

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 $Q = 50 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 40 \text{ м}$

зі спеціальності 6.05050205 «Гідравлічні машини,
гідроприводи та гідропневматика»

Виконавець роботи

Подлесний Олександр Юрійович
прізвище, ім'я, по батькові

підпис, дата

Науковий керівник

к.т.н., асистент
науковий ступінь, учене звання

Ратушний Олександр Валерійович
прізвище, ім'я, по батькові

підпис, дата

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 97 с., 23 рисунків, 6 таблиць, 2 додатки, 16 літературних джерел.

Тема роботи «Розробка консольного насоса на параметри: подача $Q=50$ м³/год, напір $H=40$ м».

Графічні матеріали: 4 аркуші формату А1: складальне креслення насоса, креслення корпусу насоса, креслення робочого колеса, маршрутна технологічна карта; 3 аркуша формату А2: теоретичне креслення робочого колеса, теоретичне креслення відводу, креслення кришки насоса.

Мета роботи – розроблення конструкції насоса для перекачування води.

Відповідно до поставленої мети:

- виконано розрахунки щодо 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 пожежогасіння. Вогнегасні речовини та засоби пожежогасіння.

У розділі економіки розглянуто виробничу структуру підприємства, цеху, у технологічному розділі – технологічний процес оброблення кришки насоса.

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

ЗМІСТ

Завдання на випускню роботу

Реферат

Вступ	7
1 Опис і обґрунтування обраної конструкції насоса	8
1.1 Призначення й область застосування	8
1.2 Пристрій і принцип роботи	9
1.3 Опис конструкції насоса	9
2 Розрахунок та проектування робочого колеса	11
2.1 Визначення основних геометричних параметрів	11
2.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса	15
2.3 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо	16
2.4 Визначення числа лопатей та їх товщини	17
2.5 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку	18
2.6 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса	18
2.7 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням числа лопатей	21
2.8 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з робочого колеса	22
2.9 Проектування меридіанного перерізу робочого колеса	23
2.10 Методика побудови меридіанного перерізу	25
2.11 Підготовка меридіанного перетину робочого колеса для профілювання лопаті	26
2.12 Профілювання лопаті	30

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>		Подлесний			Розробка консольного насоса на параметри: подача $Q=50\text{м}^3/\text{год}$, напір $H=40\text{ м}$ Пояснювальна записка	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>		Ратвшний					4	97
<i>Реценз.</i>						СумДУ гр. ГМ-42-6		
<i>Н. Контр.</i>		Алексєєнко						
<i>Утверд.</i>								

2.13	Послідовність профілювання циліндричної лопаті	31
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 $A_{сп.расч}$	40
3.5	Визначення площі розрахункового перерізу $F_{расч}$	40
3.6	Перевірка правильності визначення площі розрахункового перерізу $F_{расч}$	42
3.7	Визначення площі проміжних перетинів (від 0 до 8)	43
3.8	Побудова плану спіралі	43
3.9	Розрахунок і проектування диффузорні 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	54
6.1	Гідравлічні втрати	54
6.2	Об'ємні втрати	54
6.3	Механічні втрати	57
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	66
8.4	Розрахунок шпонкового з'єднання вала з колесом	68
9	Розділ з охорони праці	69
9.1	Основні методи пожежегасіння	69
9.2	Вогнегасні речовини	70
9.3	Засоби пожежегасіння	74
10	Розділ з економіки	78
10.1	Сутність виробничої структури підприємства	78
10.2	Характеристика елементів виробничої структури підприємства ...	79
	10.2.1 Поняття та види робочих місць	79
	10.2.2 Поняття і види дільниць	80
	10.2.3 Поняття і види цехів	80
10.3	Фактори, що визначають виробничу структуру підприємства	82
10.4	Види виробничої структури підприємства	83
10.5	Напрямки удосконалення виробничої структури підприємства	85
11	Розділ з технології виробництва	87
11.1	Розробка технологічного процесу виготовлення деталі “Кришка насоса”	87
11.2	Опис характеристик визначеного типу виробництва	87
	Список використаної літератури	88
	Додатки	90

ВСТУП

Насособудування є однією з найважливіших галузей, що визначають розвиток цивілізації. Воістину немає жодної області промислової інфраструктури, в якій не застосовувалися б насоси.

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

Широкий вибір насосів дозволяє підібрати агрегати на будь які потрібні параметри. Відповідність подачі та напору, не великі габаритні розміри та ціна є головними критеріями при виборі насоса для системи, яку він буде обслуговувати.

Насоси являються основним машинним споживачем електроенергії. У теперішній час 20% енергії, що виробляється, споживається насосами. Вмикання і вимикання насосного обладнання здійснюється автоматично, в залежності від вимог системи. У промисловості можуть бути використані багатоступінчасті насоси відцентрового типу.

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

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

1 Опис і обґрунтування обраної конструкції насоса

1.1 Призначення й область застосування

Левову частку всіх насосів вироблених в світі складають консольні насоси різних типів і виконань. За оцінками фахівців, опублікованих в різний час в спеціалізованих виданнях, що стосуються насосної тематики, кількість консольних насосів в штуках складає від 59 до 72% від усього парку, що випускаються в світі насосів. Така цифра обумовлена простою конструкцією консольного насоса в порівнянні з іншими видами насосів. Елементарний принцип консольного насоса забезпечує його широке поширення як в комунальній техніці, так і в складних системах подачі рідини військової техніки і космічних апаратів.

Насоси консольні розрізняють на:

- "К" - основне виконання консольних насосів. Виконуються горизонтального виконання з опорою на корпус насосного агрегату. Привід відбувається за допомогою пружної муфти.
- "КМ" - консольний моноблочний. Робоче колесо розташоване не на власному валу, як у насосів серії "К", а на подовженому валу спеціального асинхронного електродвигуна.
- "КМП" - підвісний моноблочний насос. Фактично той же моноблочний консольний насос, але призначений спеціально для роботи в сфері ЖКГ, в житлових будинках.
- "КМЛ" (ЦВЦ) - лінійний відцентровий консольний насос з вертикальною віссю робочого колеса і лінійним розташуванням всмоктуючого і вихідного отворів.

Консольні насоси (типу К) випускають з параметрами: $Q = 8,6 - 288 \text{ м}^3 \text{ год}$; $H = 8,7 - 110 \text{ м}$; $n = 1450 - 3000 \text{ об хв}$. Це найбільш поширена група насосів, призначених для перекачування чистих або злегка

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

забруднених, хімічно нейтральних, малов'язких рідин з температурою до 85°C (105°C). Вони знаходять застосування в різних галузях промисловості, в сільському господарстві, в системах опалення і водопостачання міського комунального господарства та ін.

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

1.2 Пристрій і принцип роботи

Електронасосний агрегат складається з насоса та електродвигуна.

Привід насоса здійснюється через сполучні муфти.

Напрямок обертання ротора в бік дифузора відвода.

Насос відцентровий, консольний, горизонтальний, одноступінчастий, з робочим колесом однобічного входу, положення робочого колеса на валу фіксується шпонкою.

Ротор насоса складається з вала, закритого робочого колеса, втулки, гайки обтічника.

Вал ущільнюється контактним ущільненням сальникового типу.

Вал насоса і вал електродвигуна з'єднані пружньою втулково-пальчиковою муфтою, закритої кожухом.

Корисна потужність насосного агрегату витрачається на збільшення енергії рідини.

Робота насоса заснована на силовій взаємодії лопаті робочого колеса з потоком рідини.

1.3 Опис конструкції насоса

Насос К 50 – 40 – відцентровий, горизонтальний, консольний з прямолінійним конфузорним осьовим підводом перекачуваної рідини.

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9

Базовою деталлю насоса є литий корпус зі спіральним відводом, напірний патрубок якого направлений вертикально в гору.

Основними складальними одиницями насоса являються корпус та виймальна частина.

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

В ущільненні вала використана м'яка сальникова набивка марки АГИ за ГОСТ 5152-84 . В осьовому напрямі кільця сальника піджимаються кришкою сальника, при цьому набивка притискається до втулки валу і ущільнює його. Між кільцями набивки встановлене гідравлічне кільце. Рідина підводиться до кільця через отвір під тиском. Таким чином створюється гідравлічний затвор, що виключає підсмоктування повітря в порожнину насоса при тиску на вході нижче за атмосферний та для створення нормальних умов його праці. Місце підвода води закрите.

Розвантаження ротора від осьових та радіальних гідродинамічних сил забезпечується радіально-упірними шарикопідшипниками кочення, які являються опорами ротора. Вони сприймають комбіновані радіально-осьові навантаження.

Привод насоса – трьохфазний асинхронний з короткозамкнутим ротором, потужністю N=11 кВт. Двигуни цього типу є найпоширенішими в промисловості, за рахунок простоти конструкції і вигідною вартістю при високій надійності в експлуатації.

Матеріали основних деталей насоса зазначені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 - Матеріали основних деталей насоса.

Найменування деталі	Матеріал
Корпус насоса	СЧ20 ГОСТ 1412-85
Вал	Сталь 40Х ГОСТ 4543-71
Робоче колесо	Сталь 20Х13Л ГОСТ 977-88

2 Розрахунок та проектування робочого колеса

Виконано за типовою методикою [2].

При проектуванні лопатевих насосів однією з важливих та трудомістких задач є профілювання робочого колеса, особливо проектування його лопатей. Для відцентрових насосів найбільш поширеним є профілювання лопатей методом конформного відображення, яке є універсальним, наочним та широко застосовуваним на практиці.

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

Основні розрахункова та графічна роботи з проектування робочого колеса містять такі розділи:

- Визначення основних геометричних параметрів робочого колеса.
- Побудову меридіанного перерізу робочого колеса.
- 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 робочого колеса наведений на рис.

2.1.

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

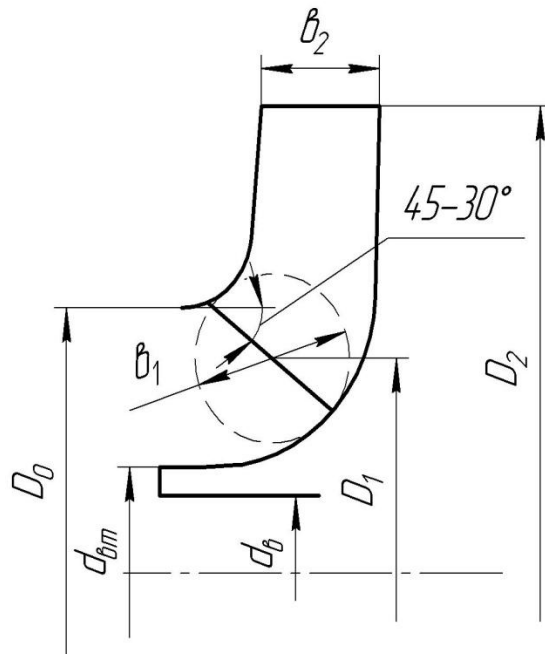


Рисунок 2.1 – Меридіанний переріз робочого колеса відцентрового насоса

При проектуванні робочого колеса задаються його основні параметри:

- тип робочого колеса: однопотокове;
- густина перекачуваної рідини: $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$;
- подача: $Q=50 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($13,88 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$);
- напір: $H=40 \text{ м}$;
- частота обертання: $n = 3000 \text{ об/хв}$.

Коефіцієнт швидкості:

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

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{\frac{50}{3600}}}{40^{\frac{3}{4}}} = 81$$

Приведений діаметр робочого колеса 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 робочого колеса.

$$D_{1np} = 4 \cdot \sqrt[3]{\frac{50}{3600 \cdot 3000}} \cdot 10^3 = 67 \text{ (мм)}$$

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

$$D_{1np} = 4,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{50}{3600 \cdot 3000}} \cdot 10^3 = 75 \text{ (мм)}$$

Подача робочого колеса:

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

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

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

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 83,33^{-\frac{2}{3}}} = 0,965$$

$$Q_{р.к.} = \frac{50}{0,965} = 51,81 \text{ (м}^3\text{/год)} = 14,4 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^3\text{/с)}$$

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

Повний ККД:

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

де $\eta_{Г}$ – гідравлічний ККД;

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

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

Гідравлічний ККД:

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

$$\eta_{Г} = 1 - \frac{0,42}{(\log 75 - 0,172)^2} = 0,855$$

Внутрішній механічний ККД:

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

$$\eta'_{М} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 81^{-2}} = 0,889$$

Зовнішній механічний ККД задається в межах: $\eta_{М} = 0,95 - 0,99$ (менші значення беруться для малих потужностей). Приймаємо $\eta_{М} = 0,97$.

$$\eta = 0,965 \cdot 0,855 \cdot 0,889 \cdot 0,97 = 0,712$$

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.

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 50 \cdot 40}{3600 \cdot 0,712} = 7,637 \cdot 10^3 \text{ (Вт)}$$

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

Теоретичний напір робочого колеса:

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

$$H_T = \frac{40}{0,855} = 46,77 \text{ (м)}$$

2.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса

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.

$$N_{\max} = 1,1 \cdot 7,637 = 8,401 \cdot 10^3 \text{ (Вт)}$$

$$M = \frac{8,401 \cdot 10^3 \cdot 30}{3,14 \cdot 3000} = 26,75 \text{ (Н·м)}$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 26,75 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 15}} = 20,86 \text{ (мм)}$$

Отримане значення діаметра округляємо до стандартного значення в більшу сторону: $d_B = 22 \text{ (мм)}$.

Діаметр втулки, орієнтовно вибираємо з виразу:

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

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

$$d_{\text{вТ}} = (1,2 \div 1,4) \cdot 22 = 26,4 \div 30,8(\text{мм})$$

Приймаємо $d_{\text{вТ}} = 28$ (мм).

2.3 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо

Діаметр вхідної воронки робочого колеса, визначається з виразу:

$$D_0 = \sqrt{D_{\text{лп}}^2 + d_{\text{вТ}}^2} \quad (2.12)$$

$$D_0 = \sqrt{75^2 + 28^2} = 80(\text{мм})$$

Швидкість потоку на вході у робоче колесо:

$$V_0 = \frac{4 \cdot Q_{\text{р.к}}}{3600\pi D_{\text{лп}}^2} \quad (2.13)$$

$$V_0 = \frac{4 \cdot 51,81}{3600 \cdot 3,14 \cdot (0,075^2)} = 3,26(\text{м/с})$$

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

Орієнтовно D_1 беруть таким, що дорівнює $D_1 = 0,9 \cdot D_0 = 72$ 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:

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

де $\kappa_l = 1,15 - 1,30$ – коефіцієнт стиснення потоку на вході. $\kappa_l = 1,3$.

$$V_{1m} = 1,3 \cdot 3,26 = 4,24 (\text{м/с})$$

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		16

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

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

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 $V_{1U} = 0$.

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 72 \cdot 10^{-3} \cdot 3000}{60} = 11,304 \text{ (м/с)}$$

$$\beta_{1\Pi} = \arctg \frac{4,24}{11,304 - 0} = 20,56^\circ$$

Кут нахилу лопаті на вході у робоче колесо:

$$\beta_1 = \beta_{1\Pi} + \Delta\beta \quad (2.16)$$

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

$$\beta_1 = 20,56 + 3 = 23,56^\circ$$

2.4 Визначення числа лопатей та їх товщини

Більшість відцентрових насосів різних розмірів та коефіцієнтів швидкохідності з високими техніко-економічними показниками має число лопатей $z = 5-8$. У деяких випадках число лопатей зменшують до 1-3

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		17

(наприклад, при перекачуванні забруднених рідин або газорідинних сумішей).
Приймаємо $z = 7$.

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

Товщина лопаті на виході з робочого колеса S_2 часто береться такою, що дорівнює S_1 , а до середини лопаті плавно зростає. Приймаємо $S_1 = S_2 = 3$ мм.

2.5 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку

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

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

$$K'_1 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 0,003}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,036 \cdot \sin 23,56^\circ}} = 1,303$$

Ширину робочого колеса, на вході знаходять з виразу:

$$b_1 = \frac{Q_{p.k}}{\pi D_1 V_{1m} 3600} \quad (2.18)$$

$$b_1 = \frac{51,81}{3,14 \cdot 72 \cdot 10^{-3} \cdot 3,26 \cdot 3600} = 19,53 \text{ (мм)}$$

Конструктивно приймаємо $b_1 = 20$ мм

2.6 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса

Попереднє значення зовнішнього діаметра робочого колеса (при нескінченному числі лопатей z) може бути визначене спрощено з основного

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18

рівняння роботи лопатевих насосів. Беремо у першому наближенні $V_{1U} = 0$ і $V_{2U} = 0,5U_2$.

Діаметр на виході з робочого колеса при нескінченному числі лопатей:

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

де $m_2 = 19,1$ при $n_s \leq 100$;

$$D'_2 = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 40}}{3000} = 0,180 \text{ (м)}$$

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

Меридіанна швидкість без урахування стиснення на виході з робочого колеса:

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

$$V'_{2m} = 1,0 \cdot 3,26 = 3,26 \text{ (м/с)}$$

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

Кут на виході з робочого колеса β_2 визначають з трикутника швидкостей у залежності від прийнятого значення V'_{2m} таким чином, щоб отримати бажане відношення відносних швидкостей на вході та на виході $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$:

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

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

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

W_1 – відносна швидкість на вході у робоче колесо;

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

Відношення $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$ залежить від n_s . Графічна залежність $\frac{W_1}{W_{2\infty}} = f n_s$ наведена на рис. 2.2.

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.

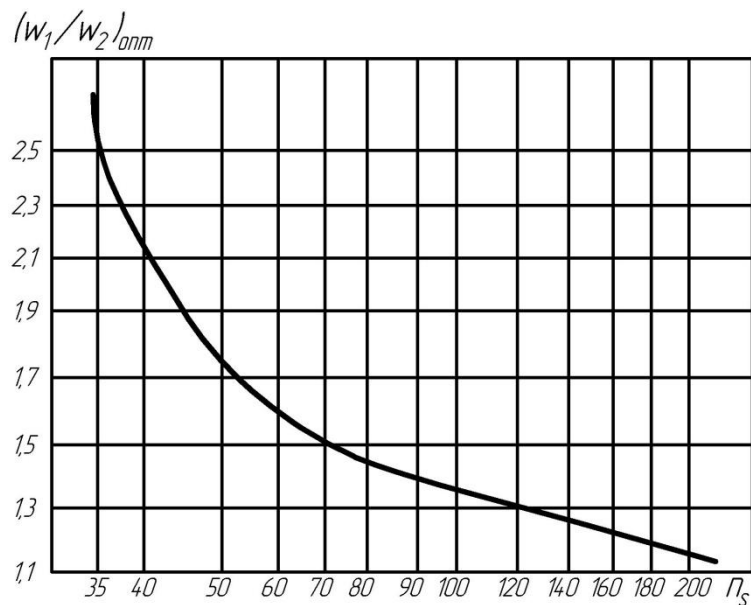


Рисунок 2.2 – Залежність $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$ від n_s

Таким чином: $\frac{W_1}{W_{2\infty}} = 1,43$; $k_2 = 1,085$

$$\beta_2 = \arcsin 1,43 \cdot \frac{1,085}{1,3} \cdot \frac{3,26}{3,26} \cdot \sin 23,56^\circ = 28,49^\circ$$

2.7 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням числа лопатей

Уточнений діаметр робочого колеса знаходиться з виразу:

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

де U_2 – переносна швидкість на виході з робочого колеса.

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

де $V_{2m} = \Psi_2 V'_{2m}$ – меридіанна швидкість на вході з урахуванням стиснення;

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

$$H_{\text{Т}\infty} = \frac{H}{\eta_{\Gamma} K_z}, \quad (2.25)$$

де K_z – поправка на кінцеве число лопатей.

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

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

$$\text{де } p = 2 \frac{\Psi}{z} \frac{1}{1 - D_1/D_2}.$$

Коефіцієнт Ψ визначається залежно від n_s :

$$\text{при } n_s < 150: \Psi = 0,55 - 0,65 + 0,6 \sin \beta_2,$$

$$\Psi = 0,65 + 0,6 \sin 28,49^\circ = 0,936$$

$$p = 2 \cdot \frac{0,936}{7} \cdot \frac{1}{1 - 0,072 / 0,180} = 0,318$$

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

$$K_z = \frac{1}{1 + 0,318} = 0,759$$

$$H_{T\infty} = \frac{40}{0,855 \cdot 0,759} = 61,64 \text{ (м)}$$

$$V_{2m} = 1,085 \cdot 3,26 = 3,54 \text{ (м/с)}$$

$$U_2 = \frac{3,54}{2 \cdot \tan 28,49} + \frac{3,54^2}{2 \cdot \tan 28,49} + 9,81 \cdot 61,64 + 0 \cdot 11,304 = 28,15 \text{ (м/с)}$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 28,15}{3,14 \cdot 3000} = 0,179 \text{ (м)}$$

Округляємо значення D_2 до числа кратного десяти. $D_2 = 0,180 \text{ (м)}$

2.8 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з робочого колеса

Після визначення D_2 уточнюємо коефіцієнт стиснення потоку на виході з робочого колеса:

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

$$K'_2 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 0,003}{3,14 \cdot 0,180 \cdot \sin 28,49^\circ}} = 1,0845$$

Ширину робочого колеса на виході знаходимо з виразу:

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

$$b_2 = \frac{51,81}{3,14 \cdot 0,180 \cdot 3,26 \cdot 3600} = 0,0083 \text{ (м)}$$

При $n_s=81$ ширина робочого колеса на виході замала, тому приймаємо значення $b_2 = 0,01 \text{ (м)}$.

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

2.9 Проектування меридіанного перерізу робочого колеса

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

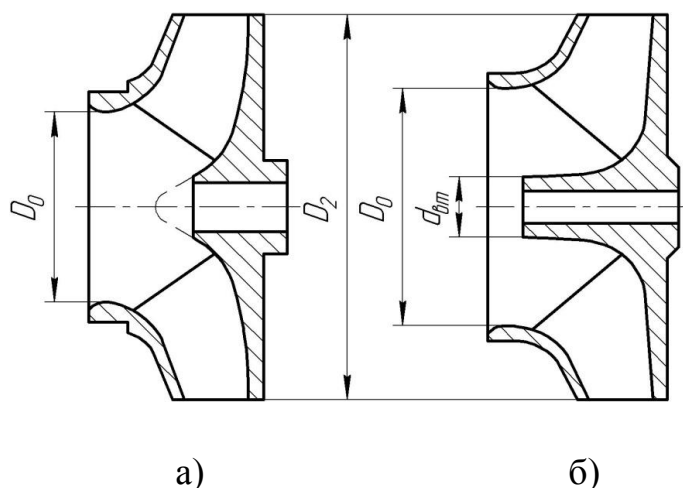


Рисунок 2.3 – Форма меридіанного перерізу робочого колеса: а – робоче колесо консольного насоса; б – робоче колесо насоса із прохідним валом

Колеса із заглибленою втулкою (рис. 2.3 а), як правило, застосовуються у одноступінчастих насосах із консольним розміщенням колеса на валу. У таких колесах втулка не стискає вхідний переріз, і діаметр вхідної горловини D_0 дорівнює приведенному діаметру входу у колесо $D_{1пр}$.

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

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

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

– нахил стінок на виході (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 надмірного збільшення осьового розміру робочого колеса, так і значного його зменшення. У першому випадку матимемо нераціональне збільшення довжини, а отже, і маси колеса; у другому внаслідок малого радіуса R_{Π} виникає небезпека відриву потоку від передньої стінки. Як правило, це $l_1 = 0$ або $l_1 = 0,05 \cdot D_0$;

$$l_1 = 0,05 \cdot D_0 = 0,05 \cdot 80 = 4,0 \text{ (мм)}$$

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

Місцеве розширення меридіанного перерізу колеса на повороті компенсує стиснення перерізу лопатями, які, як правило, починаються у цій зоні. Зазначене розширення рекомендується виконувати головним чином за рахунок збільшення радіуса кривизни покривного диска колеса.

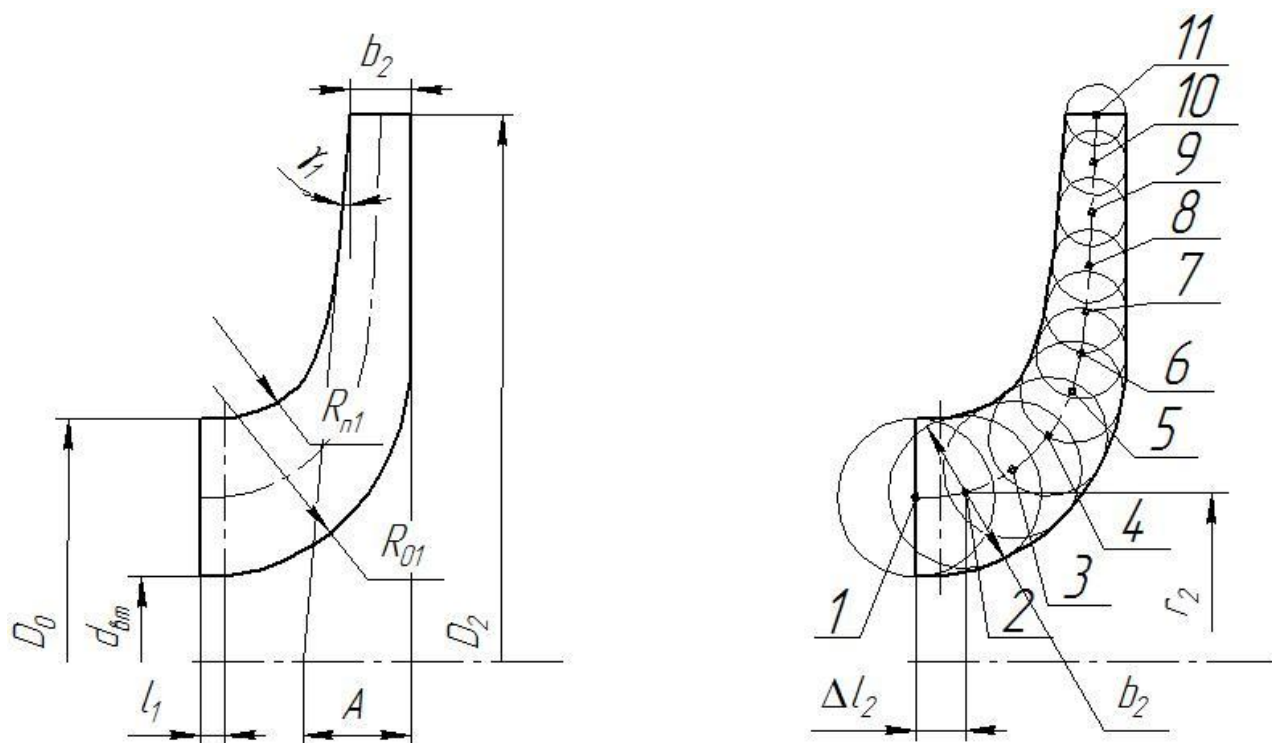


Рисунок 2.4 – До проектування меридіанного перерізу

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

2.10 Методика побудови меридіанного перерізу

Контури меридіанного перерізу знаходимо методом послідовних наближень.

Намічаємо попередньо «на око» контури перерізу.

Для того щоб з'ясувати характер зміни площі нормального перерізу проточної частини колеса 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 колеса вписуємо від входу до виходу 8-10 кіл. У зоні повороту потоку кола, як правило, розташовують густіше. Центр першого кола розміщується на лінії, проведеної перпендикулярно до осі колеса через точку, розміщену на відстані l_1 від центра дуги радіусом $R_{\text{пл}}$ (див. рис. 2.4). Центр останнього кола розміщується на лінії, що визначається зовнішнім діаметром колеса.

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

Далі обчислюємо площі нормальних перерізів:

початкового (на вході у робоче колесо):

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

$$F_{\text{вх}} = \frac{3,14}{4} \cdot 80^2 - 28^2 = 4408 \text{ мм}^2$$

кінцевого (на виході з колеса):

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

$$F_{\text{вих}} = 3,14 \cdot 180 \cdot 10 = 5652 \text{ мм}^2$$

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

проміжних:

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

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

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.

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	4408
2	27,89	25,19	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	90	10	29,7	5652

2.11 Підготовка меридіанного перетину робочого колеса для профілювання лопаті

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

- на вихідний кромці n-n відкладають рівні відрізки b_2 / k ;
- положення ліній струму на вході в робоче колесо (перетин 1-1)

- обриси ліній струму між входом в робоче колесо і виходом з нього знаходять методом послідовних наближень. Спочатку лінії проводять орієнтовно «на око» і будують кілька нормалей (з меншими інтервалами в області повороту потоку -найбільший кривизни лінії струму);

- після нанесення нормалей для кожної з них підраховують похідні $r_{um}l$. Величини r_{um} і l визначаються з рис.2.5. Якщо рівність похідних $r'_{um}l' = r''_{um}l''$ не досягнуто, проводиться коригування ліній струму, при цьому положення нормалей, як правило, теж змінюється.

Даний етап виконується ретельно, особливо стежачи за тим, щоб лінії, що зображують 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 неминуче викличе труднощі при подальших операціях.

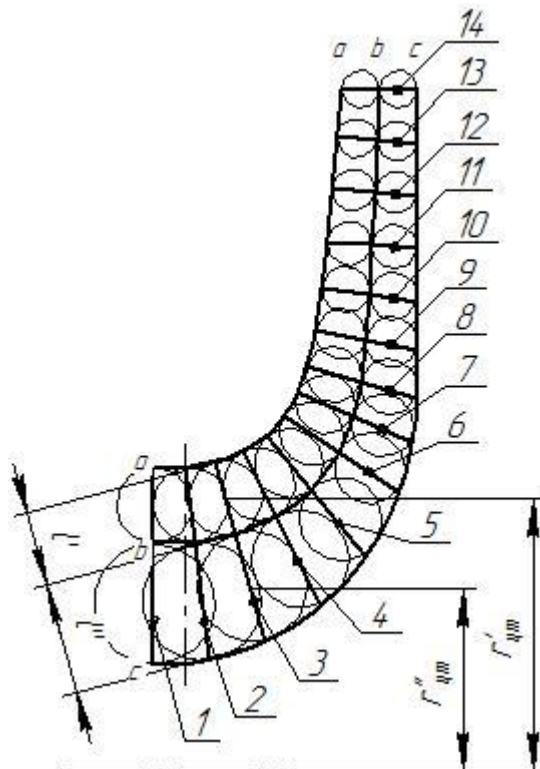


Рисунок 2.5 – Побудова ліній струму

Таблиця 2.3 - Розрахунки по вписування рівношвидкісного потоку в меридіанний перетин робочого колеса

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	34,98	10,03	350,85	-0,085	-0,00024	3,26
б						
с	21,98	15,97	351,02	0,085	0,00024	3,26
Нормаль 2						
а	35,06	9,99	350,05	-0,03	-0,000085	3,27
б						
с	22,3	15,7	350,11	0,03	0,000085	3,27
Нормаль 3						
а	35,99	9,9	356,301	0,1255	0,00035	3,22
б						
с	24,09	14,78	356,05	-0,1255	-0,00035	3,22
Нормаль 4						
а	37,81	9,66	365,25	0,11	0,0003	3,14
б						
с	27,57	13,24	365,03	-0,11	-0,0003	3,14
Нормаль 5						
а	40,58	9,19	372,93	-0,13	-0,00035	3,074
б						
с	32,64	11,43	373,19	0,13	0,00035	3,072

Продовження таблиці 2.3

1	2	3	4	5	6	7
Нормаль 6						
а	44,46	8,52	378,8	0,035	0,000092	3,026
б	39,41	9,61	378,73	-0,035	-0,000092	3,027
с						
Нормаль 7						
а	48,41	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	52,26	7,41	387,25	0,045	0,00012	2,96
б	50,15	7,72	387,16	-0,045	-0,00012	2,96
с						
Нормаль 9						
а	57,54	6,74	387,82	0,158	0,00041	2,95
б	56,16	6,9	387,504	-0,158	-0,00041	2,96
с						
Нормаль 10						
а	63,31	6,27	396,95	0,105	0,00026	2,88
б	62,38	6,36	396,74	-0,105	-0,00026	2,89
с						

Продовження таблиці 2.3

1	2	3	4	5	6	7
Нормаль 11						
а	69,63	5,88	409,42	-0,2	-0,00049	2,8
б						
с	69,11	5,93	409,82	0,2	0,00049	2,8
Нормаль 12						
а	76,68	5,58	427,87	0,22	0,00051	2,68
б						
с	76,19	5,61	427,43	-0,22	-0,00051	2,68
Нормаль 13						
а	83,51	5,28	440,93	-0,03	-0,00007	2,6
б						
с	83,05	5,31	440,99	0,03	0,00007	2,59
Нормаль 14						
а	90	5	450	0	0	2,55
б						
с	90	5	450	0	0	2,55

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 спотворення, а подібні лінійні

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		30

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 робочого колеса 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) утворюється системою вертикальних і горизонтальних ліній (вертикалей і паралелей), проведених з відстанями між ними відповідно ΔS і ΔL .

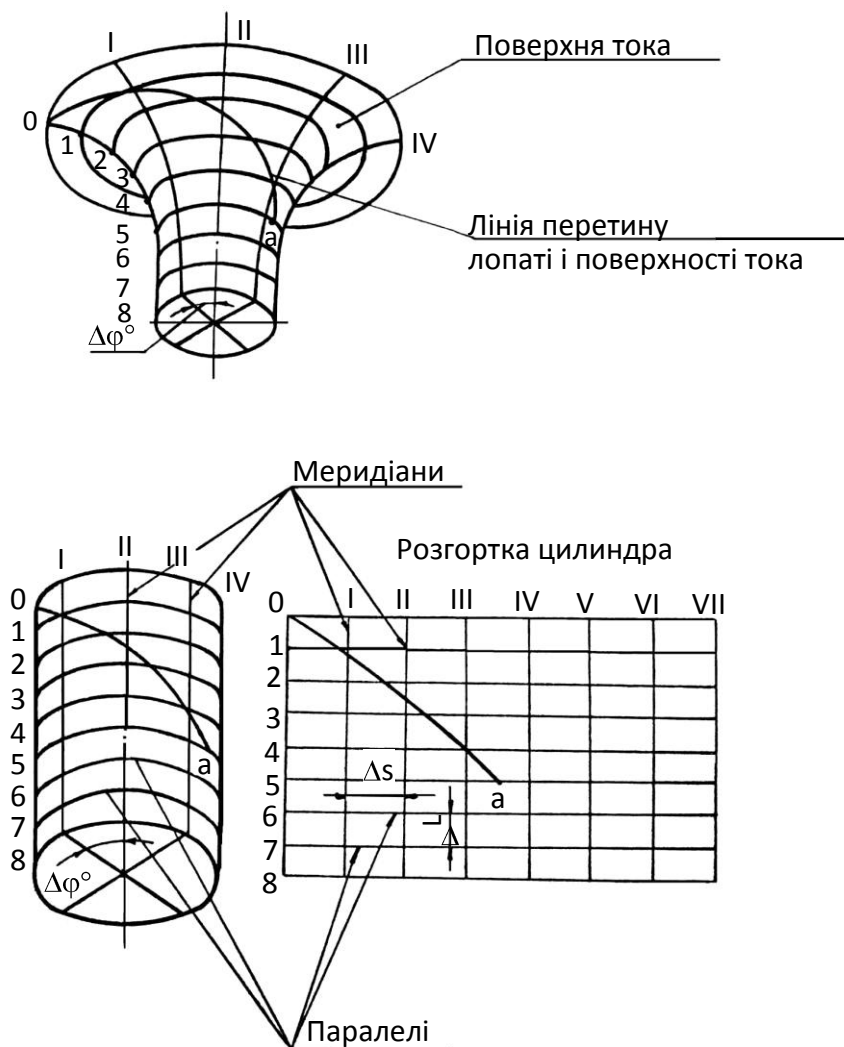


Рисунок 2.6 – Сітка на розгортці відображаючого циліндра

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

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 (іноді приймають $R_{кц} = R_2$), після чого визначають розміри ΔS і ΔL за формулами:

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

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

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

$$\Delta L = \frac{R_{кц}}{C},$$

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

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

Переходимо до побудови конформного відображення 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

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

де $r_{срi}$ - відстань від осі робочого колеса до середини відрізка Δl_i .

										Лист
										32
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	6.05050205.33БР.000.00 ПЗ					

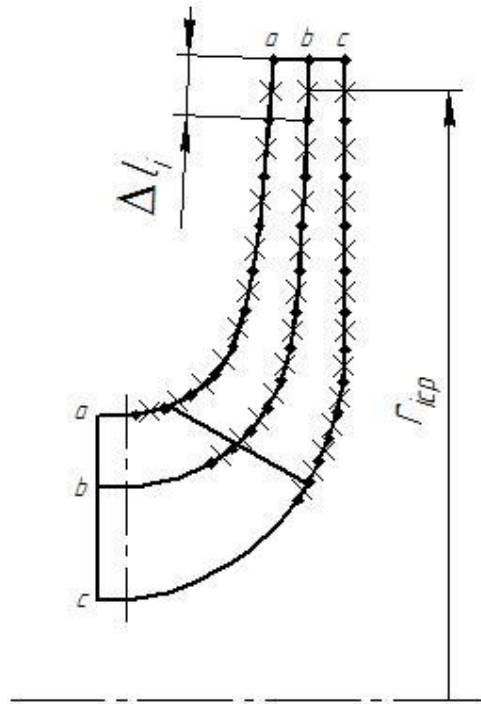


Рисунок 2.7 – Розбиття середньої лінії течії на точки

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	85,73	8,58	85,7	8,6	85,71	8,58
2	77,59	7,76	77,53	7,76	77,54	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 меридіан $n - n$ (пунктирна лінія), який перетинає промінь в точці n_a ; t - лінійний крок лопатей на розгортці циліндра $t = 2\pi \frac{R_{ку}}{z}$

$$t = 2 \cdot 3,14 \cdot \frac{170}{7} = 152,5$$

- з урахуванням 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 для кожної лінії струму на конформній діаграмі за допомогою перехідного графіка або використовуючи властивості 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 крайки 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.

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34

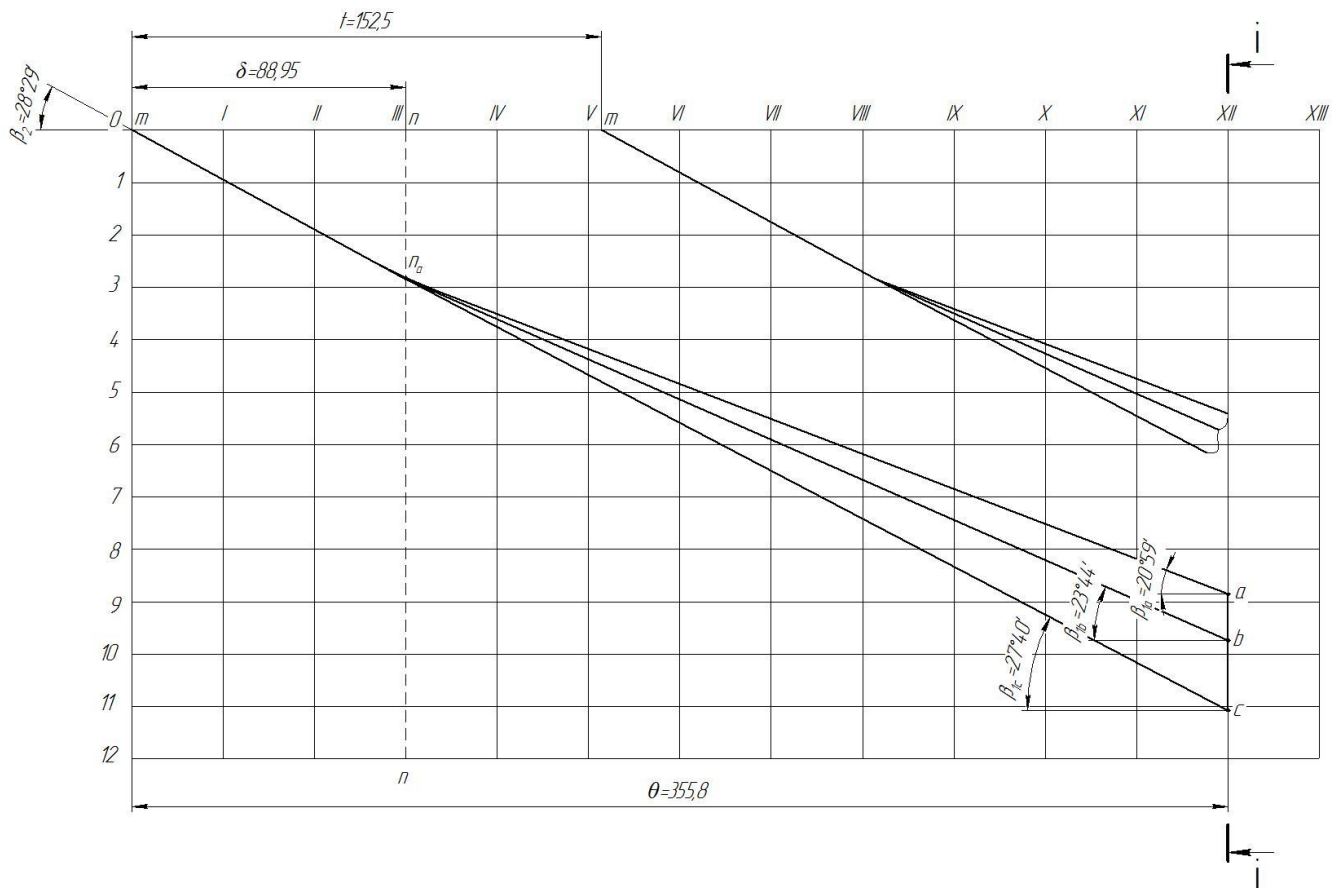


Рисунок 2.8 – Розгортка циліндра

Для побудови лопаті в плані викреслюємо дві окружності діаметрами D_2 і $d_{\text{вн}}$, а потім проводим у вигляді радіальних променів меридіани I, II, III і т. д. з кутовим кроком $\Delta\varphi$. Нумерація меридіанів повинна зростати в сторону обертання робочого колеса. Далі відстані від осі робочого колеса до точок перетину меридіанних перетинів з лініями струму переносять з меридіанної проекції на план. Отримані в плані точки з'єднують плавними лініями. Вхідна кромка утворюється радіальною прямою. Вибираємо положення вхідної кромки і задаємося кутом охоплення лопаті $\theta=120^\circ$.

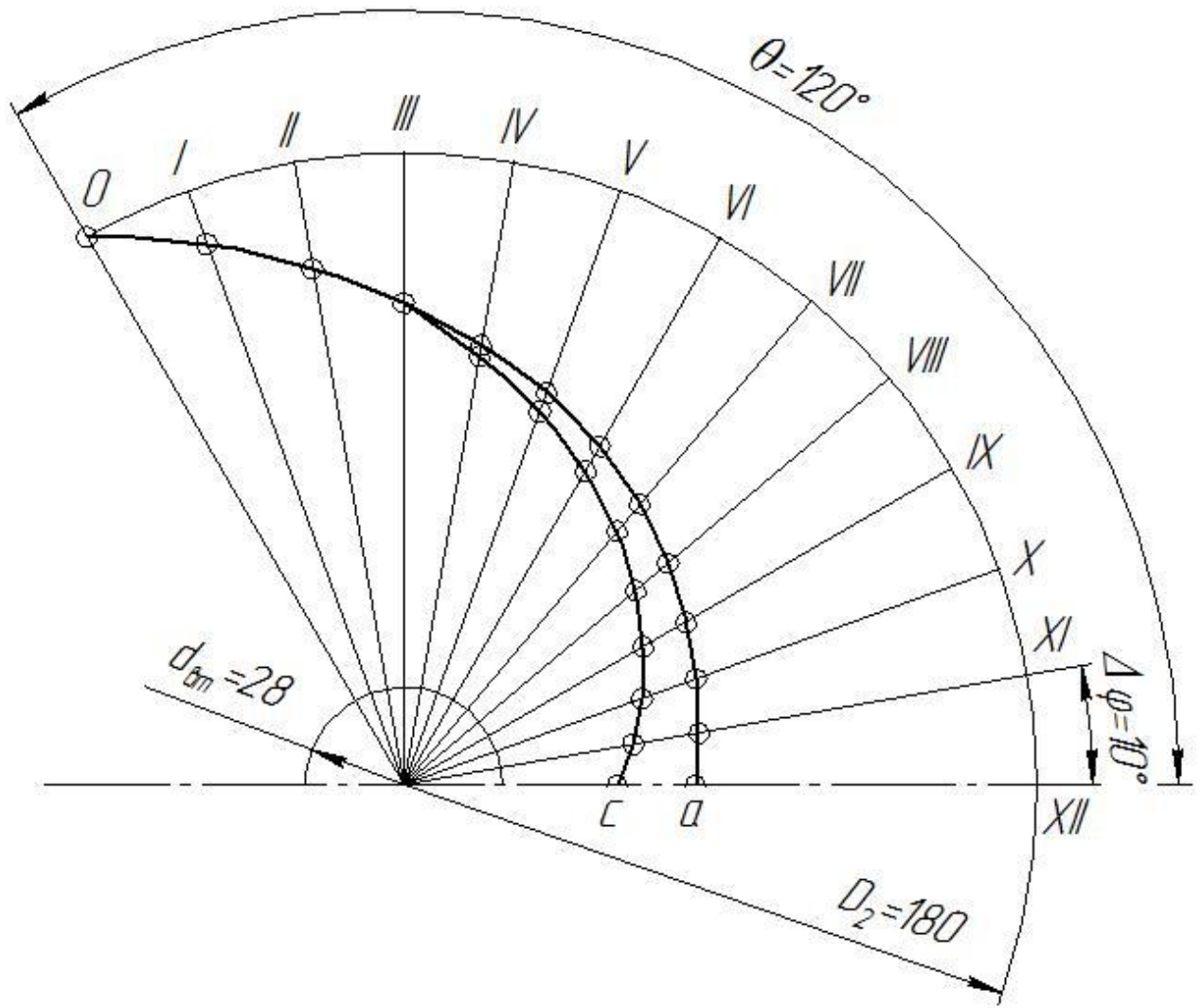


Рисунок 2.9 – План лопаті робочого колеса

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

3 Розрахунок і проектування спірального відводу

Виконано за типовою методикою [2].

Спіральний відвід (равлик) призначений для збору рідини, що виходить з колеса і напрямляє її в нагнітальний патрубок. У спіральному відводі, крім того, відбувається часткове перетворення кінетичної енергії рідини в потенційну.

Спіральний відвід складається з спіральної камери і диффузорного патрубку.

Найбільш часто в конструкціях насосів застосовують спіральні відводи з трапецієподібним поперечним перерізом.

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 робочим колесом і відведенням і мінімальної вібраційності насоса. Цій умові задовольняє такий вираз для D_3 :

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

$$D_3 = 1 + 10^{-3} \cdot 81 \cdot 0,18 = 0,195 \text{ м}$$

Ширину входу в спіраль b_3 вибирають в залежності від ширини робочого колеса 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 низких n_s ; $m = 1,75$ – при середніх n_s ; $m = 1,5$ – при високих n_s .

$$b_3 = 1,75 \cdot 0,001 = 0,00175 \text{ (м)}$$

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		37

3.2 Визначення нахилу бокових стінок.

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

$$a / h = 0,2 - 0,3 \text{ при } n_s = 50 - 60;$$

$$a / h = 0,25 - 0,4 \text{ при } n_s > 80.$$

У першому випадку $a / h = \text{const}$, а при $n_s < 80$ рекомендується його поступово зменшувати, переходячи від розрахункового перерізу до нульового.

Отже

$$a / h = 15/60 = 0,25$$

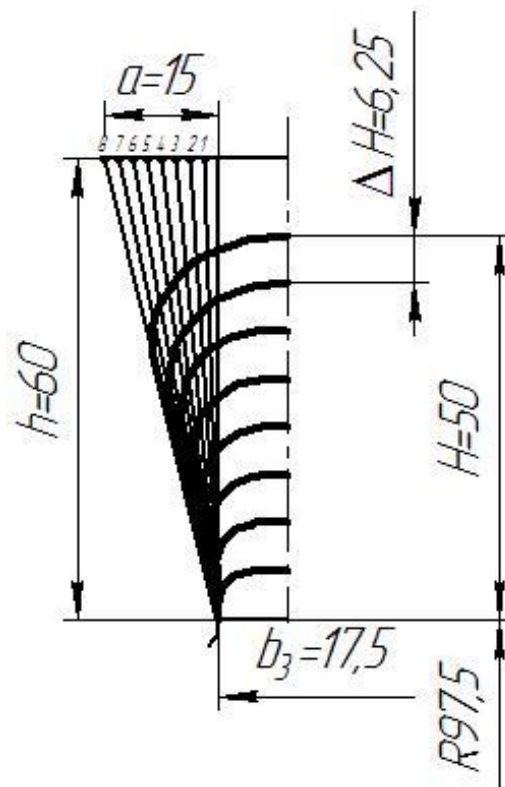


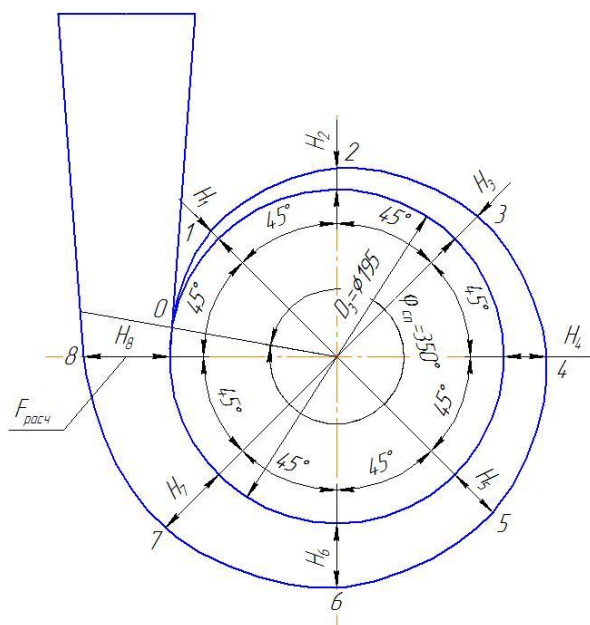
Рисунок 3.1 - Нахил бічних стінок спірального відводу

3.3 Визначення кута охоплення спіралі в плані.

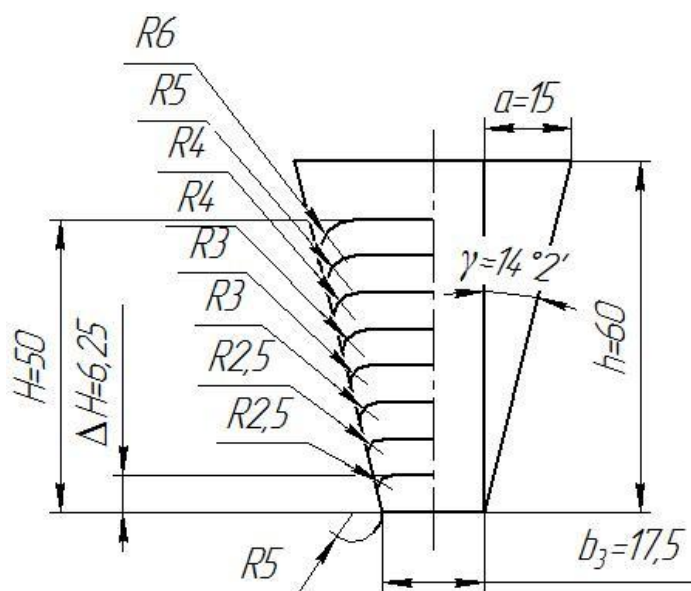
Кут охоплення спіралі $\varphi_{сп}$ (рис.3.2) залежить від коефіцієнта швидкості n_s і може бути вибраний з табл.3.1.

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 $A_{сп.расч}$

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

$$A_{сп.расч} = \frac{350}{360} \cdot \frac{3,14 \cdot 0,846 \cdot 3000 \cdot 50}{30 \cdot 40 \cdot 9,81} = 32,9$$

3.5 Визначення площі розрахункового перерізу $F_{расч}$

Для цього може бути використаний графоаналітичний 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	0,210	0,00159	0,00149
3	111,5	24,5	0,219	0,228	0,00173	0,00164
4	118,5	28	0,236	0,244	0,00186	0,00178
5	125,5	31,5	0,251	0,258	0,00196	0,00191
6	132,5	35	0,264	0,270	0,00205	0,00202
7	139,5	38,5	0,276	0,281	0,00214	0,00211
8	146,5	42	0,286	0,291	0,00221	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). Закінченням 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 площі 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 тяжіння площ F_x і F_y .

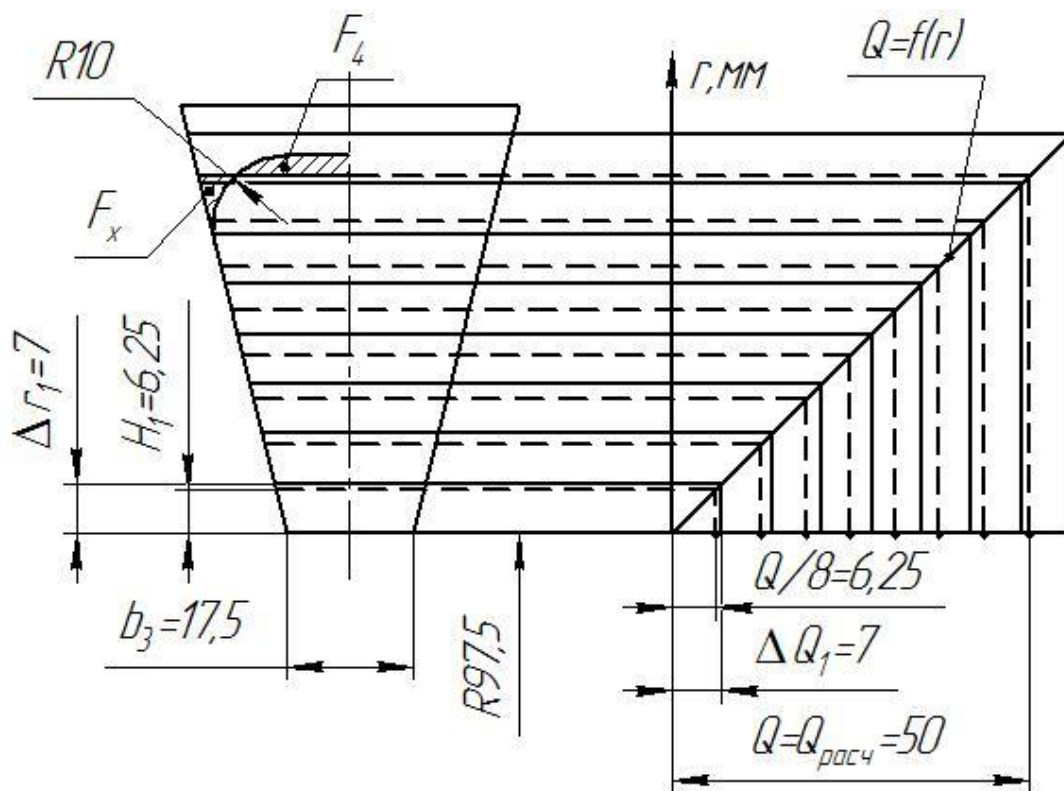


Рисунок 3.3 - Визначення розмірів розрахункового восьмого $F_{расч}$ (F_8) і проміжних (F_7-F_1) перетинів

				Лист	
				41	
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	6.05050205.33БР.000.00 ПЗ

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

Для цього будуємо наведену площину $F_{пр}$ (рис.3.4)

Методика побудови $F_{пр}$ наступна: меридіанний перетин розтинають рядом паралельних прямих $x-x$, паралельних осі насоса, а через точки їх перетину з контуром перерізу довільну точку O на осі обертання колеса проводять прямі $x-O$. Далі проводять пряму $P-P$ на довільній полюсній відстані ρ від осі насоса (часто для спрощення 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 «о» утворює контур приведенного перерізу (пунктирна лінія на рис.3.3). Критерієм правильності визначення $F_{расч}$ є умова:

$$де \quad A_{сн. граф} = F_{пр} / \rho; \quad A_{сн. расч} \approx A_{сн. граф}$$

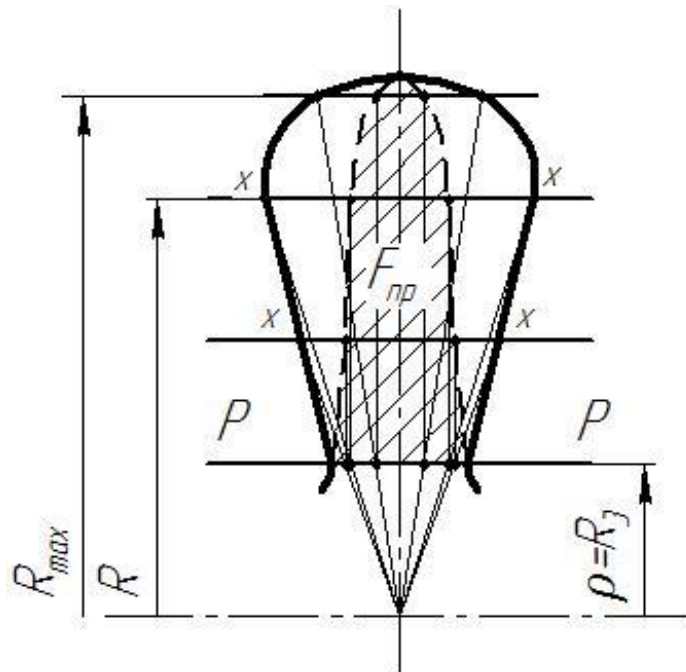


Рисунок 3.4 - Перевірка правильності визначення $F_{пр}$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

3.7 Визначення площі проміжних перетинів (від 0 до 8)

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

Для цього на графіку $Q = f(\dots)$ ділянку прямої на осі від $Q = 0$ до $Q = Q_{расч}$ ділять 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 стрибків, що досягається за рахунок монотонної зміни радіусів заокруглення R_i і r_i і висот H_i . Як правило, інтервали між висотами перетинів в міру наближення до язика збільшуються. Радіус R_i інтенсивно зростає, і в перетині 1 $R_1 = \infty$, а радіус r зменшується, і для перетину 1 повинен відповідати мінімальному радіусу заокруглення в литих деталях.

3.8 Побудова плану 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 перегинів сполучатися з дугою наступного. Це визначається умовою, зображеною на рис.3.5 і яка полягає в тому, що точка сполучення 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.

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		43

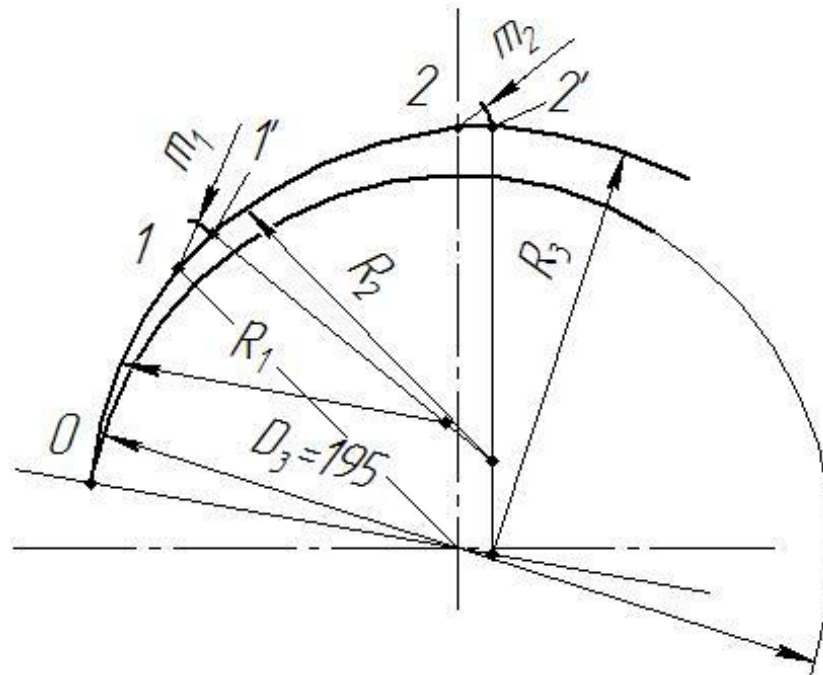


Рисунок 3.5 - Побудова контуру спіралі

3.9 Розрахунок і проектування диффузорної ділянки

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

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

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

$$D_{ВЫХ} = \sqrt{4 \cdot 13,88 \cdot 10^{-3} / 3,14 \cdot 3} = 0,077 \text{ (м)}$$

Отримане значення діаметра округляємо до стандартного значення у більшу сторону: $D_{ВЫХ} = 80 \text{ (мм)}$.

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		44

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

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

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

де $d_{экв} = \sqrt{\frac{4F_{расч}}{\pi}}$ - 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.

$$d_{экв} = \frac{4 \cdot 50}{3,14} = 8 \text{ мм}$$

$$\varepsilon_{opt} = 2 \arctg \frac{80 - 8}{2 \cdot 200} = 8^\circ 35'$$

3.10 Проектування моделі корпусу

Для виготовлення моделі корпусу необхідно задати, щонайменше, два проміжних перетину дифузора (рис.3.7а). Рекомендації щодо їх проектування наступні:

- поєднуємо окружність $D_{вых}$ і нижню частину дифузора таким чином, щоб центр кола співпадав з серединою висот нижньої основи;

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

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		45

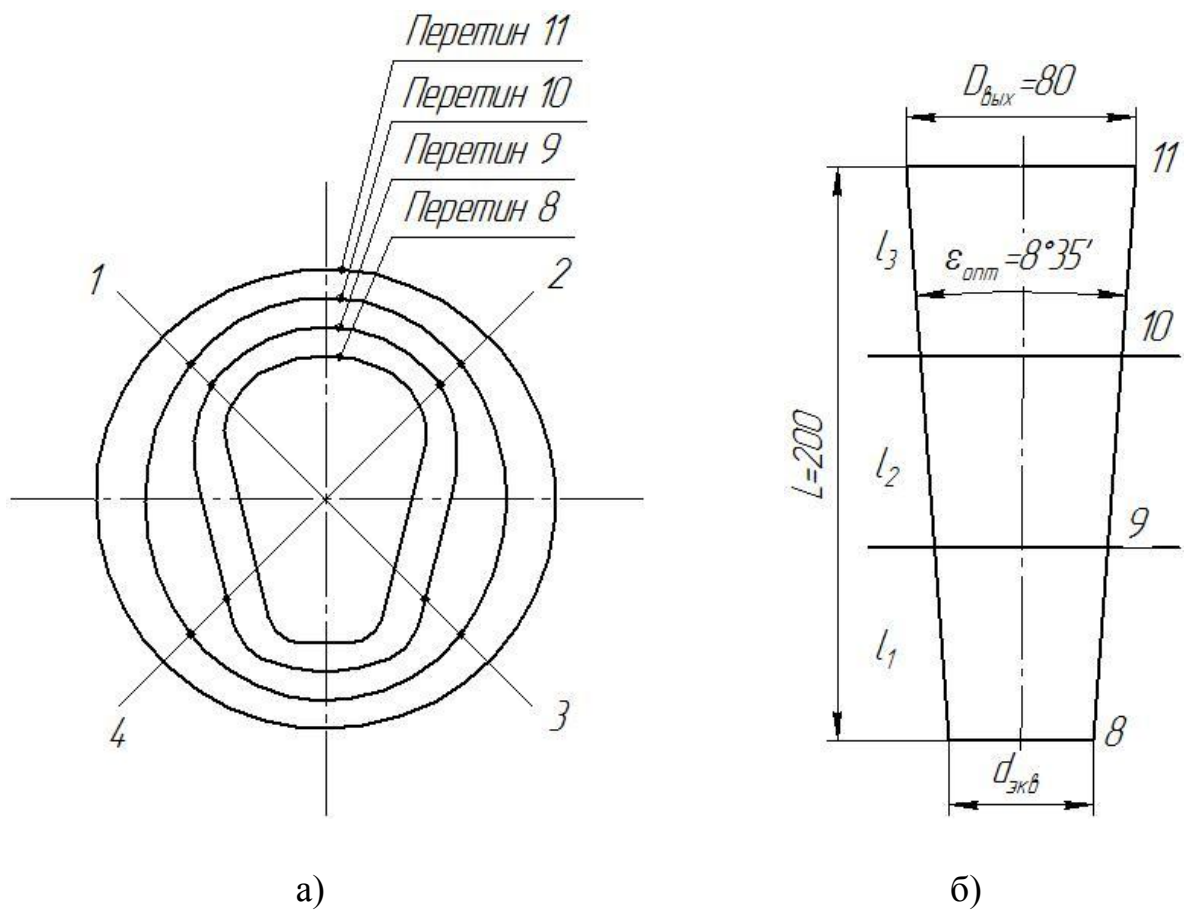


Рисунок 3.7 - Побудова перетинів дифузора (а) і дифузورها ділянка відводу (спіралі) (б)

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 пару радіально-упірних шарикопідшипників кочення.

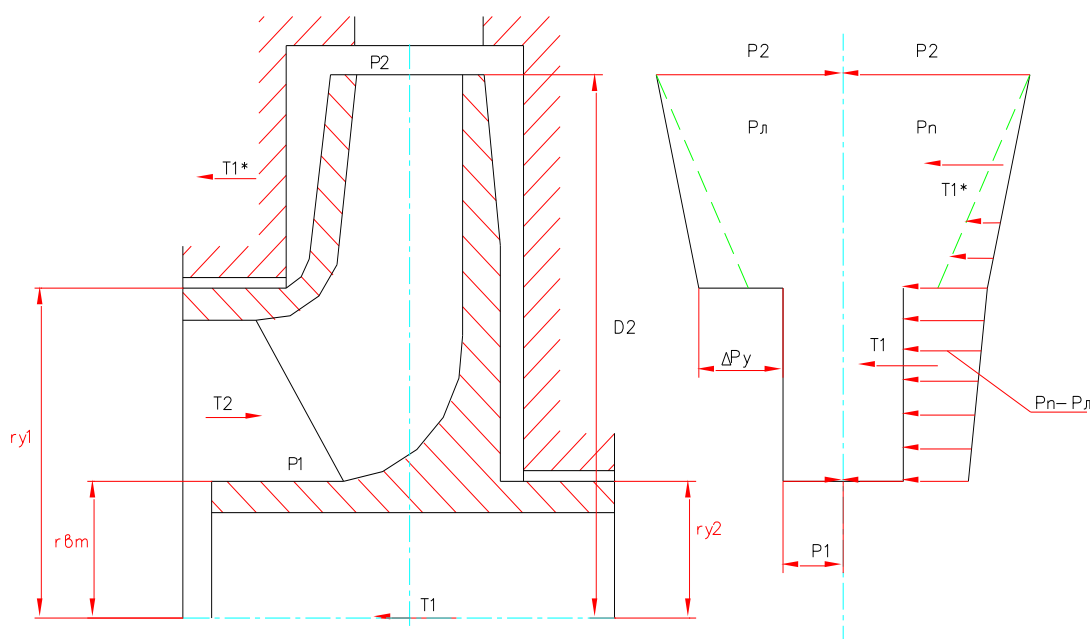


Рис. 4.1 – Схема дії осьових сил в насосі.

У практиці насособудування для обчислення осьової сили широко використовується спрощена методика, запропонована А.А.Ломакінім для двох граничних випадків:

- нормальної роботи ущільнень, коли витік (витратна течія в пазусі) q близька до 0. У цьому випадку рідина обертається в обох пазухах як тверде тіло з кутовий швидкістю, яка дорівнює половині кутової швидкості обертання робочого колеса, і розподіл тиску по радіусах дисків описується параболічним законом, а осьова сила, спрямована в бік всмоктування, визначається за формулою

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

де H_p - потенційний напір робочого колеса

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

$$H_p = 0,7 \cdot 40 = 28 \text{ м}$$

З креслення робочого колеса: $r_{y1}^2 = 0,042 \text{ м}$; $r_{y2}^2 = 0,02 \text{ м}$; $r_2 = 0,09 \text{ м}$.

Колова швидкість на виході з робочого колеса: $U_2 = 28,15 \text{ м/с}$ (див. пункт 2.7)

$$T_1 = 3,14 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,042^2 - 0,02^2 \cdot 28 - \frac{28,15^2}{8 \cdot 9,81} \cdot 1 - \frac{0,042^2 + 0,02^2}{2 \cdot 0,09^2} =$$

$$= 812 \text{ Н}$$

- аварійного зносу ущільнення ($q \rightarrow \infty$), в цьому випадку рідина в передній пазусі рухається вільно по інерції по закону $V_u r = const$. Через збільшення протікання відбувається зміна епюри розподілу тиску в передній пазусі (рис.4.1, пунктирна - крутіша крива) і виникає додаткова осьова сила, спрямована в бік зношеного переднього ущільнення, значення якої можна підрахувати за формулою

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

$$T_1^* = 3,14 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,09^2 - 0,042^2 \cdot \frac{28,15^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(\frac{0,09^2}{0,09^2 - 0,042^2} \cdot \ln \frac{0,09^2}{0,042^2} + \right.$$

$$\left. + \frac{0,09^2 + 0,042^2}{2 \cdot 0,09^2} - 2 \right) = 1095 \text{ Н}$$

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 :

$$T_2 = V \cdot \frac{\rho g \cdot Q}{g} \cdot v_0; \quad 4.4$$

Де $V = 1$ – для радіальних коліс;

v_0 – швидкість на виході в робоче колесо, м/с, $v_0 = 3,26$ 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 колесо; $D_0=0,08$ м.

$d_{\text{вТ}}$ -діаметр втулки; $d_{\text{вТ}}=0,028$ м.

$$S_0 = \frac{3,14 \cdot 0,08^2 - 0,028^2}{4} = 0,0044 \text{ м}^2$$

$$T_2 = \frac{9810 \cdot 50 \cdot 3,26}{3600 \cdot 9,81} = 45,28 \text{ Н}$$

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо

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

$$T = 812 + 1095 - 45,28 = 1861,72 \text{ Н.}$$

4.2 Визначення радіальної сили

Виконано за типовою методикою [4].

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

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

Де K_R - безрозмірний коефіцієнт радіальної сили;

D_2 - Зовнішній діаметр робочого колеса;

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		49

$$D_2 = 0,18 \text{ м};$$

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

$$b_2 = 0,01 \text{ м}.$$

Коефіцієнт K_R залежить від n_s . При $n_s = 81$, $K_R = 0,18$

Максимальна сила буде на режимі $Q = 0$.

$$R = 0,18 \cdot 1 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 40 \cdot 0,18 \cdot 0,01 = 127,14 \text{ Н}.$$

4.3 Розрахунок насоса на кавітацію

Виконано за типовою методикою [3].

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

Мінімальний кавітаційний запас визначаємо за формулою :

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

Де λ_1 та λ_2 – коефіцієнти;

v_0 - середня абсолютна швидкість при вході потоку в колесо; $v_0 = 3,26 \frac{\text{м}}{\text{с}}$

(див. пункт 2.3);

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

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

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

Відносна швидкість на вході:

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

Де U_1 - окружна швидкість на вході в колесо $U_1 = 11,304 \text{ м/с}$ (див. пункт 2.3);

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		50

v_{m1} - меридіональна складова абсолютної швидкості $v_{m1} = 4,24$ м/с (див. пункт 2.3).

$$W_1 = \sqrt{11,304^2 + 4,24^2} = 12,07 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Кавітаційний запас:

$$\Delta h = 1,2 \cdot \frac{3,26^2}{2 \cdot 9,81} + 0,3 \cdot \frac{12,07^2}{2 \cdot 9,81} = 2,87 \text{ м.}$$

Кавітаційний коефіцієнт бистрохідності:

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

$$C = \frac{5,62 \cdot 3000 \cdot \bar{50}}{60 \cdot 2,87^{\frac{3}{4}}} = 901$$

Отримане розрахункове значення $C = 901$ показує, що насос має хороші кавітаційні якості.

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		51

5 Вибір кінцевого ущільнення

5.1 Вибір типу ущільнення

Виконано за типовою методикою [3].

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

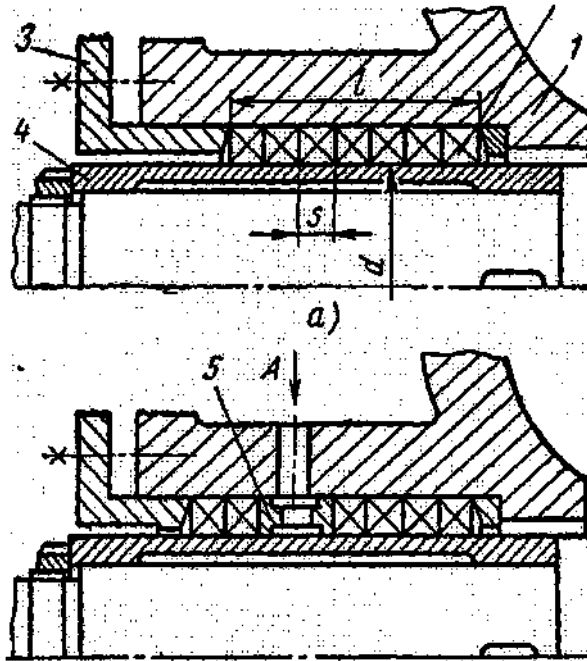


Рис. 5.1 – Конструкція сальникового ущільнення.

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 насосу на 0,5 МПа. В якості затворної рідини використовується технічно чиста вода з температурою не вище 40 °С. Витрати води, яка подається в сальник 0,01м³ год. Товщина кільця набивки:

$$s = \bar{d}; \quad (5.1)$$

Де d - діаметр вала в місці набивання сальника, мм ($d = 40$ мм);

$$s = \bar{40} = 6,32 \text{ мм.}$$

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		52

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:

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

де r - радіус натискної втулки, см.

$$r = \frac{d}{2} = 2 \text{ см};$$

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:

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

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).

$$N_c = 3,22 \cdot 10^{-5} \cdot 3000 \cdot 2^2 \cdot 0,6 \cdot 1,22 \cdot (1 - e^{-2 \cdot 0,5 \cdot 0,05 \cdot \frac{3}{0,6}}) = 0,26 \text{ кВт.}$$

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		53

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

Виконано за типовою методикою [3].

Втрати в насосі можуть бути розподілені на чотири категорії: гідравлічні, об'ємні, механічні 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

$$\eta_r = 0,855 \text{ (див. пункт 2.1)}$$

6.2 Об'ємні втрати

Об'ємні втрати пов'язані з протіканням рідини, які виникають у зазорах 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 робочого колеса, 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:

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

де q – протікання через переднє ущільнення, м³/с.

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		54

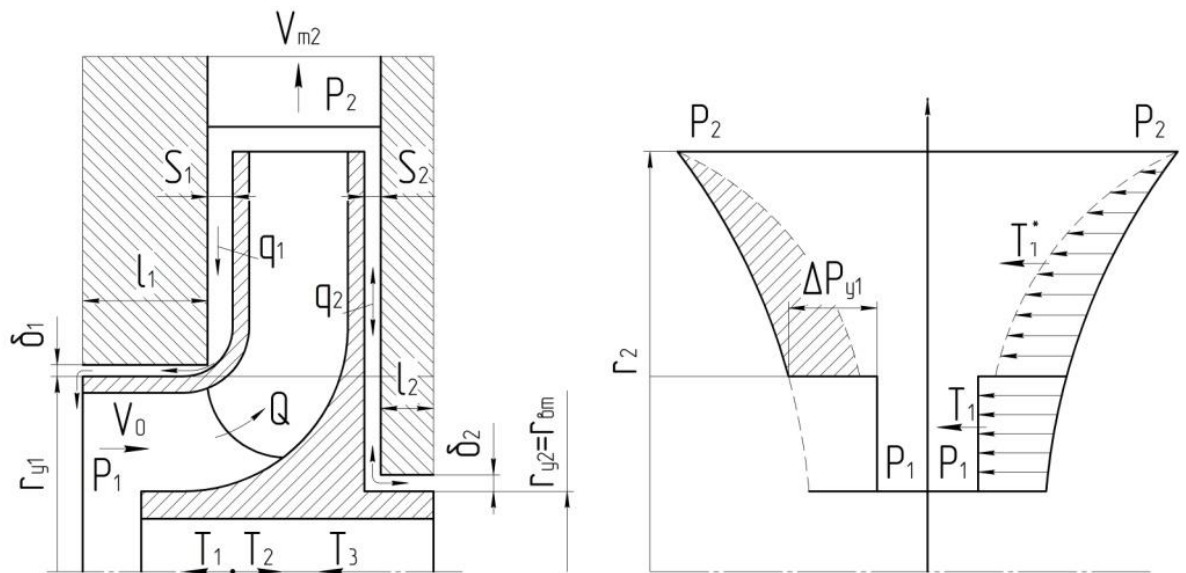


Рисунок 6.1 – Схема протікань в ступені відцентрового насоса та розподіл тиску на поверхні основного та покривного дисків робочого колеса.

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):

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

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

$$\frac{l}{2 \cdot 42} = 16,8 \div 21$$

Приймаємо $l = 17$ мм.

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

Площа поперечного перерізу щілини визначається за формулою:

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

$$f_y = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,042 \cdot 0,3 = 79,13 \cdot 10^{-6} \text{ (м}^2\text{)}$$

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;

$U_2 = 28,15$ м/с – колова швидкість на виході з робочого колеса, м/с;

$r_2 = 0,09$ м – зовнішній радіус робочого колеса, визначаємо з креслення.

Потенційний напір робочого колеса:

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

$$H_p = 46,77 \cdot 0,925 \cdot \left(1 - \frac{9,81 \cdot 46,77}{2 \cdot 28,15^2} \right) = 30,74 \text{ (м)}$$

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

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

$$\eta_{г.к} = \sqrt{0,855} = 0,925$$

$$h_y = 30,6 - \frac{28,15^2}{8 \cdot 9,81} \left(1 - \frac{0,042^2}{0,09} \right) = 18,9 \text{ м}$$

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		56

Протікання через переднє ущільнення робочого колеса визначається за формулою:

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

$$q = 0,616 \cdot 79,13 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 18,9} = 0,94 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

де μ – коефіцієнт протікання циліндричної щілини;

f_y – площа поперечного перетину циліндричної щілини, м^2 ;

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:

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

$$\eta_{об} = \frac{13,88 \cdot 10^{-3}}{13,88 \cdot 10^{-3} + 0,94 \cdot 10^{-3}} = 0,936$$

6.3 Механічні втрати

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

У відцентрових насосах середньої та великої потужності дискові втрати 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).

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		57

Втрати на дискове тертя можна визначити за таким виразом:

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

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

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

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

Визначаємо з креслення.

$$l = 0,004 + 0,004 = 0,008 \text{ м}$$

$$N_{дт} = 0,882 \cdot 28,15^3 \cdot 0,180 \cdot 0,180 + 5 \cdot 0,008 = 779,11 \text{ Вт}$$

Внутрішній механічний ККД визначається за формулою:

$$\eta_{мвн} = \frac{\rho g Q_{р.к.} H_m}{\rho g Q_{р.к.} H_m + N_{дт}} \quad (6.13)$$

$$\eta_{мех} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 14,4 \cdot 10^{-3} \cdot 46,77}{1000 \cdot 9,81 \cdot 14,4 \cdot 10^{-3} \cdot 46,77 + 779,11} = 0,894$$

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

Отже, механічний ККД визначається за формулою:

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

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

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

$$\eta_{м} = 0,894 \cdot 0,97 = 0,867$$

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		58

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

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{N} = \eta_r \eta_{об} \eta_m \quad (6.15)$$

$$\eta = 0,855 \cdot 0,936 \cdot 0,867 = 0,694$$

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		59

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

$$N_{\max} = \frac{1,25 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 50 \cdot 40}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,712} = 9,57 \text{ кВт.}$$

Для приводу насоса обираємо електродвигун 4АМ132М2 з параметрами:

- Потужність – 11 кВт;
- Напруга – 380/360 В;
- ККД – 88%
- Частота обертання (синхронна) – 3000 об/хв.

7.2 Розрахунок пускового моменту характеристик

Виконано за типовою методикою [2].

Після вибору електродвигуна необхідно перевірити відповідність його пускових характеристик умов роботи агрегату в системі. Для цього будується графічна залежність моменту опору агрегату від частоти обертання (рис.7.1).

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		60

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

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{9736 \cdot 11}{3000} = 35,7 \text{ Нм},$$

$$M_0 = 0,21 \cdot 35,7 = 7,5 \text{ Нм}.$$

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.

$$N_{\text{max}} = 9,57 \text{ кВт};$$

$$M_p = \frac{9736 \cdot 9,57}{3000} = 31,06 \text{ Нм}.$$

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

Експерименти 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:

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

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		61

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

$$M_c = 0,03 \cdot 35,7 = 1,071 \text{ Нм}$$

Пусковая моментна характеристика насосного агрегата представлена на рисунку 7.1.

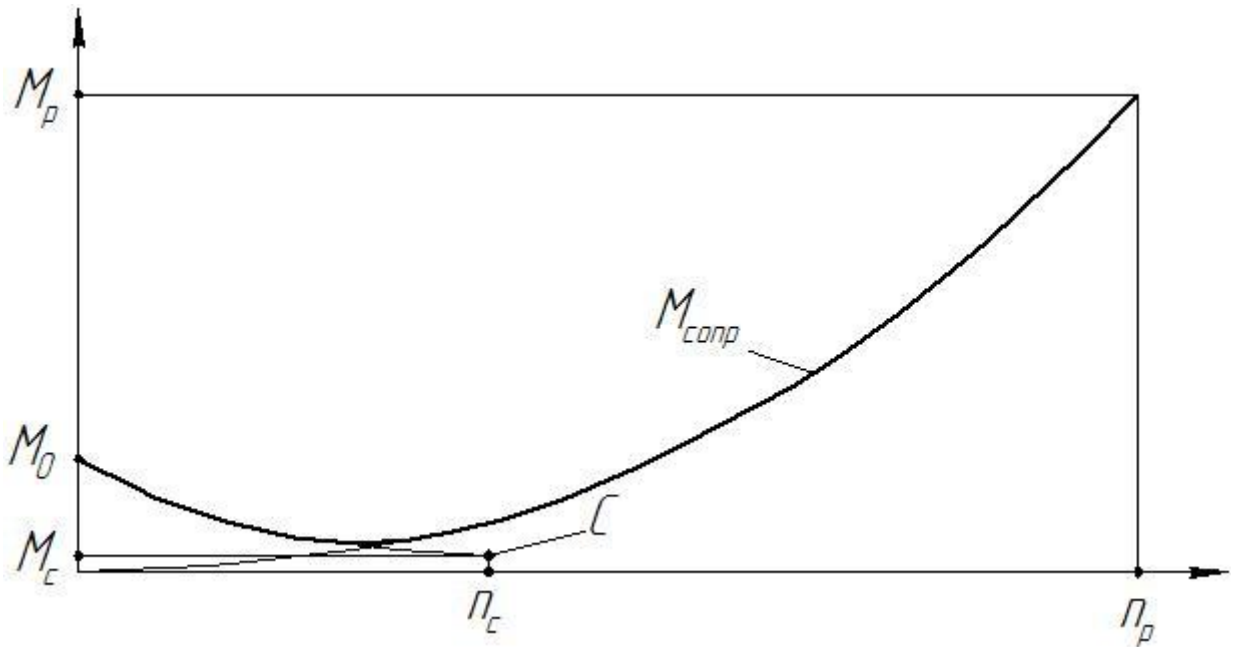


Рисунок 7.1 – Пусковая моментна характеристика насосного агрегата.

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:

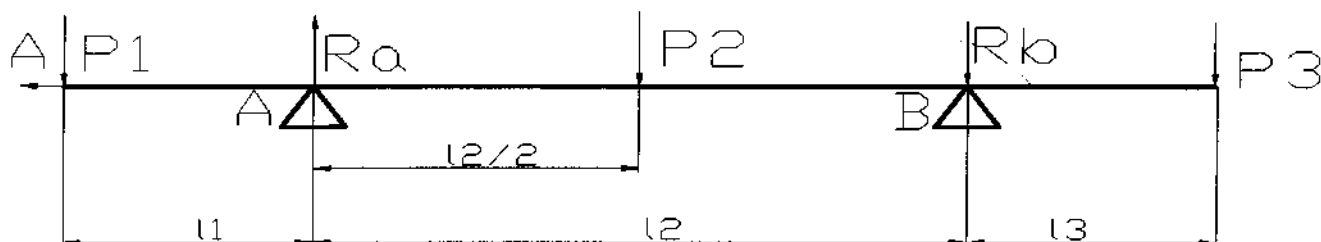


Рис. 8.1 – Схема навантаження вала.

Навантаження P_1 визначається за формулою:

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

Де G_k - вага робочого колеса, Н;

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

R – радіальна сила, Н.

$$G_k = 24,5 \text{ Н}, \quad G_{1B} = 9,42 \text{ Н};$$

$$R = 127,14 \text{ Н};$$

$$P_1 = 24,5 + \frac{1}{3} \cdot 9,42 + 127,14 = 154,72 \text{ Н}.$$

Навантаження P_2 :

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

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

$$G_{2B} = 13,24 \text{ Н};$$

$$P_2 = \frac{1}{3} \cdot 13,24 = 4,41 \text{ Н}.$$

Навантаження P_3 :

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

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		63

Де $G_{\text{пм}}$ - вага напівмуфти;

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

$$G_{\text{пм}} = 12, \quad G_{\text{зв}} = 6,08 \text{ Н};$$

$$P_3 = 12 + \frac{1}{3} \cdot 6,08 = 24,32 \text{ Н.}$$

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

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

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

$$R_B = \frac{154,72 \cdot 0,2035 - 24,32 \cdot 0,134 + 0,1125 - 4,41 \cdot \frac{0,134}{2}}{0,134} = 193,43 \text{ Н};$$

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

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

$$R_A = \frac{4,41 \cdot \frac{0,134}{2} + 154,72 \cdot 0,2035 + 0,134 - 24,32 \cdot 0,1125}{0,134} = 371,34 \text{ Н.}$$

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 – $C_0 = 27000 \text{ Н}$.

Динамічна вантажопідйомність – $C = 14700 \text{ Н}$.

Розрахункова довговічність підшипниках :

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

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		64

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:

$$Fr = R_A = 127,14 \text{ Н}; \quad Fa = A = T = 1861,72 \text{ Н.}$$

Визначаємо відношення осьового навантаження до радіального:

$$\frac{Fa}{Fr \cdot V} = \frac{1861,72}{127,14 \cdot 1} = 14,64.$$

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:

$$P = 0,37 \cdot 1 \cdot 127,14 + 0,66 \cdot 1861,72 \cdot 1 \cdot 1,2 = 1531 \text{ Н.}$$

Розрахункова довговічність підшипника:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 3000} \cdot \frac{27000^3}{1531} = 0,0305 \cdot 10^6 \text{ год.}$$

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		65

8.3 Розрахунок вала на статичну міцність

Виконано за типовою методикою [7].

Для визначення напружень в перерізах вала побудуємо епюру згинальних моментів.

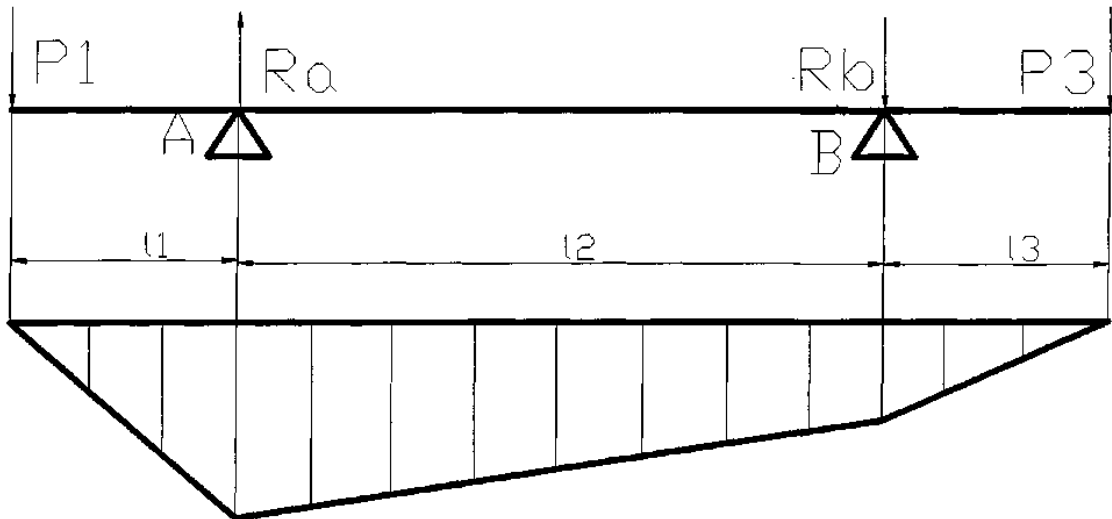


Рис. 8.2 – Епюра згинальних моментів.

Визначимо максимальний згинальний момент в перерізі А:

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

$$P_1 = 154,72 \text{ Н}, \quad l_1 = 0,2035 \text{ м};$$

$$M_u = 154,72 \cdot 0,2035 = 31,5 \text{ Нм.}$$

Найбільший крутний момент на валу:

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

Де N – потужність насоса, N = 7,637 кВт;

$$M_{\text{кр}} = 9551 \cdot \frac{7,637}{3000} = 24,3 \text{ Нм.}$$

Момент опору перерізу вала 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:

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

$$\sigma_u = \frac{31,5}{4,3 \cdot 10^{-6}} = 7,32 \text{ МПа.}$$

Напруження кручення:

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

$$\tau_{кр} = \frac{24,3}{8,6 \cdot 10^{-6}} = 2,82 \text{ МПа.}$$

Еквівалентне напруження:

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

$$\sigma_{екв} = \sqrt{7,32^2 + 3 \cdot 2,82^2} = 8,8 \text{ МПа.}$$

Матеріал вала – Сталь 40Х

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

Запас міцності за межею текучості:

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

$$n_T = \frac{330}{8,8} = 37,5$$

Умова міцності виконується.

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		67

8.4 Розрахунок шпонкового з'єднання вала з колесом

Виконано за типовою методикою [7].

Вихідні дані для розрахунку. Матеріал вала – Сталь 40Х. Межа текучості $\sigma_{0,2} = 780$ МПа. Матеріал шпонки – Сталь 45. Межа текучості $\sigma_{0,2} = 350$ МПа. Матеріал колеса – Сталь 20Х13 Л. Межа текучості $\sigma_{0,2} = 440$ МПа. Крутний момент на валу $M_{кр} = 24,3$ Нм.

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

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

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

Де l_p – робоча довжина шпонки;

t_1 – глибина паза вала;

h – висота шпонки;

d – діаметр вала.

$d = 22$ мм, $l_p = l - b = 45 - 6 = 39$ мм, $t_1 = 3,5$ мм, $h = 6$ мм.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 24,3}{0,022 \cdot 0,039 \cdot 0,006 - 0,0035} = 22,66 \text{ МПа.}$$

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

Допустиме напруження зминання:

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

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

$$\sigma_{см} < \sigma_{см} .$$

Умова міцності виконується.

										Лист
										68
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

6.05050205.33БР.000.00 ПЗ

9 Розділ з охорони праці

Основні методи пожежогасіння. Вогнегасні речовини та засоби пожежогасіння

9.1 Основні методи пожежогасіння

Комплекс заходів, спрямованих на ліквідацію пожежі, що виникла, називається пожежогасінням.

Основою пожежогасіння є примусове припинення процесу горіння. Пожежа припиняється тоді, коли припиняється дія будь-якого компонента, що приймає участь у процесі горіння.

Процес горіння можна припинити шляхом:

- зниження кількості горючої речовини;
- зменшення кількості окислювача;
- збільшення процесу активації енергії в полум'ї.

До основних способів припинення процесу горіння можна віднести наступні:

1. **Спосіб охолодження.** Ґрунтується на тому, що горіння речовини можливе тільки тоді, коли температура її верхнього шару вища за температуру його запалювання. Якщо з поверхні горючої речовини відвести тепло, тобто охолодити її нижче температури запалювання, горіння припиняється.

2. **Спосіб розведення.** Ґрунтується на здатності речовини горіти при вмісті кисню у атмосфері більше 14-16% за об'ємом. Зі зменшенням кисню в повітрі нижче вказаної величини полум'яне горіння припиняється, а потім припиняється і тління внаслідок зменшення швидкості окислення. Зменшення концентрації кисню досягається введенням у повітря інертних газів та пари із зовні або розведенням кисню продуктами горіння.

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		69

3. **Спосіб ізоляції.** Ґрунтується на припиненні надходження кисню повітря до речовини, що горить. Для цього застосовують різні ізолюючі вогнегасні речовини (хімічна піна, порошок та інше).

4. **Спосіб хімічного гальмування реакцій горіння.** Полягає у введенні в зону горіння галоїдно-похідних речовин (бромисті метил та етил, фреон та інше), які при потраплянні у полум'я розпадаються і з'єднуються з активними центрами, припиняючи екзотермічну реакцію, тобто виділення тепла. У результаті цього процес горіння припиняється.

5. **Спосіб механічного гасіння** полум'я сильним струменем води, порошку чи газу.

6. **Спосіб вогнеперешкоди.** Заснований на створенні умов, за яких полум'я не поширюється через вузькі канали, переріз яких менше критичного.

9.2 Вогнегасні речовини

Реалізація способів припинення горіння досягається використанням вогнегасних речовин та технічних засобів. До вогнегасних належать речовини, що мають фізико-хімічні властивості, які дозволяють створювати умови для припинення горіння.

Добір тих чи інших способів і методів гасіння пожеж, а також добір вогнегасних речовин та їх носіїв визначають у кожному конкретному випадку залежно від характеру пожежі, властивостей і агрегатного стану речовин, що горять, параметрів пожежі (площі, інтенсивності, температури горіння тощо), виду пожежі (у закритому або відкритому повітрі), вогнегасної здатності щодо гасіння конкретних речовин та матеріалів, ефективності способу гасіння пожежі.

До засобів гасіння пожежі належать:

- вода й водяна пара;
- хімічна й повітряномеханічна піна

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		70

- інертні і негорючі гази;
- галоїдні вуглекислотні сполуки;
- тверді речовини

Універсальних вогнегасних засобів не існує. Тому для припинення процесу горіння однієї і тієї ж речовини у ряді випадків використовують різні вогнегасні засоби. При доборі засобів пожежогасіння треба виходити з можливості отримання найкращого вогнегасного ефекту при мінімальних затратах.

Гасіння водою. Вода - найбільш поширений засіб гасіння пожежі. Вона дешева і доступна. Вода порівняно з іншими вогнегасними речовинами має найбільшу теплоємність і тому дуже ефективна для гасіння більшості речовин і матеріалів. Вода застосовується у вигляді компактних і розпилених струменів і як пара.

Водою не можна гасити:

- горючі рідини, які мають густину менше 1 г/см³;
- електрообладнання під напругою;
- речовини, які реагують з водою з виділенням великої кількості тепла (лужні метали, карбіди).

Вода може застосовуватися і у вигляді пари для гасіння пожеж у невеликих приміщеннях (до 500 м³) і невеликих загорянь на відкритих установках.

Гасіння пінами. Піни - це система, де дисперсною фазою є газ, а дисперсним середовищем - вода.

Газ може утворюватися внаслідок хімічних процесів, це може бути також повітря, і тому піни поділяються на *хімічні і повітряні*. Піна, маючи невелику густину (0,1-0,2 г/см³) розтікається по поверхні рідини, що горить, ізолює її від полум'я і надходження пари рідини в зону горіння припиняється

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		71

одночасно охолоджується і поверхня рідини. Гасіння пожежі буде ефективнішим тоді, коли піна стійка. Щоб підвищити стійкість піни, до води додають певні речовини, здатні адсорбуватися в поверхневому шарі розчину на межі «рідина-газ». Такі речовини називають піноутворювачами. До них належать екстракти лакричного кореня, сапонін, газовий контакт, альбуміни та ін.

Хімічна піна утворюється при взаємодії карбонату або бікарбонату з кислотою за наявності піноутворювача. Таку піну отримують в ежекторних піногенераторах з пінопорошку і води.

Стійкість хімічної піни - більше однієї години. Її застосовують для гасіння нафтопродуктів, рідин, які не змішуються з водою, а також рідин, що реагують з нею. Останнім часом намітилася тенденція скорочення використання хімічних пін з причини їх високої вартості та складності організації гасіння пожеж за допомогою таких пін. Хімічну піну успішно замінює повітряномеханічна піна.

Повітряномеханічна піна - це механічна суміш повітря, води і поверхнево-активної речовини, яка знижує поверхневий натяг води (піноутворювач). Повітряномеханічна піна може містити близько 90% повітря і 10% водного розчину піноутворювача. Для отримання такої піни треба ввести піноутворювач у воду на всмоктувальному трубопроводі насоса.

Повітряномеханічна піна нешкідлива для людей, не викликає корозії металів, майже неструмопровідна і дешевша за хімічну. Її застосовують для гасіння твердих горючих речовин і матеріалів.

Гасіння інертними газами. З метою попередження вибуху при накопичуванні у приміщенні горючих газів або пари найбільш ефективним засобом є створення середовища, яке не підтримує горіння. Таке середовище можна створити, якщо застосувати як засіб пожежогасіння інертні гази - діоксид карбону, азот, аргон, водяну пару, димові гази тощо. Інертні гази знижують швидкість реакції, оскільки частина тепла від реакції горіння

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		72

витрачається на їх нагрівання.

Однак використання таких речовин має свої особливості. Так, діоксид карбону - токсична речовина і якщо його вміст у повітрі перевищує 10%, це викликає смерть людини. Тому система гасіння пожежі за допомогою діоксиду карбону повинна мати сигналізацію, яка б забезпечувала вчасне попередження людей та їх евакуацію із приміщення.

Гасіння галогенопохідними вуглеводнів (хладонами). Вогнегасні засоби на основі галогеновуглеводнів належать до інгібіруючих та флегматизуючих засобів, оскільки гасіння відбувається за рахунок гальмування хімічної реакції. Найбільш ефективно впливають бром- та фторпохідні метану й етану.

Галогеновуглеводні погано розчиняються у воді, але добре змішуються з багатьма рідкими органічними речовинами. Хладони мають гарні діелектричні показники, тому їх застосовують для гасіння електрообладнання, яке знаходиться під напругою; унаслідок високої густини хладони добре формують струмінь і він легко проникає у полум'я; низька температура замерзання і висока змочувальна здатність дозволяють використовувати їх при мінусових температурах і гасити матеріали, які тліють.

Однак хладони мають і певні недоліки. Хладони токсичні. А особливо токсичні продукти їх термічного розкладу. Також хладони мають високу корозійну активність.

Застосовують хладони для гасіння об'ємних пожеж, для попередження утворення вибухонебезпечного середовища, для поверхневого гасіння невеликих осередків загорання (вогнегасники). Не рекомендується застосовувати хладони для гасіння металів, певних металоорганічних сполук, гідридів металів і матеріалів, які містять кисень.

Гасіння твердими речовинами. Тверді гасильні речовини застосовують тоді, коли загорання невелике, і воно не піддається гасінню водою або іншими вогнегасними речовинами. Як тверді речовини використовують різні порошкові суміші. Принцип гасіння порошковими сумішами полягає в тому,

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		73

що вони здійснюють ізоляцію поверхні, що горить, від кисню повітря або ізолюють пару і гази від зони горіння.

Порошкові суміші мають такі переваги: висока вогнегасна ефективність універсальність, можливість застосування при мінусових температурах. Вони практично нетоксичні, не мають корозійного впливу, їх можна застосовувати разом із розпиленою водою і пінними засобами пожежогасіння.

Порошкові суміші застосовують для гасіння металів і металоорганічних сполук, газового полум'я.

Недоліки: здатність злежуватися і утворювати під час зберігання шматки.

9.3 Засоби пожежогасіння

Всі установки та засоби, що застосовуються для гасіння пожеж підрозділяються на **стаціонарні, пересувні та первинні**.

Стаціонарні установки пожежогасіння являють собою апарати, трубопроводи та обладнання, які встановлені на постійних місцях і призначені для подачі вогнегасних речовин до місць займання. Такі установки поділяються на **автоматичні, напіваавтоматичні та ручні**. **Автоматичні установки** при виникненні пожежі приводяться в дію відповідним давачем (сповіщувачем) або спонукальним пристроєм, а інші – людиною. Зараз найбільш широко застосовуються автоматичні установки пожежогасіння, які призначені:

- для виявлення осередку пожежі;
- забезпечення подачі та випуску вогнегасної речовини в захищене приміщення;
- оповіщення про пожежу.

Як вогнегасна речовина в стаціонарних установках пожежогасіння застосовується вода, піна, порошки, газові та аерозольні вогнегасні речовини.

До **пересувних** пожежних засобів належать пожежні машини, поїзди, катери, літаки, танки, а також пожежні автонасоси та мотопомпи.

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		74

Пожежні автомобілі ділять на автоцистерни, доставляють на пожежу воду і розчин піноутворювача і обладнані стовбурами для подачі води або повітряно-механічної піни різної кратності, і спеціальні, призначені для інших вогнегасних засобів або для певних об'єктів.

Первинні засоби пожежогасіння призначені для ліквідації невеликих осередків пожеж, а також для гасіння пожеж на початковій стадії їхнього розвитку силами персоналу об'єктів до прибуття штатних підрозділів пожежної охорони.

До первинних засобів пожежогасіння належать:

- вогнегасники (див.рис.9.1);
- пожежний інвентар (бочки з водою, пожежні відра, ящики з піском, совкові лопати, покривала з негорючого теплоізоляційного полотна, грубововняної тканини);
- пожежний інструмент (гаки, ломи, сокири тощо).

Як правило, пожежний інвентар та інструменти, а також вогнегасники розміщуються на спеціальних пожежних щитах (стендах). Такі щити (стенди) встановлюються на території об'єкта з розрахунку один щит (стенд) на площу 5000 м². На видних місцях об'єкта встановлюють відповідні знаки, що вказують місце знаходження пожежного щита (стенда) чи вогнегасника.

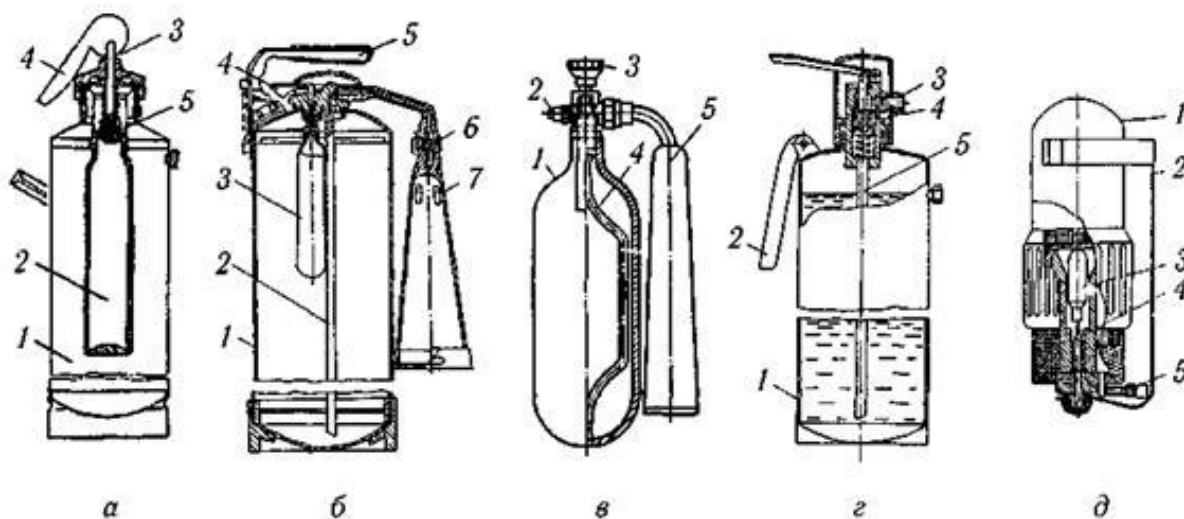
Досить часто, як первинні засоби пожежогасіння використовують вогнегасники, які характеризуються високою вогнегасною спроможністю та значною швидкістю. За способом транспортування вогнегасної речовини вогнегасники випускаються двох видів: *переносні* (об'ємом корпусу 1–10 л; загальна вага не більше 20 кг), та *пересувні* (об'ємом корпусу більше 25 л на спеціальних пристроях з колесами). Вибір виду вогнегасника обумовлюється розмірами можливих осередків пожеж. При значних розмірах останніх рекомендується встановлювати пересувні вогнегасники.

Залежно від вогнегасної речовини вогнегасники підрозділяють на:

- водяні (із зарядом води чи води з добавками);

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		75

- пінні (хімічно-пінні, повітряно-пінні);
- газові (вуглекислотні, хладонові);
- порошкові;
- комбіновані (піна-порошок).



а — вогнегасник хімічно-пінний ВХП-10: 1 — корпус; 2 — стакан; 3 — запірно-пусковий пристрій; 4 — пусковий важіль; 5 — запірний клапан; *б* — вогнегасник повітряно-пінний ВПП-10: 1 — корпус; 2 — сифонна трубка; 3 — балончик; 4 — пусковий важіль; 5 — ручка; 6 — розпилювач; 7 — дифузор з сіткою; *в* — вуглекислотний вогнегасник ВВ-2: 1 — балон; 2 — запобіжний клапан; 3 — вентиль; 4 — сифонна трубка; 5 — дифузор-снігоутворювач; *г* — вогнегасник вуглекислотно-брометиловий ВВБ-3А: 1 — балон; 2 — ручка; 3 — розпилювальна насадка; 4 — ковпак; 5 — сифонна трубка; *д* — порошковий вогнегасник ВП-1 «Момент»: 1 — корпус; 2 — запобіжний кронштейн; 3 — балончик з вуглекислотою; 4 — голка; 5 — розпилювач з поліетиленовим ковпачком

Рисунок 9.1 - Переносні вогнегасники

Хімічно-пінні вогнегасники призначені для гасіння легкозаймистих та горючих рідин, а також твердих горючих речовин та матеріалів. На сьогодні в Україні хімічно-пінний вогнегасник ВХП-10 не сертифікований і промисловістю не випускається.

Повітряно-пінні вогнегасники (ВПП-5; ВПП-10; ВПП-100) мають ту ж область застосування що й хімічно-пінні. На відміну від хімічної, повітряно-механічна піна не викликає корозію, більш екологічна, однак має меншу стійкість (швидко розкладається).

Вуглекислотні вогнегасники (ВВ-2, ВВ-5, ВВ-8, ВВ-25, ВВ-80) застосовуються для гасіння легкозаймистих та горючих рідин, твердих

горючих речовин та матеріалів, електропроводок, що знаходяться під напругою до 1000 В, а також цінних предметів. Вуглекислотні вогнегасники не можна використовувати для гасіння гідрофільних ЛЗР (спирти, ацетон тощо), у яких CO₂ добре розчиняється, лужних та лужноземельних металів, тліючих речовин (відсутнє змочування), а також речовин, які можуть горіти без доступу повітря (целулоїд, магній, перекиси та ін.).

Хладонові (аерозольні) вогнегасники (ВАХ, ВХ-3, ВВБ-3А, ВХ-7) призначені для гасіння електроустановок під напругою до 380 В, різноманітних горючих твердих та рідких речовин, за винятком лужних та лужноземельних металів та їх карбідів, а також речовин, що здатні горіти без доступу повітря. Як вогнегасна речовина у хладонових вогнегасниках використовуються галогеновуглеводні (бромистий етил, хладон 114В2, тетрафтордиброметан та ін.), які при виході з вогнегасника створюють струмінь із мілкодисперсних краплин. Тому, на відміну від вуглекислого газу, галогеновуглеводнями можна гасити тліючі матеріали (бавовна, текстиль, ізоляційні матеріали).

Порошкові вогнегасники (ВП-1, ВП-2, ВП-5, ВП-10, ВП-100) універсальними і характеризуються широким діапазоном застосування. На відміну від інших видів вогнегасників ними можна гасити лужні та лужноземельні метали та їх карбіди.

Вибір типу та визначення необхідної кількості вогнегасників для оснащення приміщень проводиться відповідно до Правил пожежної безпеки в Україні із врахуванням їх вогнегасної спроможності, граничної захищеної площі, категорії приміщень за вибухопожежною та пожежною небезпекою, а також класу можливої пожежі. Вогнегасники розміщуються в легкодоступних та помітних місцях, в яких виключається пряме попадання сонячних променів і безпосередній вплив опалюваних та нагрівальних приладів.

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		77

10 Розділ з економіки

Виробнича структура підприємства, цеху

10.1 Сутність виробничої структури підприємства

Виробничий процес на кожному підприємстві визначає склад основних цехів, виробничих дільниць і робочих місць, а також характер виробничих зв'язків між окремими робочими місцями, виробничими дільницями і цехами. Ефективна робота підприємства значною мірою обумовлюються раціональним об'єднанням виробничих підрозділів, що входять до його складу. Це досягається в процесі формування і удосконалення виробничої структури підприємства.

Виробнича структура підприємства — це склад, кількісне співвідношення і розміри внутрішніх підрозділів, форми їх побудови та взаємозв'язку. Виробнича структура характеризує долю окремих підрозділів в чисельності працівників підприємства у випуску продукції, вартості основних фондів і т. д. Для підприємств є важливим встановлення оптимальної виробничої структури.

На виробничу структуру підприємства впливають такі фактори:

- масштаб виробництва;
- складність конструкції виробу;
- характер технологічного процесу.

Поряд з виробничою розрізняють загальну структуру промислового підприємства. Крім виробничих підрозділів, загальна структура включає відділи апарату управління підприємством (конструкторський, технологічний, планово-економічний, фінансовий та ін.) і підрозділи з обслуговування працівників підприємства та їхніх родин (ЖКГ, підрозділу громадського харчування, дитячі дошкільні заклади, клуби, стадіони і т.ін.).

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		78

Внутрішня побудова підприємства, його виробничої та організаційної системи безпосередньо впливає на створення контуру комунікаційних зв'язків між його підрозділами. Тому питання структуризації відіграють велику роль під час формування його внутрішнього економічного механізму.

Виробнича структура перебуває в процесі постійного розвитку під впливом удосконалення техніки, технології, форм організації виробничих процесів та інших чинників.

10.2 Характеристика елементів виробничої структури підприємства

10.2.1 Поняття та види робочих місць

Первинним елементом просторової організації виробництва, як і виробничої структури підприємства, є робоче місце. Робоче місце - це неподільна в організаційному відношенні (у даних конкретних умовах) ланка виробничого процесу, що обслуговується одним чи декількома робітниками, призначена для виконання однієї чи декількох виробничих або обслуговуючих операцій, оснащена відповідним устаткуванням і технологічним обладнанням.

Робоче місце може бути *простим* (один робітник обслуговує один агрегат), *багатоверстатним* (один робітник обслуговує групу машин), комплексним (колективним,) (група робітників обслуговує один агрегат).

Робоче місце може бути *стаціонарним і рухомим*. Стаціонарне робоче місце розташоване на закріпленій за ним виробничій площі, оснащеної відповідним устаткуванням, а предмети праці подаються до робочого місця. Рухоме робоче місце пересувається разом з устаткуванням у процесі обробки предметів праці.

В залежності від особливостей виконуваних робіт робочі місця підрозділяються на *спеціалізовані й універсальні*.

На робочих місцях здійснюється безпосередня взаємодія матеріальних і трудових факторів виробництва, на рівні робочого місця концентруються основні резерви зростання продуктивності праці.

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		79

10.2.2 Поняття і види дільниць

Наступним елементом, що знаходиться на другій сходинці ієрархічної побудови виробничої структури промислового підприємства, є дільниця.

Дільниця являє собою виробничий підрозділ, який поєднує ряд робочих місць, згрупованих за певною ознакою, що здійснює частину загального виробничого процесу з виготовлення продукції або обслуговування процесу виробництва.

Розрізняють *виробничі (або технологічні), допоміжні та обслуговуючі дільниці*.

10.2.3 Поняття і види цехів

На середніх і великих підприємствах окремі дільниці поєднуються в цехи. Останні на більшості промислових підприємств є основним елементом виробничої структури. Цех - це організаційно відособлений підрозділ підприємства, що складається з ряду виробничих, допоміжних і обслуговуючих дільниць і виконує певні виробничі функції, обумовлені характером внутрішньозаводської кооперації.

Цех - найскладніша система, що входить до виробничої структури і містить у якості підсистем дільниці і служби. Усі цехи промислового підприємства підрозділяються на *основні, допоміжні та обслуговуючі*. На окремих підприємствах створюються також *підсобні і побічні цехи*.

До цехів основного виробництва відносяться цехи, що виготовляють основну продукцію підприємства. До них відносяться:

- у машинобудуванні - заготівельні, обробні і складальні цехи;
- заготівельні (ливарні, ковальсько-пресові, штампувальні, пластмасові);
- обробні (механічні, термічні, деревообробні, зварювальні);
- складальні (вузлового складання, складання готової продукції, малярські);

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		80

- у чорній металургії - доменні, сталеплавильні, прокатні, трубопрокатні цехи;
- на підприємствах легкої промисловості - прядильні, ткацькі, оздоблювальні, фарбувальні, закрійні і пошивні цехи і т.ін.



Рисунок 10.1 – Схема виробничої структури машинобудівного підприємства

Основне завдання *допоміжних цехів* - виробництво запасних частин і виконання усіх видів ремонту устаткування, виготовлення інструмента і виробництво різних видів енергії. До допоміжних цехів відносять: ремонтні, інструментальні й енергетичні.

Призначення *обслуговуючих цехів* - забезпечення всіх підрозділів підприємства складськими і транспортними послугами.

Побічні цехи - це цехи, у яких виготовляється продукція з відходів виробництва або здійснюється відновлення використаних допоміжних матеріалів.

До *підсобних цехів* відносяться: тарний цех; цехи, що здійснюють

видобуток і обробку допоміжних матеріалів (наприклад, кар'єр з видобутку формувальних земель, вогнетривкий цех - на металургійному заводі); цехи, що здійснюють підготовку основних матеріалів (наприклад, копровий цех, що забезпечує доменний, сталеплавильний і ливарний цехи металобрухтом).

10.3 Фактори, що визначають виробничу структуру підприємства

На виробничу структуру промислового підприємства впливає низка виробничо-технічних і організаційних факторів.

1. Характер продукції, що випускається, і методи її виготовлення. Конструктивні і технологічні особливості продукції, що випускається, та методи її виготовлення визначають склад виробництв, цехів, їхні розміри, вантажооборот і розмір території підприємства. Так, для підприємств видобувних галузей промисловості характерна одностадійна структура виробництва, а для обробних — багатостадійна.

Чим складніша продукція і технологія її виготовлення, тим різноманітніші внутрішньо-виробничі зв'язки і складніша структура підприємства.

2. Характер виробничого процесу. В залежності від складу споживаної сировини і характеру готової продукції розрізняють наступні процеси:

- аналітичні (з однієї сировини одержують кілька видів продукції - нафтохімія, лісохімія, коксохімія);
- синтетичні (з різних видів сировини виготовляється один вид продукції);
- прямі (з одного виду сировини одержують один вид продукції).

Якщо, наприклад, на підприємстві переважають аналітичні процеси, то воно може мати один заготівельний цех і кілька випускаючих, які спеціалізуються на виготовленні різного виду продукції. У такому разі підприємство має розгалужені зв'язки зі збуту.

3. Масштаби виробництва. Цей фактор впливає на розміри цехів, їхню кількість і спеціалізацію. Із зростанням обсягів виробництва створюються

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		82

умови для поглиблення технологічної спеціалізації, створення предметно і подетально-спеціалізованих цехів і виробництв. За порівняно невеликих обсягів виробництва низка потреб може бути задоволена за рахунок кооперованих постачань. У зв'язку з цим у підприємства відпадає необхідність у тому, щоб мати у своєму складі деякі структурні підрозділи.

4. Спеціалізація і кооперування підприємства. Залежної від виду кінцевої продукції розрізняють підприємства, що спеціалізуються на випуску готових виробів, деталей, вузлів чи заготовок. Чим вищий рівень спеціалізації підприємства, тим за інших рівних умов менше в його складі різнойменних виробничих підрозділів, тобто простішою є виробнича структура.

5. Ступінь охоплення стадій життєвого циклу виробів. В залежності від здійснення циклу «наукові дослідження — виробництво — споживання» ускладнюється і виробнича структура. Так, здійснюючи стадію «наукові дослідження», у виробничу структуру підприємства включаються дослідні й експериментальні виробництва.

6. Місцерозташування підприємства. Даний фактор може впливати на склад основних і допоміжних цехів підприємства. Так, підприємство, розташоване в регіоні, який необхідно освоїти, за інших рівних умов буде мати більш складну структуру у порівнянні з підприємством, що знаходиться в промислово розвинутому районі.

7. Керованість об'єктами виробничої структури. Керованість об'єктами виробничої структури означає необхідність обліку кількості і розмірів створюваних підрозділів з позицій можливості ефективного управління ними.

10.4 Види виробничої структури підприємства

В залежності від форми спеціалізації основних цехів розрізняють три види виробничої структури підприємства: *технологічну, предметну і змішану*.

Ознакою *технологічної структури* є спеціалізація цехів підприємства на виконанні певної частки технологічного процесу або окремої стадії

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		83

виробничого процесу (ливарні, термічні, механообробні, складальні цехи машинобудівного підприємства). Технологічна структура використовується переважно на підприємствах одиничного та дрібносерійного виробництва з різноманітною та нестійкою номенклатурою продукції.

Ознакою *предметної структури* є спеціалізація цехів на виготовленні певного виробу або групи однотипних виробів, вузлів, деталей з використанням різноманітних технологічних процесів та операцій (цех кузовів, задніх мостів, двигунів на автомобільному заводі). Предметна структура виробництва поширена на підприємствах великосерійного та масового виробництва з обмеженою номенклатурою та значними обсягами продукції. Проте на практиці — обмаль підприємств, де всі цехи спеціалізовані лише технологічно або лише предметно. Переважна більшість підприємств використовує *змішану виробничу структуру*, за якої частина цехів спеціалізована технологічно, а решта — предметне.

В залежності від наявності основних та допоміжних процесів розрізняють підприємства з *комплексною та спеціалізованою структурою виробництва*. Підприємства з комплексною виробничою структурою мають всю сукупність основних та допоміжних цехів, а з спеціалізованою структурою — лише їх частину. При цьому підприємства з спеціалізованою структурою поділяють на:

- підприємства механоскладального типу, які отримують заготовки від інших підприємств;
- підприємства складального типу, які випускають продукцію з деталей, вузлів та агрегатів, що виготовляються на інших підприємствах;
- підприємства заготівельного типу, що спеціалізуються на виробництві заготовок;
- підприємства, спеціалізовані на виробництві окремих деталей.

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		84

10.5 Напрямки удосконалення виробничої структури підприємства

На промислових підприємствах удосконалення виробничої структури здійснюється за такими основними напрямками.

1. Оптимізація розмірів підприємства. Оптимальний розмір — це такий розмір підприємства, який за даного рівня розвитку техніки і конкретних умов місцезнаходження і зовнішнього середовища забезпечує виробництво і збут продукції з мінімальними витратами.

2. Поглиблення спеціалізації основного виробництва. Ступінь досконалості виробничої структури значною мірою залежить від вибору форми спеціалізації виробничих підрозділів, що повинні відповідати типу і масштабу виробництва.

На виробничу структуру підприємства позитивний вплив справляє розвиток агрегатної, подетальної і технологічної спеціалізації, що створює передумови для переходу від технологічної структури до предметної. Типовим прикладом можуть слугувати предметні і подетально-спеціалізовані заводи з виробництва окремих деталей машин (ресорні, підшипникові).

3. Централізація допоміжних і обслуговуючих служб підприємства. Централізація допоміжного й обслуговуючого виробництва, заснована на концентрації однорідних робіт, дозволяє, з одного боку, підвищити рівень механізації цих робіт і тим самим значно збільшити продуктивність праці, з іншого — спростити виробничу структуру шляхом скорочення зайвих і паралельно діючих виробничих підрозділів.

4. Відокремлення окремих видів технічного обслуговування виробництва і формування їх в самостійні підприємства. Значну питому вагу в структурі більшості промислових підприємств займають допоміжні цехи й обслуговуючі господарства. Так, на багатьох підприємствах металургійної промисловості кількість допоміжних робітників складає приблизно 55 — 60 % від загальної кількості робітників, на підприємствах машинобудування і металообробки — 50 і 55 %, харчових — 40 — 45 % відповідно.

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		85

Відмежування від підприємств непрофільних виробництв, не зачіпаючи основного технологічного процесу, є одним із напрямків розукрупнення підприємств і удосконалення їх виробничої структури. В умовах переходу на ринкові відносини склалася тенденція створення невеликих підприємств на базі допоміжних господарств великих машинобудівних підприємств.

5. Спрощення виробничої структури за рахунок ліквідації зайвих ланок і переходу до безцехової структури.

6. Перехід від комплексної до спеціалізованої структури на основі розвитку галузевої і міжгалузевої спеціалізації і кооперування.

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		86

11 Розділ з технології виробництва

11.1 Розробка технологічного процесу виготовлення деталі “Кришка насоса”

Відповідно до завдання на дипломний проект було потрібно розробити маршрутний технологічний процес виготовлення деталі “Кришка насоса”(маршрутна карта наведена в додатку). Тип виробництва – середньосерійний.

Виходячи з інформації на робочому кресленні розробляємо технологічний процес виготовлення даної деталі.

11.2 Опис характеристик визначеного типу виробництва

Середньосерійне виробництво характеризується обмеженою номенклатурою виробів, що виготовляються та ремонтуються партіями, які повторюються через визначений проміжок часу.

Середньосерійне виробництво є одним з основних типів сучасного машинобудувального виробництва, і підприємствами даного типу випускається в наш час 75 – 80% всієї продукції машинобудування країни.

Кількість випуску виробів підприємствами середньосерійного типу коливається від десятків до сотень виробів, що регулярно повторюються. Використовується універсальне та спеціалізоване обладнання. Широко використовуються станки з ЧПУ. Як початкові заготовки використовуються гарячий та холодний прокат, лиття в землю та під тиском, точне лиття, по моделям, що виплавляються, ковка, штамповка та пресовка.

Середня кваліфікація робітників вище, ніж в масовому виробництві, але нижча, ніж в при одиничному.

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		87

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.

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		88

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. Економіка підприємства: Навчальний посібник/ П. В. Круш, В. І. Подвігіна, Б. М. Сердюк та ін.. - К.: Ельга-Н: КНТ, 2007. – 777 с.

15. Гетьман О. Економіка підприємства: Навчальний посібник/ Оксана Гетьман, Валентина Шаповал,; Мін-во освіти і науки України, Дніпропетровський ун-т економіки і права. - К.: Центр навчальної літератури, 2006. - 487 с.

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

					6.05050205.33БР.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		89