одній нормалі не перевищує 5%.

Ділянки нормалі у багатьох випадках унаслідок їх малої кривизни можна замінити на відрізки прямих.

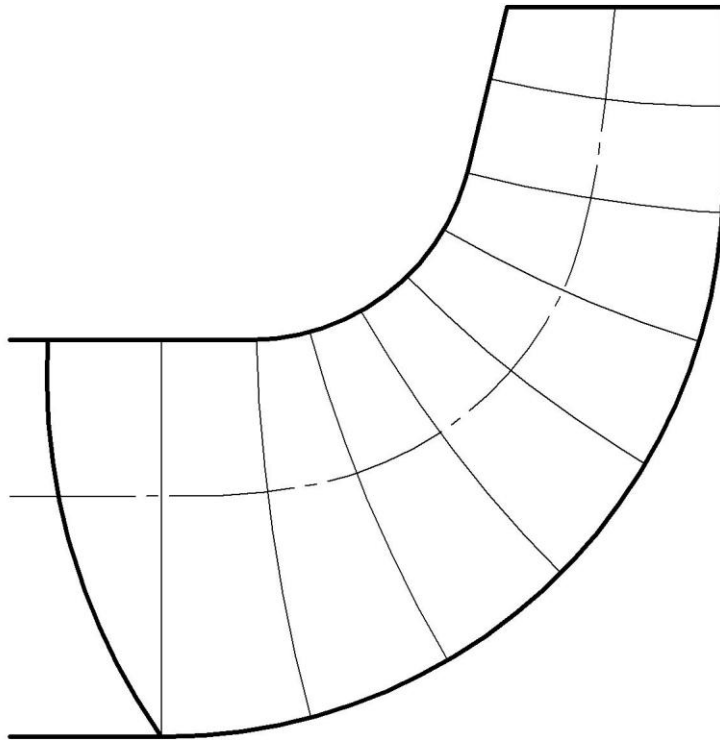


Рисунок 8 – Побудова ліній течії

						8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
							29
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			

## 6 ПРОФІЛЮВАННЯ ЛОПАТИ

### 6.1 Загальні положення

Найбільш поширеним у насособудуванні способом профілювання лопатей є метод конформного відображення поверхні течії на поверхню обертання, що розгортається (конус або циліндр). При конформному відображенні кути лопатей зображуються без спотворення, а подібні лінійні розміри – пропорційні. Профілювання лопаті здійснюють у наступній послідовності: будують координатну сітку на поверхні току; профілюють поверхні лопаті на розгортці циліндру; будують меридіанні перерізи поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса та лопаті у плані.

### 6.2 Побудування координатної сітки на розгортці циліндра

Координатна сітка необхідна для встановлення взаємозв'язку між відповідними точками поверхні течії та конформної діаграми. Сітка на розгортці відображувального циліндра (рис. 9) утворюється системою вертикальних та горизонтальних ліній (меридіанів та паралелей), проведених із відстанями між ними відповідно  $\Delta S$  та  $\Delta L$ . Меридіани відповідають перерізам поверхні течії рядом меридіанних площин. Паралелі відповідають ряду концентричних кіл на поверхні течії, співвісних робочому колесу. Для побудови координатної сітки задаються кутом  $\Delta\phi$  між меридіанними перерізами відображувального циліндра (рис. 9), який, як правило беруть таким, що дорівнює  $5-10^\circ$ , та радіусом конформного циліндра  $R_{к.ц.} = 150-200$  мм (іноді припускають, що  $R_{к.ц.} = R_2$ ), після чого визначають розміри  $\Delta S$  та  $\Delta L$  за формулами

$$\Delta L = \frac{R_{к.ц.}}{C},$$

де  $C$  - стала, що, як правило, береться такою, що дорівнює 10 (для спрощення розрахунків);

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

Приймаємо  $R_{к.ц.} = 200$  мм,  $C = 10$ ,  $\Delta\phi = 10^\circ$ . Тоді

$$\Delta L = \frac{200}{10} = 20 \text{ мм},$$

$$\Delta S = \frac{\pi R_{к.ц.} \Delta\phi^\circ}{180^\circ} = \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 10}{180} = 34,91 \text{ мм}.$$

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

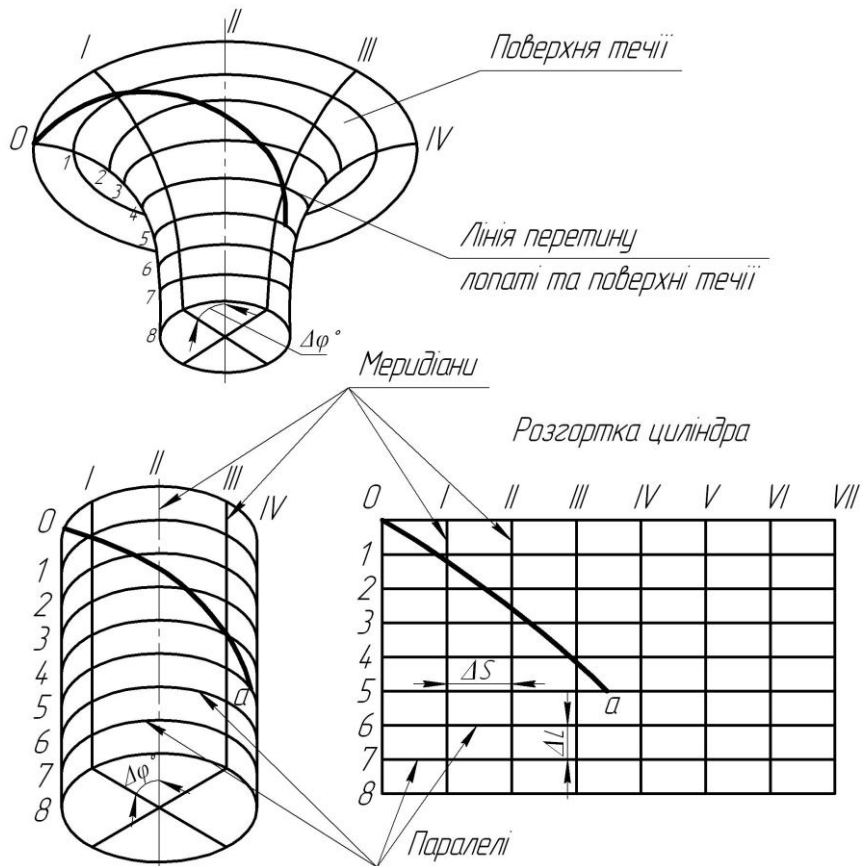


Рисунок 9 – Сітка на розгортці відображувального циліндра

### 6.3 Побудова конформного відображення координатної сітки на поверхні течії

Ця побудова полягає у розбивці усіх розрахункових ліній течії  $a$ ,  $b$ ,  $c$  (рис. 10) на відрізки  $\Delta l$  за умовами конформності

$$\frac{r_{icp}}{\Delta l_i} = \frac{R_{к.ц.}}{\Delta L} = const,$$

де  $r_{icp}$  - відстань від осі робочого колеса до середини відрізка  $\Delta l$ .

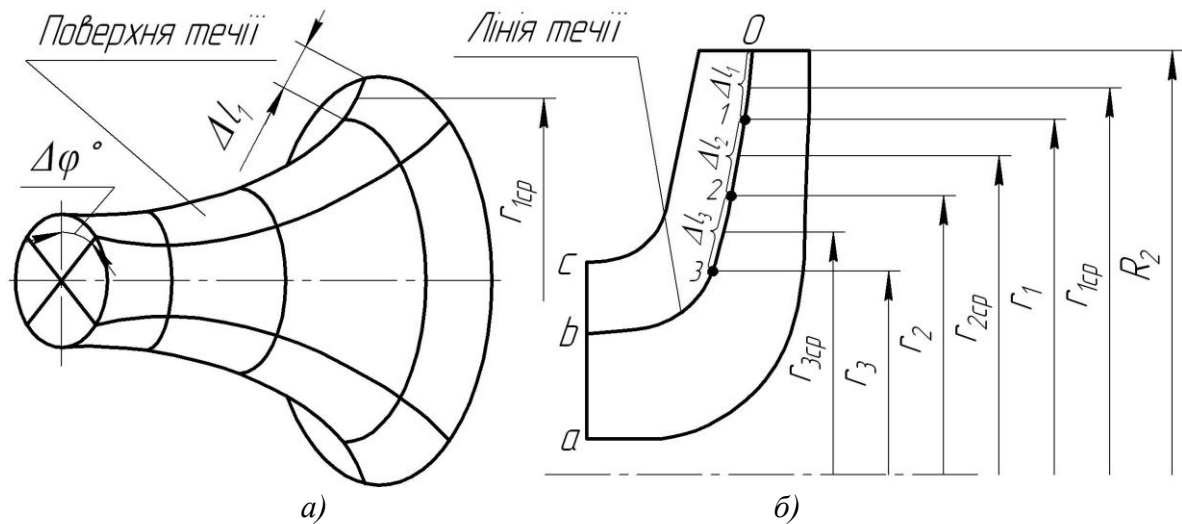


Рисунок 10 – Розбивка ліній течії

Для циліндричної поверхні  $R_{к.ц.} = const$ ,  $\Delta l = const$ . Для поверхні течії (рис. 10 а)  $r \neq const$ , тоді й  $\Delta l \neq const$ . Величини відрізків на лініях течії будуть зменшуватися від виходу до входу відповідно зі зменшенням відстані  $r$ . При розрахунку відрізків  $\Delta l$  можна застосувати метод послідовного наближення. У першому наближенні довжину відрізка можна визначити з виразу

$$\Delta l'_1 = r'_{1cp} \frac{\Delta L}{R_{к.ц.}},$$

де  $r'_{1cp} = R_2$ .

Відкладають відрізок  $\Delta l'_1$  від вихідної точки 0 вздовж лінії течії у бік входу, потім знаходять середину відрізка  $\Delta l'_1$  та з креслення визначають уточнену відстань  $r''_{1cp}$  від осі робочого колеса до середини відрізка  $\Delta l'_1$ . Обчислюють уточнене значення довжини відрізка (друге наближення)

$$\Delta l''_1 = r''_{1cp} \frac{\Delta L}{R_{к.ц.}}.$$

Якщо величина  $\Delta l''_1$  відрізняється від  $\Delta l'_1$  більш ніж на 5%, то аналогічно виконується наступне наближення. Як правило, досить двох-трьох наближень. Уточнену величину  $\Delta l_1$  відкладають від вихідної точки 0 вздовж відповідної лінії течії у бік входу. Отримують точку 1, яка є перетином кола паралелі з лінією течії. Аналогічно визначається наступний відрізок  $\Delta l_2$ , лише за вихідну точку береться отримана точка 1. При цьому у першому наближенні беремо  $r'_{2cp} = r_1$ . Таким методом розбивається на відрізки  $\Delta l$  кожна лінія течії. Кількість розміщених відрізків повинна бути такою, щоб захоплювалась область, у якій передбачається розміщення вхідної кромки лопаті. Після розбивки кожної лінії течії на відрізки  $\Delta l$  необхідно виконати контроль

$$\sum \Delta l = l_{0-i},$$



де  $\sum \Delta l$  - сумарна довжина відрізків  $\Delta l$ ;

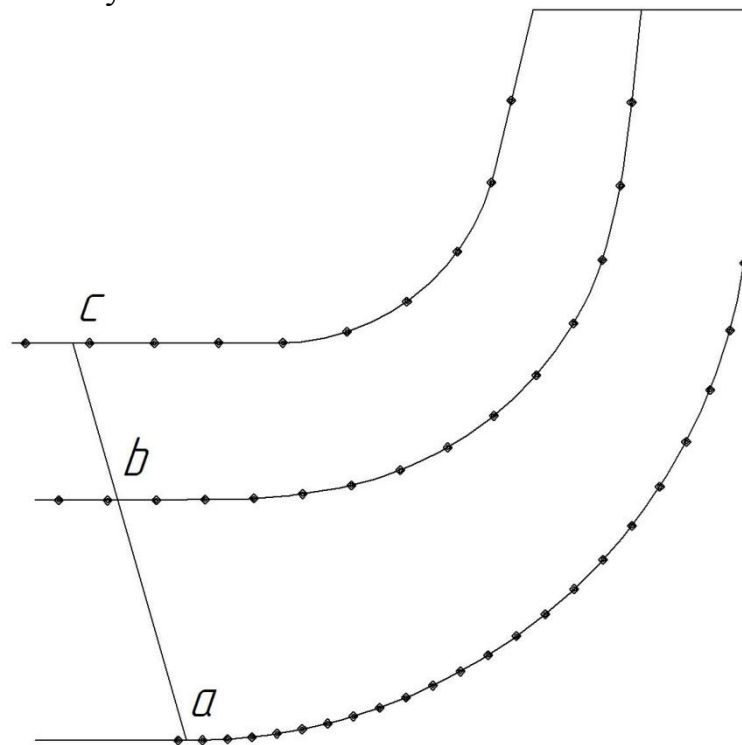
$l_{0-i}$  - загальна довжина даної лінії течії від початкової точки 0 до останньої точки розмітки  $i$ .

Довжина координатної сітки у горизонтальному напрямку визначається кутом охвата  $\Theta$  лопаті, який в основному залежить від  $n_s$  (табл. 4).

Таблиця 4

$n_s$	50-70	70-100	100-300	300-400
$\Theta$ , град	140-120	120-110	110-80	80-60

Приймаємо кут охвату  $120^\circ$ .



Побудова координатної сітки

#### 6.4 Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра

Поверхня лопаті на розгортці циліндра профілюється з урахуванням таких рекомендацій:

1. Кут нахилу лопаті  $\beta$  на кожній розрахунковій лінії течії повинен плавно збільшуватися або зменшуватися від кута  $\beta_1$  до кута  $\beta_2$ .

2. Вхідну кромку лопаті робочого колеса бажано розмістити у одній меридіанній площині (на розгортці циліндра – вертикально). При цьому спрощується технологія виготовлення та контролю виконання вхідних кромки лопатей колеса.

Якщо від відцентрового насоса вимагаються підвищені кавітаційні властивості, то його лопаті необхідно продовжити у бік входу і у цьому випадку вхідну кромку можна розмістити нахилено, тобто не в одній меридіанній площині (на рис. 11 – пунктирна лінія).

3. Ділянка поверхні лопаті поблизу виходу з робочого колеса повинна мати постійний кут нахилу  $\beta$  на кожній розрахунковій лінії течії на довжині, що визначається на розгортці циліндра величиною  $\delta = \frac{t}{2}$ , де  $t$  - лінійний крок лопатей на розгортці циліндра (рис. 11).

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

Постійний кут нахилу лопатей на виході робочого колеса на зазначеній ділянці полегшує розрахунок теоретичного напору та контроль величини кута  $\beta_2$ .

4. Кут охвата лопаті у плані (кут між меридіанними перерізами, що проходять через вхідну та вихідну кромки лопаті на розглядуваній лінії течії) повинен відповідати умові

$$\Theta \geq 1,5t^0,$$

де  $t^0 = \frac{360^0}{z}$  - кутовий крок лопатей.

Порядок профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра такий (див. рис. 11):

- через точку  $I$  координатної сітки проводять промінь під кутом  $\beta_2$ ;
- на відстані  $\delta \geq \frac{1}{2}t$  від точки  $I$  проводять меридіан (пунктирна лінія), яка перетинає промінь у точці  $n_{\text{л}}$ ;
- з урахуванням вибору кута охвату лопаті та положення вхідної кромки намічають меридіан  $i-i$ ;
- паралелі точок  $a, b, c$  для кожної лінії течії визначають у відповідності до розміщення вхідної кромки у меридіанному перерізі. Перенесення точок вхідної кромки ( $a, b, c$ ) на конформну діаграму здійснюється за допомогою перехідного графіка або за допомогою властивостей конформного відображення (див. рис. 19) за залежністю

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

де  $x_i$  - відстань від поточної паралелі до шуканої точки вхідної кромки конформної діаграми;

$y_i$  - відповідна відстань на лінії течії.

										Лист
										34
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

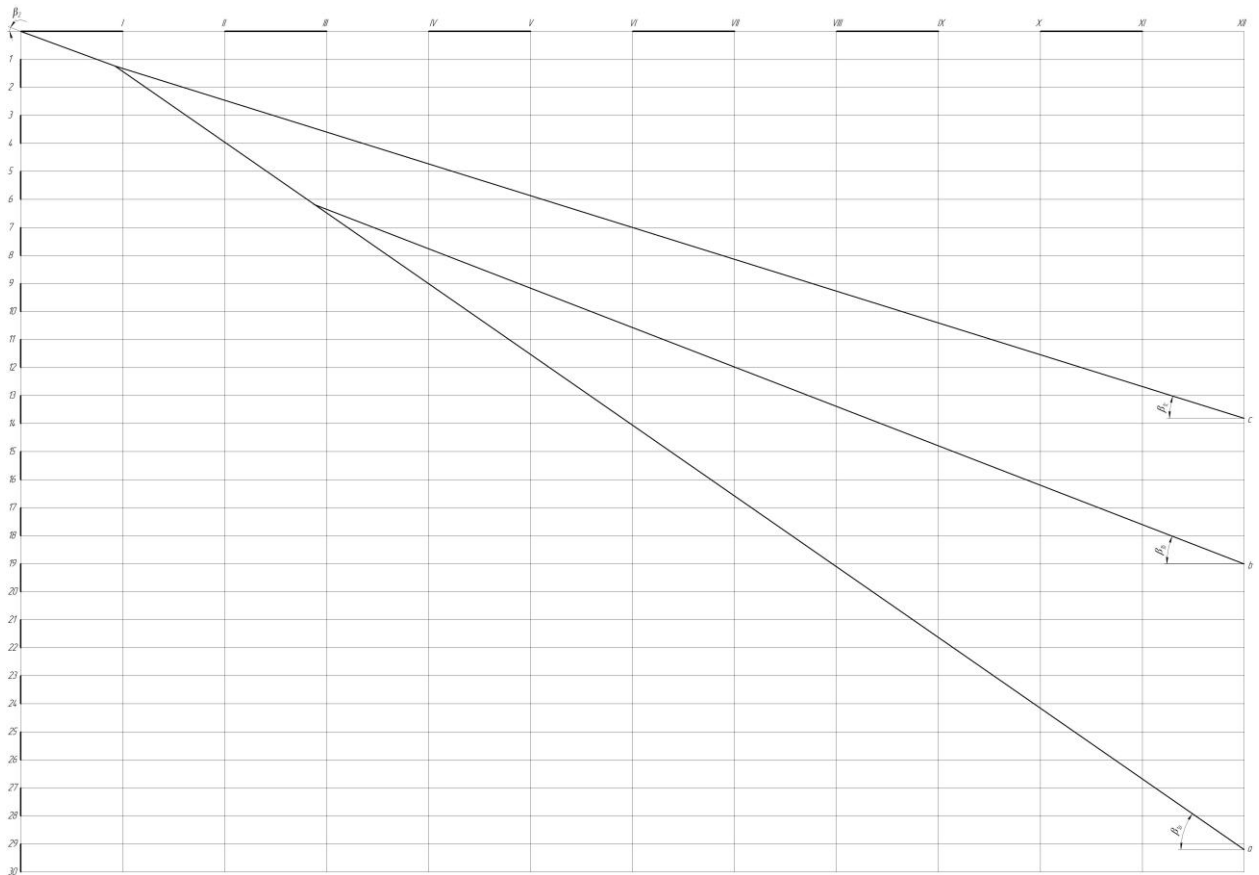


Рисунок 11 – Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра (конформна діаграма)

Через точки  $a$ ,  $b$ ,  $c$  проводимо промені під кутами  $\beta_{1a}$ ,  $\beta_{1b}$ ,  $\beta_{1c}$  до перетину променя, проведеного під кутом  $\beta_2$  у точках, що лежать нижче від точки  $n_{II}$ .

Для точки  $a$ :

$$U_{1a} = \frac{\pi D_{1a} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,065 \cdot 3000}{60} = 10,21$$

$$\beta_{1Pa} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{5,83}{10,21} = 29,73^\circ$$

$$\beta_{1a} = 29,73 + 5 = 34,73^\circ$$

Для точки  $b$ :

$$U_{1b} = \frac{\pi D_{1b} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,1284 \cdot 3000}{60} = 20,17$$

$$\beta_{1Pb} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{5,83}{20,17} = 16,12^\circ$$

$$\beta_{1b} = 16,12 + 5 = 21,12^\circ$$

Для точки  $c$ :

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		35

$$U_{1c} = \frac{\pi D_{1c} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,17 \cdot 3000}{60} = 26,7$$

$$\beta_{1\text{Па}} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{5,83}{26,7} = 12,32^\circ$$

$$\beta_{1a} = 12,32 + 5 = 17,32^\circ$$

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

Меридіанними перерізами називаються лінії перерізу поверхні лопаті з площинами, що проходять через вісь робочого колеса. Меридіанні перерізи виконуються для контролю плавності профільованої поверхні лопаті та подальшого проектування робочого колеса.

Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції здійснюється на основі конформної діаграми.

На лінії течії меридіанного перерізу переносяться відповідні точки з конформної діаграми (рис. 19) для кожної лінії течії окремо за допомогою співвідношення

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

де  $x_i$  - відстань від шуканої точки до паралелі на координатній сітці;

$y_i$  - відповідні відстань на лінії течії меридіанного перерізу.

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						36
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

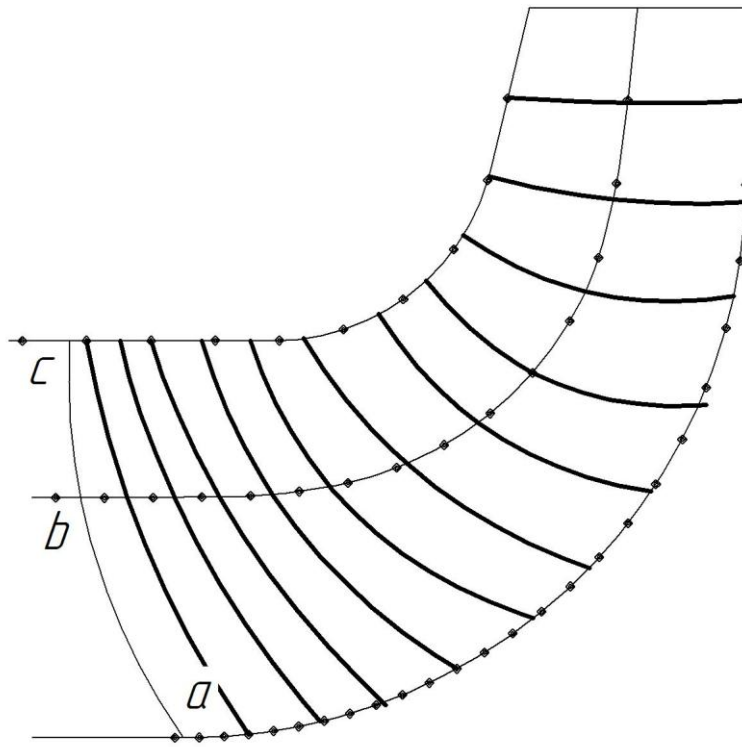


Рисунок 19 – Побудова меридіанних перерізів робочої поверхні лопаті

Для більш точної побудови рекомендується будувати перехідні графіки  $l = f(\Delta L)$  для розрахункових ліній течії.

### 6.6 Побудова лопаті у плані

Проекцію лопаті на площину, перпендикулярну до осі обертання робочого колеса, називають планом лопаті (див. рис. 20).

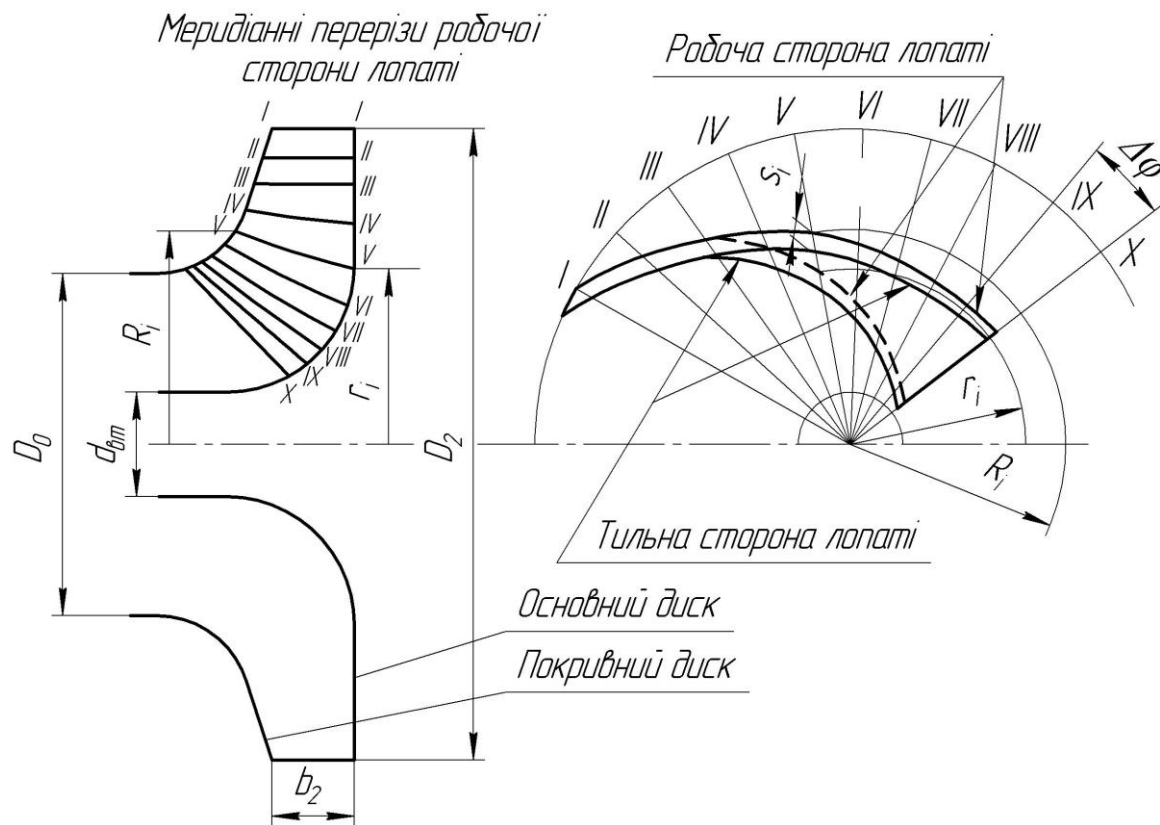


Рисунок 20 – Побудова лопаті у плані

Для побудови лопаті у плані креслять два кола діаметрами  $D_2$  та  $d_{om}$ , потім проводять у вигляді радіальних променів меридіани  $I, II, III...$  тощо з кутовим кроком  $\Delta\phi$ . Нумерація меридіанів повинна зростати у бік обертання колеса.

На меридіанній проекції вимірюють відстані  $R_i$  та  $r_i$  від осі робочого колеса до точок перетину меридіанних перерізів з лініями течії на основному та покривному дисках і переносять ці відстані на план. Отримані точки з'єднують плавними кривими, отримуючи таким чином робочі сторони лопаті по основному та покривному дисках. Потім на плані відкладають нормальні товщини лопаті  $s_i$  та будують тильну сторону лопаті. Вхідна кромка утворюється радіальною прямою.

## 7 ВИКОНАННЯ РОБОЧОГО КРЕСЛЕННЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА

Кінцевий результат профілювання лопатей – робоче креслення, за яким виготовляються лопаті. Робоче креслення виконується на основі отриманих креслень меридіанної проекції та плану робочого колеса.

На окремому аркуші креслять меридіанний переріз робочого колеса, зазначаючи розміри. На нього переносять отримані раніше меридіанні перерізи робочої поверхні лопаті. Зазначаються координати цих перерізів (проставляються координати кожного окремого перерізу або зводяться до таблиці). Якщо меридіанний переріз лопаті прямолінійний, досить зазначити лише його координати на крайніх лініях течії (дисках робочого колеса).

										Лист
										38
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Для криволінійного перерізу вводиться додатковий розмір – радіус кривизни.

Для кожного меридіанного перерізу робочої сторони лопаті зазначають відповідну товщину лопаті.

Поряд з меридіанними перерізами креслять план робочого колеса, на якому проводять меридіани *I, II, III* тощо з кутовим кроком  $\Delta\varphi$ . На план переносять раніше побудовану проекцію лопаті, що відповідає виду на колесо з боку входу.

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						39
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 8 РОЗРАХУНОК І ПРОЕКТУВАННЯ СПІРАЛЬНОГО ВІДВОДУ З ТАНГЕНЦІАЛЬНИМ ВИХОДОМ

### 8.1 Конструктивні особливості спірального відводу

Спіральний відвід (див. рис. 1.1) являє собою камеру змінного перерізу (власне спіраль), розміщену навколо робочого колеса, що закінчується розбіжним напірним патрубком (дифузором).

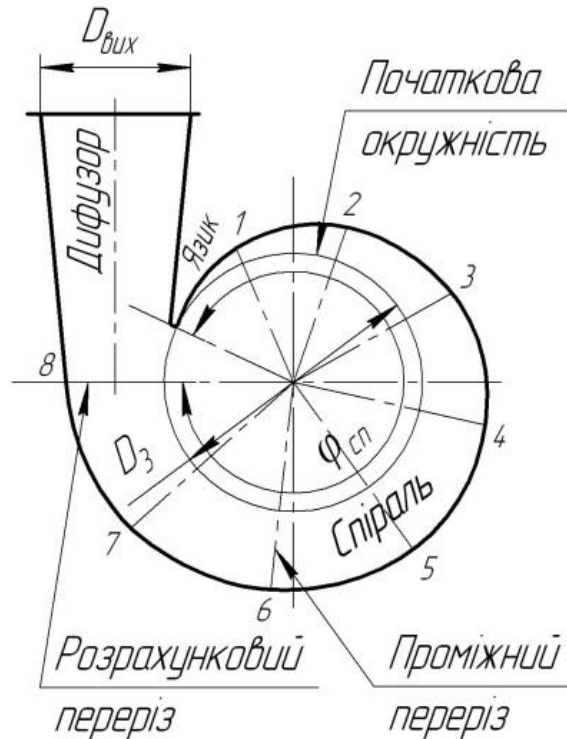


Рисунок 1.1 – Схема спірального відводу з тангенціальним виходом

Збільшення розмірів радіальних перерізів відбувається в напрямку обертання робочого колеса, починаючи від язика, де площа перерізу дорівнює нулю, до вихідного (розрахункового) перерізу.

Розміри й форму спіральної частини відводу характеризують такі величини (див. рис. 1.1 та 1.2).

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						40
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



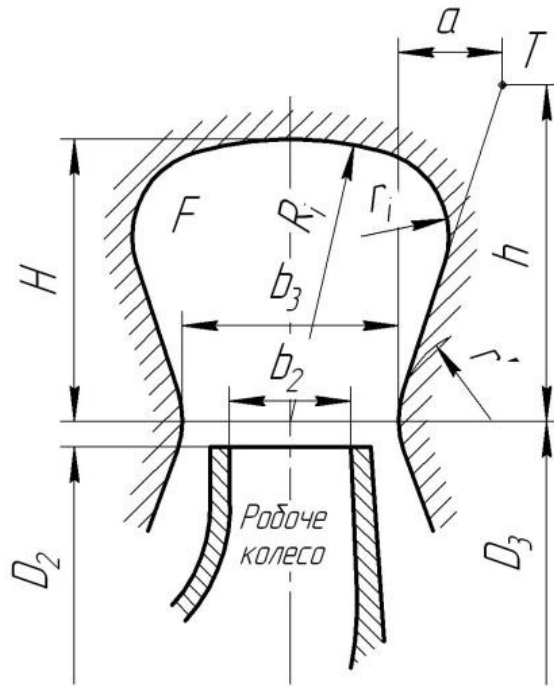


Рисунок 1.2 – Схема перерізу спіральної камери

На рисунках  $D_3$  – діаметр початкової окружності;  $b_3$  – ширина входу у відвід;  $\phi_{en}$  – кут обхвату спіральної камери.

Величини  $D_3$  і  $b_3$  визначаються залежно від розмірів робочого колеса, коефіцієнта швидкохідності  $n_s$  і конструктивного виконання насоса.

Під час руху рідини усередині спірального відвода від початкового перерізу до вихідного її витрата зростає пропорційно куту  $\phi$ . При цьому витрату рідини через проміжний переріз можна оцінити математично:

$$Q_\phi = \frac{Q}{360} \cdot \phi^\circ$$

Витрата в спіральному відводі буде збільшуватися аж до вихідного перерізу, де вона дорівнюватиме подачі насоса  $Q_{вих} = Q$ .

Тому розрахунок спірального відвода зводиться до визначення площі вихідного (розрахункового) перерізу спіралі, через який буде забезпечена подача насоса  $Q$ .

Вихідними даними для розрахунку є: подача насоса  $Q$ , напір  $H$ , частота обертання  $n$ , коефіцієнт швидкохідності  $n_s$ , момент швидкості на виході з робочого колеса  $K_2$ , зовнішній діаметр робочого колеса  $D_2$ , ширина робочого колеса на виході  $b_2$ , гідравлічний ККД  $\eta_z$ .

Значення  $n_s$ ,  $D_2$ ,  $b_2$ ,  $\eta_z$  визначають при розрахунку робочого колеса.

$$Q = 60 \text{ м}^3/\text{год};$$

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						41
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$H = 17, \text{ м};$   
 $n = 1500, \text{ об/хв};$   
 $n_s = 84$   
 $D_2 = 0,235 \text{ м};$   
 $b_2 = 0,010 \text{ м};$   
 $\eta_r = 0,871;$

## 8.2 Розрахунок і проектування спіральної камери

### 8.2.1 Визначення діаметра початкової окружності

Діаметр початкової окружності  $D_3$  рекомендують вибирати з умови мінімальних гідравлічних втрат у зазорі між робочим колесом і відводом і мінімальною віброактивністю насоса. Цю умову задовольняє такий вираз для  $D_3$ , м:

$$D_3 = 2R_3 = 2(1,03 - 1,05)R_2 = (1,03 - 1,05)0,235 = 0,242 - 0,247 \text{ мм}$$

Приймаємо

$$D_3 = 0,245 \text{ мм}$$

### 8.2.2 Визначення ширини входу в спіраль

Ширину  $b_3$  вибирають залежно від ширини  $b_2$  і діаметра  $D_2$  на виході лопатевого колеса:

$$b_3 \approx b_2 + 0,05D_2 = 0,010 + 0,05 \cdot 0,235 = 22 \text{ мм}$$

### 8.2.3 Вибір кута нахилу бічних стінок спіралі

Нахил бічних стінок може задаватися відношенням  $a/h$  або кутом  $\gamma$  (див. рис. 2.4).

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						42
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

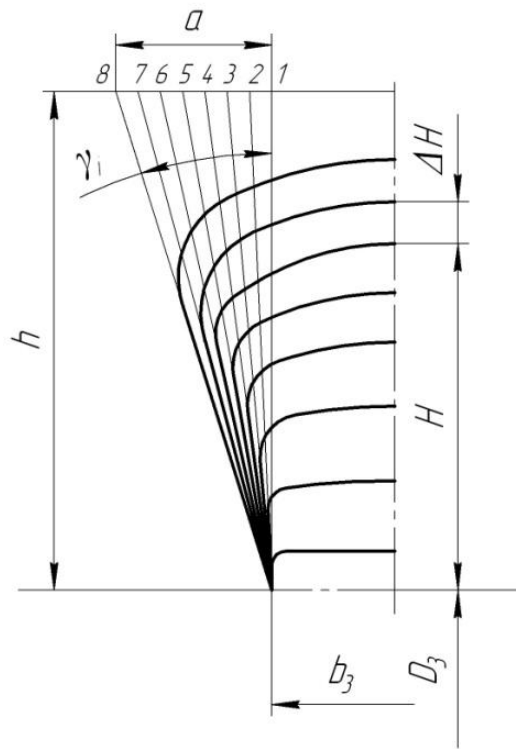


Рисунок 1.4 – Нахил бічних стінок спірального відводу

Кут нахилу бічних стінок можна задати, знаючи коефіцієнт швидкохідності. Так, для  $n_s = 50-60$   $\gamma = 10-16^\circ$  ( $a/h = 0,18-0,3$ ), а для  $n_s > 80$   $\gamma = 14-22^\circ$  ( $a/h = 0,25-0,4$ ).

Приймаємо  $\gamma = 16^\circ$

При  $n_s > 80$  кут  $\gamma$  рекомендується поступово зменшувати, переходячи від розрахункового перерізу до нульового. При цьому ширина спіралі  $a$  ділиться на рівні відрізки (див. рис. 2.4), кількість яких відповідає кількості перерізів спіралі (як правило, будується 8, 12 або 16 перерізів, але частіше – 8).

#### 8.2.4 Визначення кута обхвату спіралі в плані

Кут обхвату спіралі  $\phi_{en}$  (див. рис. 2.5) залежить від коефіцієнта швидкохідності  $n_s$ .

						8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
							43
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			

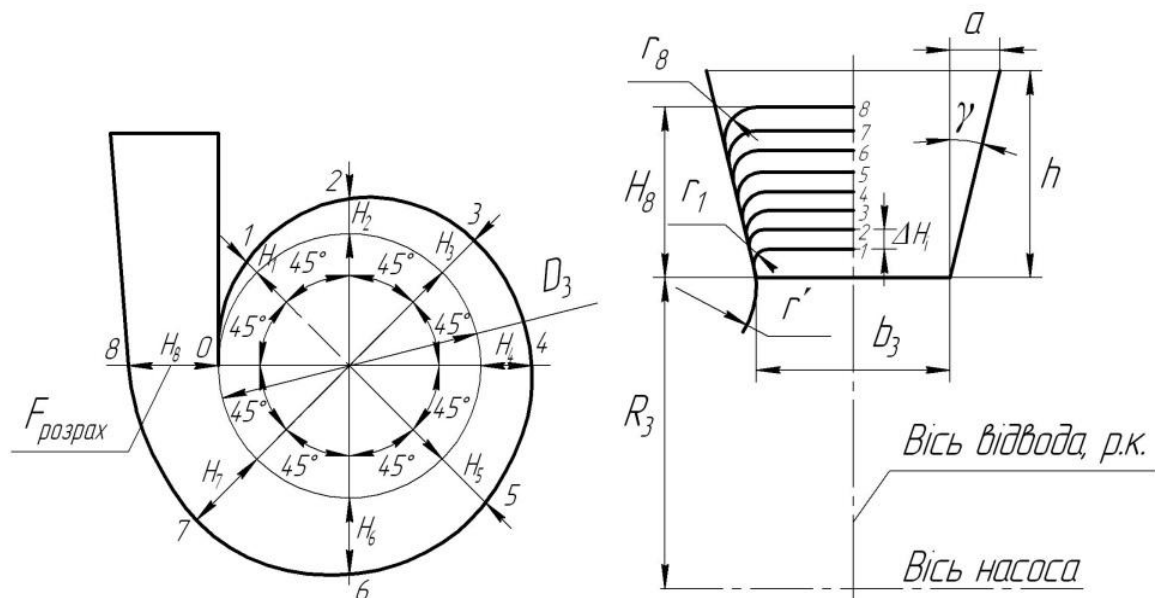


Рисунок 1.5 – План спірального відвода (а) і меридіанний переріз відвода (спіралі) (б)

Приймаємо  $\varphi_{cn} = 360^\circ$ .

### 8.2.5 Визначення пропускної здатності спіралі у вихідному перерізі

Пропускна здатність спіралі  $A_{cn, \text{розрах}}$ , м, у вихідному перерізі визначається за формулою

$$A_{cn, \text{розрах}} = \frac{\varphi_{cn}}{360} \cdot \frac{\pi \eta_c n Q}{30 g H} = \frac{360}{360} \cdot \frac{3,14 \cdot 0,871 \cdot 1500 \cdot 60}{30 \cdot 9,81 \cdot 17} = 49,2.$$

### 8.2.6 Визначення площі розрахункового перерізу

Існує зв'язок між розмірами перерізу спіралі та витратою рідини через цей переріз, який можна описати, використовуючи основне рівняння спіральної камери:

$$Q_i = K_2 \int_{R_3}^{r_i} \frac{b}{r} dr.$$

У цьому рівнянні добуток  $b \cdot dr = dS$  – елементарна площа, виділена в розрахунковому перерізі. Тоді випливає, що площа розрахункового перерізу  $S_{\text{розрах}}$  безпосередньо пов'язана з витратою рідини через цей переріз. Тому, зробивши послідовне інтегрування через елементарні площадки, можна визначити повну витрату рідини через розрахунковий переріз. Іншими словами, повна витрата рідини через розрахунковий переріз визначається підсумовуванням витрат через елементарні площадки цього перерізу:

$$Q_{\text{розрах}} = \sum_{i=1}^n \Delta Q_i.$$

Для визначення площі розрахункового перерізу може бути використаний графоаналітичний метод, за яким розрахункова площа розбивається на  $n$  елементарних площадок  $\Delta S_i$  однакової висоти  $\Delta r$  (див. рис. 2.6). Для більш точного розрахунку  $\Delta r$  краще брати якнайменшим (як правило, беруть  $\Delta r = 1$  мм). Далі визначається витрата рідини через площадки, отримані витрати підсумовуються. При цьому постійно проводиться порівняння сумарної витрати з подачею насоса. Розрахунок проводиться доти, поки сумарна витрата не перевищить значення подачі насоса ( $Q_{\text{розрах}} \approx 1,05Q$ ). Розрахунок при цьому зручно виконувати в табличній формі (див. табл. 2).

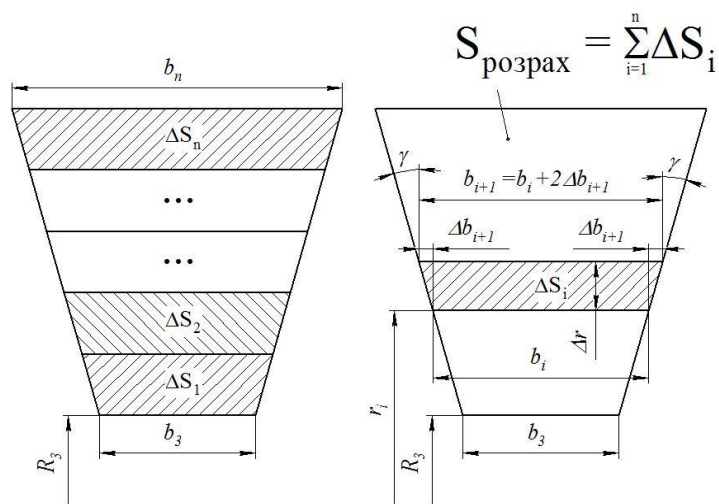


Рисунок 1.6 – Схема визначення площі розрахункового перерізу спіралі й основних розмірів елементарних площадок цього перерізу

У табл. 2 ширину проміжних перерізів  $b_{i+1}$  (див. рис. 2.6) можна визначити за формулою

$$b_{i+1} = b_i + 2\Delta b_{i+1} = b_i + 2 \cdot \Delta r \cdot \operatorname{tg}(\gamma).$$

Момент швидкості  $K_2$ ,  $\text{м}^2/\text{с}$ , на виході з робочого колеса для насосів типу К і В визначається так:

$$K_2 = V_{u_2} \cdot R_2 = \frac{g \cdot H_m}{\omega},$$

де  $V_{u_2}$  – окружна складова абсолютної швидкості потоку на виході з робочого колеса,  $\text{м}/\text{с}$ ;

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						45
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$R_2$  – зовнішній радіус робочого колеса, м;

$H_m = \frac{H}{\eta_2}$  – теоретичний напір, м;

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

$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$  – кутова швидкість обертання робочого колеса,  $\text{с}^{-1}$ .

Тоді

$$K_2 = \frac{30g \cdot H_m}{\pi n} = \frac{30 \cdot 9,81 \cdot 19,5}{3,14 \cdot 1500} = 1,218 \text{ м}^2/\text{с}.$$

Витрата  $\Delta Q_i$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$ , через елементарну площадку визначається за формулою

$$\Delta Q_i = K_2 \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r \cdot \frac{360}{\phi_{cn}}.$$

Таблиця 2 – Визначення площі розрахункового перерізу

№	$\Delta r$ , м	$r_i$ , м	$b_i$ , м	$B_i = b_i/r_i$	$(B_i + B_{i+1})/2$	$K_2 \cdot \Delta r \cdot (B_i + B_{i+1})/2$	$\Delta Q_i$	$\Sigma \Delta Q_i$
1	0.001	0.1336	0.033	0.19				
2	0.001	0.1346	0.034	0.197	0.194	0.000334	0.000334	0.000334
3	0.001	0.1356	0.035	0.204	0.200	0.000342	0.000342	0.000565
4	0.001	0.1366	0.036	0.205	0.207	0.000340	0.000350	0.000804
5	0.001	0.1376	0.037	0.217	0.213	0.000358	0.000358	0.001075
6	0.001	0.1386	0.038	0.223	0.220	0.000366	0.000366	0.001306
7	0.001	0.1396	0.039	0.229	0.226	0.000373	0.000373	0.001568
8	0.001	0.1406	0.040	0.235	0.232	0.000370	0.000380	0.001837
9	0.001	0.1416	0.041	0.241	0.238	0.000387	0.000387	0.002113
10	0.001	0.1426	0.042	0.247	0.244	0.000395	0.000395	0.002397
11	0.001	0.1436	0.043	0.253	0.250	0.000402	0.000402	0.002688
12	0.001	0.1446	0.044	0.258	0.255	0.000409	0.000409	0.002986
13	0.001	0.1456	0.045	0.264	0.261	0.000416	0.000416	0.003291
14	0.001	0.1466	0.046	0.269	0.267	0.000422	0.000422	0.003602
15	0.001	0.1476	0.047	0.275	0.272	0.000429	0.000429	0.003920
16	0.001	0.1486	0.048	0.280	0.277	0.000436	0.000436	0.004245
17	0.001	0.1496	0.049	0.285	0.283	0.000442	0.000442	0.004576
18	0.001	0.1506	0.050	0.291	0.288	0.000448	0.000448	0.004913
19	0.001	0.1516	0.051	0.296	0.293	0.000455	0.000455	0.005257
20	0.001	0.1526	0.052	0.301	0.298	0.00461	0.000461	0.005607
21	0.001	0.1536	0.053	0.306	0.304	0.000467	0.000467	0.005963
22	0.001	0.1546	0.054	0.310	0.309	0.000473	0.000473	0.006325
23	0.001	0.1556	0.055	0.314	0.313	0.000479	0.000479	0.006693

24	0.001	0.1566	0.056	0.320	0.317	0.000484	0.000484	0.007066
25	0.001	0.1576	0.057	0.325	0.322	0.000490	0.000490	0.007445
26	0.001	0.1586	0.058	0.330	0.327	0.000496	0.000496	0.007830
27	0.001	0.1596	0.059	0.334	0.332	0.000502	0.000502	0.008221
28	0.001	0.1606	0.060	0.339	0.336	0.000507	0.000507	0.008617
29	0.001	0.1616	0.061	0.343	0.341	0.000513	0.000513	0.009017
30	0.001	0.1626	0.062	0.348	0.345	0.000518	0.000518	0.009426
31	0.001	0.1636	0.063	0.352	0.350	0.000524	0.000524	0.009839
32	0.001	0.1646	0.064	0.356	0.354	0.000529	0.000529	0.010257
33	0.001	0.1656	0.065	0.361	0.358	0.000534	0.000534	0.010680
34	0.001	0.1666	0.066	0.365	0.363	0.000540	0.000540	0.011109
35	0.001	0.1676	0.067	0.369	0.367	0.000545	0.000545	0.011543
36	0.001	0.1686	0.068	0.373	0.371	0.000549	0.000549	0.011981
37	0.001	0.1696	0.069	0.377	0.375	0.000554	0.000554	0.012424
38	0.001	0.1706	0.070	0.381	0.379	0.000559	0.000559	0.012872
39	0.001	0.1716	0.071	0.385	0.383	0.000564	0.000564	0.013325
40	0.001	0.1726	0.072	0.389	0.387	0.000569	0.000569	0.013783
41	0.001	0.1736	0.073	0.393	0.391	0.000574	0.000574	0.014246
42	0.001	0.1746	0.074	0.396	0.394	0.000578	0.000578	0.014713
43	0.001	0.1756	0.075	0.400	0.398	0.000582	0.000582	0.015184
44	0.001	0.1766	0.076	0.404	0.402	0.000587	0.000587	0.015660
45	0.001	0.1776	0.077	0.407	0.405	0.000592	0.000592	0.016141
46	0.001	0.1786	0.078	0.411	0.409	0.000596	0.000596	0.016626
47	0.001	0.1796	0.079	0.415	0.413	0.000601	0.000601	0.017116
48	0.001	0.1806	0.080	0.418	0.416	0.000605	0.000605	0.017600
49	0.001	0.1816	0.081	0.422	0.420	0.000609	0.000609	0.018008
50	0.001	0.1826	0.082	0.425	0.423	0.000613	0.000613	0.018600
51	0.001	0.1836	0.083	0.428	0.426	0.000617	0.000617	0.019116
52	0.001	0.1846	0.084	0.432	0.430	0.000621	0.000621	0.019626
53	0.001	0.1856	0.085	0.435	0.433	0.000626	0.000626	0.020141
54	0.001	0.1866	0.086	0.438	0.436	0.000629	0.000629	0.020659
55	0.001	0.1876	0.087	0.442	0.440	0.000634	0.000634	0.021182

За табличними даними будеться графік  $Q = f(r)$ , який сполучається з меридіанним перерізом спіралі. На рис. 2.7 показаний приклад побудови розрахункового й проміжного перерізів. На прикладі побудова проводиться для спіралі з 8 перерізами. Тобто  $Q_{\text{розрах}} = Q_8$ . Для 12 й 16 перерізів підхід до побудови точно такий самий, тільки розрахункові перерізи будуть відповідати 12 й 16 перерізам. По осі  $Q$  відкладається  $Q = Q_{\text{розрах}}$ . Йому відповідає розмір  $H'_8$  (для 8-го перерізу спіралі), що обмежить площу трапеції, яка відповідає площі розрахункового перерізу. Гострі кути трапеції скругляються радіусом  $R_8$  за умови забезпечення рівності статичних моментів площ  $F_x$  і  $F_y$ :

									Лист
									47
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	8.05050205.000.00 ПЗ				

$$F_x \cdot r_x = F_y \cdot r_y,$$

де  $r_x$  і  $r_y$  – радіуси розміщення центрів ваги площ  $F_x$  і  $F_y$ .

Після чого визначають дійсну висоту розрахункового перерізу  $H_8$ . Вона буде більшою, ніж  $H'_8$ .

При цьому висота трапеції збільшиться до величини  $H_8$ .

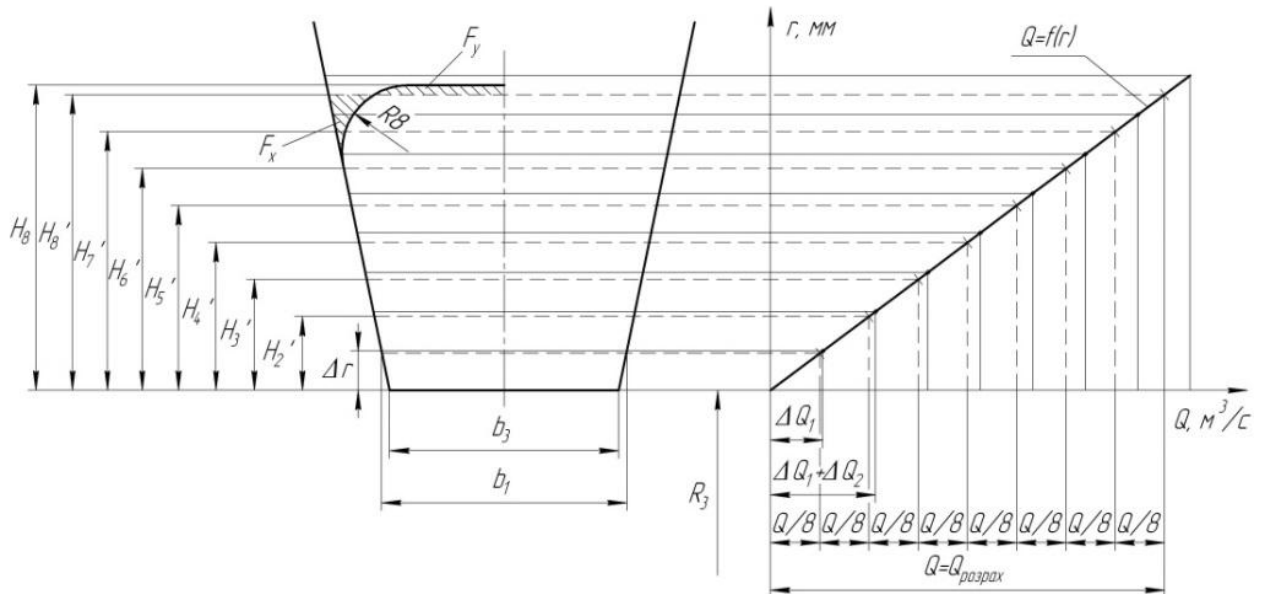


Рисунок 1.7 – Визначення розмірів розрахункового восьмого ( $F_{розрах} = F_8$ ) і проміжних ( $F_1 - F_7$ ) перерізів

### 8.2.7 Перевірка правильності визначення площі розрахункового перерізу $F_{розрах}$

Перед побудовою проміжних перерізів спіралі необхідно переконатися в правильності визначення  $F_{розрах}$ . Для цього будується площа  $F_{np}$  (див. рис. 2.8).

Методика побудови  $F_{np}$  така: меридіанний переріз розсікається кількома паралельними прямими  $x-x$ , паралельними осі насоса, а через точки їхнього перетинання з контуром перерізу і довільну точку  $O$  на осі обертання колеса проводять прямі  $x-O$ . Далі проводять пряму  $P-P$  на довільній полюсній відстані  $\rho$  від осі насоса (часто для спрощення беруть  $\rho = D_3/2$ ) й опускають перпендикуляри із точок перетинання прямих  $P-P$  і  $x-O$  на відповідні лінії  $x-x$ . Отримана таким чином система точок утворить контур наведеного перерізу (пунктирна лінія на рис. 2.8). Критерієм правильності визначення  $F_{розрах}$  є умова

$$A_{сн.розрах} \approx A_{сн.граф},$$

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						48
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



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

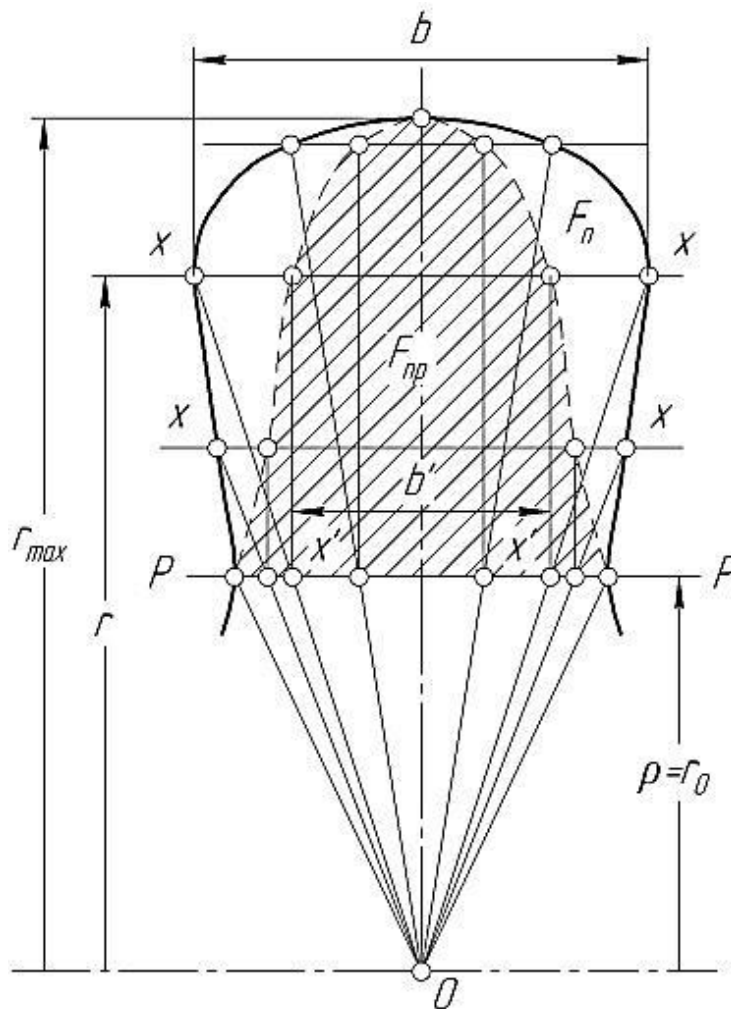


Рисунок 1.8 – Перевірка правильності визначення  $F_{\text{розрах}}$

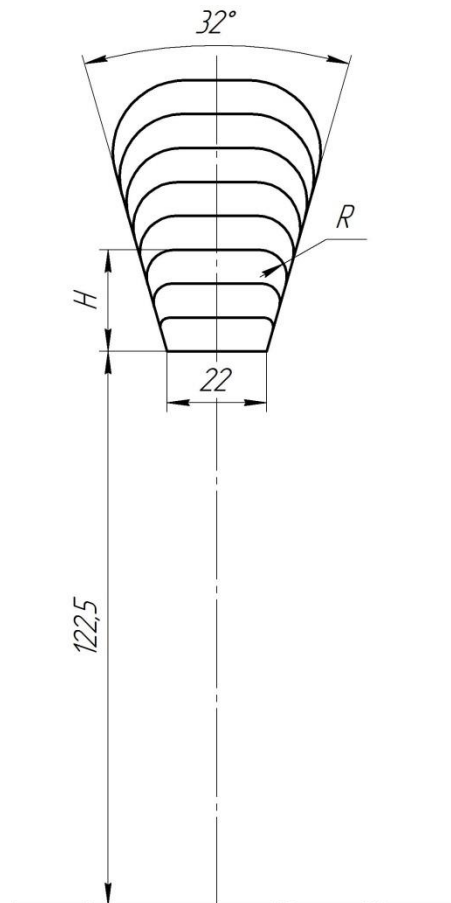
$$A_{\text{сп.граф}} = \frac{4,67}{0,1225} = 38,1 \approx A_{\text{сп.розрах}} = 49,2$$

Умова виконується

### 8.2.8 Визначення площ проміжних перерізів.

Після побудови розрахункового перерізу переходять до побудови проміжних перерізів. Для цього на графіку  $Q = f(r)$  розбивають  $Q_{\text{розрах}}$  на рівні частини, кількість яких відповідає кількості перерізів спіралі. Аналогічно побудові розрахункового перерізу визначають розміри проміжних  $H'_1 - H'_7$ . Гострі кути скругляються радіусами  $r'_1 - r'_7$  і визначаються дійсні розміри  $H_1 - H_7$ .

										Лист
										49
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						



Побудова проміжних перерізів

### 8.2.9 Побудова плану спіралі

План спіралі будується в такій послідовності:

- від початкової окружності діаметром  $D_3$  у перерізах (після їхньої розмітки) відкладають відповідні висоти  $H_1 - H_8$  (див. рис. 2.5);

- отримані точки з'єднують дугами різних радіусів (три-чотири радіуси). Радіуси повинні плавно зростати в міру видалення від язика. Дуга кожного радіуса повинна без перегинів сполучатися з дугою наступного. Це визначається умовою, зображеною на рис. 2.9, і полягає в тому, що точка сполучення двох сусідніх дуг і центри їхніх радіусів повинні лежати на одній прямій. Побудова починається від язика. Точки сполучення дуг фіксуються відносно точок 1, 2 і т. д. радіусами  $m_1, m_2$  і т. д.

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						50
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

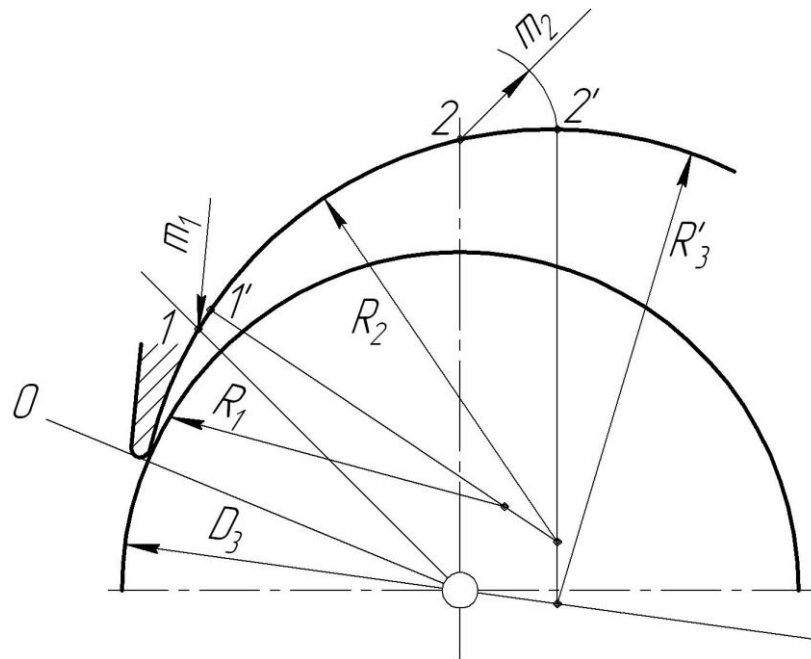


Рисунок 1.9 – Побудова контуру спіралі

### 8.3 Розрахунок і проектування дифузорної ділянки

Дифузорна ділянка (див. рис. 2.1, 2.10) починається від розрахункового перерізу 8 і закінчується окружністю напірного патрубку діаметром  $D_{вих}$ .

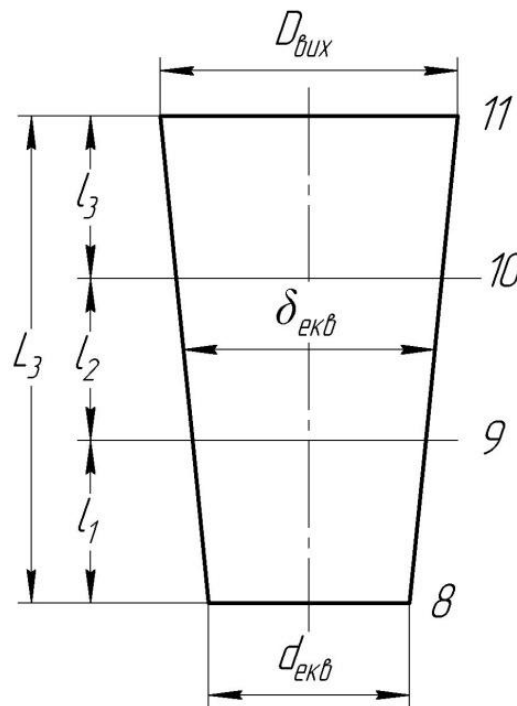


Рисунок 1.10 – Основні розміри дифузорної ділянки

						8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
							51
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			

Середня швидкість на виході з насоса ( $V_{вих}$ ) повинна лежати в межах від 2 до 8 м/с.

Діаметр напірного патрубку визначається з умови нерозривності потоку з урахуванням рекомендацій попереднього пункту за формулою

$$D_{вих} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot V_{вих}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 60}{3,14 \cdot 3600 \cdot 4}} = 0,0729 \text{ м.}$$

Після розрахунку  $D_{вих}$  його значення повинне бути скореговане відповідно до такого ряду: 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100, 125, 150, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500, 600, 700, 800, 900, 1000, 1200, 1400 мм і т. д.;

Приймаємо  $D_{вих} = 80$  мм.

Довжина дифузора  $L$  і кут його конусності з умови мінімальних гідравлічних втрат:

$$\varepsilon_{opt} = 2 \arctg \left( \frac{D_{вих} - d_{екв}}{2L} \right),$$

де  $\varepsilon_{opt} = 8 - 10^\circ$  – оптимальний кут конусності дифузора;

$d_{екв} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{розрах}}{\pi}}$  – еквівалентний діаметр розрахункового перерізу.

Тоді

$$d_{екв} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2146}{\pi}} = 52,27 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $L = 160$  мм.

$$\varepsilon_{opt} = 2 \arctg \left( \frac{80 - 52,27}{2 \cdot 160} \right) = 9,9^\circ - \text{умова виконується.}$$

Для виготовлення моделі корпусу необхідно задати, щонайменше, два проміжних перерізи дифузора (див. рис. 2.10, 2.11). Сполучаємо окружність діаметром  $D_{вих}$  і нижню основу дифузора таким чином, щоб центр окружності збігався із серединою висот нижньої основи (див. рис. 2.11);

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						52
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

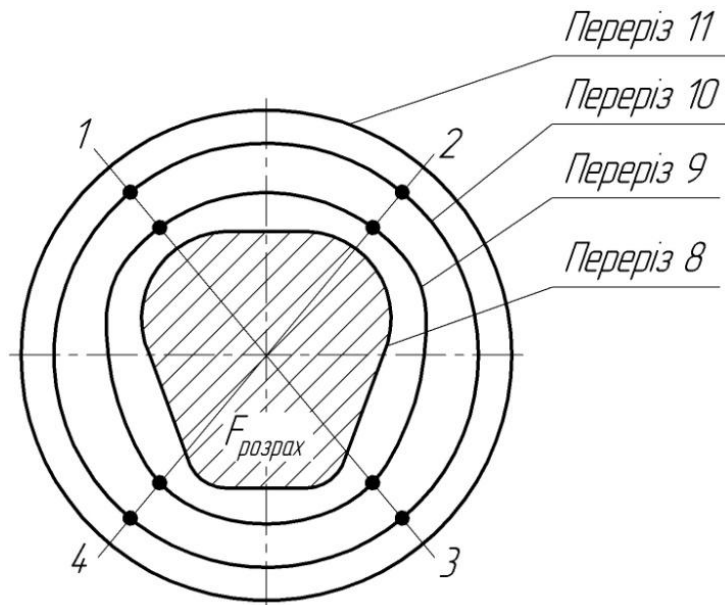


Рисунок 1.11 – Схема побудови проміжних перерізів дифузора

Довільно проводимо промені 1, 2, 3 і т. д. і ділимо відрізки цих променів між контурами основ конуса (між перетинами 8 й 11) на частини, пропорційні відрізкам  $l_1$ ,  $l_2$  і  $l_3$  (див. рис. 2.10, 2.11). Отримані точки з'єднуюємо плавними кривими, які і будуть шуканими перерізами 9–9 й 10–10.

На кресленні відводу дані перерізи позначені необхідними для побудови розмірами.

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						53
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 9 ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ, ЯКІ ДІЮТЬ НА РОТОР НАСОСА

### 9.1 Визначення осьової сили

Осьова гідравлічна сила складається з суми неврівноважених сил, що діють на ротор насоса в осьовому напрямку.

Для врівноваження осьової сили в насосі приблизно симетричне ущільнення по обидва боки робочого колеса і виконані розвантажувальні отвори в основному диску колеса, які вирівнюють тиск в порожнинах А і Б перед і за колесом (рис. 3.1).

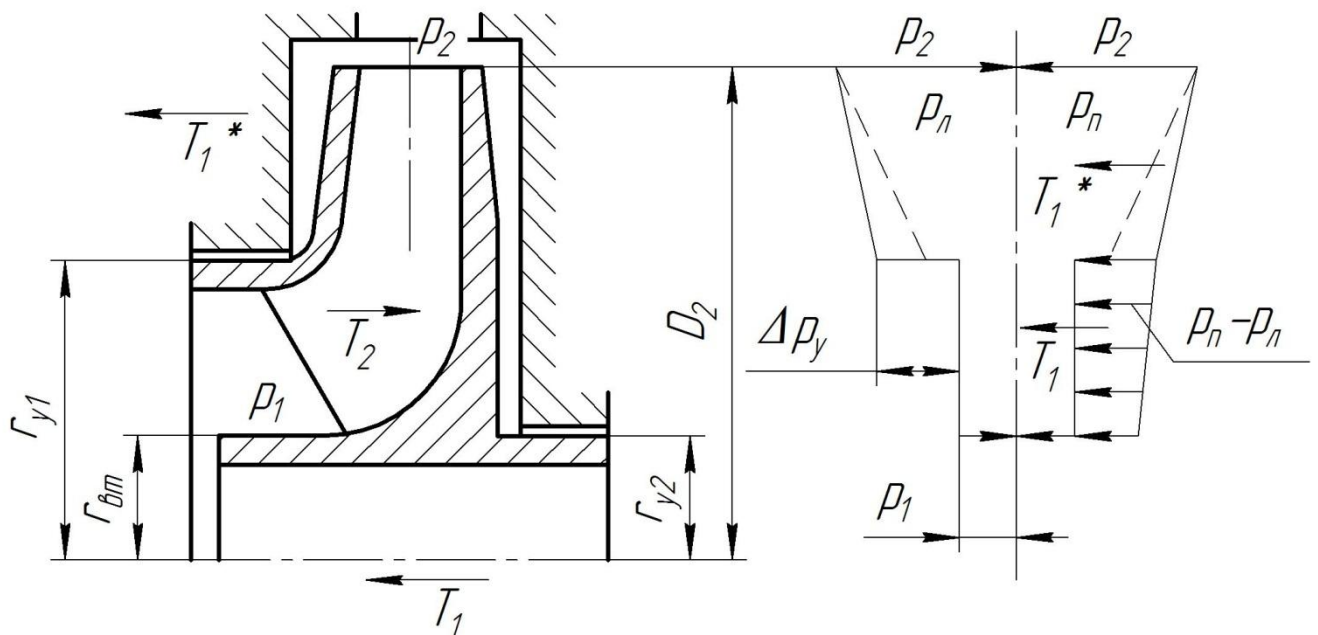


Рисунок 3.1 – Схема дії осьових сил в насосі

Однак повне врівноваження осьової сили не забезпечується. Залишаються неврівноваженими сила від аварійного зношення ущільнення  $T_1^*$  і сила  $T_2$ , що виникає внаслідок зміни напрямку руху потоку рідини в робочому колесі.

При аварійному зношенні ущільнення виникає додаткова осьова сила  $T_1^*$  спрямована в бік всмоктування.

Ця сила буде дорівнювати [1]:

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						54
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$T_1^* = \pi (r_2^2 - r_{y1}^2) \gamma \frac{u_2^2}{8g} \left( \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_{y1}^2} \ln \frac{r_2^2}{r_{y1}^2} + \frac{r_2^2 + r_{y1}^2}{2r_2^2} - 2 \right) \quad (3.4)$$

З креслення робочого колеса:

$$r_{y1} = 0,1036 \text{ м}, \quad r_2 = 0,140 \text{ м}.$$

Кругова швидкість на виході робочого колеса

$$U_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}, \quad (3.5)$$

$$U_2 = \frac{3,14 \cdot 0,307 \cdot 3000}{60} = 39,4 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$T_1^* = 3,14 \cdot (0,140^2 - 0,1036^2) \cdot 10921 \cdot \frac{39,4^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \frac{0,140^2}{0,140^2 - 0,1036^2} \cdot \ln \frac{0,140^2}{0,1036^2} + \frac{0,140^2 + 0,1036^2}{2 \cdot 0,140^2} - 2) = 765 \text{ Н}$$

По осі насоса діє також динамічна сила  $T_2$ , обумовлена натіканням потоку на колесо, а також зміною осевого напрямку руху на радіальне.

Сила  $T_2$  дорівнює [1]:

$$T_2 = B \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot v_0, \quad (3.6)$$

де  $B = 1$  – для радіальних коліс,

$v_0$  – швидкість на вході в робоче колесо, м/с.

Швидкість  $v_0$

$$v_0 = \frac{Q}{S_0}, \quad (3.7)$$

де  $S_0$  – площа вхідного перізу колеса, м<sup>2</sup>.

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						55
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$S_0 = \frac{\pi (D_0^2 - d_{BT}^2)}{4}, \quad (3.8)$$

де  $D_0$  – діаметр входу в колесо,  $D_0 = 0.17$  м,

$d_{BT}$  – діаметр втулки,  $d_{BT} = 0,065$  м.

$$S_0 = \frac{3,14 \cdot (0,181^2 - 0,076^2)}{4} = 0,0205 \text{ м}^2,$$

$$v_0 = \frac{326}{3600 \cdot 0,0205} = 3,98 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

$$T_2 = \frac{10921 \cdot 326}{3600 \cdot 9,81} \cdot 3,98 = 506 \text{ Н.}$$

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо:

$$T = T_1 * - T_2 \quad (3.9)$$

$$T = 765 - 406 = 361 \text{ Н}$$

## 9.2 Визначення радіальної сили

Для визначення радіальної сили в відцентровому насосі зі спіральним відводом використовуємо формулу [3]:

$$R = K_R \left( 1 - \left( \frac{Q}{Q_{\text{опт}}} \right)^2 \right) \rho g H D_2 b_2, \quad (3.10)$$

де  $K_R$  – безрозмірний коефіцієнт радіальної сили,

$D_2$  – зовнішній діаметр робочого колеса,

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						56
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



$$D_2 = 0,265 \text{ м,}$$

$b_2$  – ширина колеса на вході, що включає в себе і товщину його дисків,

$$b_2 = 0,040 \text{ м.}$$

Коефіцієнт  $K_R$  залежить від  $n_s$ . При  $n_s = 133$ ,  $K_R = 0,28$ .

Максимальна сила буде на режимі  $Q = 0$ .

$$R = 0,28 \cdot 1 \cdot 998 \cdot 9,81 \cdot 75 \cdot 0,265 \cdot 0,040 = 3265 \text{ Н.}$$

## 10 РОЗРАХУНОК НАСОСА НА КАВІТАЦІЮ

Кавітаційні якості насоса залежать від основних геометричних розмірів робочого колеса і фізичних властивостей рідини.

Мінімальний кавітаційний запас визначається за формулою [1]:

$$\Delta h = \lambda_1 \frac{v_0^2}{2g} + \lambda_2 \frac{W_1^2}{2g}, \quad (3.11)$$

де  $\lambda_1$  і  $\lambda_2$  – коефіцієнти,

$v_0$  – середня абсолютна швидкість при вході потоку в колесо,

$W_1$  – середня відносна швидкість при вході потоку на лопаті колеса.

Для насосів при безударном вході на лопаті колеса коефіцієнти приймають рівними:

$$\lambda_1 = 1,15, \quad \lambda_2 = 0,25.$$

Швидкість  $v_0 = 3,98 \text{ м/с}$ .

Відносна швидкість на вході

$$W_1 = \sqrt{U_1^2 + v_{m1}^2}, \quad (3.12)$$

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						57
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

де  $U_1$  – кругова швидкість на вході в колесо,

$v_{m1}$  – меридіанна складова абсолютної швидкості.

Кругова швидкість на вході колеса

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}, \quad (3.13)$$

де  $D_1$  – діаметр середньої точки на вході в колесо.

$$D_1 = 0,8D_0,$$

$$D_1 = 0,8 \cdot 0,180 = 0,145 \text{ м.}$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,145 \cdot 3000}{60} = 32,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Меридіанна складова абсолютної швидкості  $v_{m1}$

$$v_{m1} = \psi_1 \cdot v_0, \quad (3.14)$$

де  $\psi_1 = 1,15 - 1,3$  - коефіцієнт стиснення на вході в колесо.

При  $\psi_1 = 1,25$

$$v_{m1} = 1,25 \cdot 3,98 = 4,95 \text{ м/с.}$$

$$W_1 = \sqrt{32,5^2 + 4,95^2} = 33,3 \text{ м/с.}$$

Кавітаційний запас

$$\Delta h = 1,15 \frac{3,98^2}{2 \cdot 9,81} + 0,25 \frac{33,3^2}{2 \cdot 9,81} = 7,65 \text{ м.}$$

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						58
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності

$$C = \frac{5,62 \cdot n / \sqrt{Q}}{\Delta h^{3/4}}, \quad (3.15)$$

$$C = \frac{4,98 \cdot 3000 \cdot \sqrt{365}}{60 \cdot 9,89^{3/4}} = 1025.$$

Отримане значення  $C = 1025$  показує, що насос має хороші кавітаційні якості [3].

## 11 ВИБІР КІНЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВАЛА

### 11.1 Вибір типу ущільнення

Для розробленої конструкції насоса в якості кінцевого ущільнення вала застосовано сальникове ущільнення (рис. 4.1).

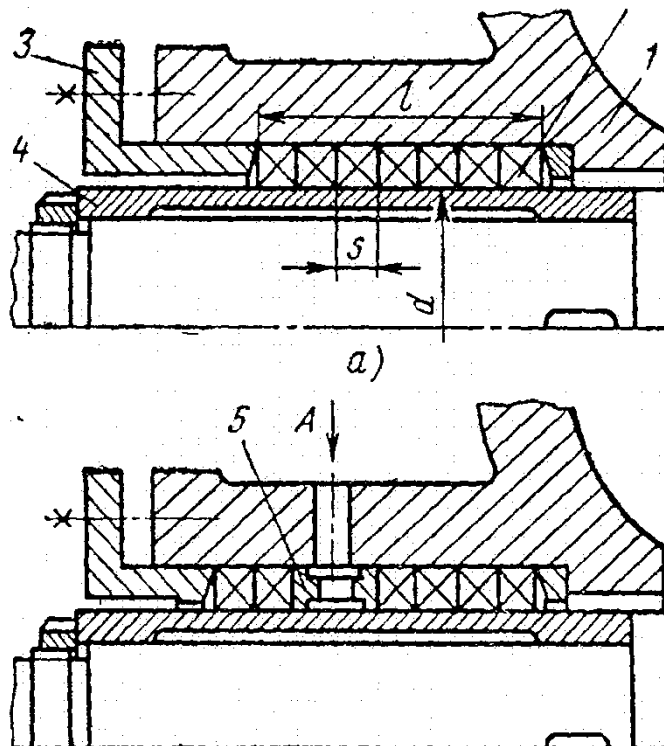


Рисунок 4.1 – Схема сальникового ущільнення

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		59

Для надійної роботи насоса необхідно забезпечити підпір на вході в насос. Підпір, який вимірюється у всмоктуючому патрубку, повинен бути не менше 1 м.

З метою захисту сальникового ущільнення від зносу в вузол ущільнення подається запірна рідина під тиском, що перевищує тиск на виході з насоса на 0,05 МПа. В якості запірної рідини використовується технічно чиста вода з температурою не вище 40<sup>0</sup>С. Витрата води, яка подається в сальнику 0,01 м<sup>3</sup>/год.

Згідно [1] товщина кільця набивка

$$S = \sqrt{d} , \quad (4.1)$$

де  $d$  – діаметр вала в місці набивки сальника, мм ( $d = 70$  мм).

$$S = \sqrt{90} = 11,3 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $S = 12$  мм.

Довжина сальникового ущільнення дорівнює

$$L = i \cdot s, \quad (4.2)$$

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

$s$  – товщина кільця набивки, мм.

$$L = 4 \cdot 12 = 48 \text{ мм.}$$

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						60
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Відповідно до ГОСТу 5152-84 вибираємо сальникову набивку з одношаровим обплетенням марки АГІ 12х12.

## 11.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

Визначимо втрати потужності в сальнику [1]

$$N_c = 3,22 \cdot 10^{-5} \cdot n \cdot r^2 \cdot s \cdot \sigma_0 \left(1 - e^{-2af\frac{l}{s}}\right), \quad (4.3)$$

де  $r$  – радіус натискної втулки, см.

$$(r = d/2 = 4,2 \text{ см})$$

$n$  – частота обертання вала, об/хв,

$\sigma_0$  – контактне напруження між набивкою і валом, кг/см<sup>2</sup>,

$l$  – довжина пакета сальникової набивки, см,

$a = 0,5$  – коефіцієнт тертя набивки,

$f$  – коефіцієнт тертя ( $f = 0,01 - 0,1$ ).

Контактне напруження

$$\sigma_0 = P_0 \cdot e^{2af\frac{l}{s}}, \quad (4.4)$$

де  $l$  – довжина пакета ( $l = 4,8$  см),

$f = 0,05$  – коефіцієнт тертя,

$s$  – товщина кільця сальникової набивки, см ( $s = 1,2$  см),

$P_0$  – тиск на вході в насос ( $P_0 = 6$  кг/см<sup>2</sup>).

$$\sigma_0 = 6 \cdot e^{2 \cdot 0,5 \cdot 0,05 \cdot \frac{4,8}{1,2}} = 7,32 \text{ кг/см}^2.$$

$$N_c = 4,33 \cdot 10^{-5} \cdot 2970 \cdot 4,2^2 \cdot 1,15 \cdot 8,43 \left(1 - e^{-2 \cdot 0,5 \cdot 0,05 \cdot \frac{4,8}{1,2}}\right) = 2,09 \text{ кВт.}$$

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						61
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 12 ВИБІР ПРИВІДНОГО ДВИГУНА

Потужність насоса на номінальному режимі при густині рідини  
 $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ .

$$N = \frac{\rho g Q H}{1000 \cdot \eta} \quad (5.1)$$

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 360 \cdot 60}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,79} = 96,9 \text{ кВт}$$

$\eta = 0,79$  – ККД насоса.

Потужність електродвигуна

$$N_{\text{ЕД}} = K \cdot N$$

де  $K = 1,1 - 1,3$  – коефіцієнт, враховує допустиме граничне відхилення напору.  
Приймаємо  $K = 1,1$ .

$$N_{\text{ЕД}} = 1,1 \cdot 96,9 = 105,5 \text{ кВт}$$

Для приводу насоса вибираємо електродвигун 4АМУ250S2У3 з параметрами:

Потужність – 110 кВт;

Напруга – 380/660 В.

Частота обертання (синхронна) – 3000 об/хв.

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						62
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 13 МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ

### 13.1 Розрахунок реакцій в опорах

Розрахункова схема дії сил на ротор насоса представлена на рис 6.1

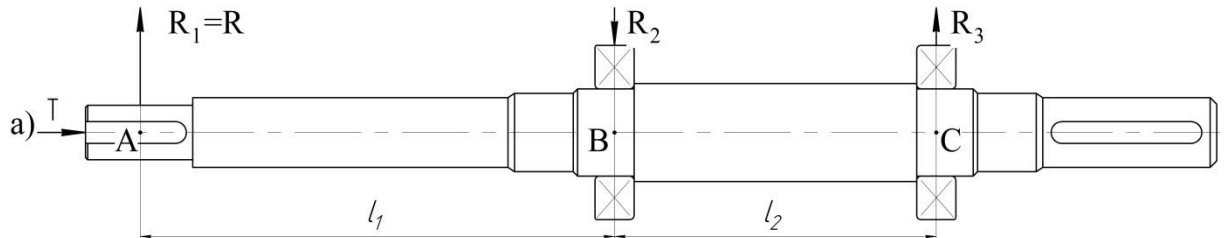


Рисунок 13.1 – Схема навантаження вала

Навантаження  $P_1$  визначається за формулою

$$P_1 = G_K + \frac{1}{3}G_{1B} + R \quad (6.1)$$

де  $G_K$  – вага робочого колеса, Н,

$G_{1B}$  – вага вала на ділянці  $l_1$ , Н,

$R$  – радіальна сила, Н.

$$G_K = 91 \text{ Н}, G_{1B} = 64 \text{ Н}, R = 3265 \text{ Н}.$$

$$P_1 = 91 + \frac{1}{3} \cdot 64 + 3265 = 3371 \text{ Н}.$$

Навантаження  $P_2$ :

$$P_2 = \frac{1}{3}G_{2B} \quad (6.2)$$

де  $G_{2B}$  – вага вала на ділянці  $l_2$ , Н.

$$G_{2B} = 77 \text{ Н}, P_2 = \frac{1}{3} \cdot 77 = 26 \text{ Н}.$$

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						63
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Навантаження  $P_3$ :

$$P_3 = G_{\text{ПМ}} + \frac{1}{3} G_{3\text{В}} \quad (6.3)$$

де  $G_{\text{ПМ}}$  – вага напівмуфтами,  $G_{3\text{В}}$  – вага вала на ділянці  $l_3$ , Н.

$$G_{\text{ПМ}} = 68 \text{ Н}, G_{3\text{В}} = 41 \text{ Н}.$$

$$P_3 = 68 + \frac{1}{3} \cdot 41 = 78 \text{ Н}.$$

Для визначення реакцій в підшипникових опорах складемо рівняння моментів сил щодо точок опор.

$R_A$  і  $R_B$  – реакції в опорах А і В.

Розміри вала:  $l_1 = 0,300$  м,  $l_2 = 0,185$  м,  $l_3 = 0,135$  м.

$$\sum M_A = P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + R_B l_2 + P_3(l_2 + l_3) - P_1 \cdot l_1 = 0 \quad (6.4)$$

$$R_B = \frac{P_1 l_1 - P_3(l_2 + l_3) - P_2 \cdot l_2 / 2}{l_2} \quad (6.5)$$

$$R_B = \frac{3371 \cdot 0,300 - 78(0,185 + 0,135) - 33 \cdot 0,185 / 2}{0,185} = 4833 \text{ Н}.$$

$$\sum M_B = P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + P_1(l_1 + l_2) - R_A \cdot l_2 - P_3 \cdot l_3 = 0 \quad (6.6)$$

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						64
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



$$R_A = \frac{P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + P_1(l_1 + l_2) - P_3 \cdot l_3}{l_2} \quad (6.7)$$

$$R_A = \frac{33 \cdot 0,185/2 + 3371 \cdot (0,300 + 0,185) - 78 \cdot 0,135}{0,185} = 7193 \text{ Н.}$$

### 13.2 Розрахунок довговічності підшипників

В опорі А встановлений підшипник 32314 ГОСТ 8328-75, підшипник 314 ГОСТ 8338-75, який сприймає осьове навантаження і є більш навантаженим. Розрахуємо його на довговічність.

Статична вантажопідйомність

$$C_0 = 61555 \text{ Н.}$$

Динамічна вантажопідйомність

$$C = 80115 \text{ Н.}$$

За умовами роботи передній підшипник (опора А) сприймає осьову і радіальну навантаження і є більш навантаженим.

Перевіряємо його на довговічність.

Розрахункова довговічність підшипника [5]:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (6.8)$$

де С – динамічна вантажопідйомність підшипника, Н,

Р - еквівалентне динамічне навантаження, Н.

Еквівалентне динамічне навантаження підшипника

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						65
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$P = ( X V F_r + Y F_a ) = K_T K_\delta \quad (6.9)$$

За умовами роботи підшипника приймаємо: коефіцієнт безпеки  $K_\delta = 1,2$ , температурний коефіцієнт  $K_T = 1,0$ , коефіцієнт обертання  $V = 1$ .

Радіальна і осьова сили, що діють на підшипник

$$F_r = R_A = 7193 \text{ Н}; \quad F_a = A = T = 365 \text{ Н}.$$

Визначаємо відношення осьового навантаження до радіального

$$\frac{F_a}{V F_r} = \frac{365}{1 \cdot 7193} = 0,053$$

Визначаємо відношення

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{365}{61555} = 0,0039$$

При цьому  $e = 0,115$ .

Так як  $F_a / V \cdot F_r < e$ , то коефіцієнт радіального навантаження  $X = 1$ .

Коефіцієнт осьового навантаження  $Y$

$$Y = 0$$

Динамічна навантаження

$$P = (1 \cdot 1 \cdot 7193 + 0 \cdot 365) \cdot 1 \cdot 1,15 = 8255 \text{ Н}$$

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						66
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Розрахункова довговічність підшипника

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 3000} \cdot \left( \frac{80155}{8255} \right)^3 = 13987 \text{ г.}$$

### 13.3 Розрахунок вала на статичну міцність

Розрахунок проводимо за методикою [6].

Для визначення напружень в перетинах вала побудуємо епюру згинальних моментів.

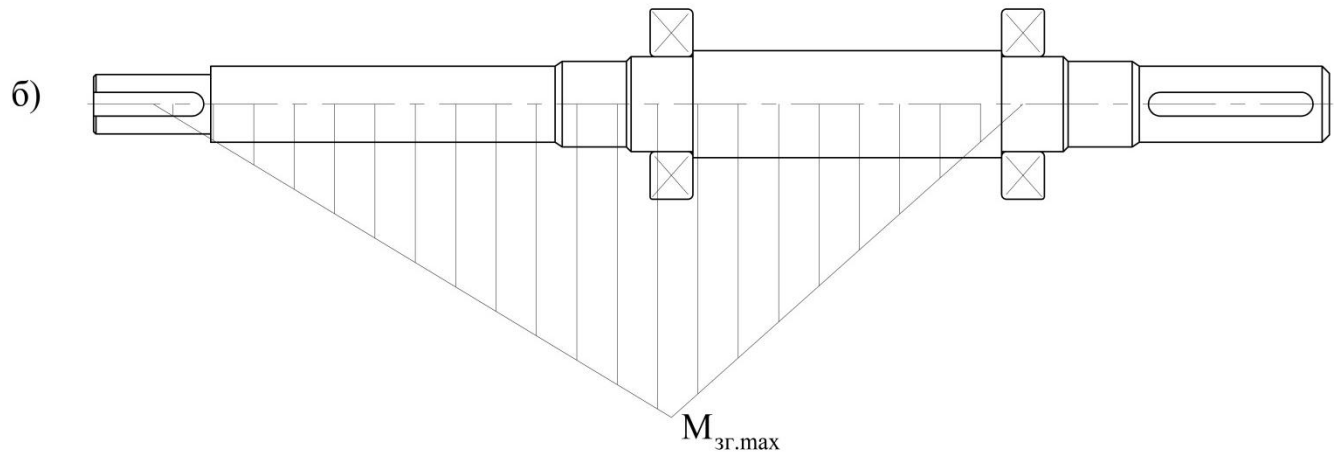


Рисунок 13.2 – Епюра згинальних моментів

Визначимо максимальний згинальний моментів в перерізі А

$$M_u = P_1 \cdot l_I \quad (6.10)$$

$$P_1 = 3371 \text{ Н, } l_I = 0,300 \text{ м,}$$

$$M_u = 3371 \cdot 0,300 = 766 \text{ Н} \cdot \text{ м.}$$

Найбільший крутний момент на валу

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						67
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$M_{\text{кр}} = 9551 \cdot \frac{N}{n}, \quad (6.11)$$

де N – потужність насоса, N = 85,5 (див.розд.5)

$$M_{\text{кр}} = 9551 \cdot \frac{96,6}{3000} = 384 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору перерізу валу в точці А

$$W_{\text{и}} = 0,1d^3 \quad (6.12)$$

де d = 65 мм – діаметр вала під підшипники

$$W_{\text{и}} = 0,1 \cdot 0,065^3 = 29,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Момент опору крученню

$$W_{\text{кр}} = 0,2d^3 \quad (6.13)$$

$$W_{\text{кр}} = 0,2 \cdot 0,065^3 = 57,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Напруження згину

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{и}}} \quad (6.14)$$

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{766}{45,4 \cdot 10^{-6}} = 20,2 \cdot 10^6 \text{ Па} = 20,2 \text{ МПа}.$$

Напруження кручення

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_{\text{кр}}} \quad (6.15)$$

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{384}{79,7 \cdot 10^{-6}} = 4,09 \cdot 10^6 \text{ Па} = 4,09 \text{ МПа}.$$

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						68
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Еквівалентна напруга

$$\sigma_{\text{ЕКВ}} = \sqrt{\sigma_{\text{Н}}^2 + 3\tau_{\text{КР}}^2} \quad (6.16)$$

$$\sigma_{\text{ЕКВ}} = \sqrt{20,2^2 + 3 \cdot 4,09^2} = 20,6 \text{ МПа.}$$

Матеріал вала – Сталь 40Х;

Межа текучості  $\sigma_{\text{T}} = 775 \text{ МПа.}$

Запас міцності за межею текучості

$$n_{\text{T}} = \frac{\sigma_{\text{T}}}{\sigma_{\text{ЕКВ}}} \quad (6.17)$$

$$n_{\text{T}} = \frac{772}{20,6} = 39$$

Умова міцності виконується.

### 13.4 Розрахунок шпоночного з'єднання вала з колесом

Основні вихідні дані для розрахунку

Матеріал вала – Сталь 40Х.

Межа текучості  $\sigma_{0,2} = 775 \text{ МПа.}$

Матеріал шпонки – Сталь 45.

Межа текучості  $\sigma_{\text{T}} = 345 \text{ МПа.}$

Матеріал колеса – Сталь 20Х13Л.

Межа текучості  $\sigma_{\text{T}} = 435 \text{ МПа.}$

Крутний момент на валу

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						69
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$M_{\text{кр}} = 384 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Розмір шпонки під робочим колесом, мм

$$b \times h \times l = 12 \times 8 \times 50$$

При розрахунку шпоночного з'єднання вала з колесом визначальним є напруження змінання

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2M_{\text{кр}}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \quad (6.18)$$

де  $l_p$  – робоча довжина шпонки,

$t_1$  – глибина паза шпонки,

$h$  – висота шпонки,

$d$  – діаметр вала.

$$l_p = l - b = 48 - 12 = 36 \text{ мм}, \quad t_1 = 5 \text{ мм}, \quad h = 8 \text{ мм}, \quad d = 48 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 384}{0,059 \cdot 0,047 \cdot (0,008 - 0,005)} = 79,8 \cdot 10^6 \text{ Па} = 79,8 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження змінання обчислюємо для матеріалу (шпонка), що має найнижчу межа текучості.

Допустиме напруження змінання

$$[\sigma_{\text{см}}] = 0,56 \cdot \sigma_{0,2} \quad (6.19)$$

Для матеріалу вала

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						70
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$[\sigma_{\text{см}}] = 0,67 \cdot 345 = 205 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{см}} < [\sigma_{\text{см}}]$$

Умови міцності на зминання виконується.

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						71
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 14 Економічний розділ

### Монтаж закладних частин

Закладні частини гідротурбіни заливаються у процесі монтажу бетоном. До закладних частин поворотно-лопатевих гідротурбін відносяться наступні вузли (перелічені у порядку їх монтажу):

- облицювання коліна та конусу відсмоктувальної труби;
- облицювання нижнього конуса спіральної камери;
- облицювання проходу до лазу у камері РК;
- статор турбіни, фундаментне кільце, камера РК, опорне кільце;
- пояс;
- облицювання, що з'єднує нижній пояс статора з облицюванням нижнього конусу спіральної камери;
- облицювання шахти гідротурбіни та проходу до неї;
- облицювання верхнього конусу спіральної камери;
- закладні трубопроводи (масляні, водяні, повітряні, труби для вимірювань).

До закладних частин радіально-осьової гідротурбіни додатково відносяться металева спіральна камера, яка сприймає зусилля від тиску води, а також фундаментне кільце особливої форми, у якому обертається нижній обод РК, а виключається камера РК, облицювання нижнього та верхнього конусів спіральної камери.

За способом виготовлення закладні частини, крім облицювань та спіральної камери, застосовують головним чином традиційної конструкції з обробленими у заводських умовах на верстатах фланцями для складання, з'єднання болтами окремих секторів між собою та суміжними деталями. За певних умов, наприклад, при значному скороченні часу виготовлення при збереженні загального циклу виготовлення – монтаж, застосовують конструкції із необробленими механічно

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						72
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		



статором, фундаментним кільцем. При цьому окремі сектори зварюють у кільце на місці встановлення.

Для поворотно-лопатевих гідротурбін з діаметром РК м використовують конструкції штампозварних безфланцевих камер РК, які зварюються під час монтажу.

Одна із деталей закладних частин залежно від типу та компоновки гідротурбіни є основною монтажною складальною базою у вертикальному напрямку. У конструкціях із обробленими на заводі статором базою для складання гідротурбіни та генератора слугує поверхня верхнього фланця статора.

У гідротурбінах із необробленим статором для визначення його висотного положення приймається умовна горизонтальна площина, що проходить по рискам, нанесеним по середині колон статора. Складальною базою під час монтажу НА слугує оброблене опорне кільце. У конструкції, де не передбачена механічна обробка якої-небудь деталі закладних частин, складальною базою є нижнє кільце НА, яке кріпиться до опорного фланця, який приварюється до фундаментного кільця.

У поворотно-лопатевих осьових гідротурбінах основною складальною базою при монтажу є оброблений верхній фланець статора, а у якості допоміжної складальної бази для встановлення нижнього кільця НА і камери РК – оброблене опорне кільце. У деяких більш ранніх конструкціях опорне кільце відсутнє, його функції виконує нижнє кільце НА.

У радіально-осьових гідротурбінах, у яких кришка гідротурбіни та нижнє кільце НА закріплені на фланцях, що не належать одній деталі (статору), також застосовується допоміжна складальна база (оброблена деталь закладних частин) для встановлення зовнішнього кільця НА.

У діагональній поворотно-лопатевій гідротурбіні, у випадку застосування необробленого статора, як основна складальна база використовується камера РК, що має підвищену жорсткість. На її поверхнях на пласкому обробленому фланці базується нижнє кільце НА та спряжені із ним деталі, а на сферичній поверхні –

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						73
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

ротор агрегату. Таке суміщення баз є раціональним, оскільки зменшуються похибки їх взаємного розміщення.

У радіально-осьовій гідротурбіні основною монтажною складальною базою у радіальному напрямку є зовнішнє кільце нижнього лабіринтного ущільнення, виконане окремо або суміщене із нижнім кільцем НА, а у поворотно-лопатевій осьовій – камера РК.

У процесі монтажу базової деталі контролюється точність висотної відмітки розміщення, відхилення від горизонтальності та площинності базової поверхні, а також від співвісності із вертикальною геодезичною віссю. Координати базової поверхні безпосередньо впливають на розміщення усього гідроагрегату у гідроспоруді. Неточність її встановлення призводить до неспівпадіння висотних відміток деталей агрегату та поверхонь бетонних блоків, що споруджуються навколо агрегату. Усі інші деталі мають жорсткі розмірні зв'язки. Монтажні допуски на висотну відмітку базової деталі повинні визначатися залежно від необхідної точності спряження кінцевого елемента (рифленого перекриття генератора) з поверхнею бетону машинної зали після монтажу усього гідроагрегату. При цьому необхідно враховувати можливі відхилення у взаємному розміщенні рухомих та нерухомих частин гідротурбіни та генератора, висотні відмітки та розміри деталей.

Відхилення від співвісності базової деталі відносно геодезичної осі безпосередньо впливають на точність розміщення у плані ротора гідроагрегату. Допуск на цю похибку повинний визначатися залежно від необхідної співвісності осі повороту ротора гідроагрегату відносно геодезичної осі. При цьому необхідно враховувати усі інші похибки виготовлення і монтажу, що досягається при виявленні розмірних зав'язків. Допуски на монтаж інших закладних частин повинні визначатися такими, щоб забезпечувалася необхідна точність відповідних кінцевих ланок.

Якщо фундаментне кільце радіально-осьової гідротурбіни не використовується як основна або допоміжна складальна база, то допуск на його встановлення повинний визначатися з умови забезпечення зазору між середнім

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						74
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

фланцем фундаментного кільця і торцем нижнього ободу РК. Неточність встановлення необробленого статора під час монтажу призводить до порушення плавності у місцях переходів від листів облицювання верхнього та нижнього поясів до площин кришки гідротурбіни та нижнього кільця НА.

Неточність встановлення фундаментного кільця та облицювання конусу відсмоктувальної труби призводить до неспівпадіння їх кромки. Допуск на монтаж облицювання конуса при заданому допуску на встановлення фундаментного кільця повинний визначатися з умови забезпечення мінімального припуску на пригонку у місці їх спряження.

При встановленні та вивірці закладних частин як вимірювальні бази для визначення форми та розміщення деталей використовують осі: – х лівий берег, + х правий берег, ось – у нижній б'єф, + у верхній б'єф. Відлік висотного розміщення деталей виконується за абсолютними відмітками над рівнем моря та контролюється вимірюваннями від реперів.

Перед встановленням на фундаменти усі деталі повинні бути очищені від консервації, поверхні, що спряжені з бетоном, покриті цементним розчином на основі лаку, який забезпечує гарну схоплюваність із бетоном та спільну роботу при подальшій експлуатації.

У процесі встановлення та центрування на місці монтажу усі деталі закладних частин повинні бути надійно закріплені на фундаментах за допомогою різного типу кріпильних елементів – розтяжок, розпорів, фундаментних болтів, анкерних плит і анкерів, що забезпечують їх нерухомість під час бетонування та витримки бетону, а також у період подальшої багатолітньої експлуатації. Кріпильні елементи приварюють до закладних частин та до арматури. Поверхні закладних частин, що контактують із потоком води, не повинні мати різких уступів у місцях спряження деталей, і там, де це є можливим, надійно захищені від корозії.

Фланцеві з'єднання повинні бути щільно пригнані, кріпильні елементи затягнуті до виникнення у них заданих напружень та надійно зафіксовані проти самовідгвинчування. Щільність фланцевих з'єднань перевіряють щупом: щуп

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						75
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

товщиною 0,05 мм повинен проходити лише у окремих місцях на глибину не більше 1/5 ширини фланців. Для придання стиковим з'єднанням необхідної щільності проти проникнення через них води і розмиву бетону за ними, площини фланців змащують свинцевими білилами або суриком.

Механічно оброблені кільцеві деталі закладних частин у вигляді секторів, як правило, попередньо проводять укрупнююче складання на складальному майданчику. Необроблені закладні частини, досягнення проектних розмірів і форми яких вимагає виготовлення під час монтажу масивних кошовних кондукторів, складають та зварюють із секторів на місці встановлення на своїх фундаментах, у спеціально залишених для них місцях.

Положення закладних частин у плані контролюють за співпадінням нанесених на них осей  $x$  і  $y$  із осями агрегату. Висотне положення горизонтальних поверхонь (фланців, торців облицювання) закладних частин визначається відносно проектних висотних відміток.

У процесі монтажу закладним частинам надають розміри та форму, що контролюються у місцях розточувань бокових поверхонь з використанням спеціальних пристосувань. Результати вимірювань, що відображають положення закладних частин, їх розміри фіксують як до передачі під бетонування, так і після витримки бетону. Одночасно оформлюються схеми виконаних кріплень на фундаменті і у штрабах статора гідротурбіни, камери РК, спіральної камери.

Для встановлення на фундаменти, центрування, надання закладним частинам заданої форми та розмірів заводи-виготовлювачі у складі обладнання постачають спеціальні пристосування, ключі та інструмент.

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						76
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 15 Охорона праці

### Система охорони праці на підприємстві

Закон про охорону праці вимагає від роботодавця одночасно із прийманням працівника (робітника) на роботу забезпечити йому належні та безпечні умови праці.

Згідно із другою частиною закону про охорону праці під час підписання трудових договорів (крім трудового договору про дистанційну роботу) роботодавець має проінформувати робітника (працівника) під розписку про умови праці та наявність на його робочому місці небезпечних або шкідливих виробничих факторів, які ще досі не усунені, можливих наслідках їхнього впливу на здоров'я та про права робітників на пільги та компенсації за роботу у таких умовах відповідно із законодавством та колективним договором.

Одночасно із тим робітнику заборонено пропонувати роботу, яка за медичним висновком протипоказана йому за станом здоров'я. А до виконання робіт підвищеної небезпеки та тих, які потребують професійного відбору, допускають лише осіб, які мають висновок психофізіологічної експертизи.

Вимоги до роботодавців щодо охорони праці містять у собі наступне:

- організацію та дотримання безпеки на робочих місцях;
- облаштування робочих зон;
- облаштування невиробничих приміщень;
- вибір безпечних засобів праці;
- безпечне виконання робіт із застосуванням засобів праці.

Перший етап організації охорони праці на підприємстві – створення відповідної служби або визначення уповноваженої особи.

Окрім служби із охорони праці, на підприємстві за безпечні умови праці робітників можуть відповідати:

- комісія з питань охорони праці;
- уповноважені найманими робітниками особи з питань охорони праці.

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						77
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		

Рішення щодо доцільності створення згаданої комісії, її кількісний та персональний склад приймає трудовий колектив на загальному зібранні (конференції) із представників роботодавця та профсоюзу.

На основі типового положення за участі представників кожної сторони розробляють положення про комісію з питань охорони праці підприємства, яке затверджує загальне зібрання (конференція) трудового колективу.

Комісію формують на основі рівного представництва осіб від роботодавця (спеціалісти із безпеки, гігієни праці та інших служб підприємства) і профсоюзу, а за його відсутності – уповноважених найманими працівниками (робітниками) осіб.

Основні задачі комісії полягають у наступному:

- захист законних прав та інтересів робітників що до охорони праці;
- підготовка на основі аналізу стану безпеки та умов праці на виробництві рекомендацій роботодавцю та працівникам щодо профілактики виробничого травматизму і професійних захворювань, практичної реалізації принципів державної політики у галузі охорони праці на підприємстві;
- узгодження через двосторонні консультації позицій сторін під час вирішення практичних питань у галузі охорони праці для забезпечення поєднання інтересів роботодавця і трудового колективу, кожного робітника, запобігання конфліктних ситуацій на підприємстві;
- розроблення пропозицій щодо включення у колективний договір найбільш важливих питань з охорони праці, визначення достатніх витрат на комплексні заходи з досягнення встановлених нормативів і підвищення існуючого рівня охорони праці та ефективний контроль за цільовими витратами цих коштів;
- захист прав та інтересів постраждалих працівників під час розглядання питань про визначення величини призначених ним страхових виплат унаслідок нещасних випадків на виробництві та професійних захворювань;

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						78
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Уповноважені наймані працівники (робітники) з питань охорони праці вибирають на підприємствах, де відсутній профсоюз, для виконання загального контролю за дотриманням законодавства з охорони праці.

Їх вибирають простою більшістю голосів, відкритим голосуванням та на термін, визначений загальним зібранням (конференцією) трудового колективу підприємства або цеху, зміни, ділянки, бригади, ланки тощо.

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						79
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРИ

1. Михайлов А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. — М. : Машиностроение, 1977. — 288 с.
2. Ржебаева Н. К. Расчет и конструирование центробежных насосов : учеб. пос. / Н. К. Ржебаева, Э. Е. Ржебаев. — Сумы : СумГУ, 2009. — 220 с.
3. Профилирование проточной части рабочих колес центробежных насосов : учеб. пос. / А. Н. Машин. – М. :МЭИ, 1976. – 55 с.
4. Мелашенко В. И. Профилирование лопатей рабочих колес центробежных насосов : учеб. пос. / В. И. Мелашенко, А. В. Зуев , А. И. Савельев. – М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. – 50 с.

					8.05050205.000.00 ПЗ	Лист
						80
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		