

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 на параметри $Q = 40 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 32 \text{ м}$

зі спеціальності 131 «Гідравлічні машини,
гідроприводи та гідропневмоавтоматика»

Виконавець роботи

Шаповаленко Віталій Юрійович
прізвище, ім'я, по батькові

підпис, дата

Науковий керівник

к.т.н., старший викладач
науковий ступінь, учене звання

Ратушний Олександр Валерійович
прізвище, ім'я, по батькові

підпис, дата

Суми 2022

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
Прикладної гідроаеромеханіки
_____ Сотник М.І.
“ ___ ” _____ 2022 р.

ЗАВДАННЯ **до випускної роботи бакалавра студенту**

Шаповаленко Віталію Юрійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Розробка відцентрового насоса на параметри $Q=40 \text{ м}^3/\text{год}$,
 $H=32 \text{ м}$ »

затверджена наказом по університету від ___ " ___ " _____ 20__ р. № _____

2. Термін здачі студентом закінченої роботи - 14.06.2022 р.

3. Вихідні дані до проекту:

подача насоса $Q = 40 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H = 32 \text{ м}$, частота обертів
 $n = 3000 \text{ об/хв.}$, густина перекачуваної рідини $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їх належить розробити):

вибір та обґрунтування конструктивної схеми насоса, розрахунки з проектування робочого колеса та відповідного апарата, розрахунки гідродинамічних сил в насосі, розрахунки ущільнень, розрахунки на міцність, розрахунки з вибору підшипників, розрахунки з вибору електродвигуна.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

робоче креслення робочого колеса, теоретичне креслення робочого колеса, теоретичне креслення спірального відводу, складальне креслення насоса, креслення ротора, технологічне креслення робочого колеса.

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 86 с., 26 рисунків, 7 таблиць, 14 літературних джерел.

Тема роботи «Розробка відцентрового насоса на параметри: подача $Q=40$ м³/год, напір $H=32$ м».

Графічні матеріали: 2 аркуші формату А1: складальне креслення насоса, креслення робочого колеса; 3 аркуша формату А2: теоретичне креслення робочого колеса, теоретичне креслення відводу, технологічне креслення робочого колеса; 1 аркуш А4х4: ротор.

Мета роботи – розроблення конструкції насоса для перекачування води.

Відповідно до поставленої мети:

- виконано розрахунки стосовно вибору конструктивної схеми насоса;
- наведено опис конструкції;
- виконано гідравлічні розрахунки;
- вибрано електродвигун і побудовано пускову моментну характеристику;
- розраховано довговічність підшипників;
- виконано розрахунки на міцність.

У розділі охорони праці розглянуто основні методи захисту від вібрації.

У технологічному розділі – технологічний процес оброблення робочого колеса насоса.

Ключові слова: НАСОС, КОНСТРУКЦІЯ, РОБОЧЕ КОЛЕСО, ЛОПАТЬ, ВІДВІД, ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ, МІЦНІСТЬ.

ЗМІСТ

Завдання на бакалаврську роботу

Реферат

Вступ

1	Опис і обґрунтування обраної конструкції насоса	7
1.1	Призначення й область застосування	7
1.2	Пристрій і принцип роботи	7
1.3	Опис конструкції насоса	8
2	Розрахунок та проектування робочого колеса	10
2.1	Визначення основних геометричних параметрів	10
2.2	Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса	14
2.3	Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо	15
2.4	Визначення числа лопатей та їх товщини	17
2.5	Уточнення коефіцієнта стиснення потоку	17
2.6	Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса	18
2.7	Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням числа лопатей	20
2.8	Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з робочого колеса	21
2.9	Проектування меридіанного перерізу робочого колеса	22
2.10	Методика побудови меридіанного перерізу	24
2.11	Підготовка меридіанного перетину робочого колеса для профілювання лопаті	26
2.12	Профілювання лопаті	30
2.13	Послідовність профілювання циліндричної лопаті	31

					<i>6.131.16БР.000.00 ПЗ</i>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Шаповаленко			Зміст	Літ.	Арк.	Акрушіє
Перевір.		Ратушний				3	70	
Реценз.					<i>СумДУ, зр.ГМ-81</i>			
Н. Контр.		Алексєєнко						
Затверд.								

3	Розрахунок і проектування спірального відводу	37
3.1	Визначення діаметра початкової окружності D_3 і ширини входу в спіраль b_3	37
3.2	Визначення нахилу бокових стінок	38
3.3	Визначення кута охоплення спіралі в плані	38
3.4	Визначення пропускної здатності спіралі $A_{\text{сп.расч}}$	39
3.5	Визначення площі розрахункового перерізу $F_{\text{расч}}$	40
3.6	Перевірка правильності визначення площі розрахункового перерізу $F_{\text{расч}}$	42
3.7	Визначення площі проміжних перетинів	42
3.8	Побудова плану спіралі	43
3.9	Розрахунок і проектування диффузорної ділянки	44
3.10	Проектування моделі корпусу	45
4	Гідравлічні розрахунки	47
4.1	Визначення осьової сили що діє на ротор насоса	47
4.2	Визначення радіальної сили	49
4.3	Розрахунок насоса на кавітацію	50
5	Вибір кінцевого ущільнення	52
5.1	Вибір типу ущільнення	52
5.2	Розрахунок потужності споживаної в ущільненні	53
6	Розрахунок втрат і повного к.к.д. насоса	55
6.1	Гідравлічні втрати	55
6.2	Об'ємні втрати	55
6.3	Механічні втрати	58
7	Розрахунки по вибору двигуна	60
7.1	Вибір двигуна	60
7.2	Розрахунок пускового моменту характеристик	60
8	Механічні розрахунки	63

8.1	Розрахунок реакції в опорах	63
8.2	Розрахунок довговічності підшипників	64
8.3	Розрахунок вала на статичну міцність	65
8.4	Розрахунок шпонкового з'єднання вала з колесом	67
9.	Розділ охорони праці.....	69
9.1	Параметри та види вібрації, її дія на організм людини.....	69
9.2	Нормування вібрації.....	72
9.3	Заходи та засоби захисту від вібрації.....	73
10	Технологічний процес обробки робочого колеса.....	75
10.1	Характеристика типу виробництва.....	75
10.2	Розроблення технологічного процесу виготовлення робочого колеса.....	76
10.3	Технологічність деталі.....	77
10.4	Вибір заготовки та способу її отримання.....	79
10.5	Вибір технологічних баз.....	81
10.6	Складання технологічного маршруту обробки.....	84
	Література.....	85

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вступ

Консольні насоси (типу К) випускають з параметрами:

$$Q = 8,6 - 288 \text{ м}^3/\text{год}; \quad H = 8,7 - 110 \text{ м}; \quad n = 1450 - 3000 \text{ об/хв.}$$

Це найбільш розповсюджена група насосів, призначена для перекачування чистих або злегка забруднених, хімічно нейтральних, не в'язких рідин з температурою до 100°C .

Основні деталі таких насосів виготовляються з сірого чавуну і вуглецевої сталі. Для швидкозношуваних деталей іноді застосовують хромисту і леговану сталі.

Базовою деталлю насоса є опорний кронштейн, в якому на кульових підшипниках встановлюють вал. До кронштейну шпильками кріплять спіральний корпус, напірний патрубок якого направлений вертикально в гору. При необхідності патрубок можна повернути на кут 90°, 180° та 270° від нормального положення. В корпусі виконують отвори для випуску повітря, зливу води та приєднання манометрів.

На консольному кінці вала кріплять робоче колесо. З боку вихідної воронки колеса, корпус закривають кришкою з вхідним патрубком, забезпечуючи осьовий підвід рідини до робочого колеса.

Кінцеве ущільнення сальникового типу, яке при необхідності можливо замінити на торцеве. Незначні осьові зусилля сприймаються кульковими підшипниками. Плаваючий підшипник зі сторони насоса сприймає тільки радіальне навантаження, а зафіксований з боку муфти кульковий підшипник – радіальне та осьове навантаження. Для врівноваження осьового зусилля в насосах потужністю більше ніж 10 кВт виконують розвантажувальні отвори в робочому колесі. Насос з електродвигуном встановлюють на загальній фундаментальній плиті та з'єднують пружною муфтою.

					6. 131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 Опис і обґрунтування обраної конструкції насоса

1.1 Призначення й область застосування

Для перекачування чистої води в холодному або гарячому стані досить часто застосовують консольні насоси. Вони відрізняються високою якістю і надійністю. У вмісті рідини, що перекачується насосами даного типу, допускається незначний вміст твердих включень (не більше 0,1%), при цьому величина частинок таких включень не повинен перевищувати 0,2 мм. Залежно від моделі та потужності застосованого електродвигуна консольні насоси можуть мати ККД, що знаходиться в межах від 60 до 80%.

Крім того, в залежності від моделі, насоси даного типу можуть мати сальникове або торцеве (є більш надійним) ущільнення. У першому випадку такі насоси можуть працювати з рідкими середовищами, температура яких знаходиться в межі від 0 до 85 °С, у другому температура перекачуваної рідини може досягати 105 °С. Через особливості конструктивного виконання насоси даного типу не можна використовувати для обладнання вибухо та пожежонебезпечних виробництв, а також для перекачування горючих рідин.

1.2 Пристрій і принцип роботи

Для перекачування води найчастіше використовують насоси відцентрові консольні, що відносяться до типу К. В такому насосі робоче колесо з лопатями кріпиться на кінці валу, зворотний кінець якого розміщується в підшипниковому вузлі. Конструктивною особливістю, що відрізняє насоси типу К, є наявність в них спеціальної компенсаційної камери, що дозволяє уникнути витікання, які можуть виникнути в тих випадках, коли напір рідини, створений насосом, перевищує нормативні показники.

					6.131.16БР.000.00 ПЗ			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		Шаповаленко			Опис і обґрунтування Конструкції насоса	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>
<i>Перевір.</i>		Ратушний					7	70
<i>Реценз.</i>						СумДУ, ар.ГМ-81		
<i>Н. Контр.</i>		Алексєєнко						
<i>Затверд.</i>								

Захист від протікання через корпус пристрою забезпечують передній і задній ущільнювальні елементи, якими обладнаний кожен насос типу К. В їх конструкції також застосовують захисну змінну втулку. Її використання дозволяє понизити знос валу, на якому обертається робоче колесо насоса.

1.3 Опис конструкції насоса

Насоси К40 - 32 - цу відцентровий, консольний насос з осьовим підводом перекачуваної рідини. Температура рідини в таких насосах від 0 до +85 °С. Механічні домішки - за обсягом - тах 0,1%, розміром - тах 0,2 мм. Базовою частиною насоса є литий корпус зі спіральним відводом, напірний патрубок якого направлений вертикально в гору.

Основними складальними одиницями консольного насоса являються корпус та виймальна частина.

До складу виймальної частини входять: напівмуфта насоса, кришка в поєднанні з підводом, вал, кронштейн, робоче колесо, ущільнення вала та кріпильні вироби.

В ущільненнях вала використана сальникова набивка марки АГИ за ГОСТ 5152-84. В осьовому напрямі сальникова набивка піджимається кришкою сальника, при цьому набивка притискається до втулки вала і ущільнює його. Між кільцями набивки встановлене гідравлічне кільце. Рідина потрапляє до кільця через отвір під тиском. Таким чином створюється гідравлічний затвор, що виключає можливість всмоктування повітря в порожнину насоса при тиску на всмоктуючому патрубку нижче за атмосферний та для створення нормальних умов його роботи. Місце підвода води закрите.

Знімання з ротора осьових та радіальних гідродинамічних сил гарантується радіально-упорними шарикопідшипниками кочення, які є опорами ротора. Вони беруть на себе радіально-осьові навантаження.

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Привод насоса – трёхфазный асинхронный с короткозамкнутым ротором, мощностью N=11 кВт.

Материалы основных деталей насоса назначены в табл. 1.1.

Таблица 1.1 - Материалы основных деталей насоса.

Наименования детали	Материал
Корпус насоса	СЧ20 ГОСТ 1412-85
Вал	Сталь 40Х ГОСТ 4543-71
Рабочее колесо	Сталь 20Х13Л ГОСТ 977-88

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 Розрахунок та проектування робочого колеса

Виконано за методикою (2)

При розробці лопатевих насосів однією з важливих та трудомістких задач є профілювання робочого колеса, особливо проектування лопатей. Для відцентрових насосів найбільш поширеним є профілювання методом конформного відображення, яке є універсальним.

Даний розділ має методику визначення основних розмірів проточної частини робочого колеса (РК) відцентрового насоса, загальні правила профілювання лопатей методом конформного відображення, поступовий порядок профілювання лопаті.

Основні розрахункові та графічні роботи з проектування робочого колеса містять такі розділи:

- Визначення основних геометричних параметрів РК.
- Побудову меридіанного перерізу РК.
- Підготовку меридіанного перерізу колеса для профілювання лопаті.
- Побудову координатної сітки на розгортці циліндра.
- Профілювання середньої лінії лопаті на розгортці циліндра.
- Побудову середньої лінії лопаті у плані.
- Виконання теоретичного та робочого креслень відцентрового колеса.

2.1 Визначення основних геометричних параметрів

Меридіанний переріз відцентрового РК наведений на рис. 2.1.

					6.131.16БР.000.00 ПЗ			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		<i>Шаповаленко</i>			<i>Розрахунок та проектування Робочого колеса</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Ратушний</i>					10	70
<i>Реценз.</i>						<i>СумДУ, ар.ГМ-81</i>		
<i>Н. Контр.</i>		<i>Алексєєнко</i>						
<i>Затверд.</i>								

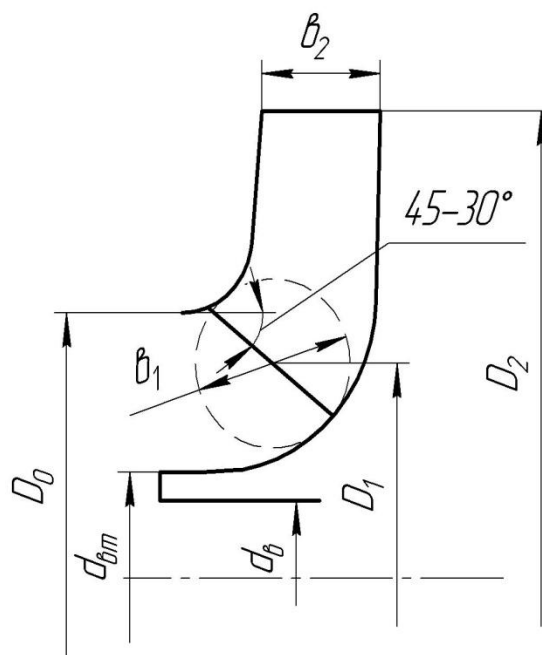


Рисунок 2.1 – Меридіанний переріз РК відцентрового насоса

При проектуванні РК задаються його основні параметри:

- тип РК: однопотокове;
- густина перекачуваної рідини: $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$;
- подача: $Q = 40 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($11 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$);
- напір: $H = 32 \text{ м}$;
- частота обертання: $n = 3000 \text{ об/хв}$.

Коефіцієнт швидкості:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{\frac{Q}{3600}}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (2.1)$$

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{\frac{55}{3600}}}{32^{\frac{3}{4}}} = 85,4$$

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приведений діаметр РК визначається за формулою Суханова, мм:

$$D_{1np} = K_{вх} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q'}{3600 \cdot n}} \cdot 10^3, \quad (2.2)$$

де $K_{вх} = 3,25 - 5,0$ – коефіцієнт вхідної воронки РК.

$$D_{1np} = 4 \cdot \sqrt[3]{\frac{40}{3600 \cdot 3000}} \cdot 10^3 = 61 \text{ (мм)}$$

Більші значення для одноступінчатих насосів і перших ступенів багатоступеневих насосів приймаються для підвищення їх кавітаційних якостей, а також при малих розмірах РК ($D_{np} < 70$ мм).

$$D_{1np} = 5 \cdot \sqrt[3]{\frac{40}{3600 \cdot 3000}} \cdot 10^3 = 77 \text{ (мм)}$$

Подача РК:

$$Q_{р.к.} = \frac{Q}{\eta_0}, \quad (2.3)$$

де $\eta_{об}$ – об'ємний ККД, що визначається за формулою:

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68n_s^{-\frac{2}{3}}} \quad (2.4)$$

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 85,4^{-\frac{2}{3}}} = 0,966$$

$$Q_{р.к.} = \frac{40}{0,966} = 41,1 \text{ (м}^3\text{/год)} = 11,4 \cdot 10^{-6} \text{ (м}^3\text{/с)}$$

Повний ККД:

$$\eta = \eta_{об} \cdot \eta_{Г} \cdot \eta'_{М} \cdot \eta_{М}, \quad (2.5)$$

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де η_{Γ} – гідравлічний ККД;

$\eta'_{\text{М}}$ – внутрішній механічний ККД;

$\eta_{\text{М}}$ – зовнішній механічний ККД.

Гідравлічний ККД:

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{\text{нр}} - 0,172)^2} \quad (2.6)$$

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{(\log 77 - 0,172)^2} = 0,857$$

Внутрішній механічний ККД:

$$\eta'_{\text{М}} = \frac{1}{1 + 820n_s^{-2}} \quad (2.7)$$

$$\eta'_{\text{М}} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 85,4^{-2}} = 0,899$$

Зовнішній механічний ККД задається в межах: $\eta_{\text{М}} = 0,95 - 0,99$ (менші значення беруться для малих потужностей). Приймаємо $\eta_{\text{М}} = 0,98$

$$\eta = 0,966 \cdot 0,857 \cdot 0,899 \cdot 0,98 = 0,729$$

Потужність, споживана насосом, визначається за формулою:

$$N = \frac{\rho g Q H}{3600 \eta}, \quad (2.8)$$

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

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 41,1 \cdot 32}{3600 \cdot 0,729} = 4,916 \cdot 10^3 \text{ (Вт)}$$

Теоретичний напір РК:

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

$$H_T = \frac{H}{\eta_T} \quad (2.9)$$

$$H_T = \frac{32}{0,857} = 37,3 \text{ (м)}$$

2.2 Визначення діаметра вала та втулки РК

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

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M \cdot 10^3}{\pi \cdot [\tau_K]}} \quad (2.10)$$

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

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

$[\tau_K] = 15 \text{ МПа}$ – занижене максимальне напруження на кручення.

$$N_{\max} = 1,1 \cdot 4,916 = 5,407 \cdot 10^3 \text{ (Вт)}$$

$$M = \frac{5,407 \cdot 10^3 \cdot 30}{3,14 \cdot 3000} = 17,2 \text{ (Н·м)}$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 17,2 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 15}} = 18 \text{ (мм)}$$

Отримане значення діаметра округляємо до стандартного значення в більшу сторону: $d_B = 20 \text{ (мм)}$.

Діаметр втулки, орієнтовно вибираємо з виразу:

$$d_{BT} = (1,2 \div 1,4) \cdot d_B \quad (2.11)$$

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_{BT} = (1,2 \div 1,4) \cdot 20 = 24 \div 28(\text{мм})$$

Приймаємо $d_{BT} = 26$ (мм).

2.3 Визначення геометричних параметрів входу у РК

Діаметр вхідної воронки РК, визначається з виразу:

$$D_0 = \sqrt{D_{1np}^2 + d_{em}^2} \quad (2.12)$$

$$D_0 = \sqrt{77^2 + 26^2} = 81(\text{мм})$$

Швидкість потоку на вході у РК:

$$V_0 = \frac{4 \cdot Q_{p.k}}{3600\pi(D_{1np}^2)} \quad (2.13)$$

$$V_0 = \frac{4 \cdot 41,1}{3600 \cdot 3,14 \cdot (0,077^2)} = 2,45(\text{м/с})$$

Далі задаємося положенням вхідної кромки, яка, зазвичай, розміщується у зоні повороту потоку з осьового напрямку у радіальний під кутом 30-45° до осі насоса.

Орієнтовно D_1 беруть таким, що дорівнює $D_1 = 0,9 \cdot D_0 = 72,9(\text{мм})$.

У першому наближенні меридіанну складову швидкості V'_{1m} без урахування стиснення потоку лопатями беремо такою, що дорівнює V_0 .

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

$$V_{1m} = \kappa_1 V'_{1m}, \quad (2.14)$$

де $\kappa_1 = 1,15 - 1,30$ – коефіцієнт стиснення потоку на вході. $\kappa_1 = 1,15$.

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_{1m} = 1,15 \cdot 2,45 = 2,8 \text{ (м/с)}$$

В загальному випадку кут потоку на вході, розраховуємо з трикутника швидкостей за формулою:

$$\beta_{\text{III}} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1U}}, \quad (2.15)$$

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

V_{1U} – переносна складова абсолютної швидкості на вході у робоче колесо, м/с.

У консольних насосах $V_{1U} = 0$.

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 72,9 \cdot 10^{-3} \cdot 3000}{60} = 11,4 \text{ (м/с)}$$

$$\beta_{\text{III}} = \arctg \frac{2,8}{11,4 - 0} = 13,7^\circ$$

Кут нахилу лопаті на вході у РК:

$$\beta_1 = \beta_{\text{III}} + \Delta\beta \quad (2.16)$$

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

$$\beta_1 = 13,7 + 8 = 21,7^\circ$$

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4 Визначення числа лопатей та їх товщини

Більшість відцентрових насосів різних розмірів та коефіцієнтів швидкості з високими техніко-економічними показниками має число

лопатей $z = 5 - 8$. У деяких випадках число лопатей зменшують до 1-3 (наприклад, при перекачуванні забруднених рідин або газорідних сумішей). Приймаємо $z = 5$.

Товщину лопаті РК вибирають з технологічних міркувань (залежно від матеріалу РК, його розмірів та технологічних ливарних можливостей підприємства). Орієнтовно можна взяти товщину лопаті на вході у РК $s_1 = 2 - 10$ мм при $D_2 = 150 - 500$ мм.

Товщина лопаті на виході з РК S_2 часто береться такою, що дорівнює S_1 , а до середини лопаті плавно зростає. Приймаємо $S_1 = S_2 = 2$ мм.

2.5 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку

Після вибору числа лопатей та їх товщини уточнюємо значення k'_1 за формулою:

$$k'_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot s_1}{2\pi R_1 \sin \beta_1}} \quad (2.17)$$

$$k'_1 = \frac{1}{1 - \frac{5 \cdot 0,002}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,036 \cdot \sin 21,7^\circ}} = 1,15$$

Ширину РК, на вході знаходять з виразу:

$$b_1 = \frac{Q_{p.k}}{\pi D_1 V_{lm} 3600} \quad (2.18)$$

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

$$b_1 = \frac{41,1}{3,14 \cdot 72,9 \cdot 10^{-3} \cdot 2,8 \cdot 3600} = 17,81 \text{ (мм)}$$

Конструктивно приймаємо $b_1 = 20 \text{ мм}$

2.6 Визначення геометричних параметрів виходу з РК

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

Діаметр на виході з РК при нескінченному числі лопатей:

$$D'_2 = m_2 \frac{\sqrt{2gH}}{n}, \quad (2.20)$$

де $m_2 = 19,1$ при $n_S \leq 100$;

$$D'_2 = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 32}}{3000} = 0,159 \text{ (м)}$$

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

Меридіанна швидкість без урахування стиснення на виході РК:

$$V'_{2m} = (0,5 - 1,0) V'_{1m} \quad (2.21)$$

$$V'_{2m} = 1,0 \cdot 2,45 = 2,45 \text{ (м/с)}$$

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

Кут на виході з РК 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 $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$:

										Арк.
										18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	6.131.16БР.000.00 ПЗ					

$$\beta_2 = \arcsin \left[\left(\frac{W_1}{W_2} \right)_{\text{онм}} \cdot \frac{K_2}{K_1} \cdot \frac{V_{m1}}{V_{m2}} \cdot \sin \beta_1 \right], \quad (2.22)$$

Де $\kappa_2 = 1,05 - 1,15$ – коефіцієнт стиснення потоку лопатями на виході з РК;
РК;

W_1 – відносна швидкість на вході у РК;

$W_{2\infty}$ – відносна швидкість на виході з РК при нескінченному числі лопатей;

V_{2m} – медіальна швидкість на виході із РК з врахуванням стиснення потоку лопатями

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

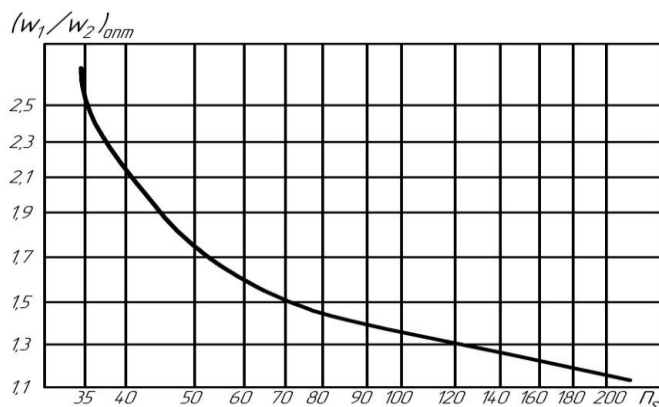
наведена на рис. 2.2.

Виходячи із забезпечення мінімуму втрат, рекомендують такі значення:

Таблиця 2.1 – Залежність кута β_2 від n_s

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.



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

6.131.16БР.000.00 ПЗ

Арк.

19

Рисунок 2.2 – Залежність $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$ від n_s

Таким чином: $\frac{W_1}{W_{2\infty}} = 1,45$; $k_2 = 1,05$

$$V_{2m} = k_2 \cdot V'_{2m}$$

$$V_{2m} = 1,05 \cdot 2,45 = 2,57 \text{ (м/с)}$$

$$\beta_2 = \arcsin \left(1,45 \cdot \frac{1,05}{1,15} \cdot \frac{2,8}{2,57} \cdot \sin 21,7^\circ \right) = 25,7^\circ$$

2.7 Уточнення зовнішнього діаметра РК з урахуванням числа лопатей

Уточнений діаметр РК знаходиться з виразу:

$$D_2 = \frac{60U_2}{\pi n}, \quad (2.23)$$

де U_2 – переносна швидкість на виході з РК.

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2\text{tg}\beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2\text{tg}\beta_2}\right)^2 + gH_{T\infty} + V_{1U}U_1}, \quad (2.24)$$

$H_{T\infty}$ – теоретичний напір при нескінченному числі лопатей:

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_T K_z}, \quad (2.25)$$

де K_z – поправка на кінцеве число лопатей.

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

$$K_z = \frac{1}{1+p}, \quad (2.26)$$

де $p = 2 \frac{\Psi}{z} \frac{1}{1 - (D_1/D'_2)^2}$.

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт Ψ визначається залежно від n_s :

при $n_s < 150$: $\Psi = (0,55 - 0,65) + 0,6 \sin \beta_2$,

$$\Psi = 0,65 + 0,6 \sin 25,7^\circ = 0,885$$

$$p = 2 \cdot \frac{0,885}{5} \cdot \frac{1}{1 - (0,0729/0,159)^2} = 0,448$$

$$K_z = \frac{1}{1 + 0,448} = 0,690$$

$$H_{T\infty} = \frac{32}{0,857 \cdot 0,690} = 54,11 \text{ (м)}$$

$$U_2 = \frac{2,57}{2 \cdot \tan 25,7} + \sqrt{\left(\frac{2,57}{2 \cdot \tan 25,7}\right)^2 + 9,81 \cdot 54,11 + 0 \cdot 11,4} = 26,2 \text{ (м/с)}$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 26,2}{3,14 \cdot 3000} = 0,166 \text{ (м)}$$

Округляємо значення D_2 до числа кратного десяти. $D_2 = 0,170$ (м)

2.8 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з РК

Після визначення D_2 уточнюємо коефіцієнт стиснення потоку на виході з РК:

$$K'_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot s_2}{2\pi R_2 \sin \beta_2}} \quad (2.27)$$

$$K'_2 = \frac{1}{1 - \frac{5 \cdot 0,002}{3,14 \cdot 0,17 \cdot \sin 25,7^\circ}} = 1,024$$

Ширину РК на виході знаходимо з виразу:

$$b_2 = \frac{Q_{p,k}}{\pi D_2 V_{2m} 3600} \quad (2.28)$$

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

$$b_2 = \frac{41,1}{3,14 \cdot 0,17 \cdot 2,57 \cdot 3600} = 0,0099 \text{ (м)}$$

Приймаємо значення $b_2 = 0,01 \text{ (м)}$

2.9 Проектування меридіанного перерізу РК

Форма меридіанного перерізу лопатевого колеса залежить від положення втулки колеса. РК відцентрових насосів можуть мати заглиблену або висунуту втулку (рис. 2.3).

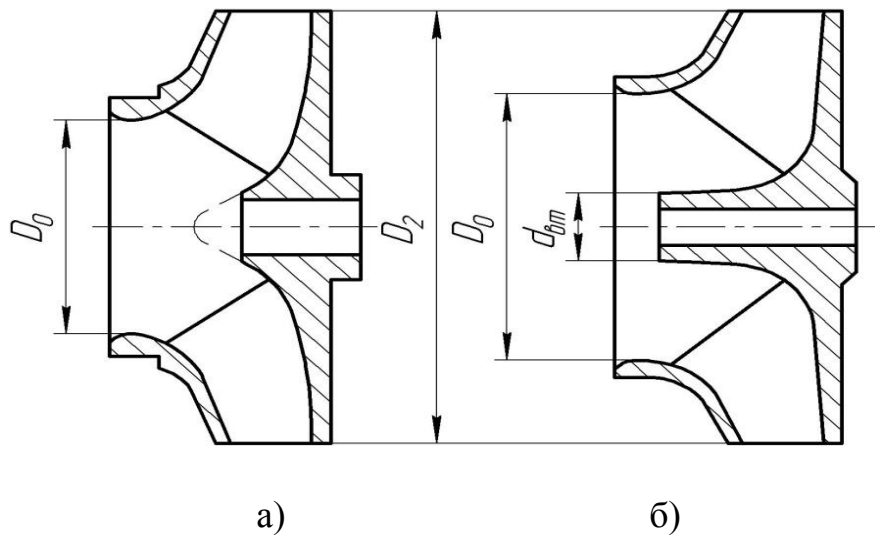


Рисунок 2.3 – Форма меридіанного перерізу РК: а – робоче колесо консольного насоса; б – робоче колесо насоса із прохідним валом

Колеса із заглибленою втулкою (рис. 2.3 а), зазвичай, застосовуються у одноступінчастих насосах з консольним розміщенням колеса на валу. У таких колесах втулка не стискає вхідний переріз, і діаметр вхідної горловини D_0 дорівнює приведеному діаметру входу у РК $D_{\text{впр}}$.

Колеса з висунутою втулкою (рис. 2.3 б) застосовуються у одноступінчастих та багаступінчастих насосах із прохідним валом та у шнеко-відцентрових насосах.

									Арк.
									23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	6.131.16БР.000.00 ПЗ				

З урахуванням конструктивних міркувань вибираємо заглиблене положення втулки, намічаємо контур меридіанного перерізу РК, 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 (використовувати лекальні криві не допускається, тому що це ускладнює виготовлення РК);

– нахил стінок на виході (див. рис. 2.4) $\gamma_1 = \gamma_2 = 0-5^\circ$. 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 зavelикого збільшення осьового розміру РК, так і значного його зменшення. У першому випадку матимемо нераціональне збільшення довжини, а отже, і маси колеса; у другому внаслідок замалого радіуса R_{Π} виникає небезпека відриву потоку від передньої стінки. Як правило, це $l_1 = 0$ або $l_1 = 0,05 \cdot D_0$;

$$l_1 = 0,05 \cdot D_0 = 0,05 \cdot 81 = 4,05 \text{ (мм)}$$

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

Місцеве розширення меридіанного перерізу РК на повороті компенсує стиснення перерізу лопатями, які, зазвичай, починаються у цій зоні. Вказане розширення рекомендується використовувати головним чином за рахунок збільшення радіуса кривизни покривного диска колеса.

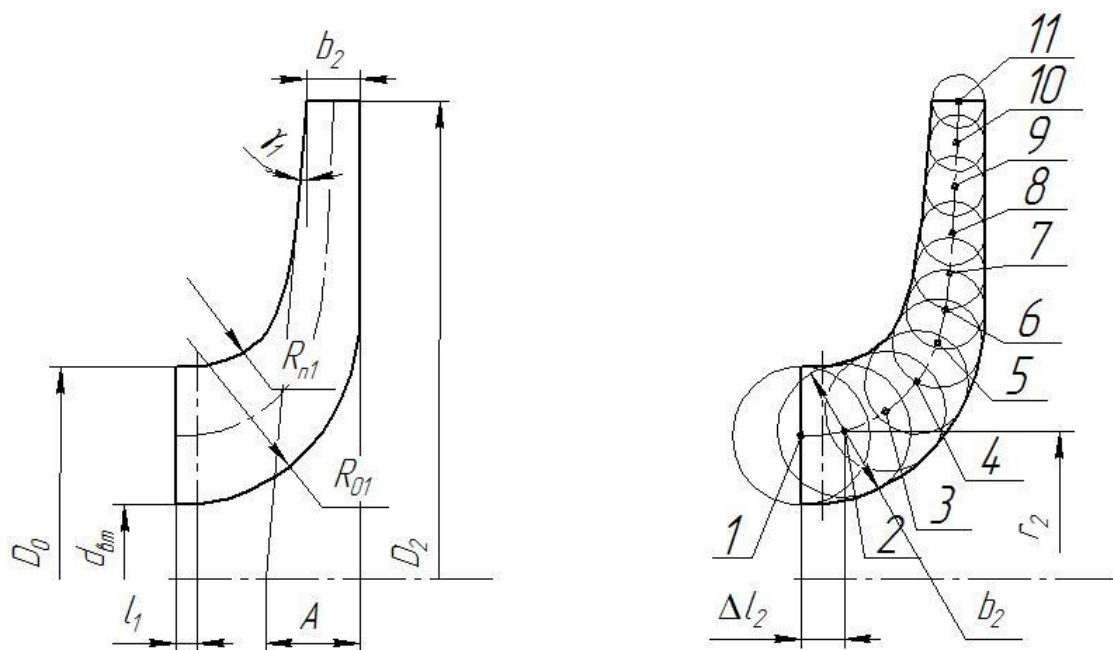


Рисунок 2.4 – До проектування меридіанного перерізу

2.10 Методика побудови меридіанного перерізу

Контури меридіанного перерізу знаходимо методом послідовних наближень.

Намічаємо попередньо контури перерізу.

Для того щоб з'ясувати характер зміни площі нормального перерізу проточної частини РК для наміченого меридіанного перерізу, необхідно побудувати графік $F = f(\Delta l)$ (див. рис. 2.4), де l – відстань вздовж середньої лінії меридіанного перерізу колеса від входу до виходу. При цьому робимо так: у намічений меридіанний переріз РК 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_{01} (див. рис. 2.4). Центр останнього кола розміщується на лінії, що визначається зовнішнім діаметром колеса.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

6.131.16БР.000.00 ПЗ

Арк.

24

З'єднуючи центри вписаних кіл 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 РК):

$$F_{\text{вх}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_0^2 - d_{\text{вг}}^2) \quad (2.29)$$

$$F_{\text{вх}} = \frac{3,14}{4} \cdot (81^2 - 26^2) = 4619 \text{ (мм}^2\text{)}$$

кінцевого (на виході з РК):

$$F_{\text{вих}} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (2.30)$$

$$F_{\text{вих}} = 3,14 \cdot 170 \cdot 10 = 5338 \text{ (мм}^2\text{)}$$

проміжних:

$$F_i = 2\pi \cdot r_i \cdot b_i, \quad (2.31)$$

$$F_2 = 2 \cdot 3,14 \cdot 27,89 \cdot 25,19 = 4412 \text{ (мм}^2\text{)}$$

де r_i – відстань від осі колеса до центра вписаного кола;

b_i – діаметр вписаного кола.

Величини r_i та b_i визначаються з креслення.

Результати обчислень зводяться до таблиці 2.2.

						6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
							25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

Таблиця 2.2 – Результати обчислення площ нормальних перерізів

Номер точки	r_i , мм	b_i , мм	Δl_i , мм	F_i , мм ²
1	–	–	0	4701
2	25,3	23,5	8,17	4412
3	31,57	22,74	16	4508
4	37,13	19,68	21,81	4589
5	44,45	16,92	25,71	4723
6	50,78	14,95	27,23	4767
7	57,62	13,37	28,02	4838
8	65,21	12,23	28,59	5008
9	74,01	11,38	29,01	5291
10	82,09	10,67	29,37	5500
11	85	10	29,7	5966

2.11 Підготовка меридіанного перетину робочого колеса для профілювання лопаті

Методика побудови проміжних ліній струму (вписування рівношвидкого потоку) наступна (рис.2.5):

- на вихідний кромці n-n відкладають рівні відрізки b_2/k ;
- положення ліній струму на вході в РК (перетин 1-1)
- обриси ліній струму між входом в РК і виходом з нього знаходять методом послідовних наближень. Спочатку лінії проводять орієнтовно і будують кілька нормалей (з меншими інтервалами в області повороту потоку -найбільший кривизни лінії струму);
- після нанесення нормалей для кожної з них підраховують похідні r_{uml} .

Величини r_{um} і l визначаються з рис.2.5. Якщо рівність похідних $r'_{uml}' = r''_{uml}$ не досягнуто, проводиться корегування ліній струму, при цьому положення нормалей, зазвичай, теж змінюється.

Даний етап виконується акуратно, особливо слідкуючи за тим, щоб лінії, що відображають нормалі, відповідали своєму призначенню, тобто перетиналися з лініями струму під прямим кутом. Допущені при цьому неточності можуть призвести в подальшому до неправильної розмітки ліній струму, що викличе труднощі при подальших операціях.

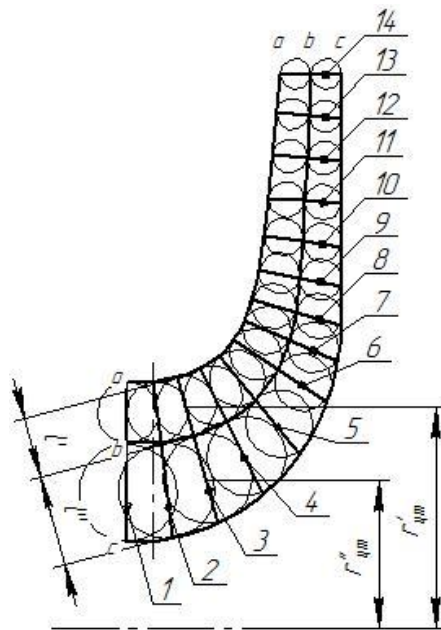


Рисунок 2.5 – Побудова ліній струму

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

Таблиця 2.3 - Розрахунки по вписування рівношвидкісного потоку в меридіанний перетин РК

Лінія тока	$r_{ум}, мм$	$l, мм$	$r_{ум} \cdot l, мм^2$	$\delta(r_{ум} l)$	δV_l	$V'_m = \frac{Q_{pk}}{2\pi r_{ум} l_i}, м/с$
1	2	3	4	5	6	7
Нормаль 1						
а	36,48	9,85	360,31	-0,085	-0,00024	3,26
б	23,31	6,65	388,45	0,085	0,00024	3,26
с						
Нормаль 2						
а	35,04	9,99	350,05	-0,03	-0,000085	3,27
б	22,26	5,7	350,11	0,03	0,000085	3,27
с						
Нормаль 3						
а	35,97	9,9	356,301	0,1255	0,00035	3,22
б	24,06	14,78	356,05	-	-	3,22
с				0,1255	0,00035	
Нормаль 4						
а	37,83	9,66	365,25	0,11	0,0003	3,14
б	27,59	3,24	365,03	-0,11	-0,0003	3,14
с						
Нормаль 5						
а	40,57	9,19	372,93	-0,13	-0,00035	3,074
б	32,62	11,43	373,19	0,13	0,00035	3,072
с						

Продовження таблиці 2.3

1	2	3	4	5	6	7
Нормаль 6						
а	44,44	8,52	378,8	0,035	0,000092	3,026
б	39,43	9,61	378,73	-0,035	-0,000092	3,027
с						
Нормаль 7						
а	48,42	7,96	385,34	0,05	0,00013	2,97
б	45,11	8,54	385,24	-0,05	-0,00013	2,97
с						
Нормаль 8						
а	52,23	7,41	387,25	0,045	0,00012	2,96
б	50,14	7,72	387,16	-0,045	-0,00012	2,96
с						
Нормаль 9						
а	57,53	6,74	387,82	0,158	0,00041	2,95
б	56,17	6,9	387,504	-0,158	-0,00041	2,96
с						
Нормаль 10						
а	63,32	6,27	396,95	0,105	0,00026	2,88
б	62,37	6,36	396,74	-0,105	-0,00026	2,89
с						

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

6.131.16БР.000.00 ПЗ

Арк.

29

Продовження таблиці 2.3

1	2	3	4	5	6	7
Нормаль 11						
а	69,62	5,88	409,42	-0,2	-0,00049	2,8
б	69,13	5,93	409,82	0,2	0,00049	2,8
с						
Нормаль 12						
а	76,66	5,58	427,87	0,22	0,00051	2,68
б	76,17	5,61	427,43	-0,22	-0,00051	2,68
с						
Нормаль 13						
а	83,51	5,28	440,93	-0,03	-0,00007	2,6
б	83,06	5,31	440,99	0,03	0,00007	2,59
с						
Нормаль 14						
а	85	5	475	0	0	2,55
б	85	5	475	0	0	2,55
с						

2.12 Профілювання лопаті

Найбільш поширеним у насособудуванні способом профілювання лопатей є метод конформного відображення поверхні течії на поверхню обертання, що розгортається (конус або циліндр). При конформному

відображенні кути лопатей зображуються без викривлення, а подібні лінійні розміри – пропорційні. Профілювання лопаті здійснюють у наступній послідовності: будують координатну сітку на поверхні току; профілюють середню лінію течії на розгортці циліндру; будують меридіанні перерізи поверхні лопаті на меридіанній проекції РК та лопаті у плані.

2.13 Послідовність профілювання циліндричної лопаті

Починаємо з побудови координатної сітки. Вона необхідна для встановлення зв'язку між відповідними точками поверхні струму і конформної діаграми. Сітка на розгортці відображаючого циліндра (рис.2.6) виникає системою вертикальних і горизонтальних ліній (вертикалей і паралелей),

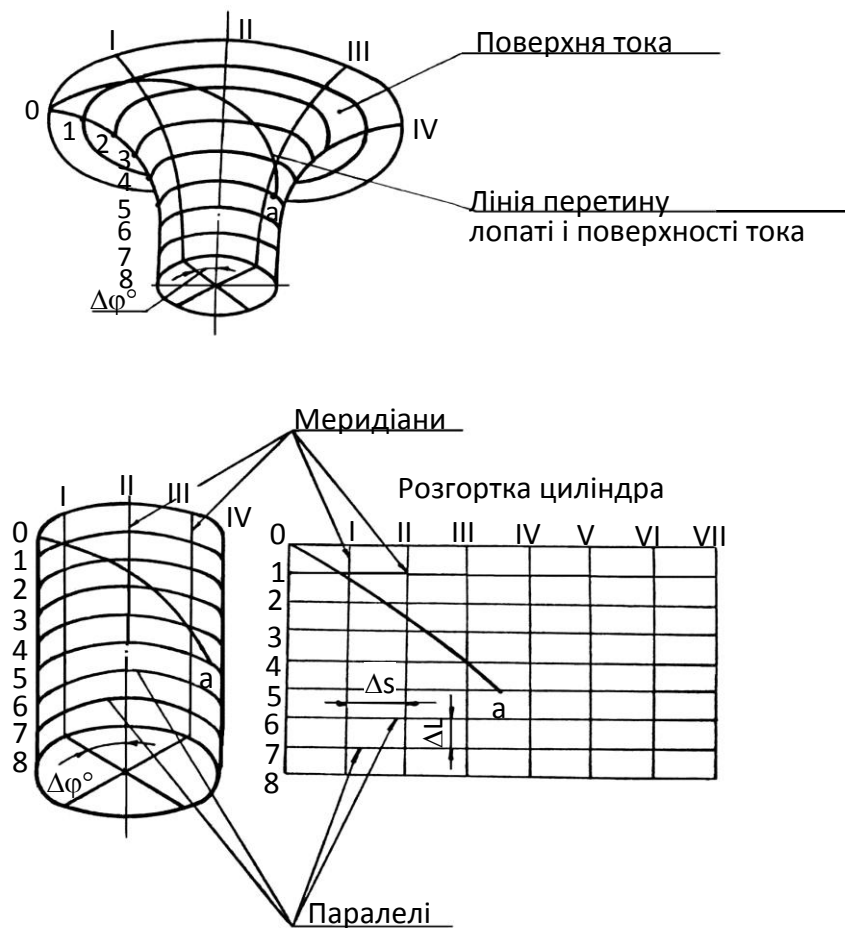


Рисунок 2.6 – Сітка на розгортці відображаючого циліндра проведених з відстанями між ними відповідно ΔS і ΔL .

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

6.131.16БР.000.00 ПЗ

Арк.

31

Для побудови координатної сітки задаються кутом $\Delta\varphi$ між меридіанними перетинами відображаючого циліндра (рис.2.6), який зазвичай приймають рівним $5 - 10^\circ$, і радіусом конформного циліндра $R_{кц} = 150 - 200$ мм (інколи приймають $R_{кц} = R_2$), після чого рахуються розміри ΔS і ΔL за формулами:

$$\Delta S = \pi R_{кц} \frac{\Delta\varphi^\circ}{180^\circ}$$

Приймаю $R_{кц} = 170$ мм; $\Delta\varphi = 10^\circ$.

$$\Delta S = 3,14 \cdot 170 \cdot \frac{10}{180} = 29,65 \text{ (мм)}$$

$$S = \frac{\theta}{\Delta\varphi} \cdot \Delta S = \frac{120}{10} \cdot 29,65$$

$$\Delta L = \frac{R_{кц}}{C},$$

де C - постійна, яка приймається рівною 10 (для спрощення розрахунків).

$$\Delta L = \frac{170}{10} = 17 \text{ (мм)}$$

Приступаємо до побудови конформного зображення координатної сітки на поверхні струму, яка полягає в розбивці всіх розрахункових ліній струму а, б, с (рис.2.7) на відрізки Δl за умовою конформності

$$\frac{r_{спі}}{\Delta l_i} = \frac{R_{кц}}{\Delta L} = const,$$

де $r_{спі}$ - відстань від осі РК до середини відрізка Δl_i .

						6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
							32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

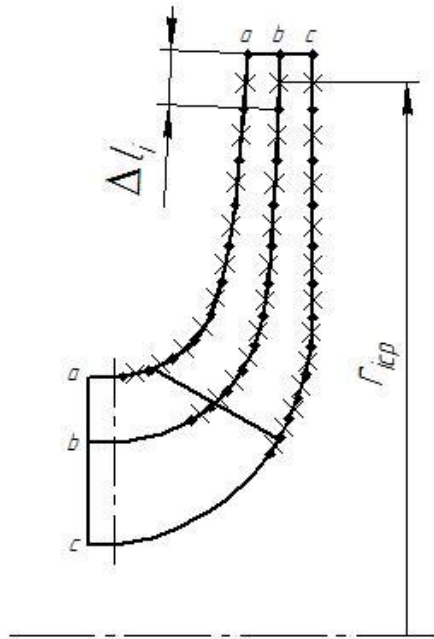


Рисунок 2.7 – Розбиття середньої лінії течії на точки

Таблиця 2.4 – Результати обчислення точок на меридіанній проекції колеса

Номер точки	a		b		c	
	$r_{i\text{ср}}$, мм	Δl_i , мм	$r_{i\text{ср}}$, мм	Δl_i , мм	$r_{i\text{ср}}$, мм	Δl_i , мм
0		—		—		—
1	79,73	8,58	79,7	8,6	79,71	8,58
2	75,59	7,76	75,53	7,76	75,54	7,76
3	70,22	7,03	70,15	7,02	70,15	7,02
4	63,55	6,36	63,47	6,35	63,47	6,35
5	57,51	5,76	57,43	5,75	57,42	5,74
6	52,08	5,21	51,96	5,2	51,95	5,2
7	47,37	4,74	47,05	4,74	47	4,7
8	43,58	4,36	42,76	4,3	42,52	4,29
9	40,75	4,08	39,1	3,91	38,52	3,86
10	38,82	3,89	36,1	3,62	35,01	3,52
11	-	-	-	-	31,95	3,2

Порядок профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра наступний:

- через точку 0 координатної сітки проводять промінь під кутом β_2 ;
- на відстані $\delta \geq 0,5 t$ від точки 0 проводять меридіану $n - n$ (пунктирну лінію), якой перетинає промінь в точці n_a ; t - лінійний крок лопатей на розгортці

$$t = 2\pi \frac{R_{кц}}{z}$$

$$t = 2 \cdot 3,14 \cdot \frac{170}{5} = 213,52$$

- з врахуванням вибору кута охоплення лопаті θ і положення вхідної кромки намічають меридіан $i - i$;

- відповідно до розташування вхідної кромки в меридіанному перетині знаходять паралелі точок a, b, c кожної лінії струму на конформній діаграмі за допомогою перехідного графіка або завдяки властивостям конформного відображення по залежності

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

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

y_i - відповідне відстань на лінії струму;

- через отримані точки a, b, c проводять промені під кутами $\beta_{1a}, \beta_{1b}, \beta_{1c}$ до перетину з променем, проведеним під кутом β_2 в точках, що лежать нижче точки n_a .

При цьому можливі різні варіанти перетину вхідного і вихідного променів.

						6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
							34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

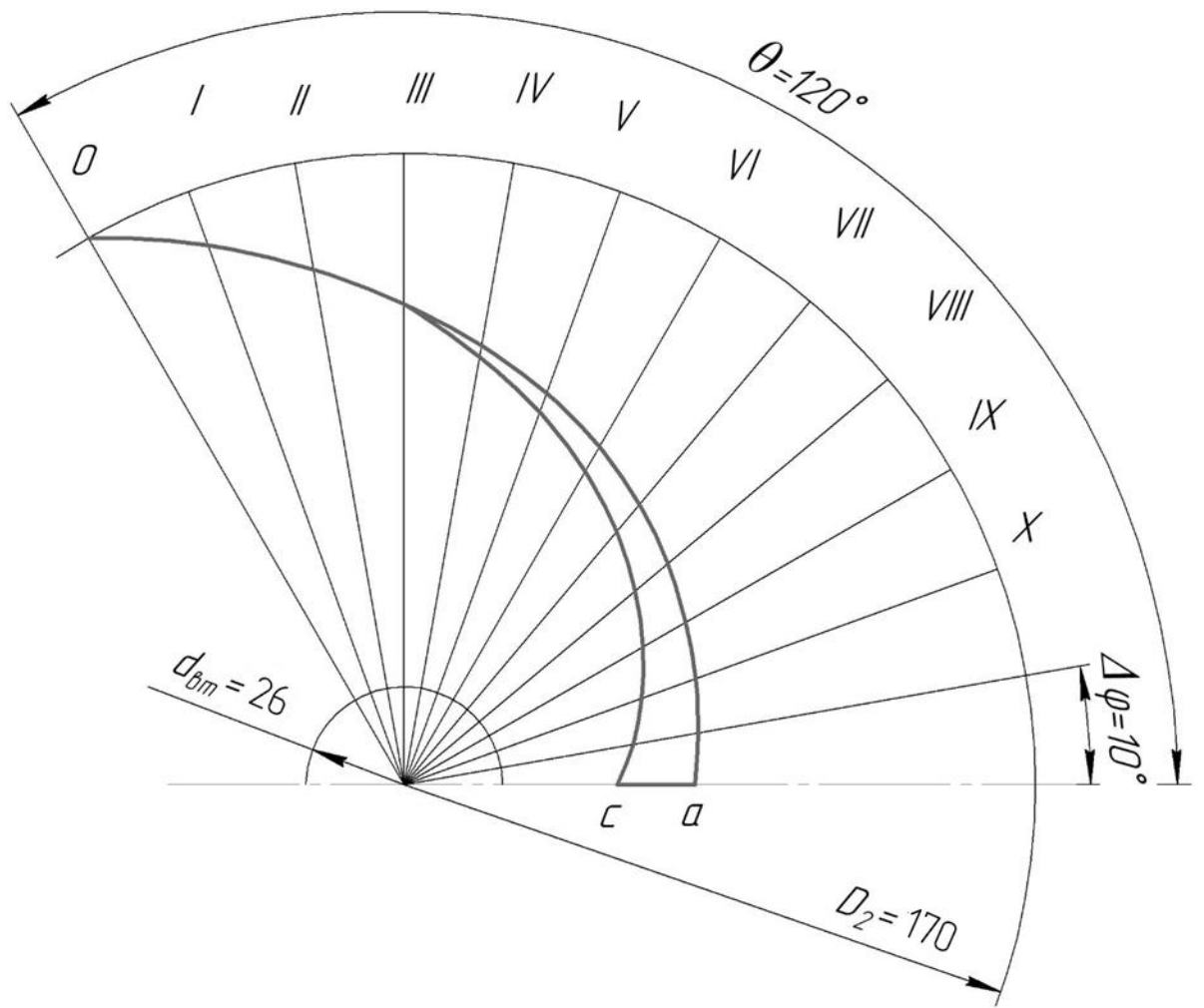


Рисунок 2.9 – План лопаті РК

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

6.131.16БР.000.00 ПЗ

Арк.

36

3 Розрахунок і проектування спірального відводу

Виконано за методикою (2).

Спіральний відвід (улітка) призначений для збору рідини, що виходить з РК і напрямляє її в вихідний патрубок. У спіральному відводі, окрім того, відбувається часткове перетворення кінетичної енергії рідини в потенційну.

Спіральний відвід складається з спіральної камери і дифузорового патрубку.

Найбільш часто в конструкціях насосів застосовують спіральні відводи з поперечним перерізом у вигляді трапеції.

3.1 Визначення діаметра початкової окружності D_3 і ширини входу в спіраль b_3 .

Діаметр початкової окружності D_3 рекомендують вибирати з умови мінімальних гідравлічних втрат в зазорі між РК, відводом і мінімальної віброактивності насоса. Цю умову задовольняє такий вираз для D_3 :

$$D_3 = (1 + 10^{-3}n_s) \cdot D_2, \quad (3.1)$$

$$D_3 = (1 + 10^{-3} \cdot 85,4) \cdot 0,17 = 0,18(\text{м})$$

Ширину входу в спіраль b_3 вибирають в залежності від ширини РК на виході b_2 . Для визначення b_3 можна рекомендувати таку залежність:

$$b_3 = m \cdot b_2, \quad (3.2)$$

де $m = 2$ – при низьких n_s ; $m = 1,75$ – при середніх n_s ; $m = 1,5$ – при високих n_s .

$$b_3 = 1,75 \cdot 0,01 = 0,0175 (\text{м})$$

					6.131.16БР.000.00 ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Шаповаленко			Розрахунок і проектування Спірального відводу	Лім.	Арк.	Акрушіє
Перевір.		Ратушний					37	70
Реценз.						СумДУ, ар.ГМ-81		
Н. Контр.		Алексєєнко						
Затверд.								

3.2 Визначення нахилу бокових стінок.

Нахил бічних стінок може задаватися співвідношенням a/h або кутом γ (рис.3.1).

$a/h = 0,2 - 0,3$ при $n_s = 50 - 60$;

$a/h = 0,25 - 0,4$ при $n_s > 80$.

Отже $a/h = 25/80 = 0,31$

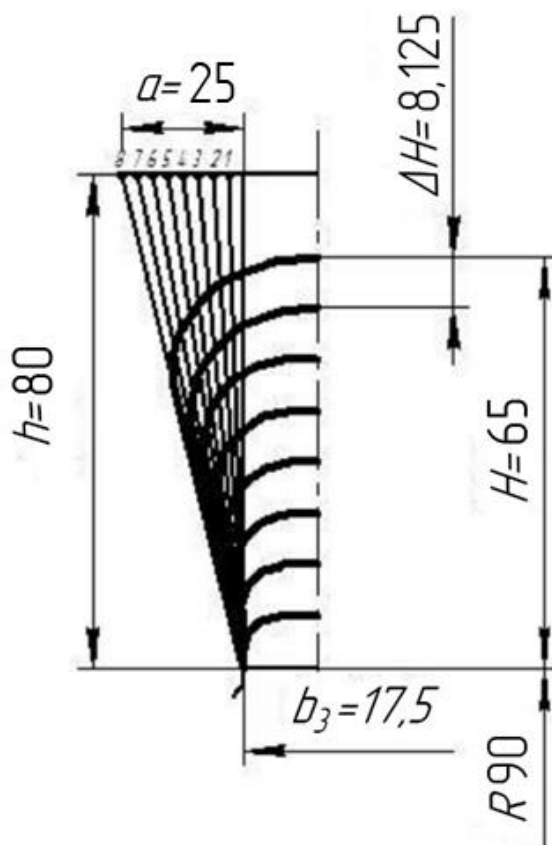


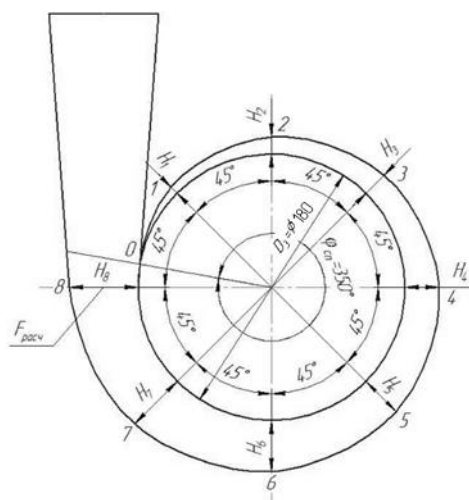
Рисунок 3.1 - Нахил бічних стінок спірального відводу

3.3 Визначення кута охоплення спіралі в плані.

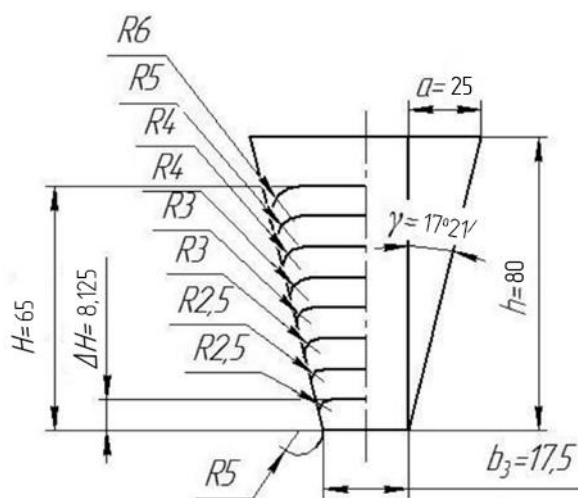
Кут охоплення спіралі $\varphi_{сп}$ (рис.3.2) залежить від коефіцієнта n_s і може бути вибраний з табл.3.1.

Таблиця 3.1 - Залежність кута охоплення спіралі від коефіцієнта 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



а)



б)

Рисунок 3.2 - План спірального відводу (а) і меридіанний перетин відводу (спіралі) (б)

3.4 Визначення пропускної здатності спіралі $A_{сп.расч}$

$$A_{\text{сп.расч}} = \frac{\varphi_{\text{сп}}}{360} \cdot \frac{\pi \eta_e n Q}{30 H g} \quad (3.3)$$

$$A_{\text{сп.расч}} = \frac{350}{360} \cdot \frac{3,14 \cdot 0,857 \cdot 3000 \cdot 40}{30 \cdot 32 \cdot 9,81} = 33,3$$

3.5 Визначення площі розрахункового перерізу $F_{\text{расч}}$

Для цього може бути застосований аналітичний спосіб. Розрахунок зручно виконувати в табличній формі.

Таблиця 3.2 - Розрахунки до визначення площі розрахункового перерізу спіралі

Номер точки	r_i	b_i	$B_i = \frac{b_i}{r_i}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$	$K_2 \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r$	$\Sigma \Delta Q_i$
1	97,5	17,5	0,179	0,190	0,00145	0
2	104,5	21	0,201			0,00149
3	111,5	24,5	0,219	0,210	0,00159	0,00164
				0,228	0,00173	
4	118,5	28	0,236	0,244	0,00186	0,00178
				0,258	0,00196	
5	125,5	31,5	0,251	0,270	0,00205	0,00191
				0,281	0,00214	
6	132,5	35	0,264	0,291	0,00221	0,00202
7	139,5	38,5	0,276			0,00211
8	146,5	42	0,286			0,00220
9	153,5	45,5	0,296			0,00227

В таблиці ΔQ_i , м³/с, визначається за формулою :

$$\Delta Q_i = K_2 \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r \cdot \frac{360}{\varphi_{сн}} \quad (3.4)$$

Значення Δr постійні і вибираються довільно в залежності від параметрів насоса. Зазвичай $\Delta r = (5 - 40) 10^{-3}$ м. Значення b_i переносяться з меридіанного перетину спіралі при відповідних значеннях r_i (рис.3.3). Кінцем для розрахунку служить значення $\sum \Delta Q_i$, трохи більше Q . За табличними даними будується графік $Q = f(r)$ - рис.2.3 (поєднуємо його з меридіанними перетином). По осі Q відкладаємо $Q = Q_{расч}$ і отриманий на рис. 3.3 розмір H'_8 обмежить площу трапеції, відповідну площу розрахункового перерізу. Гострі кути трапеції скругляються радіусом r_8 з умови забезпечення рівності статичних моментів площ F_x і F_y :

$$F_x r_x = F_y r_y,$$

де r_x і r_y - радіуси розташування центрів площ F_x і F_y .

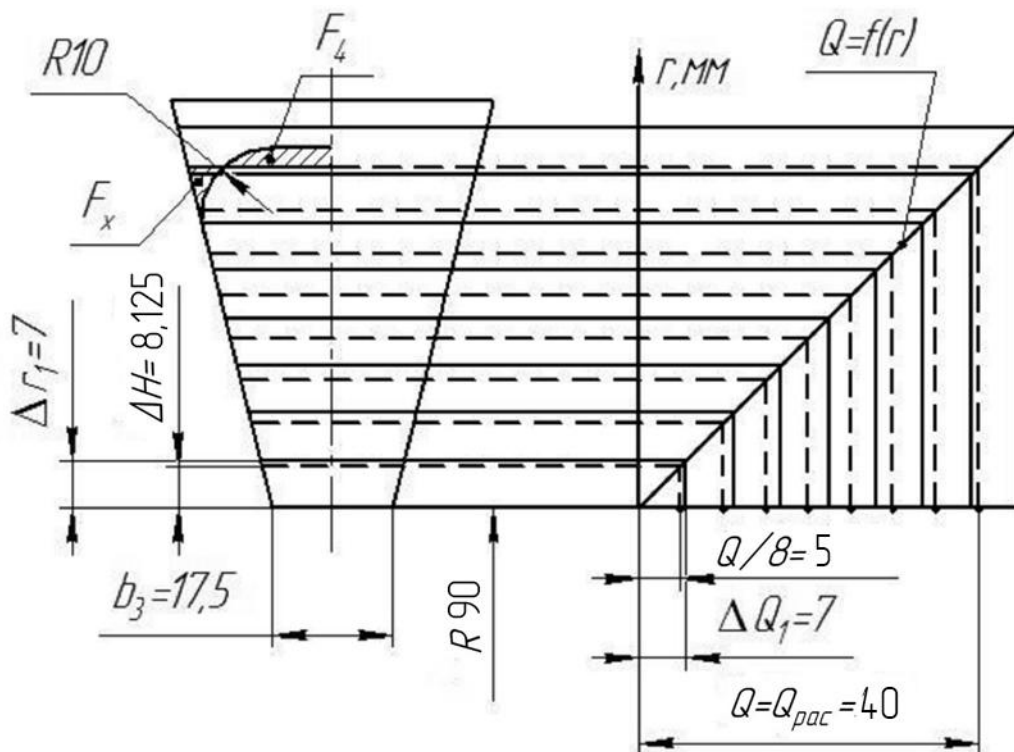


Рисунок 3.3 - Визначення розмірів розрахункового 8 $F_{расч}$ (F_8) і проміжних (F_7-F_1) перетинів

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

3.6 Перевірка правильності визначення площі розрахункового перерізу $F_{расч}$

Для цього будемо наведену площину F_{np} (рис.3.4)

Методика побудови F_{np} наступна: меридіанний перетин розтинають низкою паралельних прямих $x-x$, паралельних осі насоса, а через точки їх перетину з контуром перерізу довільну точку O на осі обертання РК проводять прямі $x-O$. Далі проводять пряму $P-P$ на довільній полюсній відстані ρ від осі насоса (часто для спрощення приймають $\rho=D_3/2$) і опускають перпендикуляри з точок перетину прямих $P-P$ і $x-O$ на відповідні лінії $x-x$. Отримана таким чином система точок « o » відображає контур приведеного перерізу (пунктирна лінія на рис.3.3). Критерієм правильності визначення $F_{расч}$ є умова:

$$A_{сн. расч} \approx A_{сн. граф},$$
$$\text{де } A_{сн. граф} = F_{np}/\rho;$$

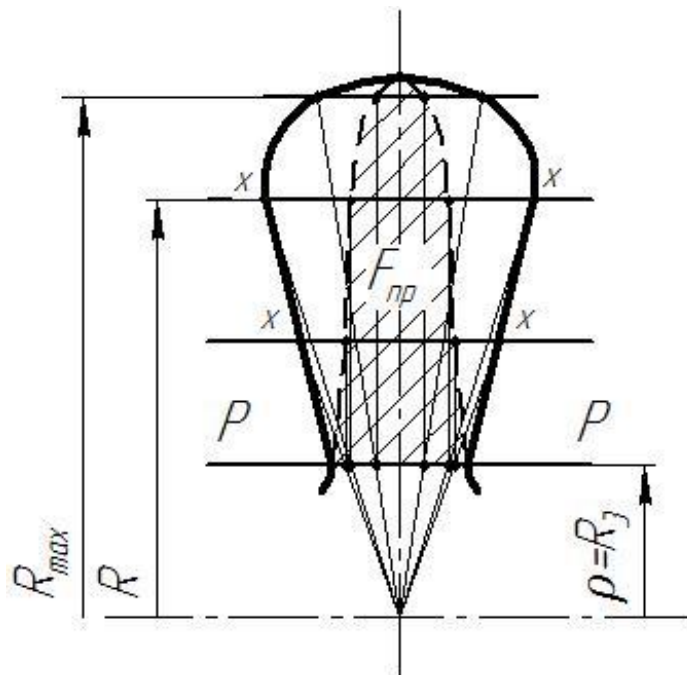


Рисунок 3.4 - Перевірка правильності визначення F_{np}

3.7 Визначення площі проміжних перетинів (від 0 до 8)

Для цього може бути використаний аналітичний спосіб (рис.3.3).

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

Для цього на графіку $Q = f(r)$ ділянку прямої на осі від $Q = 0$ до $Q = Q_{расч}$ межують на вісім рівних частин, а потім побудовою (пунктирні лінії) отримують відповідні проміжним перетинах трапеції (аналогічно розрахунковому перетину). Гострі кути трапецій скругляють радіусами з умови забезпечення рівності статичних моментів відповідних площ (аналогічно розрахунковому перетину). При цьому форма перетинів повинна змінюватися плавно без підскоків, що досягається за рахунок монотонної зміни радіусів зкруглення R_i і r_i и висот H_i . Зазвичай, інтервали між висотами перетинів в міру наближення до язика збільшуються. Радіус R_i швидко зростає, і в перетині 1 $R_1 = \infty$, а радіус r_i зменшується, і для перетину 1 повинен відповідати мінімальному радіусу заокруглення в литих деталях.

3.8 Побудова плана спіралі

Будують план спіралі в наступній послідовності:

- від початкової окружності діаметром D_3 в перетинах (після їх розмітки) відкладають відповідні висоти $H1-H8$ (рис.3.2);

- отримані точки з'єднують дугами різних радіусів (3-4 радіуса). Радіуси повинні плавно зростати в міру віддалення від язика. Дуга кожного радіуса повинна без згинів з'єднуватися з дугою наступного. Це визначається умовою, зображеною на рис.3.5 і яка полягає в тому, що точка з'єднання двох сусідніх дуг і центри їх радіусів повинні лежати на одній прямій. Побудова починається від язика. Точки сполучення дуг фіксуються щодо точок 1,2 і т.д. радіусами m_1, m_2 і т.д.

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

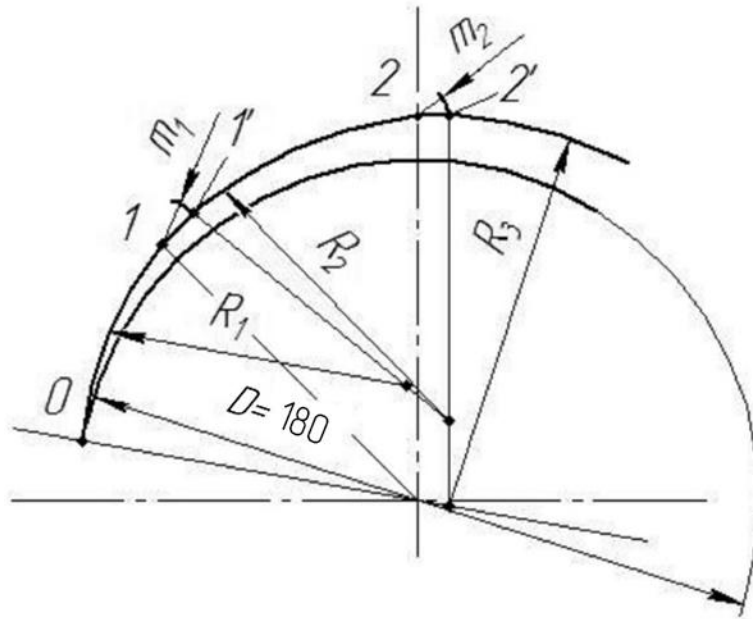


Рисунок 3.5 - Побудова контуру спіралі

3.9 Розрахунок і проектування диффузорної ділянки

Диффузорна ділянка починається від розрахункового перерізу 8 і закінчується колом нагнітаючого патрубку діаметром $D_{\text{вих}}$. При розрахунку диффузора можна використовувати наступні рекомендації:

- середня швидкість на виході з насоса ($V_{\text{вих}}$) повинна лежати в межах від 2 до 8 м / с;
- діаметр нагнітаючого патрубка визначається з умови нерозривності потоку з урахуванням рекомендацій попереднього пункту за формулою

$$D_{\text{вих}} = \sqrt{4Q/\pi V_{\text{вих}}} \quad (3.5)$$

$$D_{\text{ВЫХ}} = \sqrt{4 \cdot 11 \cdot 10^{-3} / 3,14 \cdot 2} = 0,08 \text{ (м)}$$

Отримане значення діаметра: $D_{\text{ВЫХ}} = 80 \text{ (мм)}$.

- довжина диффузора L і кут його конусності повинні визначатися з умови мінімальних гідравлічних втрат:

$$\varepsilon_{\text{онт}} = 2 \arctg \left(\frac{D_{\text{вих}} - d_{\text{экв}}}{2L} \right), \quad (3.6)$$

						6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			44

$$\varepsilon_{opt} = 8-10^\circ,$$

де $d_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{расч}}}{\pi}}$ - еквівалентний діаметр розрахункового перетину

Вибір L здійснюється з урахуванням конструктивних міркувань. Величина L повинна виражатися круглою цифрою, що закінчується на 0 або 5.

Приймаємо $L=200$ мм.

$$d_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 55}{3,14}} = 8,4(\text{мм})$$

$$\varepsilon_{\text{опт}} = 2 \arctg \left(\frac{80 - 8,4}{2 \cdot 200} \right) = 8^\circ 35'$$

3.10 Проектування моделі корпусу

Для виготовлення моделі корпусу необхідно назначити, щонайменше, два проміжних перетину диффузора (рис.3.7а). Рекомендації щодо їх розроблення наступні:

- з'єднуємо окружність $D_{\text{вих}}$ і нижню частину диффузора таким чином, щоб центр кола співпадав з серединою висот нижньої основи;

- довільно проводимо промені 1, 2, 3, і т.д. і межуємо відрізки цих променів між контурами основи конуса (між перетинами 8 і 11) на частини, пропорційні відрізках l_1 , l_2 и l_3 (рис.3.7б). Отримані точки поєднуємо плавними кривими, які будуть шуканими перетинами 9-9 і 10-10.

						6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
							45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

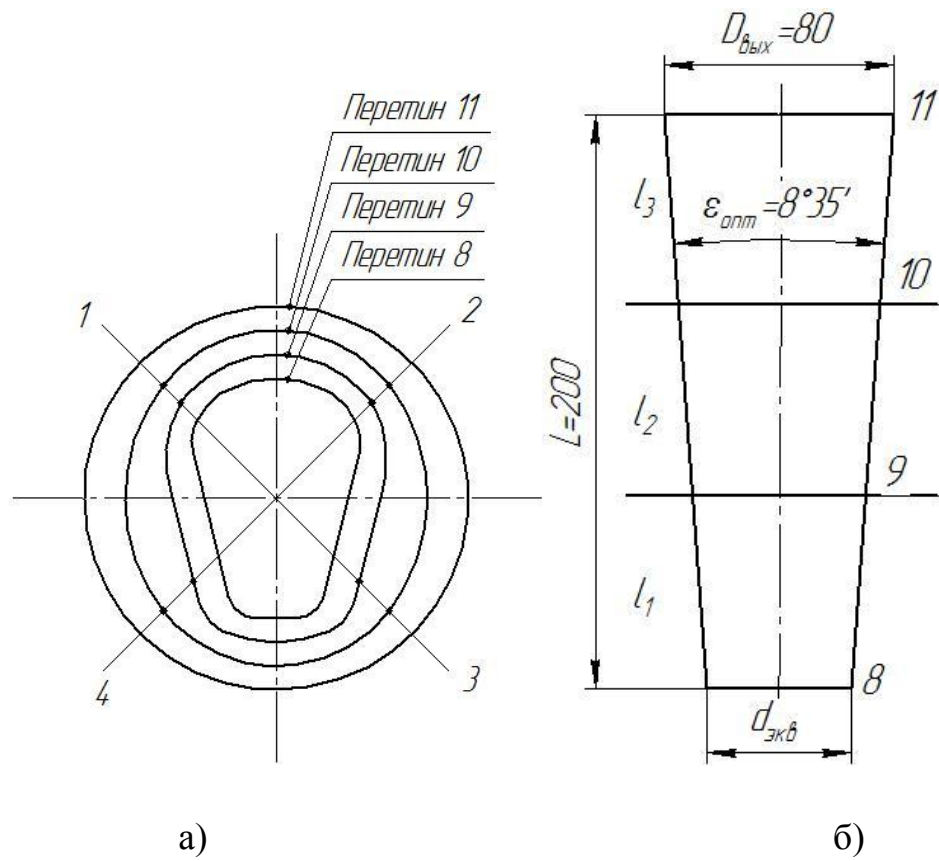


Рисунок 3.7 - Побудова перетинів дифузора (а) і дифузорна ділянка відводу (спіралі) (б)

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

4. Гідравлічні розрахунки

4.1 Визначення осьової сили, що діє на ротор насоса

Виконано за типовою методикою (4).

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

Для врівноваження осьової сили в насосі застосовано два радіально-упорних шарикопідшипників кочення.

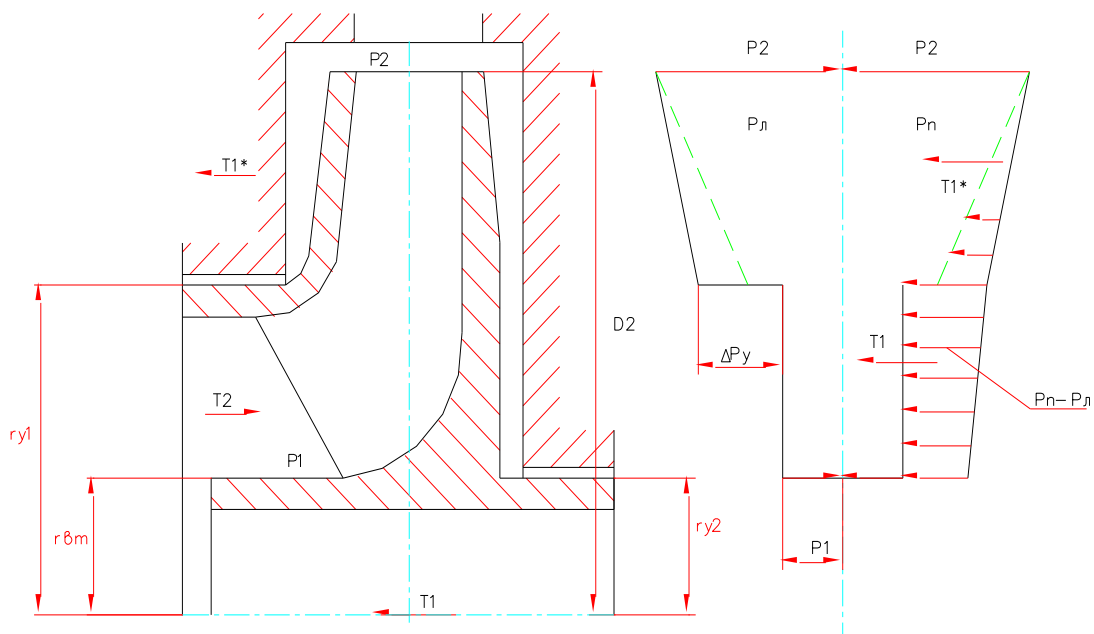


Рис. 4.1 – Схема дії осьових сил в насосі.

У практиці насосо-будування для розрахунку осьової сили поширено використовується спрощена методика, запропонована А.А.Ломакінім для двох граничних випадків:

- нормальної роботи сальників, коли витік (витратна течія в пазусі) q близька до 0. У цьому випадку рідина обертається в обох пазухах як тверде тіло з

					6.131.16БР.000.00 ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Шаповаленко			Літ.	Арк.	Акрушіє
Перевір.		Ратушний				47	70
Реценз.					СумДУ, ар.ГМ-81		
Н. Контр.		Алексєєнко					
Затверд.							
Гідравлічні розрахунки							

кутовою швидкістю, яка рівна половині кутової швидкості обертання РК, і розподіл тиску по радіусах дисків описується параболічним законом, а осьова сила, спрямована в бік всмоктуючого партрубка, визначається за формулою:

$$T_1 = \pi \rho g \cdot (r_{y1}^2 - r_{y2}^2) \cdot \left[H_p - \frac{U_2^2}{8 \cdot g} \cdot \left(1 - \frac{r_{y1}^2 + r_{y2}^2}{2 \cdot r_2^2} \right) \right]; \quad (4.1)$$

де H_p - потенційний напір РК

$$H_p = (0,6-0,8)H \quad (4.2)$$

$$H_p = 0,6 \cdot 32 = 19,2 \text{ м}$$

З креслення РК: $r_{y1}^2 = 0,0425 \text{ м}^2$; $r_{y2}^2 = 0,018 \text{ м}^2$; $r_2 = 0,085 \text{ м}$.

Колова швидкість на виході з РК: $U_2 = 26,2 \text{ м/с}$ (див. пункт 2.24)

$$T_1 = 3,14 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot (0,0425^2 - 0,018^2) \cdot \left[19,2 - \frac{26,2^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(1 - \frac{0,0425^2 + 0,018^2}{2 \cdot 0,085^2} \right) \right] = 740 \text{ Н}$$

- аварійного зносу ущільнення ($q \rightarrow \infty$), в цьому випадку рідина в передній пазусі рухається вільно по інерції за законом $V_{ur} = \text{const}$. Через збільшення витoku відбувається зміна епюри розподілу тиску в передній пазусі (рис.4.1, пунктирна - крутіша крива) і виникає додаткова осьова сила, спрямована в бік зношеного переднього сальника, значення якої можна розрахувати за формулою:

$$T_1^* = \pi \rho g \cdot (r_2^2 - r_{y1}^2) \cdot \frac{U_2^2}{8 \cdot g} \cdot \left(\frac{r_2^2}{r_2^2 - r_{y1}^2} \cdot \ln \frac{r_2^2}{r_{y1}^2} + \frac{r_2^2 + r_{y1}^2}{2 \cdot r_2^2} - 2 \right); \quad (4.3)$$

$$T_1^* = 3,14 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot (0,085^2 - 0,0425^2) \cdot \frac{26,2^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(\frac{0,085^2}{0,085^2 - 0,0425^2} \cdot \ln \frac{0,085^2}{0,0425^2} + \frac{0,085^2 + 0,0425^2}{2 \cdot 0,085^2} - 2 \right) = 691 \text{ Н}$$

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Сила T_2 дорівнює :

$$T_2 = B \cdot \frac{\rho g \cdot Q}{g} \cdot v_0; \quad (4.4)$$

Де $B = 1$ – для радіальних коліс;

v_0 – швидкість на виході в РК, м/с, $v_0 = 2,45$ м/с

Де S – площа вихідного перетину колеса, м².

$$S_0 = \frac{\pi \cdot (D_0^2 - d_{\text{вТ}}^2)}{4}; \quad (4.5)$$

Де D_0 – діаметр входу в РК; $D_0=0,081$ м.

$d_{\text{вТ}}$ -діаметр втулки; $d_{\text{вТ}}=0,026$ м.

$$S_0 = \frac{3,14 \cdot (0,081^2 - 0,026^2)}{4} = 0,0046 \text{ м}^2$$

$$T_2 = \frac{9810 \cdot 40 \cdot 2,45}{3600 \cdot 9,81} = 27,2 \text{ Н}$$

Сумарна осьова сила, що діє на РК

$$T = T_1 + T_1^* - T_2; \quad (4.6)$$

$$T = 740 + 691 - 27,2 = 1403,8 \text{ Н.}$$

4.2 Визначення радіальної сили

Виконано за типовою методикою (4).

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

$$R = K_R \cdot \left(1 - \left(\frac{Q}{Q_{\text{опт}}} \right)^2 \right) \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2; \quad (4.7)$$

Де K_R - безрозмірний коефіцієнт радіальної сили;

D_2 - Зовнішній діаметр РК;

$D_2 = 0,17$ м;

									Арк.
									49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	6.131.16БР.000.00 ПЗ				

b_2 - ширина РК на виході, що включає в себе товщину його дисків;

$b_2 = 0,014$ м.

Коефіцієнт K_R залежить від n_s . При $n_s = 85,4$, $K_R = 0,18$

Максимальна сила буде на режимі $Q = 0$.

$$R = 0,18 \cdot 1 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 32 \cdot 0,17 \cdot 0,014 = 134,5 \text{ Н.}$$

4.3 Розрахунок насоса на кавітацію

Виконано за типовою методикою (3).

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

Мінімальний кавітаційний запас визначаємо за формулою :

$$\Delta h = \lambda_1 \cdot \frac{v_0^2}{2 \cdot g} + \lambda_2 \cdot \frac{W_1^2}{2 \cdot g}; \quad (4.8)$$

Де λ_1 та λ_2 – коефіцієнти;

v_0 - середня абсолютна швидкість при вході потоку в РК; $v_0 = 2,45 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ (див. пункт 2.3);

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

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

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

Відносна швидкість на вході:

$$W_1 = \sqrt{U_1^2 + v_{m1}^2}; \quad (4.9)$$

Де U_1 - окружна швидкість на вході в РК $U_1 = 11,4$ м/с (див. пункт 2.15);

v_{m1} - меридіональна складова абсолютної швидкості $v_{m1} = 2,8$ м/с (див. пункт 2.14).

$$W_1 = \sqrt{11,4^2 + 2,8^2} = 11,7 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кавітаційний запас:

$$\Delta h = 1,2 \cdot \frac{2,45^2}{2 \cdot 9,81} + 0,3 \cdot \frac{11,7^2}{2 \cdot 9,81} = 2,46 \text{ м.}$$

Кавітаційний коефіцієнт бистрохідності:

$$C = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\Delta h^{\frac{3}{4}}}; \quad (4.10)$$

$$C = \frac{5,62 \cdot 3000 \cdot \sqrt{40}}{60 \cdot 2,46^{\frac{3}{4}}} = 904$$

Отримане розрахункове значення $C = 904$ показує, що насос має гарні кавітаційні якості.

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5 Вибір кінцевого ущільнення

5.1 Вибір типу ущільнення

Виконано за типовою методикою (3).

Для сконструйованої конструкції насоса в якості кінцевого ущільнення вала застосоване сальникове ущільнення (рис. 5.1).

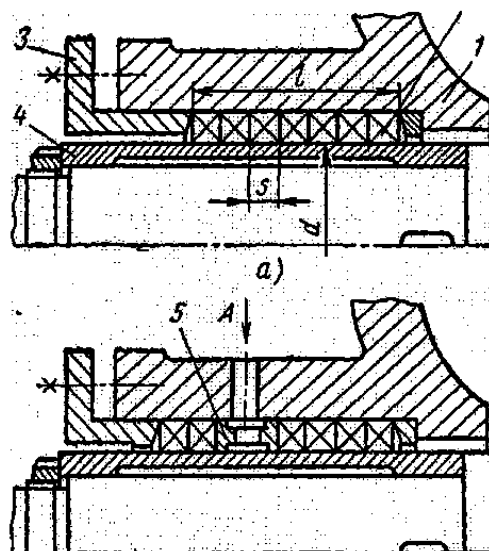


Рис. 5.1 – Конструкція сальникового ущільнення.

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 насоса на 0,5 МПа. В якості затворної рідини використовується технічно чиста вода з температурою не вище 40°C. Витрати води, яка подається в сальник 0,01м³/год.

					6.131.16БР.000.00 ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Шаповаленко			Вибір Кінцевого ущільнення	Літ.	Арк.	Акрушіє
Перевір.		Ратушний					52	70
Реценз.						СумДУ, ар.ГМ-81		
Н. Контр.		Алексєєнко						
Затверд.								

Товщина кільця набивки:

$$S = \sqrt{d}; \quad (5.1)$$

Де d - діаметр вала в місці набивання сальника, мм ($d = 36$ мм);

$$S = \sqrt{36} = 6 \text{ мм.}$$

Приймаємо $S = 6$ мм.

Довжина сальникового ущільнення дорівнює:

$$L = i \cdot S; \quad (5.2)$$

Де i - кількість кілець набивки, шт. ($i = 5$ шт);

S – товщина кільця набивки

$$L = 5 \cdot 6 = 30 \text{ мм.}$$

Згідно з ГОСТ 5152-84 обираємо сальникову набивку АГИ 6х6.

5.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

Виконано за типовою методикою (3).

Визначимо втрати потужності в сальнику:

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

де r - радіус натискної втулки, см.

$$r = \frac{d}{2} = 1,8 \text{ см;}$$

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:

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

						6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			53

де l - довжина пакета ($l = 3$ см)

$f = 0.05$ – коефіцієнт тертя;

S – товщина кільця набивки, см ($S = 0.6$ см);

P_0 – тиск на вході в насос ($P_0 = 1,3$ кг/см²).

$$N_c = 3,22 \cdot 10^{-5} \cdot 3000 \cdot 1,8^2 \cdot 0,6 \cdot 1,22 \cdot \left(1 - e^{-2 \cdot 0,5 \cdot 0,05 \frac{3}{0,6}}\right) = 0,16 \text{ кВт.}$$

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6 Розрахунок втрат і повного к.к.д. насоса

Виконано за типовою методикою (3).

Втрати в насосі можуть бути розподілені на чотири категорії: механічні, об'ємні, гідравлічні та втрати гідравлічного гальмування. Останні часто відносять до механічних втрат, оскільки вони не призводять до зниження напору, а збільшують споживану потужність.

6.1 Гідравлічні втрати

$$\eta_r = 0,857 \text{ (див. пункт 2.6)}$$

6.2 Об'ємні втрати

Об'ємні втрати зв'язані з протіканням рідини, які виникають у щілинах між рухомими та нерухомими деталями насоса. У відцентровому консольному насосі протікання можуть відбуватися через переднє ущільнення робочого колеса та сальникове ущільнення.

Унаслідок наявності об'ємних втрат корисна подача насоса менша за подачу РК, що характеризується об'ємним ККД:

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q + \sum q}, \quad (6.1)$$

де $\sum q$ – сумарні протікання, м³/с.

При розрахунку можна вважати, що протікання у сальниковому ущільненні відсутні. Тому об'ємний ККД можна визначити за таким виразом:

					6.131.16БР.000.00 ПЗ			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		<i>Шаповаленко</i>			Розрахунок втрат і повного ккд насоса	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Ратушний</i>					55	70
<i>Реценз.</i>						СумДУ, ар.ГМ-81		
<i>Н. Контр.</i>		<i>Алексєєнко</i>						
<i>Затверд.</i>								

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q+q}, \quad (6.2)$$

де q – протікання через переднє ущільнення, $\text{м}^3/\text{с}$.

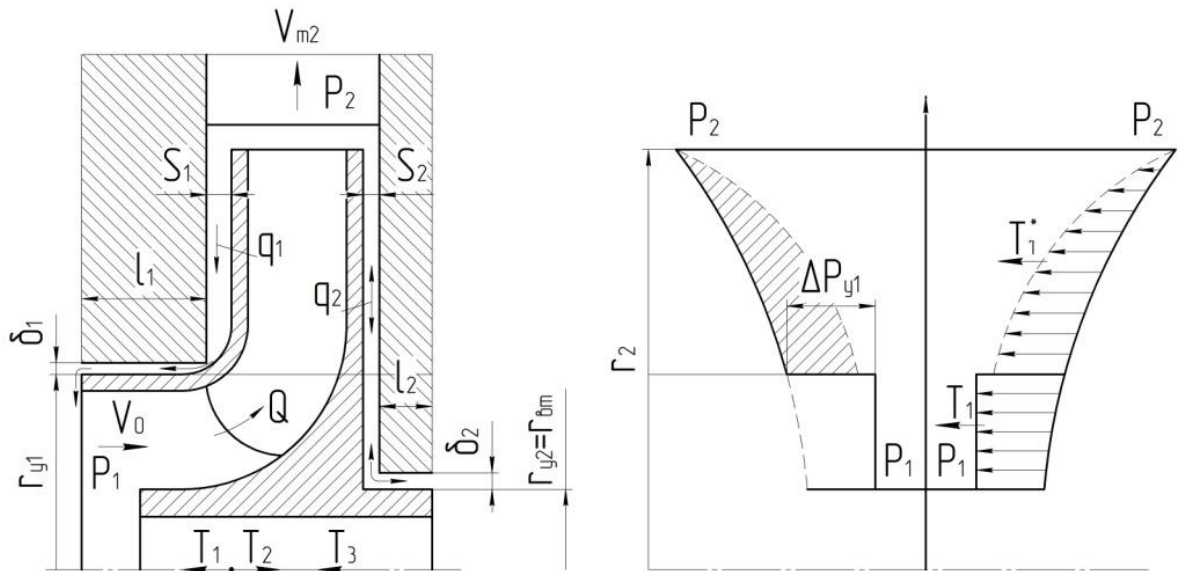


Рисунок 6.1 – Схема протікань в ступені відцентрового насоса та розподіл тиску на поверхні основного та покривного дисків РК.

Коефіцієнт протікання циліндричної щілини:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1,5 + \frac{\lambda l}{2\delta_1}}}, \quad (6.3)$$

де $\lambda = 0,04$ – коефіцієнт тертя;

$\delta_1 = 0,3$ мм – радіальний зазор в ущільненні колеса;

l – довжина щілини, мм.

Довжина щілини:

– для ущільнень насосів малих розмірів ($r_{y1} < 50$ мм):

$$\frac{l}{2r_{y1}} = 0,2 - 0,25, \quad (6.4)$$

									Арк.
									56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	6.131.16БР.000.00 ПЗ				

де $r_{y1} = 42,5$ мм – радіус переднього ущільнення, визначаємо з креслення РК.

$$\frac{l}{2 \cdot 42,5} = 15,8 \div 20$$

Приймаємо $l = 17$ мм.

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1,5 + \frac{0,04 \cdot 0,017}{2 \cdot 0,3 \cdot 10^{-3}}}} = 0,616$$

Площа поперечного перерізу щілини визначається за формулою:

$$f_y = 2\pi \cdot r_{y1} \cdot \delta_1 \quad (6.5)$$

$$f_y = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,0425 \cdot 0,3 = 80,07 \cdot 10^{-6} \text{ (м}^2\text{)}$$

Напір, що втрачається в ущільненні:

$$h_y = H_p - \frac{u_2^2}{8g} \left[1 - \left(\frac{r_{y1}}{r_2} \right)^2 \right]^2, \quad (6.6)$$

де H_p – потенційний напір, м;

$U_2 = 26,2$ м/с – колова швидкість на виході з РК, м/с;

$r_2 = 0,085$ м – зовнішній радіус РК, визначаємо з креслення.

Потенційний напір РК:

$$H_p = H_T \cdot \eta_{г.к} \cdot \left(1 - \frac{g \cdot H_T}{2 \cdot u_2^2} \right), \quad (6.7)$$

$$H_p = 37,3 \cdot 0,926 \cdot \left(1 - \frac{9,81 \cdot 37,3}{2 \cdot 26,2^2} \right) = 25,3 \text{ (м)}$$

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

$$\eta_{г.к} = \sqrt{\eta_z} \quad (6.8)$$

$$\eta_{г.к} = \sqrt{0,857} = 0,926$$

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$h_y = 25.3 - \frac{26.2^2}{8 \cdot 9.81} \left[1 - \left(\frac{0.0425}{0.085} \right)^2 \right]^2 = 20.3 \text{ (м)}$$

Протікання через переднє ущільнення РК визначається за формулою:

$$q = \mu \cdot f_y \cdot \sqrt{2gh_y}, \quad (6.9)$$

$$q = 0,616 \cdot 80,07 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 20,3} = 0,98 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^3\text{/с)}$$

де μ – коефіцієнт протікання циліндричної щілини;

f_y – площа поперечного перетину циліндричної щілини, м²;

h_y – напір, що втрачається в ущільненні, м.

При розрахунку можна вважати, що протікання у сальниковому ущільненні відсутні. Тому об'ємний ККД можна визначити за таким виразом:

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q+q}, \quad (6.10)$$

$$\eta_{об} = \frac{11 \cdot 10^{-3}}{11 \cdot 10^{-3} + 0,98 \cdot 10^{-3}} = 0,918$$

6.3 Механічні втрати

Механічні втрати в насосі діляться на внутрішні та зовнішні. Внутрішніми втратами вважаються втрати на тертя диска, зовнішніми – втрати в кінцевих ущільненнях та в підшипниках.

У відцентрових насосах середньої та великої потужності втрати на диску є основним видом механічних втрат. Під дисковим тертям розуміються втрати енергії на тертя робочої рідини і зовнішньої поверхні обертального колеса.

Хоча вони мають гідравлічний характер, це – механічні втрати, пов'язані зі зміною споживаної насосом потужності, на відміну від гідравлічних втрат, які визначаються втратами напору (тиску).

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Втрати на дискове тертя можна визначити за таким виразом:

$$N_{\text{дт}} = 0,882u_2^3 D_2 (D_2 + 5l), \quad (6.11)$$

де l – сумарна товщина основного та покривного дисків РК, м:

$$l = l_1 + l_2, \quad (6.12)$$

де l_1, l_2 – товщини основного та покривного дисків відповідно, м;

Визначаємо з креслення.

$$l = 0,002 + 0,002 = 0,004(\text{м})$$

$$N_{\text{дт}} = 0,882 \cdot 26,2^3 \cdot 0,170 \cdot (0,170 + 5 \cdot 0,004) = 512,3(\text{Вт})$$

Внутрішній механічний ККД визначається за формулою:

$$\eta_{\text{мвн}} = \frac{\rho g Q_{\text{Р.К.}} H_m}{\rho g Q_{\text{Р.К.}} H_m + N_{\text{дт}}}, \quad (6.13)$$

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 11,4 \cdot 10^{-3} \cdot 37,3}{1000 \cdot 9,81 \cdot 11,4 \cdot 10^{-3} \cdot 37,3 + 512,3} = 0,890$$

Зовнішні механічні втрати залежать від розмірів вала, типу кінцевих ущільнень та частоти обертання ротора насоса. Встановлено, що зовнішній механічний ККД лопатевих насосів становить $\eta_{\text{мзовн}} = 0,97 - 0,98$.

Отже, механічний ККД визначається за формулою:

$$\eta_{\text{м}} = \eta_{\text{мвн}} \eta_{\text{мзовн}}, \quad (6.14)$$

де $\eta_{\text{мвн}}$ – внутрішній механічний ККД;

$\eta_{\text{мзовн}}$ – зовнішній механічний ККД.

$$\eta_{\text{м}} = 0,890 \cdot 0,97 = 0,863$$

На розрахунковому режимі втрати гідравлічного гальмування, як правило, відсутні, і повний ККД насоса можна визначити з відношення:

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{N} = \eta_{\text{г}} \eta_{\text{об}} \eta_{\text{м}} \quad (6.15)$$

$$\eta = 0,857 \cdot 0,918 \cdot 0,863 = 0,678$$

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7 Розрахунки по вибору двигуна

7.1 Вибір двигуна

Виконано за типовою методикою (2).

Електродвигун для приводу при з'єднанні валів за допомогою муфти вибирається по максимальній потужності насоса, Вт, обумовленої умовами роботи агрегату:

$$N_{\max} = \frac{k\rho g Q_{\max} H_{Q_{\max}}}{1000 \cdot 3600 \eta_{Q_{\max}}}, \quad (7.1)$$

де Q_{\max} – максимально можлива подача насоса, м³/год;

$H_{Q_{\max}}$, $\eta_{Q_{\max}}$ - відповідно напір, м і ККД насоса при Q_{\max} ;

ρ - густина рідини, кг/м³;

k - коэффициент запаса. По ГОСТ 12878-67 значення коефіцієнта запаса в залежності від потужності насоса до 20 кВт $k = 1,25$.

$$N_{\max} = \frac{1,25 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 40 \cdot 32}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,729} = 5,98 \text{ кВт.}$$

Для приводу насоса обираємо електродвигун 4АМ132М2 з параметрами:

- Потужність – 11 кВт;
- Напруга – 380/660 В;
- ККД – 88%
- Частота обертання (асинхронна) – 3000 об/хв.

7.2 Розрахунок пускового моменту характеристик

Виконано за типовою методикою (2).

Після вибору електродвигуна необхідно перевірити відповідність його

					6.131.16БР.000.00 ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Шаповаленко			Літ.	Арк.	Акрушіє
Перевір.		Ратушний			60	70	
Реценз.					Розрахунки по Вибору двигуна СумДУ, ар.ГМ-81		
Н. Контр.		Алексєєнко					
Затверд.							

пускових характеристик умов роботи агрегату в системі. Для цього будується графічна залежність моменту опору агрегату від частоти обертання (рис.7.1).

Графік залежності моменту опору будується за трьома точками:

- Початкового моменту рушання;
- Момент виходу електродвигуна на номінальну частоту обертання;
- Мінімального моменту опору агрегату (точка С);

В початковий момент часу при $n = 0$:

$$M_0 = 0,21 \cdot M_{\text{НОМ}}; \quad (7.2)$$

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

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{9736 \cdot N_{\text{ДВ}}}{n}; \quad (7.3)$$

$N_{\text{ДВ}} = 11$ кВт - номінальна потужність двигуна

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{9736 \cdot 11}{3000} = 35,6 \text{ Нм},$$

$$M_0 = 0,21 \cdot 35,6 = 7,4 \text{ Нм}.$$

Момент виходу електродвигуна на номінальну частоту обертання.

Максимальний момент опору:

$$M_p = \frac{9736 \cdot N_{\text{max}}}{n}; \quad (7.4)$$

де N_{max} - максимальна потужність насоса.

$N_{\text{max}} = 11,82$ кВт;

$$M_p = \frac{9736 \cdot 5,98}{3000} = 19,4 \text{ Нм}.$$

Початку координат через точку M_p будуємо квадратичну параболу $M \approx n^2$, так як складові моменту опору пропорційні квадрату частоти обертання.

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Досліди показують, що в початковий момент пуску крива моменту опору різко відрізняється від параболи.

Для того щоб отримати криву, близьку за формою до дійсної, на графік наносять додаткову точку «С» з координатами:

$$n_c = 0,3 n_{ном} \text{ та } M_c = 0,03 M_{ном}$$

$$n_c = 0,3 \cdot 3000 = 900 \text{ об/хв}$$

$$M_c = 0,03 \cdot 35,6 = 1,06 \text{ Нм}$$

Пускова моментна характеристика насосного агрегату представлена на рисунку 7.1.

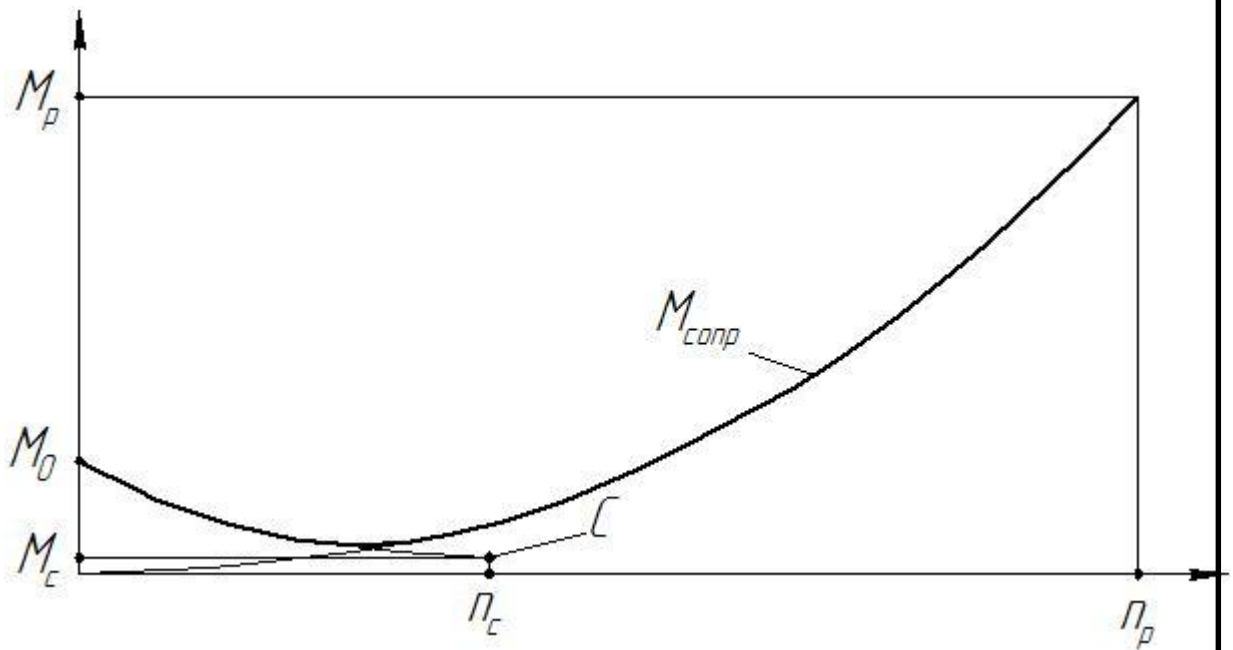


Рисунок 7.1 – Пускова моментна характеристика насосного агрегату.

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

8 Механічні розрахунки

8.1 Розрахунок реакцій в опорах

Виконано за типовою методикою (2).

Розрахункова схема дії сил на ротор насоса представлена на рисунку 8.1:

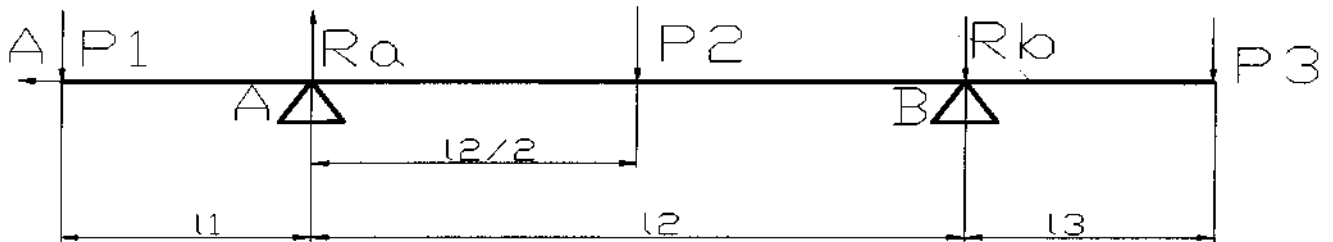


Рис. 8.1 – Схема навантаження вала.

Навантаження P_1 визначається за формулою:

$$P_1 = G_K + \frac{1}{3} \cdot G_{1B} + R; \quad (8.1)$$

Де G_K - вага РК, Н;

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

R – радіальна сила, Н.

$$G_K = 22,5 \text{ Н}, \quad G_{1B} = 8,41 \text{ Н};$$

$$R = 134,5 \text{ Н};$$

$$P_1 = 22,5 + \frac{1}{3} \cdot 8,41 + 134,5 = 159,8 \text{ Н}.$$

Навантаження P_2 :

$$P_2 = \frac{1}{3} \cdot G_{2B}; \quad (8.2)$$

Де G_{2B} - вага вала на ділянці l_2 , Н.

$$G_{2B} = 13,24 \text{ Н};$$

					6.131.16БР.000.00 ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Шаповаленко			Літ.	Арк.	Акрушіє
Перевір.		Ратушний				63	70
Реценз.					Механічні розрахунки СумДУ, гр.ГМ-81		
Н. Контр.		Алексєєнко					
Затверд.							

$$P_2 = \frac{1}{3} \cdot 13,24 = 4,4 \text{ Н.}$$

Навантаження P_3 :

$$P_3 = G_{\text{пм}} + \frac{1}{3} \cdot G_{3\text{в}}; \quad (8.3)$$

Де $G_{\text{пм}}$ - вага напівмуфти;

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

$$G_{\text{пм}} = 13, \quad G_{3\text{в}} = 7,08 \text{ Н;}$$

$$P_3 = 13 + \frac{1}{3} \cdot 5,08 = 15,36 \text{ Н.}$$

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: $l_1 = 0,2035\text{м}$; $l_2 = 0,134\text{м}$; $l_3 = 0,1125\text{м}$.

$$\Sigma M_A = P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + R_B \cdot l_2 + P_3 \cdot (l_2 + l_3) - P_1 \cdot l_1 = 0; \quad (8.4)$$

$$R_B = \frac{P_1 \cdot l_1 - P_3 \cdot (l_2 + l_3) - P_2 \cdot \frac{l_2}{2}}{l_2}; \quad (8.5)$$

$$R_B = \frac{159,8 \cdot 0,2035 - 15,36 \cdot (0,134 + 0,1125) - 4,4 \cdot \frac{0,134}{2}}{0,134} = 212,2 \text{ Н;}$$

$$\Sigma M_B = P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + P_1 \cdot (l_1 + l_2) - R_A \cdot l_2 - P_3 \cdot l_3 = 0; \quad (8.6)$$

$$R_A = \frac{P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + P_1 \cdot (l_1 + l_2) - P_3 \cdot l_3}{l_2}; \quad (8.7)$$

$$R_A = \frac{4,4 \cdot \frac{0,134}{2} + 159,8 \cdot (0,2035 + 0,134) - 15,36 \cdot 0,1125}{0,134} = 391,7 \text{ Н.}$$

8.2 Розрахунок довговічності підшипників

Виконано за типовою методикою (6).

В опорі А і В встановлений – радіально-упорний шарикопідшипник 66207 ГОСТ 831-75.

Статична вантажопідйомність – $C_0 = 27000 \text{ Н}$.

						6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
							64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

Динамічна вантажопідйомність – $C = 14700$ Н.

Розрахункова довговічність підшипниках :

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3; \quad (8.8)$$

де C - Динамічна вантажопідйомність підшипника, Н;

P - еквівалентне динамічне навантаження, Н.

Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник:

$$P = (X \cdot V \cdot Fr + Y \cdot Fa) \cdot K_T \cdot K_\delta; \quad (8.9)$$

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:

$$Fr = R = 134,5 \text{ Н}; \quad Fa = A = T = 1403,8 \text{ Н.}$$

Визначаємо відношення осьового навантаження до радіального:

$$\frac{Fa}{Fr \cdot V} = \frac{1403,8}{134,5 \cdot 1} = 10,4.$$

При цьому $e = 0,95$

Так як $\frac{Fa}{Fr \cdot V} > e$, то коефіцієнт радіального навантаження $X = 0,37$.

Коефіцієнт осьового навантаження $Y = 0,66$.

Динамічне навантаження:

$$P = (0,37 \cdot 1 \cdot 134,5 + 0,66 \cdot 1403,8) \cdot 1 \cdot 1,2 = 1171,5 \text{ Н.}$$

Розрахункова довговічність підшипника:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 3000} \cdot \left(\frac{27000}{1171,5}\right)^3 = 0,0680 \cdot 10^6 \text{ год.}$$

8.3 Розрахунок вала на статичну міцність

Виконано за типовою методикою (7).

Для визначення напружень в перерізах вала побудуємо епюру згинальних моментів.

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

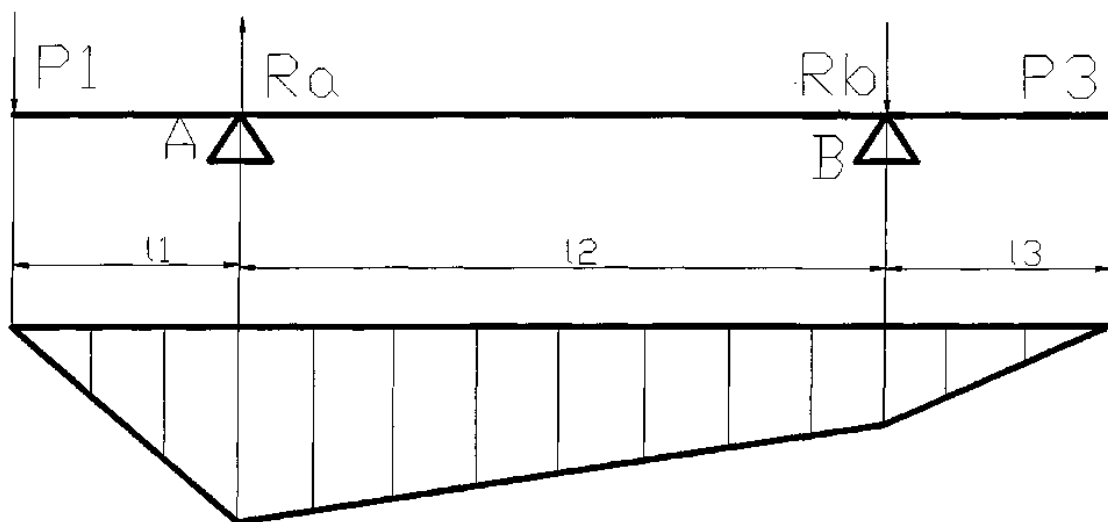


Рис. 8.2 – Епюра згинальних моментів.

Визначимо максимальний згинальний момент в перерізі А:

$$M_u = P_1 \cdot l_1; \quad (8.10)$$

$$P_1 = 159,8 \text{ Н}, \quad l_1 = 0,2035 \text{ м};$$

$$M_u = 159,8 \cdot 0,2035 = 32,5 \text{ Нм.}$$

Найбільший крутний момент на валу:

$$M_{кр} = 9551 \cdot \frac{N}{n}; \quad (8.11)$$

Де N – потужність насоса, N = 4,916 кВт;

$$M_{кр} = 9551 \cdot \frac{4,916}{3000} = 15,6 \text{ Нм.}$$

Момент опору перерізу валу в точці А:

$$W_u = 0,1 \cdot d^3; \quad (8.12)$$

Де d = 35 мм – діаметр під підшипником.

$$W_u = 0,1 \cdot 0,035^3 = 4,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Момент опору кручення:

$$W_{кр} = 0,2 \cdot d^3; \quad (8.13)$$

$$W_{кр} = 0,2 \cdot 0,035^3 = 8,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Напруження згинання:

										Арк.
										66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	6.131.16БР.000.00 ПЗ					

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u}; \quad (8.14)$$

$$\sigma_u = \frac{32,5}{4,3 \cdot 10^{-6}} = 7,55 \text{ МПа.}$$

Напруження кручення:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}}; \quad (8.15)$$

$$\tau_{кр} = \frac{15,6}{8,6 \cdot 10^{-6}} = 1,8 \text{ МПа.}$$

Еквівалентне напруження:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_{кр}^2 + 3 \cdot \tau_{кр}^2}; \quad (8.16)$$

$$\sigma_{екв} = \sqrt{7,55^2 + 3 \cdot 1,8^2} = 8,1 \text{ МПа.}$$

Матеріал вала – Сталь 40Х

Межа текучості $\sigma_T = 330 \text{ МПа}$

Запас міцності за межею текучості:

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{екв}}; \quad (8.17)$$

$$n_T = \frac{330}{8,1} = 40,7$$

Умова міцності виконується.

8.4 Розрахунок шпонкового з'єднання вала з колесом

Виконано за типовою методикою (7).

Вихідні дані для розрахунку. Матеріал вала – Сталь 40Х. Межа текучості

$\sigma_{0,2} = 780 \text{ МПа}$. Матеріал шпонки – Сталь 45. Межа текучості $\sigma_{0,2} = 350 \text{ МПа}$. Матеріал колеса – Сталь 20Х13 Л. Межа текучості $\sigma_{0,2} = 440 \text{ МПа}$. Крутний момент на валу $M_{кр} = 15,6 \text{ Нм}$.

Розмір шпонки під РК $b \times h \times l = 6 \times 6 \times 45$.

При розрахунку шпонкового з'єднання валом з РК визначальним є

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

напруження зминання:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot M_{\text{кр}}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)}; \quad (8.18)$$

Де l_p – робоча довжина шпонки;

t_1 – глибина паза вала;

h – висота шпонки;

d – діаметр вала.

$d = 20 \text{ мм}$, $l_p = l - b = 45 - 6 = 39 \text{ мм}$, $t_1 = 3,5 \text{ мм}$, $h = 6 \text{ мм}$.

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 15,6}{0,020 \cdot 0,039 \cdot (0,006 - 0,0035)} = 16 \text{ МПа.}$$

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

Допустиме напруження зминання:

$$[\sigma_{\text{см}}] = 0,56 \cdot \sigma_{0,2}; \quad (8.19)$$

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

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

Умова міцності виконується.

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

9 РОЗДІЛ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Захист від дії вібрації на організм людини.

9.1 Параметри та види вібрації, її дія на організм людини

Під вібрацією розуміють механічні коливання твердого тіла. Вона характеризується абсолютними та відносними параметрами. До основних абсолютних параметрів належать: вібропереміщення (s) — миттєве значення кожної з координат, які описують положення тіла, чи матеріальної точки під час вібрації; амплітуда вібропереміщення (A) — найбільше відхилення точки, яка коливається з певною частотою, від положення рівноваги, м; віброшвидкість (v) — кінематичний параметр, що дорівнює швидкості переміщення (перша похідна вібропереміщення) точки, яка коливається з певною частотою, м/с; віброприскорення (a) — кінематичний параметр, що дорівнює прискоренню переміщення (друга похідна вібропереміщення) точки, яка коливається з певною частотою, м/с²; період вібрації (T) — найменший інтервал часу, через який під час періодичної вібрації повторюється кожне значення величини, яка характеризує вібрацію, с; частота вібрації (f) — величина, обернено пропорційна періоду вібрації, яка показує кількість коливань за одиницю часу точки під час вібрації, Гц.

Оскільки абсолютні параметри, що характеризують вібрацію змінюються в широких межах, то на практиці частіше використовують відносні параметри — рівні, які визначаються щодо опорного (порогового) значення відповідного параметра і вимірюються у децибелах (дБ).

За способом передачі на тіло людини розрізняють загальну та місцеву (локальну) вібрацію. Загальна вібрація передається на тіло людини, яка сидить або стоїть, переважно через опорні поверхні — сидіння, підлогу.

					6.131.16БР.000.00 ПЗ			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		<i>Шаповаленко</i>			Розділ охорони праці	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Ратушний</i>					69	86
<i>Реценз.</i>						СумДУ, зр.ГМ-81		
<i>Н. Контр.</i>		<i>Алексєєнко</i>						
<i>Затверд.</i>								

Локальна вібрація передається через руки працюючих при контакті з ручним механізованим інструментом, органами керування машинами та обладнанням, деталями, які обробляються тощо. Можлива також одночасна дія загальної та локальної вібрації. Наприклад, при роботі на дорожньо-будівельних машинах на руки передається локальна вібрація від органів керування, а на все тіло — від машини через сидіння.

Залежно від джерела виникнення загальна вібрація поділяється на: транспортну, яка діє на операторів (водіїв) транспортних засобів (автомобілі, трактори); транспортно-технологічну, яка діє на операторів машини з обмеженою рухливістю та таких, що рухаються тільки спеціально підготовленими поверхнями виробничих приміщень, промислових майданчиків та гірничих виробок (екскаватори, промислові та будівельні крани, автотранспортувачі, авто- та електрокари); технологічну, яка діє на операторів стаціонарних машин або передається на робочі місця, що не мають джерел вібрації (метало- і деревооброблювальні верстати, ковальсько-пресувальне устаткування, насосні станції, бурові вишки).

Загальну технологічну вібрацію за місцем дії поділяють на такі типи:

- на постійних робочих місцях виробничих приміщень підприємств;
- на робочих місцях складів, їдалень, побутових, чергових та інших виробничих приміщень, де немає джерел вібрації;
- на робочих місцях заводууправлінь, конструкторських бюро, лабораторій, обчислювальних центрів, медпунктів, конторських приміщень, робочих кімнат та інших приміщень для працівників розумової праці.

За джерелом виникнення локальна вібрація поділяється за здатністю передаватися:

- від ручних машин або ручного механізованого інструмента, органів керування машинами та устаткуванням;
- ручних інструментів без двигунів (наприклад, рихтувальні молотки) та деталей, які обробляються.

						6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
							70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

За часовими характеристиками загальні та локальні вібрації поділяються:

- на постійні, для яких величина віброприскорення чи віброшвидкості змінюється менше ніж у два рази (менше 6 дБ) за робочу зміну;
- непостійні, для яких перераховані вище параметри вібрації змінюються не менше ніж у два рази (6 дБ і більше) за робочу зміну.

У свою чергу непостійні вібрації поділяються:

- на коливні, рівні яких безперервно змінюються в часі;
- переривчасті, коли контакт з вібрацією у процесі роботи переривається, причому довжина інтервалів, під час яких має місце контакт, становить більше 1 с;
- імпульсні, що складаються з одного або кількох вібраційних впливів (наприклад, ударів), кожен довжиною менше ніж 1 с, за частоти їх дії менше ніж 6,6 Гц.

Класифікація виробничої вібрації наведена на рис.9.2.



Рис. 9.2. Класифікація виробничої вібрації

Під час дії вібрації на організм людини спостерігаються зміни в діяльності серцевої та нервової систем, спазм судин, зміни у суглобах, що призводить до обмеження їх рухомості. У разі нетривалої вібрації працівник передчасно втомлюється, при цьому знижується продуктивність його праці. Тривала дія вібрації може спричинити професійне захворювання — вібраційну хворобу. Під час розвитку цієї хвороби з'являється оніміння, відчуття повзання мурашок, біль у суглобах тощо. Слід зазначити, що ефективне лікування вібраційної хвороби можливе лише на ранній стадії її розвитку. Особливо небезпечна вібрація робочих місць з частотою, яка є резонансною частоті коливання окремих органів чи частин тіла людини, що може призвести до їх механічного пошкодження. Для більшості внутрішніх органів людини частота власних коливань становить 6—12 Гц. Ступінь та характер впливу вібрації на організм людини залежить не лише від виду та параметрів, а також і від напрямку її дії. Тому вібрація поділяється залежно від осей ортогональної системи координат X, Y, Z, уздовж яких вона діє. Особливо чутливий організм людини до вертикальної загальної вібрації (уздовж осі коли коливання передаються від ніг до голови).

9.2 Нормування вібрації

Розрізняють гігієнічне та технічне нормування вібрації. При гігієнічному нормуванні регламентуються відповідні умови щодо захисту від вібрації людини, а при технічному — щодо захисту машин, устаткування, механізмів та ін. від дії вібрації, яка може призвести до їх пошкодження чи передчасного виходу з ладу. Основними нормативними документами з охорони праці щодо вібрації є ГОСТ 12.1.012-90 та ДСН 3.3.6.039-99.

Дія вібрації на організм людини залежить від таких її характеристик: інтенсивності, спектрального складу, тривалості впливу, напрямку дій Гігієнічна оцінка вібрації, що діє на людину у виробничих умовах, здійснюється за допомогою таких методів:

- частотного (спектрального) аналізу її параметрів;
- інтегральної оцінки за спектром частот параметрів, що нормуються;

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

— дози вібрації.

При частотному (спектральному) аналізі параметрами, що нормуються є середні квадратичні значення (квадратний корінь із середнього арифметичного квадрата значення у певному інтервалі часу) вібро-швидкості V та віброприскорення a , або їх логарифмічні рівні у дБ у діапазоні октавних смуг зі середньгеометричними частотами:

— 1,0; 2,0; 4,0; 8,0; 16,0; 31,5; 63,0 Гц — для загальної вібрації;

— 8,0; 16,0; 31,5; 63,0; 125,0; 250,0; 500,0; 1000 Гц — для локальної вібрації.

При використанні методу інтегрованої оцінки за спектром частот параметром, що нормується, є коректоване значення віброшвидкості чи віброприскорення (Γ_7), що вимірюється за допомогою спеціальних фільтрів, або обчислюється за формулами, наведеними в ДСН 3.3.6.039-99.

За умов дії непостійної вібрації (крім імпульсної) параметром, що нормується, є вібраційне навантаження (доза вібрації, еквівалентний коректований рівень), одержане робітником протягом зміни та зафіксоване спеціальним приладом.

Під час імпульсної вібрації з піковим рівнем віброприскорення від 120 до 160 дБ, параметром, що нормується, є кількість вібраційних імпульсів за зміну (годину), залежно від тривалості імпульсу (таблиця в ДСН 3.3.6.039-99).

Гігієнічні норми вібрації, що діє на людину у виробничих умовах, встановлені для тривалості 480 хв (8 год). За умови дії вібрації, яка перевищує гранично допустимий рівень, сумарний час її дії протягом робочої зміни повинен бути меншим.

9.3 Заходи та засоби захисту від вібрації

Заходи та засоби захисту від вібрації за організаційною ознакою поділяються на колективні та індивідуальні. Колективні заходи та засоби віброзахисту можна поділити за такими напрямками:

— зниження вібрації у джерелі її виникнення;

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- зменшення параметрів вібрації на шляху її поширення від джерела;
- організаційно-технічні заходи;
- лікувально-профілактичні заходи.

Зменшення вібрації у джерелі її виникнення досягається шляхом застосування таких кінематичних та технологічних схем, які усувають чи мінімально знижують дію динамічних сил.

Контакту працівника з віброоб'єктом, а відтак і шкідливої дії вібрації можна уникнути шляхом використання дистанційного керування, автоматичного контролю та сигналізації, а також застосування захисного огороження. Якщо цього досягти неможливо, то необхідно при контакті працівника з віброоб'єктом домогтися зменшення параметрів вібрації на шляху її поширення від джерела змушувальної сили. Це можна здійснити за допомогою вібропоглинання, віброгасіння та віброізоляції.

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС ОБРОБКИ РОБОЧОГО КОЛЕСА

10.1 Характеристика типу виробництва

Серійний тип організації виробництва характеризується одночасним виготовленням на підприємстві широкої номенклатури однорідної продукції, випуск якої повторюється протягом тривалого часу. Найбільшого поширення серійне виробництво має в машинобудуванні та металообробці. При цьому випуск продукції відбувається серіями, а по відношенню до деталей – партіями. Виготовлення серій виробів одного типорозміру зазвичай повторюється через регулярні проміжки часу. При повторних запусках серій машин часто вносяться зміни до конструкторської та технологічної підготовки виробництва, організації робочих місць, підвищується кваліфікація робітників. Серійне виробництво дозволяє уніфікувати конструкції деталей, виробів і домагатися типізації технологічних процесів і оснащення. Залежно від розміру серії розрізняють великосерійні, среднесерійні і дрібносерійні виробництва.

При великосерійному виробництві продукція виготовляється безперервно великим об'ємом протягом періоду, що перевищує, як правило, рік. Підприємство спеціалізується на випуску повністю відпрацьованих видів продукції або окремих вузлів і деталей. Цехи підприємства спеціалізуються за предметною ознакою, а робочі місця – за однорідними операціями. На такому виробництві широко використовуються спеціалізоване обладнання, потокові лінії і засоби автоматизації (наприклад, конвеєри). Великосерійне виробництво дозволяє організувати на науковій основі всі підготовчі операції, виділяючи їх в самостійний етап. До групи підготовчих операцій відносяться конструювання виробу, його окремих деталей, розробка нових технологічних процесів, виготовлення інструменту і пристосувань. Великосерійне виробництво за своїм характером наближається до масового виробництва.

					6.131.16БР.000.00 ПЗ			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		<i>Шаповаленко</i>			Технологічний процес обробки Робочого колеса	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Ратушний</i>					75	86
<i>Реценз.</i>						СумДУ, гр.ГМ-81		
<i>Н. Контр.</i>		<i>Алексєєнко</i>						
<i>Затверд.</i>								

При середнесерійном виробництві спеціалізація обмежується більш вузькою номенклатурою, а виробничі лінії і цехи мають предметну і технологічну спеціалізацію. Підготовка виробництва, як правило, також виділяється з основного виробничого процесу. До середньосерійного виробництва відносяться, наприклад, верстатобудування і двигунобудування, багато видів прокату чорних і кольорових металів.

Дрібносерійне виробництво – перехідна форма від одиничного виробництва до випуску продукції дрібними серіями. Виготовлення виробів або окремих деталей, як правило, не повторюється. Розмір серій нестійкий, а збут обмежений наявними замовленнями або договорами. З цієї причини порівняно швидко припиняється виготовлення одних видів продукції і налагоджується освоєння нових. До дрібносерійного можна віднести виробництво деяких видів прокату і сплавів спеціального призначення, невеликих партій виробів, машин, призначених для експериментування в різних умовах, і т. д. Дрібносерійне виробництво відрізняється від дослідного виробництва, продукція якого, як правило, обмежується виготовленням одного зразка.

Техніко – організаційні особливості серійного виробництва обумовлюють ряд економічних переваг порівняно з одиничним виробництвом: скорочення виробничого циклу, підвищення якості продукції, зростання продуктивності праці, зниження собівартості. Ці фактори забезпечують підвищення ефективності виробництва.

10.2 Розроблення технологічного процесу виготовлення робочого колеса

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

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Відповідно до завдання на бакалаврську роботу необхідно розробити маршрутний технологічний процес виготовлення робочого колеса (креслення 6.131.16БР.100.002 ТК). Тип виробництва – середньосерійний.

За базу приймаємо типовий технологічний процес виготовлення робочого колеса відцентрового насоса.

10.3 Технологічність деталі

Найважливішим показником досконалості конструкції машини чи деталі служить її технологічність.

Визначення технологічності конструкцій деталей і кількісна оцінка критеріїв технологічності виробництва проводиться за ГОСТ 14.205-83.

Під технологічністю конструкції виробу мається на увазі її відповідність тим конкретним методам виробництва, в умовах якого вона повинна виготовлятися. При інших рівних умовах більш технологічною є та конструкція, трудомісткість і собівартість виготовлення якої менша.

Підвищення технологічності конструкцій відбувається в таких основних напрямках:

- 1) спрощення конструктивних форм деталей, включаючи заготовки;
- 2) призначення раціональних допусків;
- 3) уніфікація і стандартизація конструкцій (вузлів, деталей та конструктивних елементів).

Відпрацювання технологічності конструкцій гідромашин проводиться на всіх стадіях проектування, у процесі технологічного контролю, а також у період освоєння виробництва машини.

Відпрацювання технологічності проводиться для трьох етапів виготовлення: виробництва заготовок, механічної обробки та складання.

Велика частина виливків, що застосовуються при виготовленні гідромашин, повинна відповідати особливим вимогам. Наприклад, поверхні виливків, що утворюють проточну частину у відцентрових насосах, мають складну форму подвійної кривизни. На цих поверхнях (в порожнинах спіральних

									Арк.
									77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	6.131.16БР.000.00 ПЗ				

камер, в каналах робочих коліс та ін.) здійснюється робочий процес насоса. Зважаючи на складність форми та недоступність для механічної обробки, поверхні проточної частини зберігаються такими, якими виходять у виливках. У деяких випадках може бути проведена лише зачистка вручну або струменем абразивної суміші.

Допуски на лінійні розміри встановлюють за ГОСТ 26645-85 для сталевих виливків.

В процесі конструювання литих деталей в першу чергу повинні бути прийняті всі міри для отримання виливків з мінімальним дефектами, до основних з яких відносяться: усадочні тріщини і раковини, газові раковини, пористість і надмірне викривлення. Повинні бути також вирішені наступні завдання:

1. Вибір способу формування. Переважним є застосування машинної формовки. З урахуванням габаритів виливків може виявитися доцільним розчленування виливків на дві частини, якщо цілісна виливок не формується на машині, а кожна з частин може формуватися на машині.

2. Вибір площини роз'єму моделі і розташування не формуючих западин, виступів і бубишок з метою зменшення потреби в застосуванні додаткових стержнів або від'ємних частин на моделі.

3. Встановлення базових поверхонь для перших операцій механічної обробки. Базові поверхні повинні бути рознесені на необхідну відстань і достатніми для забезпечення стійкості заготовки при її установці.

4. Встановлення необхідної кількості стрижнів і послідовність їх складання у формі.

5. Слід зазначити, що структура і механічні властивості металу у великій мірі залежать від швидкості охолодження.

6. Ув'язка конструктивних і формувальних ухилів.

7. Вибір способу транспортування виливки.

									Арк.
									78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	6.131.16БР.000.00 ПЗ				

Безпосереднього конструювання литої деталі передує вибір марки матеріалу і міцнісні розрахунки.

Дане робоче колесо виготовляється зі сталі 20Х13Л.

Проведемо аналіз технологічності матеріалу, з якого зроблено робоче колесо.

За призначенням сталь 20Х13Л застосовується для деталей, що піддаються ударним навантаженням, а також виробів, що піддаються дії слабких агресивних середовищ, а також різних деталі машинобудування, що працюють при температурі не вище 700 °С.

10.4 Вибір заготовки та способу її отримання

Від правильності вибору способу отримання заготовки цілком залежить і собівартість одержуваної деталі. Вибір способу залежить від багатьох факторів: типу виробництва, маси деталі, складності форми, вимог креслення. При цьому необхідно враховувати новітні тенденції в технології машинобудування по скороченню витрат матеріалу, зменшенню обсягу механічної обробки, посилення допусків, так як для обробки деталей все частіше застосовуються верстати з ЧПУ, верстати автомати і автоматичні лінії.

Виробництво лопатевих насосів – серійне, так як виконується за замовленням.

Оскільки розглянута деталь має форму тіла обертання і виготовляється зі сталі 20Х13Л і має середньосерійний тип виробництва, то виберемо в якості заготовки лиття по виплавлюваних моделях.

Литтям по виплавлюваних моделях називається спосіб отримання виливків в оболонковій формі, виготовленій методом нанесення вогнетривкого покриття на легкоплавкі моделі. Останні потім виплавляються, в результаті чого в оболонковій формі утворюються порожнини, що відповідають контурам майбутньої виливки.

На рис. 10.1 наведено ескіз заготовки робочого колеса насоса К 40-32.

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для отримання високої чистоти поверхні виливків оболонкові форми прокалюють при температурі 900-950°. При цій температурі форма заливається рідким металом. Для запобігання деформації і руйнування тонкої оболонкової форми остання перед випаленням засипається піском або іншим наповнювачем.

Литтям по виплавлених моделях можна одержувати виливки будь-якої складності з різною товщиною стінок, які майже або зовсім не потребують механічної обробки. Цим методом відливаються деталі з будь-яких чорних і кольорових сплавів, включаючи високолеговані жароміцні і надтверді сплави. Відливки отримують з точністю розмірів в середньому 4 – 5-го класів і шорсткістю поверхні 5 – 7-го класів.

Недоліком цього способу є висока собівартість виливків. Тому його слід застосовувати тільки для виготовлення таких деталей, які неможливо отримати іншими методами лиття (наприклад, дрібні тонкостінні деталі з важко оброблюваних сплавів зі складною конфігурацією). Матеріалом для виготовлення легкоплавких моделей може служити, наприклад, суміш парафіну і стеарину у співвідношенні 1:1. Ця суміш готується в спеціальних агрегатах, де відбувається розплавлення складових, очищення і перемішування їх до мазеподібного стану при температурі 42- 43°.

Легкоплавкі моделі отримують і методом запресовування модельного матеріалу при температурі 42-43° в металеві водоохолоджувальні прес-форми.

Процес виготовлення моделей включає підготовку прес-форм, запресовування в її порожнину модельного складу, витримку до затвердіння, витяг моделі та її охолодження у проточній воді з подальшою зачисткою.

10.5 Вибір технологічних баз

Вибір технологічних баз. Важливим етапом проектування будь-якого технологічного процесу є вибір технологічних баз. За призначенням бази поділяють на конструкторські, технологічні і вимірювальні.

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Конструкторська база використовується для визначення відносного положення виробу або заготовки при виготовленні; вимірювальна база – для визначення відносного положення виробу або заготовки і засобів її вимірювання. Вибір схеми базування повинен проводитися з урахуванням необхідної точності обробки.

Базування полягає в приданні заготівці необхідного положення щодо необхідної системи координат. База – поверхня, що виконує функцію поєднання поверхонь, вісь, точка, що належить заготівці або виробу та використовується для базування.

Враховуючи все вище написане, вибираємо для робочого колеса технологічну базу, показану на рис.10.2, прив'язка розмірів до цієї поверхні буде доцільною і технологічно вірною.

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

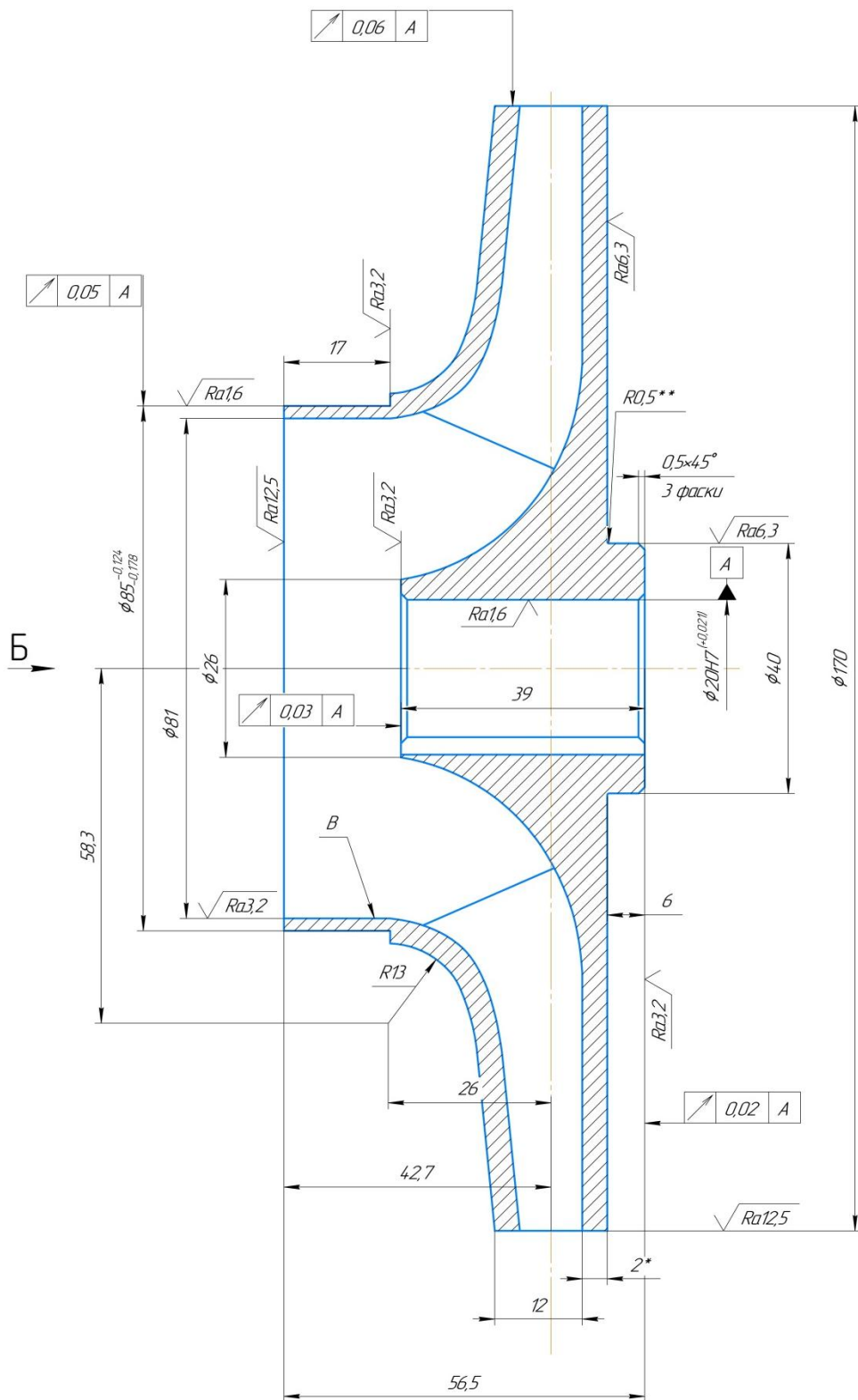


Рисунок 10.2 – Ескіз робочого колеса

										6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							83

10.6 Складання технологічного маршруту обробки

Деталь має нескладні і легко оброблювальні поверхні, невеликі габарити. Точність обробки невисока. Кожна операція здійснюється з декількох установок, а переустановка – вручну. Використання верстатів з ЧПУ дає незначний вигравш за часом, а їх вартість перевищує універсальні верстати. Тому в проектуваному технологічному процесі будемо використовувати універсальний токарно-гвинторізний верстат моделі 1К62.

Верстат моделі 1К62 призначений для обробки чорних і кольорових металів з великою швидкістю різання різцями з швидкорізальної сталі і твердих сплавів.

Для фрезерної обробки використовується широкоуніверсальний фрезерний верстат ВМ130М.

Для довбальної операції використовується довбальний верстат з механічним приводом ГД 200.

Першою операцією технологічного процесу обробки деталі є заготівельна операція, що передбачає в собі отримання заготовки (лиття по виплавлених моделях). Далі слідує механічна обробка. Вона складається з токарної обробки, а точніше чорнової токарної, токарної напівчистої і токарної чистої. Фрезерна обробка, довбальна.

					6.131.16БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		84

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи бакалавра / укладачі: В. Ф. Герман, О. Г. Гусак, В. О. Панченко. – Суми : Сумський державний університет, 2018. – 32 с.
2. Ржебаева Н. К. Расчет и конструирование центробежных насосов : учеб. пос. / Н. К. Ржебаева, Э. Е. Ржебаев. – Сумы : СумГУ, 2009. – 220 с.
3. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – Москва : Машиностроение, 1977. – 288с.
4. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. Л.: Машиностроение, 1966.-364с.
5. Лопастные насосы : справочник / В. А. Зимницкий, А. В. Каплун, А. Н. Папир, В. А. Умов ; под общ. ред. В. А. Зимницкого и В. А. Умова. – Ленинград : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986. – 334 с.
6. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для машиностроительных вузов.- М.: Высшая школа, 1985.
7. Биргер И.А., Шор Б.Ф. Расчет на прочность деталей машин. 3 издание.- М.:Машиностроение, 1979.
8. Уплотнения и уплотнительная техника : справочник / Л. А. Кондаков, А. И. Голубев, В. Б. Овандер и др. ; под общ. ред. А. И. Голубева, Л. А. Кондакова. – Москва : Машиностроение, 1986. – 464 с.
9. Шварцбурд Б. И. Технология производства гидравлических машин / Б. И. Шварцбурд. – Москва : Машиностроение, 1978. – 352 с.
10. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В. И. Анурьев ; под ред. И. Н. Жестковой. – 9-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 2006. – Т. 1. – 928 с.
11. Справочник технолога-машиностроителя : в 2-х т. / под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова. – 4-е изд. перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1986. – Т. 1. – 656 с.

12. Пістун І. П. Охорона праці в галузі машинобудування / І. П. Пістун, І. О. Трунова, Р. Є. Стець. – Суми : ВТД «Університетська книга», 2011. – 557 с.

13. Охорона праці (техніка безпеки) : начальний посібник / І. П. Пістун, М. Ф. Мандзюк, М. Є. Ліщук, І. О. Трунова. – Луцьк : Вид-во «Волинянин», 2012. – 448 с.

14. ДСТУ 4132–2002. Насоси відцентрові загальнопромислового застосування. Вимоги до проектування, виготовлення, постачання, монтажування та експлуатування. Звід правил.