

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри
_____ Микола СОТНИК
_____ 20__ р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня бакалавр

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»,

освітньо-професійної програми «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідро пневмоавтоматика»)

на тему: **Розробка консольного відцентрового насосу з параметрами: подача Q=300 м³/год; напір H=77 м**

Здобувача групи ГМз-03-2с Шовікова Аліна Олександрівна

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

_____ Шовікова Аліна Олександрівна

Керівник
доцент каф. ПГМ,
канд. техн. наук, доцент

Віталій ПАНЧЕНКО _____

Суми – 2024

Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
прикладної гідроаеромеханіки
_____ Сотник М.І.
“___” _____ 20__ р.

ЗАВДАННЯ
до випускної роботи бакалавра студенту

Шовікова Аліна Олександрівна
(прізвище, ім'я, по батькові)

- 1. Тема роботи - «Розробка консольного відцентрового насосу з параметрами: подача $Q=300$ м³/год; напір $H=77$ м»**
затверджена наказом по університету від ___ " ___ " _____ 20__ р. № _____
- 2. Термін здачі студентом закінченої роботи – 26.05.2024 р.**
- 3. Вихідні дані до проекту:**
параметри натурального насосу:
подача насоса $Q_n = 300$ м³/год, напір $H_n = 77$ м
- 4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їй 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, складальне креслення насосу, теоретичне креслення корпусу насоса, креслення корпусу сальника.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Найменування етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальна характеристика відцентрових насосів	28.04.2024	
2	Вибір конструктивної схеми насоса		
3	Опис конструкції вибраного насоса		
4	Гідрравлічні розрахунки		
5	Креслення робочого колеса		
6	Виконання розділу «Охорона праці»		
7	Виконання економічного розділу		
8	Оформлення звіту з практики		
9	Розрахунки з вибору електродвигуна		
10	Розрахунок кінцевого ущільнення	01.05.2024	
11	Розрахунки на міцність		
12	Розрахунки з вибору підшипників		
13	Креслення деталей насоса	05.05.2024	
15	Складальне креслення насоса	10.05.2025	
17	Оформлення РПЗ та графічних матеріалів	16.05.2024	
18	Представлення роботи керівнику. Внесення поправок.	18.05.2024	
19	Перевірка роботи на плагіат.	20.05.2024	
20	Час для попереднього захисту. Підготовка доповіді до захисту.	23.05.2024	
21	Розміщення роботи в репозитарій. Отримання рецензії.	26.05.2024	
22	Захист роботи в ЕК (згідно графіка захисту).		До захисту робота допускається після перевірки на плагіат

Дата видачі завдання – 01.04.2024 р.

Студент

_____ (підпис)

Керівник

_____ (підпис)

Панченко В.О.

(прізвище, ініціали)

Зміст

1	ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ НАСОСА.....	7
2	ОПИС КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА.....	9
3	ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ.....	12
3.1	Вихідні дані для розрахунку	12
3.2	Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса.....	14
3.3	Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо	15
3.4	Визначення числа лопатей та їх товщини	17
3.5	Уточнення коефіцієнта стиснення потоку.....	17
3.6	Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса.....	18
3.7	Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням кінцевого числа лопатей.....	20
3.8	Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з робочого колеса	21
4	РОЗРАХУНОК І ПРОЕКТУВАННЯ СПІРАЛЬНОГО ВІДВОДУ З ТАНГЕНЦІАЛЬНИМ ВИХОДОМ.....	23
4.1	Конструктивні особливості спірального відводу	23
4.2	Розрахунок і проектування спіральної камери	25
4.2.1	Визначення діаметра початкової окружності.....	25
4.2.2	Визначення ширини входу в спіраль	25
4.2.3	Вибір кута нахилу бічних стінок спіралі	25
4.2.4	Визначення кута обхвату спіралі в плані.....	26
4.2.5	Визначення пропускної здатності спіралі у вихідному перерізі.....	27
4.2.6	Визначення площі розрахункового перерізу.....	27
4.2.7	Перевірка правильності визначення площі розрахункового перерізу $F_{розрах}$	31
4.2.8	Визначення площ проміжних перерізів.	32

					131.01.ВР.000.00 ПЗ				
Изм.	№ докум.	Підпись	Дата	Пояснювальна записка			Лист	Лист	Листов
Разраб.	Шовікова						4	66	
Провер.	Панченко						ГМз-03-2с		
Н. Контр.	Панченко								
Утверд.									

4.2.9 Побудова плану спіралі	33
4.3 Розрахунок і проектування дифузорної ділянки.....	34
5 ВИБІР КІНЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВАЛА	33
5.1 Вибір типу ущільнення.....	37
5.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні	38
6 ВИБІР ПРИВІДНОГО ДВИГУНА	40
7 МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ.....	41
7.1 Розрахунок реакцій в опорах	41
7.2 Розрахунок довговічності підшипників.....	42
7.3 Розрахунок вала на статичну міцність.....	43
7.4 Розрахунок шпоночного з'єднання вала з колесом	45
8 РОЗДІЛ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	47
9 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	54
СПИСОК ЛЫТЕРАТУРИ.....	64

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		5

Анотація

Пояснювальна записка: 64 с., 18 рисунків, 4 таблиці, 28 літературних джерел.

Тема роботи «Розробка консольного відцентрового насоса з параметрами: подача $Q=300$ м³/год; напір $H=77$ ».

Графічні матеріал: 4 аркуші формату А1: креслення робочого колеса, складальне креслення насоса, теоретичне креслення корпусу насоса, креслення корпусу сальника

Мета роботи – розроблення конструкції насоса для перекачування технічної води.

Об'єкт розробки – консольний насос, призначений для перекачування технічної води, на параметри: подача $Q = 300$ м³/год; напір $H = 77$ м.

Проаналізовано основне насосне обладнання, що застосовується у промисловості.

Відповідно до поставленої мети:

- наведено опис конструкції;
- виконано гідравлічні розрахунки;
- вибрано електродвигун;
- розраховано кінцеве ущільнення;
- розраховано довговічність підшипників;
- виконано розрахунки на міцність;
- розроблено технологічний процес виготовлення деталі.

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

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

1 ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ НАСОСА

Розрахунки, наведені у цьому розділі, виконані за загальноприйнятими методами [1, 7, 25, 27, 28].

Вихідні дані : подача $Q = 300 \text{ м}^3/\text{год}$, напор $H = 77 \text{ м}$.

Параметри запропонованого до розробки насоса відповідають ряду одноступінчатих насосів типу К.

Відповідно до цього вибираємо одноступінчатий насос консольного типу з закритим робочим колесом.

Для вибору частоти обертання насоса розрахуємо коефіцієнт швидкохідності:

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

де n – частота обертання вала, об/хв;

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

H – напір насоса, м.

Кількість ступенів і потоків для проектованого насоса дорівнює 1.

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

$n_2 = 3000 \text{ об/хв}$.

$n_1 = 1500 \text{ об/хв}$:

$$n_{s1} = \frac{3,65 \cdot 1500 \cdot \sqrt{300}}{60 \cdot 77^{3/4}} = 60,8.$$

$n_2 = 3000 \text{ об/хв}$:

$$n_{s2} = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{300}}{60 \cdot 77^{3/4}} = 121,6.$$

При виборі частоти обертання насоса слід враховувати кілька важливих факторів. Збільшення частоти обертання приводить до зменшення габаритних розмірів насоса, що зменшує простір, необхідний для його встановлення. Крім того, підвищена частота обертання збільшує питомі обороти насоса (n_s) і покращує його коефіцієнт корисної дії (ККД), що робить насос більш ефективним в енергетичному плані.

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Однак, варто також зважати на те, що надмірне збільшення частоти обертання може негативно вплинути на кавітаційні характеристики насоса. Це означає, що при високих частотах обертання може збільшуватися ризик виникнення кавітації, яка призводить до пошкодження елементів насоса і зниження його терміну служби. Таким чином, при виборі оптимальної частоти обертання необхідно знайти баланс між покращенням ефективності та збереженням належних кавітаційних характеристик.

За заданих параметрів насос забезпечуватиме надійну та стабільну роботу при частоті обертання $n = 3000$ об/хв. При такій частоті обертання, габаритні розміри насоса залишаються компактними, що полегшує його встановлення та зменшує вимоги до простору. Крім того, насос працюватиме з підвищеним коефіцієнтом корисної дії (ККД), що свідчить про його високу енергоефективність і здатність зменшувати експлуатаційні витрати.

З огляду на всі ці переваги, частота обертання 3000 об/хв. обирається як розрахункова частота для даного насоса. Це рішення базується на необхідності забезпечити баланс між компактністю насоса, його ефективністю та надійністю роботи в різних умовах експлуатації.

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

2 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА

Розрахунки, наведені у цьому розділі, виконані за загальноприйнятими методами [1, 7, 25, 27, 28].

Насос є відцентровим, консольним, горизонтального типу, призначеним для осьового підведення перекачуваної рідини. Ця конструкція забезпечує ефективне переміщення рідин за рахунок відцентрової сили, що утворюється при обертанні робочого колеса. Горизонтальне розташування насоса сприяє стабільній роботі, зменшенню вібрацій та полегшує його обслуговування. Осьове підведення рідини дозволяє досягти рівномірного розподілу потоку на вході до робочого колеса, що підвищує ефективність та продуктивність насоса, роблячи його ідеальним для застосування в різних промислових процесах.

Основним елементом насоса є литий корпус, який включає спіральний відвід і напірний патрубок, спрямований вертикально вгору. Опорні лапи насоса розташовані в нижній частині корпусу, забезпечуючи стабільність і надійність його встановлення.

Основними складальними одиницями насоса є корпус і виймальна частина. Виймальна частина є незалежною складальною одиницею, що дозволяє проводити її ремонт та обслуговування без необхідності від'єднувати корпус насоса від підвідних та відвідних трубопроводів.

До складу виймальної частини входять наступні компоненти: кронштейн, корпус сальника, робоче колесо, вал, полумуфта насоса, ущільнення вала та кріпильні вироби. Ці компоненти разом забезпечують ефективну роботу насоса, дозволяючи йому надійно і стабільно функціонувати в різних умовах експлуатації. Виймальна частина також спрощує процес технічного обслуговування, зменшуючи час простою обладнання і підвищуючи загальну ефективність його використання.

В ущільненні вала використовується м'яка сальникова набивка з одношаровим обплетенням сердечника типу АГІ відповідно до ДСТУ 5152-84. Така набивка забезпечує ефективне ущільнення вала, зменшуючи витoki робочої рідини та підвищуючи надійність і тривалість роботи насоса. Завдяки своїм властивостям, м'яка сальникова набивка з обплетеним сердечником забезпечує надійний захист від

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

зносу та пошкоджень, що сприяє довготривалій експлуатації обладнання в умовах високих навантажень.

Підтискання набивки в процесі експлуатації здійснюється шляхом затягування гайок, які притискають роз'ємну втулку, що складається з двох половин, а також наживного фланця. Це забезпечує необхідне ущільнення і запобігає витокам рідини. Крім того, спеціальне кільце запобігає видавлюванню набивки в порожнину розвантажувальної камери, забезпечуючи стабільну роботу ущільнювальної системи і підвищуючи загальну ефективність насоса.

Для забезпечення нормальної роботи насоса необхідно подати воду до сальника. Це унеможливує підсмоктування повітря в порожнину насоса при тиску на вході, який нижчий за атмосферний. Місце підведення води ретельно закрито, що забезпечує герметичність і запобігає небажаному проникненню повітря в систему. Цей підвід води створює умови для стабільної та ефективної роботи насоса, підтримуючи необхідний рівень герметичності та знижуючи ризик виникнення кавітації або інших експлуатаційних проблем.

Розвантаження ротора від осьових гідравлічних сил забезпечується за допомогою щілинного ущільнення, розташованого на тильній стороні основного диска робочого колеса. Це ущільнення ефективно знижує осьові навантаження, забезпечуючи стабільну роботу ротора. Відведення рідини з розвантажувальної камери здійснюється через спеціальні отвори в робочому колесі, що сприяє підтриманню оптимального тиску і зменшує вплив гідравлічних сил на ротор. Така конструкція забезпечує надійну і безперебійну роботу насоса, підвищуючи його ефективність і довговічність.

Залишкові (неврівноважені) зусилля сприймаються підшипниками кочення, які виконують функцію опор ротора. Ці підшипники забезпечують надійну підтримку ротора, знижують тертя і зменшують знос компонентів насоса. Завдяки підшипникам кочення, ротор може працювати стабільно, навіть при наявності залишкових навантажень, що сприяє підвищенню загальної надійності та довговічності насоса.

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

Напрямок обертання ротора насоса – за годинниковою стрілкою, якщо дивитися з боку приводу. Це означає, що під час роботи насоса ротор обертається у напрямку, який збігається з рухом годинникової стрілки, коли дивитися на насос з боку, де встановлено привід. Такий напрямок обертання забезпечує оптимальну роботу насоса, відповідно до його конструктивних особливостей і вимог до експлуатації.

Передача крутного моменту від двигуна до насоса здійснюється за допомогою пружної втулково-пальцевої муфти, яка забезпечує ефективну і надійну передачу енергії, одночасно компенсуючи можливі несумісності і вібрації між двигуном і насосом. Завдяки своїй конструкції, пружна втулково-пальцева муфта знижує навантаження на компоненти приводу, підвищуючи їх термін служби і забезпечуючи стабільну роботу всього агрегату.

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						11
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

3 ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ

Розрахунки, наведені у цьому розділі, виконані за загальноприйнятими методами [1, 7, 25, 27, 28].

Меридіанний переріз відцентрового робочого колеса наведений на рис. 3.1.

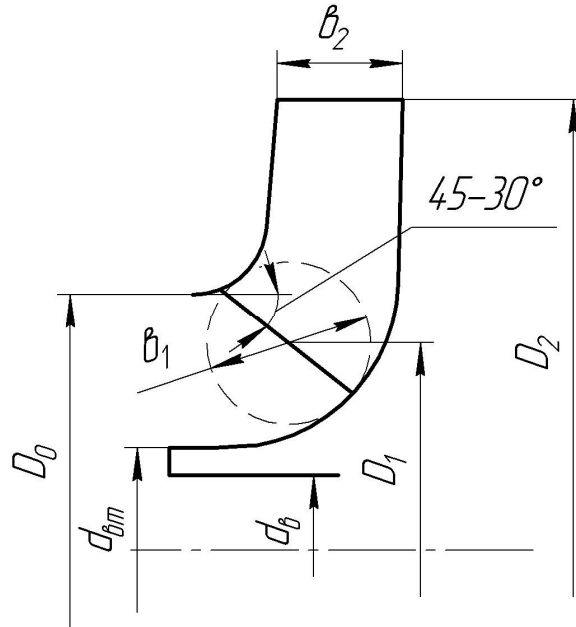


Рисунок 3.1 – Меридіанний переріз робочого колеса відцентрового насоса

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/м³;
- подача $Q' = \frac{Q}{\alpha} = 300$ м³/Год = 0,0167, м³/с;
- напір $H = 77$, м;
- частота обертання $n = 3000$, об/хв.

Коефіцієнт швидкохідності

$$n_s = \frac{3,65n \sqrt{\frac{Q'}{3600}}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (3.1)$$

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3000 \sqrt{\frac{300}{3600}}}{77^{\frac{3}{4}}} = 127$$

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Приведений діаметр робочого колеса визначається за формулою Суханова, мм:

$$D_{1np} = K_{ex} \sqrt[3]{\frac{Q'}{3600n}} 10^3, \quad (3.2)$$

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 ($D_{1n} < 70$ мм).

$$D_{1np} = 4,25 \sqrt[3]{\frac{300}{3600 \cdot 3000}} 10^3 = 130,8 \text{ мм}$$

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

$$Q_{p.k.} = \frac{Q'}{\eta_0} = \frac{300}{0,974} = 323,4 \text{ м}^3/\text{год},$$

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;

η'_M - внутрішній механічний ККД;

η_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

$$N = \frac{\rho g Q H}{3600 \eta}, \quad (3.3)$$

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						13
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 300 \cdot 77}{3600 \cdot 0,816} = 78895 \text{ Вт.}$$

Теоретичний напір робочого колеса, м:

$$H_T = \frac{H}{\eta_T} = \frac{77}{0,889} = 86,6 \text{ м.}$$

3.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса

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

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{M \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_k]}} \quad (3.4)$$

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

N_{max} – максимальна потужність насоса, Вт;

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

N_{max} Вт,

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

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

Отримане значення діаметра округлюють до стандартного розміру у більшу сторону. Це забезпечує відповідність діаметра насоса або його компонентів стандартам, які забезпечують оптимальну сумісність з іншими елементами системи. Округлення до більшого стандартного розміру також сприяє підвищенню надійності і довговічності обладнання, забезпечуючи додатковий запас міцності і знижуючи ризик передчасного зносу або поломки. Таким чином, маємо:

$$d_e = 48 \text{ мм.}$$

Діаметр втулки, мм, орієнтовно вибирають з виразу

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

Приймаємо

$$d_{em} = 65 \text{ мм.}$$

					131.01.BP.000.00 ПЗ	Лист
						14
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

3.3 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо

Діаметр вхідної воронки робочого колеса, мм, визначають з виразу

$$D_0 = \sqrt{D_{1n}^2 + d_{em}^2} = \sqrt{130,8^2 + 65^2} = 146,06 \text{ мм.}$$

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

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

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 $\beta_{1П}$.

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

Для підвищення антикавітаційних якостей робочого колеса, вхідну кромку виконують криволінійною та виносять у вхідну воронку. Така конструкція сприяє більш плавному входу рідини на лопатки колеса, зменшуючи ризик утворення кавітаційних явищ.

У першому наближенні, меридіанну складову швидкості V'_{1m} без урахування стиснення потоку лопатями, приймають такою, що дорівнює V_0 . Це спрощене припущення дозволяє початково оцінити поведінку потоку рідини при вході у робоче колесо, що є важливим для подальших розрахунків та оптимізації конструкції насоса.

$$V'_{1m} = V_0 = 4,64 \text{ м/с.}$$

При вході потоку на лопать, меридіанна складова абсолютної швидкості збільшується і розраховується за допомогою наступного виразу

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

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

$$K_1 = 0,06 \sqrt[3]{\frac{Q_{р.к.}^2 \cdot n}{(3600)^2}}, \text{ м}^2/\text{с.}$$

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

$$V_{1U} = \frac{0,12 \sqrt[3]{\frac{Q_{р.к.}^2 \cdot n}{(3600)^2}}}{D_1}, \text{ м/с.}$$

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 $\Delta\beta = 3 - 8^\circ$ вводится 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° .

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

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

3.4 Визначення числа лопатей та їх товщини

Більшість відцентрових насосів, незалежно від їх розміру і коефіцієнтів швидкості, які характеризуються високими техніко-економічними показниками, зазвичай мають від 5 до 8 лопатей. Це оптимальна кількість лопатей, що забезпечує ефективну роботу насоса, максимальну продуктивність і мінімальні енергетичні витрати.

Однак, у певних випадках, таких як перекачування забруднених рідин або газорідних сумішей, кількість лопатей може бути зменшена до 1-3. Зменшення числа лопатей у таких ситуаціях допомагає зменшити ризик засмічення і забруднення робочого колеса, забезпечуючи стабільну і надійну роботу насоса в умовах важких або неоднорідних рідин. Це рішення дозволяє адаптувати насос до специфічних умов експлуатації, підвищуючи його ефективність і довговічність.

Приймаємо $z = 6$.

Товщину лопаті робочого колеса вибирають з урахуванням технологічних міркувань. Вибір залежить від кількох ключових факторів, таких як матеріал, з якого виготовлено робоче колесо, його габарити, а також можливості ливарного виробництва на конкретному підприємстві. Матеріал лопатей впливає на їх міцність, зносостійкість і здатність протистояти корозії, що є критичними для ефективної та тривалої роботи насоса. Габарити робочого колеса визначають необхідну товщину лопатей для забезпечення структурної цілісності і оптимальної роботи під різними навантаженнями. Технологічні можливості підприємства включають здатність виконувати точне лиття з потрібними допусками і мінімізацією дефектів, що впливає на остаточний вибір товщини лопатей. Ці фактори разом забезпечують надійність, ефективність і довговічність роботи насоса. 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

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

Після вибору числа лопатей та їх товщини уточнюють значення Ψ'_1 за формулою

$$\Psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot s_1}{2\pi R_1 \sin \beta_1}}. \quad (3.6)$$

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 $\beta_{1П}$ 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

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

3.6 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса

Попереднє значення зовнішнього діаметра робочого колеса (при умові нескінченного числа лопатей z) можна визначити спрощеним методом, використовуючи основне рівняння роботи лопатевих насосів. Це початкове значення діаметра дозволяє здійснити попередній розрахунок і дає уявлення про необхідні розміри колеса для забезпечення оптимальної роботи насоса. Використання такого підходу є корисним на ранніх етапах проектування, оскільки дає змогу швидко оцінити базові параметри і внести необхідні коригування перед детальним моделюванням і оптимізацією конструкції насоса. Беремо у першому наближенні $V_{1U} = 0$ і $V_{2U} = 0,5U_2$. Тоді колова швидкість на виході з робочого колеса

$$U'_2 = \sqrt{\frac{gH_T}{0,5}} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 86,6}{0,5}} = 40,7 \text{ м/с,}$$

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

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

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Кінцеве значення D_2 визначають з урахуванням корекцій на фактичну кількість лопатей робочого колеса. Це коригування є важливим, оскільки реальне число лопатей може значно впливати на гідравлічні характеристики насоса, такі як потік, тиск і ефективність. Зазначена корекція дозволяє врахувати вплив обмеженого числа лопатей, що допомагає точно налаштувати діаметр колеса для досягнення оптимальної продуктивності насоса. Це врахування є критичним етапом у процесі проектування, оскільки воно забезпечує, що кінцевий розмір діаметра D_2 відповідає реальним умовам експлуатації і технічним вимогам системи.

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 β_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.3.2.

Виходячи із забезпечення мінімуму втрат, рекомендують такі значення:

n_s	40	100	200	300
β_2 , град	30 - 36	25 - 30	20 - 22	15 - 20

Для збільшення напору кут β_2 може бути збільшений, але при цьому складніше отримати повільно спадаючу напірну характеристику.

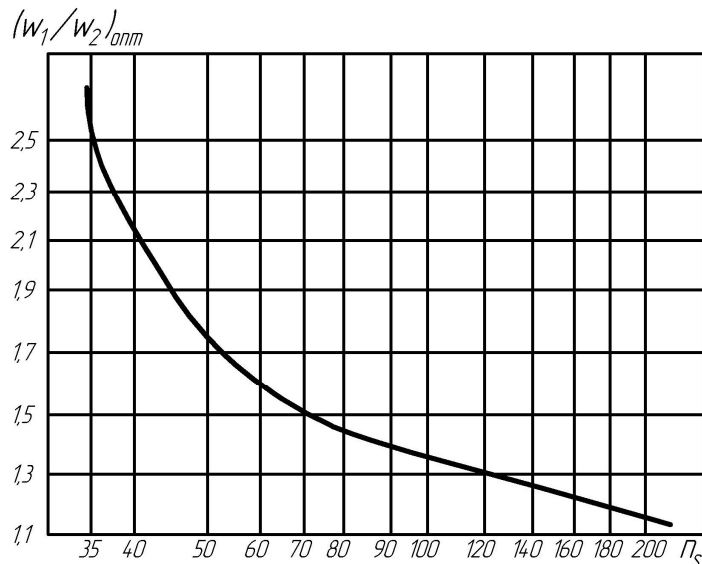


Рисунок 3.2 – Залежність $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$ від n_s

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:

$$K_z = \frac{1}{1+p}, \quad (3.7)$$

де

$$p = 2 \frac{\Psi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}. \quad (3.8)$$

Коефіцієнт Ψ визначається залежно від n_s :

- при $n_s < 150$:

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

де менші значення Ψ 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

									Лист
									21
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	131.01.ВР.000.00 ПЗ				

V_{2m} , β_2 та D_2 . Обчислення повторюють, поки не буде виконана умова $|\Psi'_1 - \Psi_1| \leq 0,01$.

1-е приближення

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

$|1,062 - 1,07| = 0,008 < 0,01$ - умова виконується.

Ширину робочого колеса на виході знаходимо з виразу

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

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

4 РОЗРАХУНОК І ПРОЕКТУВАННЯ СПІРАЛЬНОГО ВІДВОДУ З ТАНГЕНЦІАЛЬНИМ ВИХОДОМ

4.1 Конструктивні особливості спірального відводу

Розрахунки, наведені у цьому розділі, виконані за загальноприйнятими методиками [1, 7, 25, 27, 28].

Спіральний відвід (див. рис. 4.1) являє собою камеру змінного перерізу, відому як спіраль, яка оточує робоче колесо насоса. Ця конструкція поступово збільшує переріз каналу по мірі віддалення від робочого колеса, що сприяє зниженню швидкості рідини та підвищенню тиску. Спіральний відвід закінчується розбіжним напірним патрубком, або дифузором, який допомагає ще більше знизити швидкість потоку і збільшити його тиск перед виходом з насоса. Така конструкція забезпечує ефективне перетворення кінетичної енергії рідини в потенційну, підвищуючи загальну ефективність роботи насоса.

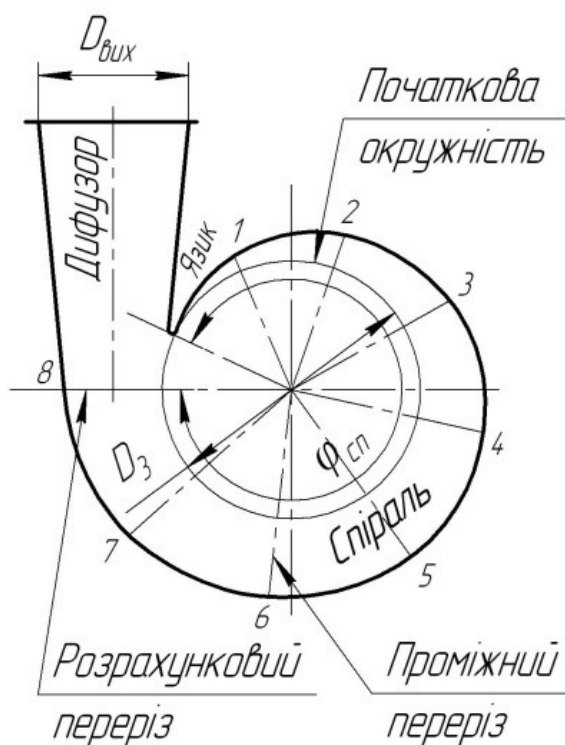


Рисунок 4.1 – Схема спірального відводу з тангенціальним виходом

Збільшення розмірів радіальних перерізів спірального відводу відбувається в напрямку обертання робочого колеса. Цей процес починається від точки, відомої як язик, де площа перерізу дорівнює нулю. Від язика радіальні перерізи поступово розширюються до вихідного, або розрахункового, перерізу. Це розширення

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

забезпечує плавне збільшення об'єму для проходження рідини, що сприяє ефективному зниженню швидкості потоку та підвищенню його тиску. Завдяки такій конструкції спірального відводу, енергія рідини, яка виходить з робочого колеса, ефективно перетворюється, підвищуючи загальну продуктивність і ефективність насоса.

Розміри й форму спіральної частини відводу характеризують такі величини (див. рис. 4.1 та 4.2).

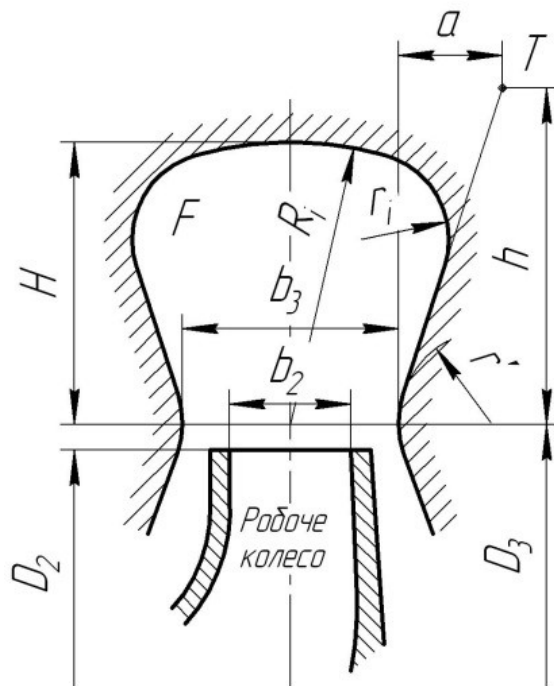


Рисунок 4.2 – Схема перерізу спіральної камери

На рисунках D_3 – діаметр початкової окружності; b_3 – ширина входу у відвід; $\phi_{сп}$ – 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 відводу від початкового перерізу до вихідного її витрата зростає пропорційно куту ϕ . При цьому витрату рідини через проміжний переріз можна оцінити математично:

$$Q_\phi = \frac{Q}{360} \cdot \phi^\circ \quad (4.1)$$

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 η_2 .

Значення n_s , D_2 , b_2 , η_2 визначають при розрахунку робочого колеса.

$Q = 300 \text{ м}^3/\text{год}$; $H = 77, \text{ м}$; $n = 3000, \text{ об/хв}$; $n_s = 121,6$; $D_2 = 0,235 \text{ м}$; $b_2 = 0,010 \text{ м}$; $\eta_2 = 0,871$;

4.2 Розрахунок і проектування спіральної камери

Розрахунки, наведені у цьому розділі, виконані за загальноприйнятими методиками [1, 7, 25, 27, 28].

4.2.1 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

$$D_3 = 0,245 \text{ мм}$$

4.2.2 Визначення ширини входу в спіраль

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

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

4.2.3 Вибір кута нахилу бічних стінок спіралі

Нахил бічних стінок може задаватися відношенням a/h або кутом γ (див. рис. 4.4).

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						25
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

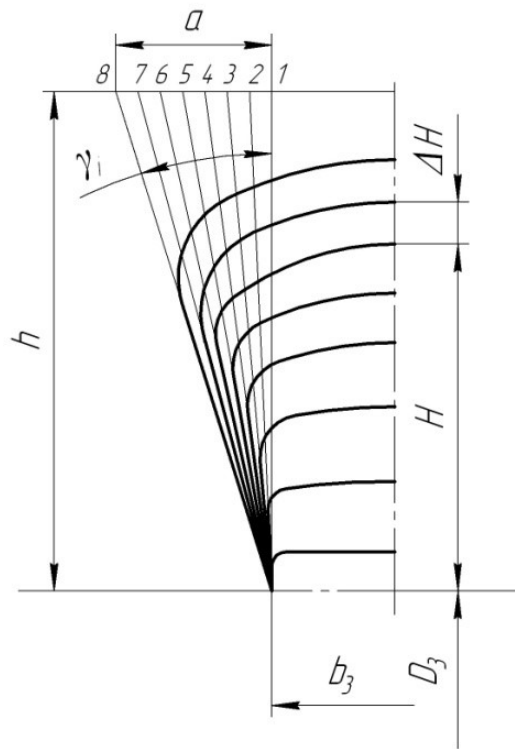


Рисунок 4.3 – Нахил бічних стінок спірального відводу

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 γ 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).

4.2.4 Визначення кута обхвату спіралі в плані

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

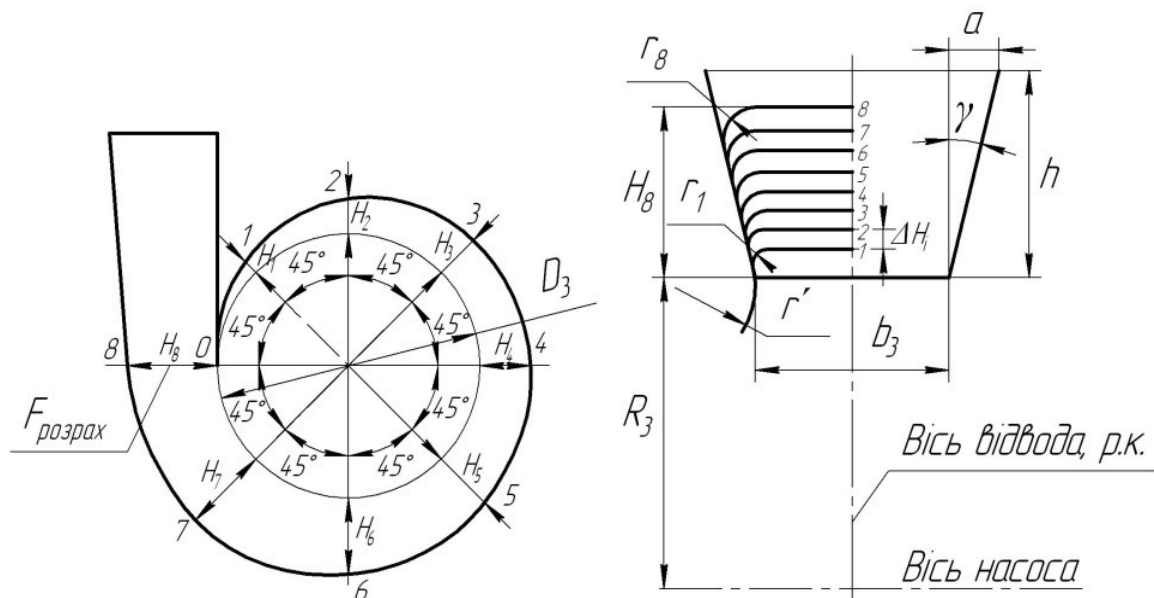


Рисунок 4.4 – План спірального відвода (а) і меридіанний переріз відвода (спіралі) (б)

Приймаємо $\varphi_{сп} = 360^\circ$.

4.2.5 Визначення пропускної здатності спіралі у вихідному перерізі

Пропускна здатність спіралі $A_{сп.розрах}$, м, у вихідному перерізі визначається за формулою

$$A_{сп.розрах} = \frac{\varphi_{сп}}{360} \cdot \frac{\pi \eta_z n Q}{30 g H} = \frac{360}{360} \cdot \frac{3,14 \cdot 0,889 \cdot 3000 \cdot 300}{30 \cdot 9,81 \cdot 77} = 49,2.$$

4.2.6 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:

$$Q_i = K_2 \int_{R_3}^{r_i} \frac{b}{r} dr. \quad (4.2)$$

У цьому рівнянні добуток $b \cdot dr = dS$ – елементарна площа, виділена в розрахунковому перерізі. Тоді випливає, що площа розрахункового перерізу $S_{розрах}$ 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:

$$Q_{розрах} = \sum_{i=1}^n \Delta Q_i. \quad (4.3)$$

									Лист
									27
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

Для визначення площі розрахункового перерізу може бути використаний графоаналітичний метод, за яким розрахункова площа розбивається на n елементарних площадок ΔS_i однакової висоти Δr (див. рис. 4.6). Для більш точного розрахунку Δr 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. 4.2).

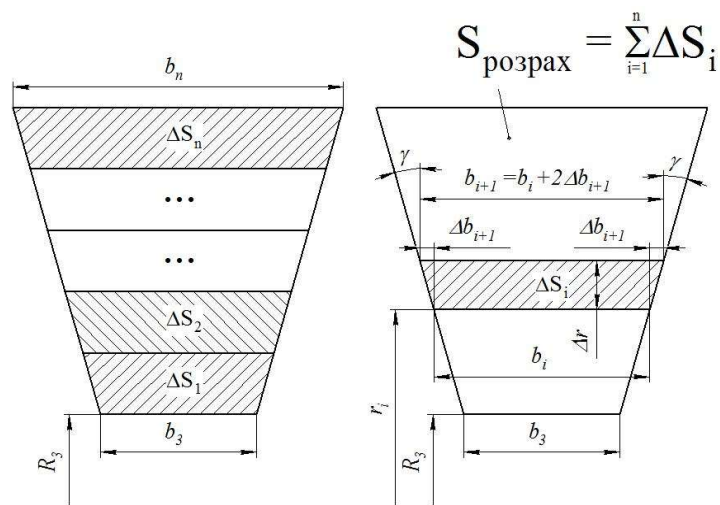


Рисунок 4.5 – Схема визначення площі розрахункового перерізу спіралі й основних розмірів елементарних площадок цього перерізу

У таблиці 4.2 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:

$$K_2 = V_{u_2} \cdot R_2 = \frac{g \cdot H_m}{\omega}, \quad (4.4)$$

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

R_2 – зовнішній радіус робочого колеса, м ;

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

									Лист
									28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	131.01.ВР.000.00 ПЗ				

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

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

Тоді

$$K_2 = \frac{30g \cdot H_m}{\pi n} = \frac{30 \cdot 9,81 \cdot 86,6}{3,14 \cdot 3000} = 1,218 \text{ м}^2/\text{с}.$$

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

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

Таблиця 4.2 – Визначення площі розрахункового перерізу

№	Δr , м	r_i , м	b_i , м	$B_i = b_i/r_i$	$(B_i + B_{i+1})/2$	$K_2 \cdot \Delta r \cdot (B_i + B_{i+1})/2$	ΔQ_i	$\Sigma \Delta Q_i$
1	0.001	0.1225	0.022	0.18				
2	0.001	0.1235	0.023	0.186	0.183	0.000223	0.000223	0.000223
3	0.001	0.1245	0.024	0.193	0.1895	0.000231	0.000231	0.000454
4	0.001	0.1255	0.025	0.199	0.196	0.000239	0.000239	0.000693
5	0.001	0.1265	0.026	0.206	0.2025	0.000247	0.000247	0.00094
6	0.001	0.1275	0.027	0.212	0.209	0.000255	0.000255	0.001195
7	0.001	0.1285	0.028	0.218	0.215	0.000262	0.000262	0.001457
8	0.001	0.1295	0.029	0.224	0.221	0.000269	0.000269	0.001726
9	0.001	0.1305	0.03	0.23	0.227	0.000276	0.000276	0.002002
10	0.001	0.1315	0.031	0.236	0.233	0.000284	0.000284	0.002286
11	0.001	0.1325	0.032	0.242	0.239	0.000291	0.000291	0.002577
12	0.001	0.1335	0.033	0.247	0.2445	0.000298	0.000298	0.002875
13	0.001	0.1345	0.034	0.253	0.25	0.000305	0.000305	0.00318
14	0.001	0.1355	0.035	0.258	0.2555	0.000311	0.000311	0.003491
15	0.001	0.1365	0.036	0.264	0.261	0.000318	0.000318	0.003809
16	0.001	0.1375	0.037	0.269	0.2665	0.000325	0.000325	0.004134
17	0.001	0.1385	0.038	0.274	0.2715	0.000331	0.000331	0.004465
18	0.001	0.1395	0.039	0.28	0.277	0.000337	0.000337	0.004802
19	0.001	0.1405	0.04	0.285	0.2825	0.000344	0.000344	0.005146
20	0.001	0.1415	0.041	0.29	0.2875	0.00035	0.00035	0.005496
21	0.001	0.1425	0.042	0.295	0.2925	0.000356	0.000356	0.005852
22	0.001	0.1435	0.043	0.3	0.2975	0.000362	0.000362	0.006214
23	0.001	0.1445	0.044	0.304	0.302	0.000368	0.000368	0.006582
24	0.001	0.1455	0.045	0.309	0.3065	0.000373	0.000373	0.006955
25	0.001	0.1465	0.046	0.314	0.3115	0.000379	0.000379	0.007334
26	0.001	0.1475	0.047	0.319	0.3165	0.000385	0.000385	0.007719
27	0.001	0.1485	0.048	0.323	0.321	0.000391	0.000391	0.00811
28	0.001	0.1495	0.049	0.328	0.3255	0.000396	0.000396	0.008506
29	0.001	0.1505	0.05	0.332	0.33	0.000402	0.000402	0.008908
30	0.001	0.1515	0.051	0.337	0.3345	0.000407	0.000407	0.009315

31	0.001	0.1525	0.052	0.341	0.339	0.000413	0.000413	0.009728
32	0.001	0.1535	0.053	0.345	0.343	0.000418	0.000418	0.010146
33	0.001	0.1545	0.054	0.35	0.3475	0.000423	0.000423	0.010569
34	0.001	0.1555	0.055	0.354	0.352	0.000429	0.000429	0.010998
35	0.001	0.1565	0.056	0.358	0.356	0.000434	0.000434	0.011432
36	0.001	0.1575	0.057	0.362	0.36	0.000438	0.000438	0.01187
37	0.001	0.1585	0.058	0.366	0.364	0.000443	0.000443	0.012313
38	0.001	0.1595	0.059	0.37	0.368	0.000448	0.000448	0.012761
39	0.001	0.1605	0.06	0.374	0.372	0.000453	0.000453	0.013214
40	0.001	0.1615	0.061	0.378	0.376	0.000458	0.000458	0.013672
41	0.001	0.1625	0.062	0.382	0.38	0.000463	0.000463	0.014135
42	0.001	0.1635	0.063	0.385	0.3835	0.000467	0.000467	0.014602
43	0.001	0.1645	0.064	0.389	0.387	0.000471	0.000471	0.015073
44	0.001	0.1655	0.065	0.393	0.391	0.000476	0.000476	0.015549
45	0.001	0.1665	0.066	0.396	0.3945	0.000481	0.000481	0.01603
46	0.001	0.1675	0.067	0.4	0.398	0.000485	0.000485	0.016515
47	0.001	0.1685	0.068	0.404	0.402	0.00049	0.00049	0.017005
48	0.001	0.1695	0.069	0.407	0.4055	0.000494	0.000494	0.017499
49	0.001	0.1705	0.07	0.411	0.409	0.000498	0.000498	0.017997
50	0.001	0.1715	0.071	0.414	0.4125	0.000502	0.000502	0.018499
51	0.001	0.1725	0.072	0.417	0.4155	0.000506	0.000506	0.019005
52	0.001	0.1735	0.073	0.421	0.419	0.00051	0.00051	0.019515
53	0.001	0.1745	0.074	0.424	0.4225	0.000515	0.000515	0.02003
54	0.001	0.1755	0.075	0.427	0.4255	0.000518	0.000518	0.020548
55	0.001	0.1765	0.076	0.431	0.429	0.000523	0.000523	0.021071

За табличними даними будується графік $Q = f(r)$, який сполучається з меридіанним перерізом спіралі. На рис. 4.6 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 :

$$F_x \cdot r_x = F_y \cdot r_y, \quad (4.5)$$

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 .

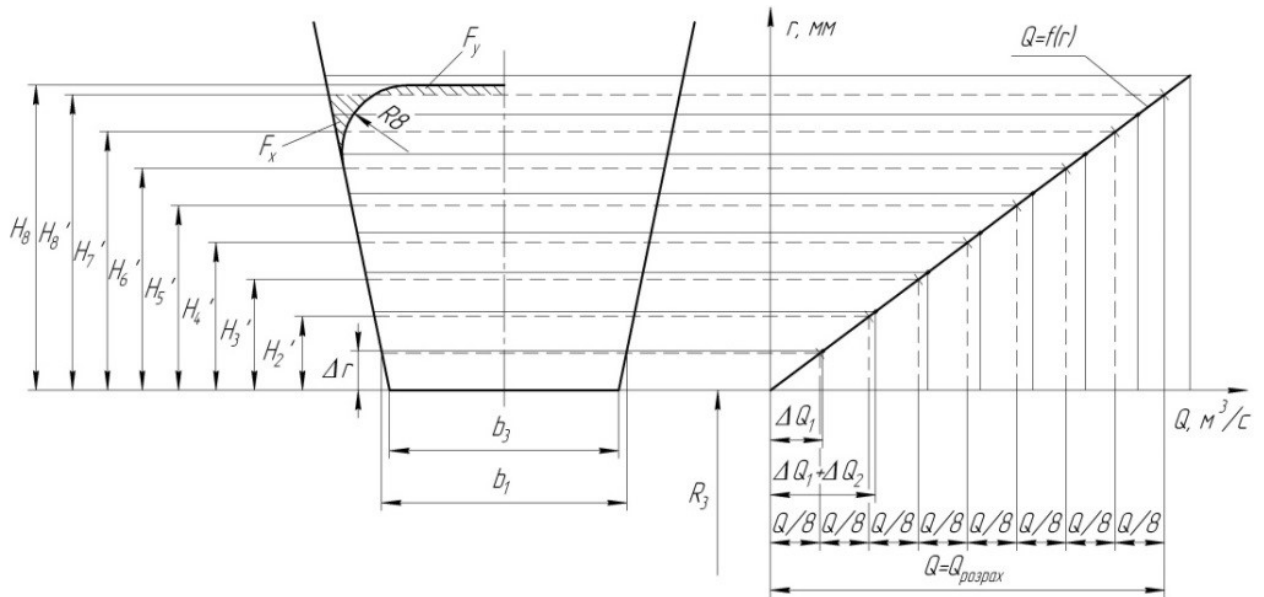


Рисунок 4.6 – Визначення розмірів розрахункового восьмого ($F_{\text{розрах}} = F_8$) і проміжних ($F_1 - F_7$) перерізів

4.2.7 Перевірка правильності визначення площі розрахункового перерізу $F_{\text{розрах}}$

Перед побудовою проміжних перерізів спіралі необхідно переконатися в правильності визначення $F_{\text{розрах}}$. Для цього будується площа $F_{\text{пр}}$ (див. рис. 4.7).

Методика побудови $F_{\text{пр}}$ 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 ρ від осі насоса (часто для спрощення беруть $\rho = \frac{D_3}{2}$) 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 $F_{\text{розрах}}$ є умова

$$A_{\text{сп.розрах}} \approx A_{\text{сп.граф}} ,$$

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

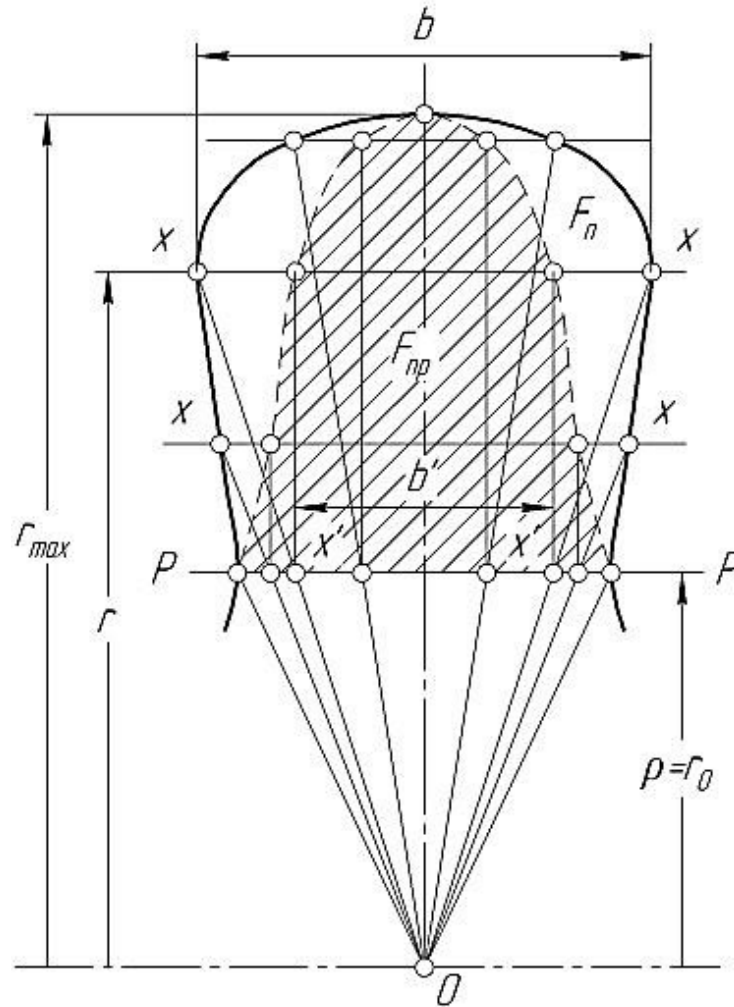


Рисунок 4.7 – Перевірка правильності визначення $F_{\text{розрах}}$

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

Умова виконується

4.2.8 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 $H_1 - H_7$.

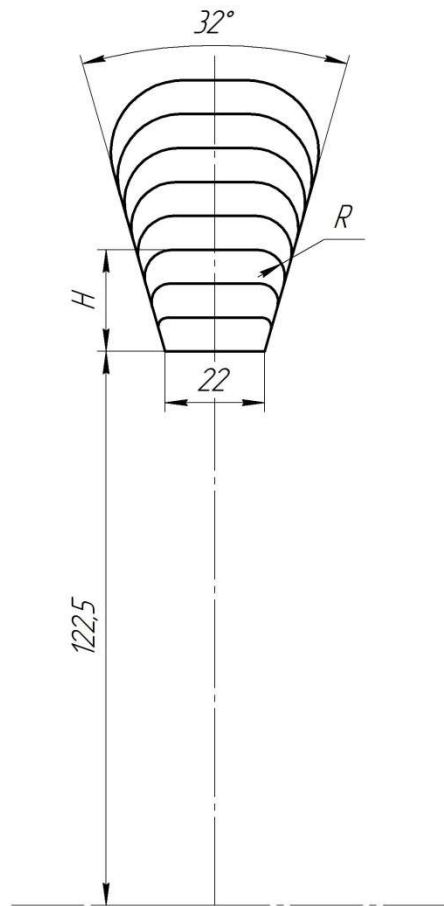


Рисунок 4.8 - Побудова проміжних перерізів

4.2.9 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. 4.5);

- 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.

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						33
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

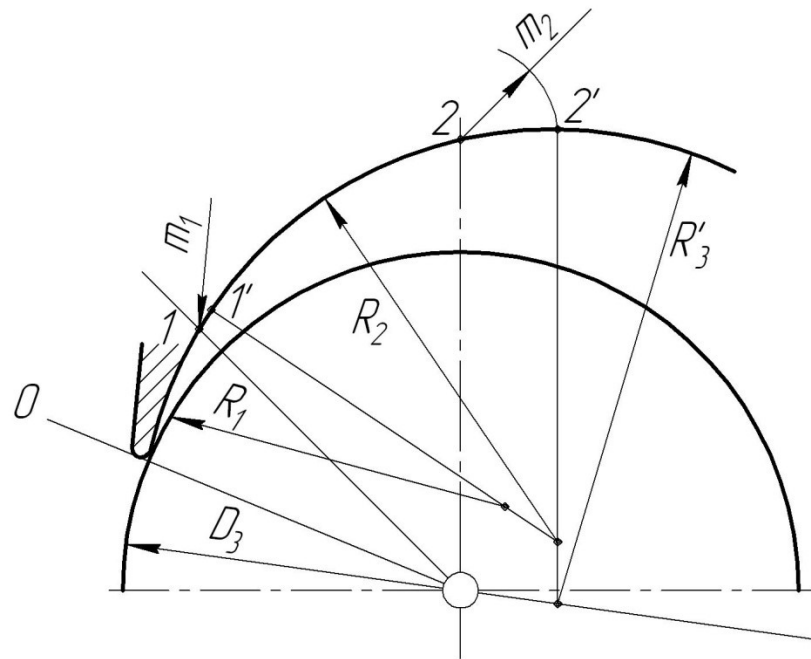


Рисунок 4.9 – Побудова контуру спіралі

4.3 Розрахунок і проектування дифузорної ділянки

Розрахунки, наведені у цьому розділі, виконані за загальноприйнятими методиками [1, 7, 25, 27, 28].

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

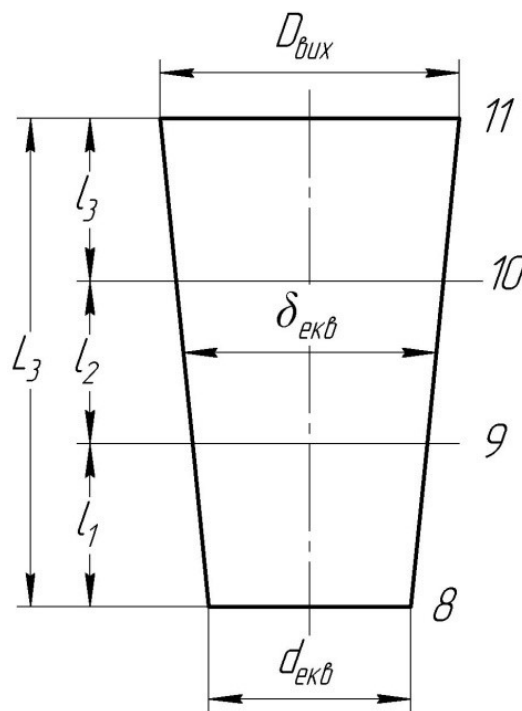


Рисунок 4.10 – Основні розміри дифузорної ділянки

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						34
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

$$D_{вих} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot V_{вих}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 300}{3,14 \cdot 3600 \cdot 4}} = 0,0729 \text{ м.}$$

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:

$$\varepsilon_{opt} = 2 \arctg \left(\frac{D_{вих} - d_{екв}}{2L} \right), \quad (4.7)$$

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);

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						35
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

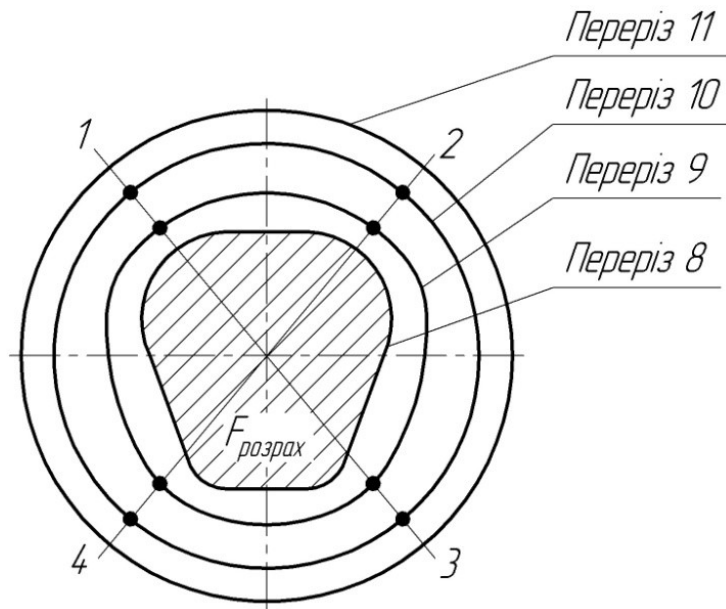


Рисунок 4.11 – Схема побудови проміжних перерізів дифузора

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 відріzkам 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.

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						36
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

5 ВИБІР КІНЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВАЛА

5.1 Вибір типу ущільнення

Розрахунки, наведені у цьому розділі, виконані за загальноприйнятими методами [1, 7, 25, 27, 28].

Для розробленої конструкції насоса в якості кінцевого ущільнення вала застосовано сальникове ущільнення (рис. 5.1).

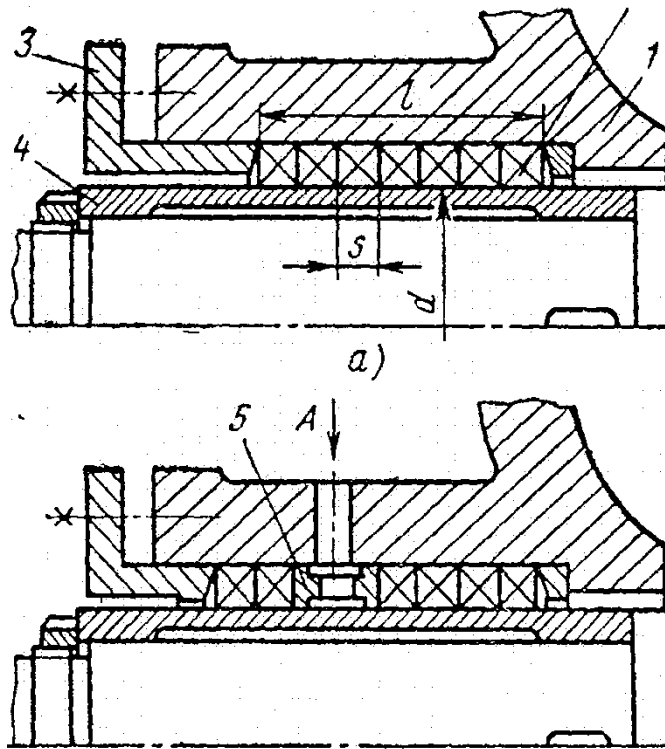


Рисунок 5.1 – Схема сальникового ущільнення

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°C. Витрата води, яка подається в сальнику 0,01 м³/год.

Згідно [1] товщина кільця набивка

$$s = \sqrt{d}, \quad (5.1)$$

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

									Лист
									37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

$$S = \sqrt{70} = 8,4 \text{ мм.}$$

Приймаємо $S = 12 \text{ мм.}$

Довжина сальникового ущільнення дорівнює

$$L = i \cdot s, \quad (5.2)$$

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

s – товщина кільця набивки, мм.

$$L = 4 \cdot 12 = 48 \text{ мм.}$$

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

5.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

Розрахунки, наведені у цьому розділі, виконані за загальноприйнятими методиками [1, 7, 25, 27, 28].

Визначимо втрати потужності в сальнику [1]

$$N_c = 3,22 \cdot 10^{-5} \cdot n \cdot r^2 \cdot s \cdot \sigma_0 \left(1 - e^{-2af\frac{l}{s}}\right), \quad (5.3)$$

де r – радіус натискної втулки, см.

$$(r = d/2 = 3,5 \text{ см})$$

n – частота обертання вала, об/хв,

σ_0 – контактне напруження між набивкою і валом, кг/см²,

l – довжина пакета сальникової набивки, см,

$a = 0,5$ – коефіцієнт тертя набивки,

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

Контактне напруження

$$\sigma_0 = P_0 \cdot e^{2af\frac{l}{s}}, \quad (5.4)$$

де l – довжина пакета ($l = 4,8 \text{ см}$),

$f = 0,05$ – коефіцієнт тертя,

s – товщина кільця сальникової набивки, см ($s = 1,2 \text{ см}$),

P_0 – тиск на вході в насос ($P_0 = 6 \text{ кг/см}^2$).

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

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						38
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$N_c = 3,22 \cdot 10^{-5} \cdot 3000 \cdot 3,5^2 \cdot 1,2 \cdot 7,32 \left(1 - e^{-2 \cdot 0,5 \cdot 0,05 \cdot \frac{4,8}{1,2}}\right) = 1,88 \text{ кВт.}$$

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						39
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

6 ВИБІР ПРИВІДНОГО ДВИГУНА

Розрахунки, наведені у цьому розділі, виконані за загальноприйнятими методами [1, 7, 25, 27, 28].

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

$$N = \frac{\rho g Q H}{1000 \cdot \eta} \quad (6.1)$$

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 300 \cdot 77}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,889} = 70,8 \text{ кВт}$$

$\eta = 0,889$ – ККД насоса.

Потужність електродвигуна

$$N_{\text{ЕД}} = K \cdot N \quad (6.2)$$

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

Приймаємо $K = 1,1$.

$$N_{\text{ЕД}} = 1,1 \cdot 70,8 = 77,88 \text{ кВт}$$

Для приводу насоса вибираємо електродвигун 4АМУ250S2У3 з параметрами:

Потужність – 110 кВт;

Напруга – 380/660 В.

Частота обертання (синхронна) – 3000 об/хв.

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						40
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

7 МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ

7.1 Розрахунок реакцій в опорах

Розрахунки, наведені у цьому розділі, виконані за загальноприйнятими методами [1, 7, 25, 27, 28].

Розрахункова схема дії сил на ротор насоса представлена на рис 6.1

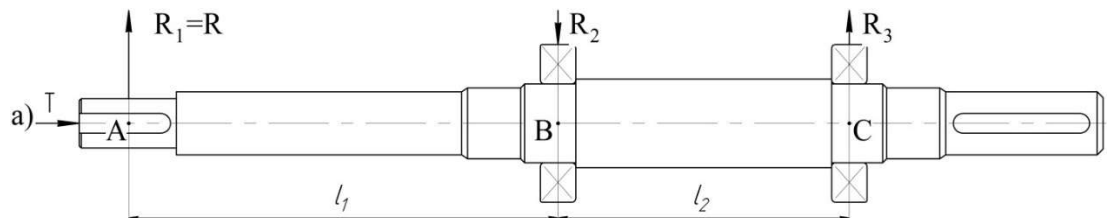


Рисунок 7.1 – Схема навантаження вала

Навантаження P_1 визначається за формулою

$$P_1 = G_K + \frac{1}{3}G_{1B} + R \quad (7.1)$$

де G_K – вага робочого колеса, Н,

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

R – радіальна сила, Н.

$$G_K = 88 \text{ Н}, G_{1B} = 53 \text{ Н}, R = 2154 \text{ Н}.$$

$$P_1 = 88 + \frac{1}{3} \cdot 53 + 2154 = 2260 \text{ Н}.$$

Навантаження P_2 :

$$P_2 = \frac{1}{3}G_{2B} \quad (7.2)$$

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

$$G_{2B} = 66 \text{ Н}, P_2 = \frac{1}{3} \cdot 66 = 22 \text{ Н}.$$

Навантаження P_3 :

$$P_3 = G_{ПМ} + \frac{1}{3}G_{3B} \quad (7.3)$$

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

$$G_{ПМ} = 57 \text{ Н}, G_{3B} = 30 \text{ Н}.$$

$$P_3 = 57 + \frac{1}{3} \cdot 30 = 67 \text{ Н}.$$

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

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						41
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

R_A і R_B – реакції в опорах А і В.

Розміри вала: $l_1 = 0,290$ м, $l_2 = 0,170$ м, $l_3 = 0,140$ м.

$$\sum M_A = P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + R_B l_2 + P_3(l_2 + l_3) - P_1 \cdot l_1 = 0 \quad (7.4)$$

$$R_B = \frac{P_1 l_1 - P_3(l_2 + l_3) - P_2 \cdot l_2 / 2}{l_2} \quad (7.5)$$

$$R_B = \frac{2260 \cdot 0,29 - 67(0,170 + 0,140) - 22 \cdot 0,17 / 2}{0,17} = 3722 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + P_1(l_1 + l_2) - R_A \cdot l_2 - P_3 \cdot l_3 = 0 \quad (7.6)$$

$$R_A = \frac{P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + P_1(l_1 + l_2) - P_3 \cdot l_3}{l_2} \quad (7.7)$$

$$R_A = \frac{22 \cdot 0,17 / 2 + 2260 \cdot (0,29 + 0,17) - 67 \cdot 0,14}{0,17} = 6082 \text{ Н.}$$

7.2 Розрахунок довговічності підшипників

Розрахунки, наведені у цьому розділі, виконані за загальноприйнятими методиками [1, 7, 25, 27, 28].

В опорі А встановлений підшипник 32314, який сприймає осьове навантаження і є більш навантаженим. Розрахуємо його на довговічність.

Статична вантажопідйомність

$$C_0 = 60800 \text{ Н.}$$

Динамічна вантажопідйомність

$$C = 79000 \text{ Н.}$$

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

Перевіряємо його на довговічність.

Розрахункова довговічність підшипника [5]:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (7.8)$$

де C – динамічна вантажопідйомність підшипника, Н,

P - еквівалентне динамічне навантаження, Н.

Еквівалентне динамічне навантаження підшипника

$$P = (XVFr + YFa) = K_T K_\delta \quad (7.9)$$

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						42
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

Радіальна і осьова сили, що діють на підшипник

$$F_r = R_A = 6082 \text{ Н}; \quad F_a = A = T = 259 \text{ Н}.$$

Визначаємо відношення осьового навантаження до радіального

$$\frac{F_a}{V F_r} = \frac{259}{1 \cdot 6082} = 0,042$$

Визначаємо відношення

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{259}{60800} = 0,004$$

При цьому $e = 0,12$.

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

Коефіцієнт осьового навантаження Y

$$Y = 0$$

Динамічна навантаження

$$P = (1 \cdot 1 \cdot 6082 + 0 \cdot 259) \cdot 1 \cdot 1,2 = 6082 \text{ Н}$$

Розрахункова довговічність підшипника

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 3000} \cdot \left(\frac{79000}{6082} \right)^3 = 12220 \text{ г}.$$

7.3 Розрахунок вала на статичну міцність

Розрахунки, наведені у цьому розділі, виконані за загальноприйнятими методиками [1, 7, 25, 27, 28].

Розрахунок проводимо за методикою [6].

Для визначення напружень в перетинах вала побудуємо епюру згинальних моментів.

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						43
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

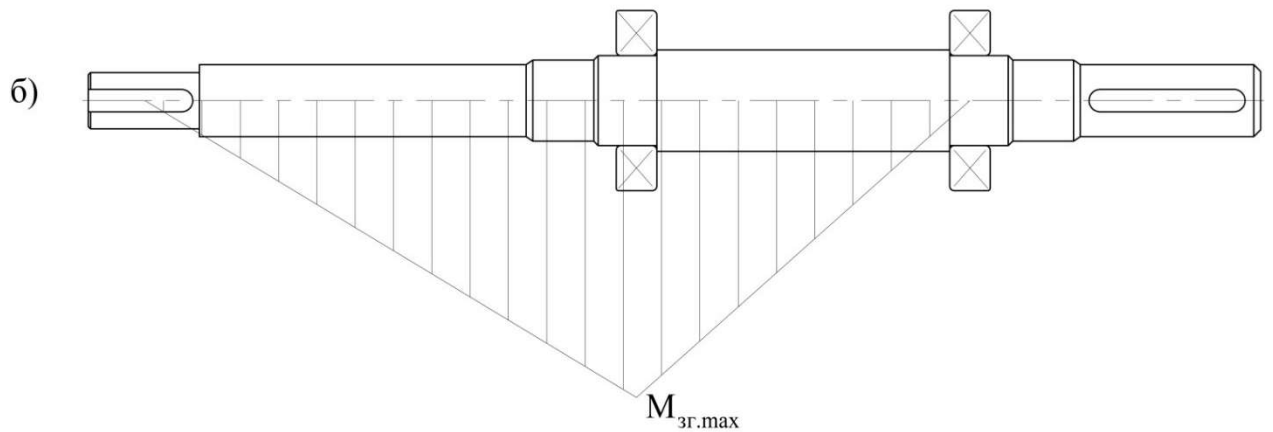


Рисунок 7.2 – Епюра згинальних моментів

Визначимо максимальний згинальний моментів в перерізі А

$$M_u = P_1 \cdot l_l \quad (7.10)$$

$$P_1 = 2260 \text{ Н}, l_l = 0,290 \text{ м},$$

$$M_u = 2260 \cdot 0,290 = 655 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Найбільший крутний момент на валу

$$M_{\text{кр}} = 9551 \cdot \frac{N}{n}, \quad (7.11)$$

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

$$M_{\text{кр}} = 9551 \cdot \frac{85,5}{3000} = 273 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору перерізу валу в точці А

$$W_{\text{и}} = 0,1d^3 \quad (7.12)$$

де $d = 70$ мм – діаметр валу під підшипники

$$W_{\text{и}} = 0,1 \cdot 0,07^3 = 34,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Момент опору крученню

$$W_{\text{кр}} = 0,2d^3 \quad (7.13)$$

$$W_{\text{кр}} = 0,2 \cdot 0,07^3 = 68,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Напруження згину

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{и}}} \quad (7.14)$$

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{655}{34,3 \cdot 10^{-6}} = 19,1 \cdot 10^6 \text{ Па} = 19,1 \text{ МПа}.$$

Напруження кручення

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_{\text{кр}}} \quad (7.15)$$

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						44
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{273}{68,6 \cdot 10^{-6}} = 3,98 \cdot 10^6 \text{ Па} = 3,98 \text{ МПа.}$$

Еквівалентна напруга

$$\sigma_{\text{ЕКВ}} = \sqrt{\sigma_{\text{и}}^2 + 3\tau_{\text{кр}}^2} \quad (7.16)$$

$$\sigma_{\text{ЕКВ}} = \sqrt{19,1^2 + 3 \cdot 3,98^2} = 19,5 \text{ МПа.}$$

Матеріал вала – Сталь 40Х;

Межа текучості $\sigma_{\text{T}} = 780 \text{ МПа.}$

Запас міцності за межею текучості

$$n_{\text{T}} = \frac{\sigma_{\text{T}}}{\sigma_{\text{ЕКВ}}} \quad (7.17)$$

$$n_{\text{T}} = \frac{780}{19,5} = 40$$

Умова міцності виконується.

7.4 Розрахунок шпоночного з'єднання вала з колесом

Розрахунки, наведені у цьому розділі, виконані за загальноприйнятими методами [1, 7, 25, 27, 28].

Основні вихідні дані для розрахунку

Матеріал вала – Сталь 40Х.

Межа текучості $\sigma_{0,2} = 780 \text{ МПа.}$

Матеріал шпонки – Сталь 45.

Межа текучості $\sigma_{\text{T}} = 350 \text{ МПа.}$

Матеріал колеса – Сталь 20Х13Л.

Межа текучості $\sigma_{\text{T}} = 440 \text{ МПа.}$

Крутний момент на валу

$$M_{\text{кр}} = 273 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

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 зминання

$$\sigma_{\text{СМ}} = \frac{2M_{\text{кр}}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \quad (7.18)$$

де l_p – робоча довжина шпонки,

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						45
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

t_1 – глибина паза шпонки,

h – висота шпонки,

d – діаметр вала.

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

$$\sigma_{\text{СМ}} = \frac{2 \cdot 273}{0,048 \cdot 0,036 \cdot (0,008 - 0,005)} = 68,7 \cdot 10^6 \text{ Па} = 105,3 \text{ МПа}$$

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

Допустиме напруження змінання

$$[\sigma_{\text{СМ}}] = 0,56 \cdot \sigma_{0,2} \quad (7.19)$$

Для матеріалу вала

$$[\sigma_{\text{СМ}}] = 0,56 \cdot 350 = 196 \text{ МПа}$$

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

Умови міцності на змінання виконується.

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						46
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

8 РОЗДІЛ З ОХОРОНИ ПРАЦІ

8.1 Захист від дії вібрації на організм людини

Захист від дії вібрації на організм людини є важливим аспектом охорони праці, особливо в умовах виробництва, де використовується обладнання, яке генерує вібрації. Вібрація може негативно впливати на здоров'я працівників, викликаючи ряд захворювань, таких як вібраційна хвороба, порушення опорно-рухового апарату, а також негативно впливати на нервову систему та внутрішні органи.

Вплив небезпечної вібрації на працівників здебільшого включає два типи: загальну вібрацію, що проходить через все тіло, і локальну вібрацію, що передається через руки. Загальна вібрація виникає, коли тіло знаходиться на віброуючій поверхні, що зазвичай спостерігається під час різних видів транспортування або при роботі поруч із віброуючими промисловими механізмами. Локальна вібрація передається до тіла через руки і викликана роботою з віброуючими інструментами або виробами, які утримуються руками або пальцями [15].

Методи боротьби з вібрацією базуються на аналізі рівнянь, які описують коливання машин у виробничих умовах, і класифікуються наступним чином [17]:

- 1. Зниження вібрацій у джерелі виникнення.** Це досягається шляхом зменшення або усунення збуджуючих сил. Наприклад, можна покращити балансування обертових частин, зменшити механічні дефекти та налаштувати машини для зниження вібраційних навантажень.
- 2. Регулювання резонансних режимів.** Це здійснюється шляхом раціонального вибору наведеної маси або жорсткості системи, що коливається. Такий підхід дозволяє уникати робочих режимів, які призводять до резонансних коливань, що є найбільш шкідливими.
- 3. Вібродемпферування.** Це зниження вібрації за рахунок сили тертя демпферного пристрою, що перетворює коливальну енергію в теплову. Використання демпферів у конструкції машин дозволяє значно знизити рівень вібрацій.
- 4. Динамічне гасіння.** Введення в коливальну систему додаткової маси або збільшення жорсткості системи дозволяє зменшити амплітуду коливань.

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						47
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

віброзахисний одяг та взуття, що забезпечують додатковий бар'єр між джерелом вібрації і людиною. Організаційні заходи також відіграють ключову роль у захисті від вібрації. Регулярне проведення технічного обслуговування і налаштування обладнання допомагає знизити рівень вібрацій, що виникають під час його роботи. Важливо дотримуватись регламенту робочого часу і забезпечувати перерви для працівників, що працюють в умовах підвищеної вібрації. Це дозволяє знизити кумулятивний ефект впливу вібрації на організм та запобігти розвитку хронічних захворювань.

Крім того, необхідно проводити регулярні медичні огляди працівників, які піддаються впливу вібрації. Раннє виявлення симптомів вібраційної хвороби дозволяє вжити своєчасних заходів для запобігання розвитку серйозних ускладнень. Освітні програми для працівників, що включають інструктаж з безпечного поводження з віброгенеруючим обладнанням, а також навчання правильним методам роботи, можуть значно знизити ризики негативного впливу вібрації.

Розробка та впровадження інженерних заходів також є ефективним способом зниження вібраційного впливу. Встановлення віброзахисних основ під обладнанням, використання демпферів та амортизаторів, а також впровадження конструкційних змін, що знижують рівень вібрації, сприяють створенню безпечного робочого середовища.

В цілому, захист від дії вібрації на організм людини вимагає системного підходу, що включає використання індивідуальних засобів захисту, організаційних і технічних заходів, а також регулярний медичний контроль. Лише комплексний підхід дозволить ефективно знизити вплив вібрації та забезпечити безпеку і здоров'я працівників.

Для зниження рівня вібрацій критично важливо запобігати резонансним режимам роботи, щоб уникнути резонансу з частотою збуджувальної сили. Резонанс може призводити до значного підвищення амплітуди коливань, що може спричинити пошкодження обладнання і негативно вплинути на здоров'я працівників. Тому необхідно ретельно визначати власні частоти окремих конструктивних елементів.

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						49
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Власні частоти визначаються двома основними методами: розрахунковим і експериментальним.

Розрахунковий метод полягає у використанні математичних моделей і відомих значень маси та жорсткості елементів для прогнозування їхньої поведінки під дією вібраційних навантажень. Цей підхід дозволяє на етапі проектування передбачити потенційні проблеми і внести необхідні корективи в конструкцію.

Експериментальний метод включає тестування зразків на спеціальних випробувальних стендах. Під час таких випробувань елементи піддаються впливу коливальних навантажень, і за допомогою чутливих датчиків вимірюються їхні власні частоти. Цей метод дозволяє отримати більш точні дані про динамічні характеристики конструкції в реальних умовах експлуатації.

Обидва методи є важливими для створення ефективних віброзахисних заходів. Використання розрахункових моделей дозволяє оперативно проводити аналіз і оптимізацію конструкцій на ранніх етапах розробки. Експериментальні випробування, у свою чергу, підтверджують розрахункові дані і дозволяють виявити неочікувані резонансні явища.

Таким чином, запобігання резонансним режимам і точне визначення власних частот конструктивних елементів є ключовими факторами у зниженні рівня вібрацій і забезпеченні надійної та безпечної роботи обладнання. Це, в свою чергу, сприяє підвищенню продуктивності праці та збереженню здоров'я працівників.

Вібродемпферування. Цей метод зниження вібрації реалізується шляхом перетворення енергії механічних коливань коливальної системи в теплову енергію. Процес вібродемпферування полягає у збільшенні витрати енергії в системі за рахунок використання конструктивних матеріалів з великим внутрішнім тертям. До таких матеріалів належать пластмаси, металогума, сплави марганцю та міді, а також нікелетитанові сплави. Ці матеріали ефективно поглинають енергію вібрацій, перетворюючи її на тепло, що зменшує амплітуду коливань [20].

Для підвищення ефективності вібродемпферування на віброуючі поверхні наносять шари пружнов'язких матеріалів, які мають високі втрати на внутрішнє тертя. Такі матеріали здатні значно зменшувати амплітуду коливань, особливо в області

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						50
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

резонансних частот, де ефект від тертя досягає максимуму. Це пояснюється тим, що при резонансі значення впливу сил тертя на зменшення амплітуди коливань значно зростає, дозволяючи ефективно гасити вібрації.

Вібродемпферні покриття і матеріали широко використовуються в різних галузях промисловості, де важливо знизити рівень вібрацій для підвищення надійності і довговічності обладнання, а також для забезпечення комфорту і безпеки працівників. Завдяки використанню сучасних матеріалів з високими демпфуючими властивостями, можна значно зменшити негативний вплив вібрацій на конструкції і механізми, а також знизити рівень шуму, що супроводжує вібрації.

Таким чином, вібродемпферування є ефективним методом боротьби з вібраціями, що дозволяє підвищити ефективність роботи обладнання і покращити умови праці. Впровадження цього методу у виробничі процеси сприяє підвищенню продуктивності і збереженню здоров'я працівників, зменшуючи ризики, пов'язані з впливом вібрацій.

Вібrogасіння. Для динамічного гасіння коливань застосовуються різні типи динамічних віброгасників, включаючи пружинні, маятникові, ексцентрикові та гідравлічні. Ці пристрої функціонують шляхом введення додаткової маси або пружного елемента, який коливається в протифазі до основної системи, тим самим зменшуючи амплітуду коливань [18].

Пружинні віброгасники використовують пружини для створення протидіючих коливань, що допомагає знизити рівень вібрацій. Маятникові віброгасники застосовують маятникові механізми, які також забезпечують коливання в протифазі до основної системи. Ексцентрикові віброгасники використовують обертові маси з ексцентриковим розташуванням для створення зворотних коливань, а гідравлічні віброгасники застосовують рідинні демпфуючі системи для поглинання енергії коливань.

Основним недоліком динамічних віброгасників є те, що вони ефективні лише за певної частоти коливань, яка відповідає їх резонансному режиму. Це означає, що віброгасник налаштований на гасіння коливань лише в дуже вузькому діапазоні частот. За межами цього діапазону їх ефективність значно знижується. Тому, якщо

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						51
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

система працює на частотах, які значно відрізняються від резонансної частоти віброгасника, необхідно застосовувати інші методи або налаштовувати віброгасник на нову частоту.

Незважаючи на цей недолік, динамічні віброгасники широко застосовуються в різних галузях промисловості завдяки їх високій ефективності в конкретних умовах. Вони можуть бути особливо корисними в системах, де частота коливань є стабільною і передбачуваною. Наприклад, в машинобудуванні, будівництві і навіть у деяких транспортних системах динамічні віброгасники можуть значно знизити рівень вібрацій, покращуючи надійність і тривалість експлуатації обладнання, а також забезпечуючи комфорт і безпеку для операторів та користувачів.

Впровадження динамічних віброгасників в інженерні системи повинно супроводжуватись ретельним аналізом робочих умов і частотних характеристик для оптимального налаштування і досягнення максимального ефекту гасіння коливань.

Для профілактики вібраційної хвороби у працівників рекомендується дотримуватися спеціального режиму праці. Наприклад, під час роботи з ручними інструментами загальний час, проведений у контакті з вібрацією, не повинен перевищувати дві третини робочого часу. Тривалість безперервного впливу вібрації, включаючи короткі мікропаузи, не повинна перевищувати 15-20 хвилин.

Крім цього, передбачені дві регламентовані перерви для активного відпочинку. Ці перерви дозволяють працівникам виконувати фізичні вправи, які покращують кровообіг і знижують накопичувальний ефект від впливу вібрації. Такі заходи не тільки знижують ризик розвитку вібраційної хвороби, але й сприяють загальному покращенню фізичного стану та самопочуття працівників.

Запровадження такого режиму праці є важливим компонентом профілактики, оскільки тривале перебування під впливом вібрації може призвести до серйозних захворювань опорно-рухового апарату, нервової системи та судин. Тому, крім організації правильного режиму праці, важливо також регулярно проводити медичні огляди працівників для раннього виявлення симптомів вібраційної хвороби та інших пов'язаних із вібрацією захворювань.

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						52
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

До додаткових заходів профілактики можна віднести застосування індивідуальних засобів захисту, таких як антивібраційні рукавиці та спеціальні устілки для взуття, а також організацію робочих місць з урахуванням ергономічних вимог. Усі ці заходи в комплексі дозволяють значно зменшити негативний вплив вібрації на здоров'я працівників і забезпечити безпечні умови праці.

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						53
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

9 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

9.1 Виробнича структура підприємства, цеху

Виробнича діяльність є основою для виготовлення будь-якої продукції. Виробництво включає сукупність взаємопов'язаних основних, допоміжних і обслуговуючих процесів праці, а також природних процесів, у результаті яких вихідні матеріали перетворюються на готові вироби. Від ефективності організації виробництва значною мірою залежить успішність діяльності будь-якого підприємства.

Особливо важливим є вивчення особливостей організації галузевої структури виробництва. Виробнича структура підприємства визначається об'єктом виробництва, характером технології його виготовлення та кінцевою продукцією. Це означає, що кожне підприємство повинно розробляти свою виробничу структуру з урахуванням специфіки своєї продукції та технологічних процесів, що застосовуються.

Ефективна організація виробництва включає оптимізацію всіх етапів технологічного процесу, забезпечення якісного взаємозв'язку між основними та допоміжними процесами, а також належне обслуговування виробничих ліній і устаткування. Це вимагає ретельного планування, постійного моніторингу та вдосконалення виробничих процесів.

Дослідження галузевої структури виробництва дозволяє підприємству адаптувати свої виробничі процеси до змін на ринку, впроваджувати нові технології і підвищувати конкурентоспроможність. Важливими аспектами є також управління ресурсами, мінімізація витрат і забезпечення високої якості продукції.

Отже, виробнича діяльність і організація виробництва є ключовими факторами успішної діяльності підприємства. Вони визначають здатність підприємства швидко реагувати на зміни в ринкових умовах, впроваджувати інновації та забезпечувати високу ефективність своєї діяльності.

Склад цехів і служб, які беруть участь у реалізації виробничого процесу, а також форми їх взаємозв'язків формують виробничу структуру підприємства. Ця структура визначається специфікою об'єкта виробництва, кінцевою продукцією, а

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						54
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

також характером і особливостями технологічних процесів, що застосовуються для її виготовлення.

Виробнича структура підприємства включає різні підрозділи, такі як основні цехи, допоміжні служби, ремонтні підрозділи, склади і логістичні відділи. Кожен з цих елементів відіграє важливу роль у забезпеченні безперервності та ефективності виробничого процесу. Основні цехи безпосередньо займаються переробкою сировини та виготовленням продукції, допоміжні служби підтримують основні виробничі процеси, забезпечуючи їх необхідними ресурсами, ремонтом і обслуговуванням обладнання.

Форми взаємозв'язків між цехами і службами визначаються виробничими потребами і логікою технологічного процесу. Це можуть бути як лінійні взаємозв'язки, коли кожен підрозділ виконує свою функцію в певній послідовності, так і більш складні мережеві взаємозв'язки, що включають взаємодію між декількома підрозділами одночасно.

Специфіка виробничої структури підприємства залежить від типу продукції, що виробляється, і технологічних вимог до її виготовлення. Наприклад, на підприємствах з масовим виробництвом структура буде орієнтована на максимальну ефективність і швидкість потокових процесів, тоді як на підприємствах з індивідуальним або дрібносерійним виробництвом буде приділятися більше уваги гнучкості і здатності швидко переналаштовувати виробничі лінії для виготовлення різних продуктів.

Отже, виробнича структура підприємства є ключовим елементом його організації, що визначає ефективність і продуктивність виробничих процесів. Вона повинна бути ретельно спланована і оптимізована з урахуванням особливостей продукції та технологій, що використовуються, для забезпечення високої якості та конкурентоспроможності готової продукції.

Залежно від форми спеціалізації, виробничі підрозділи підприємства організовуються за різними принципами. Ці принципи включають технологічний, предметний і змішаний підходи до організації виробничих процесів:

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

1. Технологічний принцип передбачає організацію підрозділів на основі виконання окремих операцій або видів робіт. Виробничі цехи та відділи спеціалізуються на виконанні конкретних технологічних процесів, таких як обробка матеріалів, складання деталей або проведення тестування. Цей принцип є ефективним для підприємств, де важлива висока точність і спеціалізація на окремих етапах виробництва.

2. Предметний принцип. У цьому випадку виробничі підрозділи організовуються навколо виготовлення певного виду продукції або її складових частин. Кожен підрозділ зосереджується на виробництві конкретного продукту від початку до кінця, що забезпечує високу продуктивність і якість готової продукції. Цей принцип часто використовується в масовому виробництві, де важливо забезпечити швидкість і ефективність потокових процесів.

3. Змішаний принцип (предметно-технологічний) поєднує елементи як технологічної, так і предметної спеціалізації. Виробничі підрозділи організовуються таким чином, щоб враховувати і окремі технологічні процеси, і виготовлення кінцевих продуктів або їх частин. Така організація дозволяє підприємству бути більш гнучким і адаптивним до змін на ринку та в технологіях, забезпечуючи баланс між спеціалізацією і комплексним підходом до виробництва.

Вибір принципу організації виробничих підрозділів залежить від специфіки продукції, технологічних вимог, а також стратегічних цілей підприємства. Від правильного вибору і ефективного впровадження цих принципів залежить успіх підприємства, його здатність швидко реагувати на змінні умови ринку та забезпечувати високу якість і конкурентоспроможність своєї продукції.

Внаслідок технологічної спеціалізації на машинобудівних підприємствах сформувалися три основні групи цехів, кожна з яких виконує певний етап виробничого процесу:

1. Заготівельні цехи. Ці підрозділи відповідають за початкові етапи виробництва, які включають обробку сировини і виготовлення напівфабрикатів. Заготівельні цехи займаються різними процесами, такими як різання, лиття, ковка, штампування та інші методи підготовки матеріалів, які потім використовуються

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						56
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

для подальшої обробки і складання. Основна мета цих цехів – забезпечити високоякісні заготовки для наступних виробничих етапів.

2. Оброблювальні цехи. У цих підрозділах здійснюється точна механічна обробка заготовок для надання їм необхідних форм, розмірів і характеристик. До оброблювальних цехів належать токарні, фрезерні, свердлильні, шліфувальні та інші види обробки. Ці цехи оснащені високоточним обладнанням і інструментами, що дозволяє досягати високих стандартів якості і точності. Завдяки оброблювальним цехам, заготовки перетворюються на готові деталі і вузли, готові до складання.

3. Складальні цехи. Ці підрозділи відповідають за фінальний етап виробничого процесу – складання готових виробів з окремих деталей і вузлів. Складальні цехи проводять механічну, електричну та гідравлічну збірку, встановлення систем управління та тестування готової продукції. Основна мета складальних цехів – забезпечити надійність і функціональність кінцевих виробів, готових до експлуатації або подальшого постачання замовникам.

Такий поділ виробничих цехів на машинобудівних підприємствах дозволяє оптимізувати виробничий процес, підвищити його ефективність і якість продукції. Кожен цех спеціалізується на виконанні певних завдань, що сприяє зменшенню витрат часу і ресурсів, а також підвищенню професійної майстерності працівників. Завдяки такій спеціалізації підприємства можуть швидко адаптуватися до змін у технологіях та вимогах ринку, забезпечуючи конкурентоспроможність своєї продукції.

Подальше зростання масштабів виробництва і деталізація технологічного процесу призвели до розвитку спеціалізованих ливарних цехів: чавунного, сталевого і кольорового лиття. Ці цехи дозволяють більш ефективно виконувати завдання з виготовлення різних видів лиття, забезпечуючи високу якість і продуктивність.

Поглиблення спеціалізації в механічній обробці сприяло створенню окремих підрозділів, таких як токарний, шліфувальний і слюсарно-складальний цехи. Ці цехи спеціалізуються на конкретних видах обробки деталей, що дозволяє підвищити точність і ефективність виробничих процесів.

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

При використанні технологічного принципу організації виробництва, обладнання розташовують з урахуванням виконання однорідних технологічних операцій для обробки різних деталей. Це означає, що обладнання згруповане за типом виконуваних робіт, утворюючи однотипні групи. Наприклад, у механічному цеху на одній ділянці можуть бути зосереджені лише токарні верстати, на іншій – стругальні, а на третій – фрезерні. Таке розташування обладнання сприяє оптимізації робочого процесу, зменшенню витрат часу на переналагодження та покращенню умов праці для працівників.

Завдяки цій спеціалізації і групуванню обладнання за типом технологічних операцій, підприємства можуть досягати високих показників продуктивності, знижувати витрати і підвищувати якість кінцевої продукції. Це також дозволяє швидше і ефективніше навчати персонал, оскільки працівники зосереджуються на виконанні конкретних операцій, що підвищує їхню кваліфікацію і професіоналізм.

Однак, технологічний принцип організації виробництва має і свої недоліки. При значному різноманітті продукції виникає потреба в частих переходах від одних технологічних операцій до інших. Це призводить до необхідності додаткового часу на переналагодження верстатів, що подовжує виробничий цикл. Крім того, такі зміни ускладнюють планування виробничого процесу та порушують зв'язки між підрозділами і робочими місцями. Це збільшує обсяг облікових операцій і призводить до зростання незавершеного виробництва.

Такі проблеми роблять технологічний принцип менш економічно вигідним, особливо у великих виробничих масштабах. Часті переналагодження верстатів і складність координації між різними ділянками виробництва можуть суттєво знижувати ефективність підприємства. Крім того, це ускладнює логістику матеріальних потоків і потребує додаткових ресурсів для управління та контролю процесів.

Зважаючи на ці недоліки, технологічний принцип організації виробництва найчастіше застосовується в умовах одиничного та дрібносерійного типу виробництва, де є велика номенклатура деталей і невеликі обсяги виготовлення кожного виду продукції. У таких умовах цей підхід дозволяє зберегти гнучкість і

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						58
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

адаптивність виробничих процесів, що є важливим для задоволення специфічних замовлень клієнтів і забезпечення високої якості продукції.

Тим не менше, навіть у цих умовах підприємствам необхідно постійно вдосконалювати методи організації виробництва, зменшувати час на переналагодження обладнання та покращувати планування, щоб максимально ефективно використовувати ресурси і підвищувати конкурентоспроможність своєї продукції.

При організації цехів і ділянок за предметним принципом створюються сприятливі умови для впровадження передових методів організації виробництва і праці. Розташування обладнання відповідно до послідовності виконання технологічних операцій значно скорочує шлях руху оброблюваних деталей і знижує витрати часу на їх транспортування. Це сприяє підвищенню ефективності виробничого процесу і створює передумови для впровадження потокових і автоматичних ліній.

За предметним принципом обладнання використовується більш повноцінно, а працівники спеціалізуються на виконанні вузького кола операцій. Це підвищує їхню кваліфікацію та покращує організацію праці. У результаті спрощується управління процесом виготовлення виробів, полегшується планування і оперативне управління виробництвом. Відповідальність за якість продукції посилюється, оскільки майстер контролює весь цикл виготовлення виробу. Все це веде до зростання продуктивності праці та зниження собівартості продукції.

Предметний принцип також сприяє спеціалізації працівників, що дозволяє підвищити їх кваліфікацію. Окрім того, спрощення управління виробничим процесом дозволяє легше планувати і оперативно керувати виробництвом, підвищуючи відповідальність за якість продукції.

Однак предметний принцип організації виробництва має і свої недоліки. Основним з них є неповне завантаження обладнання на окремих операціях через невеликий обсяг робіт. Це може призводити до низької ефективності використання ресурсів. Організація таких ділянок є найбільш доцільною при відносно постійній і невеликій номенклатурі виробів, що характерно для крупносерійного і частково масового виробництва.

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						59
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таким чином, предметний принцип організації виробництва має як значні переваги, так і певні обмеження. Використання цього принципу дозволяє покращити організацію праці, підвищити кваліфікацію працівників, полегшити управління виробництвом і знизити собівартість продукції. Водночас, для максимальної ефективності, цей принцип потребує стабільного обсягу робіт і постійної номенклатури виробів.

При предметно-технологічному (змішаному) принципі організації виробничих цехів, заготівельні та обробні цехи спеціалізуються відповідно до різних принципів, оптимізуючи виробничий процес.

Заготівельні цехи, такі як ливарні, штампувальні, пресові та ковальські, спеціалізуються за технологічним принципом. Це означає, що кожен з цих цехів зосереджується на виконанні певного типу технологічних операцій, пов'язаних із підготовкою матеріалів. Наприклад, ливарні цехи займаються виготовленням литих заготовок, штампувальні – формуванням деталей шляхом штампування, пресові – використанням пресового обладнання для обробки матеріалів, а ковальські – ковкою та іншими методами обробки металів. Така організація дозволяє максимально ефективно використовувати спеціалізоване обладнання і технології, підвищуючи продуктивність і якість заготовок.

Обробні цехи, навпаки, спеціалізуються за предметним принципом. Це означає, що ці цехи організовані таким чином, щоб здійснювати повний цикл обробки конкретних деталей або вузлів. Кожен обробний цех зосереджується на виготовленні певного типу продукції, виконуючи всі необхідні операції від початкової обробки до кінцевого складання. Такий підхід дозволяє зменшити витрати часу на транспортування деталей між цехами, скоротити виробничий цикл, а також підвищити відповідальність за якість кінцевого продукту.

Змішаний принцип організації виробництва забезпечує гнучкість і ефективність у використанні ресурсів, дозволяючи підприємству адаптуватися до різних умов і вимог ринку. Він поєднує переваги технологічного принципу, такі як висока спеціалізація і ефективне використання обладнання, з перевагами

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						60
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

предметного принципу, такими як скорочення виробничого циклу і підвищення якості продукції.

Таким чином, предметно-технологічний принцип побудови цехів створює оптимальні умови для комплексного управління виробничими процесами, підвищення продуктивності праці, зниження витрат і забезпечення високої якості кінцевої продукції.

У складі виробничої структури підприємства можна виділити три основні групи цехів:

1. Основні цехи безпосередньо здійснюють процес виробництва продукції, на якій спеціалізується підприємство. Наприклад, на машинобудівному заводі основний виробничий процес включає металургійне та ремонтно-пресове виробництво. Цей процес поділяється на кілька стадій, починаючи з заготівельної, яка виконується сталеливарними, чавунно-ливарними цехами та цехом кольорового лиття. Далі йдуть ковальські, пресові та заготівельно-штампувальні цехи, які забезпечують підготовку і обробку заготовок для подальшого виготовлення деталей і вузлів.

2. Допоміжні цехи підтримують основні виробничі процеси, забезпечуючи необхідні ресурси і послуги. Вони включають ремонтні цехи, які відповідають за обслуговування і ремонт виробничого обладнання, енергетичні цехи, що забезпечують постачання електроенергії, тепла та інших енергоресурсів, а також інструментальні цехи, які виготовляють і обслуговують необхідний інструмент і оснащення. Допоміжні цехи грають ключову роль у підтримці безперервності і ефективності основного виробництва.

3. Обслуговуючі цехи забезпечують загальні умови для нормального функціонування підприємства. Вони включають транспортні цехи, які займаються внутрішнім і зовнішнім транспортуванням матеріалів і готової продукції, складські підрозділи, що забезпечують зберігання сировини, напівфабрикатів і готової продукції, а також адміністративно-господарські служби, які відповідають за загальну організацію і управління підприємством.

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

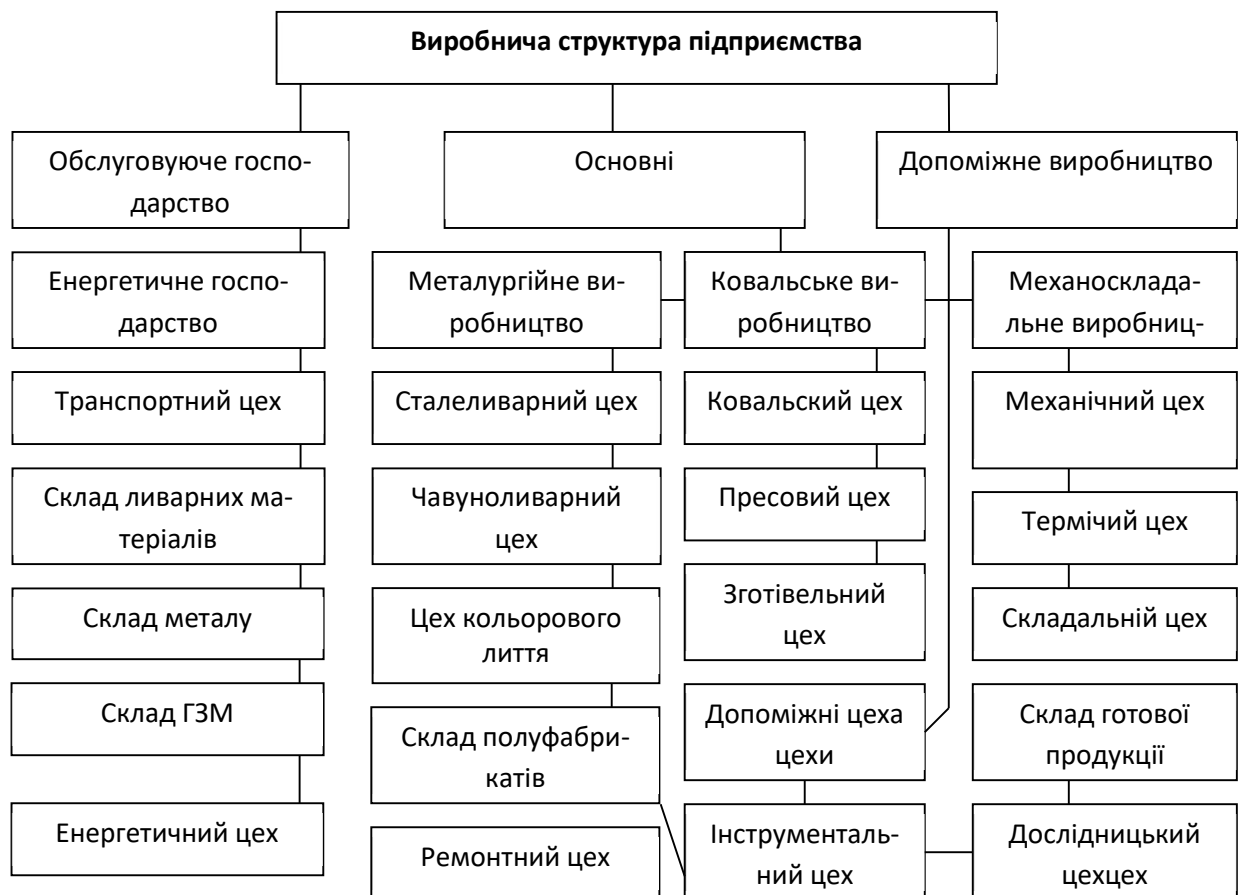


Схема 10.1 – Схема виробничої структури великого машинобудівного заводу

У сукупності ці три групи цехів утворюють виробничу структуру підприємства, де кожен підрозділ виконує свою специфічну функцію, спрямовану на досягнення загальної мети – виготовлення якісної продукції. Взаємодія між цехами забезпечує безперервність виробничого процесу, оптимальне використання ресурсів і ефективне управління підприємством.

Виробничі структури підприємств, організацій, фірм та інших суб'єктів господарювання в різних галузях народного господарства зазвичай значно простіші порівняно з виробничими структурами у важкій промисловості, таких як машинобудування чи металургія. У більшості випадків підприємства інших галузей мають меншу кількість спеціалізованих цехів і підрозділів, що дозволяє спростити їх організацію та управління. Наприклад, підприємства легкої промисловості або сфери послуг зазвичай мають більш лінійну і менш складну виробничу структуру, що включає кілька основних підрозділів, кожен з яких відповідає за певний етап виробничого процесу або надання послуг.

Таким чином, спрощена виробнича структура підприємств в інших галузях народного господарства дозволяє зменшити витрати на управління, швидше адаптуватися до змін і підвищувати ефективність роботи, зосереджуючи ресурси на ключових аспектах своєї діяльності.

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						63
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності «Розрахунок та проектування консольного насоса з використанням теорії подібності» / укладачі: Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. – Суми: Сумський державний університет, 2011. – 37 с.
2. Каталог консольних насосів К [Електронний ресурс]. – Режим доступу : http://ueck.ru/catalog/nasosy/konsolnye_k-item/.
3. ДСТУ 4132-2002. Насоси відцентрові загальнопромислового застосування. Вимоги до проектування, виготовлення, постачання, монтажування та експлуатування. Звід правил.
4. ДСТУ 3063-95. Насоси. Класифікація. Терміни та визначення.
5. Спеціальні гідромашини : навч. посіб. / В. О. Панченко, О. В. Івченко, С. С. Мелейчук, Е. В. Колісніченко, О. В. Рясна; за заг. ред. В. О. Панченка. – Суми : СумДУ, 2021. – 229 с.
6. Панченко В. О. Гідравлічні машини і обладнання нафтових та газових комплексів / Суми : СумДУ, 2018 – 227 с.
7. Кондусь В. Ю. Лопатеві насоси: навчальний посібник / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 294 с.
8. Підконтрольна експлуатація обладнання насосних станцій : навч. посіб. / В. О. Панченко, В. Ф. Герман, О. В. Івченко та ін.; за заг. ред. В. О. Панченка. – Суми : СумДУ, 2020. – 270 с.
9. Дегтярьов І. М. Прогресивні технології виготовлення деталей насосного обладнання : навч. посіб. / І. М. Дегтярьов, А. О. Нешта, В. О. Колесник. – Суми : СумДУ, 2021. – 265 с.
10. Гідравліка : підручник / О. В. Ратушний, О. Г. Гусак. – 2-ге вид., перероб. – Суми : СумДУ, 2022. – 251 с.
11. Гідрогазодинаміка: навч. посіб. / О. Г. Гусак, С. О. Шарапов, О. В. Ратушний. – Суми : СумДУ, 2022.

					131.01.ВР.000.00 ПЗ	Лист
						64
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

12. Фінкельштейн З. Л. Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів : навчальний посібник / З. Л. Фінкельштейн, П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко ; за ред. П. М. Андренка. – Харків : НТУ «ХП», 2014. – 308 с.

13. Монтаж, експлуатація та ремонт гідромашин і гідропневмоприводів : навч. посіб. / В. О. Панченко, О. Г. Гусак, А. А. Папченко, С. О. Хованський. – Суми : Сумський державний університет, 2015. – 151 с.

14. Основи наукових досліджень : навч. посіб. / М. Мальська, Н. Паньків. – Львів : Львівський нац. ун-т ім. І. Франка, 2020. – 226 с.

15. Охорона праці в галузі : навчальний посібник / П. С. Атаманчук, В. В. Мєндерецький, О. П. Панчук, Р. М. Білий. – Київ : Центр учбової літератури, 2017. – 322 с.

16. Пістун І. П. Охорона праці в галузі машинобудування : навчальний посібник [для студентів вузів технічних спеціальностей] / І. П. Пістун, Р. Є. Стець, І. О. Трунова. – Суми : Університетська книга, 2017. – 556 с.

17. Сокурєнко В. В. Безпека життєдіяльності та охорона праці : підручник / В. В. Сокурєнко, О. М. Бандурка, С. М. Бортник. – Харків : ХНУВС, 2021. – 308 с.

18. Краснянський М. Ю. Екологічна безпека: навчальний посібник. – Київ : Видавничий дім «Кондор», 2018. – 180 с.

19. Основи професійної безпеки та здоров'я людини : підручник / В. В. Березуцький [та ін.] ; під ред. проф. В. В. Березуцького. – Харків : НТУ «ХП», 2018. – 553 с.

20. Олійник П. В., Омельчук С. Т., Чаплик В. В. [та ін.] Цивільний захист : підручник. – Вінниця : Нова Книга, 2013. – 328 с.

21. Гідродинамічні передачі і приводи: конспект лекцій: у 2 ч. (Ч. 1. Гідродинамічні муфти) / укладач О. І. Котєнко. – Суми : Сумський державний університет, 2015. – 109 с.

22. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід. – Ч. І. Гідравліка і гідравлічні машини/ В. Р. Кулінченко, І. В. Дубковецький, О. М. Демєнюк. – Київ : НУХТ, 2012. – 246.

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

23. Підконтрольна експлуатація обладнання насосних станцій [Електронний ресурс] : конспект лекцій для студ. спец. 131 «Прикладна механіка» освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика») / В. О. Панченко, В. Ф. Герман. – Електронне видання каф. Прикладної гідроаеромеханіки. – Суми : СумДУ, 2020. — 264 с.

24. Ратушний О. В. VI технологічний уклад: перспективи розвитку систем, які передають енергію рідині : монографія / О. В. Ратушний. – Суми : Вид-во СумДУ, 2020. – 212 с.

25. Rzhebaeva N. K. Calculation and Designing of Centrifugal Pumps: study guide / N. K. Rzhebaeva, E. E. Rzhebaev. – Sumy : Sumy State University, 2016. – 205 p.

26. Срібнюк С. М. Насоси і насосні установки : навч. посіб. / С. М. Срібнюк. – Київ : ЦУЛ, 2017. – 312 с.

27. Гусак О. Г. Теорія гідромашин : навч. посіб. / О. Г. Гусак, В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2022. – 158 с.

28. Методичні вказівки до виконання курсового та дипломного проектування зі спеціальності 05050205 "Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика": для студ. денної та заочної форм навчання / Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. — Суми : СумДУ, 2013. — 48 с.

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