

Міністерство освіти і науки України  
Сумський державний університет  
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій  
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Завідувач кафедри ПГМ

\_\_\_\_\_

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

## **КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА**

на тему

### **Відцентровий насос типу К**

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»  
(освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика»)

Виконавець роботи \_\_\_\_\_ Бакляк Артем Валерійович  
(підпис) (прізвище, ініціали)

Керівник \_\_\_\_\_ Герман В. Ф.  
(підпис) (прізвище, ініціали)

Суми 2019

Міністерство освіти і науки України  
Сумський державний університет  
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій  
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

Спеціальність 131 «Прикладна механіка» (освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика»)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ПГМ

Ковальов І. О.

-----  
«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

## ЗАВДАННЯ

до кваліфікаційної роботи магістра

Бакляк Артем Валерійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи – «Відцентровий насос типу К»

затверджена наказом по університету від \_\_\_ " \_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ р. № \_\_\_\_\_

2. Термін здавання студентом закінченої роботи – 06.12.2019 р.

3. Вихідні дані до роботи – подача насоса  $Q = 200 \text{ м}^3/\text{год}$ , напір  $H = 30,9 \text{ м}$ , частота обертів  $n = 1480 \text{ об/хв}$ , густина  $\rho_{\text{н}} = 1000 \text{ кг/м}^3$ .

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) – Відцентрові насоси типу К; особливості конструкції; обґрунтування вибору конструктивної схеми насоса; гідравлічні розрахунки; розрахунки з вибору електродвигуна; розрахунок кінцевого ущільнення; розрахунки на міцність; розрахунки з вибору підшипників, технологічний розділ; економічна частина; розділ з охорони праці,

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) – монтажне креслення агрегату, складальне креслення насоса, теоретичне креслення відводу, теоретичне креслення робочого колеса, креслення робочого колеса, креслення деталей, технологічне креслення.

## 6. Консультанти з роботи, із зазначенням розділів роботи

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	Васькін Р. А.		

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ пор.	Назва етапу кваліфікаційної роботи магістра	Термін виконання етапу роботи	Примітка
1	Підбір матеріалів по темі магістерської роботи	12.10 -21.10.2018	
2	Обґрунтування конструктивної схеми насоса	22.10 -31.10.2018	
3	Розрахунок і проектування робочого колеса	01.11 -31.12.2018	
4	Виконання теоретичного креслення робочого колеса	21.01 - 31.01.2019	
5	Виконання комплексного курсового проекту. Гідравлічні розрахунки	15.03 - 26.05.2019	
6	Механічні розрахунки. Креслення агрегату	09.09 - 22.09.2019	
7	Виконання технологічного розділу і економічної частини	23.09 - 06.10.2019	
8	Складальне креслення насоса. Креслення деталей	07.10 - 31.10.2019	
9	Виконання розділу з охорони праці	01.11- 10.11.2019	
10	Підготовка звіту з практики	11.11- 24.11.2019	
11	Оформлення РПЗ, графічних матеріалів	25.11- 01.12.2019	
12	Представлення роботи керівнику. Внесення поправок.	04.12- 06.12.2019	
13	Перевірка роботи на плагіат.	07.12- 12.12.2019	
14	Підготовка доповіді до захисту.	13.12- 15.12.2019	
15	Розміщення роботи в репозитарій. Отримання рецензії.	16.12- 18.12.2019	
16	Захист роботи в ЕК (згідно графіка захисту).	23.12- 27.12.2019	

--	--	--	--

Дата видачі завдання «\_\_12\_\_» \_\_\_\_10\_\_\_\_ 2018\_\_ р.

Студент

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Бакляк А. В.

(прізвище, ініціали)

Керівник

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Герман В. Ф.

(прізвище, ініціали)

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 95 с., 35 рисунків, 3 таблиці, 1 додаток, 24 літературних джерела.

Тема магістерської роботи – «Відцентровий насос типу К».

Графічні матеріали: 7 аркушів формату А1: монтажне креслення насосного агрегату, складальне креслення насоса, теоретичне креслення відводу, теоретичне креслення робочого колеса, робоче креслення робочого колеса, креслення ротора, технологічне креслення.

Мета роботи – розроблення конструкції насоса типу К для перекачування води. Відповідно до поставленої мети було:

- проведено аналіз конструкцій консольних насосів типу К;
- виконано вибір конструктивної схеми насоса; наведено опис конструкції;
- виконано гідравлічні розрахунки: розрахунок і проектування робочого колеса, розрахунок осьової і радіальної сил, розрахунок насоса на кавітацію;
- виконано вибір електродвигуна і побудована пускова моментна характеристика;
- виконано розрахунок довговічності підшипників;
- виконано розрахунки на міцність.

У технологічному розділі розроблено технологічний процес обробки робочого колеса.

У розділі економіки розглянуто систему технічного обслуговування та ремонту насоса.

У розділі охорони праці розглянуто питання: 1) аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що можуть виникати під час роботи в лабораторії кафедри; 2) конструкція і безпечна експлуатація посудин під тиском; 3) вимоги пожежної безпеки до шляхів евакуації.

Ключові слова: ВІДЦЕНТРОВИЙ НАСОС ТИПУ К, КОНСТРУКЦІЯ, РОБОЧЕ КОЛЕСО, ВІДВІД, ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ, МІЦНІСТЬ.

## ЗМІСТ

ЗАВДАННЯ

РЕФЕРАТ

ВСТУП.....	7
1 ВІДЦЕНТРОВІ НАСОСИ ТИПУ К. ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ І ПРИЗНАЧЕННЯ.....	10
2 ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ НАСОСА.....	14
3 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА.....	15
4 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ.....	17
4.1 Розрахунок і проектування робочого колеса.....	17
4.1.1 Вихідні дані для розрахунку.....	17
4.1.2 <b>Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса</b> .....	19
4.1.3 <b>Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо</b> .....	20
4.1.4 <b>Визначення числа лопатей та їх товщини</b> .....	21
4.1.5 <b>Уточнення коефіцієнта стиснення потоку</b> .....	22
4.1.6 <b>Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса</b> .....	23
4.1.7 <b>Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням кінцевого числа лопатей</b> .....	25
4.1.8 <b>Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з робочого колеса</b> ..	26
4.2 <b>Проектування меридіанного перерізу робочого колеса</b> .....	27
4.2.1 <b>Загальні відомості</b> .....	27
4.2.2 <b>Побудова меридіанного перерізу</b> .....	27
4.3 <b>Підготовка меридіанного перерізу робочого колеса для профілювання лопаті</b> .....	30
4.3.1 <b>Побудова нормалей</b> .....	30
4.3.2 <b>Побудова ліній течії</b> .....	31
4.4 <b>Профілювання лопаті</b> .....	34
4.4.1 <b>Загальні положення</b> .....	34
4.4.2 <b>Побудування координатної сітки на розгортці циліндра</b> .....	34
4.4.3 <b>Розбивка ліній потоку</b> .....	35

	6
4.4.4 Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра .....	37
4.4.5 Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса.....	39
4.4.6 Побудова лопаті у плані .....	40
4.5 Виконання робочого креслення робочого колеса.....	42
4.6 Проектування спірального відводу .....	42
4.7 Визначення осьової сили, що діє на ротор насоса.....	43
4.8 Визначення радіальної сили.....	46
4.9 Розрахунок насоса на кавітацію.....	46
5 ВИБІР КІНЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВАЛА.....	48
5.1 Вибір типу ущільнення.....	48
5.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні.....	49
6 РОЗРАХУНКИ ДО ВИБОРУ ДВИГУНА.....	51
6.1 Вибір двигуна.....	51
6.2 Розрахунок пускової моментної характеристики.....	51
7 МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ.....	55
7.1 Розрахунок реакцій в опорах вала.....	55
7.2 Розрахунок довговічності підшипників.....	57
7.3 Розрахунок вала на статичну міцність.....	58
7.4 Розрахунок шпонкового з'єднання вала з колесом.....	61
8 ТЕХНОЛОГІЙНИЙ ПРОЦЕС ОБРОБКИ РОБОЧОГО КОЛЕСА.....	63
8.1 Характеристика типу виробництва .....	63
8.2 Розроблення технологічного процесу виготовлення робочого колеса.....	64
8.2.1 Технологічність деталі .....	64
8.2.2 Вибір заготовки та способу її отримання.....	65
8.2.3 Вибір технологічних баз.....	67
8.3 Складання технологічного маршруту обробки.....	68
9 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА. СИСТЕМА ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ТА РЕМОНТУ НАСОСА .....	70

	7
10 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	76
10.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що можуть виникати під час роботи в лабораторії кафедри.....	76
10.2 Конструкція і безпечна експлуатація посудин під тиском.....	81
10.3 Вимоги пожежної безпеки до шляхів евакуації.....	85
ВИСНОВКИ.....	90
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	91
ДОДАТОК А .....	94

## ВСТУП

Насоси - пристрої для напірного переміщення рідин з передачею їм енергії. Звичайно насосами подаються нестисливі рідини (вода, нафта, бензин, кислота й ін.), але вони можуть перекачувати двофазні середовища і гази. За принципом дії насоси підрозділяють на динамічні та об'ємні. У динамічних насосах рідина рухається під силовим впливом у камері постійного об'єму, яка з'єднується з відводом і підводом.

В об'ємних насосах рух рідини відбувається шляхом усмоктування і витиснення рідини за рахунок циклічної зміни об'єму в робочих камерах при русі поршнів, діафрагм, пластин. До динамічних відносяться лопатеві насоси, а до об'ємних — поршневі й роторні.

Схема відцентрового насоса наведена на рис. 1.

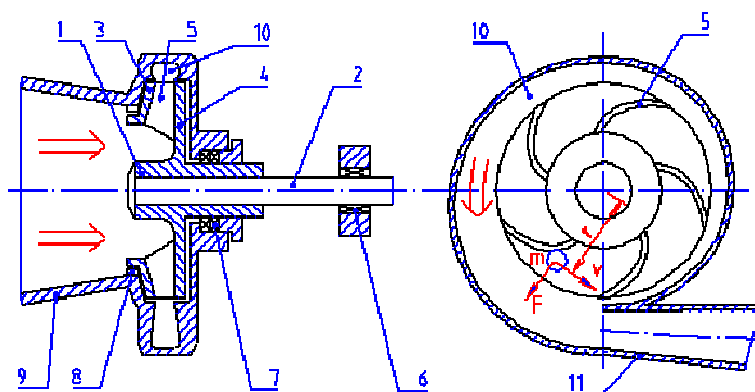


Рисунок 1– Схема відцентрового насоса [1]: 1 - колесо, 2 - вал, 3 - передній диск, 4 - задній диск, 5 - лопаті, 6 - підшипники, 7 і 8 - ущільнення, 9 - підвід, 10 - спіральний відвід, 11 - напірний патрубок

У сучасній промисловості найпоширенішою групою насосів є лопатеві насоси, робочим органом у яких служить робоче колесо. Серед лопатевих широко застосовуються відцентрові, осьові й вихрові насоси.

**Відцентровий насос** — насос, у якому рух рідини і необхідний напір створюються за рахунок відцентрової сили, що виникає при впливі

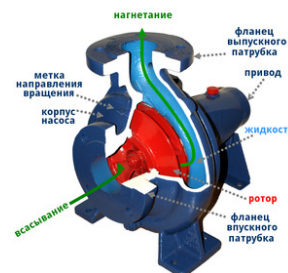


Рисунок 2 – Устрій відцентрового насоса [3]



лопатею робочого колеса на рідину. Тобто відцентровий насос відноситься до механізмів, у яких рідині передається кінетична енергія, яка згодом перетворюється в енергію тиску [2].

Відцентрові насоси - найпоширеніші насоси, їх застосовують для подачі холодної або гарячої води, в'язких або агресивних рідин (кислот і лугів), стічних вод, сумішей води із ґрунтом, золою і шлаками, торфом, роздробленим кам'яним вугіллям.

Дія відцентрових насосів заснована на передачі кінетичної енергії від обертового робочого колеса тим часткам рідини, які перебувають між його лопатями. Під впливом виникаючої при цьому відцентрової сили частки середовища, що подається, з робочого колеса переміщуються в корпус насоса і далі, а на їхнє місце під дією тиску повітря надходять нові частки, забезпечуючи безперервну роботу насоса. Найпоширенішим типом відцентрових насосів є одноступінчасті насоси типу К з горизонтальним розташуванням вала і робочим колесом однобічного входу (рис. 3) [4].



**Рисунок 3 – Насос типу К [4]**

Консольний одноступінчастий насос призначений для перекачування прісної води, а також інших, подібних з водою рідин. Застосовується на насосних станціях міського, промислового та сільського водопостачання – для зрошення земельних угідь, для перекачування води й інших нейтральних рідин.

Напірний патрубок насоса в нормальному виконанні направлений вертикально вгору. При необхідності патрубок можна повернути на кут 90, 180 або 270<sup>0</sup> від нормального положення. У корпусі виконують отвори для випуску повітря, зливу води і приєднання манометрів.

На консольному кінці вала кріплять робоче колесо. З боку вхідної воронки колеса корпус закривають кришкою із вхідним патрубком, що забезпечує осьове підведення рідини до робочого колеса.

Кінцеве ущільнення насоса сальникового типу, яке при необхідності можна замінити торцевим. Незначні осьові зусилля сприймаються шарикопідшипниками, які змащуються консистентним мастилом. Плаваючий підшипник з боку насоса сприймає радіальне навантаження, а зафіксований з боку муфти шарикопідшипник - радіальне та осьове. Для урівноваження осьового зусилля в насосах потужністю більше 10 кВт виконують розвантажувальні отвори в робочому колесі. Насос із електродвигуном установлюють на загальній фундаментній плиті і з'єднують пружною муфтою.

За кордоном широко використовується конструкція насосів, базовою деталлю яких служить спіральний корпус (рис. 4). Вхідний і вихідний патрубкі відлиті разом з корпусом [5].



**Рисунок 4 – Конструкція насоса типу К згідно ISO 2858**

До корпуса цього насоса через проміжну проставку прикріплений опорний вузол, у якому на шарикопідшипниках установлений вал насоса. Насоси випускають із сальниковим або торцевим ущільненням за узгодженням із замовником. Для створення гідрозатвору в кришці корпуса передбачені спеціальні свердління. Відмінною рисою насосів цього типу є компактність конструкції, мала маса, відсутність необхідності демонтажу трубопроводів при розбиранні насосів. Щоб не знімати електродвигун при розбиранні насоса, з'єднувальна пружна муфта виконана із проміжної проставкою.

## 1 ВІДЦЕНТРОВІ НАСОСИ ТИПУ К. ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЇ І ПРИЗНАЧЕННЯ

Групу насосів для холодної й гарячої води типу **К** - прийнято називати консольними насосами [6]. Консольні - це класифікаційна ознака насосів по конструктивному виконанню, до яких відносяться різні по типу рідини, що перекачуються, насоси (НК - нафтові консольні, Гр - ґрунтові, ПР - піскові, Х, АХ - хімічні і т.д.).

*Консольні насоси типу К* - відцентрові насоси з однобічним підведенням рідини до робочого колеса, яке розташоване на кінці вала електродвигуна. Завдяки своїй конструкції ці насоси широко застосовуються у всіх галузях промисловості, комунальному й сільському господарстві, де необхідний розв'язок завдань водопостачання, опалення, водовідведення та ін. Загальний вид насоса типу К показаний на рис. 1.1.

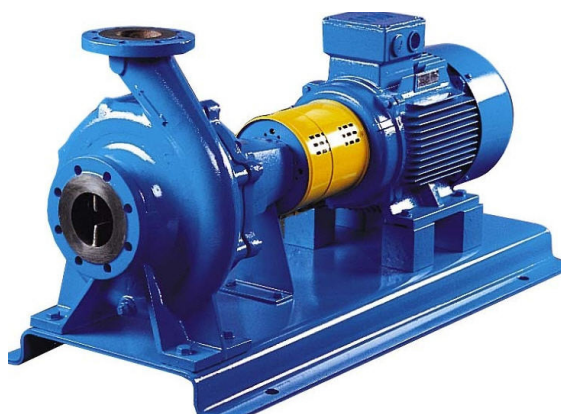
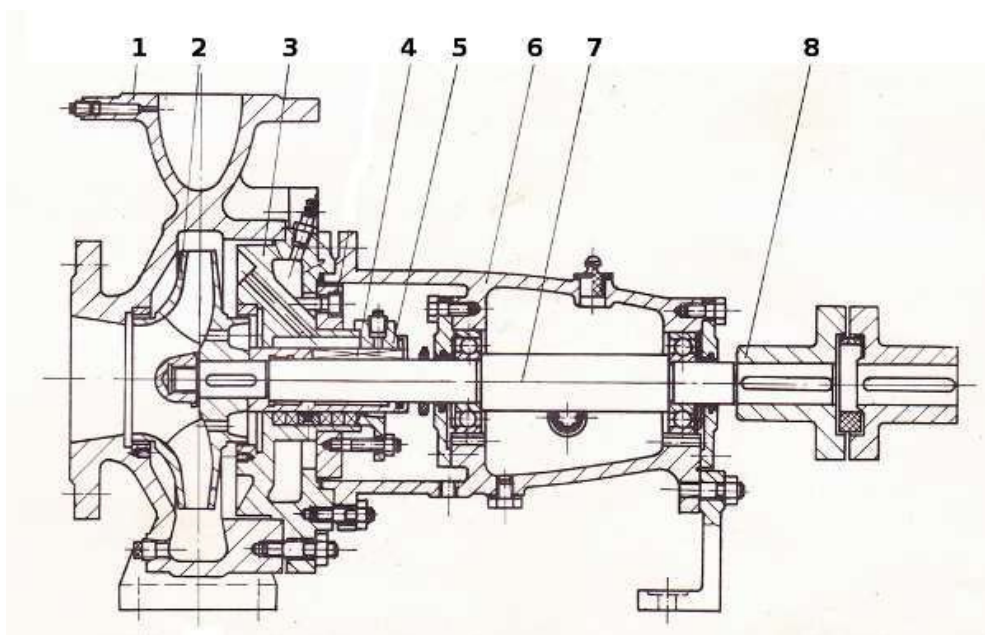


Рисунок 1.1 – Відцентровий насос типу К [7]

*Консольний насос серії К* призначений для роботи в стаціонарних умовах і перекачування чистої води (не морської) з водневим показником рН у межах від 6 до 9, в умови температур від 5 до 85°C, а при використанні подвійного сальникового ущільнення і до 105°C. Також ці насоси застосовуються для перекачування інших рідин, подібних з водою по хімічній активності, в'язкості і густині. Рідина, що перекачується цими насосами, не повинна містити волокнистих часток, піску, золи, шлаків і інших включень.

Консольні насоси, які застосовуються для перекачування хімічних рідин різної активності, замість К позначаються як Х, АХ, АХО і т.д. В рідинах, що транспортуються консольними насосами типу К, допускається вміст твердих часток до 0,1 % і розміром до 0,2 мм.

На рис. 1.2 наведений розріз насоса К.



**Рисунок 1.2 – Конструкція насоса типу [6] : 1 - корпус насоса, 2 - робоче колесо, 3 - корпус ущільнення, 4 - ущільнення (сальникове або торцеве), 5 - кришка ущільнення, 6 - кронштейн, 7 - вал, 8 - муфта**

*Насоси типу К* – відцентрові, консольні, одноступінчасті, з одnobічним підведенням рідини до робочого колеса. Ущільнення вала насоса - одинарне або подвійне сальникове. Допускається установка торцевого ущільнення. Найбільший надлишковий тиск, що допускається, на вході в насос, для насосів з м'яким сальником, 0,35 МПа (3,5 кгс/см<sup>2</sup>), з торцевим ущільненням 0,6 МПа (6,0 кгс/см<sup>2</sup>). Матеріал деталей проточної частини - сірий чавун. У конструкції насосів передбачені отвори для відводу витоків води через сальникове (торцеве) ущільнення.

Насоси виготовляються з подачею від 3 до 480 м<sup>3</sup>/год і напором від 3,5 до 125 м.

При з'єднанні консольного насоса з електродвигуном використовується пружна муфта, а також опорна лита плита або зварена рама.

*Консольні насоси типу К виготовляються у двох виконаннях:*

- для води до 80° С (із сальниковим ущільненням);
- для води до 120 ° С (з торцевим ущільненням).

Проточну частину насоса (корпус, робоче колесо) виготовляють із сірого чавуну.

Консольні промислові відцентрові насоси, що виготовляються, відповідають міжнародному стандарту ISO 2858-75 “Насоси відцентрові з осьовим входом (номінальний тиск 16,0 бар)”.

Основним конструктивним елементом насоса є робоче колесо (рис. 1.3).



**Рисунок 1.3 – Робоче колесо відцентрового насоса [8]**

Основне призначення робочого колеса полягає в передачі енергії від обертаючого вала до рідини. Робоче колесо складається з наступних основних елементів: передній або ведучий диск; задній або ведений диск; лопаті, які розташовані між дисками. Лопаті колеса, як правило, мають зігнутість у бік, протилежний напрямку руху робочого колеса. Відмінною рисою конструкції закритих робочих коліс [9] є те, що лопаті, розташовані між двома дисками, можуть перебувати під різними кутами нахилу. Таке розташування лопаті сприяє підвищеному коефіцієнту корисної дії всього насоса, що у свою чергу, робить відцентрові агрегати з таким типом робочих коліс досить затребуваними. Варто також знати про те, що закриті колеса також розрізняють залежно від способу їх виготовлення: штампування; лиття; клепки; точкового зварювання. Насоси із закритим колесом можуть застосовуватися, як для перекачування чистих, так і забруднених рідин.

Одним з найбільших виробників насосного устаткування (рис. 1.4) в машинобудівному комплексі України є ВАТ «Сумський завод «Насосенергомаш» [10].



**Рисунок 1.4 – Відцентровий консольний насос типу К виробництва ВАТ «Сумський завод «Насосенергомаш»**

Підприємство спеціалізується у

виготовленні насосного устаткування для видобутку, транспортування нафти і нафтопродуктів, для теплової й атомної енергетики, сільського господарства, житлово-комунального господарства, водопостачання і водовідведення. Система менеджменту якості цього підприємства сертифікована на відповідність міжнародному стандарту ISO 9001. На сьогоднішній день «Насосенергомаш» одне з найбільших підприємств України, що здійснюють виробництво насосного устаткування, яке успішно експлуатується в 50 країнах світу.

Насоси типів К, КМ (моноблочні), призначені для роботи в стаціонарних умовах для перекачування чистої води (крім морської), виготовляє і реалізує ТОВ «Торговий дім «Укрнасоссервіс». Компанія ТОВ «ВАРНА» випускає відцентрові горизонтальні насоси для систем водопостачання приватних будинків, присадибних ділянок, городів. Насоси виготовляє також ТОВ «Насос Україна» та інші підприємства.

## 2 ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ НАСОСА

Вихідні дані: подача  $Q = 200 \text{ м}^3/\text{год}$ ; напір  $H = 30,9 \text{ м}$ .

Для вибору частоти обертання насоса розраховуємо коефіцієнт швидкохідності [11]:

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

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

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

$H$  – напір насоса, м.

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

$n_1 = 1500 \text{ об/хв}$ :

$$n_{s1} = \frac{3,65 \cdot 1500 \cdot \sqrt{200}}{60 \cdot 30,9^{3/4}} = 95,9,$$

$n_2 = 3000 \text{ об/хв}$ :

$$n_{s2} = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{200}}{60 \cdot 30,9^{3/4}} = 191,8.$$

Аналіз розрахунків показує, що зі збільшенням частоти обертання насоса збільшується його  $n_s$ . При цьому зменшується зовнішній діаметр робочого колеса (габарити насоса), але погіршуються кавітаційні властивості насоса.

Оскільки зі збільшенням частоти обертання ротора насоса може збільшуватися його вібрація, яка впливає на надійність роботи, обираємо частоту обертання насоса  $n_{\text{синх}} = 1500 \text{ об/хв}$  ( $n = 1480 \text{ об/хв}$ ).

Оптимальною конструкцією для розробки заданого насоса є конструктивна схема консольного відцентрового насоса типу К.

### 3 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА

Насос типу К – відцентровий, консольний, горизонтальний з осьовим підведенням перекачуваного середовища (рідини). Конструкція насоса неведена на рис.1.1.

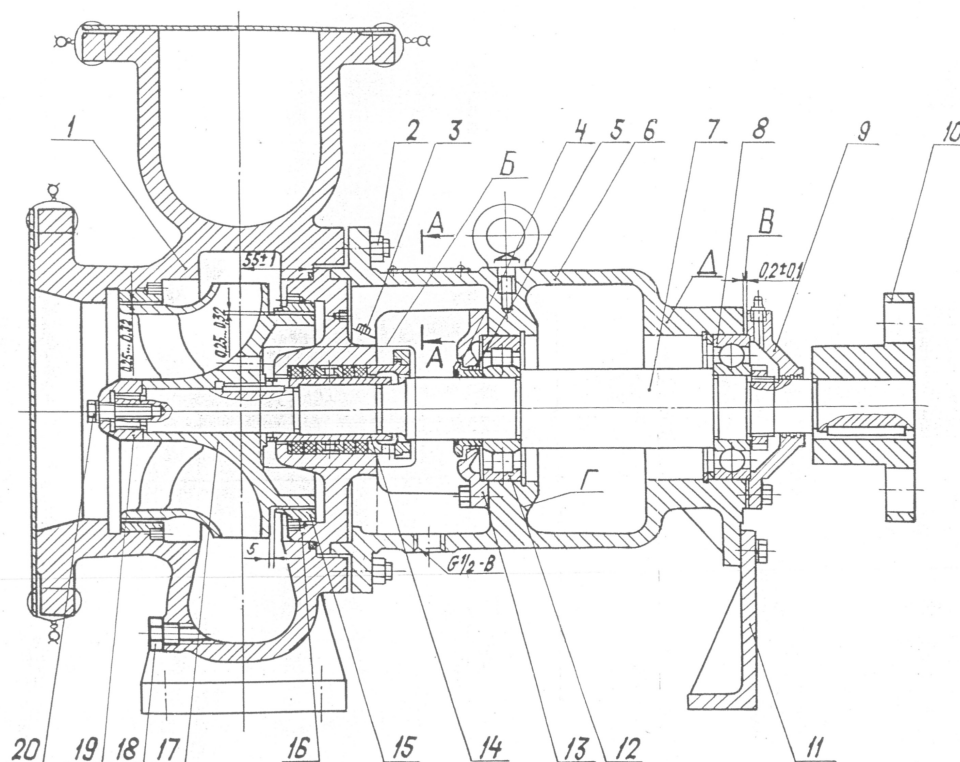


Рисунок 2.1 – Насос відцентровий типу К: 1- корпус; 2- гайка; 3- пробка 4- кільце; 5- відбійник; 6- кронштейн; 7- вал; 8- підшипник; 9- кришка; 10- напівмуфта насоса; 11- стійка; 12- підшипник; 13- кришка; 14- гільза захисна; 15- кільце щільнине; 16- корпус сальника; 17- колесо робоче; 18- пробка; 19- гайка; 20- болт; 21- кільце; 22- набивка сальника; 23- втулка; 24- фланець натискний; 25- кільце гідрозатвору

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

Опорні лапи насоса розташовані в нижній частині корпуса.

Основними складальними одиницями насоса є корпус 1 і виймальна частина.

Виймальна частина являє собою самостійну складальну одиницю, що дозволяє проводити її ремонт, не від'єднуючи корпус насоса від підвідного і відвідного трубопроводів. До складу виймальної частини входять: кронштейн 6, корпус



сальника 16, робоче колесо 17, вал 7, напівмуфта насоса 10, ущільнення вала і кріпильні вироби.

В ущільненні вала застосована сальникова набивка марки АГИ за ГОСТом 5152-84.

Підтягування набивки 22 при експлуатації насоса виконується за допомогою втулки 23, яка складається з двох половин, і натискного фланцю 23. Кільце 21 запобігає видавлюванню набивки в порожнину розвантажувальної камери.

Для виключення підсмоктування повітря в порожнину насоса при тиску на вході, нижче атмосферного, і створення умов нормальної роботи до сальника необхідно подати замикаючу воду. Місце підведення води закривається пробкою 3.

Розвантаження ротора від осьових гідравлічних сил відбувається вибором діаметра щілинного ущільнення на тильній стороні основного диска робочого колеса. Відвід рідини з розвантажувальної камери здійснюється через отвори в колесі.

Залишкові зусилля сприймаються підшипниками кочення, які є опорами ротора.

Напрямок обертання ротора насоса - по годинниковій стрілці, якщо дивитися з боку привода.

Передача обертального моменту від двигуна до насоса здійснюється за допомогою пружної втулково-пальцевої муфти.

Як привід насоса застосовують асинхронний двигун напругою 220/380 В або 380/660 В.

Принцип роботи насоса полягає в перетворенні підведеної до нього механічної енергії від двигуна в гідравлічну енергію потоку рідини.

Рідина через вхідний патрубок надходить у робоче колесо. У результаті силової взаємодії між лопатями робочого колеса, що обертається, і потоком рідини відбувається перетворення енергії привода в енергію потоку.

З колеса перекачувана рідина надходить у спіральний відвід.

Призначення спірального відводу - перетворити кінетичну енергію потоку перекачуваної рідини, що виходить із колеса, в енергію тиску і забезпечити відвід її з насоса в трубопровід.

## 4 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ

### 4.1 Розрахунок і проектування робочого колеса

Розрахунки проводимо за методикою [12, 13].

Меридіанний переріз відцентрового робочого колеса наведений на рис. 4.1.

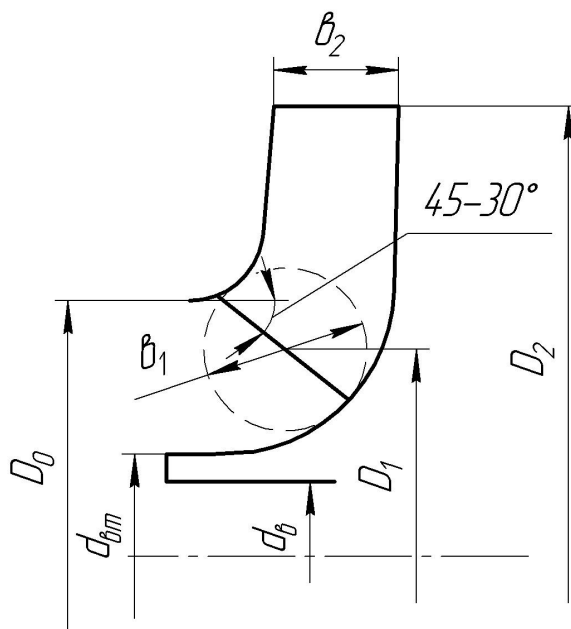


Рисунок 4.1 – Меридіанний переріз робочого колеса відцентрового насоса

#### 4.1.1 Вихідні дані для розрахунку

При проектуванні робочого колеса задаємося основними параметрами насоса:

- тип робочого колеса: однопотокове ( $\alpha = 1$ );
- густина перекачуваної рідини  $\rho = 1000$ , кг/м<sup>3</sup>;
- подача  $Q' = \frac{Q}{\alpha} = 200$  м<sup>3</sup>/год = 0,0556 м<sup>3</sup>/с;
- напір  $H = 30,9$ , м;
- частота обертання  $n = 1480$ , об/хв.

Коефіцієнт швидкохідності

$$n_s = \frac{3,65n \sqrt{\frac{Q'}{3600}}}{H^{\frac{3}{4}}} = \frac{3,65 \cdot 1480 \sqrt{\frac{200}{3600}}}{30,9^{\frac{3}{4}}} = 94,7.$$

Приведений діаметр робочого колеса визначаємо за формулою Суханова, мм:

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

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

Приймаємо  $K_{ex} = 4,25$ .

$$D_{1np} = 4,25 \sqrt[3]{\frac{200}{3600 \cdot 1480}} 10^3 = 142,8 \text{ мм.}$$

Об'ємний ККД визначаємо за формулою

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68n_s^{\frac{2}{3}}} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 94,7^{\frac{2}{3}}} = 0,968.$$

Подача робочого колеса

$$Q_{p.k.} = \frac{Q'}{\eta_0} = \frac{200}{0,968} = 206,6 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Гідравлічний ККД

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2} = 1 - \frac{0,42}{(\lg 142,8 - 0,172)^2} = 0,893.$$

Внутрішній механічний ККД

$$\eta'_M = \frac{1}{1 + 820n_s^{-2}} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 94,7^{-2}} = 0,916.$$

Повний ККД насоса

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

де  $\eta_{\Gamma}$  - гідравлічний ККД;

$\eta'_M$  - внутрішній механічний ККД;

$\eta_M$  - зовнішній механічний ККД.

Зовнішній механічний ККД задаємо:  $\eta_M = 0,95-0,99$  (менші значення беруться для малих потужностей). Приймаємо  $\eta_M = 0,98$ .

$$\eta = 0,968 \cdot 0,893 \cdot 0,916 \cdot 0,98 = 0,776.$$

Потужність, споживану насосом (Вт), визначаємо за формулою

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

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

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 200 \cdot 30,9}{3600 \cdot 0,776} = 22475 \text{ Вт.}$$

Теоретичний напір робочого колеса, м:

$$H_T = \frac{H}{\eta_T} = \frac{30,9}{0,893} = 35,8 \text{ м.}$$

#### 4.1.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса

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

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

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;

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

$$N_{\max} = 1,1 \cdot 22475 = 24723 \text{ Вт,}$$

$$M = \frac{24723 \cdot 30}{\pi \cdot 1480} = 159,6 \text{ Н·м,}$$

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{159,6 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 34,0 \text{ мм.}$$

Отримане значення діаметра округляємо до стандартного у більшу сторону

$$d_e = 36 \text{ мм.}$$

Діаметр втулки, мм, орієнтовно вибираємо з виразу

$$d_{em} = (1,2 - 1,25)d_e = (1,2 - 1,25)36 = (43 - 45) \text{ мм.}$$

Приймаємо

$$d_{em} = 50 \text{ мм.}$$

### 4.1.3 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо

Діаметр вхідної воронки робочого колеса, мм, визначаємо з виразу

$$D_0 = \sqrt{D_{1np}^2 + d_{em}^2} = \sqrt{142,8^2 + 50^2} = 151,3 \text{ мм.}$$

Отримане значення округляємо до цілого у більшу сторону і приймаємо:

$$D_0 = 175 \text{ мм.}$$

Швидкість потоку на вході у робоче колесо

$$V_0 = \frac{4Q_{p.k.}}{3600\pi(D_0^2 - d_{em}^2)} = \frac{4 \cdot 206,6}{3600\pi(0,175^2 - 0,050^2)} = 2,6 \text{ м/с.}$$

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

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

$$D_1 = 0,8D_0 = 0,8 \cdot 175 = 140 \text{ мм.}$$

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

$$R_1 = \frac{D_1}{2} = \frac{140}{2} = 70 \text{ мм.}$$

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

$$V'_{1m} = V_0 = 2,6 \text{ м/с.}$$

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

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

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

$$V_{1m} = 1,15 \cdot 2,6 = 2,99 \text{ м/с.}$$

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

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

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

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

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,140 \cdot 1480}{60} = 10,8 \text{ м/с.}$$

У консольних насосах  $V_{1U} = 0$ .

Тоді

$$\beta_{1II} = \operatorname{arctg} \frac{V_{1m}}{U_1} = \operatorname{arctg} \frac{2,99}{10,8} = 15,45^\circ$$

Кут нахилу лопаті на вході у робоче колесо, град:

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

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

$$\beta_1 = 15,45 + 4,55 = 20^\circ.$$

#### 4.1.4 Визначення числа лопатей та їх товщини

Більшість відцентрових насосів різних розмірів та коефіцієнтів швидкохідності з високими техніко-економічними показниками має число лопатей  $z = 5-8$ .

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  $D_1 = 150-500$  мм.

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

Приймаємо:  $s_1 = 3$  мм;  $s_2 = 5$  мм.

#### 4.1.5 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку

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

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

Повинна бути забезпечена умова  $|\Psi'_1 - \Psi_1| \leq 0,01$ . Якщо ця умова не виконується, то роблять друге наближення, задаючись  $\Psi''_1 = \Psi'_1$ , визначають  $V_{1m}$ , потім  $\beta_{1II}$  та  $\Delta\beta$  (див. п. 2.1.3). Обчислення повторюють, поки не буде виконана умова  $|\Psi'_1 - \Psi_1| \leq 0,01$ .

1-е наближення

$$\Psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 3}{2\pi \cdot 70 \sin 20^\circ}} = 1,162.$$

$$|1,162 - 1,15| = 0,012 > 0,01$$

2-е наближення

$$V_{1m} = 1,162 \cdot 2,6 = 3,03 \text{ м/с.}$$

$$\beta_{1II} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{3,03}{10,8} = 15,67^\circ$$

$$\beta_1 = 15,67 + 5,33 = 21^\circ$$

$$\Psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 3}{2\pi \cdot 705 \sin 21^\circ}} = 1,154.$$

$$|1,154 - 1,15| = 0,004 < 0,01 \text{ - умова виконується.}$$

Ширину робочого колеса, м, на вході знаходимо з виразу

$$b_1 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi D_1 V_{1m} 3600} = \frac{206,6}{3,14 \cdot 0,140 \cdot 3,03 \cdot 3600} = 0,043 \text{ м.}$$

#### 4.1.6 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса

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

$$U'_2 = \sqrt{\frac{gH_T}{0,5}} = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 35,8}{0,5}} = 26,5 \text{ м/с,}$$

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

$$D'_2 = \frac{60U'_2}{\pi n} = \frac{60 \cdot 26,5}{3,14 \cdot 1480} = 0,342 \text{ м.}$$

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

Меридіанна швидкість без урахування стиснення на виході з робочого колеса

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

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

$$V'_{2m} = 0,75V'_{1m} = 0,75 \cdot 3,03 = 2,27 \text{ м/с.}$$



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

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

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

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

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

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

на рис. 4.2.

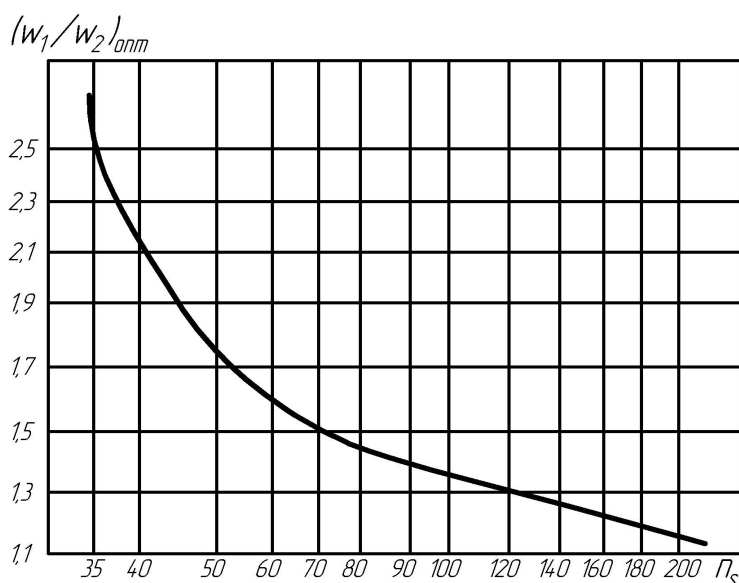


Рисунок 4. 2 – Залежність  $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$  від  $n_s$

При  $n_s = 94,3$  визначаємо відношення швидкостей за графіком  $\frac{W_1}{W_{2\infty}} = 1,38$ .

Кут на виході з робочого колеса  $\beta_2$

$$\beta_2 = \arcsin \left( \frac{W_1}{W_{2\infty}} \frac{\Psi_2}{\Psi_1} \frac{V'_{2m}}{V'_{1m}} \sin \beta_1 \right) = \arcsin \left( 1,38 \cdot \frac{1,07}{1,154} \cdot \frac{2,27}{3,03} \sin 21^\circ \right) = 20^\circ.$$

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

Поправку  $K_z$  на кінцеве число лопатей визначаємо за формулою Пфлейдерера:

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

де

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

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

- при  $n_s < 150$ :

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

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

Розраховуємо

$$\Psi = 0,65 + 0,6 \sin 20^\circ = 0,855.$$

$$p = 2 \frac{\Psi}{z} \frac{1}{1 - \left( \frac{D_1}{D'_2} \right)^2} = 2 \frac{0,855}{7} \frac{1}{1 - \left( \frac{140}{342} \right)^2} = 0,293.$$

$$K_z = \frac{1}{1+p} = \frac{1}{1+0,293} = 0,773.$$

Теоретичний напір при нескінченному числі лопатей

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_r K_z} = \frac{30,9}{0,893 \cdot 0,773} = 46,4 \text{ м.}$$

Меридіанна швидкість на виході з урахуванням стиснення

$$V_{2m} = \Psi_2 V'_{2m} = 1,07 \cdot 2,27 = 2,43 \text{ м/с.}$$

Колова швидкість на виході з робочого колеса

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

$$= \frac{2,43}{2 \operatorname{tg} 20^\circ} + \sqrt{\left(\frac{2,43}{2 \operatorname{tg} 20^\circ}\right)^2 + 9,81 \cdot 46,4 + 0} = 25,4 \text{ м/с.}$$

Уточнений діаметр робочого колеса

$$D_2 = \frac{60 U_2}{\pi n} = \frac{60 \cdot 25,4}{\pi \cdot 1480} = 0,328 \text{ м.}$$

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

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

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

При цьому повинна бути забезпечена умова  $|\Psi'_2 - \Psi_2| \leq 0,01$ . Якщо ця умова не виконується, то роблять друге наближення, задаючись  $\Psi''_2 = \Psi'_2$ , визначають  $V_{2m}$ ,  $\beta_2$  та  $D_2$ . Обчислення повторюють, поки не буде виконана умова  $|\Psi'_2 - \Psi_2| \leq 0,01$ .

1-е наближення

$$\Psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 3}{\pi \cdot 328 \cdot \sin 20}} = 1,063.$$

$$|1,063 - 1,07| = 0,007 < 0,01 - \text{умова виконується.}$$

Ширину робочого колеса на вході знаходимо з виразу

$$b_2 = \frac{Q_{p.к.}}{\pi D_2 V_{2m} 3600} = \frac{206,6}{\pi \cdot 0,328 \cdot 2,43 \cdot 3600} = 0,028 \text{ м.}$$

## 4.2 Проектування меридіанного перерізу робочого колеса

### 4.2.1 Загальні відомості

Форма меридіанного перерізу лопатевого колеса залежить від положення втулки колеса. Робочі колеса відцентрових насосів можуть мати заглиблену або висунуту втулку. Колеса із заглибленою втулкою застосовуються у одноступінчастих насосах із консольним розміщенням колеса на валу. У таких колесах втулка не стискає вхідний переріз.

З урахуванням конструктивних міркувань вибираємо положення втулки, намічаємо контур меридіанного перерізу колеса. При цьому враховуємо, що площа нормального перерізу проточної частини робочого колеса повинна плавно зростати від входу до виходу. На графіку зміни площ найкращі результати дає вигнута крива  $F = f(l)$ , спрямована приблизно за бісектрисою кута. Місцеве розширення меридіанного перерізу колеса на повороті компенсує стиснення перерізу лопатями, які, як правило, починаються у цій зоні.

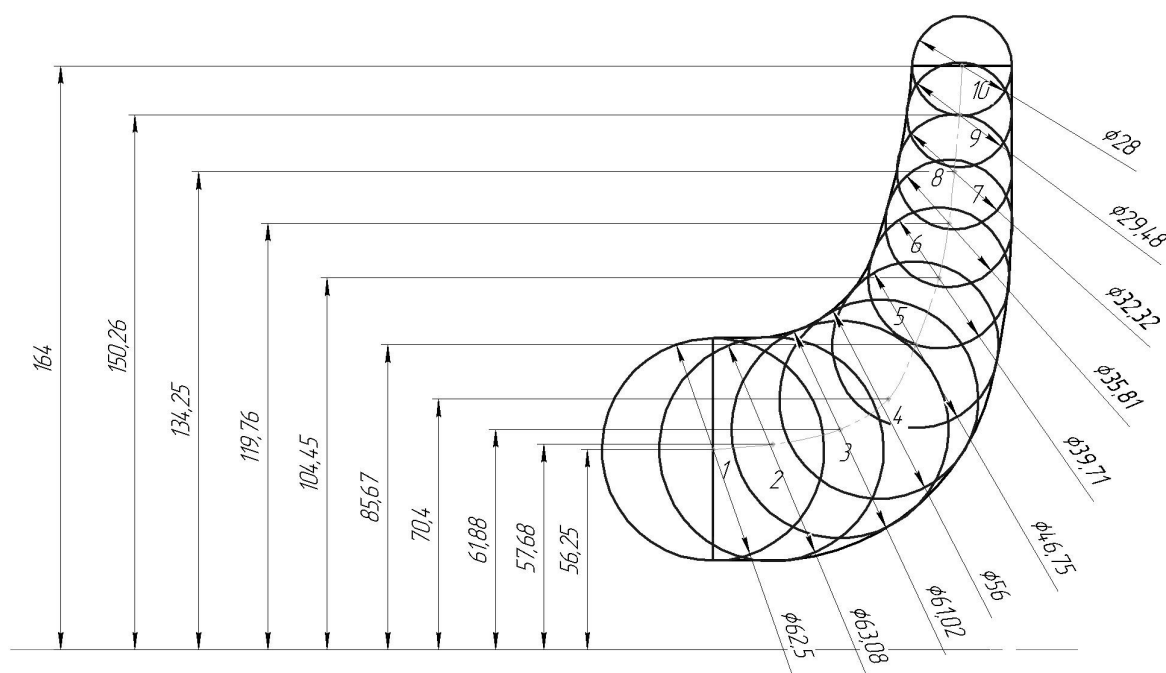
### 4.2.2 Побудова меридіанного перерізу

Контури меридіанного перерізу знаходимо методом послідовних наближень за допомогою графічного редактора КОМПАС-3D V12.

Намічаємо попередньо «на око» контури перерізу. При цьому робимо так: у намічений меридіанний переріз колеса вписуємо тонкими лініями від входу до

виходу 8–10 кіл. У зоні повороту потоку кола, як правило, розташовують густіше. Центр першого кола розміщуємо на лінії, проведеній перпендикулярно до осі колеса через точку, розміщену на відстані  $l_i$  від центра дуги радіусом  $R_{II}$  [13]. Центр останнього кола розміщуємо на лінії, що визначається зовнішнім діаметром колеса. З'єднуючи центри вписаних кіл плавною лінією, отримують середню геометричну лінію меридіанного перерізу. Центри вписаних кіл нумеруємо цифрами 1, 2, 3, ... від входу до виходу.

Побудований меридіанний переріз робочого колеса наведено на рис. 4.3.



**Рисунок 4.3 – Побудова меридіанного перерізу**

Далі обчислюємо площі нормальних перерізів за формулами:

- початкового (на вході у робоче колесо):

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

- кінцевого (на виході з колеса):

$$F_{\text{вих}} = \pi D_2 b_2,$$

- проміжних:

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

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

$b_i$  - діаметр вписаного кола.

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

Результати обчислень зводимо до таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Розрахунок площ меридіанного перерізу

Номер точки	$r_i$ , мм	$b_i$ , мм	$\Delta l_i$ , мм	$F_i$ , мм <sup>2</sup>
1	56.25	62.5	-	22078
2	57.68	63.08	16.84	22850
3	61.88	61.02	36.16	23713
4	70.4	56	52.23	24758
5	85.67	46.75	69.3	25152
6	104.45	39.71	69.2	26048
7	119.76	35.81	104.76	26932
8	134.25	32.32	119.33	27148
9	150.26	29.48	135.4	27818
10	164	28	149.16	28838

За даними таблиці будемо графік  $F = f(l)$  (рис. 4.4). Відстань  $\Delta l_i$  вздовж середньої лінії меридіанного перерізу від першої точки до кожної наступної (2, 3, ...) визначаємо з креслення.

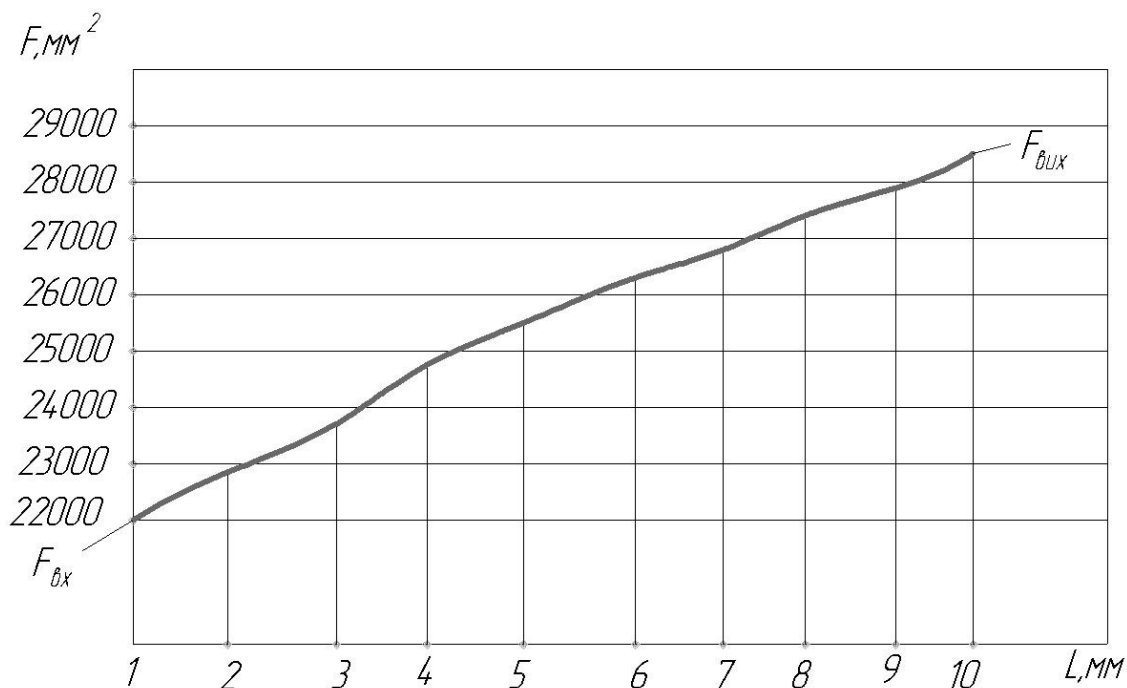


Рисунок 4.4 – Графік зміни площі меридіанного перерізу

Далі порівнюємо результати розрахунку з рекомендованим графіком. Побудований графік площі відповідає рекомендованому [13].

### 4.3 Підготовка меридіанного перерізу робочого колеса для профілювання лопаті

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

#### 4.3.1 Побудова нормалей

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

У меридіанний переріз вписуємо тонкими лініями рівномірно від входу до виходу 8-10 кіл. Кола вписуються так само, як і при побудові графіка  $F = f(l)$  (див. рис. 4. 3).

Відмічаємо точки  $A$  і  $C$  дотику вписаного кола з контуром кожного меридіанного перерізу [13]. Точкою  $O$  позначаємо центр вписаного кола. Далі проводяться відрізки  $AO$ ,  $CO$  та  $AC$ . З точок  $A$  та  $C$  перпендикулярно до відрізків  $AO$  і  $CO$  проводяться промені, що перетинаються у точці  $K$ , з якої радіусом  $R=KA=KC$  проводиться дуга  $AC$ , що береться за нормаль.

Таким способом будуються й інші нормалі, які нумеруються від входу до виходу (рис. 4.5). Перша нормаль – пряма лінія, перпендикулярна до осі колеса, а остання збігається з лінією меридіанного перерізу, яка визначається діаметром  $D_2$ .

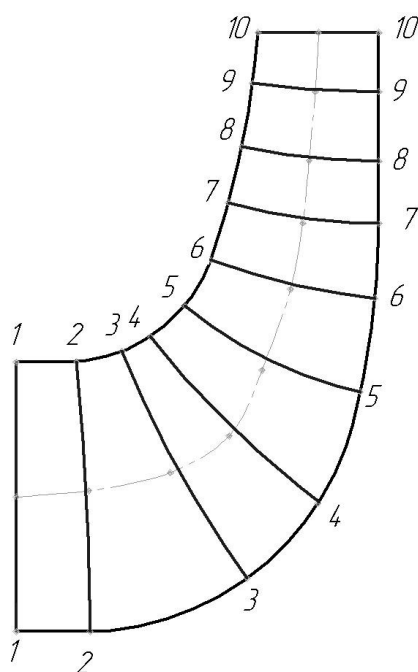


Рисунок 4.5 – Побудова нормалей

### 4.3.2 Побудова ліній течії

Лінії течії утворюються перерізом поверхонь течії меридіанною площиною. По ширині меридіанного перерізу робочого колеса меридіанна швидкість рідини  $V_m$  розподіляється нерівномірно, причому нерівномірність тим більша, чим ширшим є



канал та меншим радіус. Точний розподіл швидкості  $V_m$  вздовж нормалей невідомий. З урахуванням цього при проектуванні відцентрових робочих коліс насосів набула поширення так звана схема рівношвидкісного потоку, за якою меридіанна швидкість  $V_m = \frac{Q_{p.k.}}{F}$  береться сталою вздовж нормалі. Розрахункові лінії течії зручно проводити таким чином, щоб вони ділили меридіанний переріз робочого колеса на ділянки, у яких протікала б однакова кількість рідини. Кількість таких ділянок залежить від коефіцієнта швидкохідності.

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

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

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

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

$r_{y.m.}$  - відстань від центра тяжіння відрізка  $l$  до осі колеса.

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

$$r_{y.m.} l = const .$$

Побудову ліній течії починають з розмітки точок на вихідній кромці п-п (рис. 4.6), на якій відкладають рівні відрізки  $\frac{b_2}{k}$ . Положення ліній течії на вході у робоче колесо (переріз 1-1) визначають з рівності

$$D_a^2 - d_b^2 = d_b^2 - d_c^2 = d_c^2 - d_d^2 = \frac{D_0^2 - d_{em}^2}{k} .$$

Приймаємо:  $k=3$ - кількість потоків;  $n=4$  –кількість ліній течії.

З креслення:

$$175^2 - 145.77^2 = 175^2 - 145,77^2 = 108,97^2 - 50^2 = \frac{175^2 - 50^2}{3} = 9375 \text{ мм}^2 .$$

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

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

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

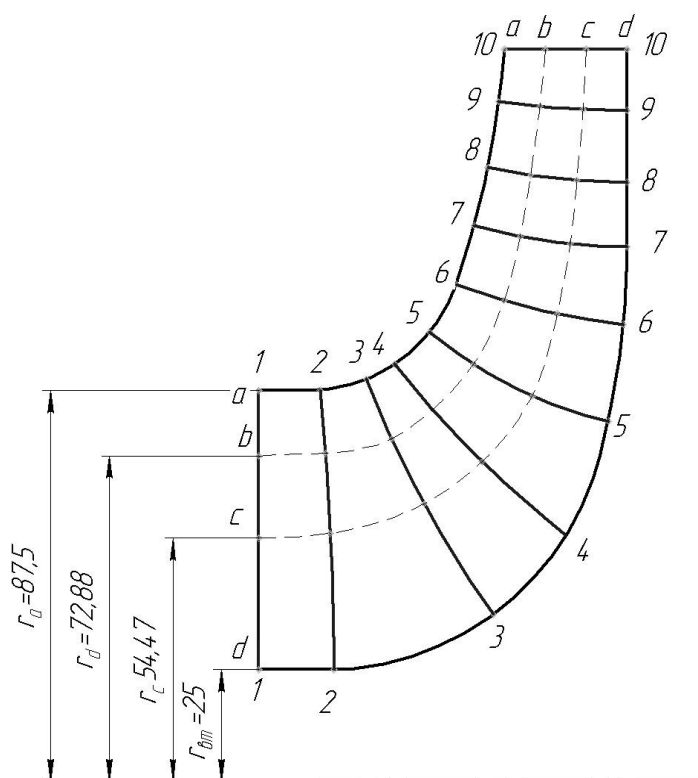


Рисунок 4.6 – Побудова ліній течії

## 4.4 Профілювання лопаті

### 4.4.1 Загальні положення

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

### 4.4.2 Побудування координатної сітки на розгортці циліндра

Координатна сітка необхідна для встановлення взаємозв'язку між відповідними точками поверхні течії та конформної діаграми [8]. Сітка на розгортці відображувального циліндра утворюється системою вертикальних та горизонтальних ліній (меридіанів та паралелей), проведених із відстанями між ними відповідно  $\Delta S$  та  $\Delta L$ . Меридіани відповідають перерізам поверхні течії рядом меридіанних площин. Паралелі відповідають ряду концентричних кіл на поверхні течії, співвісних робочому колесу. Для побудови координатної сітки задаються кутом  $\Delta\phi$  між меридіанними перерізами відображувального циліндра, який, як правило беруть таким, що дорівнює  $5-10^\circ$ , та радіусом конформного циліндра  $R_{к.ц.} = 150 - 200$  мм (іноді припускають, що  $R_{к.ц.} = R_2$ ), після чого визначають розміри  $\Delta S$  та  $\Delta L$  за формулами

$$\Delta L = \frac{R_{к.ц.}}{C},$$

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

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

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

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

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

#### 4.4.3 Розбивка ліній потоку

Ця побудова полягає у розбивці усіх розрахункових ліній течії  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d$  (рис. 4.7) на відрізки  $\Delta l$  за умовами конформності

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

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

Величини відрізків на лініях течії будуть зменшуватися від виходу до входу відповідно зі зменшенням відстані  $r$ . При розрахунку відрізків  $\Delta l$  можна застосовуємо метод послідовного наближення. У першому наближенні довжину відрізка можна визначаємо з виразу

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

де  $r'_{ісп} = R_2 = 164$  мм.

Далі відкладаємо відрізок  $\Delta l'_1$  від вихідної точки  $O$  вздовж лінії течії у бік входу, потім знаходимо середину відрізка  $\Delta l'_1$  та з креслення визначаємо уточнену відстань  $r''_{ісп}$  від осі робочого колеса до середини відрізка  $\Delta l'_1$ . Обчислюємо уточнене значення довжини відрізка (друге наближення)

$$\Delta l_1'' = r_{1cp}'' \frac{\Delta L}{R_{к.ц.}}$$

Якщо величина  $\Delta l_1''$  відрізняється від  $\Delta l_1'$  більш ніж на 5%, то аналогічно виконується наступне наближення. Таким чином розбиваємо на відрізки  $\Delta l$  кожну лінію течії. Отримуємо точки 1, 2, 3, і т.д. Кількість розміщених відрізків повинна бути такою, щоб захоплювалась область, у якій передбачається розміщення вхідної кромки лопаті.

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

Приймаємо кут охвату лопаті  $127^\circ$ .

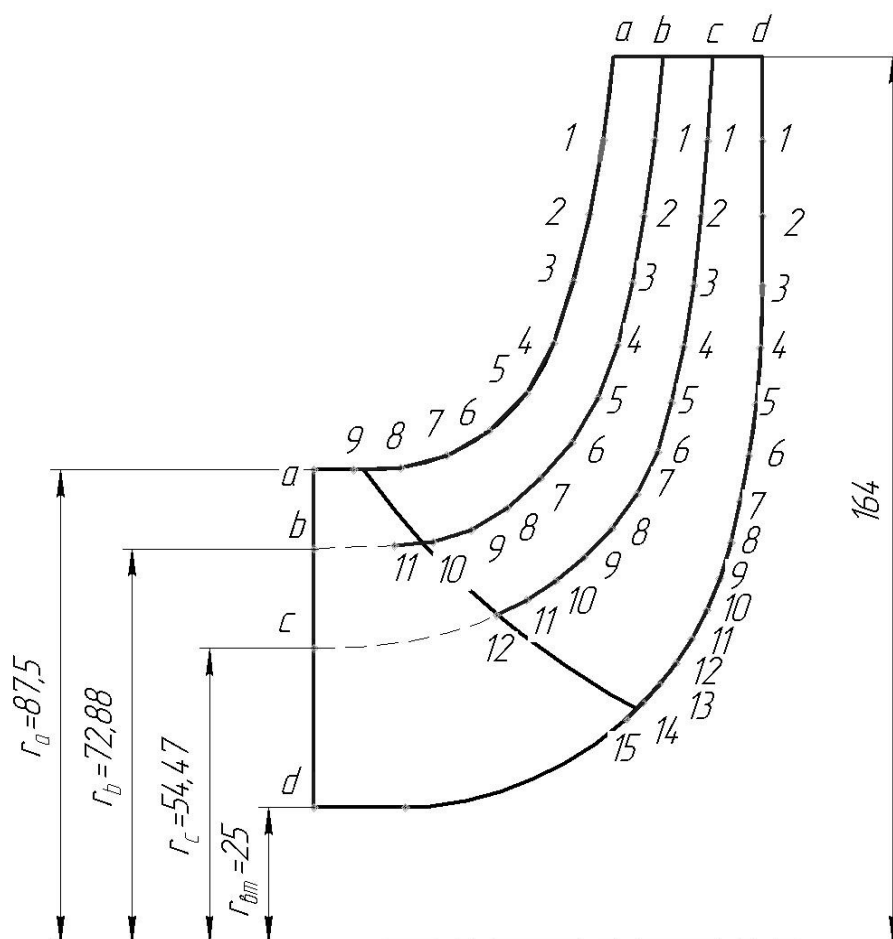


Рисунок 4.7 – Розбивка ліній потоку

#### 4.4.4 Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра

Порядок профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра такий:

- через точку 0 координатної сітки проводимо промінь під кутом  $\beta_2$ ;
- з урахуванням вибору кута охопту лопаті та положення вхідної кромки намічаємо меридіан  $i-i$ ;
- паралелі точок  $a, b, c, d$  для кожної лінії течії визначаємо у відповідності до розміщення вхідної кромки у меридіанному перерізі. Перенесення точок вхідної кромки ( $a, b, c, d$ ) на конформну діаграму здійснюється за допомогою властивостей конформного відображення за залежністю

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

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

$y_i$  - відповідна відстань на лінії течії.

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

Для точки  $a$ :

$$U_{1a} = \frac{\pi D_{1a} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,175 \cdot 1480}{60} = 13,55 \text{ м / с}$$

$$\beta_{1a} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{3,03}{13,55} = 12,6^\circ$$

$$\beta_{1a} = 12,6 + 10,8 = 23,4^\circ$$

Для точки  $b$ :

$$U_{1b} = \frac{\pi D_{1b} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,146 \cdot 1480}{60} = 11,3 \text{ м / с}$$

$$\beta_{1Пb} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{3,03}{11,3} = 15^\circ$$

$$\beta_{1b} = 15 + 12,2 = 27,2^\circ$$

Для точки *c*:

$$U_{1c} = \frac{\pi D_{1c} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,109 \cdot 1480}{60} = 8,44 \text{ м / с}$$

$$\beta_{1Пc} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{3,03}{8,44} = 19,7^\circ$$

$$\beta_{1c} = 19,7 + 12,1 = 31,8^\circ$$

Для точки *d*:

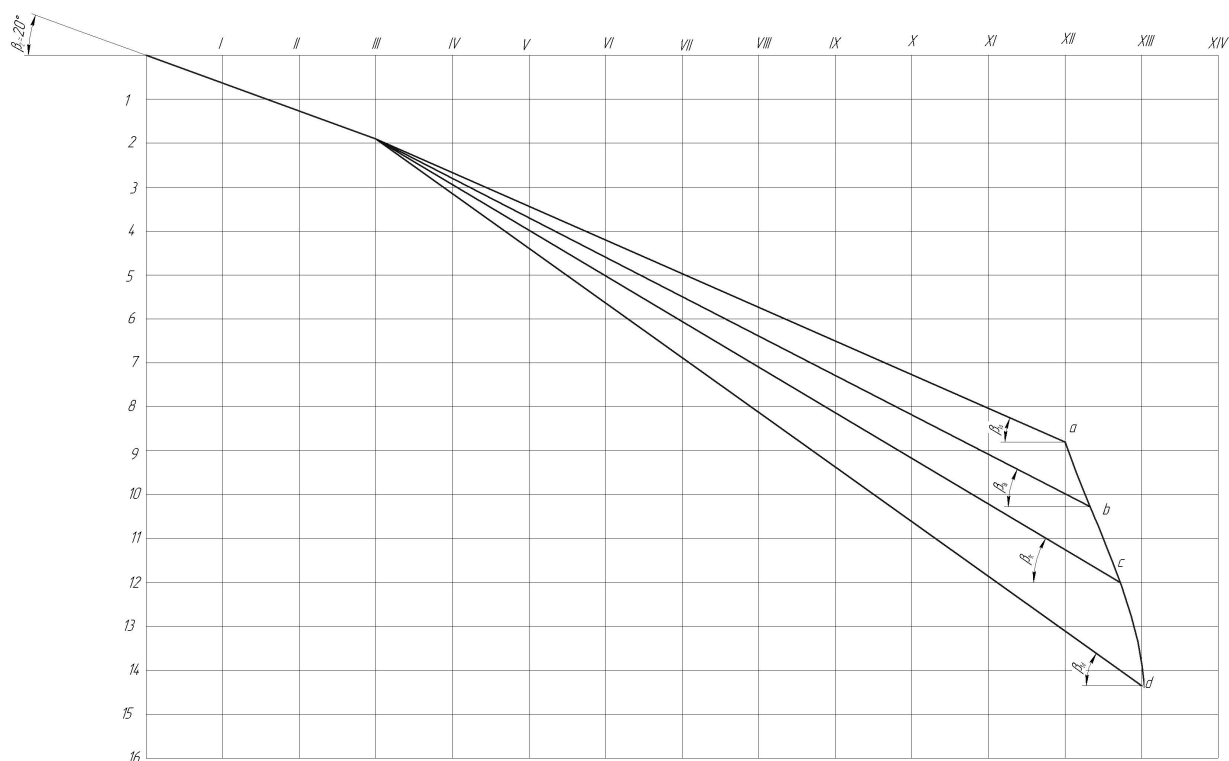
$$U_{1d} = \frac{\pi D_{1c} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,05 \cdot 1480}{60} = 3,87 \text{ м / с}$$

$$\beta_{1Пd} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{3,03}{3,87} = 38^\circ$$

$$\beta_{1d} = 38^\circ.$$

Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра (конформна діаграма) наведена на рис. 4.8.

## Конформна діаграма



**Рисунок 4.8 – Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра (конформна діаграма)**

### **4.4.5 Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса**

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

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

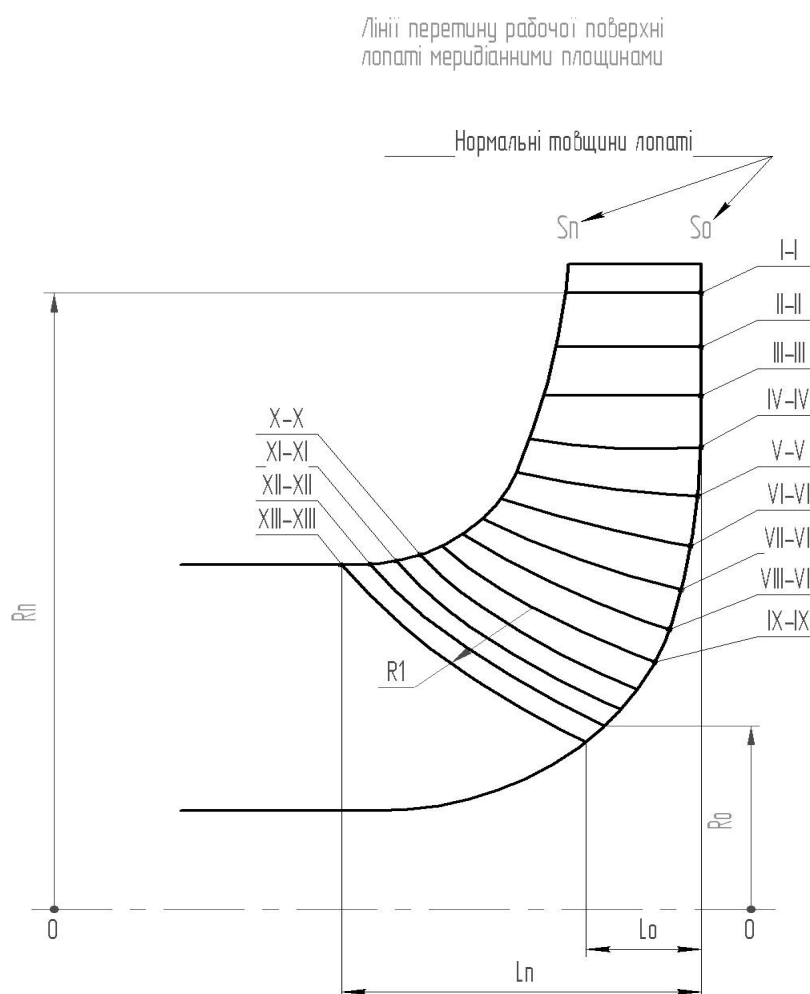
На лінії течії меридіанного перерізу переносяться відповідні точки з конформної діаграми (рис. 4.9) для кожної лінії течії окремо за допомогою співвідношення



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

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

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



**Рисунок 4.9 – Побудова меридіанних перерізів робочої поверхні лопаті**

#### 4.4.6 Побудова лопаті у плані

Проекцію лопаті на площину, перпендикулярну до осі обертання робочого колеса, називають планом лопаті (рис. 4.10).

Для побудови лопаті у плані креслимо два кола діаметрами  $D_2 = 328$  мм та  $d_{em} = 50$  мм. Потім проводимо у вигляді радіальних променів меридіани  $I, II, III...$  тощо з кутовим кроком  $\Delta\phi$ . Нумерація меридіанів повинна зростати у бік обертання колеса.

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

### План лопаті

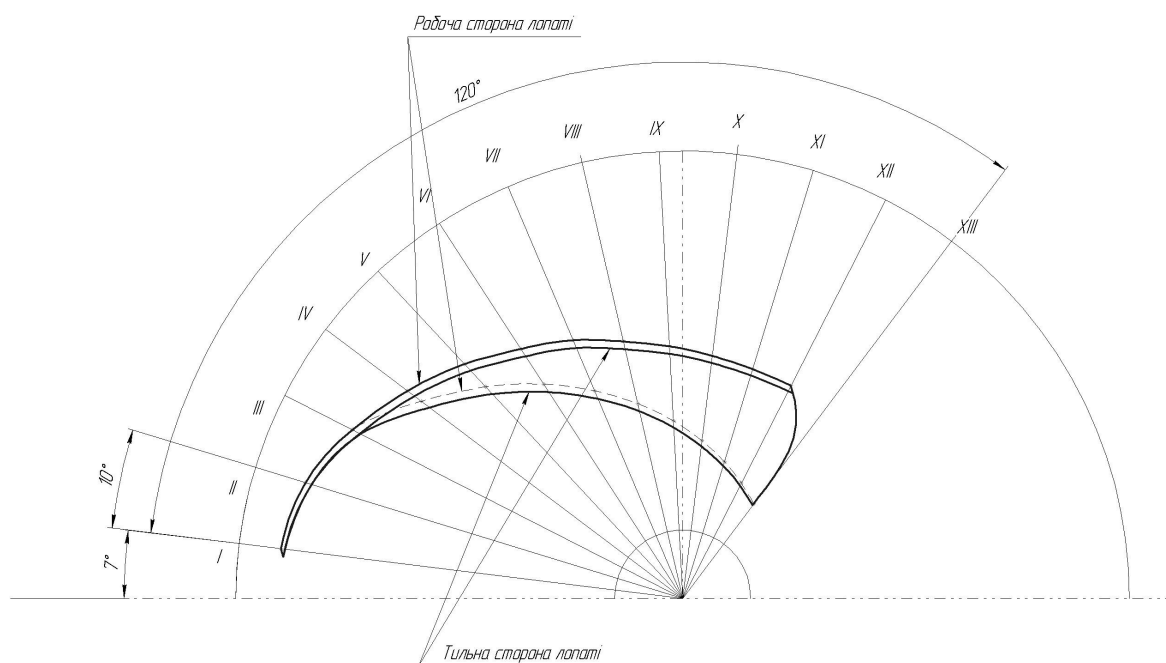


Рисунок 4.10 – Побудова лопаті у плані

## 4.5 Виконання робочого креслення робочого колеса

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

На окремому аркуші креслять меридіанний переріз робочого колеса, зазначаючи розміри. На нього переносять отримані раніше меридіанні перерізи робочої поверхні лопаті. Зазначаються координати цих перерізів (проставляються координати кожного окремого перерізу або зводяться до таблиці). Для криволінійного перерізу вводиться додатковий розмір – радіус кривизни.

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

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

## 4.6 Проектування спірального відводу

Відводи – це нерухомі елементи проточної частини, розміщені безпосередньо за робочим колесом.

Призначення відводів таке:

- зібрати рідину за робочим колесом і відвести її до вихідного патрубку (у випадку одноступінчастого насоса);
- погасити момент швидкості рідини, що виходить із робочого колеса;
- перетворити кінетичну енергію в потенційну.

Спіральний відвід являє собою камеру змінного перерізу (власне спіраль), розміщену навколо робочого колеса, що закінчується розбіжним напірним патрубком (дифузором). Розрахунок спірального відвода зводиться до визначення площі вихідного (розрахункового) перерізу спіралі, через який буде забезпечена

подача насоса  $Q$ . Вихідними даними для розрахунку є: подача насоса  $Q$ , напір  $H$ , частота обертання  $n$ , коефіцієнт швидкохідності  $n_s$ , момент швидкості на виході з робочого колеса  $K_2$ , зовнішній діаметр робочого колеса  $D_2$ , ширина робочого колеса на виході  $b_2$ , гідравлічний ККД  $\eta_2$ .

Розміри спірального відводу одержані методом перерахунку з модельного відводу з використанням теорії подібності за допомогою коефіцієнта геометричної подібності  $\lambda$ :  $D_{2н} = \lambda D_{2м}$ , де  $D_{2м}$  - зовнішній діаметр модельного робочого колеса, м.

В якості моделі взято спіральний відвід насоса з  $ns = 95$ . Діаметр  $D_{2м} = 350$  мм.

Коефіцієнт геометричної подібності  $\lambda = 0,937$ .

#### 4.7 Визначення осьової сили, що діє на ротор насоса

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

Для урівноваження осьової сили в насосі застосоване симетричне ущільнення з обох боків робочого колеса і виконані розвантажувальні отвори в основному диску колеса, які вирівнюють тиск у порожнинах А і Б перед і за колесом (рис. 4.11).

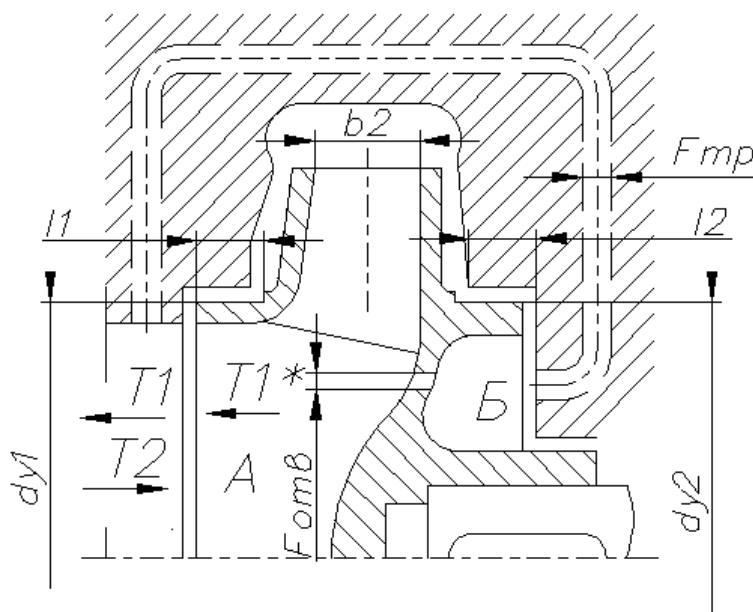


Рисунок 4.11 - Схема дії осьових сил у насосі

Однак повне урівноваження осьової сили не забезпечується, оскільки діаметри ущільнень різні.

Залишаються неуврівноваженими сила від аварійного зношування ущільнення  $T_1^*$  і сила  $T_2$ , що виникає внаслідок зміни напрямку руху потоку рідини в робочому колесі.

При аварійному зношуванні ущільнення виникає додаткова осьова сила  $T_1^*$ , спрямована у бік усмоктування [11].

Ця сила дорівнює:

$$T_1^* = \pi(r_2^2 - r_{y1}^2) \gamma \frac{u_2^2}{8g} \left( \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_{y1}^2} \ln \frac{r_2^2}{r_{y1}^2} + \frac{r_2^2 + r_{y1}^2}{2r_2^2} - 2 \right); \quad (4.1)$$

Із креслення робочого колеса:

$$r_{y1} = 0,0975 \text{ м}; \quad r_2 = 0,164 \text{ м.}$$

Колова швидкість на виході робочого колеса:

$$U_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}; \quad (4.2)$$

$$U_2 = \frac{3,14 \cdot 0,328 \cdot 1480}{60} = 25,4 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$T_1^* = 3,14 \cdot (0,164^2 - 0,0975^2) \cdot 9810 \cdot \frac{25,4^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left( \frac{0,164^2}{0,164^2 - 0,0975^2} \cdot \ln \frac{0,164^2}{0,0975^2} + \frac{0,164^2 + 0,0975^2}{2 \cdot 0,164^2} - 2 \right) = 1255 \text{ Н.}$$

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

Сила  $T_2$  дорівнює:

$$T_2 = B \cdot \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot V_0; \quad (4.3)$$

де  $B = 1$  - для радіальних коліс;

$V_0$  – швидкість на вході в робоче колесо, м/с.

Швидкість  $V_0$ :

$$V_0 = \frac{Q}{S_0}; \quad (4.4)$$

де  $S_0$  – площа вхідного перерізу колеса,  $m^2$ .

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

де  $D_0$  – діаметр входу в колесо,  $D_0 = 0,175$  м;

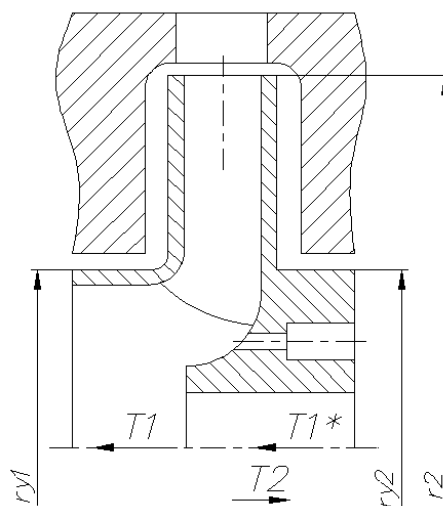
$d_{BT}$  – діаметр втулки,  $d_{BT} = 0,05$  м.

$$S_0 = \frac{3,14 \cdot (0,175^2 - 0,05^2)}{4} = 0,022 m^2;$$

$$V_0 = \frac{200}{3600 \cdot 0,022} = 2,52 \frac{m}{c};$$

$$T_2 = 1 \cdot \frac{9810 \cdot 200}{3600 \cdot 9,81} \cdot 2,52 = 140 H.$$

Сумарна осьова сила, діюча на колесо (рис. 4.12):



**Рисунок 4.12 – Робоче колесо насоса**

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

$$T = 1255 - 140 = 1115 H.$$

## 4.8 Визначення радіальної сили

Для визначення радіальної сили у відцентровому насосі зі спіральним відводом використовуємо формулу [11]:

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

де  $K_R$  – безрозмірний коефіцієнт радіальної сили;

$D_2$  – зовнішній діаметр робочого колеса,  $D_2 = 0,328$  м;

$b_2$  – ширина колеса на виході, що включає в себе і товщину його дисків,  $b_2 = 0,04$  м.

Коефіцієнт  $K_R$  залежить від  $n_s$ . При  $n_s = 94,7$   $K_R = 0,22$ .

Максимальна сила буде на режимі  $Q = 0$ .

$$R = 0,22 \cdot 1 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 30,9 \cdot 0,328 \cdot 0,04 = 906 \text{ Н.}$$

## 4.9 Розрахунок насоса на кавітацію

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

Мінімальний кавітаційний запас визначається за формулою

$$\Delta h = \lambda_1 \frac{V_0^2}{2g} + \lambda_2 \frac{W_1^2}{2g}, \quad (4.8)$$

де  $\lambda_1$  й  $\lambda_2$  – коефіцієнти;

$V_0$  – середня абсолютна швидкість при вході потоку в колесо;

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

Для насосів при безударному вході на лопаті колеса коефіцієнти  $\lambda_1$  й  $\lambda_2$  приймаються рівними:

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

Швидкість  $V_0 = 2,52$  м/с.

Відносна швидкість на вході:

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

де  $U_1$  – колова швидкість на вході в колесо;

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

Колова швидкість на вході колеса:

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}, \quad (4.10)$$

де  $D_1$  – діаметр на вході в колесо.

$$D_1 = 0.8 D_0;$$

$$D_1 = 0,8 \cdot 0,175 = 0,14 \text{ м.}$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,14 \cdot 1480}{60} = 10,8 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Меридіанна складова абсолютної швидкості  $v_{m1}$ :

$$v_{m1} = \Psi_1 \cdot V_0, \quad (4.11)$$

де  $\Psi_1 = 1,15 - 1,3$  – коефіцієнт стиснення на вході в колесо.

$$\text{При } \Psi_1 = 1,3: \quad v_{m1} = 1,3 \cdot 2,52 = 3,28 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

$$W_1 = \sqrt{10,8^2 + 3,28^2} = 11,3 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Кавітаційний запас

$$\Delta h = 1,2 \cdot \frac{2,52^2}{2 \cdot 9,81} + 0,3 \cdot \frac{11,3^2}{2 \cdot 9,81} = 2,34 \text{ м.}$$

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності:

$$C = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\Delta h^{3/4}}; \quad (4.12)$$

$$C = \frac{5,62 \cdot 1480 \cdot \sqrt{200}}{60 \cdot 2,34^{3/4}} = 1037.$$

Отримане значення  $C = 1037$  показує, що насос має гарні кавітаційні якості.



## 5 ВИБІР КІНЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВАЛА

### 5.1 Вибір типу ущільнення

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

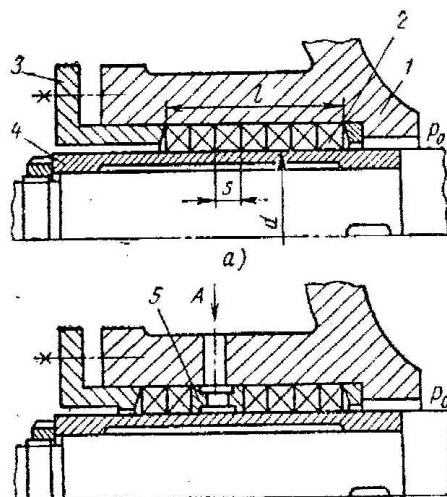


Рисунок 5.1 - Схема сальникового ущільнення

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

З метою захисту сальникового ущільнення від зношення у вузол ущільнення подається затворна рідина під тиском, що перевищує тиск на виході з насоса на 0,5 МПа. В якості затворної рідини застосовується технічно чиста вода з температурою не більше 40<sup>0</sup> С. Витрата води, що подається до сальника, 0,01 м<sup>3</sup>/год.

Згідно [ 11 ] товщина кільця набивки

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

де  $d$  - діаметр вала в місці набивання сальника, мм ( $d = 55$  мм);

$$S = \sqrt{55} = 7,4 \text{ мм}$$

Приймаємо  $S = 10$  мм.

Довжина сальникового ущільнення дорівнює:

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

де  $i$  - кількість кілець набивання, шт. ( $i = 4$ );

$s$  - товщина кільця набивання, мм.

$$L = 4 \cdot 10 = 40 \text{ мм.}$$

Відповідно до ГОСТ 5128-84 вибираємо сальникову набивку з одношаровим оплетенням марки АГИ 10 х10.

## 5.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

Визначимо втрати потужності в сальнику [11]:

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

де  $r$  – радіус натискної втулки, див. креслення насоса.

$$r = d_{\text{вг}}/2 = 2,75 \text{ см;}$$

$n$  – частота обертання вала, об/хв;

$\sigma_0$  – контактна напруга між набивкою і валом, кг/см<sup>2</sup>;

$l$  - довжина пакета сальникової набивки, см;

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

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

Контактна напруга

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

де  $l$  - довжина пакета ( $l = 4,0$  см);

$f = 0,05$  - коефіцієнт тертя;

$s$  – товщина кільця сальникової набивки, см ( $s = 1,0$  см);

$P_0$  – тиск на вході в насос ( $P_0 = 0,6$  кг/см<sup>2</sup>).

$$\sigma_0 = 0,6 \cdot e^{2 \cdot 0,5 \cdot 0,05 \cdot 4,0 / 1,0} = 0,73 \text{ кг/см}^2.$$

$$N_c = 3,22 \cdot 10^{-5} \cdot 1480 \cdot 2,75^2 \cdot 1,0 \cdot 0,73 \left( 1 - e^{-2 \cdot 0,5 \cdot 0,05 \cdot 4,0 / 1,0} \right) = 0,048 \text{ кВт.}$$

## 6 РОЗРАХУНКИ ДО ВИБОРУ ДВИГУНА

### 6.1 Вибір двигуна

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

$$N = \frac{\rho g Q H}{1000 \cdot \eta_n}, \text{ кВт} \quad (6.1)$$

$$N = \frac{1000 \cdot 9.81 \cdot 200 \cdot 30,9}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,776} = 22,4 \text{ кВт},$$

$\eta_n = 0,776$  – розрахунковий к.к.д. насоса.

Потужність електродвигуна

$$N_{\text{ед}} = k \cdot N, \quad (6.2)$$

де  $k = 1,1 - 1,3$  - коефіцієнт, що враховує припустиме відхилення напору

Приймаємо  $k = 1,2$ .

$$N_{\text{ед}} = 1,2 \cdot 22,4 = 26,9 \text{ кВт}.$$

Для привода насоса вибираємо електродвигун АМУ200L4 з параметрами:

Потужність – 30 кВт;

Напруга - 220 / 380 В;

Частота обертання (синхронна) - 1500 об/хв.

### 6.2 Розрахунок пускової моментної характеристики

Після вибору електродвигуна проводиться побудування графіка залежності моменту опору агрегату від частоти обертання [14] .

Графік залежності моменту опору будується за трьома точками:

- початкового моменту руху ( $n_A = 0$  - точка А);

- мінімального моменту опору агрегату (точка С);
- повного розгону електродвигуна ( $n$ ).

Початковий момент пуску агрегату ( $n_A = 0$ ):

$$M_A = 0,21M_{ном}, \quad (6.3)$$

де  $M_{ном}$  - номінальний момент на валу електродвигуна, Н·м:

$$M_{ном} = \frac{N}{\omega}. \quad (6.4)$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1480}{30} = 154,9 \text{ с}^{-1}.$$

$N = 22,4$  кВт – номінальна потужність двигуна.

$$M_{ном} = \frac{22,4}{154,9} = 0,1446 \text{ кН} \cdot \text{м} = 144,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_A = 0,21 \cdot 144,6 = 30,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна:

$$M_{max} = \frac{N_{max}}{\omega}, \quad (6.5)$$

де  $N_{max}$  – максимальна потужність насоса, Вт:

$$N_{max} = N_{дв}.$$

$$N_{max} = N_{дв} = 26,9 \text{ кВт};$$

$$M_{max} = \frac{26,9}{154,9} = 0,1737 \text{ кН} \cdot \text{м} = 173,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Мінімальний момент опору відповідає точці С з координатами:

$$n_C = 0,3 \cdot n_{ном}, \quad (6.6)$$

$$n_C = 0,3 \cdot 1480 = 444 \text{ об/хв};$$

де  $n_{ном}$  – номінальна частота обертання вала електродвигуна, об/хв;

$$M_C = 0,03 \cdot M_{max}. \quad (6.7)$$

$$M_C = 0,03 \cdot 173,7 = 5,21 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$k = \frac{M_{\max}}{n^2}; \quad (6.8)$$

$$k = \frac{173,7}{1480^2} = 79,3 \cdot 10^{-6}.$$

За визначеним коефіцієнтом параболи проводимо розрахунок обертового моменту насоса для частот від  $n=0$  до  $n_{\max}$ :

$$M = kn^2. \quad (6.9)$$

Результати розрахунку заносимо до табл. 6.1.

Графік пускового моменту будують таким чином:

- за табл. 1 будують залежність  $M = f(n)$ ;
- точки А ( $n_0; M_0$ ) та С ( $n_c; M_c$ ) з'єднуються між собою відрізком;
- отримані криві спрягаються плавною кривою.

Таблиця 6.1 - Пускова моментна характеристика

п, об/хв	0	250	500	750	1000	1250	1500
М, Н · м	0	4,96	19,83	44,61	79,30	123,91	178,43

Пускова моментна характеристика насосного агрегату показана на рис. 6.1.

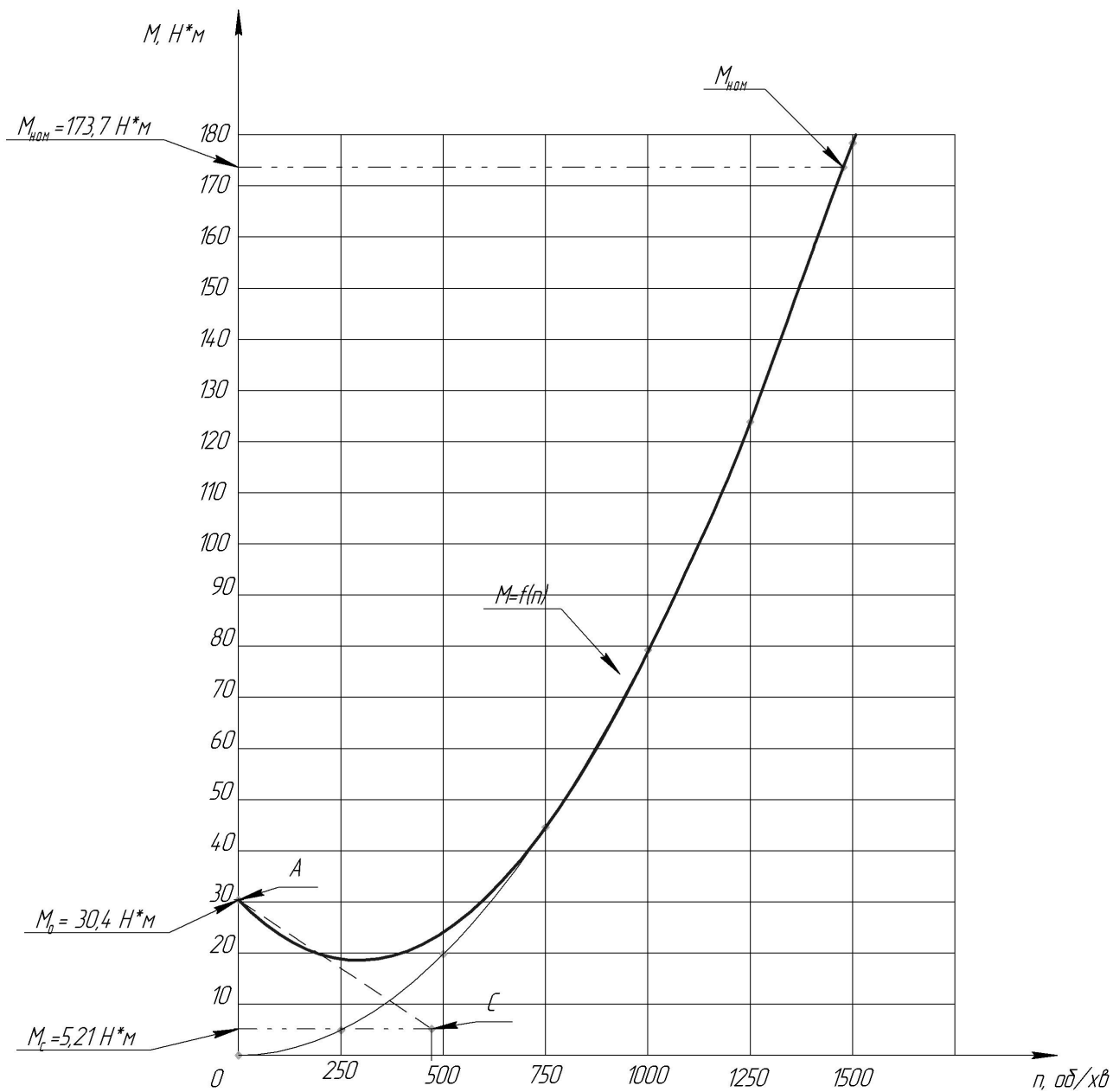


Рисунок 6.1 – Пускова моментна характеристика насосного агрегату К 200-30,9

## 7 МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ

### 7.1 Розрахунок реакцій в опорах

Розрахункова схема дії сил на ротор насоса наведена на рис. 7.1

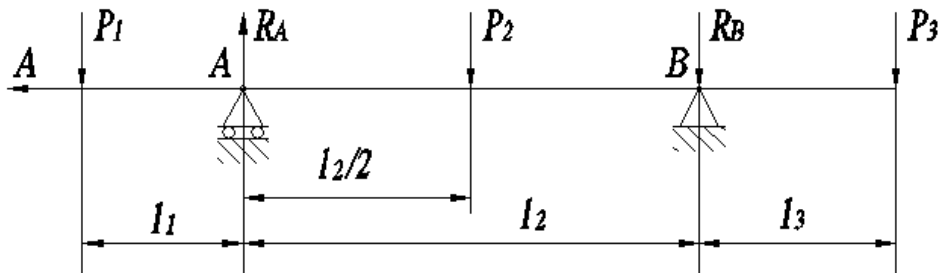


Рисунок 7.1 - Схема навантаження вала

Навантаження  $P_1$  визначається за формулою:

$$P_1 = G_k + \frac{1}{3}G_{1в} + R, \quad (7.1)$$

де  $G_k$  – вага робочого колеса, Н;

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

$R$  - радіальна сила, Н.

$$G_k = 108 \text{ Н}; \quad G_{1в} = 36 \text{ Н}; \quad R = 906 \text{ Н}.$$

$$P_1 = 108 + \frac{1}{3} \cdot 36 + 906 = 1026 \text{ Н}.$$

Навантаження  $P_2$ :

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

де  $G_{2в}$  - вага вала на ділянці  $l_2$ , Н;



$$G_{2B} = 39 \text{ Н}; \quad P_2 = \frac{1}{3} \cdot 39 = 13 \text{ Н}.$$

Навантаження  $P_3$ :

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

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

$$G_{\text{ПМ}} = 37 \text{ Н}; \quad G_{3\text{в}} = 21 \text{ Н}.$$

$$P_3 = 37 + \frac{1}{3} \cdot 21 = 44 \text{ Н}.$$

Для визначення реакцій у підшипникових опорах складемо рівняння моментів сил відносно точок опор.

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

Розміри вала:  $l_1 = 0,210$  м;  $l_2 = 0,182$  м;  $l_3 = 0,142$  м.

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

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

$$R_B = \frac{1026 \cdot 0,21 - 44 \cdot (0,182 + 0,142) - 13 \cdot \frac{0,182}{2}}{0,182} = 1099 \text{ Н}.$$

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

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

$$R_A = \frac{13 \cdot \frac{0,182}{2} + 1026 \cdot (0,21 + 0,182) - 44 \cdot 0,142}{0,182} = 2182 \text{ Н.}$$

## 7.2 Розрахунок довговічності підшипників

В опорі А встановлений роликний підшипник 32311 ГОСТ 8328-75, що сприймає радіальне навантаження, в опорі В кульковий підшипник 311 ГОСТ 8338-75, який сприймає осьове і радіальне навантаження.

Підшипник 311 (ГОСТ 8338-75):

Статична вантажопідйомність

$$C_0 = 41500 \text{ Н.}$$

Динамічна вантажопідйомність

$$C = 71500 \text{ Н.}$$

За умовами роботи насоса підшипник в опорі В сприймає осьове і радіальне навантаження і є більше навантаженим.

Перевіряємо його на довговічність.

Розрахункова довговічність підшипника [15, 16]:

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

де  $C$  - динамічна вантажопідйомність підшипника, Н;

$P$  - еквівалентне динамічне навантаження, Н.

Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник

$$P = (XV F_r + Y F_a) K_T K_\delta. \quad (7.9)$$

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

Радіальна і осьова сили, що діють на підшипник:

$$F_r = R_B = 1099\text{Н}; \quad F_a = A = T = 1115\text{ Н.}$$

Визначаємо відношення осьового навантаження до радіального:

$$\frac{F_a}{VF_r} = \frac{1115}{1 \cdot 1099} = 1,015.$$

Визначаємо відношення

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{1115}{41500} = 0,027.$$

При цьому  $e = 0,22$ .

Т.к.  $\frac{F_a}{VF_r} > e$ , то коефіцієнт радіального навантаження  $X = 0,56$ .  $Y = 1,99$ .

Динамічне навантаження

$$P = (0,56 \cdot 1 \cdot 1099 + 1,99 \cdot 1115) \cdot 1 \cdot 1,2 = 3401\text{Н}.$$

Розрахункова довговічність підшипника

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 1480} \cdot \left( \frac{71500}{3401} \right)^3 = 104620 \text{ год.}$$

Вибір підшипника відповідає рекомендованим значенням його ресурсу.

### 7.3 Розрахунок вала на статичну міцність

Розрахунок проведемо за методикою [17].

Для визначення напруг у перерізах вала побудуємо епюру згинальних моментів (рис. 7.2).

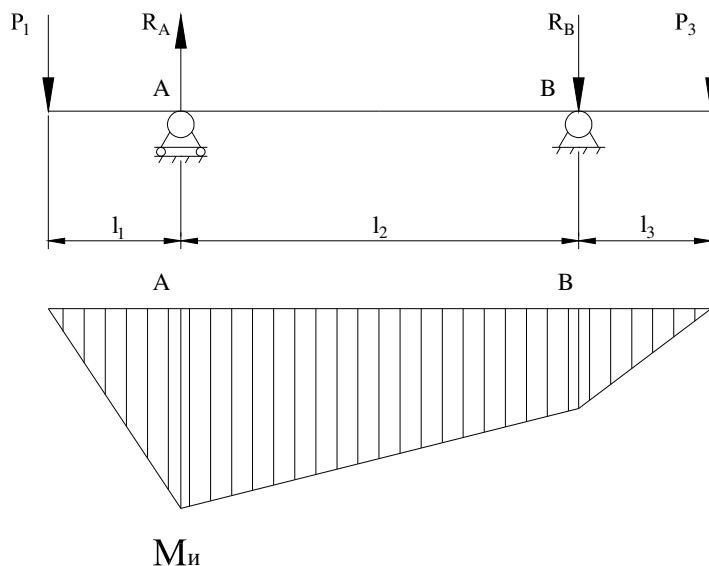


Рисунок 7.2 – Епюра згинальних моментів

Визначимо максимальний згинальний момент у перерізі А

$$M_u = P_1 l_1, \quad (7.10)$$

$$P_1 = 1026 \text{ Н}; \quad l_1 = 0,21 \text{ м};$$

$$M_{\text{н}} = 1026 \cdot 0,21 = 215 \text{ Нм}.$$

Найбільший крутний момент на валу

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

де  $N$  - потужність насоса;  $N = 22,4$  кВт (див. розділ 7)

$$M_{\text{кр}} = 9551 \cdot \frac{22,4}{1480} = 145 \text{ Нм}.$$

Момент опору перерізу вала в точці А:

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

де  $d = 55$  мм - діаметр вала під підшипником

$$W_{\text{н}} = 0,1 \cdot 0,055^3 = 16,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Момент опору крутіння

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

$$W_{KP} = 0,2 \cdot 0,055^3 = 33,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Напруга згину

$$\sigma_H = \frac{M_H}{W_H}, \quad (7.14)$$

$$\sigma_H = \frac{215}{16,6 \cdot 10^{-6}} = 12,95 \cdot 10^6 \text{ Па} = 12,95 \text{ МПа}.$$

Напруга крутіння

$$\tau_{KP} = \frac{M_{KP}}{W_{KP}}, \quad (7.15)$$

$$\tau_{KP} = \frac{145}{33,3 \cdot 10^{-6}} = 4,35 \cdot 10^6 \text{ Па} = 4,35 \text{ МПа}.$$

Еквівалентна напруга

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma_H^2 + 3\tau_{KP}^2}, \quad (7.16)$$

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{12,95^2 + 3 \cdot 4,35^2} = 15 \text{ МПа}.$$

Матеріал вала - Сталь 40 Х;

Границя текучості  $\sigma_T = 330 \text{ МПа}$ .

Запас міцності по границі текучості

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{ЭКВ}}}, \quad (7.17)$$

$$n_T = \frac{330}{15} = 22.$$

Умова міцності виконується.

#### 7.4 Розрахунок шпонкового з'єднання вала з колесом

Основні вихідні дані для розрахунку:

Матеріал вала - Сталь 40Х.

Границя текучості –  $\sigma_{0,2} = 780$  МПа.

Матеріал шпонки - Сталь 45.

Границя текучості –  $\sigma_{0,2} = 350$  МПа.

Матеріал колеса - 20Х13Л.

Границя текучості –  $\sigma_{0,2} = 440$  МПа.

Обертальний момент на валу  $M_{кр} = 90$  Нм.

Розмір шпонки під робочим колесом, мм

$$b \times h \times l = 8 \times 7 \times 50.$$

При розрахунку шпонкового з'єднання вала з колесом визначальною є напруга зминання:

$$\sigma_{3M} = \frac{2M_{кр}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)}, \quad (7.18)$$

де  $l$  – робоча глибина шпонки;

$t_1$  – глибина паза вала;

$h$  - висота шпонки;

$d$  - діаметр вала.

$$d = 36 \text{ мм}; l = l - b = 36 - 8 = 28 \text{ мм}; t_1 = 5 \text{ мм}; h = 8 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{3M} = \frac{2 \cdot 145}{0,036 \cdot 0,028 \cdot (0,008 - 0,005)} = 95,9 \cdot 10^6 \text{ Па} = 95,9 \text{ МПа}$$

Напругу зминання, що допускається, обчислюємо для матеріалу (шпонка), що має найнижчу границю текучості.

Допустиме напруження зминання

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

Для матеріалу вала

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

$$\sigma_{CM} < [\sigma_{CM}].$$

Умова міцності на зминання виконується.

## 8 ТЕХНОЛОГІЙНИЙ ПРОЦЕС ОБРОБКИ РОБОЧОГО КОЛЕСА

### 8.1 Характеристика типу виробництва

Серійний тип організації виробництва [18, 19] характеризується одночасним виготовленням на підприємстві широкої номенклатури однорідної продукції, випуск якої повторюється протягом тривалого часу. Найбільшого поширення серійне виробництво має в машинобудуванні та металообробці. При цьому випуск продукції відбувається серіями, а по відношенню до деталей – партіями. Серійне виробництво дозволяє уніфікувати конструкції деталей, виробів і домагатися типізації технологічних процесів і оснащення. Залежно від розміру серії розрізняють великосерійні, среднесерійні і дрібносерійні виробництва.

При великосерійному виробництві продукція виготовляється безперервно великим об'ємом протягом періоду, що перевищує, як правило, рік. Підприємство спеціалізується на випуску повністю відпрацьованих видів продукції або окремих вузлів і деталей. На такому виробництві широко використовуються спеціалізоване обладнання, потокові лінії і засоби автоматизації (наприклад, конвеєри).

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

Дрібносерійне виробництво – перехідна форма від одиничного виробництва до випуску продукції дрібними серіями. Виготовлення виробів або окремих деталей, як правило, не повторюється. До дрібносерійного можна віднести виробництво деяких видів прокату і сплавів спеціального призначення, невеликих партій виробів, машин, призначених для експериментування в різних умовах, і т. д. Дрібносерійне виробництво відрізняється від дослідного виробництва, продукція якого, як правило, обмежується виготовленням одного зразка.



## **8. 2 Розроблення технологічного процесу виготовлення робочого колеса**

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

Відповідно до завдання на магістерську роботу необхідно розробити маршрутний технологічний процес виготовлення робочого колеса. Тип виробництва – середньосерійний.

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

### **8.2.1 Технологічність деталі**

Найважливішим показником досконалості конструкції машини чи деталі служить її технологічність.

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

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

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

Велика частина виливків, що застосовуються при виготовленні гідромашин, повинна відповідати особливим вимогам. Наприклад, поверхні виливків, що утворюють проточну частину у відцентрових насосах, мають складну форму подвійної кривизни. На цих поверхнях (в порожнинах спіральних камер, в каналах робочих коліс та ін.) здійснюється робочий процес насоса. Зважаючи на складність форми та недоступність для механічної обробки, поверхні проточної частини

зберігаються такими, якими виходять у виливках. У деяких випадках може бути проведена лише зачистка вручну або струменем абразивної суміші.

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

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

Дане робоче колесо виготовляється зі сталі 20X13Л.

Проведемо аналіз технологічності матеріалу, з якого зроблено робоче колесо.

За призначенням сталь 20X13Л застосовується для деталей, що піддаються ударним навантаженням, а також виробів, що піддаються дії слабких агресивних середовищ, а також різних деталі машинобудування, що працюють при температурі не вище 700 °С.

### **8.2.2 Вибір заготовки та способу її отримання**

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

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

Оскільки розглянута деталь має форму тіла обертання і виготовляється зі сталі 20X13Л і має середньосерійний тип виробництва, то виберемо в якості заготовки лиття по виплавлюваних моделях.

Литтям по виплавлюваних моделях називається спосіб отримання виливків в оболонковій формі, виготовленій методом нанесення вогнетривкого покриття на

легкоплавкі моделі. Останні потім виплавляються, в результаті чого в оболонковій формі утворюються порожнини, що відповідають контурам майбутньої виливки.

На рис. 8.1 наведено ескіз заготовки робочого колеса насоса К 200-30,9.

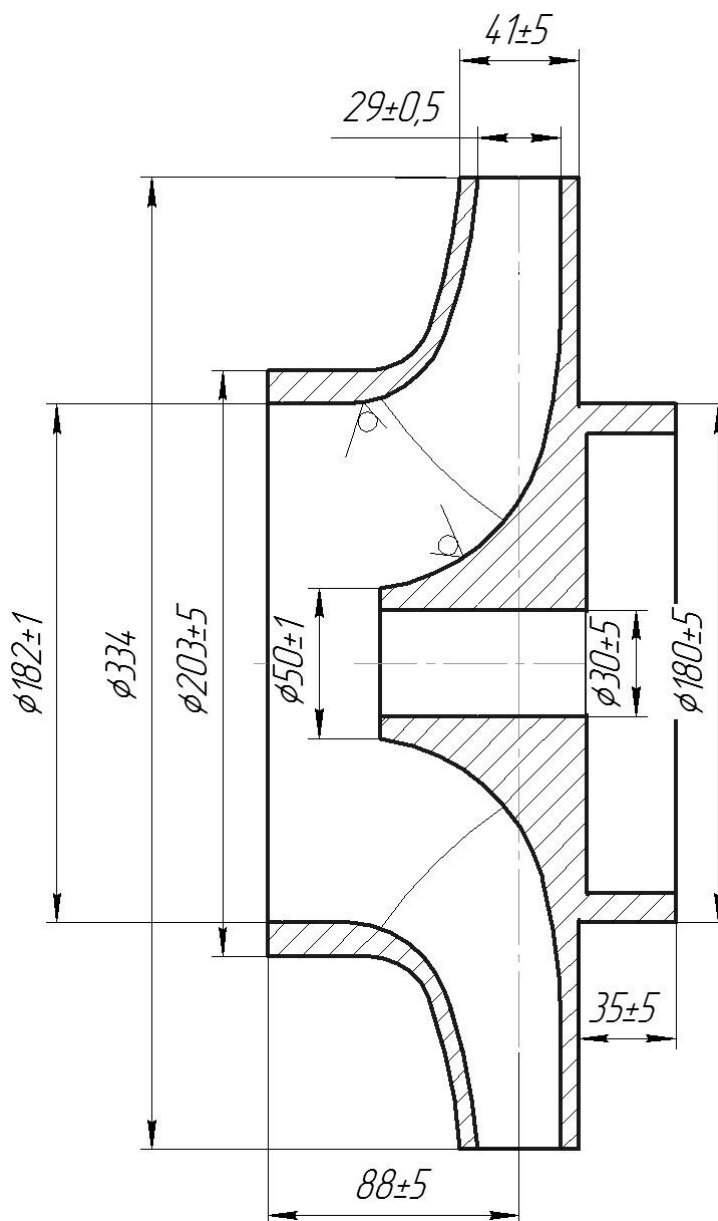


Рисунок 8.1 – Ескіз заготовки робочого колеса

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

Литтям по виплавлених моделях можна одержувати виливки будь-якої складності з різною товщиною стінок, які майже або зовсім не потребують механічної обробки. Цим методом відливаються деталі з будь-яких чорних і кольорових сплавів, включаючи високолеговані жароміцні і надтверді сплави.

Недоліком цього способу є висока собівартість виливків. Тому його слід застосовувати тільки для виготовлення таких деталей, які неможливо отримати іншими методами лиття. Процес виготовлення моделей включає підготовку прес-форм, запресовування в її порожнину модельного складу, витримку до затвердіння, витяг моделі та її охолодження у проточній воді з подальшою зачисткою.

### **8.2.3 Вибір технологічних баз**

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

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

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

Враховуючи все вище написане, вибираємо для робочого колеса технологічну базу, показану на рисунку 8.2, прив'язка розмірів до цієї поверхні буде доцільною і технологічно вірною.

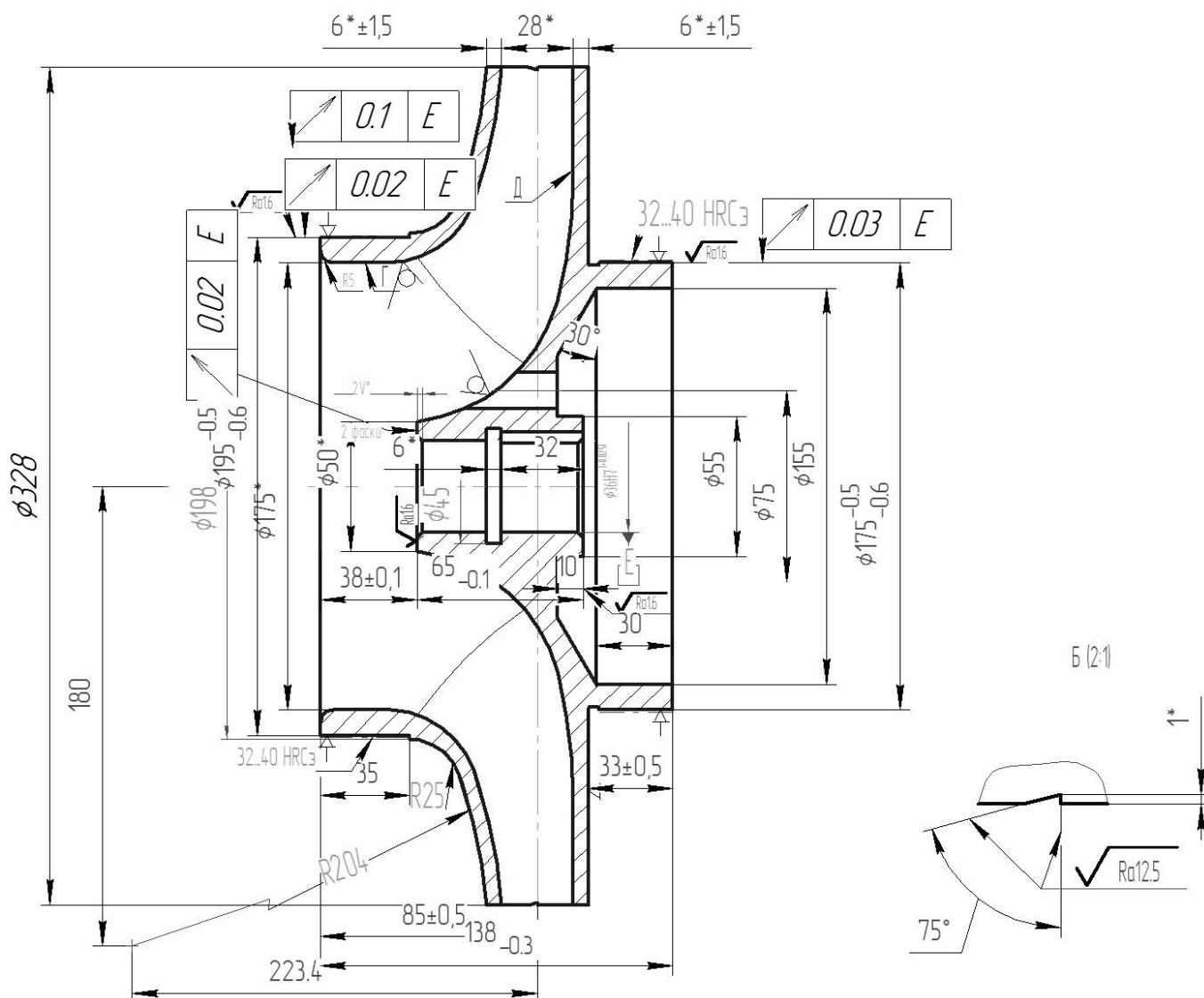


Рисунок 8.2 – Ескіз робочого колеса

### 8.3 Складання технологічного маршруту обробки

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

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

Для фрезерної обробки використовується широкоуніверсальний фрезерний верстат ВМ130М.

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

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

Далі ідуть фрезерна і долбальна обробки.

Маршрут обробки наведено на картах КТП (див. додаток А).

## 9 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

### Система технічного обслуговування та ремонту насоса

#### *1 Вимірювання параметрів*

1. 1. Обслуговування агрегату періодичне. Обслуговуючий персонал може перебувати біля агрегату на відстані 1 м від його контуру і не більше 15 хв в зміну (в годинах) при наявності індивідуальних засобів захисту органів слуху.

Решту часу обслуговуючий персонал повинен перебувати в приміщенні, що задовольняє вимогам ГОСТ 12. 1.003-83 і ГОСТ 12. 1. 012-90.

При роботі агрегату через рівні проміжки часу, але не рідше одного разу на 5 днів записувати в вахтовий журнал наступні параметри:

- 1) тиск на вході в насос;
- 2) тиск на виході з насоса;
- 3) ток двигуна.

#### *2 Порядок розбирання та складання насоса*

2.1. При розбиранні-складанні насоса керуватися вимогами паспорта.

Перед розбиранням і складанням насоса підготувати повні комплекти універсального слюсарно-складального і контрольно-вимірювального інструменту.

2.2. При розбиранні (складанні) стежити за станом посадочних і ущільнюючих поверхонь, не допускати на них забоїн, подряпин і інших пошкоджень.

Складальні одиниці і деталі, зняті з насоса, протерти насухо і укласти на підстилки з щільного картону або дерева.

При заміні деталей запчастинами перевірити відповідність замінної і нової деталей по місцях сполучень.

2.3. Розбирання насоса виконати в такому порядку (рис. 9.1, 9.2):

- 1) зняти огорожу 3 сполучної муфти 2 і витягти пальці з муфти;
- 2) зняти двигун 4 з плити фундаментної 5;
- 3) від'єднати від кронштейна 6 стійку 11 і зняти її;

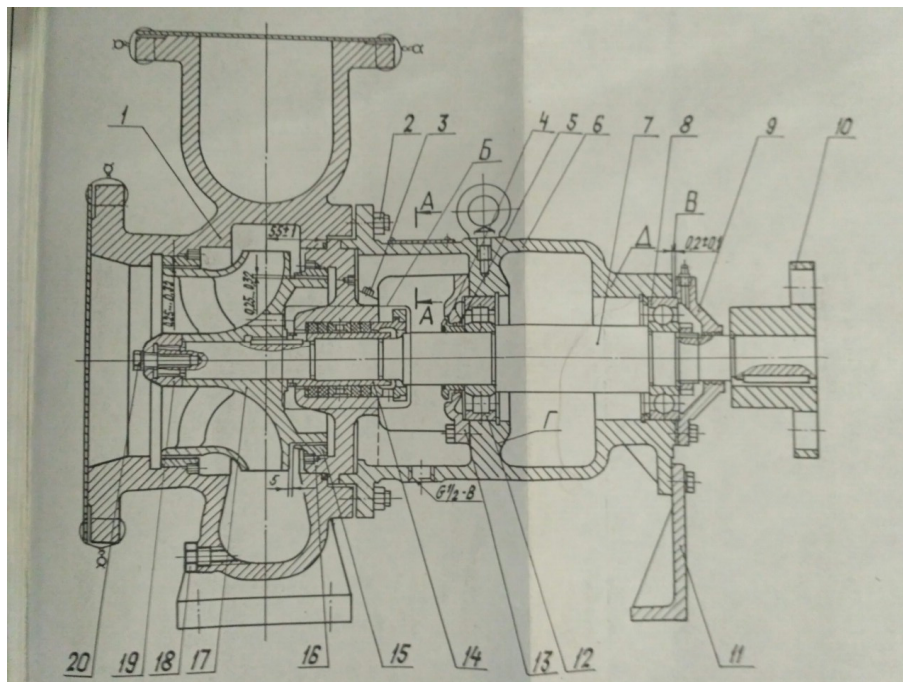


Рисунок 9.1 – Конструкція насоса К 200-30,9

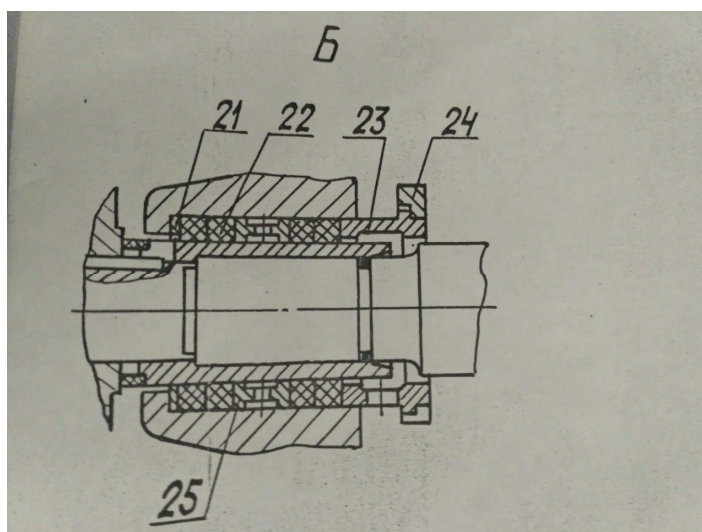


Рисунок 9.2 – Ущільнення насоса К 200-30,9

4) вийняти з корпусу 1 виймальну частину, попередньо встановивши планку монтажну.

2.4 Розбирання, ремонт (при необхідності) виймальної частини виконувати в спеціальній майстерні чи відведеному для цього місці.

2.5 Розбирання виймальної частини виконувати у наступній послідовності:



1 Відкрутити болт 20 і гайку 19 , зняти колесо робоче 17.

2 Відкрутити гайки кріплення фланця нажимного 24 до корпусу сальника 16, зняти фланець нажимний і втулку 23;

3 Зняти від кронштейна корпус сальника спільно з кільцем щілинним 15, кільцем 21, кільцями сальникової набивки 22, кільцем гідрозатворним 25.

4 Зняти гільзу захисну 14.

2. 6. При необхідності заміни підшипників здійснити розбирання кронштейна в наступній послідовності:

1 Зняти з вала кільце гумове 4 і відбійник 5.

2 Зняти з кронштейна кришку 13.

3 Випресувати вал з підшипниками 8, 12 з розточування кронштейна в сторону напівмуфти.

4 Спресувати зношений підшипник 12 з валу і встановити новий.

При необхідності заміни підшипника зі сторони напівмуфти проводити аналогічні операції, попередньо зняти кришку 9 і напівмуфту 10.

2.7 Перед складанням насоса необхідно:

1 Перевірити ущільнювальні і стикові поверхні деталей на відсутність вибоїн, задирок, рисок.

2 Підготувати гумові кільця ущільнювачів (повторне використання кілець гумових не допускається, за винятком кілець, що фіксують відбійники).

2.8. Складання насоса виконувати в порядку, зворотному розбиранні.

*3 Ремонт насоса*

Для підтримання експлуатаційних якостей за період терміну служби насос піддається поточним та середнім ремонтам.

3. 1 Поточний ремонт являє собою мінімальний за обсягом робіт вид ремонту, при якому забезпечується нормальна експлуатація насоса до чергового планового ремонту. Критерієм проведення поточного ремонту є нерегульований витік рідини через ущільнення вала, температура підшипників вище 80<sup>0</sup> С, рівень вібрації від 7, 1 мм / с до 11,2 мм /с.

Під час поточного ремонту, при необхідності, виконується промивка підшипників і повна заміна мастила або тільки поповнення мастила в підшипниках, виконується заміна сальникової набивки.

При необхідності, проводиться відцентровка агрегату.

Заміна сальникової набивки виконується на місці експлуатації без розбирання насоса.

Для видалення старої набивки необхідно відвернути гайки кріплення фланця натискного 24 і зняти його, вийняти втулку 23, що складається з двох половин, послідовно витягти два кільця 22 набивання, кільце гідрозатворне 25 і інші два кільця набивки.

3.2. Критерієм середнього ремонту є зниження напору (або к. к. д) насоса до такої міри, що економічно вигідно провести відновлення або заміну окремих деталей насоса для відновлення експлуатаційних характеристик насоса.

Під час середнього ремонту виконується огляд і вимір поверхонь ущільнювачів робочого колеса і щілинних кілець, а також роботи, що входять в обсяг поточного ремонту.

3. 3. Після заміни (ремонт) деталей ротора, ротор необхідно збалансувати.

3. 4. Перелік запасних частин для виконання поточного і середнього ремонтів вказано в додатку.

#### *4 Вказівки про заміну мастила в підшипниках кочення*

4.1. Поповнювати мастило в підшипниках через 350-500 годин. Повну заміну мастила виконувати через 3000-4000 годин (приблизно раз на рік), при цьому повністю видалити старе мастило і промити підшипники.

4. 2. Промити підшипники в б/у розчині будь-якого мінерального масла або в уайт-спіриті ГОСТ 3134-78, або бензині ТУ 38.401-67-108-92, а місце установки підшипників в кронштейні - уайт-спіритом і просушити. Вільний обсяг підшипників і кришок 9, 13 наповнити за допомогою маслянок мастилом пластичним Циатім-221 ГОСТ 9433-80 або Литол-24 ГОСТ 21150-87. Витрата мастила на один підшипник – 0,15 Кг.

## МОЖЛИВІ НЕСПРАВНОСТІ НАСОСА І СПОСОБИ ЇХ УСУНЕННЯ

## 9.1 Способи усунення несправності

Найменування несправності, зовнішній прояв і додаткові ознаки	Ймовірна причина	Спосіб усунення
1. Насос не забезпечує необхідного напору та подачі	1. Напрямок обертання ротора насоса не співпадає з указаним корпусі	1. Змінити напрямок обертання ротора двигуна на протилежний
	2. Невідповідність тиску на вході (кавітаційного запасу)	2. Забезпечити величину тиску на вході (кавітаційний запас)
	3. Підсос повітря через сальник, замикаюча рідина не надходить до сальнику	3. Забезпечити подачу замикаючої рідини до сальнику
2. Зменшення подачі і напору в процесі роботи	1) Підсос повітря на підвідному трубопроводі;	1) Перевірити герметичність трубопровода, підтянути кріпильні деталі фланців або замінити прокладки;
	2) зношення ущільнюючих поверхонь проточної частини насоса;	2) відремонтувати зношені деталі або замінити їх запасними;
	3) засмічена проточна частина;	3) очистити проточну частину;
	4) пошкоджено робоче колесо;	4) розібрати насос і перевірити стан робочого колеса. Пошкоджене робоче колесо замінити новим;
	5) утворилися повітряні мішки в підвідному трубопроводі.	5) видалити повітря з трубопроводу.
3. Струм, споживаний двигуном, вище норми	1) Насос працює на режимі за правою гранню робочого інтервалу	1) Встановити режим роботи насоса в межах робочого інтервалу

	характеристик	характеристик
4. Вібрація насоса вище норми	1) Незадовільна центровка насоса і двигуна;	1) Відцентрувати агрегат;
	2) вібрує трубопровід;	2) посилити кріплення трубопроводу;
	3) дисбаланс ротора більше допустимого;	3) розібрати насос і зробити балансування ротора;
	4) зношення підшипників.	4) замінити зношені підшипники.
5. Витоки по стикам корпуса	1) Ослабло кріплення стиків;	1) Зупинити насос, зняти тиск, а потім затягнути кріплення на проточних стиках;
	2) резинові ущільнюючі кільця пошкоджені.	2) замінити резинові ущільнювальні кільця.
6. Підшипник нагрівається вище норми	1) Перекос підшипників;	1) Встановити правильно підшипники;
	2) не забезпечений зазор;	2) забезпечити зазор;
	3) недостатня кількість мастила;	3) додати або замінити мастило;
	4) зношення підшипників.	4) замінити підшипники.
7. Підвищений витік через сальник	1) Зношення набивки;	1) Замінити набивку;
	2) зношення поверхні захисної гільзи під сальником;	2) відрегулювати тиск;
	3) підвищений тиск в лінії забивання сальника.	

## 10 ОХОРОНА ПРАЦІ

### 10.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що можуть виникати під час роботи в лабораторії кафедри

У навчальній і науковій роботі спеціалізацією кафедри прикладної гідроаеромеханіки (ПГМ) є насособудування. Експериментальні роботи (випробування насосів та інших агрегатів, обробка окремих деталей, складання насосів та ін.) проводяться в лабораторії кафедри, яка розділена на виробничі приміщення та робочі місця. Всі роботи виконуються на окремих ділянках.

Розглянемо основні ділянки лабораторії.

На термічній ділянці знаходиться електрична піч (рис. 10.1) для термічної обробки металевих виробів.



Рисунок 10.1 – Термічна ділянка

Біля печі знаходяться баки з водою та мастилом для загартовування деталей. Мета гартування — одержати мартенситну структуру деталі з рівномірним розподілом вуглецю й підвищити твердість та міцність сталі. Баки мають спеціальний піддон для занурення деталей у воду чи мастило з метою їх загартовування. Над баками знаходиться витяжна вентиляція для пару, який утворюється під час занурення деталей у рідину.

На ділянці механічної обробки деталей знаходиться декілька верстатів (рис. 10.2).



Рисунок 10.2 – Механічна ділянка лабораторії

Для виготовлення різноманітних деталей в лабораторії є різні верстати: токарні, карусельний, свердильний, фрезерні, координатно-розточувальний верстат, довбальний, пилильний, шліфувальний. Крім цих верстатів є ще фрезерний верстат з системою числового програмного управління (рис. 10.3). Цей верстат має можливість самостійно обробляти заготовку деталі за допомогою програми, написаної працівником кафедри.



Рисунок 10.3 – Фрезерний верстат з програмним забезпеченням

Після механічної обробки всі деталі транспортують на слюсарну ділянку (рис. 10.4). На цій ділянці за допомогою слюсарного інструменту (напильників, натфілів, наждачного паперу, мітчиків і таке ін.) виконують обробку деталей – знімають гострі кромки та заусенці, нарізають різьбу, притирають поверхні деталей, складають деталі у вузли, консервують деталі за допомогою спеціального мастила та виконують інші роботи. Після цього деталь або відправляється до замовника, або передається на складальну ділянку.



Рисунок 10.4 – Слюсарна ділянка

Складальна ділянка (рис. 10.5) є кінцевим етапом по виготовленню насосів. На цій ділянці складають та випробують насоси. Під час випробувань за допомогою приладів (витратоміра, датчиків тиску на вході та виході з насоса, вольтметра та ін.) знімають параметри насоса на різних режимах роботи. За цими даними будуються характеристики насоса – залежності напору, потужності і ККД від подачі насоса. Після випробування ці дані заносять в паспорт насоса.



Рисунок 10.5 – Складальна ділянка і випробувальний стенд

***Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що можуть виникати на кожній ділянці лабораторії***

Згідно ГОСТ 12.0.003-74 [20] небезпечними й шкідливими виробничими факторами на термічній ділянці є:

- підвищена температура повітря робочої зони;
- підвищена температура поверхонь устаткування і матеріалів;
- підвищена або знижена рухливість повітря;
- недостатня освітленість робочої зони;
- підвищене значення напруги в електричному ланцюзі живлення електропечі, замикання якої може відбуватися через тіло людини;
- підвищений рівень статичної електрики;
- підвищена концентрація шкідливих речовин у повітрі робочої зони.

*Небезпечні й шкідливі виробничі факторами на механічній ділянці:*

- машини і механізми, що рухаються;
- рухомі частини виробничого устаткування;
- вироби, матеріали та заготовки, що пересуваються;



- підвищена або знижена температура повітря робочої зони;
- підвищений рівень шуму на робочому місці;
- підвищений рівень вібрації;
- підвищена напруга струму в електричній мережі, замикання якої може відбутися через тіло людини;
- недостатня освітленість робочої зони;
- поверхні верстатів, які обертаються;
- підвищене значення напруги в електричному ланцюзі живлення верстатів;
- гострі кромки, заусенції на поверхнях обладнання, деталей, інструменті;
- попадання на шкіряний покрив або слизисті оболочки працюючих консерваційних мастил, змазок, розчинників.

*Небезпечні й шкідливі виробничі факторами на слюсарній ділянці:*

- рухомі машини та механізми; рухомі частини виробничого обладнання; вироби, заготовки, матеріали, що рухаються;
- підвищена або знижена температура поверхонь деталей;
- гострі кромки, заусенції на поверхнях обладнання, деталей, інструмента;
- недостатня освітленість робочої зони;
- підвищена концентрація шкідливих речовин у повітрі робочої зони;
- попадання на шкіряний покрив або слизисті оболочки працюючих консерваційних мастил, змазок, розчинників;
- підвищена напруга струму в електричній мережі інструменту, замикання якої може відбутися через тіло людини.

*Небезпечні й шкідливі виробничі факторами на складальній ділянці і випробувальному стенді*

- машини і механізми, що рухаються;
- рухомі частини виробничого устаткування;
- вироби, матеріали та заготовки, що пересуваються;
- підвищена або знижена температура поверхонь деталей;

- гострі кромки, заусенції на поверхнях обладнання, деталей, інструмента;
- викид робочої, охолоджуючої й мастильної рідин;
- ослаблення або роз'єднання кріплень складальних одиниць і деталей;
- установка контрольно-вимірювальних приладів і засобів автоматики для контролю за роботою насоса й двигуна відповідно до вказівок у їхній експлуатаційній документації;
- відвід зовнішнього витоку через кінцеві ущільнення насоса, злив перекачуваної рідини при спорожнюванні насоса повинен бути організований за закритою схемою в безнапірну ємність;
- заземлення агрегату відповідно до вимог ГОСТ 12.1.030-81 [21];
- теплоізоляція огороження поверхонь насоса, температура яких може перевищувати 318К (45°C), у місцях можливого дотику працюючих.

## 10.2 Конструкція і безпечна експлуатація посудин під тиском

При підготовці відповіді на це питання використані матеріали роботи [22].

Дано визначення поняттю «посудина». Посудина – герметично закрита ємність, призначена для ведення хімічних, теплових та інших технологічних процесів, а також для зберігання і перевезення газоподібних, рідких та інших речовин. Границею посудини є входні та вихідні штуцери. Для прикладу посудини розглянемо повітряний ресивер (рис. 10.6).



Рисунок 10.6 – Повітряні ресивери [23]

Повітряний ресивер [23] являє собою зварену металеву конструкцію. Повітряний ресивер складається з зварної циліндричної обичайки, двох еліптичних днищ і опор. На обечайці і днищах ресивера передбачені різьбові бобишки для установки запобіжного клапана і манометра, роздаткового вентиля, пробки для зливу конденсату. Вертикальні повітряні ресивери виготовляють ємністю від 1.6 до 25 м<sup>3</sup> з робочим тиском до 1,0 МПа. Виготовляється ресивер за технічними умовами відповідно до вимог ДНАОП 0.00-1.07-94 “Правила будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском”. Кожен повітряний ресивер в процесі виготовлення проходить повний комплекс обов’язкових випробувань і контроль якості виготовлення, що гарантує безпеку при експлуатації.

#### *Загальні вимоги до конструкції і експлуатації посудин*

1. Конструкція посудин повинна забезпечувати працездатність, надійність, довговічність і безпеку експлуатації протягом розрахованого строку служби і передбачати можливість проведення технічного огляду, цілковитого випорожнення, очистки, промивки, продувки, ремонту, експлуатаційного контролю металу та з’єднань.

2. Для кожної посудини має бути встановлений і вказаний в паспорті розрахунковий (допустимий) строк служби з урахуванням умов експлуатації.

3. Пристрої, які заважають зовнішньому і внутрішньому оглядам посудин (мішалки, змійовики, оболонки, тарілки, перегородки та інші пристрої), повинні бути, як правило, знімними. В разі застосування приварних пристроїв повинна бути передбачена можливість їх видалення з подальшою установкою. Порядок знімання й установки цих пристроїв має бути вказаний в Інструкції з монтажу та експлуатації.

4. Якщо конструкція посудин не дозволяє проводити зовнішній і внутрішній огляди або гідравлічне випробування, передбачені вимогами цих Правил, розробником проекту посудини в Інструкції по монтажу та експлуатації мусять бути вказані методика, періодичність й обсяг контролю, виконання яких забезпечить своєчасне виявлення та усунення дефектів.

5. Конструкція внутрішніх пристроїв повинна забезпечувати видалення із

посудин повітря при гідравлічному випробуванні і води після гідравлічного випробування.

6. Посудини повинні мати штуцери для наповнення і зливу води, а також видалення повітря при гідравлічному випробуванні.

7. На кожній посудині повинен бути передбачений вентиль, кран або інший пристрій, що дозволяє здійснювати контроль за відсутністю тиску в посудині перед його відкриванням, при цьому відвід середовища повинен бути напрямлений в безпечне для обслуговуючого персоналу місце.

8. Розрахунок на міцність посудин та їх елементів повинен проводитися за діючою НД, узгодженою з Держнаглядом України. Посудини, призначені для роботи в умовах циклічних і знакоперемінних навантажень, мають бути розраховані на міцність з урахуванням цих навантажень.

9. Посудини, що в процесі експлуатації змінюють своє положення в просторі, повинні мати пристрої, які б запобігали їх самоперекиданню.

10. Конструкція посудин, які обігріваються гарячими газами, повинна забезпечувати надійне охолодження стінок, що знаходяться під тиском, до розрахункової температури.

11. Для перевірки якості приварки кілець, що зміцнюють отвори для люків, лазів і штуцерів, повинен бути передбачений нарізний контрольний отвір в кільці, якщо воно приварене із зовнішнього боку, або в стінці, якщо кільце приварене з внутрішнього боку посудини. Ця вимога поширюється також на приварювані ззовні до корпусу накладки або інші елементи.

12. Експлуатація електричного обладнання посудин повинна відповідати «Правилам технічної експлуатації електроустановок споживачів» і «Правилам технічної безпеки при експлуатації електроустановок споживачів».

13. Посудини повинні бути забезпечені необхідною кількістю люків та оглядових лючків, що забезпечують огляд, очистку і ремонт посудин, а також монтаж і демонтаж розбірних внутрішніх пристроїв.

Посудини, що складаються з циліндричного корпусу і решіток із закріпленими в них трубками (теплообмінники); посудини, призначені для транспортування і зберігання криогенних рідин, а також посудини, призначені для роботи з речовинами 1-го і 2-го класів небезпеки за ГОСТ 12.1.007, які не викликають корозії і накипу, допускається виготовляти без люків і лючків незалежно від діаметру посудин,

14. Дані Правила поширюються на:

1) посудини, які працюють під тиском води з температурою вище 115 °С або іншої рідини з температурою, що перебільшує температуру кипіння при тиску 0,07 МПа (0,7 кгс/см<sup>2</sup>), без урахування гідростатичного тиску;

2) посудини, що працюють під тиском пари або газу, вищим 0,07 МПа (0,7 кгс/см<sup>2</sup>);

3) балони, призначені для транспортування і збереження зріджених, стиснутих і розчинених газів під тиском, вищим 0,07 МПа (0,7 кгс/см<sup>2</sup>);

4) цистерни та бочки для транспортування і збереження зріджених газів, тиск пари яких при температурі до 50 °С перевищує тиск понад 0,07 МПа (0,7 кгс/см<sup>2</sup>);

5) цистерни і посудини для транспортування і збереження зріджених, стиснутих газів, рідин і сипких тіл, в яких тиск вище 0,07 МПа (0,7 кгс/см<sup>2</sup>) утворюється періодично для їх випорожнення;

б) барокамери.

15. Дані Правила не поширюються на:

1) посудини, що виготовляються відповідно до Правил будови та безпечної експлуатації обладнання і трубопроводів атомних енергетичних устаткувань, а також посудини, що працюють з радіоактивним середовищем;

2) посудини місткістю не більше 0,025 м<sup>3</sup> (25 л) незалежно від тиску, що використовуються для науково-експериментальних цілей;

3) посудини і балони місткістю не більше 0,025 м<sup>3</sup> (25 л), в яких добуток тиску в МПа (кгс/см<sup>2</sup>) на місткість в м<sup>3</sup> (літрах) не перевищує 0,02 (200);

4) посудини, що працюють під тиском, який виникає внаслідок вибуху в середині їх

відповідно до технологічного процесу;

5) посудини, що працюють під вакуумом;

б) частини машин, які не становлять собою самостійних посудин (корпуси насосів або турбін, циліндри двигунів парових, гідравлічних, повітряних машин та компресорів), невідключувані конструктивно вбудовані (встановлені на одному фундаменті з компресором) проміжні холодильники та маслотовологовіддільники компресорних установок, повітряні ковпаки насосів.

### **10.3 Вимоги пожежної безпеки до шляхів евакуації**

За матеріалами статті Трошиної С. з журналу «Охорона праці і пожежна безпека» [24] дотримання протипожежного режиму, підготовка планів евакуації та їх практичне відпрацювання, утримання евакуаційних шляхів і виходів у належному стані, щоб унеможливити нещасні випадки та затримку під час евакуації людей у разі виникнення пожеж та інших надзвичайних ситуацій, покладається на керівників підприємств, а також уповноважених ними осіб.

Розглянемо основні вимоги пожежної безпеки шляхів евакуації [24].

#### *Проведення евакуації з приміщень і будівель*

1. Проведення організованої евакуації з виробничих та інших приміщень і будівель, запобігання проявам паніки і недопущення загибелі людей забезпечується шляхом:

- планування евакуації людей (складання плану евакуації з приміщення з розробленням схеми евакуаційних шляхів та виходів);
- визначення зон, придатних для розміщення евакуйованих з потенційно небезпечних зон;
- організації управління евакуацією;
- навчання населення діям під час проведення евакуації.

2. Працівники охорони в разі виявлення пожежі, спрацювання засобів пожежної сигналізації та автоматичного пожежогасіння повинні діяти за заздалегідь розробленою інструкцією, в якій визначаються їхні обов'язки з контролю за

додержанням протипожежного режиму. Заступаючи на чергування, вони зобов'язані пересвідчитися в тому, що шляхи евакуації не захаращено, а двері евакуаційних виходів у разі потреби без перешкод відчиняються.

3. На підприємстві має бути встановлено порядок оповіщення людей про пожежу, з яким необхідно ознайомити всіх працівників.

4. Після оповіщення про пожежу до початку евакуації проходить певна затримка залежно від того, яку із систем оповіщення було використано для повідомлення про надзвичайну ситуацію.

### *Загальні вимоги до евакуаційних шляхів*

1. Як **евакуаційні виходи** можуть використовуватись дверні отвори, якщо вони ведуть з приміщень:

- безпосередньо назовні;
- на сходовий майданчик з виходом назовні безпосередньо або через вестибюль;
- у прохід або коридор з безпосереднім виходом назовні або на сходову майданчик;
- у сусідні приміщення того ж поверху з вогнестійкістю не нижче III ступеня, що не містять виробництв, які належать за вибухопожежною та пожежною небезпекою до категорій А, Б і В і мають безпосередній вихід назовні або на сходовий майданчик.

2. У разі потреби при вимушеній евакуації можуть використовуватись виходи, якими не користуються при звичайному русі (так звані **запасні виходи**).

3. До **евакуаційних шляхів** відносять такі, які ведуть до евакуаційного виходу і забезпечують рух протягом певного часу. Найпоширенішими шляхами евакуації є проходи, коридори, сходи, тамбури, фойє, холи, вестибюлі. Шляхи сполучення, пов'язані з механічним приводом (ліфти, ескалатори), при евакуації не використовуються, оскільки при пожежі або аварії вони можуть вийти з ладу.

4. Наявність та напрямок руху до евакуаційних шляхів та виходів має бути позначено відповідними знаками безпеки згідно з ГОСТ 12.4.026-76 та змінами,

внесеними в нього ДСТУ ISO 6309:2007.

5. Для безпечної евакуації шляхи та виходи мають відповідати таким вимогам:

1) евакуаційні шляхи і виходи повинні утримуватися вільними, не захащуватися та у разі потреби забезпечувати евакуацію всіх людей, які перебувають у приміщеннях;

2) кількість та розміри евакуаційних виходів, їх конструктивні рішення, умови освітленості, забезпечення незадимленості, протяжність шляхів евакуації, їх оздоблення повинні відповідати протипожежним вимогам будівельних норм.

3) у разі розміщення технологічного, експозиційного та іншого обладнання у приміщеннях повинні забезпечуватися евакуаційні проходи до сходових майданчиків та інших шляхів евакуації відповідно до будівельних норм;

4) розміщення крісел в актових і конференц-залах, залах зборів і нарад та в інших подібних приміщеннях повинно відповідати протипожежним вимогам будівельних норм;

5) у приміщенні, яке має один евакуаційний вихід, дозволяється одночасно розміщувати не більше 50 осіб. При перебуванні в приміщенні понад 50 осіб, в ньому повинно бути щонайменше два виходи, які відповідають вимогам будівельних норм;

б) двері на шляхах евакуації повинні відчинятися в напрямку виходу з будівель (приміщень). Допускається влаштування дверей з відчиненням усередину приміщення у разі одночасного перебування в ньому щонайбільше 15 осіб, а також у санвузлах, з балконів, лоджій, майданчиків зовнішніх евакуаційних сходів (за винятком дверей, що ведуть у повітряну зону незадимлюваного сходового майданчика);

7) за наявності людей у приміщенні двері евакуаційних виходів можуть замикатися лише на внутрішні запори, які легко відмикаються;

8) килими, килимові доріжки й інше покриття підлоги у приміщеннях з масовим перебуванням людей повинні надійно кріпитися до підлоги і бути помірно небезпечними щодо токсичності продуктів горіння, мати помірну димоутворювальну здатність згідно з ГОСТ 12.1.044-89 «ССБТ.



Пожаровзрывоопасность веществ и материалов. Номенклатура показателей и методы их определения» та відповідати групам поширення полум'я РП1, РП2 згідно з ДСТУ Б В.2.7-70-98 «Будівельні матеріали. Метод випробування на розповсюдження полум'я»;

9) сходові марші та майданчики повинні мати справні огорожі із поруччям, які не повинні зменшувати їх ширину, встановлену будівельними нормами.

*При влаштуванні евакуаційних шляхів не допускається:*

- улаштувати на шляхах евакуації пороги, виступи, турнікети, двері розсувні, підйомні, такі, що обертаються, та інші пристрої, які перешкоджають вільній евакуації людей;
- захарашувати шляхи евакуації меблями, обладнанням, різними матеріалами та готовою продукцією;
- забивати, заварювати, замикати на навісні замки, болтові з'єднання та інші запори, що важко відчиняються зсередини, зовнішні евакуаційні двері будівель;
- застосовувати на шляхах евакуації горючі матеріали для облицювання стін і стель, а також сходів та сходових майданчиків;
- розташовувати у тамбурах виходів, за винятком квартир та індивідуальних житлових будинків, гардероби, вішалки для одягу, сушарні, пристосовувати їх для торгівлі, а також зберігання, у тому числі тимчасового, будь-якого інвентарю та матеріалу;
- захарашувати меблями, устаткуванням та іншими предметами двері, люки на балконах і лоджіях, переходи в суміжні секції та виходи на зовнішні евакуаційні драбини;
- знімати встановлені на балконах (лоджіях) драбини;
- улаштувати на сходових майданчиках приміщення будь-якого призначення, у т. ч. кіоски, ятки, а також виходи з вантажних ліфтів (підйомників), прокладати газопроводи, трубопроводи з ЛЗР та ГР, повітроводи;
- улаштувати у загальних коридорах комори і вбудовані шафи, за винятком шаф для інженерних комунікацій; зберігати в шафах (нішах) для інженерних

комунікацій горючі матеріали, а також інші сторонні предмети;

– розташовувати в ліфтових холах комори, кіоски, ятки тощо;

– установлювати телекамери в проходах таким чином, щоб вони перешкоджали евакуації людей;

– робити засклення або закладання жалюзі і отворів повітряних зон на незадимлюваних сходових майданчиках;

– знімати передбачені проектом двері вестибюлів, холів, тамбурів і сходових майданчиків;

– замінити армоване скло на звичайне у дверях та фрамугах всупереч передбаченому за проектом;

– знімати пристрої для самозачинення дверей сходових майданчиків, коридорів, холів, тамбурів тощо, а також фіксувати самозакривні двері у відчиненому положенні;

– зменшувати нормативну площу фрамуг у зовнішніх стінах сходових майданчиків або закладати їх;

– розвішувати на сходових майданчиках на стінах стенди, панно тощо;

– улаштовувати слизьку підлогу на шляхах евакуації.

## ВИСНОВКИ

В магістерській роботі вирішена практична задача створення відцентрового насоса для перекачування води в системах водопостачання промислових і комунальних об'єктів на параметри: подача  $Q = 200 \text{ м}^3/\text{год}$ ; напір  $H = 30,9 \text{ м}$ .

Основні результати роботи:

1. Проведено аналіз конструктивних схем консольних відцентрових насосів і визначена конструкція насоса типу К.
2. Виконано обґрунтування конструктивної схеми насоса і наведено опис конструкції.
3. Виконано гідравлічні розрахунки: розрахунок і проектування робочого колеса; за коефіцієнтом геометричної подібності визначені основні розміри спірального відводу; розраховані осьова і радіальна сили; проведено розрахунок насоса на кавітацію.
4. Виконано вибір електродвигуна і побудована пускова моментна характеристика.
5. Виконано механічні розрахунки: вала на міцність, довговічності підшипників, шпонкового з'єднання вала з колесом.
6. Розроблено технологічний процес обробки робочого колеса.
7. В економічній частині розглянута система технічного обслуговування і ремонту насоса.
8. У розділі охорони праці розглянуто питання: 1) аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що можуть виникати під час роботи в лабораторії кафедри; 2) конструкція і безпечна експлуатація посудин під тиском; 3) вимоги пожежної безпеки до шляхів евакуації.
9. Розроблені основні креслення спроектованого насоса: монтажне креслення агрегату, складальне креслення насоса, теоретичне креслення робочого колеса, теоретичне креслення відводу, робоче креслення робочого колеса, складальне креслення ротора, технологічне креслення – всього 7 листів ф. А1.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Схема відцентрового насоса [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://uchil.net/images/51/02/4275102.png>
2. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. – Л. : Машиностроение, 1966. – 364 с.
3. Відцентровий насос [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/e/e8/Centrifugal\\_Pump\\_RU.png/220px-Centrifugal\\_Pump\\_RU.png](https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/e/e8/Centrifugal_Pump_RU.png/220px-Centrifugal_Pump_RU.png)
4. Насос типу К [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [http://img.directindustry.com/images\\_di/photo-g/103001-3349049.jpg](http://img.directindustry.com/images_di/photo-g/103001-3349049.jpg)
5. Каталог консольних насосів К [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [http://ueck.ru/catalog/nasosy/konsolnye\\_k-item/](http://ueck.ru/catalog/nasosy/konsolnye_k-item/)
6. Консольні насоси типу К [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://electronpo.ru/konsolnie-nasosi-tipa-k>
7. Відцентровий насос типу К [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://artmar.com.pl/media/2016/08/1596010.jpeg>
8. Робоче колесо відцентрового насоса [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [http://septik.guru/wp-content/uploads/2016/05/rabochie\\_kolesa\\_dlya\\_centrobezhnih\\_nasosov\\_foto\\_largest-300x200.jpg](http://septik.guru/wp-content/uploads/2016/05/rabochie_kolesa_dlya_centrobezhnih_nasosov_foto_largest-300x200.jpg)
9. Робоче колесо відцентрового насоса [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://septik.guru/vodoprovod/nasosyi/tsentrobeznyiy/rabochee-koleso.html>
10. Насоси групи ГМС [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://nempump.com/o-gruppe-gms-2/>
11. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – М. : Машиностроение, 1977. – 288 с.
12. Ржебаева Н. К. Расчет и конструирование центробежных насосов : учеб. пос. / Н. К. Ржебаева, Э. Е. Ржебаев. — Сумы : СумГУ, 2009. — 220 с.

13. Методичні вказівки до виконання курсового та дипломного проектування зі спеціальності 05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика» /укладачі: Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. – Суми : Сумський державний університет, 2013. – 48 с.
14. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності «Розрахунок та проектування консольного насоса з використанням теорії подібності» / укладачі: Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. – Суми: Сумський державний університет, 2011. – 37.
15. Дунаев П. Ф Конструирование узлов и деталей машин /П. Ф Дунаев , О. П. Леликов: учебное пособие для машиностроительных вузов. – М.: Высшая школа, 1985.
16. Иванов М. Н. Детали машин: учеб. для студентов втузов /под ред. В. А. Финогенова.– 6-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 2000. – 383 с.
17. Биргер И. А. Расчет на прочность деталей машин / И. А. Биргер, Б. В. Шор. – М.: Машиностроение, 1979.
18. Руденко П.О. Проектування технологічних процесів у машинобудуванні: навч. посібник. – К.: Вища шк. 1993. – 414 с.
19. Методичні вказівки до виконання технологічного розділу дипломного проекту зі спеціальності 7.05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика» / Укладачі: А.С.Мандрика, А.А.Папченко. - Суми: Сумський державний університет, 2011р. – 36 с.
20. ГОСТ 12.0.003-74 «Опасные и вредные производственные факторы. Классификация».
21. ГОСТ 12.1.030-81 ССБТ. Электробезопасность. Защитное заземление. Зануление.
22. Правила будови та безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://leg.co.ua/knigi/pravila/pravila-budovita-bezpechnoyi-ekspluataciyi-posudin-scho-pracyuyut-pid-tiskom-2.html>.
23. Повітряні ріверсивери [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://shelf.ua/products/air-reseivers/>.

24. Вимоги пожежної безпеки до утримання евакуаційних шляхів і виходів [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://oppb.com.ua/docs/vimogi-pozhezhnoyi-bezpeki-do-utrimannya-evakuaciynih-shlyahiv-i-vihodiv>.

**ДОДАТОК А**

**Маршрутні карти технологічного процесу обробки робочого колеса**