

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

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на тему

**Розробка консольного насоса загального призначення
типу «К» на параметри: $Q = 160 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 65 \text{ м}$**

зі спеціальності

Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика

Виконавець роботи Ясичев Андрій Віталійович

підпис, дата

Науковий керівник професор, кандидат технічних наук

Ковальов Ігор Олександрович

підпис, дата

Суми 2018

Зміст

Технічне завдання	
Реферат	
Вступ.....	4
1 Загальна характеристика консольних насосів	6
2 Опис конструкції вибраного насоса	8
3 Гідрравлічні розрахунки	10
3.1 Визначення основних геометричних параметрів	10
3.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса	13
3.3 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо	14
3.4 Визначення числа лопатей та їх товщини	15
3.5 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку	16
3.6 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса	16
3.7 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході.....	19
з робочого колеса	19
3.8 Проектування меридіанного перерізу робочого колеса	19
3.9 Методика побудови меридіанного перерізу	21
3.10 Профілювання циліндричної лопаті	23
3.11 Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса.....	28
4 Розрахунок та проектування спірального відводу.....	29
4.1 Розрахунок та проектування спіральної камери	29
4.1.1 Визначення діаметру початкового кола та ширини	29
входу в спіраль	29
4.1.2 Нахил бокових стінок може задаватися відношенням a/h	30
та кутом γ	30
4.1.3 Визначення кута обхвату спіралі (живильної частини) $\varphi_{сп}$	30
4.1.4 Визначення пропускної здатності спіралі Асп. розр.	31
4.2 Визначення площі розрахункового перерізу	31
4.3 Визначення моменту швидкості на виході із робочого колеса.....	31

						6.05050205 20 БР.000.00 ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Ясичев А.В.			Тема: Розробка консольного насоса на параметри $Q = 160 \text{ м}^3/\text{год}$ та $H = 65\text{м}$.	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Ковальов А.В.					2	70
Реценз.						СумДУ, ГМ-41		
Н. Контр.		Алексеевко Н.Г.						
Затверд.								

4.4	Визначення площі проміжних перерізів	33
4.5	Розрахунок дифузійної частини відводу	34
4.6	Побудова плану спіралі.....	35
5	Визначення осьової сили, що діє на ротор насоса	36
6	Визначення радіальної сили.....	38
7	Розрахунок насоса на кавітацію	38
8	Вибір кінцевого ущільнення	40
8.1	Вибір типу ущільнення	40
8.2	Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні	41
9	Розрахунки по вибору двигуна	42
9.1	Вибір двигуна	42
9.2	Розрахунок пускового моменту характеристики.....	43
10	Механічні розрахунки	44
10.1	Розрахунок реакцій в опорах	44
10.2	Розрахунок довговічності підшипників	45
10.3	Розрахунок вала на статичну міцність	47
10.4	Розрахунок шпонкового з'єднання вала з колесом	49
11	Розділ з охорони праці.....	50
12	Економічний розділ	55
13	Технологічний розділ	62
	Список використаної літератури	69
	Додаток А (маршрутна карта).....	70
	Додаток Б (специфікація).....	74

					6.05050205 20 БР.000.00 ПЗ			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		Ясичев А.В.			Тема: Розробка консольного насоса на параметри Q = 160 м ³ /год та Н = 65м.	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>
<i>Перевір.</i>		Ковальов А.В.					3	70
<i>Реценз.</i>						СумДУ, ГМ-41		
<i>Н. Контр.</i>		Алексеевко Н.Г.						
<i>Затверд.</i>								

Вступ

В даний час насосне обладнання насправді грає досить важливу роль в житті кожної людини, хоча і не всі замислюються про це. Це дійсно так. Різноманітне насосне обладнання може застосовуватися з різними цілями - в системах опалення, кондиціонування, забору і підйому води і т. д. Насосні системи використовуються в різноманітних технологічних процесах. Все насосне обладнання, яке пропонується сучасними виробниками, можна розділити на побутове і промислове. Сучасне насосне обладнання сертифікується відповідно до українських і міжнародних норм у цій галузі.

За допомогою побутових насосних установок можна обладнати систему водопостачання, встановити душ, пральню або посудомийну машину на будь-якому рівні будинку. Широкий вибір насосів дозволяє підібрати агрегати на будь які потрібні параметри. Відповідність подачі та напору, не великі габаритні розміри та ціна є головними критеріями при виборі насоса для системи, яку він буде обслуговувати.

Промислові насоси можуть використовуватися в хімічній та нафтовій промисловості, фармацевтиці, теплоенергетиці та т. д. Сучасні насоси можуть здійснювати не тільки підйом чистої води, але і використовуватися для перекачування агресивних рідин. Корпус таких моделей виготовляється з титану, який забезпечує збереження обладнання в агресивному середовищі протягом десятиліть. За допомогою таких насосів здійснюється перекачування, наприклад, солоної води і навіть вибухонебезпечних рідин, нафтопродуктів.

Відцентрові насоси є однією з найпоширеніших різновидів динамічних гідравлічних машин. Вони широко застосовуються: в системах водопостачання, водовідведення, в теплоенергетиці, в хімічній промисловості, в атомній промисловості, в авіаційній і ракетній техніці. З розвитком науково-технічного прогресу до сучасного обладнання пред'являються все більш високі і технічно складні вимоги. Не стали

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		4

винятком і насоси. Основними вимогами, що пред'являються споживачем, є: ефективність, економічність, надійність, а також високий наробіток безперервної роботи. Рішення поставлених завдань може бути виконано як шляхом модернізації або розробки нового обладнання, так і адаптацією систем управління для регулювання параметрів насосної установки.

Особливістю сучасних моделей насосного обладнання є те, що вони споживають незначну кількість електроенергії, яке забезпечується за рахунок систем автоматики, якими оснащуються насоси. Вмикання і вимикання насосного обладнання здійснюється автоматично, в залежності від вимог системи. У промисловості можуть бути використані багатоступінчасті насоси відцентрового типу. Вони можуть застосовуватися для водопідготовки, підвищення тиску.

Сучасні виробники пропонують широкий спектр різноманітних видів насосного обладнання: консольні, дозуючі, установки для підвищення тиску, поверхневі й заглибні, каналізаційні, дренажні і т. д. За допомогою насосного обладнання можна вирішувати найрізноманітніші завдання, в повній відповідності з індивідуальними потребами.

Одним із важливих параметрів насосного обладнання є коефіцієнт швидкохідності n_s . Залежно від його величини лопатеві насоси поділяються на: відцентрові наднизької швидкохідності ($n_s \leq 40$), тихохідні відцентрові ($n_s 40 \div 70$), нормальні відцентрові ($n_s 70 \div 120$), швидкохідні відцентрові ($n_s 120 \div 250$), діагональні ($n_s 250 \div 500$) і осьові ($n_s 500 \div 1000$).

Коефіцієнт швидкохідності сучасних багатоступеневих відцентрових насосів знаходиться в межах від 60 до 120.

Перед насособудівниками нашої країни стоять великі завдання зі створення насосів, які більш економічні, відрізняються малою питомою металомісткістю та високим ступенем уніфікації. Це потребує подальшого розвитку дослідницьких, технологічних і проектно конструкторських робіт у галузі насособудування

1 Загальна характеристика консольних насосів

Конструкція: насос горизонтальний, консольний з осьовим підводом перекачуваної рідини. Базовою деталлю є корпус спіральний з опорними лапами. Напірний патрубок насоса розташований вертикально вгору. Встановлення комбінованого кінцевого ущільнення суттєво знижує зовнішні витрати. Необхідна при перекачуванні кристалічних середовищ промивка насоса після зупинки здійснюється парою без його розбирання. У якості опор ротора застосовуються підшипники кочення. Змащування за вибором споживача – рідка або консистентна. Розвантаження підшипників від осьових навантажень здійснюється імпером. Привід насоса здійснюється через з'єднувальну пружну втулково-пальцеву муфту. Напрямок обертання ротора проти годинниковою стрілкою, якщо дивитися з боку всмоктувального патрубку.

До корпусу насоса кріпиться виймальна частина, що складається з статорних та роторних деталей. До фланця кронштейна, з боку напівмуфти насоса, за допомогою болтів кріпиться стойка. За допомогою стойки та лап, виконаних на корпусі, насос кріпиться до фундаментної рами. Основною деталлю виймальної частини є кронштейн, у розточках якого встановлені підшипники кочення, які є опорами ротора насоса. Ротор насоса складається з валу, робочого колеса, імперера, захисної гільзи, напівмуфти насоса, кріпильних та інших деталей.

У більшості випадків для перекачування води застосовуються відцентрові консольні насоси типу К. В їх ходовій частині знаходиться вал, який спирається на підшипник, на якому розташоване робоче колесо. Також він оснащений компенсаційною камерою, яка дозволяє уникнути можливих протікань при сильному напорі.

В диску робочого колеса можливі розвантажувальні отвори, службовці для урівноваження осьової сили. Вони припустимі для конструкцій

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

потужністю 10 кВт і більше, так як при меншій потужності осьова сила контролюється підшипниками.

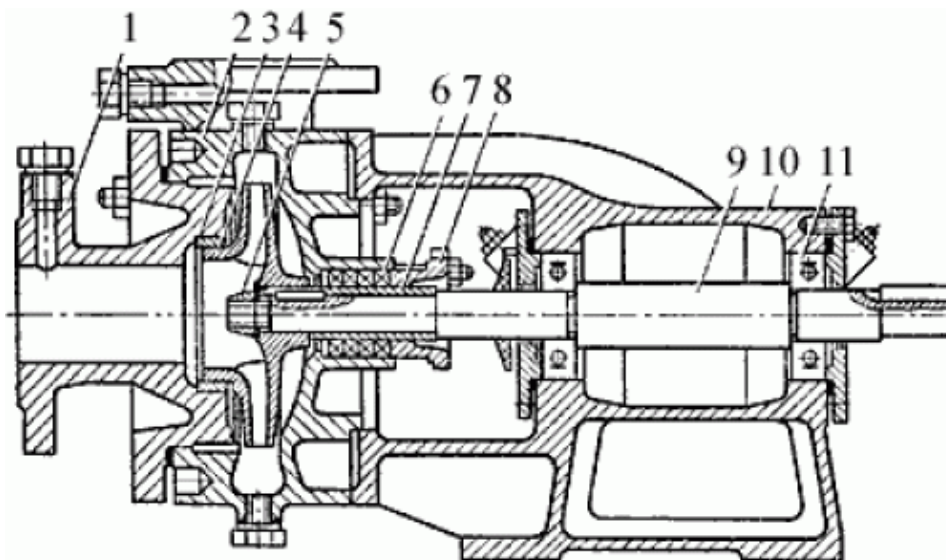


Рисунок 1.1 – Будова консольного насоса - 1. Кришка . 2 корпус. 3.Змінні ущільнюючі кільця. 4. Робоче колесо. 5. Гайка. 6. Сальникове набивання. 7. Змінна втулка. 8. Сальникове кришка. 9.Вал. 10. Опорний кронштейн. 11. Кульковий підшипник.

Принцип роботи консольних насосів нескладний, і визначається конструктивними особливостями.

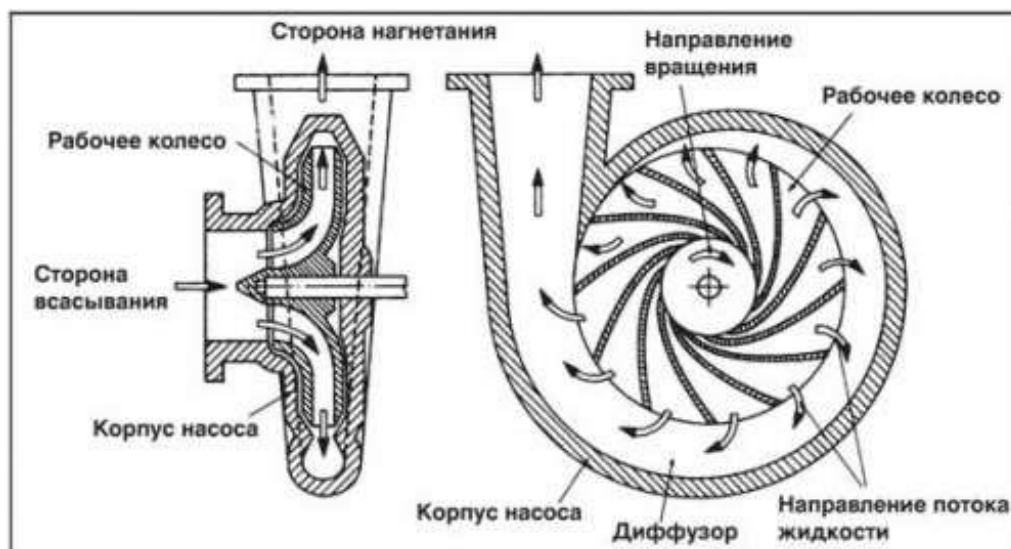


Рисунок 1.2 – Принцип дії консольного насоса

Під час включення електричного двигуна у мережу, лопаті робочого колеса починають обертання, за рахунок цього відбувається тиск і вода перекачується, тим самим вступаючи в один отвір і виходячи в інше, яке знаходиться в протилежній стороні. Обертання робочого колеса робить велике прискорення, що сприяє збільшенню швидкості для перекачування рідини. Однак занадто велике число обертів двигуна, призводить до пониження тиску всмоктувального отвору, що викликає кавітацію. Вона утворюється в процесі пароутворення з подальшою конденсацією повітря, що знаходиться в робочій рідині. Тому вибирати консольний насос потрібно з досвідченою людиною.

2 Опис конструкції вибраного насоса

Насос - відцентровий, горизонтальний, консольний насос, з сальниковим ущільненням валу. Призначений для перекачування води (крім морської), рідин схожих з водою по щільності, в'язкості і хімічній активності. Матеріал основних частин - сірий чавун. У насоса ущільнення валу - сальникове, з "рідким" мастилом підшипникового вузла.

Відцентрові горизонтальні консольні насоси типу К з сальниковим ущільненням валу. Корпус насоса представляє чавунний виливок, в якому виконані вхідний і вихідний патрубкі, спіральні-кільцевий відвід та опорні лапи.

Вхідний патрубок розташований по осі обертання, вихідний патрубок спрямований вертикально вгору і розташований в одній площині з віссю обертання. До корпусу насоса кріпиться фланець кронштейна. Кронштейн з'єднаний з корпусом ущільнення гвинтами. У корпусі ущільнення виконані отвори для подачі охолоджуючої рідини до сальникового ущільнення. При перекачуванні рідини з температурою до 333 К (60 ° С), подача затвора рідини проводиться з корпусу насоса через отвір в корпусі ущільнення (для насосів 1К80-50-200, 1К100-65-250, 1К150-125-315).

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

При перекачуванні рідини температурою понад 333К (600С) подача охолоджувальної (затвора) рідини проводиться від стороннього джерела холодної води (для насосів 1К80-65-160 і 1К100-80-160). Для насосів 1К80-50-200, 1К100-65-250 і 1К150-125-315 необхідно замінити пробки в корпусі ущільнення штуцера на довжину 30 ... 35мм (для перекриття отвору в корпусі ущільнення з боку корпусу).

Робоче колесо насоса типу К - відцентрове, одностороннього входу, закритого типу. Підведення рідини до робочого колеса осьове.

Ротор насоса приводиться в обертання електродвигуном через сполучну втулочно-пальцеву муфту. Опорами ротора є два підшипника, встановлені в кронштейні. Підшипники змащуються консистентним мастилом прес-солідол Ж ГОСТ1033-79. Напрямок обертання ротора - за годинниковою стрілкою, якщо дивитися з боку приводу.

Перекачується, технічна вода ,(крім морської), а також інші рідини, подібні з водою по щільності, в'язкості і хімічній активності з рН = 6: 9, з вмістом твердих часток не більше 1% за масою і розміром не більше 0,2 мм.

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

3 Гідравлічні розрахунки

3.1 Визначення основних геометричних параметрів

Вихідні дані для розрахунку:

- густина перекачуваної рідини: $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$;
- подача: $Q = 160 \text{ м}^3/\text{год}$;
- напір: $H = 65 \text{ м}$;
- частота обертання: $n = 3000 \text{ об/хв.}$

Меридіанний переріз відцентрового робочого колеса наведений на рис. 3.1.

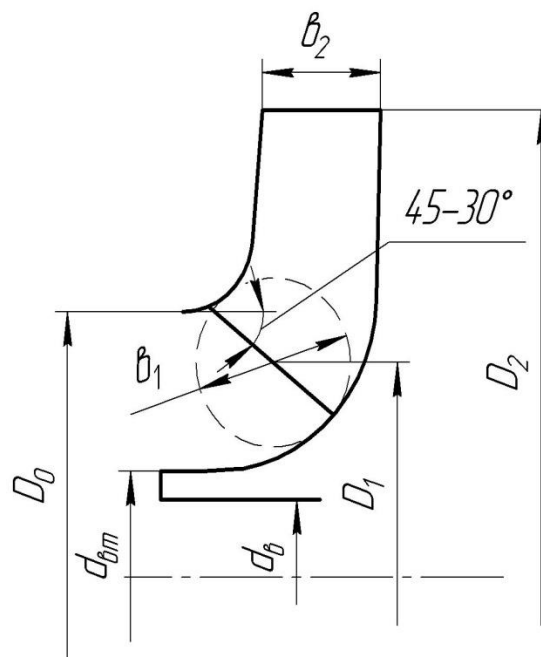


Рисунок 3.1 - Меридіанний переріз робочого колеса відцентрового насоса

Для вибору частоти обертання насоса, розрахуємо коефіцієнт швидкохідності:

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

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

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

H – напір насоса, м.

Кількість ступенів і потоків для проєктованого насоса дорівнює 1.

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

При $n = 3000$ об/хв:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{160}}{60 \cdot 65^{\frac{3}{4}}} = 101.$$

Приведений діаметр робочого колеса визначається за формулою Суханова, мм:

$$D_{1пр} = K_{вх} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{3600 \cdot n}}, \quad (3.2)$$

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

Приймаємо $K_{вх} = 4,0$ для проміжних ступенів насоса.

$$D_{1пр} = 4 \cdot \sqrt[3]{\frac{160}{3600 \cdot 3000}} \cdot 10^3 = 98.$$

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

Визначасмо повне ККД насоса:

Об'ємний ККД визначається по формулі А.А. Ломакіна:

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-(2/3)}}, \quad (3.3)$$

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 101^{-(2/3)}} = 0,97.$$

Гідравлічний ККД визначається по формулі А.А. Ломакіна:

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{[\lg D_{1пр} - 0,172]^2}, \quad (3.4)$$

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{[\lg 98 - 0,172]^2} = 0,77.$$

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

Внутрішній механічний ККД визначається по формулі А.А. Ломакіна:

$$\eta_{\text{мех}'} = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^{-2}}, \quad (3.5)$$

$$\eta_{\text{мех}'} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 101^{-2}} = 0,93.$$

Зовнішній механічний ККД задається $\eta_{\text{мех}} = 0,95 \div 0,99$.

Приймаємо $\eta_{\text{мех}} = 0,98$.

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta_{\text{мех}'} \cdot \eta_{\text{мех}};$$

$$\eta = 0,97 \cdot 0,77 \cdot 0,93 \cdot 0,98 = 0,68.$$

Визначення подачі робочого колеса:

$$Q_{\text{рк}} = \frac{Q}{\eta_0}, \quad (3.6)$$

$$Q_{\text{рк}} = \frac{160}{0,97} = 165 \text{ [м}^3\text{/год]}.$$

Теоретичний напір робочого колеса:

$$H_{\text{т}} = \frac{H}{\eta_{\Gamma}}, \quad (3.7)$$

$$H_{\text{т}} = \frac{65}{0,77} = 85 \text{ [м]}.$$

Потужність, споживана насосом:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta}, \quad (3.8)$$

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 65 \cdot 160}{0,68 \cdot 3600} = 41676 \text{ [Вт]}, \quad 41,68 \text{ [кВт]}.$$

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

Визначення максимальної потужності на валу насоса:

$$N_{\max} = N \cdot 1,1, \quad (3.9)$$

$$N_{\max} = 41676 \cdot 1,1 = 45844 \text{ [Вт]}, \quad 45,84 \text{ [кВт]}.$$

3.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса

Визначення діаметру вала під робочим колесом, м визначається із розрахунку на кручення по формулі:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (3.10)$$

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

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

Крутний момент на валу насоса:

$$M = \frac{30 \cdot N_{\max}}{\pi \cdot n}, \quad (3.11)$$

$$M = \frac{30 \cdot 45844}{3,14 \cdot 3000} = 147 \text{ [Н} \cdot \text{м]}.$$

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

Отже:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 147}{3,14 \cdot 150 \cdot 10^5}} = 0,037 \text{ [м]}.$$

Приймаємо $d_B = 35 \text{ [мм]}$.

Визначення діаметра втулки за формулою:

$$d_{\text{ВТ}} = (1,1 \div 1,4) \cdot d_B, \quad (3.12)$$

$$d_{\text{ВТ}} = 1,2 \cdot 35 = 42 \text{ [мм]}.$$

Приймаємо $d_{\text{ВТ}} = 40 \text{ [мм]}$.

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

3.3 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо

Діаметр вхідної воронки робочого колеса визначається за формулою:

$$D_{1пр} = \sqrt{D_0^2 - d_{вт}^2}. \quad (3.13)$$

Тоді:

$$D_0 = \sqrt{D_{1пр}^2 + d_{вт}^2} = \sqrt{98^2 + 40^2} = 106 [\text{мм}].$$

Швидкість потоку на вході в робоче колесо знаходять з рівняння нерозривності:

$$V_0 = \frac{4 \cdot Q_{рк}}{3600 \cdot \pi \cdot D_{1пр}^2}, \quad (3.14)$$

$$V_0 = \frac{4 \cdot 165}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,098^2} = 6,076 [\text{м/с}].$$

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

Орієнтовно приймають що $D_1 = 0,8 \cdot D_0 = 84,8 [\text{мм}]$.

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

$$V_{1m'} = V_0 = 6,076 [\text{м/с}].$$

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості зростає:

$$V_{1m} = V_{1m'} \cdot \psi_1, \quad (3.15)$$

де $\psi_1 = 1,15 - 1,30$ - коефіцієнт стиснення потоку на вході.

$$V_{1m} = 6,076 \cdot 1,1 = 6,684 [\text{м/с}].$$

Кут потоку на вході розраховується із трикутника швидкостей:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}}, \quad (3.16)$$

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

$$\beta_{1n} = \operatorname{arctg} \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}},$$

де U_1 - переносна швидкість на вході в робоче колесо.

Переносна швидкість на вході в робоче колесо:

$$\beta_{1n} = \operatorname{arctg} \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}}; \quad (3.17)$$

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}; \quad (3.18)$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 84,8 \cdot 10^{-3} \cdot 3000}{60} = 13,32 \text{ [м/с]}.$$

Для одностороннього робочого колеса $V_{1u} = 0$.

Тоді:

$$\beta_{1n} = \operatorname{arctg} \frac{6,684}{13,32 - 0} = 26^\circ.$$

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

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta; \quad (3.19)$$

$$\beta_1 = 26 + 4 = 30^\circ.$$

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

3.4 Визначення числа лопатей та їх товщини

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

Товщину лопаті РК вибирають з технологічних міркувань (у залежності від матеріалу РК, його розмірів і технологічних ливарних можливостей підприємства). Орієнтовно можна прийняти товщину лопаті на вході в РК $S_1 = 2 - 10$ [мм] при $D_2 = 150 - 500$ [мм]. Товщина лопаті на виході з РК S_2

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

часто приймається рівною S_1 , а до середини товщина лопаті плавно зростає. Виходячи з вищевказаного, з обліком того, що матеріал РК - сталь 20Х13Л ГОСТ 977-88, приймаємо товщину лопаті $S_1 = S_2 = 3$ [мм], а число лопатей $z = 7$.

3.5 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку

Уточнимо коефіцієнт стиснення потоку ψ_1 :

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_1}{2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot \sin \beta_1}}; \quad (3.20)$$

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 3 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,424 \cdot \sin 30}} = 1,041.$$

Знайдені значення ψ_1 та β_1 знаходяться в рекомендованих межах:

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

Ширина робочого колеса на вході визначається із рівняння нерозривності:

$$b_1 = \frac{Q_{\text{рк}}}{\pi \cdot D_1 \cdot V_{1m}}; \quad (3.21)$$

$$b_1 = \frac{165/3600}{3,14 \cdot 0,848 \cdot 6,684} = 0,025 \text{ [м]}.$$

3.6 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса

Попереднє значення зовнішнього діаметра робочого колеса D_2 при ($z = \infty$) може бути визначене із основного рівняння роботи лопатевих насосів Ейлера для $V_{1u} = 0$ и $V_{2u} = 0,5U_2$:

$$D_2 = m_2 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}}{n}, \quad (3.22)$$

де $m_2 = 19,1$ при $n_s \leq 100$.

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		16

$$D_2 = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 65}}{3000} = 0,227 \text{ [м]}.$$

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

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

$$V'_{2m} = (0,5 - 1,0) \cdot V_{1m}; \quad (3.23)$$

$$V'_{2m} = 0,6 \cdot 6,684 = 4,01 \text{ [м/с]}.$$

Кут на виході із робочого колеса визначається із трикутника швидкостей:

$$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{W_1}{W_2} \cdot \frac{\psi_2}{\psi_1} \cdot \frac{V_{2m}}{V_{1m}} \cdot \sin \beta_1 \right), \quad (3.24)$$

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

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

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

V_{2m} - меридіальна швидкість на виході із робочого колеса з врахуванням стиснення потоку лопатями, $V_{2m} = \psi_2 \cdot V'_{2m} = 4,41 \text{ [м/с]}$.

$$\frac{W_1}{W_2} = 5,68 \cdot 10^{-5} \cdot n_s^2 - 18,23 \cdot 10^{-3} \cdot n_s + 2,65;$$

$$\frac{W_1}{W_2} = 5,68 \cdot 10^{-5} \cdot 101^2 - 18,23 \cdot 10^{-3} \cdot 101 + 2,65; = 1,388 .$$

Тоді:

$$\beta_2 = \arcsin \left(1,388 \cdot \frac{1,1}{1,1} \cdot \frac{4,41}{6,684} \cdot \sin 30^\circ \right) = 27^\circ.$$

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		17

Колова швидкість на виході із робочого колеса визначається, використовуючи перетворення рівняння Ейлера, м/с:

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2}\right)^2 + g \cdot H_{T\infty} + V_{1u} \cdot U_1}, \quad (3.25)$$

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

Теоретичний напір робочого колеса:

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_r \cdot k_z}, \quad (3.26)$$

де k_z - поправка на кінцеве число лопатей.

Поправка по Майзелю – Стодолею:

$$k_z = 1 - \frac{U_2}{V_{2u\infty}} \cdot \frac{\pi}{z} \cdot \sin \beta_2, \quad (3.27)$$

де $V_{2u\infty}$ знаходиться з трикутника швидкостей:

$$V_{2u\infty} = U_2 - \frac{V'_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2} = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60} - \frac{V'_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2}, \quad (3.28)$$

$$V_{2u\infty} = \frac{3,14 \cdot 0,200 \cdot 3000}{60} - \frac{4,01}{\operatorname{tg} 27} = 23,55 \text{ [м/с]}.$$

Після підстановки отримаємо:

$$U_2 = \frac{3,637}{2 \cdot \operatorname{tg} 25} + \sqrt{\left(\frac{3,637}{2 \cdot \operatorname{tg} 25}\right)^2 + 9,81 \cdot 64 + 0 \cdot 13,32} = 35 \text{ [м/с]};$$

$$k_z = 1 - \frac{35}{23,55} \cdot \frac{3,14}{7} \cdot \sin 25 = 0,718;$$

$$H_{T\infty} = \frac{65}{0,77 \cdot 0,718} = 74 \text{ [м]}.$$

Уточнене значення зовнішнього діаметру D_2 :

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n}; \quad (3.29)$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 35}{3,14 \cdot 3000} = 0,222 \text{ [м]}.$$

Приймаємо $D_2 = 220 \text{ [мм]}$.

3.7 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з робочого колеса

Уточнюємо значення ψ_2' :

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_2}{2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot \sin \beta_2}}; \quad (3.30)$$

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 3 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,10 \cdot \sin 25}} = 1,1.$$

Робимо перевірку $|\psi_2 - \psi_2'| = |1,1 - 1,1| = 0$.

Ширина робочого колеса на виході:

$$b_2 = \frac{Q_{\text{рк}}}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{2m}}; \quad (3.31)$$

$$b_2 = \frac{160/3600}{3,14 \cdot 0,220 \cdot 3,637} = 0,018 \text{ [м]}.$$

Приймаємо $b_2 = 18 \text{ мм}$.

3.8 Проектування меридіанного перерізу робочого колеса

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

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

Колеса із заглибленою втулкою, як правило, застосовуються у одноступінчастих насосах із консольним розміщенням колеса на валу. У таких колесах втулка не стискає вхідний переріз, і діаметр вхідної горловини D_0 дорівнює приведеному діаметру входу у колесо $D_{\text{пр}}$.

Колеса з висунутою втулкою застосовуються у одноступінчастих та багатоступінчастих насосах із прохідним валом та у шнеко-відцентрових насосах.

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

– контури меридіанного перерізу повинні бути плавно окресленими. Кожна зі стінок утворюється двома відрізками прямих, з'єднаних одним або декількома

радіусами (застосовувати лекальні криві не допускається, оскільки це ускладнює виготовлення робочого колеса);

– нахил стінок на виході $\gamma_1 = \gamma_2 = 0 - 5^\circ$. Можливі випадки $\gamma_1 \neq \gamma_2$ (тоді $\gamma_1 > 5^\circ$, а $\gamma_2 = 0$); обираємо окремий випадок: $\gamma_1 > 6^\circ$, $\gamma_2 = 0$.

– при виборі окреслень стінок необхідно уникати як надмірного збільшення осьового розміру робочого колеса, так і значного його зменшення. У першому випадку матимемо нераціональне збільшення довжини, а отже, і маси колеса; у другому внаслідок малого радіуса $R_{\text{п}}$ (рис. 3.1 а) виникає небезпека відриву потоку від передньої стінки. Як правило, це $l_1 = 0$ або $l_1 = 0,05 \cdot D_0$;

$$l_1 = 0,05 \cdot 106 = 5,3 \text{ [мм]}.$$

– площа нормального перерізу проточної частини робочого колеса повинна плавно зростати від входу до виходу.

Місцеве розширення меридіанного перерізу колеса на повороті компенсує стиснення перерізу лопатями, які, як правило, починаються у цій

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

зоні. Зазначене розширення рекомендується виконувати головним чином за рахунок збільшення радіуса кривизни покривного диска колеса. При цьому зменшується нерівномірність розподілу швидкості на повороті, що сприяє зниженню гідравлічних втрат у колесі.

3.9 Методика побудови меридіанного перерізу

Контури меридіанного перерізу знаходимо методом послідовних наближень.

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

Для того щоб з'ясувати характер зміни площі нормального перерізу проточної частини колеса для наміченого меридіанного перерізу, необхідно побудувати графік $F=f(l)$, де l – відстань вздовж середньої лінії меридіанного перерізу колеса від входу до виходу. При цьому робимо так: у намічений меридіанний переріз колеса вписуємо від входу до виходу 8-10 кіл. У зоні повороту потоку кола, як правило, розташовують густіше. Центр першого кола розміщується на лінії, проведеної перпендикулярно до осі колеса через точку, розміщену на відстані l_1 від центра дуги радіусом $R_{\text{п}}$ (див. рис. 2.4 а). Центр останнього кола розміщується на лінії, що визначається зовнішнім діаметром колеса.

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

Далі обчислюємо площі нормальних перерізів:

початкового (на вході у робоче колесо):

$$F_{\text{вх}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_0^2 - d_{\text{вт}}^2); \quad (3.32)$$

$$F_{\text{вх}} = \frac{3,14}{4} \cdot (106^2 - 40^2) = 7564 \text{ [мм}^2\text{]}.$$

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

кінцевого (на виході із робочого колеса):

$$F_{\text{вих}} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2; \quad (3.33)$$

$$F_{\text{вих}} = 3,14 \cdot 220 \cdot 18 = 12434[\text{мм}^2].$$

проміжних:

$$F_i = 2\pi \cdot r_i \cdot b_i; \quad (3.34)$$

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

b_i – діаметр окружності.

Величини r_i та b_i визначаються з креслення.

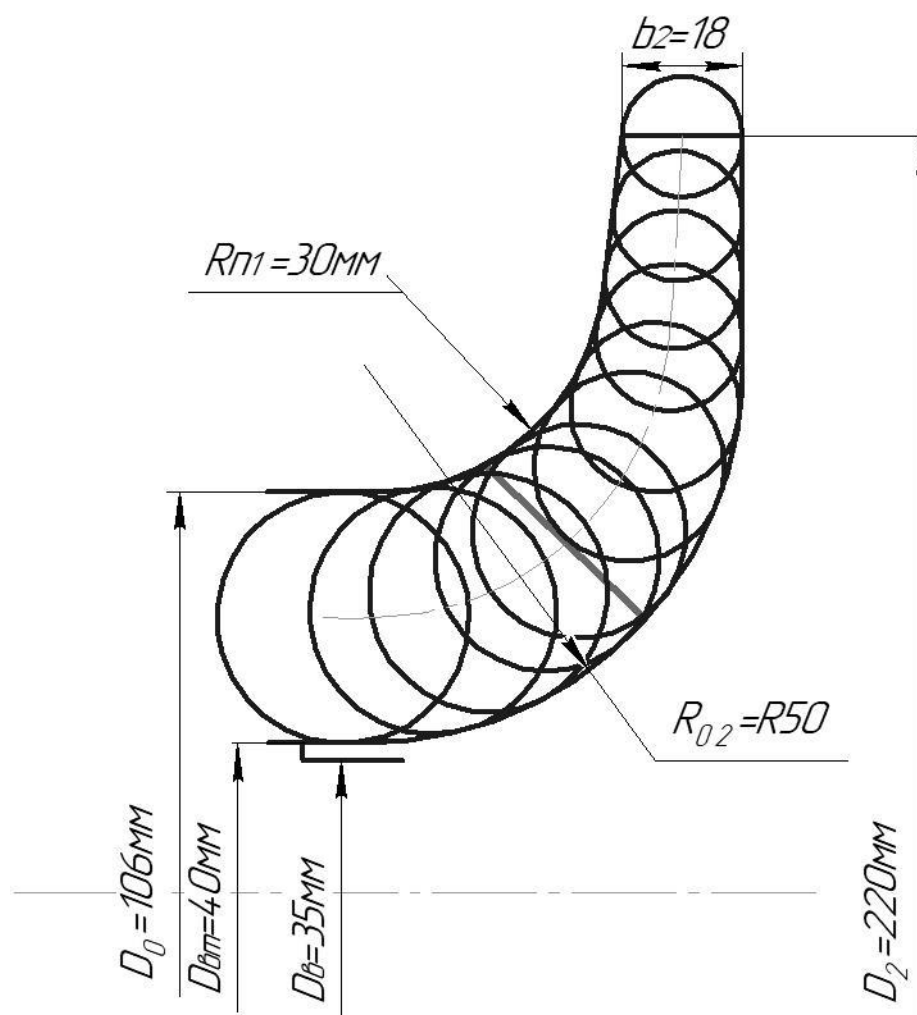


Рисунок 3.2 – Меридіанний переріз

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

Таблиця 1 - Результати обчислення площ нормальних перерізів

Номер точки	r_i , мм	b_i , мм	Δl_i , мм	F_i , мм ²
1	33,45	28,2	0	5927
2	35,6	28,1	15,63	5963
3	36,68	26,9	22,72	6025
4	37,87	25,4	28,54	6158
5	44,2	24,3	36,05	6285
6	49,32	22,6	40,63	6359
7	52,31	20,1	41,84	6487
8	60,87	19,6	42,17	6529
9	67,62	18,4	42,48	6641
10	75,65	16,2	42,89	6769
11	87,21	14	43,22	6832

3.10 Профілювання циліндричної лопаті

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

Профілювання лопаті здійснюється в наступній послідовності:

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

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

$$\Delta L = \frac{R_{к.ц.}}{C} = const, \quad (3.35)$$

де $R_{к.ц.}$ – радіус конформного циліндра, приймаємо $R_{к.ц.} = 150$ мм;

C – константа, приймаємо $C = 10$.

$$\Delta L = \frac{150}{10} = 15 \text{ [мм];}$$

$$\Delta S = \frac{R_{\text{к.ц.}} \cdot \pi}{180} \cdot \Delta \varphi, \quad (3.36)$$

де $\Delta \varphi$ - кут між меридіанним перетином циліндра, що відображає,

$\Delta \varphi = 5-10^\circ$, приймаємо $\Delta \varphi = 10^\circ$.

$$\Delta S = \frac{150 \cdot 3,14}{180} \cdot 10 = 26,2 \text{ [мм]}.$$

Довжина координатної сітки в горизонтальному напрямку визначається кутом обхвату θ . Для низьких n_s $\theta = 70 - 100^\circ$. Приймаємо $\theta = 115^\circ$.

Маємо всі дані для побудови координатної сітки.

Будуємо конформне відображення на поверхні струму:

a – покриваючий диск;

c – середньовитратна лінія струму;

b – основний диск

На відрізку ΔL за умовами конформності:

$$\frac{r_{\text{ср}i}}{\Delta l} = \frac{R_{\text{к.ц.}}}{\Delta L} = 10 = \text{const},$$

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

Поверхня лопаті на розгорненні циліндра профілюється з обліком наступних основних рекомендацій:

- кут нахилу лопаті β , на кожній розрахунковій лінії струму, повинен плавно збільшуватися або зменшуватися від кута β_1 до β_2 ;

- ділянка поверхні лопаті поблизу виходу з РК повинна мати постійний кут обхвату β по кожній розрахунковій лінії струму по довжині, обумовлений на розгорненні циліндра величиною $\delta \geq 0,5t$, де t - лінійний крок лопатей на розгорненні циліндра, мм:

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

$$t = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_{к.ц.}}{z}; \quad (3.37)$$

$$t = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 150}{7} = 135 \text{ [мм]}.$$

Паралелі точок а, b ,с для кожної лінії струму визначають відповідно до розташування вхідної кромки в меридіанному перетині. Перенесення точок вхідної кромки на конформну діаграму проводиться за допомогою властивості конформного відображення у залежності:

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

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

y_i - відповідна відстань на лінії струму.

Розрахунок по розбивці ліній току на відрізки проводимо в табличній формі.

Таблиця 2 – Основний диск

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$r_{ц.м.}$ Мм	143	129	117	106	96	87	79	72	66	60.7
Δl	14.3	12.9	11.7	10.6	9.6	8.7	7.9	7.2	6.6	6.07
$\frac{r_{ц.м.}}{\Delta l}$	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10

Таблиця 3 – Покриваючий диск

№	1	2	3	4	5	6	7	8
$r_{ц.м.}$ Мм	143	129	117	106	96	87	81	78
Δl	14.3	12.9	11.7	10.6	9.6	8.7	8.1	7.7

$\frac{r_{ц.м.}}{\Delta l}$	10	10	10	10	10	10	10	10	10
-----------------------------	----	----	----	----	----	----	----	----	----

Таблиця 4 – Середня лінія

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$r_{ц.м.}$ Мм	143	129	117	106	96	87	79	73	69
Δl	14.3	12.9	11.7	10.6	9.6	8.7	7.9	7.3	6.9
$\frac{r_{ц.м.}}{\Delta l}$	10	10	10	10	10	10	10	10	10

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

Визначимо окружну швидкість по формулі:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_{вх} \cdot n}{60}, \quad (3.37)$$

де $D_{вх}$ - діаметр окружності на який лежить дана точка входу, м.

Струминка а:

$$U_{1a} = \frac{3,14 \cdot 0,095 \cdot 3000}{60} = 17 \text{ [м/с]}.$$

Струминка в:

$$U_{1b} = \frac{3,14 \cdot 0,08 \cdot 3000}{60} = 14 \text{ [м/с]}.$$

Струминка с:

$$U_{1c} = \frac{3,14 \cdot 0,059 \cdot 3000}{60} = 9,10 \text{ [м/с]}.$$

Визначаємо кут потоку на вході в РК без урахування стиснення по формулі:

$$\beta_{1n} = \operatorname{arctg} \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}}. \quad (3.38)$$

Струминка а:

$$\beta_{1na} = \operatorname{arctg} \frac{6,684}{17 - 0} = 22^\circ.$$

Струминка б:

$$\beta_{1nb} = \operatorname{arctg} \frac{6,684}{14 - 0} = 27^\circ.$$

Струминка с:

$$\beta_{1nc} = \operatorname{arctg} \frac{6,684}{10 - 0} = 31^\circ.$$

Знаходимо кут потоку на вході з урахуванням кута атаки:

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta; \quad (3.39)$$

$$\beta_{1a} = 20 + 3 = 25^\circ;$$

$$\beta_{1b} = 24 + 5 = 33^\circ;$$

$$\beta_{1c} = 30 + 7 = 38^\circ.$$

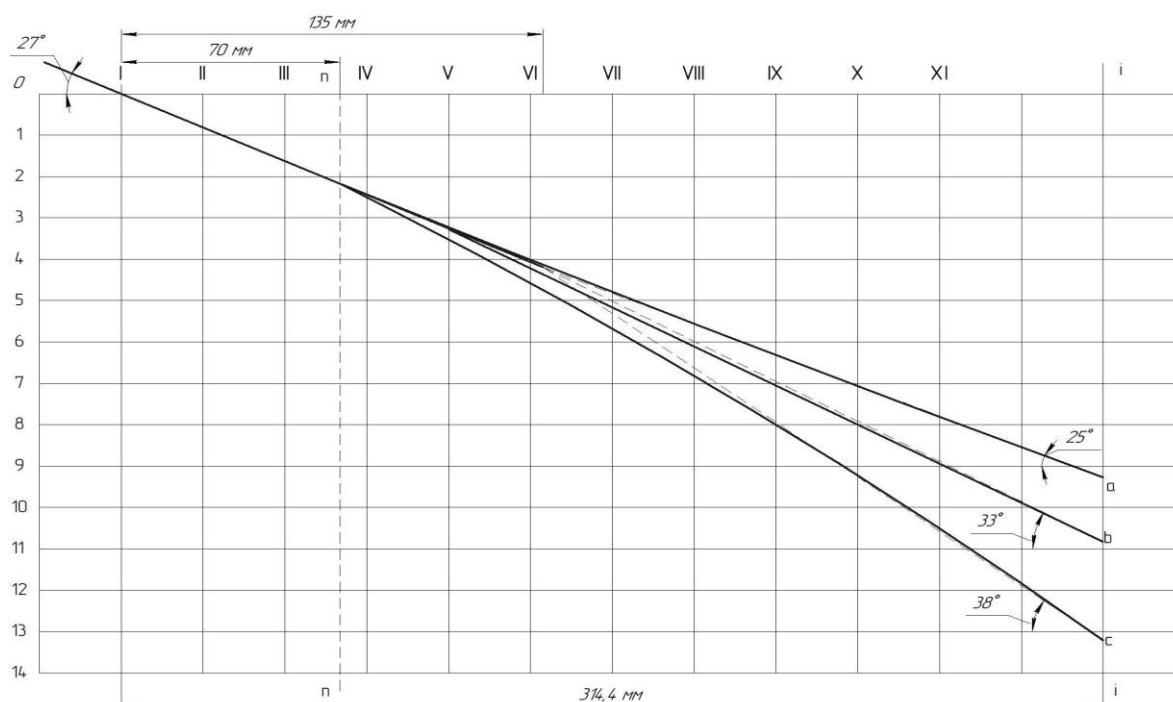


Рисунок 3.3 – Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра (конформна діаграма)

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

3.11 Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса

Меридіанними лініями називають лінії перетину поверхні лопаті, що проходять через ось робочого колеса.

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

Для переносу відповідних точок з комфортної діаграми на лінії току меридіанного перерізу використовується відношення:

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

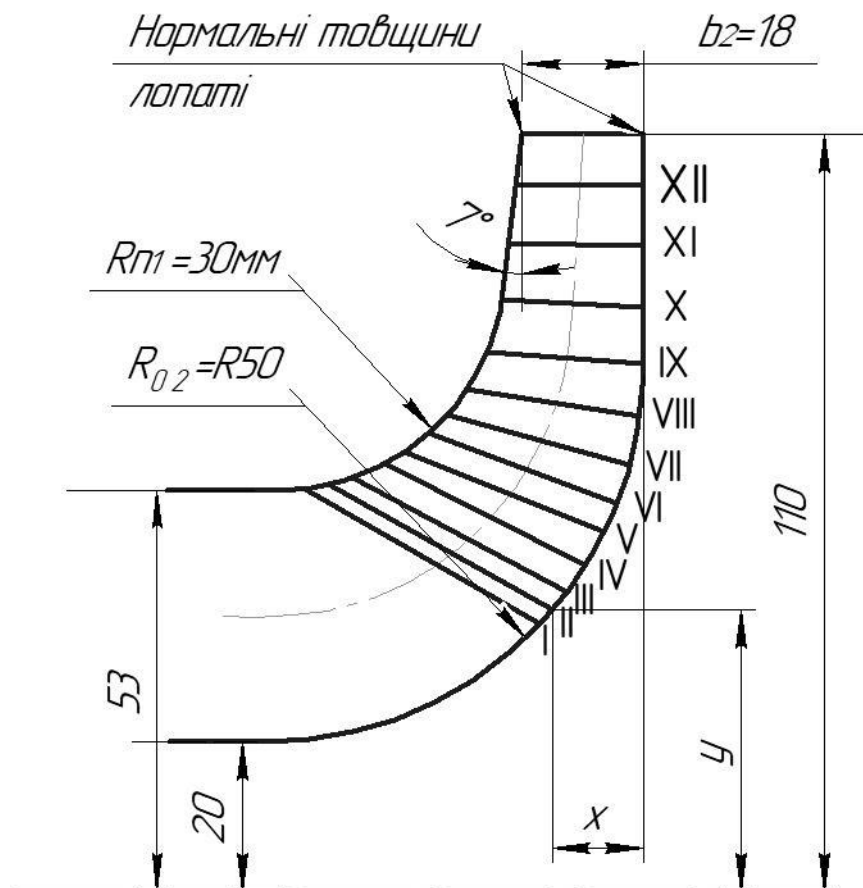


Рисунок 3.4 – Меридіанні перерізи лицьової сторони поверхні лопаті

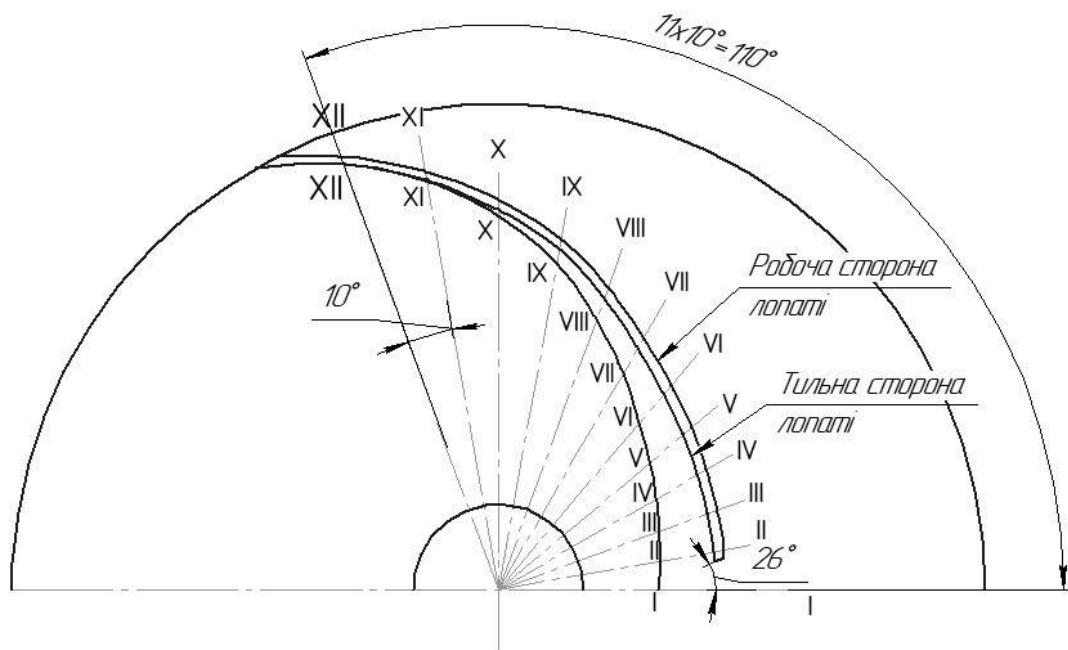


Рисунок 3.5 – Лопать в плані

4 Розрахунок та проектування спірального відводу

4.1 Розрахунок та проектування спіральної камери

4.1.1 Визначення діаметру початкового кола та ширини входу в спіраль

Вихідні дані для розрахунку спірального відводу:

Подача насоса:	$Q = 160$ [м ³ /год]
Напір насоса:	$H = 65$ [м]
Частота обертів ротора:	$n = 3000$ [об/хв]
Коефіцієнта швидкохідності:	$n_s = 101$
Гідравлічний ККД:	$\eta_r = 0,77$
Зовнішній діаметр р.к.:	$D_2 = 220$ [мм]
Ширина р.к. на виході:	$b_2 = 18$ [мм]

Розміри D_3 та b_3 є постійними для спіральної камери.

Діаметр початкового кола D_3 рекомендовано вибирати при умовах мінімальних гідравлічних втрат в зазорі між р.к. та відводом та мінімального рівня віброактивності насоса. Цій умові задовольняє наступний вираз для D_3 :

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

$$R_3 = (1 + 10^{-3} \cdot 101) \cdot 0,11 = 0,12 \text{ [м]}.$$

Ширину входу в спіраль b_3 вибирають в залежності від ширини р.к..

Для визначення b_3 рекомендовані наступні залежності:

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

де $m = 1,75$.

$$b_3 = 1,75 \cdot 18 = 0,32 \text{ [м]}.$$

4.1.2 Нахил бокових стінок може задаватися відношенням a/h та кутом γ

$a/h = 0.2 \div 0.3$ в розрахунковому перерізі $n_s = 50 - 60$.

$a/h = 0.25 \div 0.4$ в розрахунковому перерізі $n_s > 80$.

Приймаємо $a/h = 0.3$. Радіус заокруглення r' рекомендують визначати з умов:

$$r' = (0,5 \dots 0,7) \cdot b_3, \quad (4.3)$$

$$r' = 0,5 \cdot 32 = 16 \text{ [мм]}.$$

4.1.3 Визначення кута обхвату спіралі (живильної частини) $\varphi_{сп}$

Таблиця 5 – Залежність кута обхвату спіралі від коефіцієнту швидкохідності

n_s	50-70	70-90	90-110	110-130	130-150	150-180	180-210	210-240	>240
$\varphi_{сп}$, град.	360	350	345	340	335	330	325	320	315

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ				Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					30

4.1.4 Визначення пропускної здатності спіралі $A_{\text{сп.розр.}}$

Пропускную здатність спіралі визначають по заданим параметрам подачі, напору та n :

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

$$A_{\text{сп.розр.}} = \frac{345}{360} \cdot \frac{3,14 \cdot 0,77 \cdot 3000 \cdot 160}{30 \cdot 65 \cdot 9,81 \cdot 3600} = 0,016 \text{ [м]}.$$

4.2 Визначення площі розрахункового перерізу

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

В таблиці ΔQ_i визначається по формулі:

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

де $\Delta r_i = 6 \text{ [мм]}$.

4.3 Визначення моменту швидкості на виході із робочого колеса

$$K_2 = \frac{30 \cdot H \cdot g}{\pi \cdot \eta_{\Gamma} \cdot n}; \quad (4.5)$$

$$K_2 = \frac{30 \cdot 65 \cdot 9,81}{3,14 \cdot 0,77 \cdot 3000} = 2,64 \left[\frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right].$$

Значення переносимо з меридіанного перерізу спіралі при відповідних значеннях $\Delta r_i = 6 \text{ [мм]}$. Кінцевим для розрахунку є значення $\sum Q_i > Q$.

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
						31
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таблиця 6 – Побудова меридіанних перерізів спіралі.

№	r_i	b_i	$B_i = \frac{b_i}{r_i}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$	$K_2 \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r$	$\sum \Delta Q_i$
1	161	28	0.174	0.19	0.008	0.0082
2	171	35.3	0.206	0.221	0.0093	0.0177
3	181	42.6	0.235	0.248	0.0104	0.0284
4	191	49.8	0.261	0.273	0.0115	0.0402
5	201	57.1	0.284	0.295	0.0124	0.053
6	211	64.4	0.305	0.3145	0.0132	0.067
7	221	71.7	0.324			

По табличним даним будується графік $Q = f(r)$. По осі Q відкладаємо $Q = Q_{роз.}$ і радіус H_8 буде відповідати розрахунковому, а площа трапеції на меридіанному перерізі - площі розрахункового перерізу $F_{роз.}$.

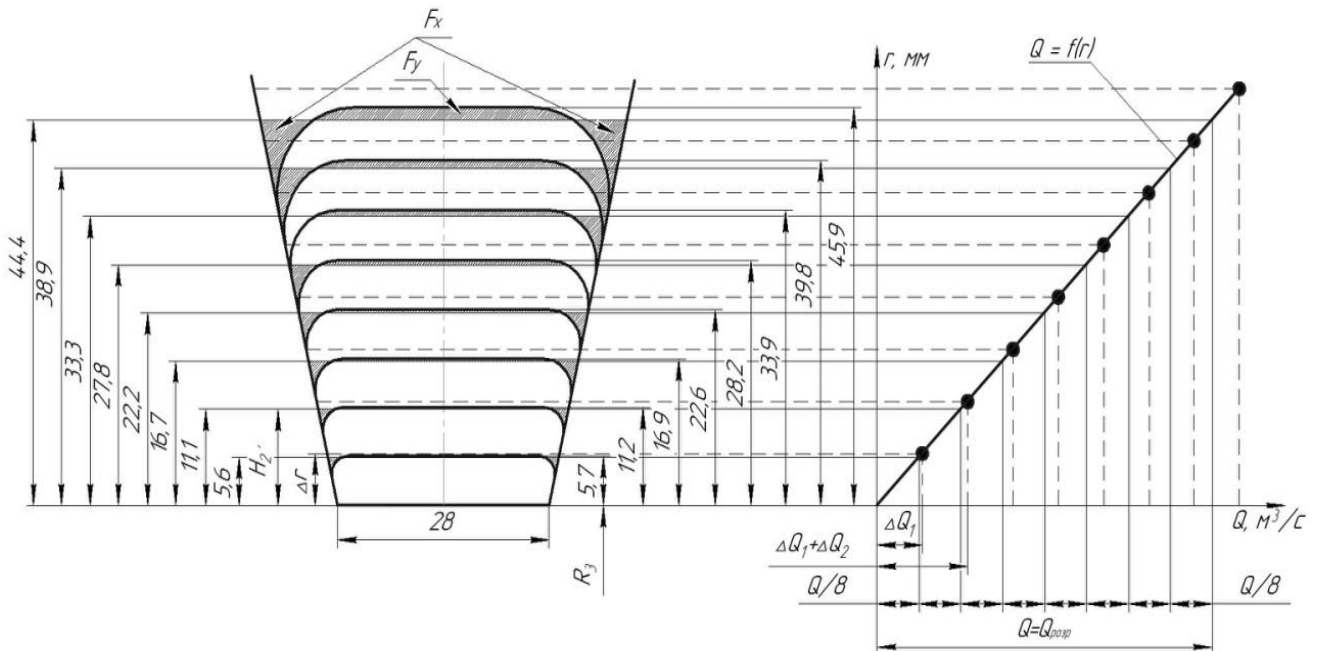


Рисунок 4.1 – Побудова меридіональних перерізів відводу

Гострі кути трапеції з кругляємо радіусом r_0 за умови забезпечення рівності статичних моментів площ F_x та F_y .

Перевірка правильності визначення $F_{роз.}$.

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

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

де $A_{сп.граф.}$ - пропускну здатність, знайдена аналітичним способом.

$$(0,95 \dots 1,0) \cdot A_{сп.граф.} = A_{сп.розр.} = \frac{F_{пр}}{\rho},$$

де ρ - полюсна відстань. Для простоти побудови приймемо $\rho = R_3 = 120[\text{мм}]$;

$$F_{пр} = 1772,1 [\text{мм}^2] - \text{приведена площа.}$$

Тоді:

$$A_{сп.розр.} = \frac{1772,1}{110} = 16,11 [\text{мм}] = 0,01611 [\text{м}].$$

Тоді

$$\frac{A_{сп.розр.}}{A_{сп.граф.}} = \frac{0,016}{0,01611} = 0,993.$$

Можна зробити висновок, що площа розрахункового перерізу визначена вірно.

4.4 Визначення площі проміжних перерізів

Площа проміжних перерізів визначається графічним способом, використовуючи графік $Q = f(r)$. Для цієї ділянки прямої осі від до ділимо на 8 рівних частин, а потім побудовою отримуємо відповідні проміжні перерізи трапеції.

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		33

4.5 Розрахунок дифузорної частини відводу

$$D_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V_{\text{вих}}}}, \quad (4.6)$$

де $V_{\text{вих}} = 2 - 8$ [м/с] - середня швидкість в напірному патрубку.

Приймаємо $V_{\text{вих}} = 5$ [м/с], тоді:

$$D_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 160}{3,14 \cdot 5 \cdot 3600}} = 0,106[\text{м}].$$

Згідно рекомендацій корегуємо $D_{\text{вих}}$ згідно рекомендацій та приймаємо $D_{\text{вих}} = 100$ мм.

Довжина дифузора повинна знаходитись з умов мінімальних гідравлічних втрат:

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

де $\varepsilon_{\text{опт}} = 8 \dots 10^\circ$ – кут конусності дифузора. Приймаємо $\varepsilon_{\text{опт}} = 9^\circ$;

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

$$d_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{роз}}}{\pi \cdot V_{\text{вих}}}};$$
$$d_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0036}{3,14 \cdot 5}} = 0,032[\text{м}].$$

Тоді довжина дифузора дорівнює:

$$L = \frac{D_{\text{вих}} - d_{\text{екв}}}{2 \cdot \text{tg}\left(\frac{\varepsilon_{\text{опт}}}{2}\right)}; \quad (4.8)$$

$$L = \frac{0,11 - 0,028}{2 \cdot \text{tg}\left(\frac{9}{2}\right)} = 0,190[\text{м}].$$

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34

4.6 Побудова плану спіралі

План спіралі будується за такою послідовністю: від початку кола відкладають відповідні висоти, отримані точки з'єднують дугами різних радіусів, дуга кожного радіусу повинна без перегинів спрягатися з дугою наступного.

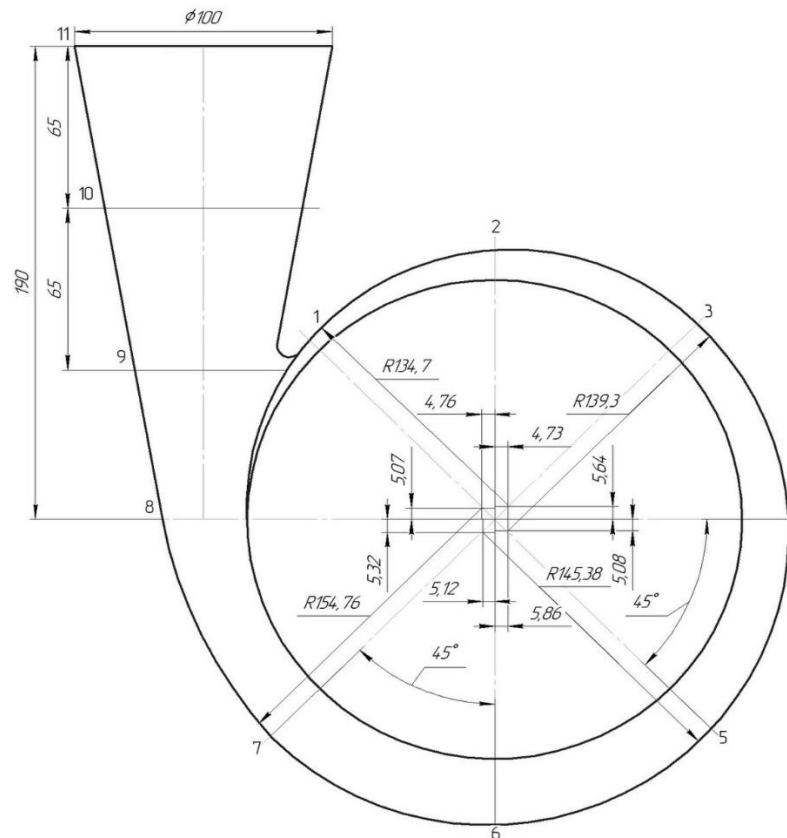


Рисунок 4.2 – План спірального відводу

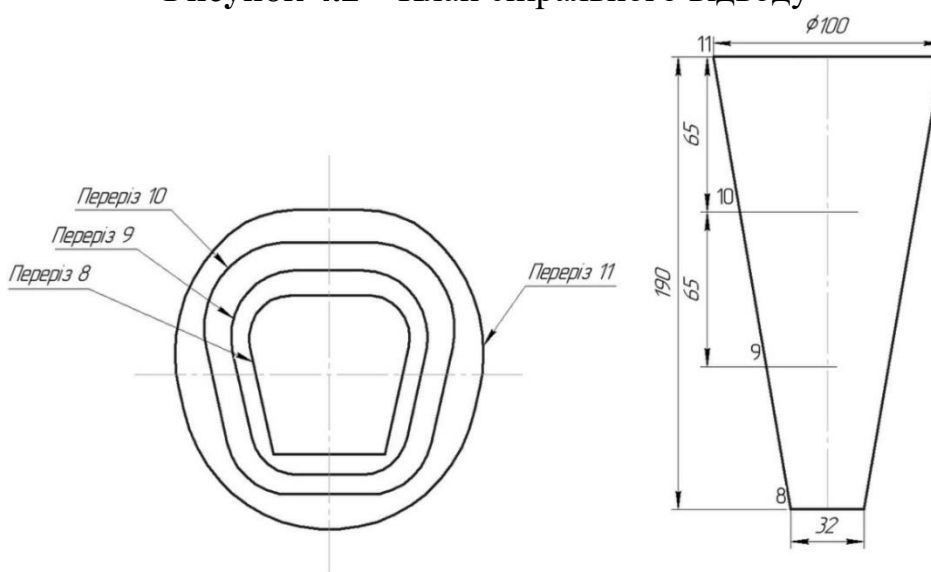


Рисунок 4.3 – Дифузорна частина відводу

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ

Лист

35

5 Визначення осьової сили, що діє на ротор насоса

Осьова гідравлічна сила складається з суми невірноважених сил, діючих на ротор насоса в осьовому напрямку.

При роботі відцентрового насоса на його ротор діє складна система сил, серед яких є і осьова сила, що виникає внаслідок порушення симетрії робочих коліс відносно площини, перпендикулярної осі ротору насоса. Епюра розподілення тисків в пазухах робочого колеса приведені на рис.5.1.

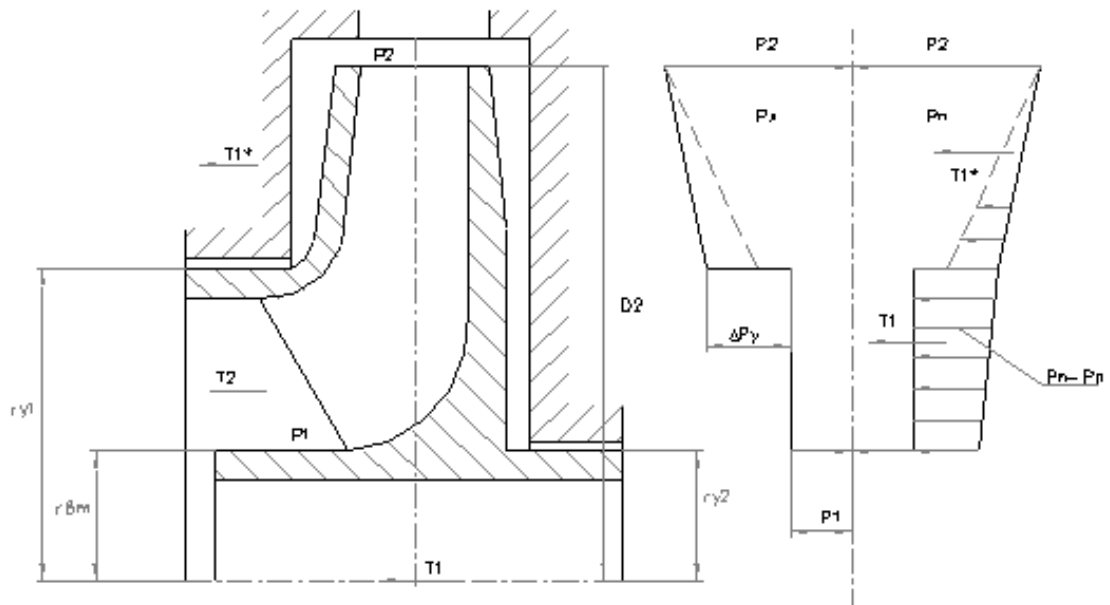


Рисунок 5.1 – Схема дії осьових сил в закритому робочому колесі

При нормальній роботі ущільнень, рідина обертається в обох пазухах як тверде тіло з кутовою швидкістю рівною половині кутової швидкості $\omega_{ж}$ робочого колеса ω , та розподілення тиску по радіусам дисків описується параболічним законом, а осьова сила направлена в сторону всмоктування.

При аварійному зношуванні ущільнення виникає додаткова осьова сила T_1^* , направлена в бік всмоктування. Ця сила буде дорівнювати:

$$T_1^* = \pi \cdot (r_2^2 - r_{y1}^2) \cdot \gamma \cdot \frac{u_2^2}{8 \cdot g} \cdot \left(\frac{r_2^2}{r_2^2 - r_{y1}^2} \cdot \ln \frac{r_2^2}{r_{y1}^2} + \frac{r_2^2 + r_{y1}^2}{2 \cdot r_2^2} - 2 \right). \quad (5.1)$$

З креслення робочого колеса: $r_{y1}^2 = 0,057$; $r_2 = 0,110$ м.

Колова швидкість на виході з робочого колеса:

$$u_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}; \quad (5.2)$$

$$u_2 = \frac{3,14 \cdot 0,220 \cdot 3000}{60} = 34,5 \text{ [м/с];}$$

$$T_1^* = 3,14 \cdot (0,110^2 - 0,057^2) \cdot 9810 \cdot \frac{34,5^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(\frac{0,110^2}{0,110^2 - 0,057^2} \cdot \ln \frac{0,110^2}{0,057^2} + \frac{0,110^2 + 0,057^2}{2 \cdot 0,110^2} - 2 \right) = 784,6 \text{ [Н]}$$

По вісі насоса також діє сила T_2 , обумовлена натіканням потоку на рідину, а також зміною осевого напрямку його руху на радіальне.

Сила T_2 дорівнює :

$$T_2 = B \cdot \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot v_0, \quad (5.3)$$

де $B = 1$ – для радіальних коліс;

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

$$T_2 = \frac{9810 \cdot 160 \cdot 6,076}{3600 \cdot 9,81} = 270 \text{ [Н]}.$$

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо:

$$T = T_1^* - T_2; \quad (5.4)$$

$$T = 784,6 - 270 = 514,6 \text{ [Н]}.$$

6 Визначення радіальної сили

Для визначення сили в відцентровому насосі зі спіральним відводом використовуємо формулу:

$$R = K_R \cdot \left(1 - \left(\frac{Q}{Q_{\text{опт}}} \right)^2 \right) \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2, \quad (6.1)$$

де K_R – безрозмірний коефіцієнт радіальної сили;

$D_2 = 0,220$ м – зовнішній діаметр робочого колеса;

$b_2 = 0,018$ м – ширина колеса на виході, що включає в себе товщину його дисків.

Коефіцієнт K_R залежить від n_s . При $n_s = 101$, $K_R = 0,26$.

Максимальна сила буде на режимі $Q = 0$.

$$R = 0,26 \cdot 1 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 65 \cdot 0,220 \cdot 0,018 = 656 \text{ [Н]}.$$

7 Розрахунок насоса на кавітацію

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

Мінімальний кавітаційний запас визначаємо за формулою:

$$\Delta h = \lambda_1 \cdot \frac{v_0^2}{2 \cdot g} + \lambda_2 \cdot \frac{W_1^2}{2 \cdot g}, \quad (7.1)$$

де λ_1 та λ_2 – коефіцієнти;

v_0 – середня абсолютна швидкість при вході потоку в колесо;

W – середня відносна швидкість при вході потоку на лопаті насоса.

Для насосів при без ударному вході на лопаті колеса коефіцієнти λ_1 та λ_2 приймаємо:

$$\lambda_1 = 1,2; \lambda_2 = 0,3.$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Швидкість $v_0 = 6,076 \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

Відносна швидкість на вході:

$$W_1 = \sqrt{U_1^2 \cdot v_{m1}^2}, \quad (7.2)$$

де U_1 – окружна швидкість на вході в колесо;

v_{m1} – меридіональна складова абсолютної швидкості.

Окружна швидкість на вході колеса:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}, \quad (7.3)$$

де D_1 – діаметр середньої точки на вході в колесо.

$$D_1 = 0,8D_0;$$

$$D_1 = 0,8 \cdot 0,106 = 0,08 \text{ [м]};$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,085 \cdot 3000}{60} = 13,3 \left[\frac{\text{м}}{\text{с}} \right].$$

Меридіональна складова абсолютної швидкості v_{m1} :

$$v_{m1} = \psi_1 \cdot v_0, \quad (7.4)$$

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

При $\psi_1 = 1,15$:

$$v_{m1} = 1,15 \cdot 6,076 = 6,98 \left[\frac{\text{м}}{\text{с}} \right];$$

$$W_1 = \sqrt{13,3^2 + 6,98^2} = 15,02 \left[\frac{\text{м}}{\text{с}} \right].$$

Кавітаційний запас:

$$\Delta h = 1,2 \cdot \frac{6,076^2}{2 \cdot 9,81} + 0,3 \frac{15,02^2}{2 \cdot 9,81} = 5,71 \text{ [м]}.$$

Кавітаційний коефіцієнт бистрохідності:

$$C = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\Delta h^{\frac{3}{4}}}; \quad (7.5)$$

$$C = \frac{5,62 \cdot 3000 \cdot \sqrt{160}}{60 \cdot 5,71^{\frac{3}{4}}} = 962.$$

Отримане розрахункове значення $C = 962$ показує, що насос має хороші кавітаційні якості.

8 Вибір кінцевого ущільнення

8.1 Вибір типу ущільнення

Для розробленої конструкції насоса в якості кінцевого ущільнення вала застосоване сальникове ущільнення (рис. 8.1).

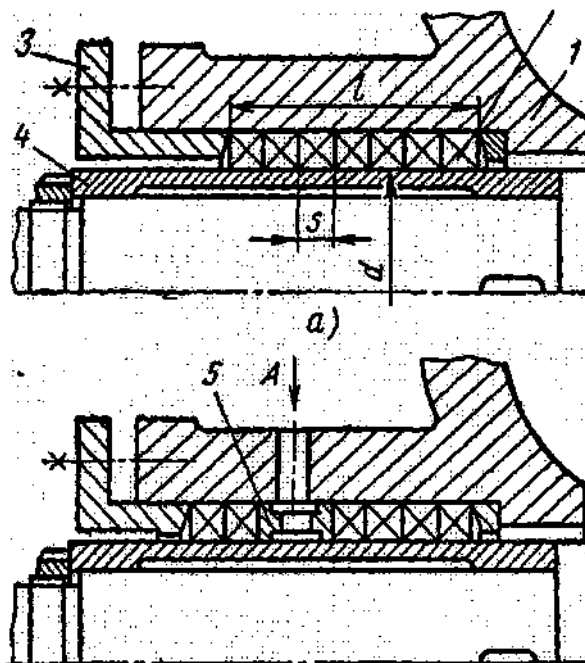


Рисунок 8.1 – Конструкція сальникового ущільнення.

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

З метою захисту сальникового ущільнення від зносу у вузол ущільнення подається затворна рідина під тиском, перевищуючи тиск на виході з насосу на 0,5 МПа. В якості затворної рідини використовується технічно чиста вода з температурою не вище 40°C. Витрати води, яка подається в сальник

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

0,01м³/год. Згідно товщина кільця набивки:

$$S = \sqrt{d}, \quad (8.1)$$

де d – діаметр вала в місці набивання сальника, $d = d_{\text{вт}} + 5 = 40 + 5 = 45$ мм.

$$S = \sqrt{45} = 6,7 \text{ [мм]}.$$

Приймаємо $S = 8$ мм.

Довжина сальникового ущільнення дорівнює:

$$L = i \cdot S, \quad (8.2)$$

де i – кількість кілець набивки, шт. ($i = 5$ шт);

S – товщина кільця набивки.

$$L = 5 \cdot 8 = 40 \text{ [мм]}.$$

Згідно з ГОСТ 5152-84 обираємо сальникову набивку АГИ 12х12.

8.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні Визначимо втрати потужності в сальнику

$$N_c = 3,22 \cdot 10^{-5} \cdot n \cdot r^2 \cdot s \cdot \sigma_0 \cdot \left(1 - e^{-2af\frac{l}{s}}\right), \quad (8.3)$$

де r – радіус натискної втулки, см.

$$r = \frac{d}{2} = 3,5 \text{ [см]},$$

де n – частота обертання вала, об/хв;

σ – контактне напруження між набивкою і валом, кг/см²;

l – довжина пакета сальникової набивки;

$a = 0,5$ коефіцієнт;

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

Контактне напруження:

$$\sigma_0 = P_0 \cdot e^{2af\frac{l}{s}}, \quad (8.4)$$

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		41

де l – довжина пакета ($l = 4,8$ см);

$f = 0,05$ – коефіцієнт тертя;

S – товщина кільця набивки, см ($S = 1,2$ см);

P_0 – тиск на вході в насос ($P_0 = 1,5$ кг/см²).

$$N_c = 3,22 \cdot 10^{-5} \cdot 3000 \cdot 3,5^2 \cdot 1,2 \cdot 1,83 \cdot \left(1 - e^{-2 \cdot 0,5 \cdot 0,05 \frac{4,8}{1,2}}\right) = 0,48 \text{ [кВт]}.$$

9 Розрахунки по вибору двигуна

9.1 Вибір двигуна

Потужність насоса в номінальному режимі при густині рідини

$\rho = 1000$ кг/м³:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot \eta}; \quad (9.1)$$

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 160 \cdot 65}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,68} = 41,68 \text{ [кВт]}.$$

$\eta = 0,68$ – к.к.д. насоса в робочій точці.

Потужність електродвигуна:

$$N_{ед} = K \cdot N, \quad (9.2)$$

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

Приймаємо $K = 1,1$. $N_{ед} = 1,1 \cdot 41,68 = 45,85$ [кВт].

Для привода насоса обираємо електродвигун 4A200L2У3 з параметрами:

Потужність – 45 кВт;

Напруга – 380/360 В;

Частота обертання (синхронна) – 3000 об/хв.

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
						42
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

9.2 Розрахунок пускового моменту характеристики

Залежність моменту опору ротора насоса від частоти обертання при пуску насоса являє собою параболу:

$$M = K \cdot n^2, \quad (9.3)$$

де K – коефіцієнт параболи;

n – частота обертання ротора об/хв.

Графік залежності моменту опору будується за трьома точками:

Початкового моменту рушання;

Мінімального моменту опору агрегату (точка С);

Повного розвороту електродвигуна ($n = 3000$ об/хв.).

В початковий момент часу при $n = 0$:

$$M_0 = 0,21 \cdot M_{\text{НОМ}}, \quad (9.4)$$

де $M_{\text{НОМ}}$ – момент електродвигуна.

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{N_{\text{ед}}}{\omega}, \quad (9.5)$$

де $N_{\text{ед}} = 45,85$ кВт - номінальна потужність двигуна.

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{45,85}{314} = 0,146 = 146 \text{ [Нм]};$$

$$M_0 = 0,21 \cdot 146 = 30,66 \text{ [Нм]}.$$

Момент опору агрегату при повному розвороті електродвигуна.

Максимальний момент опору:

$$M_{\text{max}} = \frac{N_{\text{max}}}{\omega}, \quad (9.6)$$

де N_{max} - максимальна потужність насоса.

$$N_{\text{max}} = N_{\text{ед}} = 45,85 \text{ [кВт]};$$

$$M_{\text{max}} = \frac{45,85}{314} = 0,146 \text{ кНм} = 146 \text{ [Нм]}.$$

Мінімальному моменту опору відповідає точка «С» з координатами:

$$n_c = 0,2 \cdot n; \quad \text{та} \quad M_c = 0,02 \cdot M_{\text{max}};$$

$$n_c = 0,2 \cdot 3000 = 600 \left[\frac{\text{об}}{\text{хв}} \right];$$

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		43

$$M_c = 0,02 \cdot 146 = 2,92 \text{ [Нм]}.$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$K = \frac{M_{max}}{n^2}; \quad (9.7)$$

$$K = \frac{146}{(3000)^2} = 1,622 \cdot 10^{-5}.$$

10 Механічні розрахунки

10.1 Розрахунок реакцій в опорах

Розрахункова схема дії сил на ротор насоса представлена на рисунку 10.1:

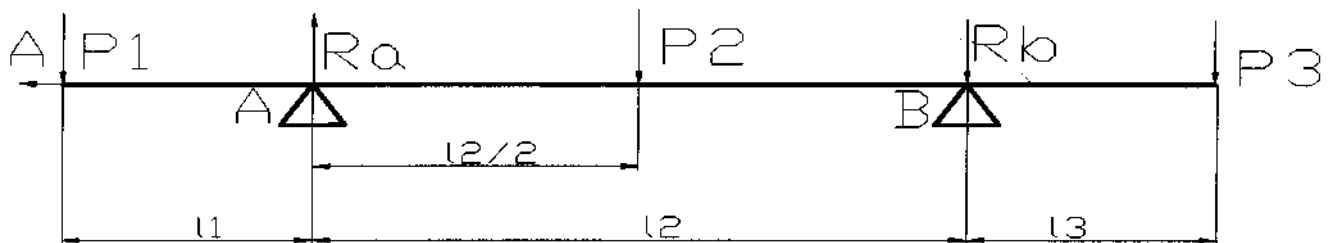


Рисунок 10.1 – Схема навантаження валу

Навантаження P_1 визначається за формулою:

$$P_1 = G_k + \frac{1}{3} \cdot G_{1B} + R, \quad (10.1)$$

де $G_k = 41 \text{ Н}$ – вага робочого колеса, Н;

$G_{1B} = 19 \text{ Н}$ – вага вала на ділянці l_1 , Н;

$R = 656 \text{ Н}$ – радіальна сила, Н.

$$P_1 = 41 + \frac{1}{3} \cdot 19 + 656 = 703,3 \text{ [Н]}.$$

Навантаження P_2 :

$$P_2 = \frac{1}{3} \cdot G_{2B}, \quad (10.2)$$

де $G_{2B} = 24 \text{ Н}$ – вага вала на ділянці l_2 , Н.

$$P_2 = \frac{1}{3} \cdot 24 = 8 \text{ [Н]}.$$

Навантаження P_3 :

$$P_3 = G_{\text{пм}} + \frac{1}{3} \cdot G_{3\text{в}}, \quad (10.3)$$

де $G_{\text{пм}} = 78 \text{ Н}$ – вага напівмуфти;

$G_{3\text{в}} = 12 \text{ Н}$ – вага вала на ділянці l_3 , Н.

$$P_3 = 78 + \frac{1}{3} \cdot 12 = 82 \text{ [Н]}.$$

Для визначення реакцій в підшипникових опорах складемо рівняння в моментів сил відносно точок сил. R_A і R_B – реакції в опорах А і В.

Розміри вала: $l_1 = 0,24 \text{ м}$; $l_2 = 0,15 \text{ м}$; $l_3 = 0,12 \text{ м}$.

$$\Sigma M_A = P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + R_B \cdot l_2 + P_3 \cdot (l_2 + l_3) - P_1 \cdot l_1 = 0; \quad (10.4)$$

$$R_B = \frac{P_1 \cdot l_1 - P_3 \cdot (l_2 + l_3) - P_2 \cdot \frac{l_2}{2}}{l_2}; \quad (10.5)$$

$$R_B = \frac{703,3 \cdot 0,24 - 82 \cdot (0,15 + 0,12) - 8 \cdot \frac{0,15}{2}}{0,15} = 974 \text{ [Н]};$$

$$\Sigma M_B = P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + P_1 \cdot (l_1 + l_2) - R_A \cdot l_2 - P_3 \cdot l_3 = 0; \quad (10.6)$$

$$R_A = \frac{P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + P_1 \cdot (l_1 + l_2) - P_3 \cdot l_3}{l_2}; \quad (10.7)$$

$$R_A = \frac{8 \cdot \frac{0,15}{2} + 703,3 \cdot (0,24 + 0,15) - 82 \cdot 0,12}{0,15} = 1767 \text{ [Н]}.$$

10.2 Розрахунок довговічності підшипників

В опорі А встановлений роликовий підшипник 32307 ГОСТ 8328-75, який сприймає радіальне навантаження, в опорі В – кульковий підшипник 307 ГОСТ 8338-75, який сприймає осьове навантаження та є більш навантаженим.

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		45

Статична вантажопідйомність – $C_0 = 24700$ Н.

Динамічна вантажопідйомність – $C = 42600$ Н.

Розрахункова довговічність підшипниках:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3, \quad (10.8)$$

де C – динамічна вантажопідйомність підшипника, Н;

P – еквівалентне динамічне навантаження, Н.

Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник:

$$P = (X \cdot V \cdot Fr + Y \cdot Fa) \cdot K_T \cdot K_\delta. \quad (10.9)$$

За умови роботи підшипника, приймаємо:

$K_\delta = 1,2$ – коефіцієнт безпеки;

$K_T = 1,0$ – температурний коефіцієнт;

$V = 1$ – коефіцієнт обертання.

Радіальна і осьова сили, що діють на підшипник:

$$Fr = R_A = 1767 \text{ [Н]}; \quad Fa = A = T = 514,6 \text{ [Н]}.$$

Визначаємо відношення осьового навантаження до радіального:

$$\frac{Fa}{Fr \cdot V} = \frac{514,6}{1767 \cdot 1} = 0,29.$$

При цьому $e = 0,18$.

Так як $\frac{Fa}{Fr \cdot V} > e$, то коефіцієнт радіального навантаження $X = 0,56$.

Коефіцієнт осьового навантаження $Y = 1,71$.

Динамічне навантаження:

$$P = (0,56 \cdot 1 \cdot 514,6 + 1,71 \cdot 1767) \cdot 1 \cdot 1,2 = 3972 \text{ [Н]}.$$

Розрахункова довговічність підшипника:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 3000} \cdot \left(\frac{24600}{3972}\right)^3 = 0,047 \cdot 10^6 \text{ [год]}.$$

10.3 Розрахунок вала на статичну міцність

Розрахунок проводимо за типовою методикою [6].

Для визначення напружень в перерізах вала побудуємо епюру згинальних моментів.

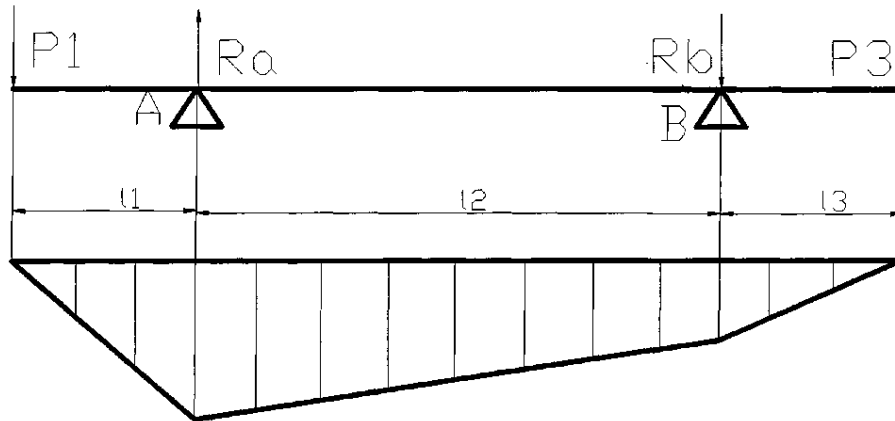


Рисунок 10.2 – Епюра згинальних моментів.

Визначимо максимальний згинальний момент в перерізі А:

$$M_u = P_1 \cdot l_1; \quad (10.10)$$

$$P_1 = 703,3 \text{ [Н]}; \quad l_1 = 0,24 \text{ [м]};$$

$$M_u = 703,3 \cdot 0,24 = 168,8 \text{ [Нм]}.$$

Найбільший крутний момент на валу:

$$M_{кр} = 9551 \cdot \frac{N}{n}, \quad (10.11)$$

де N – потужність насоса, $N = 41,68$ кВт.

$$M_{кр} = 9551 \cdot \frac{41,68}{3000} = 132,7 \text{ [Нм]}.$$

Момент опору перерізу вала в точці А:

$$W_u = 0,1 \cdot d^3, \quad (10.12)$$

де $d = 40$ мм – діаметр під підшипником.

$$W_u = 0,1 \cdot 0,04^3 = 6,4 \cdot 10^{-6} \text{ [м}^3\text{]}.$$

Момент опору кручення:

$$W_{кр} = 0,2 \cdot d^3; \quad (10.13)$$

$$W_{кр} = 0,2 \cdot 0,04^3 = 12,8 \cdot 10^{-6} [м^3].$$

Напруження згинання:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u}; \quad (10.14)$$

$$\sigma_u = \frac{168,8}{6,4 \cdot 10^{-6}} = 26,4 [МПа].$$

Напруження кручення:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}}; \quad (10.15)$$

$$\tau_{кр} = \frac{132,7}{12,8 \cdot 10^{-6}} = 10,4 [МПа].$$

Еквівалентне напруження:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_{кр}^2 + 3 \cdot \tau_{кр}^2}; \quad (10.16)$$

$$\sigma_{екв} = \sqrt{26,4^2 + 3 \cdot 10,4^2} = 31,95 [МПа].$$

Матеріал вала – Сталь 40Х;

Межа текучості – $\sigma_T = 330$ МПа.

Запас міцності за межею текучості:

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{екв}}; \quad (10.17)$$

$$n_T = \frac{330}{31,95} = 10,32.$$

Умова міцності виконується.

10.4 Розрахунок шпонкового з'єднання вала з колесом

Вихідні дані для розрахунку. Матеріал вала – Сталь 40Х. Межа текучості $\sigma_{0,2} = 780$ МПа. Матеріал шпонки – Сталь 45. Межа текучості $\sigma_{0,2} = 350$ МПа. Матеріал колеса – Сталь 20Х13Л. Межа текучості $\sigma_{0,2} = 440$ МПа. Крутний момент на валу $M_{кр} = 132,7$ Нм.

Розмір шпонки під робочим колесом $b \times h \times l = 10 \times 8 \times 35$.

При розрахунку шпонкового з'єднання валом з колесом визначальним є напруження зминання:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)}, \quad (10.18)$$

де l_p – робоча довжина шпонки;

$t_1 = 5$ мм – глибина паза вала;

$h = 8$ мм – висота шпонки;

$d = 35$ мм – діаметр вала.

$$l_p = l - b = 35 - 10 = 25 \text{ [мм]}.$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 132,7}{0,035 \cdot 0,025 \cdot (0,008 - 0,005)} = 95 \text{ [МПа]}.$$

Допустиме напруження зминання визначаємо для матеріала шпонки, що має найнижчу межу текучості:

Допустиме напруження зминання:

$$[\sigma_{см}] = 0,56 \cdot \sigma_{0,2}; \quad (10.19)$$

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

$$\sigma_{см} < [\sigma_{см}].$$

Умова міцності виконується.

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		49

11 Розділ з охорони праці

Навчання працівників безпечних способів праці.

Зміст та види інструктажів, хто і коли їх проводить

Навчання інженерно-технічних працівників і службовців проводиться відповідно до ДНАОП 0.00-4.12-99 "Типове положення про навчання з питань охорони праці".

Усі працівники при прийнятті на роботу, а також в процесі роботи проходять на підприємстві навчання і інструктажі з питань охорони праці, надання першої медичної допомоги, правил поведінки при виникненні аварій, згідно з типовим положенням.

Навчання працівників повинно передбачати:

а) навчання посадових осіб і робітників у науково-інформаційних центрах і навчальних закладах, з дозволу Держнаглядохоронпраці на такі навчання;

б) навчання працівників при підготовці, перепідготовці або отриманні нової професії та підвищенні кваліфікації в навчальному закладі;

в) спеціальне навчання працівників, виконуючих роботу з підвищеною небезпекою;

г) підвищення кваліфікації фахівців на курсах, семінарах, у науково-інформаційних центрах та навчальних закладах;

д) усі види інструктажів з охорони праці.

Організацію і здійснення навчання працівників з питань охорони праці на підприємстві покладається на роботодавця, а в структурних підрозділах на керівників цих підрозділів.

За навчанням і перевіркою знань працівників з питань охорони праці здійснюють контроль працівники служби охорони праці.

Інструктажі

Одним з основних методів навчання на виробництві - це проведення інструктажів. Інструктаж з безпеки праці носить безперервний багаторівневий

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		50

характер і проводиться на підприємствах усіх галузей промисловості.
За характером і часом проведення інструктажі поділяють на:

- 1) вступний;
- 2) первинний на робочому місці;
- 3) повторний;
- 4) позаплановий;
- 5) цільовий.

Вступний інструктаж

Вступний інструктаж з безпеки праці проводять з усіма, хто приймається на роботу незалежно від їхньої освіти, стажу роботи за даною професією чи посадою, з тимчасовими працівниками, відрядженими, учнями і студентами, які прибули на виробниче навчання чи практику, а також з учнями у навчальних закладах перед початком лабораторних і практичних робіт в навчальних лабораторіях, майстернях, дільницях, полігонах. Вступний інструктаж на підприємстві проводить інженер з охорони праці або особа, на яку наказом по підприємству покладено ці обов'язки. Вступний інструктаж проводять за програмою, розробленою відділом охорони праці (інженером з охорони праці) з урахуванням вимог стандартів ССБТ, правил, норм та інструкцій з охорони праці, а також всіх особливостей виробництва, затвердженої керівником (головним інженером) підприємства. Тривалість інструктажу встановлюється відповідно до затвердженої програми.

Про проведення вступного інструктажу роблять запис у журналі реєстрації вступного інструктажу з обов'язковим підписом інструктують і інструктує, а також у документі про прийом на роботу. Поряд з журналом може бути використана особиста картка проходження навчання.

Первинний інструктаж на робочому місці

Первинний інструктаж на робочому місці до початку виробничої діяльності проводять:

- з усіма новоприйнятими на підприємство, перекладаються з одного підрозділу в інший;

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		51

- з працівниками, які виконують нову для них роботу, відрядженими, тимчасовими працівниками;

- з будівельниками, які виконують будівельно-монтажні роботи на території діючого підприємства;

- зі студентами та учнями, які прибули на виробниче навчання або практику перед виконанням нових видів робіт, а також перед вивченням кожної нової теми під час проведення практичних занять в навчальних лабораторіях, класах, майстернях, дільницях, при проведенні позашкільних занять у гуртках, секціях.

Примітка. Особи, які не пов'язані з обслуговуванням, випробуванням, налагодженням і ремонтом обладнання, використанням інструменту, зберіганням і застосуванням сировини і матеріалів, первинний інструктаж на робочому місці не проходять.

Перелік професій і посад працівників, звільнених від первинного інструктажу на робочому місці, стверджує керівник підприємства (організації) за погодженням з профспілковим комітетом та відділом (інженером) охорони праці.

Первинний інструктаж на робочому місці проводять за програмами, розробленими і затвердженими керівниками виробничих і структурних підрозділів підприємства, з урахуванням вимог стандартів ССБТ, відповідних правил, норм, та інструкцій з охорони праці, виробничих інструкцій та іншої технічної документації. Програми погоджують з відділом (інженером) охорони праці і профспілковим комітетом підрозділу, підприємства.

Первинний інструктаж на робочому місці проводять з кожним працівником або учням індивідуально з практичним показом безпечних прийомів і методів праці. Первинний інструктаж можливий з групою осіб, які обслуговують однотипне обладнання, і в межах загального робочого місця.

Всі робочі, в тому числі випускники профтехучилищ, навчально-виробничих (курсів) комбінатів, після первинного інструктажу на робочому місці повинні протягом перших 2 - 14 змін (залежно від характеру

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		52

роботи, кваліфікації працівника) пройти стажування під керівництвом осіб, призначених наказом (розпорядженням, рішенням) по цеху (дільниці, кооперативу тощо).

Примітка. Керівництво цеху, дільниці, кооперативу тощо за погодженням з відділом (інженером) охорони праці і профспілковим комітетом може звільняти від стажування працівника, що має стаж роботи за фахом не менше 3 років, переходить з одного цеху в інший, якщо характер його роботи та тип обладнання, на якому він працював раніше, не змінюється.

Робітники допускаються до самостійної роботи після стажування, перевірки теоретичних знань і набутих навичок безпечних способів роботи.

Повторний інструктаж

Повторний інструктаж проходять всі робітники, за винятком осіб, зазначених у списку звільнених від повторного інструктажу, незалежно від кваліфікації, освіти, стажу, характеру виконуваної роботи не рідше одного разу на півріччя.

Повторний інструктаж проводять індивідуально або з групою працівників, які обслуговують однотипне обладнання і в межах загального робочого місця за програмою первинного інструктажу на робочому місці в повному обсязі.

Позаплановий інструктаж

Позаплановий інструктаж проводять:

- 1) при введенні в дію нових або перероблених стандартів, правил, інструкцій з охорони праці, а також змін до них;
- 2) при зміні технологічного процесу, заміні або модернізації устаткування, пристосувань і інструменту, вихідної сировини, матеріалів та інших факторів, що впливають на безпеку праці;
- 3) при порушенні працюючими і учнями вимог безпеки праці, які можуть призвести або призвели до травми, аварії, вибуху або пожежі, отруєння;
- 4) на вимогу органів нагляду;

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		53

5) при перервах в роботі - для робіт, до яких висувають додаткові (підвищені) вимоги безпеки праці більш ніж на 30 календарних днів, а для решти робіт - 60 днів.

Позаплановий інструктаж проводять індивідуально або з групою працівників однієї професії. Обсяг і зміст інструктажу визначають в кожному конкретному випадку залежно від причин і обставин, що викликали необхідність його проведення.

Цільовий інструктаж

Цільовий інструктаж проводять при виконанні разових робіт, не пов'язаних з прямими обов'язками за фахом (навантаження, вивантаження, прибирання території, разові роботи поза підприємством, цеху і т.п.); ліквідації наслідків аварій, стихійних лих і катастроф; виконання робіт, на які оформляється наряд-допуск, дозвіл та інші документи; проведенні екскурсії на підприємстві, організації масових заходів з учнями (екскурсії, походи, спортивні змагання та ін.)

Первинний інструктаж на робочому місці, повторний, позаплановий та цільовий проводить безпосередній керівник робіт (майстер, інструктор виробничого навчання, викладач).

Інструктажі на робочому місці завершуються перевіркою знань усним опитуванням або за допомогою технічних засобів навчання, а також перевіркою набутих навичок безпечних способів роботи. Знання перевіряє працівник, який проводив інструктаж.

Особи, які показали незадовільні знання, до самостійної роботи або практичних занять не допускаються і зобов'язані знову пройти інструктаж.

Про проведення первинного інструктажу на робочому місці, повторного, позапланового, стажування та допуск до роботи працівник, який проводив інструктаж, робить запис у журналі реєстрації інструктажу на робочому місці і (або) в особистій картці з обов'язковим підписом інструктують і інструктує. При реєстрації позапланового інструктажу вказують причину його проведення.

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		54

Цільовий інструктаж з працівниками, які проводять роботи по наряді-допуску, дозволу і т.п., фіксується в наряді-допуску або іншій документації, що дозволяє проведення робіт.

12 Економічний розділ

Структура управління підприємством

Для того щоб уникнути кризових явищ, топ-менеджмент має здійснювати ефективне керівництво процесом розвитку підприємства, насамперед через систему управління, створюючи ефективну організаційну структуру.

Організаційна структура управління підприємством є засобом сприяння досягнення менеджерами своїх цілей. Оскільки цілі є похідними від загальної стратегії підприємства, тісний зв'язок стратегії та структури цілком логічний. Відповідно організаційна структура має дотримуватися певної стратегії. І якщо менеджери здійснюють вагомі зміни у своїй організаційній стратегії, вони мають модифікувати організаційну структуру задля пристосування до цих змін та їх підтримання. Відповідно до організаційної структури підприємства розробляється система управління підприємством.

З часом організаційна структура і система управління підприємством можуть зазнавати певних змін. Припускаючи, що процес розвитку організаційної структури є циклічним, можна виділити в її розвитку три фази: рівноваги; дисгармонії та зміни. На першій фазі організаційна структура управління відповідає за змістом та формою потребам підприємства. На другій фазі спочатку непомітно, а далі все суттєвіше простежується дисбаланс між фактичним і необхідним станом системи під впливом активно діючих внутрішніх та зовнішніх чинників. Застосовуючи відповідний набір методів управління, система на третьому етапі, фазі змін переводиться з розбалансованого стану в стан рівноваги.

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		55

Організаційна структура управління підприємством - основа системи управління, яка визначає склад, підпорядкованість та взаємодію її елементів окреслює необхідну кількість управлінського персоналу, здійснює його розподіл за підрозділами, регламентує адміністративні, функціональні та інформаційні взаємовідносини між працівниками апарату управління та підрозділами, встановлює права, обов'язки і відповідальність менеджерів тощо.

Зв'язки між елементами системи управління, які визначають відповідний тип організаційної системи управління підприємством, поділяють на:

- лінійні - виникають між підрозділами та керівниками різних рівнів управління і передбачають підпорядкованість одного керівника іншому;

- функціональні - характеризують взаємодію керівників, які виконують певні функції на різних рівнях управління, проте між ними не існує адміністративного підпорядкування;

- міжфункціональні - мають місце між підрозділами одного рівня управління.

Завдання менеджера в процесі управління полягає в тому, щоб надати всім компонентам підприємства такої форми та об'єднати їх так, аби підприємство було одним цілим і функціонувало цілеспрямовано. Саме тому на будь-якому підприємстві існує певна підпорядкованість між його складовими та рівнями менеджменту, чіткий розподіл влади, прав та відповідальності.

Для відображення структурних взаємозв'язків основних рівнів та підрозділів підприємства, їх підпорядкованості на практиці використовують певні схеми організаційної структури управління. Такі схеми є лише скелетом системи управління, оскільки не розкривають склад та зміст функцій, прав та обов'язків підрозділів та посадових осіб.

Залежно від існуючих зв'язків між елементами системи управління виділяють лінійну, функціональну, лінійно-функціональну, дивізійну, матричну організаційні структури та ін.

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		56

Між елементами цієї структури існують лише одноканальні зв'язки (рис. 2.7).

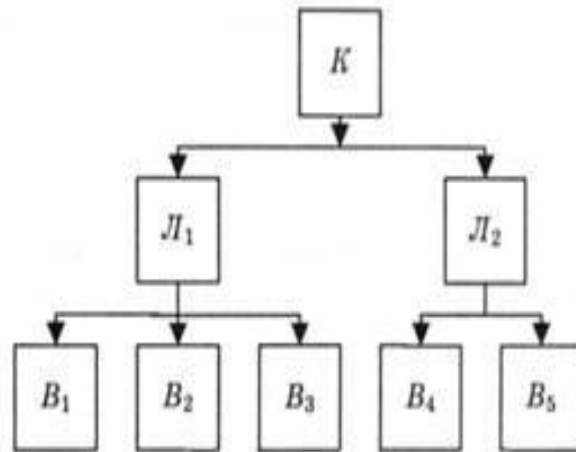


Рисунок 12.1 - Лінійна структура управління: К - генеральний керівник;
Л - лінійний керівник; В - виконавець

Підприємства виникають як організації з простою структурою. У плануванні організації відображається її власник у ролі президента з усіма службовцями, які безпосередньо йому підпорядковуються. Проста (лінійна) структура визначається не наявністю, а відсутністю в ній будь-яких характеристик. Маємо низький рівень спеціалізації, нечисленні правила, за якими здійснюється діяльність, та централізацію повноважень у руках однієї особи - власника. Проста організація є "малоступеневою". Вона переважно складається з двох-трьох вертикальних рівнів та аморфної групи уповноважених службовців, які мають право централізовано приймати рішення. Проста структура найчастіше зустрічається у малому бізнесі, де менеджер і власник виступають в одній особі. Вона мобільна, потребує незначних витрат. Зі зростанням розмірів підприємства процес прийняття рішень ускладнюється, проста структура втрачає переваги, оскільки обмеженість її можливостей призводить до переобтяження керівної верхівки.

Правила простої структури поступаються більш формалізованим правилам зі зростанням обсягів виробництва або продажу, зі збільшенням чисельності працівників та управлінського персоналу. В цьому випадку

формується нові рівні менеджменту для координування діяльності підприємства. З функціонального і товарного способів департаменталізації постали дві найпопулярніші версії бюрократичного планування, які називають функціональною та дивізіональною структурами відповідно.

Функціональна організаційна структура управління

Передбачає поділ функцій управління між окремими підрозділами апарату управління. При цьому кожний виробничий підрозділ одержує розпорядження одночасно від кількох керівників функціональних відділів. Функціональна структура розширює функціональну орієнтацію, роблячи її панівною формою для підприємства. Переваги функціональної структури виникають унаслідок спеціалізації праці. Об'єднання подібних спеціальностей дає змогу заощадити витрати на масштабах, мінімізує дублювання функцій персоналу та устаткування і забезпечує службовцям комфорт і задоволення, оскільки дає їм змогу розмовляти "тією мовою, що й їхні колеги". Серед головних недоліків функціональної системи те, що в гонитві за функціональними цілями підприємство часто забуває про свої найголовніші інтереси. Цілковиту відповідальність можна покласти на якийсь один відділ, отже службовці окремих відділів ізолюються від інших і погано розуміються на обов'язках працівників інших відділів (рис. 2.8).

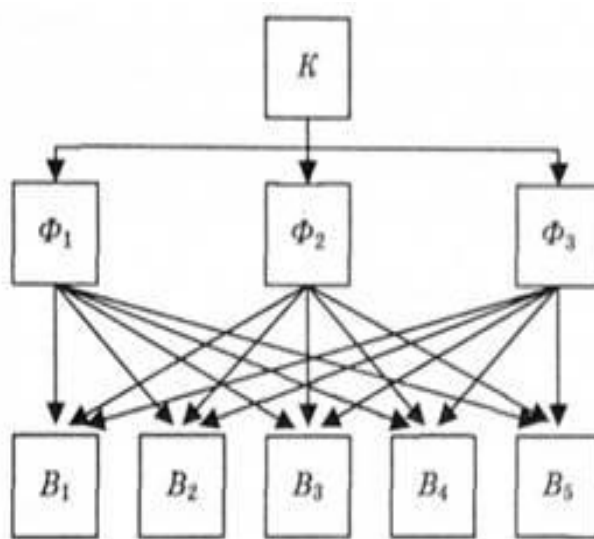


Рисунок 12.2 - Функціональна структура управління: К - генеральний керівник; В - виконавець; Ф - функціональний керівник

Дивізійна організаційна структура управління

Це структура, що складається з самодостатніх відділів або підрозділів. Спираючись на товарну департаменталізацію, кожний підрозділ загалом зберігає самостійність, за якою його менеджер відповідає за результативність і має цілковите право приймати стратегічні та поточні рішення. За цією системою управління лише стратегічні функції управління здійснюються централізовано на корпоративному рівні, а кожен виробничий підрозділ має власну розгалужену структуру управління, яка забезпечує автономне його функціонування.

Головною перевагою дивізійної структури є її орієнтація на результати. Менеджери підрозділів цілковито відповідають за вироблену продукцію. Крім того дивізійна структура звільняє персонал центрального офісу від повсякденних виробничих деталей, а отже, вони можуть приділити увагу довгостроковому та стратегічному плануванню.

Головний недолік дивізійної структури - дублювання діяльності та ресурсів. Наприклад, кожний підрозділ може мати відділ маркетингових досліджень. За відсутності самостійних підрозділів усі маркетингові дослідження підприємства можуть централізуватися й виконуватися коштом тих витрат, яких потребує дивізіоналізація.

Лінійно-функціональна організаційна структура управління передбачає розподіл повноважень і відповідальності за функціями управління й прийняття рішень по вертикалі. При цьому управління організоване за лінійною схемою, а функціональні підрозділи апарату управління допомагають лінійним керівникам вирішувати управлінські завдання (рис. 2.9).

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		59

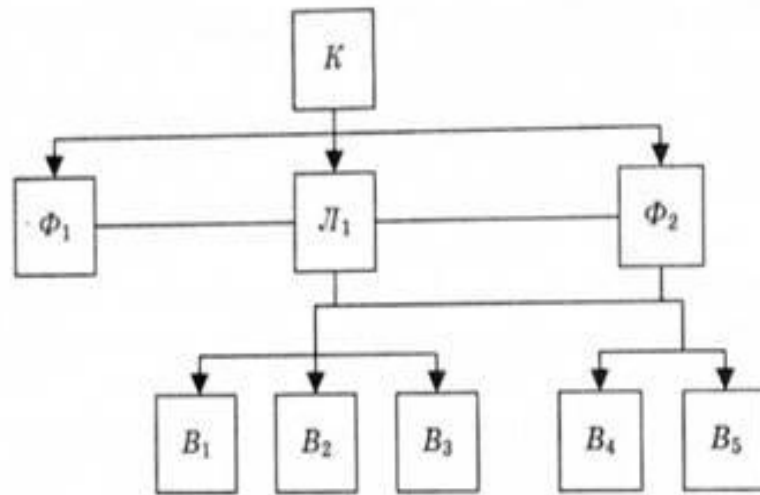


Рисунок 12.3 - Лінійно-функціональна структура управління

Матрична організаційна структура управління (рис. 2.10). Якщо функціональна структура пропонує переваги, які дістаються від спеціалізації, дивізійна структура більше зосереджується на результатах, однак втрачає від дублювання діяльності та ресурсів, то матрична структура поєднує переваги функціональної спеціалізації із зосередженістю та відповідальністю, які надає товарна департаменталізація. Поряд із лінійними керівниками підприємства і раціональним апаратом управління за матричної структури формують ще й тимчасові проектні групи.

Унікальною характеристикою матриці є те, що службовці в Цій структурі мають принаймні двох начальників: менеджера функціонального відділу та менеджера відділу продукції або керівника проекту. Останній здійснює керівництво функціональними службовцями, які є частиною групи менеджера проекту, однак повноваження розподіляються між обома менеджерами. Менеджер проекту переважно здійснює керівництво службовцями групи проекту в тому, що стосується цілей проекту, проте рішення щодо просування по службі, рекомендованої заробітної плати і щорічного перегляду цих даних залишаються прерогативою менеджера функціонального відділу. Задля ефективної праці менеджер проекту і

менеджер функціонального відділу мають регулярно спілкуватися й координувати вимоги до своїх спільних підлеглих.

Перевага матриці полягає насамперед в здатності сприяти координації неоднорідного комплексу складних і взаємопов'язаних проектів та водночас дотримуватись економії, одержаної завдяки згрупуванню функціональних фахівців. Головні вади матриці - створювана нею плутанина та її схильність загострювати боротьбу за владу. Позбувшись послідовного керівництва, істотно поглиблюється двозначність. Плутанину спричинює нерозуміння того, хто перед ким звітуватиме. Відповідно, така плутанина і двозначність породжують боротьбу за владу.

Наприклад, матрична структура управління використовується в американському концерні "Motorola". Так, на чолі українського представництва "Motorola" стоїть керівник, який постійно перебуває в Україні й виконує функції головного адміністратора. При цьому кожний співробітник представництва (всього їх - 20 і майже всі мають статус менеджерів) підпорядкований директору свого напрямку, який відповідає за Східноєвропейський регіон. Наприклад, департамент мобільних телефонів є підзвітним директору цього напрямку у Великій Британії. Департаменти PR і безпроводних комунікацій контролюються директорами з Німеччини. Фінансова діяльність контролюється московським офісом "Motorola". АНР-менеджер з України керує роботою свої колег у Східній Європі, Азії та Африці. Таким чином компанія позбавляється від багатоступеневої ієрархії, має не більше 6 ступенів підпорядкованості.

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		61

13 Технологічний розділ

Аналіз конструкції робочого колеса і технічних умов на його виготовлення

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

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

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

Визначення типу виробництва

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

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		62

виготовляються і велика кількість виконуваних на різних робочих місцях операцій.

Вибір методу отримання заготовки

Вибір методу отримання заготовки, у відповідності визначається:

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

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

Умови вибору технологічних баз

Основні положення по вибору баз і вимоги до базових поверхонь у достатній мірі наведені:

- 1) За технологічну базу в першій операції механічної обробки приймають необроблені поверхні, найбільш надійно отримані в заготовці.
- 2) Вибрана чорнова база повинна забезпечити найбільш точне розташування оброблюваних поверхонь відносно необроблюваних базових.
- 3) При виборі базуючих поверхонь необхідно прагнути суміщення конструкторської, технологічної і вимірювальної баз.
- 4) В якості опорної технологічної бази необхідно використовувати поверхні найбільших розмірів, що забезпечить кращу стійкість заготовки.

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		63

Направляюча база повинна мати найбільшу довжину відносно направляючої площини пристосування.

5) Вибрані технологічні бази повинні забезпечити найменшу деформацію заготовки від зусиль затиснення і виникаючих при обробці зусиль різання.

6) Базові поверхні повинні забезпечити найкращі умови базування, закріплення і виміру деталі, а також простоту конструкції пристосування.

Вибір маршруту обробки поверхонь деталі

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

Проведення складання маршруту обробки робочого колеса

Технологічний процес обробки колеса робочого складений за загально прийнятими нормами, що є обґрунтованими практичним досвідом. Бачу проведення цього процесу наступним чином:

1) Операція 005. Заготівельна.

- Заготовку отримують методом лиття у піщані форми.

2) Операція 010. Токарно-гвинторізна.

- Станок токарно-гвинторізний 16K20.
- Деталь закріплюється в трьохкулачковому патроні. Таким чином мають місце дві технологічні бази: установочна (торець – позбавляє трьох ступенів свободи); подвійна опорна (зовнішня циліндрична поверхня заготовки - позбавляє двох ступенів свободи). Оброблюються торцева

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		64

поверхня заготовки, точаться внутрішні циліндричні поверхні втулки, точиться фаска: внутрішня.

- Обробка проводиться різцями: розточним ГОСТ 18883-73 з пластиною із твердого сплаву ВК8, розточним Т30К4 S30К-PSYFR06 та свердлом Ø 40 ГОСТ 12121-77.

Контроль розмірів на місці проводиться штангенциркулем ШЦ-II ГОСТ 166 89 та калібр-пробкою гладкою Ø50h7.

3) Операція 015. Токарно-гвинторізна.

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

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

- Контроль розмірів проводиться штангенциркулем ШЦ-II ГОСТ 166-80.

4) Операція 020. Контроль ВТК.

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

5) Операція 025. Слюсарна.

- Верстак слюсарний.
- Обрізати зовнішній диск

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		65

6) Операція 030. Токарно-гвинторізна.

- Станок токарно-гвинторізний 16K20.
- Деталь закріплюється в трьохкулачковому патроні. Маємо дві технологічні бази: установочна (торець – позбавляє трьох ступенів свободи); подвійна опорна (зовнішня циліндрична поверхня втулки - позбавляє двох ступенів свободи). Оброблюються зовнішні поверхні лопатей робочого колеса, центрування робочого колеса.

- Обробка проводиться різцями: прохідним упорним ГОСТ 18879-73 з пластиною із твердого сплаву ВК6; прохідним упорним Т30К4 S30K-PSYFR06.

- Контроль розмірів проводиться штангенциркулем ШЦ-II ГОСТ 166-80.

7) Операція 035. Контроль ВТК.

- Стіл ВТК.
- Контролюються розміри по шаблонам, контролюється розмір діаметром 410 мм

8) Операція 040. Розміточна.

- Плита розміточна.
- Проводиться розмітка: центрів отворів у диску; шпоночного паза у втулці колеса.
- Розмітка проводиться лінійкою слюсарною, циркулем слюсарним, штангенциркулем ШЦ-II ГОСТ 166-80, керном та молотком.

9) Операція 045. Довбальна.

- Станок довбальний 7A420.
- Заготовка встановлюється в спеціальний пристрій, вивіряється і закріплюється. Допуск шпоночного паза забезпечується за рахунок принципу суміщення баз.

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

- Проводиться довбання шпоночного пазу різцем довбальним ГОСТ 18888-73 з пластиною із твердого сплаву ВК6.
- Контроль розмірів паза проводиться калібром пазовим.

10) Операція 050. Свердлильна.

- Станок свердлильний 2Л53.
- Заготовка встановлюється в спеціальний пристрій, вивіряється і закріплюється. Проводиться свердлення трьох наскрізних отворів $\varnothing 10,77H14$, зенкування фаски $1,6 \times 45^\circ$, нарізання різі М12-7Н
 - Операція проводиться свердлом $\varnothing 10,77$ ГОСТ 12121-77, зенківка $\varnothing 12 \times 90^\circ$ ГОСТ 14953-69, нарізування різі М12-7Н мітчик машинно ручний М12 ГОСТ 3266-71, патрон 10-В16 ГОСТ 8522-79.

11) Операція 055. Контроль ВТК.

- Стіл ВТК.

Контролюються розміри по шаблонам, контролюється розмір, пробка різьбова: М12-7Н ПР ГОСТ 17756-72, пробка різьбова: М12-7Н НЕ ГОСТ 17757-72.

12) Операція 055. Слюсарна.

- Верстак слюсарний.
- Зачищаються надфілем заусенці після фрезерної, свердлильної та довбальної операцій.

13) Операція 060. Балансувальна.

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

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
						67
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

14) Операція 065. Слюсарна.

- Верстак слюсарний.

Усувається дисбаланс колеса за допомогою свердління отворів у циліндричних поверхнях згідно технічних вимог робочого креслення колеса робочого.

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
						68
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

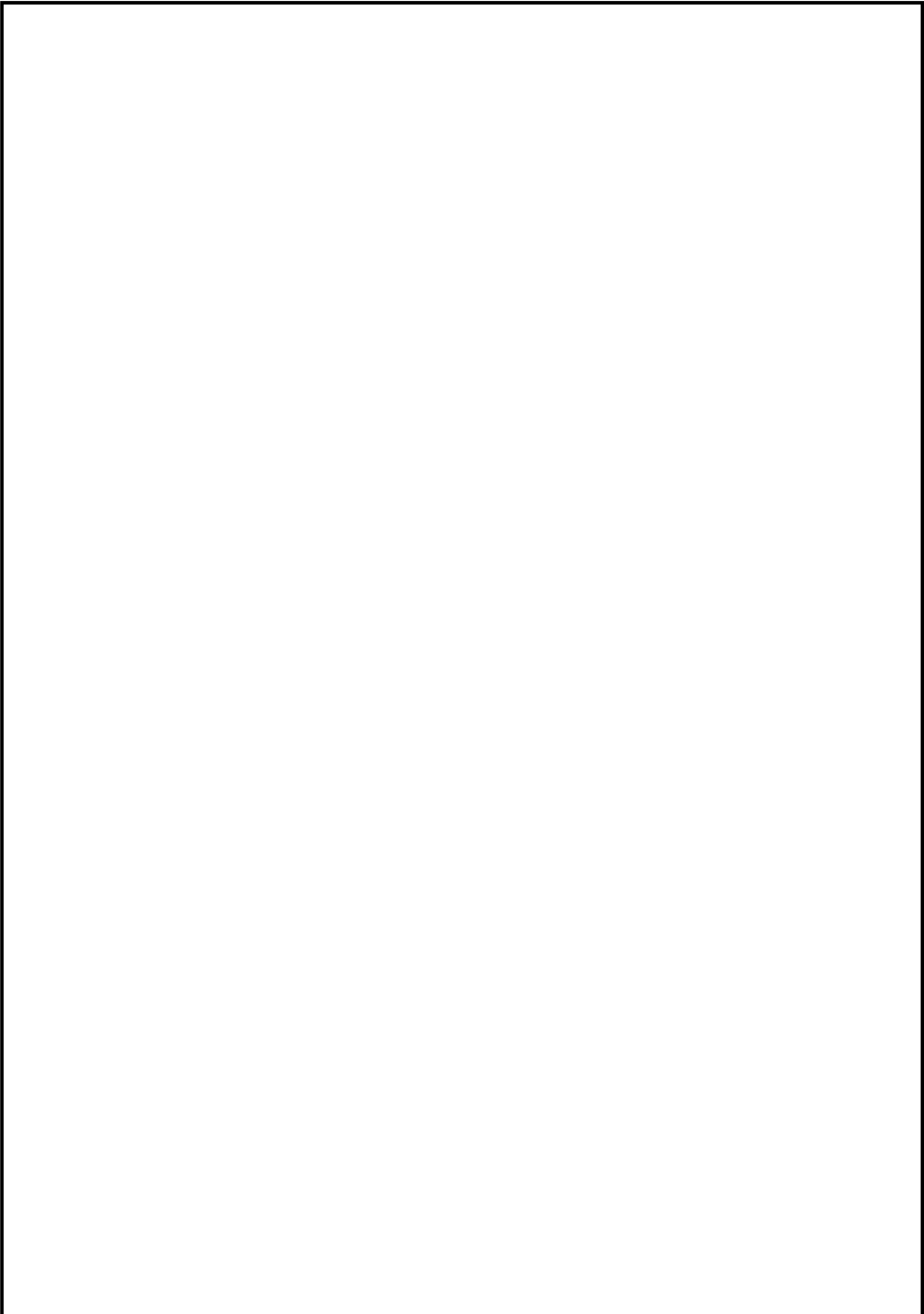
Список використаної літератури

1. Ржебаева Н.К., Ржебаев Э.Е. Расчет и конструирование центробежных насосов: Учебное пособие – Сумы: Изд-во СумГУ, 2009. – 220с.
2. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. Пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов/С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988. – 416с. ил.
3. Справочник конструктора-машиностроителя. В3-х т. Т.2 – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1982. -584с., ил.
4. Методичні вказівки до виконання курсового та дипломного проектування зі спеціальності 05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика» /укладачі: Е. В. Колісніченко, В.О.Панченко. – Суми: Сумський державний університет, 2013. – 48с.
5. 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.
6. Справочник металлиста. Под редакцией Чернавского. Том 1. М.; Машиностроение, 1976, 768с.
7. Економіка підприємства [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу:http://pidruchniki.com/15220122/ekonomika/virobnichiy_tsikl_yogo_harakteristika_struktura.
8. Шварцбурд Б.И. «Технология производства гидравлических машин», Москва, «Машиностроение», 1978г. – 352с.
9. Горбацевич А. Ф., Шкред В. А. Курсовое проектирование по технологии машиностроения: [Учеб. Пособие для машиностроит. спец. вузов].- 4-е изд., перераб. И доп.,- Мн.:Выш. Школа, 1983.-256 с, ил.
10. Михайлов А.К. Малюшенко В.В. Лопасные насосы. Теория, расчет и конструирование. М., «Машиностроение» 1977.

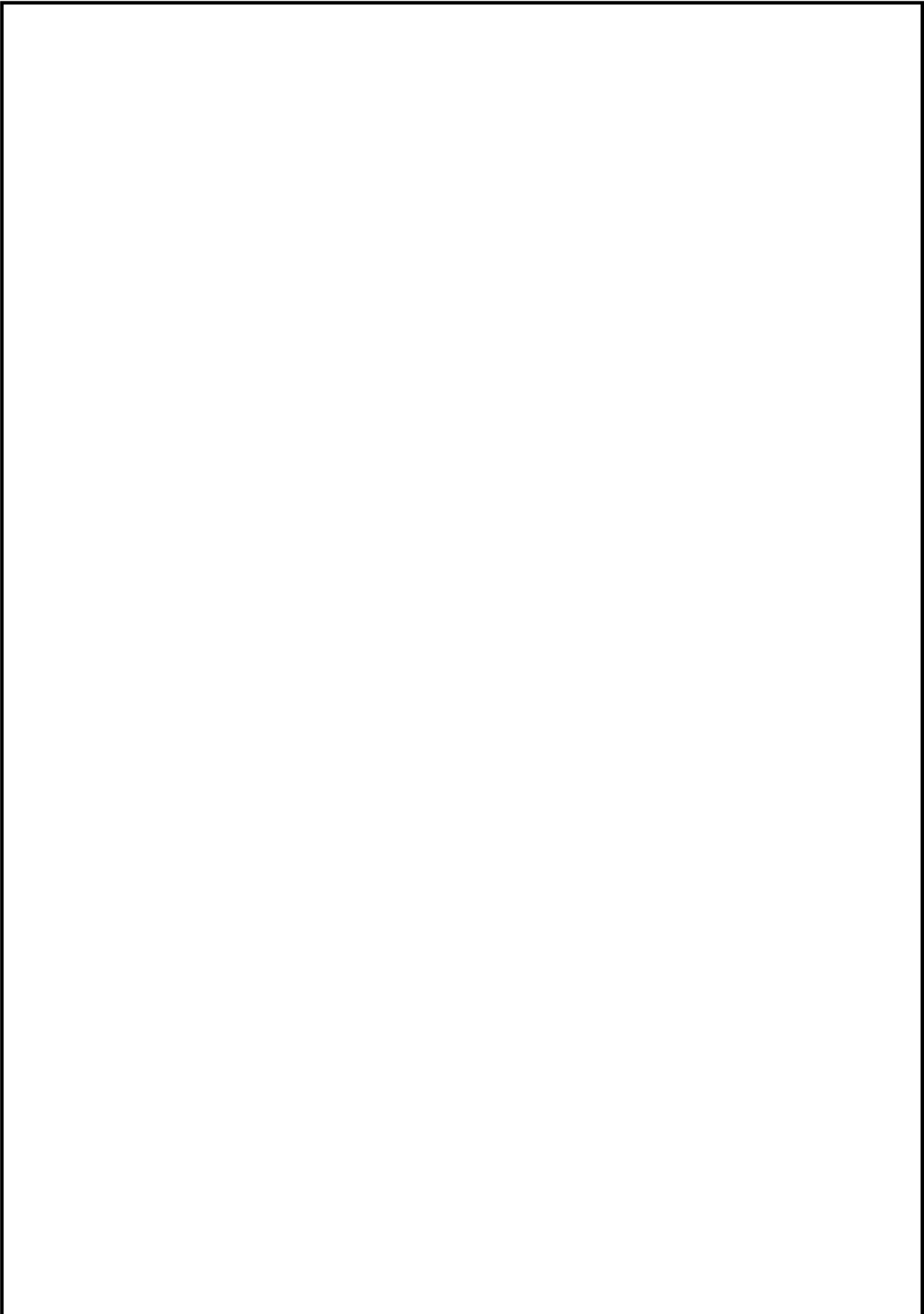
					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		69

Додаток А (маршрутна карта)

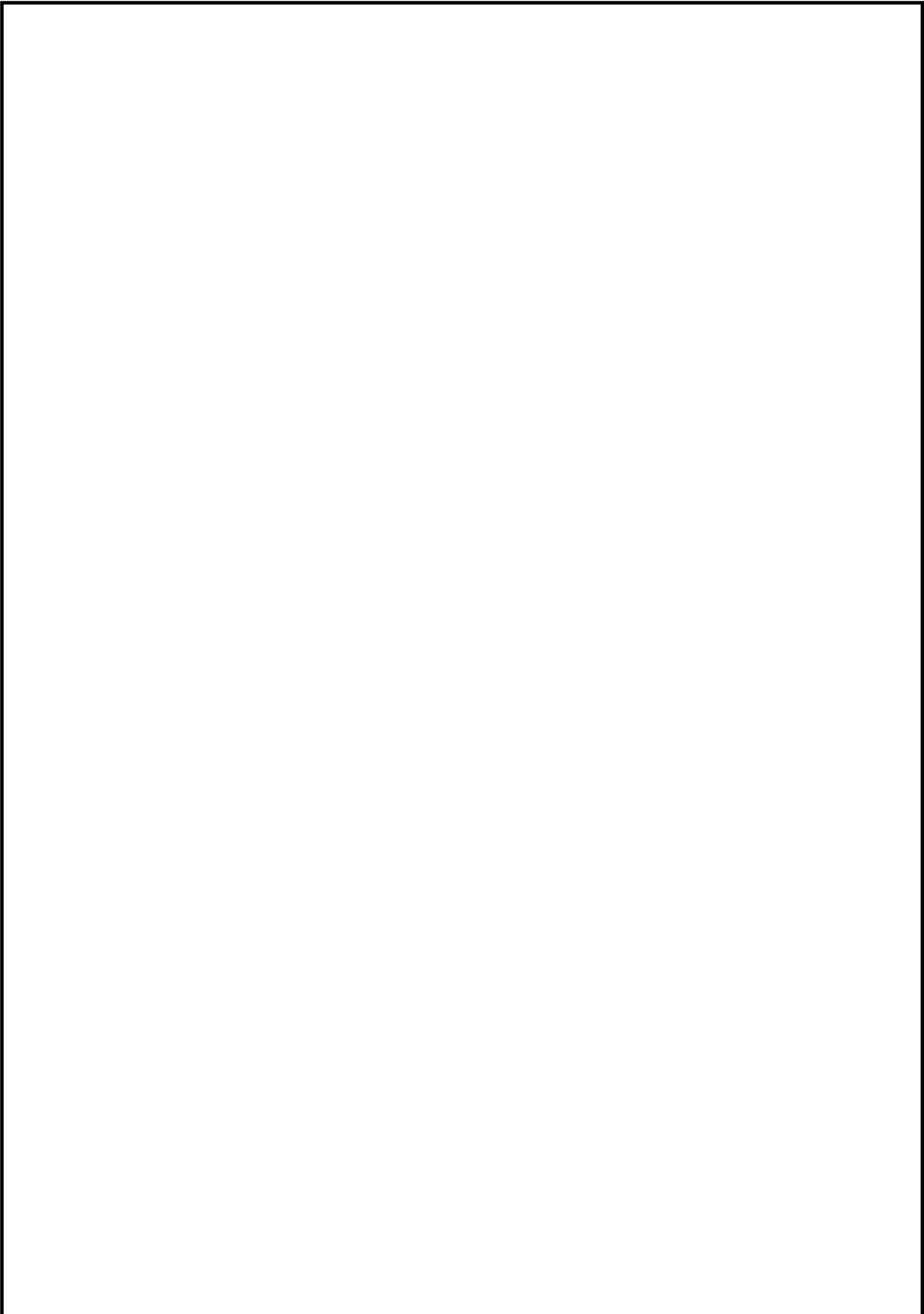
					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
						70
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
						71
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		72



					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
						73
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Додаток Б (специфікація)

					6.05050205.20 БР.000.00 ПЗ	Лист
						74
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		