

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

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на тему

Розробка відцентрового насоса на параметри $Q = 2650 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 115 \text{ м}$

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»

(освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідро
пневмоавтоматика»)

Виконавець роботи

Харатян Владислав Ашотович
прізвище, ім'я, по батькові

підпис, дата

Науковий керівник

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

Ратушний Олександр Валерійович
прізвище, ім'я, по батькові

підпис, дата

Суми 2023

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
Прикладної гідроаеромеханіки
_____ Сотник М.І.
“ ___ ” _____ 2023 р.

ЗАВДАННЯ
до випускної роботи бакалавра студенту

Харатяну Владиславу Ашотовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Розробка відцентрового насоса на параметри $Q=2650 \text{ м}^3/\text{год}$,
 $H=115 \text{ м}$ »

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

2. Термін здачі студентом закінченої роботи – 01.06.2023 р.

3. Вихідні дані до проекту:

подача насоса $Q = 2650 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H = 115 \text{ м}$, частота обертів
 $n = 2950 \text{ об/хв.}$, перекачувана рідина – чиста холодна вода.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік завдань, які належить виконати):

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

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

робоче креслення робочого колеса, теоретичне креслення робочого колеса, теоретичне креслення відвода, складальне креслення насоса, креслення вала, креслення ротора.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Найменування етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальна характеристика відцентрових насосів	до 25.05.2022	
2	Вибір конструктивної схеми насоса		
3	Опис конструкції вибраного насоса		
4	Гідравлічні розрахунки		
5	Теоретичне креслення робочого колеса		
6	Виконання розділу «Охорона праці»		
7	Оформлення звіту з практики		
8	Розрахунки з вибору електродвигуна	до 1.05.2022	
9	Розрахунок кінцевого ущільнення		
10	Розрахунки на міцність		
11	Розрахунки з вибору підшипників		
12	Креслення робочого колеса	до 6.05.2022	
13	Складальне креслення насоса	до 15.05.2022	
14	Монтажне креслення насоса	до 22.05.2022	
15	Оформлення ПЗ та графічних матеріалів	до 27.05.2022	
16	Представлення роботи керівнику. Внесення поправок.	до 1.06.2022	
17	Перевірка роботи на плагіат.	до 10.06.2022	
18	Час для попереднього захисту. Підготовка доповіді до захисту.	до 13.06.2022	
19	Розміщення роботи в репозитарій. Отримання рецензії.	до 14.06.2022	
20	Захист роботи в ЕК (згідно графіка захисту).	19-20.06.2022	

Дата видачі завдання - 01.02.2023 р.

Студент

Харатян В. А.

Керівник

Ратушний О. В.

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка, виконана згідно [1] : 68 с., 21 рисуноків, 12 таблиць, 5 літературних джерел.

Графічні матеріали: 6 листів формату А1:

Загальна компоновка насоса (розріз), ротор в сборі, геометрія проточної частини робочого колеса та відводу, креслення робочого колеса, креслення валу.

Мета роботи – розробка насоса відцентрового типу «Д» на параметри $Q=2650$ м³/год, $H=115$ м, $n=2950$ об/хв.

Відповідно до поставленої мети було:

- проведено аналіз і обрана оптимізаційна конструктивна схема насоса;
- виконано гідравлічні розрахунки проточної частини насоса, що проектується (робоче колесо, відвод);
- виконано розрахунки на міцність вала і шпонкового з'єднання;
- проведений розрахунок та вибір підшипників, ущільнень;
- вибрано електродвигун і побудовано його пускову моментну характеристику.

Ключові слова: насос, робоче колесо, гідродинамічні сили, міцність.

У розділі охорони праці виконано:

1. Загальні вимоги з техніки безпеки при обслуговуванні насосного обладнання.
2. Конструкція і безпечна експлуатація запірної арматури.
3. Забезпечення техногенної безпеки.

Зміст

ВСТУП.....	5
1. Опис і обґрунтування обраної конструкції насоса	6
2. Розрахунок та проектування робочого колеса	8
3. Розрахунок та проектування спірального відводу.....	34
4 Розрахунок гідродинамічних сил	41
4.1 Осьові сили, що діють на ротор.....	41
4.2 Радіальна сила.....	42
5 Розрахунок вибору привода насоса	43
6 Розрахунки на міцність.....	48
7. Розрахунок шпонкового з'єднання	56
8. Вибір підшипників та розрахунок на довговічність.....	59
9. Розділ з охорони праці	60
Список використаної літератури	68

					<i>6.131. БР.000.00 ПЗ</i>		
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розроб.</i>		<i>Харатян</i>			<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушіє</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Ратушний</i>			4	70	
<i>Реценз.</i>					<i>СумДУ, гр.ГМ-91-1</i>		
<i>Н. Контр.</i>		<i>Ратушний</i>					
<i>Затверд.</i>							

**Пояснювальна
записка**

ВСТУП

Прогрес техніки, передбачений планами розвитку народного господарства, вимагає відповідного розвитку і насособудування. у даний час виникає необхідність створення нових конструкцій і модернізації насосних агрегатів, що випускаються серійно.

На сьогоднішній день насоси – це дуже різноманітний і розповсюджений тип машин і механізмів, без яких не може обійтись жодна сфера життєдіяльності людей: Насосне устаткування у різних галузях споживає 25-60% всієї енергетичної потужності промисловості. При цьому майже 75% енерговитрат припадає на динамічні насоси.

В Україні експлуатується значна кількість насосів різних типів, при чому багато з цього обладнання експлуатуються вже понад 40 років. Виходячи із зазначеного вище, сучасні промисловість і господарство потребують розроблення нових насосів. Проектування якісного та енергоефективного обладнання, в тому числі насосів типу «Д», дозволить зменшити експлуатаційні затрати на обслуговування насосного обладнання, а також, завдяки новим матеріалам та методам обробки зменшити металоємність складових частин та здешевити їх виготовлення.

Все це набуває особливої значущості ще і з урахуванням сучасних проблем повоєнного відновлення держави.

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

1. Опис і обґрунтування обраної конструкції насоса

1.1 Конструктивні особливості насосів типу «Д».

При відносно високих подачах ($Q > 12500$ м³/год), але низьких напорах ($H < 160$ м) зазвичай застосовуються насоси двостороннього входу типу Д. Такі насоси призначені для перекачування чистих і злегка забруднених нейтральних рідин. Насоси типу Д застосовуються в системах водопостачання, меліорації, як циркуляційні тощо.

Насос типу Д (рис. 1.1) – горизонтальний одноступеневий. Корпус насоса має роз'єм у горизонтальній площині, що проходить через вісь ротора. Корпус складається з двох частин – нижньої частини та кришки, які з'єднані між собою шпильками. У корпусі відлиті канали напівспірального підводу та спірального відводу. Вхідний та напірний патрубки відлиті спільно з нижньою частиною корпусу та спрямовані горизонтально у протилежні сторони, що дозволяє проводити огляд внутрішніх порожнин насоса без від'єднання трубопроводів. У корпусі виконані отвори, для випуску повітря, зливу води з насоса, приєднання манометрів, які закриті пробками, а також отвори відбору води для затвора сальника.

Основні деталі насосів загального призначення виготовляють із сірого чавуну та вуглецевої сталі. Для виготовлення швидкозношуваних деталей іноді застосовують хромисті сталі.

Спіральний корпус насоса двостороннього входу є базовою деталлю насосів. Корпус складається з двох частин: нижньої частини і кришки, з'єднаних між собою шпильками з ковпачковими гайками. У нижній частині корпусу відлиті вхідний і напірний патрубки і опорні лапи. По роз'єму корпусу прокладена паронітові прокладка. Площина роз'єму закрита захисним козирком.

Кришка спірального корпусу являє собою фасонний виливок, який задовольняє вимогам міцності і густини. У виливку виконані елементи проточної частини: елементи напівспірального підводу і спірального відводу. Кришка кріпиться до нижньої частини корпусу насоса шпильками. Внутрішні розточки

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

отворів виконують у зборі з нижньою частиною корпусу. Розміри, які одержуються обробкою в зборі, заведені у квадратні дужки.

Насоси високого тиску і гарячі насоси мають корпуси з вуглецевої сталі. Для насосів загального призначення кришки відливають з сірого чавуну. Для агресивних рідин матеріал корпусу повинен вибиратися з умов забезпечення стійкості до перекачуваного середовищі і гарних ливарних якостей.

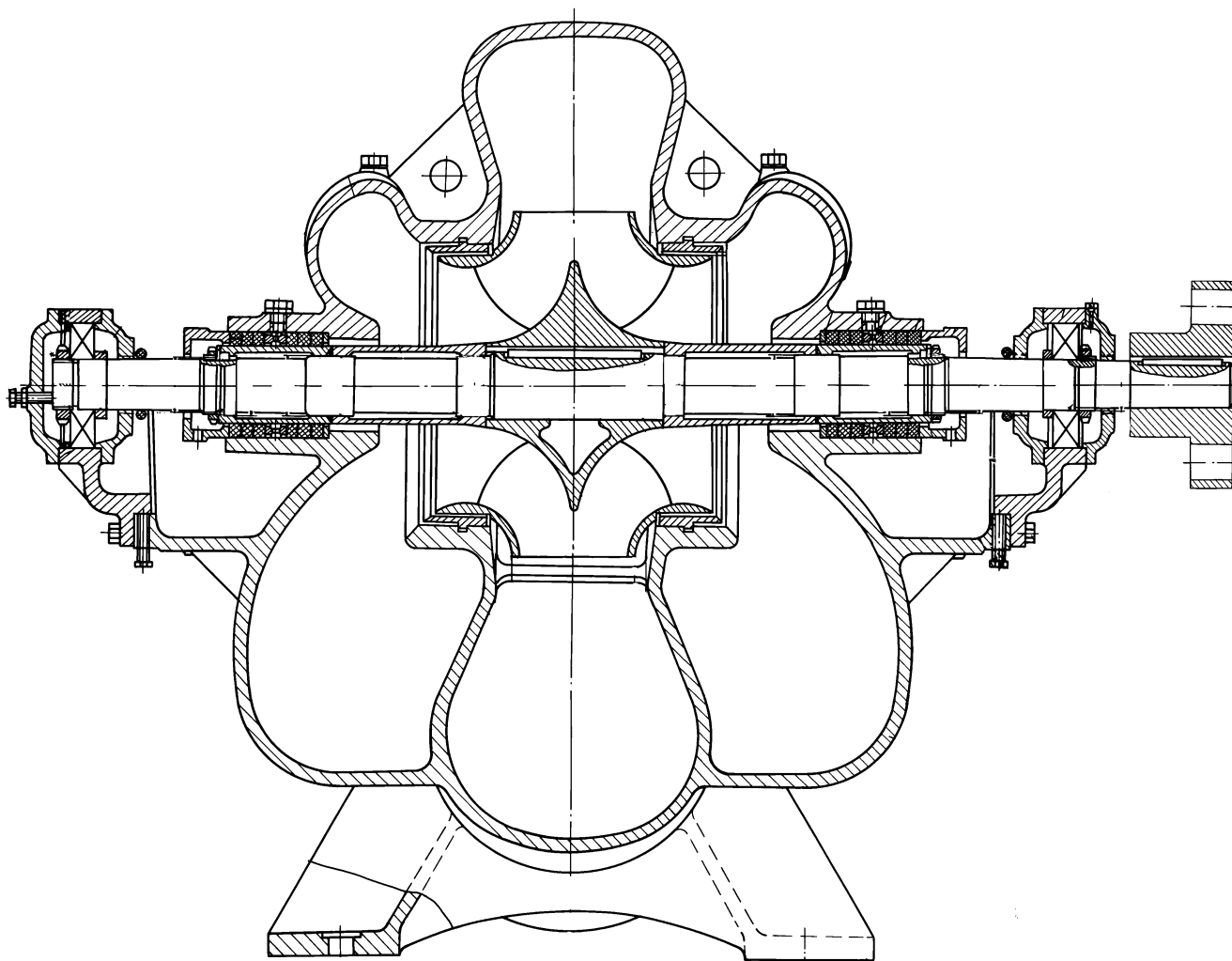


Рисунок 1.1 – Конструктивна схема насоса

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

6.131. БР.000.00 ПЗ

Арк.

7

2. Розрахунок та проектування робочого колеса.

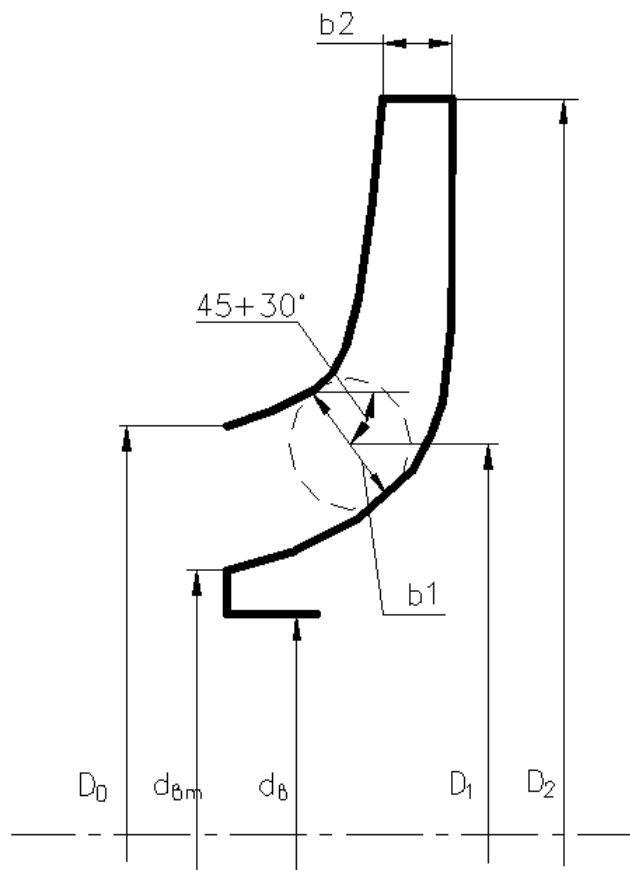


Рисунок 2.1 - Основні геометричні параметри РК

Вихідні данні:

Подача: $Q_H = 2650$ [м³/год].

Напір: $H = 115$ [м].

Частота обертів ротора: $n = 2950$ [об/хв].

Число потоків - $j = 2$.

Густина рідини - $\rho = 998$ [кг/м³]

Розрахунки виконано згідно загальноприйнятої методики, наведеної у [2-4].

2.1 Визначення основних геометричних параметрів:

Визначення коефіцієнта швидкохідності:

$$n_s = \frac{3.65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{3/4}} \quad (2.1)$$

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

Подача ступені:

$$Q = \frac{Q_H}{j} \quad (2.2)$$

$$Q = \frac{2650}{2} = 1325 \text{ [м}^3\text{/год]}$$

Тоді:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 2950 \cdot \sqrt{\frac{1325}{3600}}}{(115)^{3/4}} = 186$$

Визначення приведенного діаметра робочого колеса визначається за формулою Д.Я. Суханова :

$$D_{1\text{пр}} = K_{\text{вх}} \cdot \sqrt{\frac{Q}{n}} \quad (2.3)$$

Де $K_{\text{вх}} = 3.5 \div 5.0$ - коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса

Приймаємо $K_{\text{вх}} = 3,5$

$$D_{1\text{пр}} = 3,5 \cdot \sqrt{\frac{1325}{2950 \cdot 3600}} = 0.175 \text{ [м]}$$

Визначення повного ККД насоса:

Об'ємний ККД визначається за формулою А.А. Ломакіна:

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-(2/3)}} \quad (2.4)$$

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 186^{-(2/3)}} = 0,97$$

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

Гідравлічний ККД визначається за формулою А.А. Ломакіна

$$\eta_{\Gamma} = \frac{0.42}{[\lg D_{1np} - 0,172]^2} \quad (2.5)$$

$$\eta_{\Gamma} = \frac{0.42}{[\lg 0,176 - 0,172]^2} = 0,902$$

Внутрішній механічний ККД визначається за формулою А.А. Ломакіна:

$$\eta_{\text{мех}' } = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^{-2}} \quad (2.6)$$

$$\eta_{\text{мех}' } = \frac{1}{1 + 820 \cdot 186^{-2}} = 0,976$$

Зовнішній механічний ККД задаємося $\eta_{\text{мех}} = 0,95 \div 0,99$. Приймаємо $\eta_{\text{мех}} = 0,98$.

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta_{\text{мех}' } \cdot \eta_{\text{мех}} \quad (2.7)$$

$$\eta = 0,97 \cdot 0,902 \cdot 0,976 \cdot 0,98 = 0,837$$

Визначення подачі робочого колеса:

$$Q_{\text{рк}} = \frac{Q}{\eta_0} \quad (2.8)$$

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

$$Q_{\text{рк}} = \frac{1325}{0,98} = 1352 \text{ [м}^3\text{/год]}$$

Теоретичний напір робочого колеса:

$$H_{\text{т}} = \frac{H}{\eta_{\text{г}}} \quad (2.9)$$

$$H_{\text{т}} = \frac{115}{0,902} = 125 \text{ [м]}$$

Потужність, споживана насосом:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta} \quad (2.10)$$

$$N = \frac{998 \cdot 9,81 \cdot 115 \cdot 2650}{0,837 \cdot 3600} = 990183 \text{ [Вт]} = 990,2 \text{ [кВт]}$$

Визначення максимальної потужності на валу насоса:

$$N_{\text{max}} = N \cdot 1,1 \quad (2.11)$$

$$N_{\text{max}} = 990,3 \cdot 1,1 = 1089,20 \text{ [кВт]}$$

Визначення діаметру валу під робочим колесом, м визначається із розрахунку на кручення :

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot [\tau]}} \quad (2.12)$$

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

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

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

Крутний момент на валу насоса:

$$M = \frac{30 \cdot N_{max}}{\pi \cdot n} \quad (2.13)$$

$$M = \frac{30 \cdot 1089200}{3,14 \cdot 2950} = 3526 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Допустиме навантаження на кручення приймаємо $[\tau] = 390 \cdot 10^5 \text{ [Н/м}^2\text{]}$

Отже

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3526}{3,14 \cdot 390 \cdot 10^5}} = 0,076 \text{ [м]}$$

Приймаємо $d_B = 76 \text{ [мм]}$

Визначення діаметра втулки:

$$d_{BT} = (1,1 \div 1,4) \cdot d_B \quad (2.14)$$

$$d_{BT} = 1,1 \cdot 0,076 = 0,084 \text{ [м]}$$

Діаметр вхідної воронки робочого колеса визначається за формулою:

$$D_{1пр} = \sqrt{D_0^2 - d_{BT}^2} \quad (2.15)$$

Тоді

$$D_0 = \sqrt{D_{1пр}^2 + d_{BT}^2} = \sqrt{0,176^2 + 0,084^2} = 0,195 \text{ [м]}$$

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

Швидкість потоку на вході в робоче колесо знаходять за формулою Руднева С.С.
:

$$V_0 = (0,06 \dots 0,08) \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_{\text{рк}} \cdot n^2}{3600}} \quad (2.16)$$

$$V_0 = 0.061 \cdot \sqrt[3]{\frac{1352 \cdot 2950^2}{3600}} = 9 \text{ [м/с]}$$

2.2 Визначення діаметра вхідної кромки.

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

Орієнтовно приймають що $D_1 = D_0 = 0,195 \text{ [м]}$

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

$$V_{1m'} = V_0 = 9 \text{ [м/с]}$$

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості зростає:

$$V_{1m} = V_{1m'} \cdot \psi_1 \quad (2.17)$$

де $\psi_1 = 1.15 \dots 1.30$ - коефіцієнт стиснення потоку на вході.

$$V_{1m} = 9 \cdot 1,15 = 10,35 \text{ [м/с]}$$

Кут потоку на вході розраховується із трикутника швидкостей:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}} \quad (2.18)$$

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

де U_1 - переносна швидкість на вході в робоче колесо;

V_{1u} - колова складова абсолютної швидкості на вході в робоче колесо.

Переносна швидкість на вході в робоче колесо:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} \quad (2.19)$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,195 \cdot 2950}{60} = 30,1 [\text{м/с}]$$

Колова складова абсолютної швидкості на вході в робоче колесо:

$$V_{1u} = \frac{0,12 \cdot \sqrt[3]{\frac{n \cdot Q_{\text{рк}}^2}{3600^2}}}{D_1} \quad (2.20)$$

$$V_{1u} = \frac{0,12 \cdot \sqrt[3]{\frac{2950 \cdot 1352^2}{3600^2}}}{0,195} = 4,65 [\text{м/с}]$$

Тоді:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{10,35}{30,1 - 4,65} = 22^\circ$$

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

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta \quad (2.21)$$

$$\beta_1 = 22 + 3 = 25^\circ$$

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

Кут $\beta_1 = 15^\circ \dots 30^\circ$ повинен бути в інтервалі 15-30°. Кут атаки $\Delta\beta = 3^\circ \dots 8^\circ$ вводить з метою зменшення гідравлічних втрат у робочому колесі та поліпшення кавітаційних якостей.

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

Товщину лопаті РК вибирають з технологічних міркувань (у залежності від матеріалу РК, його розмірів і технологічних ливарних можливостей підприємства). Орієнтовно можна прийняти товщину лопаті на вході в РК $S_1 = 2 \dots 10$ [мм] при $D_2 = 150 \dots 500$ [мм]. Товщина лопаті на виході з РК S_2 часто приймається рівною S_1 , а до середини товщина лопаті плавно зростає.

Виходячи з вищевказаного, з обліком того, що матеріал РК – сталь 20X13Л ГОСТ 977-88, приймаємо товщину лопаті $S_1 = 5$ [мм], а число лопатей $z = 7$.

Уточнимо коефіцієнт стиснення потоку ψ_1 :

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_1}{2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot \sin \beta_1}} \quad (2.22)$$

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,098 \cdot \sin 25}} = 1,155$$

Робимо перевірку $|\psi_1 - \psi_1'| = |1,15 - 1,155| = 0,005$

Знайдені значення ψ_1 та β_1 знаходяться в рекомендованих межах:

$\beta_1 = 15 \dots 30^\circ$; $\psi_1 = 1.15 \dots 1.3$.

Ширина робочого колеса на вході визначається із рівняння нерозривності:

$$b_1 = \frac{Q_{\text{РК}}}{\pi \cdot D_1 \cdot V_{1m}} \quad (2.23)$$

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

$$b_1 = \frac{1352/3600}{3,14 \cdot 0,195 \cdot 10,35} = 0,06 \text{ [м]}$$

2.3 Визначення геометричних параметрів виходу з РК

Попереднє значення зовнішнього діаметра робочого колеса D_2 при ($z = \infty$) може бути визначене із основного рівняння роботи лопатевих насосів Ейлера для $V_{1u} = 0$ и $V_{2u} = 0.5U_2$:

$$D_2 = m_2 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}}{n} \quad (2.24)$$

Де m_2 при $n_s > 100$:

$$m_2 = 19,2 \cdot \left(\frac{n_s}{100}\right)^{\frac{1}{6}} \quad (2.25)$$

$$m_2 = 19,2 \cdot \left(\frac{194}{100}\right)^{\frac{1}{6}} = 21,44$$

Тоді:

$$D_2 = 21,44 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 110}}{2950} = 0,338 \text{ [м]}$$

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

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

$$V_{2m}^* = (0,8 \dots 1,1) \cdot V_{1m} \quad (2.26)$$

$$V_{2m}^* = 0,8 \cdot 10,35 = 8,28 \text{ [м/с]}$$

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

Кут на виході із робочого колеса визначається із трикутника швидкостей:

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{W_1}{W_2} \cdot \frac{\psi_2}{\psi_1} \cdot \frac{V_{2m}}{V_{1m}} \cdot \sin\beta_1\right) \quad (2.27)$$

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

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

ψ_2 - коефіцієнт стиснення потоку лопатями на виході із робочого колеса, приймається $\psi_2 = 1,05 \dots 1,1$. Приймаємо $\psi_2 = 1,07$.

V_{2m} - медіальна швидкість на виході із робочого колеса з врахуванням стиснення потоку лопатями, $V_{2m} = \psi_2 \cdot V_{2m}^* = 1,07 \cdot 8,28 = 8,86$ [м/с].

$$\frac{W_1}{W_2} = 3,7 - 0,054 \cdot n_s + 1,0 \cdot 10^{-4} \cdot n_s^2 - 0,98 \cdot 10^{-4} \cdot n_s^3 \quad (2.28)$$

$$\frac{W_1}{W_2} = 3,7 - 0,054 \cdot 194 + 1,0 \cdot 10^{-4} \cdot 194^2 - 0,98 \cdot 10^{-4} \cdot 194^3 = 1,123$$

Тоді

$$\beta_2 = \arcsin\left(1,123 \cdot \frac{1,07}{1,155} \cdot \frac{8,86}{10,35} \cdot \sin 25^\circ\right) = 22^\circ$$

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

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2}\right)^2 + g \cdot H_{T\infty} + V_{1u} \cdot U_1} \quad (2.29)$$

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

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

Теоретичний напір робочого колеса

$$H_{T\infty} = \frac{H_{ст}}{\eta_r \cdot K_z} \quad (2.30)$$

де K_z - поправка на кінцеве число лопатей.

Поправка по Майзелю – Стодолею:

$$K_z = 1 - \frac{\frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}}{V_{2u\infty}} \cdot \frac{\pi}{z} \cdot \sin \beta_2 \quad (2.31)$$

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

$$V_{2u\infty} = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60} - \frac{V_{2m}^*}{\operatorname{tg} \beta_2}$$

$$V_{2u\infty} = \frac{3,14 \cdot 0,338 \cdot 2950}{60} - \frac{8,28}{\operatorname{tg} 22} = 30,58 \text{ [м/с]}$$

Після підстановки отримаємо:

$$K_z = 1 - \frac{\frac{3,14 \cdot 0,338 \cdot 2950}{60}}{30,58} \cdot \frac{3,14}{7} \cdot \sin 22 = 0,709$$

$$H_{T\infty} = \frac{115}{0,902 \cdot 0,709} = 180 \text{ [м]}$$

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

$$U_2 = \frac{8,86}{2 \cdot \operatorname{tg} 22} + \sqrt{\left(\frac{8,86}{2 \cdot \operatorname{tg} 22}\right)^2 + 9,81 \cdot 180 + 4,65 \cdot 30,1} = 55,1 \text{ [м/с]}$$

Уточнене значення зовнішнього діаметру D_2 :

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n} \quad (2.32)$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 55,1}{3,14 \cdot 2950} = 0,356 \text{ [м]}$$

Приймаємо $D_2 = 356 \text{ [мм]}$.

Уточнюємо значення ψ_2' :

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_2}{2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot \sin \beta_2}} \quad (2.33)$$

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,178 \cdot \sin 22}} = 1,071$$

Робимо перевірку $|\psi_2 - \psi_2'| = |1,07 - 1,071| = 0,001$

Ширина робочого колеса на виході:

$$b_2 = \frac{Q_{\text{рк}}}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{2m}} \quad (2.34)$$

$$b_2 = \frac{1384,5/3600}{3,14 \cdot 0,356 \cdot 8,86} = 0,0041 \text{ [м]}$$

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо $b_2 = 41$ мм.

2.4 Побудова меридіанного перерізу

Контури меридіанного перерізу оптимальної форми знаходимо методом послідовних наближень.

Площі нормального перерізу вираховують по формулам початкового (на вході в робоче колесо):

$$F_0 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_0^2 - d_{\text{вг}}^2) \quad (2.35)$$

Кінцевого (на виході із робочого колеса):

$$F_0 = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (2.36)$$

Проміжних:

$$F_i = 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot b_i \quad (2.37)$$

Де r_i - розмір від осі робочого колеса до центру вписаного кола;

b_i - діаметр окружності.

Розрахунки ведемо в табличній формі (табл. 2.1) по даним таблиці будуємо графік $F=f(l)$ і зрівнюють з рекомендованою формою залежності $F=f(l)$.

Розрахунки з підготовки меридіанного перерізу робочого колеса для проектування лопаті.

Для робочих коліс с $n_s \leq 100$ рекомендується кількість потоків $k = 2$, кількість розрахункових перерізів (ліній току) $n = 3$.

Нариси ліній току знаходять методом послідовних наближень з запропонованого рівно швидкісного потоку, що відповідає постійності меридіальної швидкості вздовж даної нормалі.

Витрати через кожний розрахунковий переріз вздовж нормалі, m^3 / c :

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

$$q = \frac{Q_{\text{р.к.}}}{3600 \cdot K} = 2 \cdot \pi \cdot V_m \cdot (r_{\text{ц.т.}} \cdot l)_k \quad (2.38)$$

де l - довжина відрізка нормалі між сусідніми лініями току, м;

$r_{\text{ц.т.}}$ - відстань центра тяжіння відрізка l до осі робочого колеса, м.

Оскільки швидкість V_m вздовж нормалі постійна, то вище приведенний вираз приймає вид:

$$r_{\text{ц.т.}} \cdot l = \text{const} \quad (2.39)$$

2.5 Побудова меридіанного перерізу

Розрахунки для проектування меридіанного перерізу робочого колеса:

Контури меридіанного перерізу оптимальної форми знаходимо методом послідовних наближень.

Площі нормального перерізу вираховують по формулам початкового (на вході в робоче колесо):

$$F_0 = \frac{3,14}{4} \cdot (195^2 - 84^2) = 24311$$

Кінцевого (на виході із робочого колеса):

$$F_0 = 3,14 \cdot 356 \cdot 41 = 45831$$

Де r_i - розмір від осі робочого колеса до центру вписаного кола;

b_i - діаметр окружності.

Розрахунки ведемо в табличній формі (табл. 2.1) по даним таблиці будуємо графік $F=f(l)$ і зрівнюють з рекомендованою формою залежності $F=f(l)$.

Розрахунки з підготовки меридіанного перерізу робочого колеса для проектування лопаті.

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

Для робочих коліс с $n_s \leq 100$ рекомендується кількість потоків $k = 2$, кількість розрахункових перерізів (ліній току) $n = 3$.

Нариси ліній току знаходять методом послідовних наближень з запропонованого рівно швидкісного потоку, що відповідає постійності меридіальної швидкості вздовж даної нормалі.

Данні розрахунку виконують в табличній формі (табл. 2.1.).

Таблиця 2.1 - Данні розрахунку

№	b_i	r_i	Δl_i	F_i
1	55,5	69,75	-	24311
2	55,58	73,21	20,95	25553
3	54,17	83,35	40,31	28355
4	51,28	99,78	59,24	32133
5	48,3	115,13	75,51	34922
6	45,3	135,91	88,2	38664
7	43,11	156,8	105,4	42451
8	41	178	124	45831

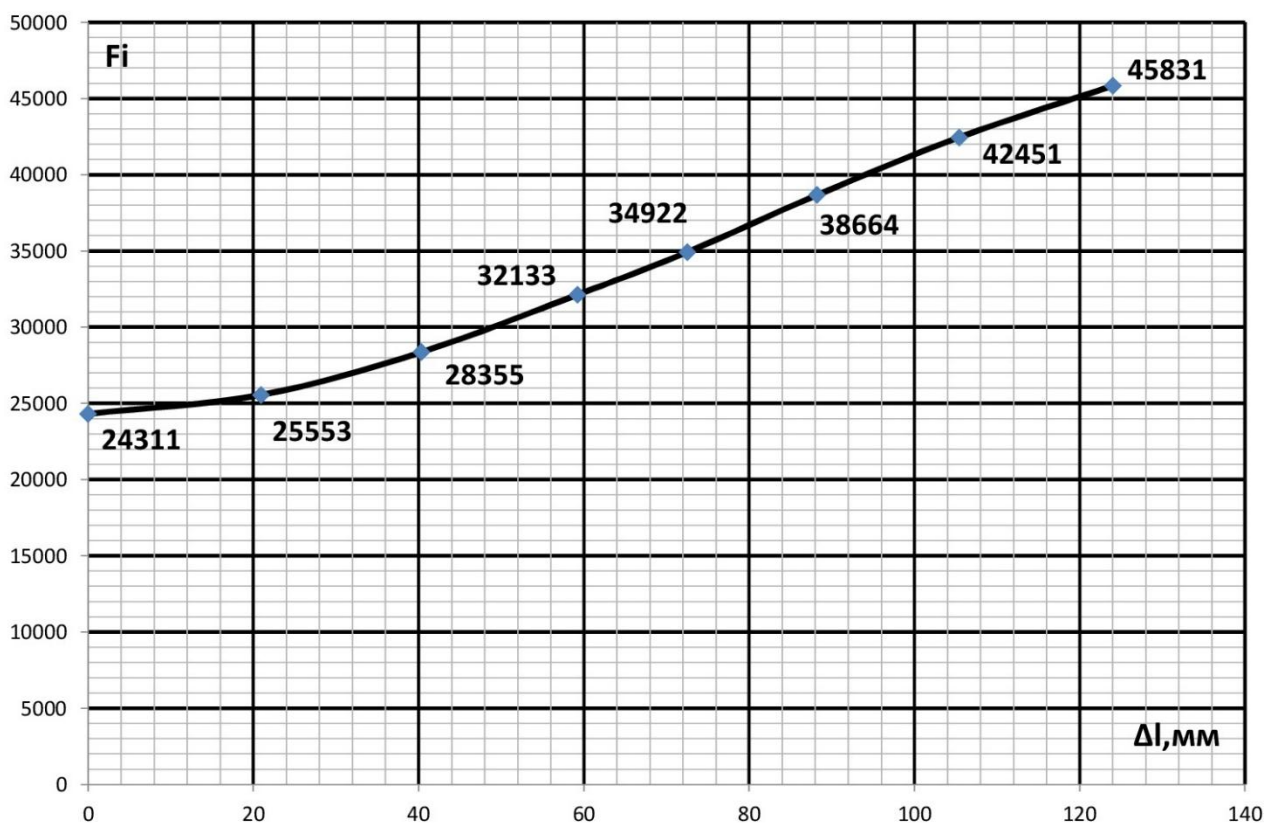


Рисунок 2.1- Графік зміни площ меридіанного перерізу РК

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

6.131. БР.000.00 ПЗ

Арк.

22

За даними таблиці 2.1 будемо графік зміни площ меридіанного перерізу РК

2.6 Підготовка меридіанного перерізу РК до профілювання лопаті

При проектуванні РК одержала поширення схема рівношвидкісного потоку, по якій меридіанна швидкість v_m приймається постійною уздовж нормалі.

Практика доводить, що розрахунок РК при $v_m = \text{const}$ уздовж нормалі досить добре забезпечує задані параметри. Розрахункові лінії струму необхідно проводити таким чином, щоб вони поділяли меридіанний перетин РК на ділянки, по яких протікала би однакова витрата енергії. Кількість таких ділянок залежить від n_s . При $n_s = 50 \dots 200$ $k=2$; $n=3$, де k – кількість потоків; n – кількість ліній струму. Розбивка ліній струму представлена на рис.2.3.

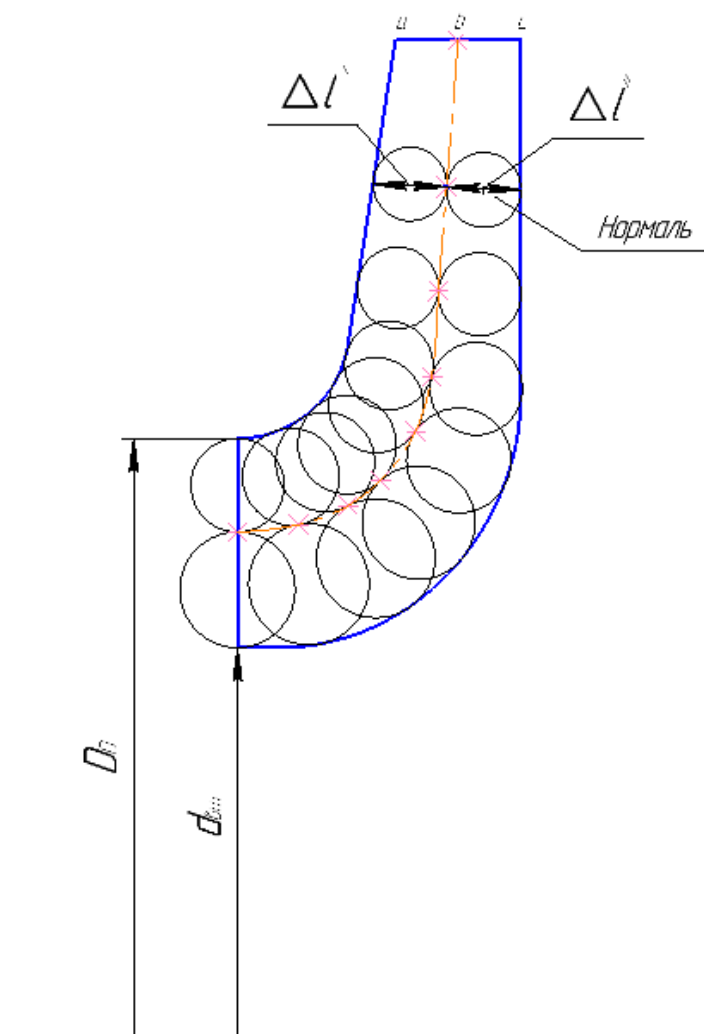


Рисунок 2.3 – Побудова лінії току

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

6.131. БР.000.00 ПЗ

Арк.

23

2.7 Профілювання лопаті

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

Профілювання лопаті здійснюється в наступній послідовності:

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

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

$$\Delta L = R_{\text{к.ц.}}/C = \text{const} \quad (2.40)$$

де $R_{\text{к.ц.}}$ - радіус конформного циліндра;

C - константа,

Приймаємо $R_{\text{к.ц.}} = 170$ мм; $C = 10$, тоді:

$$\Delta L = \frac{170}{10} = 17[\text{мм}]$$

$$\Delta S = \frac{R_{\text{к.ц.}} \cdot \pi}{180} \cdot \Delta \varphi \quad (2.41)$$

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $\Delta\varphi = 10^\circ$ - кут між меридіанним перетином циліндра, тоді:

$$\Delta S = \frac{170 \cdot 3,14}{180} \cdot 10 = 29,7 \text{ [мм]}$$

Довжина координатної сітки в горизонтальному напрямку визначається кутом обхвату Θ . Для $n_s = 100 \dots 300$ $\Theta = 80 \dots 110^\circ$.

Приймаємо кутом обхвату $\Theta = 80^\circ$.

Маємо всі дані для побудови координатної сітки.

Будуємо конформне відображення на поверхні струму:

а – покриваючий диск;

с – середньовитратна лінія струму;

б – основний диск

На відрізку ΔL за умовами конформності:

$$\frac{r_{срi}}{\Delta l} = \frac{R_{к.ц.}}{\Delta L} = const \quad (2.42)$$

де $r_{срi}$ - відстань від осі колеса до середини відрізка l (дивися рис. 2.3).

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

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

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

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

де t - лінійний крок лопатей на розгорненні циліндра, мм:

$$t = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_{\text{к.ц.}}}{z} \quad (2.43)$$

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

Кут охоплення лопаті в плані повинен задовольняти умові:

$$\theta \geq 1,5 \cdot t^0 \quad (2.44)$$

$$e \ t^0 = 360/z,$$

Кут охоплення лопаті в плані задовольняє умові (2.42):

$$t^0 = \frac{360}{7} = 51^\circ$$

$$80^\circ > (1,5 \cdot 51 = 76,5^\circ)$$

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

$$\frac{x_i}{\Delta L} = \frac{y_i}{\Delta l_i} \quad (2.45)$$

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

y_i - відповідна відстань на лінії струму.

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

Таблиця 2.2 – Покриваючий диск

№	1	2	3	4	5	6
$r_{ц.т.}$	169,5	153	140	125	115	105
Δl	16,95	15,3	14,0	12,5	11,5	10,5
$r_{ц.т.}/\Delta l$	10	10	10	10	10	10

Таблиця 2.3 – Середня лінія

№	1	2	3	4	5	6	7
$r_{ц.т.}$	169,5	153	139	125	115	104	95
Δl	16,95	15,3	13,9	12,5	11,5	10,4	9,5
$r_{ц.т.}/\Delta l$	10	10	10	10	10	10	10

Таблиця 2.4 – Основний диск

№	1	2	3	4	5	6	7	8
$r_{ц.т.}$	169,5	153	139	125	114	103	94	85
Δl	16,95	15,3	13,9	12,5	11,4	10,3	9,4	8,5
$r_{ц.т.}/\Delta l$	10	10	10	10	10	10	10	10

2.8 Вибір положення вхідної кромки і визначення кутів входу

Для прийнятого положення вхідної кромки визначаємо кути входу для кожного перерізу a,b,c.

Визначимо окружну швидкість:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_{вх} \cdot n}{60}$$

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

де $D_{\text{вх}}$ - діаметр окружності на який лежить дана точка входу, м; по рис.4:

Струминка а:

$$U_{1a} = \frac{3,14 \cdot 0,218 \cdot 2950}{60} = 33,7 \text{ [м/с]}$$

Струминка б:

$$U_{1b} = \frac{3,14 \cdot 0,195 \cdot 2950}{60} = 30,1 \text{ [м/с]}$$

Струминка с:

$$U_{1c} = \frac{3,14 \cdot 0,166 \cdot 2950}{60} = 25,6 \text{ [м/с]}$$

Колова складова абсолютної швидкості на вході в робоче колесо:

$$V_{1u} = \frac{0,12 \cdot \sqrt[3]{\frac{n \cdot Q_{\text{рк}}^2}{3600^2}}}{D_{\text{вх}}}$$

Струминка а:

$$V_{1ua} = \frac{0,12 \cdot \sqrt[3]{\frac{2950 \cdot 1384,5^2}{3600^2}}}{0,218} = 4,16 \text{ [м/с]}$$

Струминка б:

$$V_{1ub} = \frac{0,12 \cdot \sqrt[3]{\frac{2950 \cdot 1384,5^2}{3600^2}}}{0,195} = 4,65 \text{ [м/с]}$$

Струминка с:

$$V_{1uc} = \frac{0,12 \cdot \sqrt[3]{\frac{2950 \cdot 1384,5^2}{3600^2}}}{0,166} = 5,46 \text{ [м/с]}$$

Визначаємо кут потоку на вході в РК:

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

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Струминка а:

$$\beta_{1na} = \operatorname{arctg} \frac{10,35}{33,7 - 4,16} = 18^\circ$$

Струминка б:

$$\beta_{1nb} = \operatorname{arctg} \frac{10,35}{30,1 - 4,65} = 22,0^\circ$$

Струминка с:

$$\beta_{1nc} = \operatorname{arctg} \frac{10,35}{25,6 - 5,46} = 29^\circ$$

Знаходимо кут потоку на вході з урахуванням кута атаки:

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta$$

Струминка а:

$$\beta_{1a} = 18 + 1 = 19^\circ$$

Струминка б:

$$\beta_{1b} = 22 + 3 = 25^\circ$$

Струминка с:

$$\beta_{1c} = 29 + 5 = 34^\circ$$

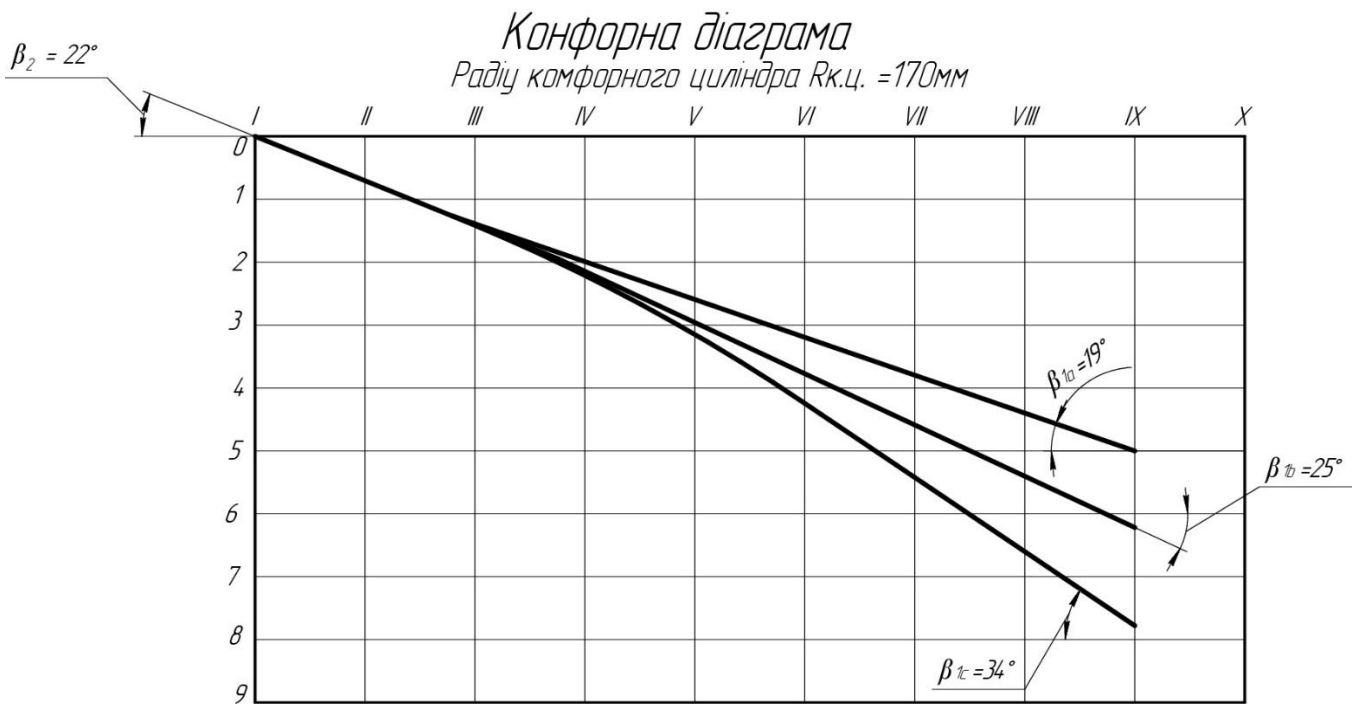


Рисунок 2.4 - Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра
(комфортна діаграма)

2.9 Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса.

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

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

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

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

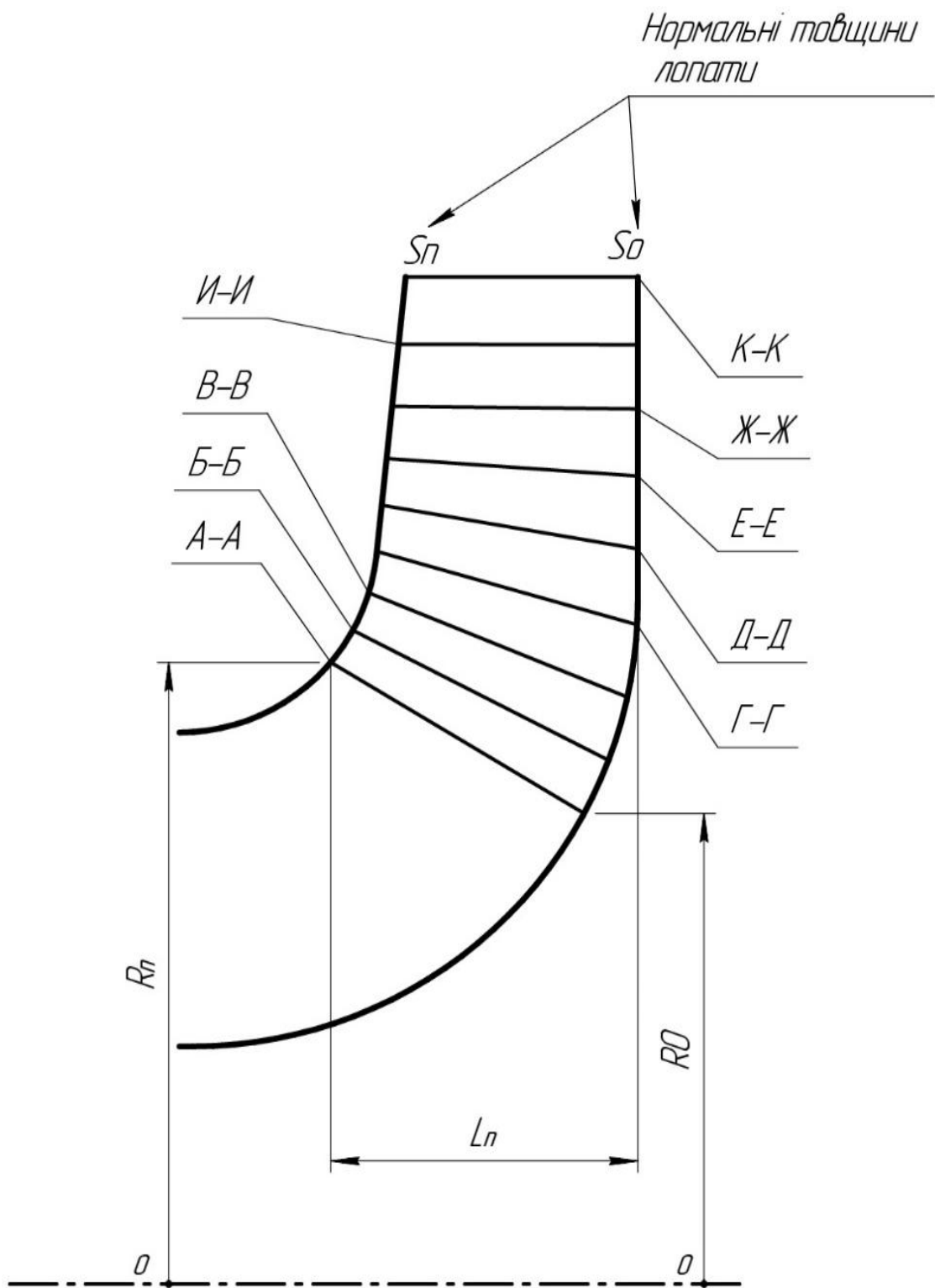


Рисунок 2.5 - Меридіанні перерізи лицьової сторони поверхні лопати

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

6.131. БР.000.00 ПЗ

2.10 Побудова лопаті в плані

Проекція лопаті на площину, перпендикулярну осі обертання робочого колеса, називають планом лопаті.

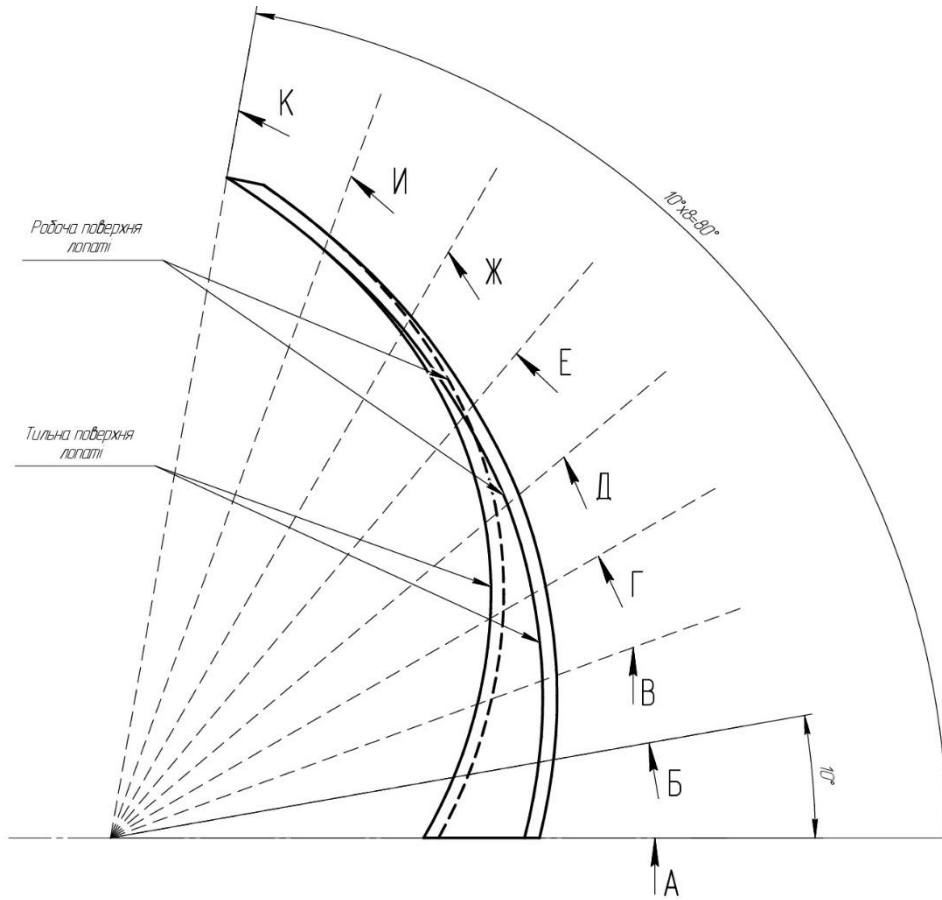


Рисунок 2.6 - Лопать в плані

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

6.131. БР.000.00 ПЗ

Арк.

32

3. Розрахунок та проектування спірального відводу

Вихідні данні для розрахунку спірального відводу наступні:

Подача насоса	$Q = 2650 \text{ [м}^3\text{/год]}$
Напір насоса	$H = 115 \text{ [м]}$
Частота обертів ротора:	$n = 2950 \text{ [об/хв].}$
Коефіцієнта швидкохідності	$n_s = 194$
Гідравлічний ККД	$\eta_r = 0.902$
Зовнішній діаметр р.к.	$D_2 = 356 \text{ [мм]}$
Ширина р.к. на виході	$b_2 = 82 \text{ [мм]}_{\text{мм}}$

Розрахунки виконано згідно загальноприйнятої методики, наведеної у [4-5].

Розрахунок та проектування спіральної камери:

Визначення діаметру початкового кола D_3 та ширини входу в спіраль b_3

Розміри D_3 та b_3 є постійними для спіральної камери.

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

$$R_3 = (1 + 10^{-3} \cdot n_s) \cdot R_2 \quad (3.1)$$

$$R_3 = (1 + 10^{-3} \cdot 194) \cdot 0,178 = 0,212 \text{ [м]}$$

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

Для визначення b_3 рекомендовані наступні залежності:

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

Де $m = 1,75$

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

$$b_3 = 1,75 \cdot 0,082 = 0,1435 \text{ [м]}$$

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

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

$a/h = 0.25 \dots 0.5$ в розрахунковому перерізі $n_s > 80$.

Приймаємо $a/h = 0.45$, Радіус заокруглення r' рекомендують визначати з умов:

$$r' = (0.5 \dots 0.7) \cdot b_3 \quad (3.3)$$

$$r' = 0,5 \cdot 0,1435 = 0,07175 \text{ [м]}$$

Визначення кута обхвату спіралі (живильної частини) $\varphi_{сп}$ залежить від коефіцієнту швидкохідності n_s і може бути вибраний із таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Залежність кута обхвату спіралі від коефіцієнту швидкохідності

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

Визначення пропускної здатності спіралі $A_{сп.розр.}$

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

$$A_{сп.розр.} = \frac{\varphi_{сп}}{360} \cdot \frac{\pi \cdot \eta_r \cdot n \cdot Q}{30 \cdot H \cdot g} \quad (3.4)$$

$$A_{сп.розр.} = \frac{325}{360} \cdot \frac{3,14 \cdot 0,902 \cdot 2950 \cdot 2700}{30 \cdot 110 \cdot 9,81 \cdot 3600} = 0,175 \text{ [м]}$$

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

Визначення площі розрахункового перерізу.

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

В таблиці ΔQ_i визначається по формулі:

$$\Delta Q_i = K_2 \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r_i \cdot \frac{360}{\varphi_{сп}} \quad (3.5)$$

Де $\Delta r_i = 30$ [мм].

Визначаємо момент швидкості на виході із робочого колеса:

$$K_2 = \frac{30 \cdot H \cdot g}{\pi \cdot \eta_r \cdot n} \quad (3.6)$$

$$K_2 = \frac{30 \cdot 110 \cdot 9,81}{3,14 \cdot 0,902 \cdot 2950} = 3,875 \left[\frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right]$$

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

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

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

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.2 - Побудова меридіанних перерізів спіралі.

№	r_i	b_i	$B_i = \frac{b_i}{r_i}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$	$K_2 \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r$	$\sum \Delta Q_i$
1	212	143,5	0,677	0,6685	0,0777	0,086
2	242	159,6	0,66			
3	272	175,7	0,646	0,653	0,076	0,17
4	302	191,7	0,635	0,64	0,0744	0,252
5	332	207,8	0,626	0,63	0,0732	0,333
6	362	224	0,619	0,623	0,0724	0,413
7	392	240	0,612	0,616	0,0716	0,492
8	422	256	0,607	0,61	0,0709	0,571
9	452	272	0,602	0,605	0,0703	0,649
10	482	288,2	0,598	0,6	0,0698	0,726
11	512	304,3	0,594	0,596	0,0693	0,803

Перевірка правильності визначення $F_{роз.}$.

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

$$(0.95 \dots 1.0) \cdot A_{сп.граф.} = A_{сп.роз.} \quad (3.7)$$

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

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

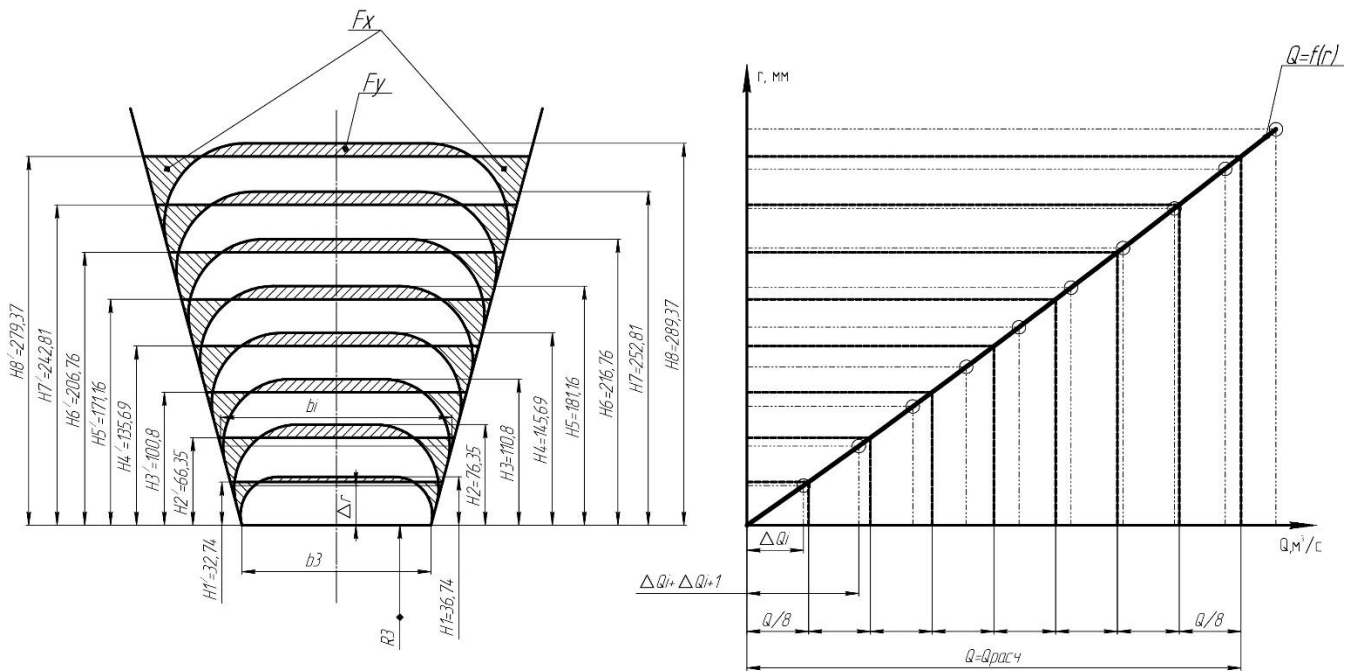


Рисунок 3.1 - Побудова меридіональних перерізів відводу

$$(0.95 \dots 1.0) \cdot A_{\text{сп.граф.}} = A_{\text{сп.розн.}} = \frac{F_{\text{пр}}}{\rho} \quad (3.8)$$

Де ρ – полюсна відстань. Для простоти побудови прийнемо $\rho = R_3 = 212$ [мм].

$F_{\text{пр}} = 37038$ [мм²] – приведена площа.

Тоді:

$$A_{\text{сп.розн.}} = \frac{37038}{212} = 174.7 \text{ [мм]} = 0.1747 \text{ [м]}$$

Тоді

$$\frac{A_{\text{сп.розн.}}}{A_{\text{сп.граф.}}} = \frac{0.1747}{0.175} = 0.998$$

Можна зробити висновок, що площа розрахункового перерізу визначена вірно.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Визначення площі проміжних перерізів.

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

Розрахунок дифузорові частини відводу.

Дифузор починається від розрахункового перерізу 8 та закінчується напірним патрубком $D_{\text{вих}}$:

$$D_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V_{\text{вих}}}} \quad (3.9)$$

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

Приймаємо $V_{\text{вих}} = 2,5$ [м/с], тоді:

$$D_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2700}{3,14 \cdot 3,8 \cdot 3600}} = 0.501 \text{ [м]}$$

Згідно рекомендацій корегуємо $D_{\text{вих}}$ згідно рекомендацій та приймаємо $D_{\text{вих}} = 500$ мм.

Довжина дифузора повинна знаходитись з умов мінімальних гідравлічних втрат:

$$\varepsilon_{\text{опт}} = 2 \cdot \arctg\left(\frac{D_{\text{вих}} - d_{\text{екв}}}{2 \cdot L}\right) \quad (3.10)$$

Де $\varepsilon_{\text{опт}} = 8 \dots 12^\circ$ – кут конусності дифузора. Приймаємо $\varepsilon_{\text{опт}} = 12^\circ$.

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

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{роз}}}{\pi}} \quad (3.11)$$

$$d_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.037}{3.14}} = 0,217[\text{м}]$$

Тоді довжина дифузора дорівнює:

$$L = \frac{D_{\text{вих}} - d_{\text{екв}}}{2 \cdot \text{tg}\left(\frac{\varepsilon_{\text{опт}}}{2}\right)} \quad (3.12)$$

$$L = \frac{0,5 - 0,217}{2 \cdot \text{tg}\left(\frac{12}{2}\right)} = 1,347[\text{м}]$$

Приймаємо $L = 1.4[\text{м}]$.

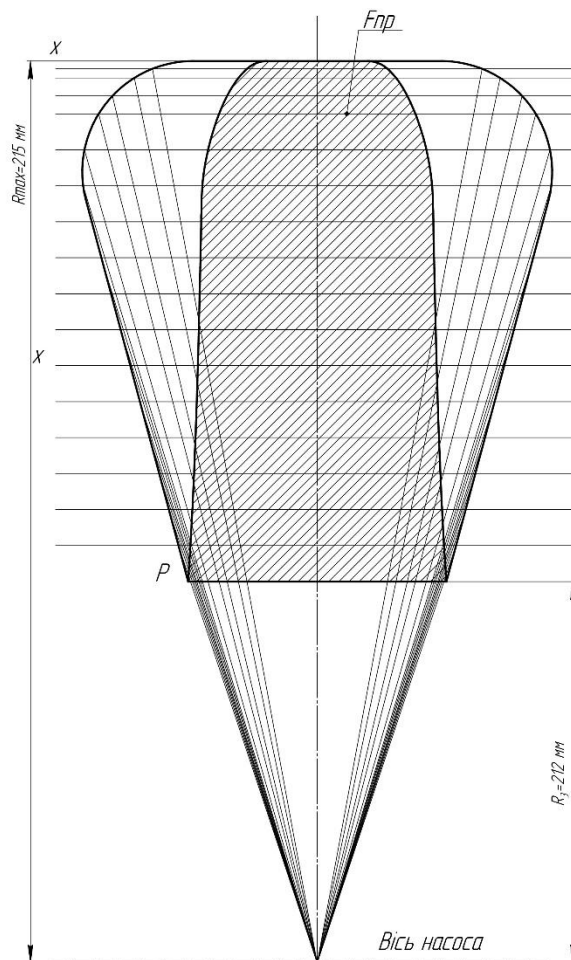


Рисунок 3.2 – Побудова приведенного перерізу

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

6.131. БР.000.00 ПЗ

Арк.

39

Побудова плану спіралі.

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

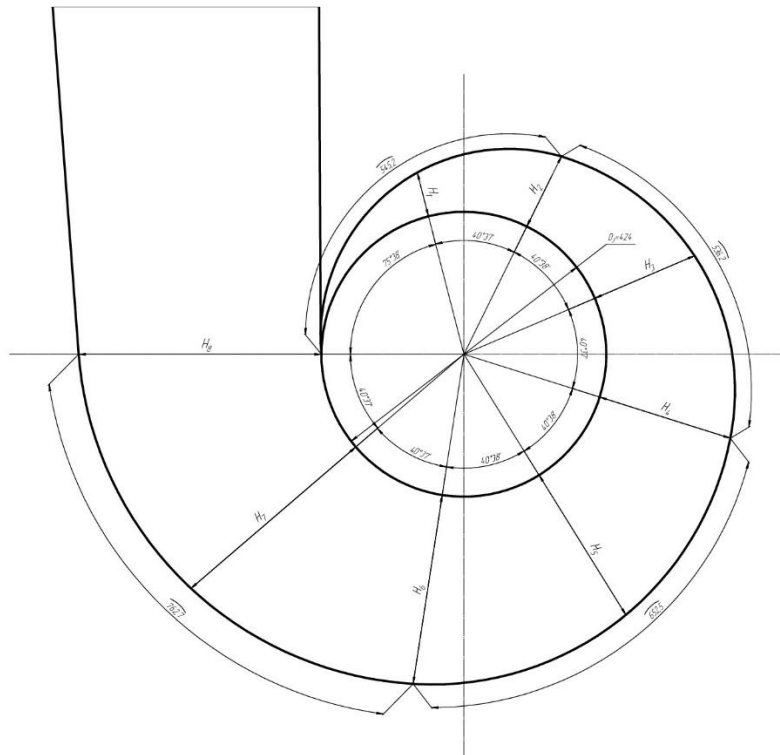


Рисунок 3.3 – План спірального відводу

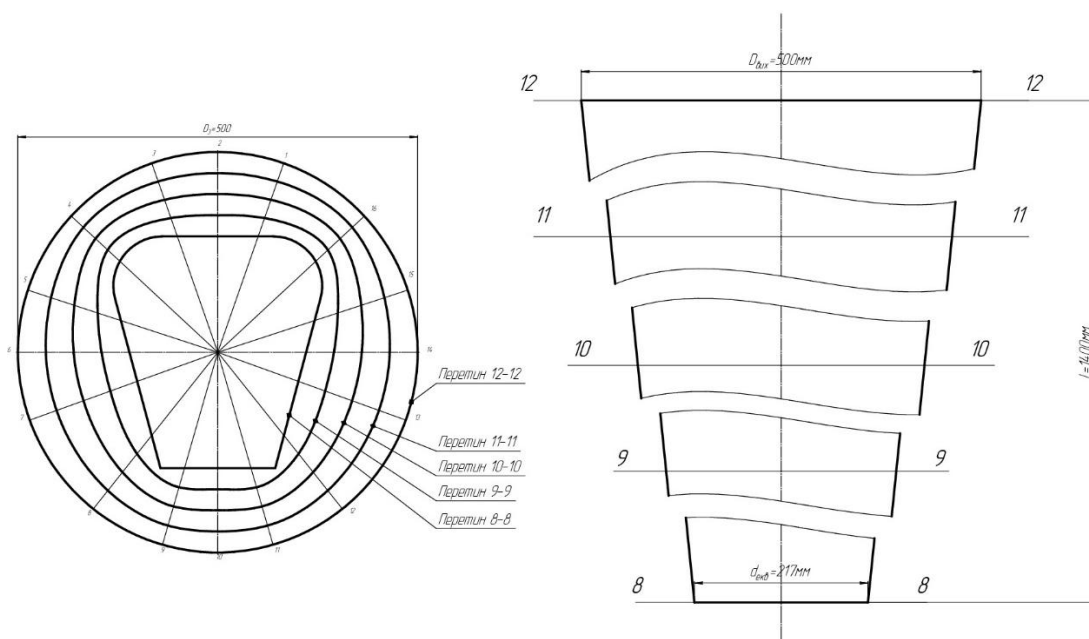


Рисунок 3.4 Дифузorna частина відводу

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

6.131. БР.000.00 ПЗ

Арк.

40

4 Розрахунок гідродинамічних сил

4.1 Осьові сили, що діють на ротор

Розрахунки виконано згідно загальноприйнятої методики, наведеної у [6].

У робочому колесі одностороннього входу внаслідок відсутності його симетрії відносно площини перпендикулярної до осі обертання насоса, виникає невірноважена гідравлічна сила, спрямована по осі у бік вхідної воронки колеса.

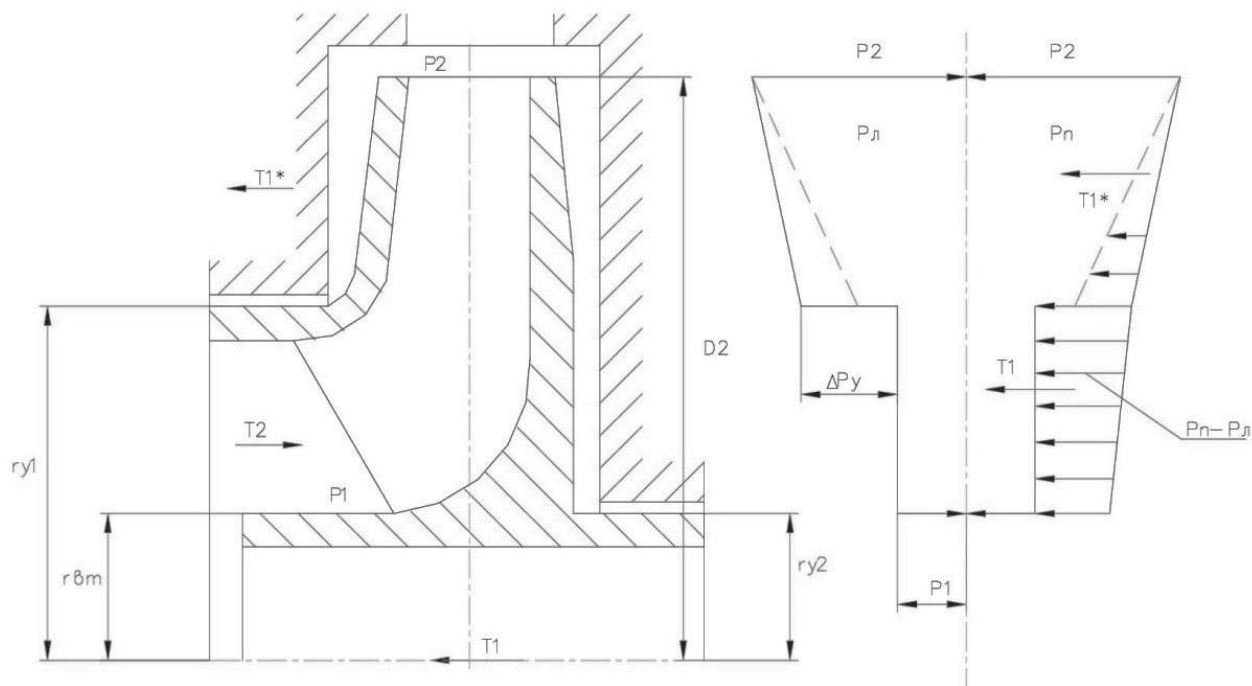


Рисунок 4.1 – Епюра тиску на зовнішні сторони дисків

При складанні епюр тиску (див. рис. 4.1) на зовнішніх сторонах дисків залишається невірноважена частина епюри на кільцевій поверхні з радіусами r_{y1} та r_{y2} , що і обумовлює наявність осьової сили T_1 . По осі насоса також діє динамічна сила T_2 , обумовлену натіканням потоку на колесо та зміною осьового напрямку його руху на радіальний.

Конструкція робочого колеса типу «Д» компенсує осьову силу за рахунок симетричності робочого колеса. Однак при виготовленні робочого колеса можуть бути «мінімальні» невідповідності сторін робочого колеса, однак осьова сила занадто мала, щоб враховувати її, однак для подальших розрахунків приймемо,

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

6.131. БР.000.00 ПЗ

Арк.

41

що за рахунок допусків на діаметри залишкова осьова сила діє в сторону від приводного двигуна і складає – $T = 100$ [Н].

4.2 Радіальна сила

Причини, що призводять до виникнення радіальної сили, можуть бути як механічного, так і гідравлічного характеру. Гідродинамічна радіальна сила виникає внаслідок колової нерівномірності параметрів потоку на всмоктувальній та напірній сторонах робочого колеса.

Максимального значення радіальна сила для насосів зі кільцевим відводом набуває при $Q_{\text{опт}}$.

Максимальна радіальна сила буде розраховуватися за формулою:

$$R_{\text{max}} = K_R \cdot \frac{Q}{Q_{\text{опт}}} \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (4.1)$$

де $K_R \approx 0.36$ – експериментальний коефіцієнт;

$Q_{\text{опт}} = Q = 2700$ [м³/год] – подача при оптимальному режимі;

$$R_{\text{max}} = 0,36 \cdot \frac{2700}{2700} \cdot 998 \cdot 9,81 \cdot 110 \cdot 0,256 \cdot 0,081 = 8040 \text{ [Н]}$$

Гідродинамічні сили негативно впливають на роботу насоса, приводять до виходу з ладу радіальних підшипників кочення та ущільнень ротора.

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

5 Розрахунок вибору привода насоса

Розрахунки виконано згідно загальноприйнятої методики, наведеної у [7].

Максимальна потужність насоса при роботі на номінальному режимі

$$N_{\max} = 1089,2 \text{ [кВт]}$$

За відомою частотою обертання та розрахованою потужністю вибираємо електричний двигун потужністю 1100 кВт, частотою обертання 3000 об/хв.

5.1 Розрахунок пускової моментної характеристики

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

Графік залежності моменту опору будується за трьома точками:

- початкового моменту руху ($n_A = 0$ - точка А);
- мінімального моменту опору агрегату (точка В);
- повного розгону електродвигуна (n).

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

$$M_A = 0.21 \cdot M_{\text{ном}} \tag{5.1}$$

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

$$M_{\text{ном}} = \frac{N}{\omega}$$

Колова швидкість визначається виходячи з частоти обертання ротора:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \tag{5.2}$$

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

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 2950}{30} = 308,77 \text{ [с}^{-1}\text{]}$$

Тоді

$$M_{\text{ном}} = \frac{990,2 \cdot 10^3}{308,77} = 3207 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Тоді початковий момент пуску агрегату дорівнює:

$$M_A = 0,21 \cdot 3526 = 739,2 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна

$$M_{\text{max}} = 3526 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0,3 \cdot n_{\text{ном}} \quad (5.3)$$

$$n_B = 0,3 \cdot 2950 = 885 \text{ [об/хв]}$$

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

$$M_B = 0,03 \cdot M_{\text{max}} \quad (5.4)$$

$$M_B = 0,03 \cdot 3526 = 105,78 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

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

$$k = \frac{M_{max}}{n^2} \quad (5.5)$$

$$k = \frac{3526}{2950^2} = 4,05 \cdot 10^{-4}$$

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

$$M = k \cdot n^2 \quad (5.6)$$

Результати розрахунку заносяться до табл. 5.1.

Графік пускового моменту будують таким чином:

- за табл. 5.1 будують залежність $M = f(n)$;
- точки А ($n_0; M_0$) та В ($n_B; M_B$) з'єднуються між собою відрізком;
- отримані криві спрягаються плавною кривою.

Таблиця 5.1 – Пуско-моментна характеристика

n, об/хв	0	500	1000	1500	2000	2500	2950
M, Н·м	0	97,42	389,7	876,73	1558,6	2435,36	3391

На рисунку 5.1 наведена пуско-моментна характеристика насосного агрегату.

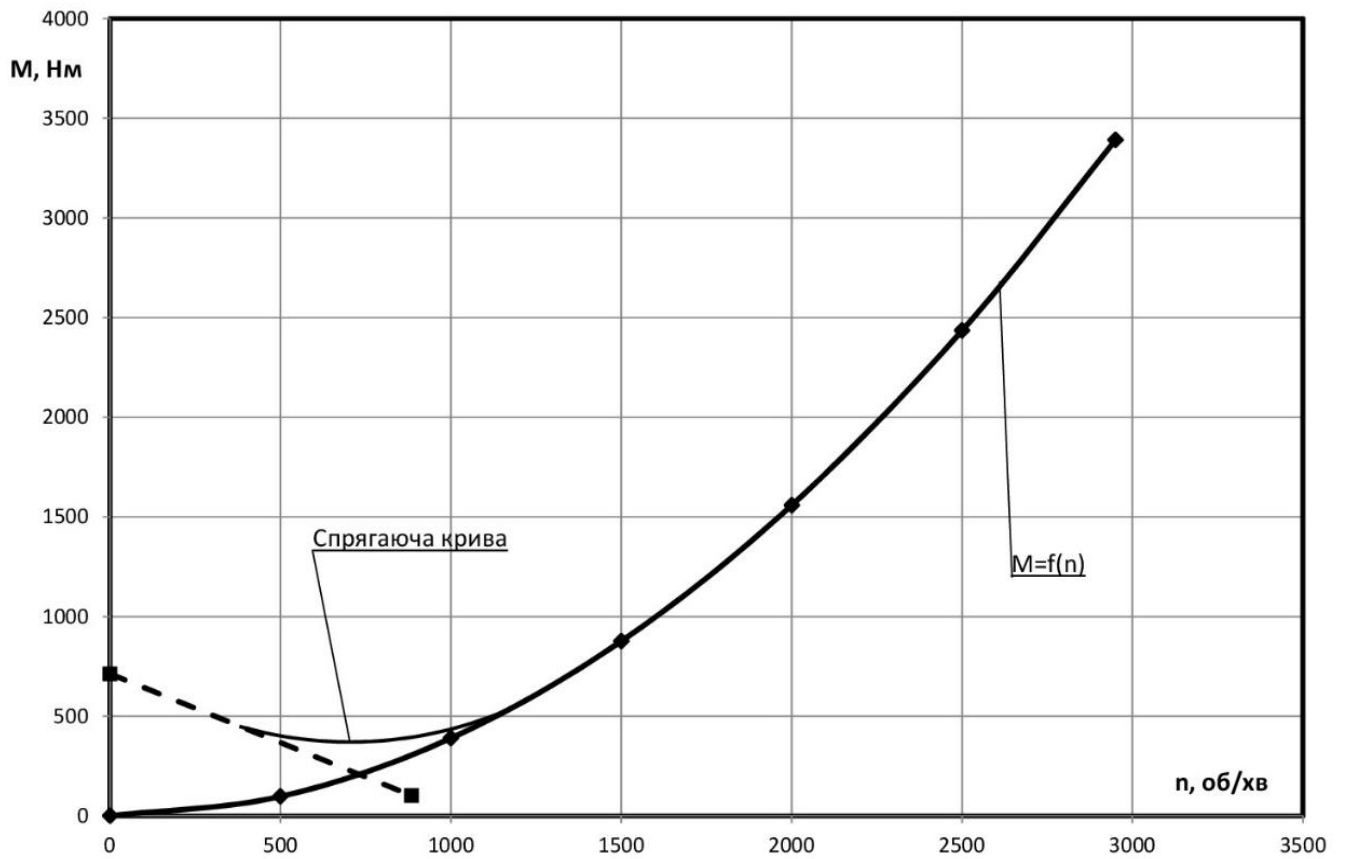


Рисунок 5.1 – Пуско-моментна характеристика

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

6.131. БР.000.00 ПЗ

Арк.

46

6 Розрахунки на міцність

6.1 Конструювання вала

Розрахунки виконано згідно загальноприйнятої методики, наведеної у [7].

Конструювання вала починається з визначення його діаметрів.

Діаметр вала під робочим колесом (m) визначаємо з розрахунку на кручення за формулою:

$$d_k = d_b = 0.076 [M]$$

Для подальшого розрахунку приймаємо $d_k = 76 [мм]$.

Діаметр вала під напівмуфту приймаємо $d_m = 50 [мм]$.

Діаметр посадочної поверхні підшипника $d_{п} = 65 [мм]$

6.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала

Вибір типу ущільнення.

У насоса як кінцеве ущільнення вала застосовано ущільнення сальникового типу (рис. 6.1).

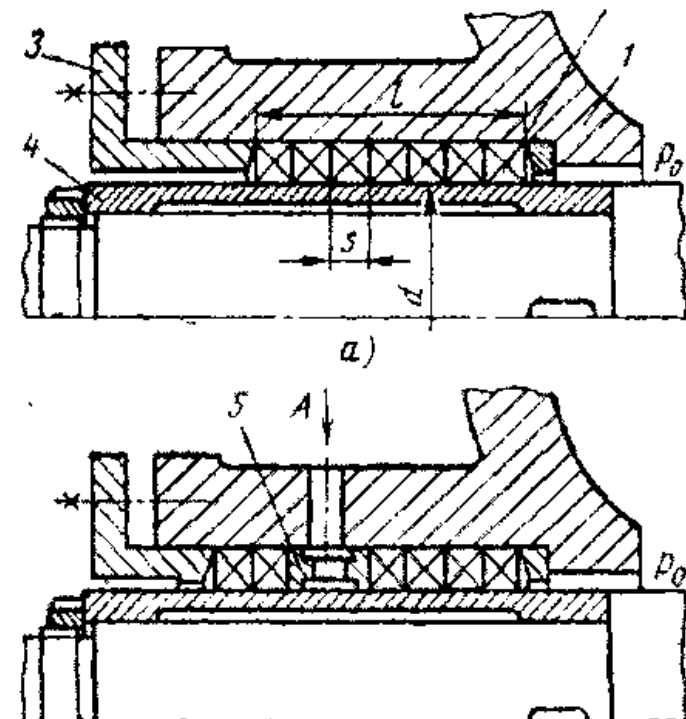


Рисунок 6.1 – Конструкція сальникового ущільнення

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

6.131. БР.000.00 ПЗ

Арк.

47

Ущільнення сальникового типу набули широкого застосування в насосах завдяки простоті їх конструкції. Як набивку найчастіше використовують паронітові шнури, скручені у кільця.

Сальникові ущільнення використовуються для тисків, що не перевищують 1,0 МПа. Для нормальної роботи сальникового ущільнення необхідно забезпечити змащування поверхонь, що труться та відведення тепла, що виділяється при терті. Тому затяжка набивного ущільнення повинна бути такою, щоб через нього було забезпечено протікання рідини у кількості 10 - 15 л/год. Затягування ущільнення до повного припинення протікань не допускається, тому що при цьому відбувається вигоряння змазки ущільнення та пошкодження поверхонь, що контактують з набивкою.

Товщина кільця набивки сальника, мм:

$$S = \sqrt{d} \quad (6.1)$$

де d – діаметр вала в місці набивання сальника, мм:

Приймаємо $d = 80$ [мм].

Тоді товщина кільця набивки сальника:

$$s = \sqrt{72} = 8.5[\text{мм}]$$

Згідно ГОСТ 5152-84 приймаємо товщину кільця зі стандартного ряду $s = 10$ [мм].

Довжина сальникового ущільнення, мм:

$$L = i \cdot s \quad (6.2)$$

де i – кількість кілець набивки, шт. ($i = 4 \div 6$).

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

$$L = 6 \cdot 10 = 60 \text{ [мм]}$$

Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні.

Втрати потужності в сальнику:

$$N_c = \pi \cdot \omega \cdot r^2 \cdot s \cdot p_0 \cdot \left(e^{2 \cdot \mu_2 \cdot \mu_1 \cdot \frac{L}{s}} - 1 \right) \quad (6.3)$$

де r – радіус захисної втулки;

$\mu_1 = 0.01 \div 0.02$ – коефіцієнт тертя набивки по поверхні захисної втулки;

$\mu_2 \approx 0.5$ – коефіцієнт тертя набивки по поверхні корпуса;

де $p_0 = 98066 \text{ [Па]}$ – надлишковий тиск насоса перед сальником.

Радіус захисної втулки знайдемо за формулою:

$$r = \frac{d}{2} + 0.5 \quad (6.4)$$

$$r = \frac{72}{2} + 0,5 = 36,5 \text{ [мм]}$$

Тоді:

$$N_c = 3,14 \cdot 308,77 \cdot (36,5 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 0,01 \cdot 98066 \left(e^{2 \cdot 0,5 \cdot 0,02 \cdot \frac{6,0}{1}} - 1 \right) = 15380.0 \text{ [Вт]}$$

6.3 Розрахунок валу

Основними задачами розрахунку валів є забезпечення об'ємної міцності, обмеження величини деформації згинання та кручення в найбільш небезпечному перерізі. Оскільки розрахунок та конструювання є процесами взаємзв'язаними, тому визначення необхідних розмірів виконується в три етапи. На першому –

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

попередньому розрахунку – визначаються реакції, що діють в опорах вала. На другому етапі – наближеному – уточнюють основні розміри вала. На третьому - перевірному – визначають коефіцієнти запасу міцності, звіряють їх з допустимими та за необхідності вносяться корективи з метою приведення фактичних запасів міцності до допустимих.

6.4 Розрахунок реакцій в опорах

При роботі насоса виникає неврівноважена радіальна сила (див. рис. 7.1), що сприймається підшипниками насоса, в результаті чого в опорах виникають реакції (R_B, R_A).

Реакції в опорах можна знайти використовуючи рівняння моментів відносно т. В і т. С.

Рівняння моментів відносно т. А:

$$\sum M_A = F_k \cdot (L_1 - L_4) - R_B \cdot L_1 = 0 \quad (6.5)$$

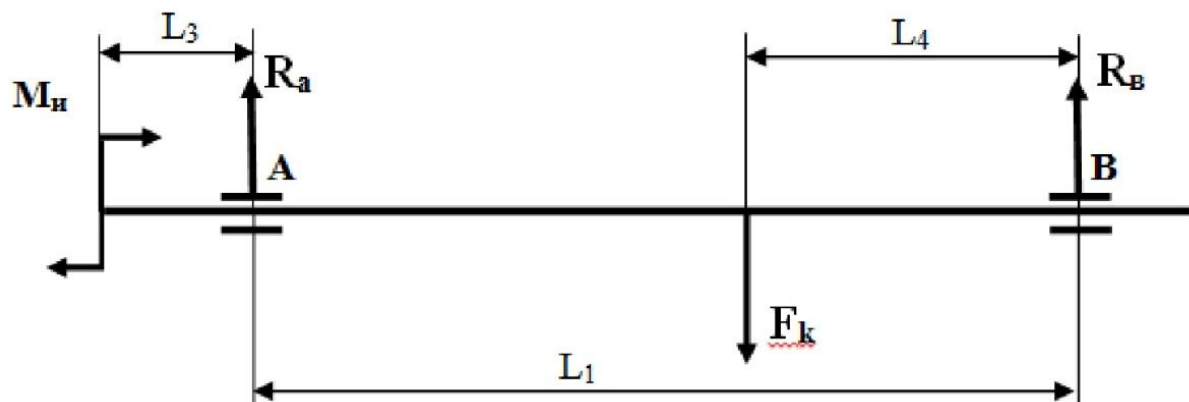


Рисунок 6.1 - Схема навантаження ротора насоса

З наведеного рівняння можна знайти величину R_B , Н:

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

$$R_B = \frac{F_k \cdot L_4}{L_1} \quad (6.6)$$

де $L_1 = 1,0$ [м], $L_4 = 0,5$ [м], $L_3 = 0,1$ [м], $F_k = R_{max} = 8040$ [Н].

$$R_B = \frac{8040 \cdot (1,0 - 0,5)}{1} = 4020 \text{ [Н]}$$

Рівняння моментів відносно т. В:

$$\sum M_B = F_k \cdot L_4 - R_a \cdot L_1 = 0 \quad (6.7)$$

З наведеного рівняння можна знайти величину R_3 , Н:

$$R_a = \frac{F_k \cdot L_4}{L_1} \quad (6.8)$$

$$R_a = \frac{8040 \cdot 0,5}{1,0} = 4020 \text{ [Н]}$$

6.5 Наближений розрахунок вала

Еквівалентний момент в найбільш небезпечному перерізі, Н·м:

$$M_E = \sqrt{M_{зг.max}^2 + 0.75 \cdot M_{max}^2} \quad (6.9)$$

де $M_{зг.max}$ - максимальний згинальний момент, Н·м

Максимальний згинальний момент можна визначити з рис. 6.1:

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

$$M_{зг.мах} = R_a \cdot L_3 \quad (6.10)$$

$$M_{зг.мах} = 4020 \cdot 0,1 = 402 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Тоді:

$$M_E = \sqrt{402^2 + 0,75 \cdot 3526^2} = 3080 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Діаметр вала в найбільш небезпечному перерізі, мм:

$$d_{п} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_E}{0,1 \cdot [\sigma]}} \quad (6.11)$$

де $[\sigma] = 105 \text{ МПа}$.

$$d_{п} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{3080}{0,1 \cdot 105}} = 0,65 \text{ [м]}$$

Згідно попередніх розрахунків $d_{п} = 65 \text{ мм}$, умова міцності виконується.

$$65 \text{ мм} = 65 \text{ мм}$$

6.5.1 Перевірний розрахунок вала

Розрахунок зводиться до перевірки умови міцності:

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} \geq [s] \quad (6.12)$$

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де s - розрахунковий коефіцієнт запасу міцності;

$[s] = 2.5$ - допустимий коефіцієнт запасу міцності;

s_σ, s_τ - коефіцієнти запасу за нормальними та дотичними напруженнями:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \quad (6.13)$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} \quad (6.14)$$

де σ_{-1}, τ_{-1} - межі витривалості матеріалу вала;

σ_a, τ_a и σ_m, τ_m - амплітуда та середнє напруження циклів;

$K_\sigma = 2.2, K_\tau = 1.41$ - ефективні коефіцієнти концентрації напружень;

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ - масштабні коефіцієнти, $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau$;

$\psi_\sigma = 0.25 \div 0.3, \psi_\tau = 0.1$ - коефіцієнти постійної складової циклу.

$$\sigma_{-1} = 0.35 \cdot \sigma_B + (70 \div 120) \quad (6.15)$$

$$\sigma_{-1} = 0,35 \cdot 850 + 95 = 392,5 \text{ [МПа]}$$

де $\sigma_B = 850$ МПа – межа міцності матеріалу вала (Сталь 40X).

$$\tau_{-1} = 0.58 \cdot \sigma_{-1} \quad (6.16)$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot 392,5 = 227,65 \text{ [МПа]}$$

$$\sigma_a = \frac{M_{зг.max}}{0.1 \cdot d_n^3}, \text{ МПа} \quad (6.17)$$

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

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot T}{\pi \cdot d_n^2} \quad (6.18)$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{max}}{0,2 \cdot d_n^3} \quad (6.19)$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{1}{2} \cdot \frac{3391}{0,2 \cdot 0,065^3} = 4,3 \text{ [МПа]}$$

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot 100}{3,14 \cdot 0,065^2} = 6,94 \text{ [МПа]}$$

$$\sigma_a = \frac{402}{0,1 \cdot 0,065^3} = 14,6 \text{ [МПа]}$$

Знаходимо коефіцієнт запасу за нормальними напруженнями:

$$s_\sigma = \frac{392,5}{\frac{2,2}{0,65} \cdot 14,6 + 0,275 \cdot 0,03} = 7,6$$

Знаходимо коефіцієнт запасу за дотичними напруженнями:

$$s_\tau = \frac{227,65}{\frac{1,41}{0,65} \cdot 30 + 0,1 \cdot 30} = 3,3$$

Масштабні коефіцієнти $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ визначають залежно від діаметра вала (табл.6.1).

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

Таблиця 6.1 - Значення коефіцієнтів $\epsilon_\sigma, \epsilon_\tau$

	Діаметри валів, мм						
d_n	20	30	40	50	70	100	200
$\epsilon_\sigma, \epsilon_\tau$	0,83	0,77	0,73	0,7	0,65	0,59	0,52

Перевіряємо умову міцності:

$$s = \frac{14,6 \cdot 3,3}{\sqrt{14,6^2 + 3,3^2}} = 3,2$$

Умова міцності виконується:

$$s \geq [s]$$

$$3,2 \geq 2,5$$

7 Розрахунок шпонкового з'єднання

Розрахунки виконано згідно загальноприйнятої методики, наведеної у [7].

Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом

Вихідні дані для розрахунку:

- матеріал вала - Сталь 40Х;
- матеріал шпонки – Сталь 45.

Розміри шпонки під робочим колесом ($d_k = 76$ мм) вибираємо згідно ГОСТу 23360-78 :

$$b \cdot h \cdot l = 22 \cdot 14 \cdot 150$$

Під час розрахунку шпонкового з'єднання вала з колесом визначається напруження на зминання, МПа:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l \cdot (h - t_1)} \quad (7.1)$$

де $t_1 = 9,0$ [мм] – глибина паза вала;

$h = 14$ [мм] – висота шпонки, мм;

$d = d_k = 76$ [мм] – діаметр вала, мм;

$M_{max} = 3526$ [Н · м];

l - довжина шпонки, мм;

Знайдемо напруження на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 3526}{0.076 \cdot 0.15 \cdot (0.014 - 0.009)} = 122 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 122 \text{ [МПа]}$$

Допустиме напруження на зминання:

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

$$[\sigma]_{\text{зм}} = 0.75 \cdot \sigma_{0.2} \quad (7.2)$$

де $\sigma_{0.2} = 343$ МПа - межа текучості матеріалу шпонки.

$$[\sigma]_{\text{зм}} = 0,75 \cdot 343 = 237,25 \text{ [МПа]}$$

Умова міцності на зминання виконується:

$$\sigma_{\text{зм}} \leq [\sigma]_{\text{зм}} \quad (7.3)$$

$$122 \text{ [МПа]} \leq 257,25 \text{ [МПа]}$$

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{\text{зр}} = \frac{2 \cdot M_{\text{max}}}{d \cdot l \cdot b} \quad (7.4)$$

$$\tau_{\text{зр}} = \frac{2 \cdot 3526}{0.076 \cdot 0.15 \cdot 0.022} = 28 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 28 \text{ [МПа]}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова

$$\tau_{\text{зр}} \leq [\tau]_{\text{зр}} \quad (7.5)$$

Допустиме напруження на зріз:

$$[\tau]_{\text{зр}} = 0.6 \cdot [\sigma]_{\text{зм}} \quad (7.6)$$

$$[\tau]_{\text{зр}} = 0.6 \cdot 237,25 = 142,35 \text{ [МПа]}$$

Умова міцності на зминання виконується:

$$28 \text{ [МПа]} \leq 142,35 \text{ [МПа]}$$

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

8. Вибір підшипників та розрахунок на довговічність

Розрахунки виконано згідно загальноприйнятої методики, наведеної у [7].

В відповідності до діаметру підшипника $d_n = 65$ мм згідно ГОСТ 8338-75 вибираємо шариковий однорядний підшипник 313, динамічна вантажопідйомність $C = 92300$ [Н], статична вантажопідйомність $C_0 = 56000$ [Н].

Розрахунок проводиться для більш навантаженої опори – т. В (див. рис. 5.3). Перед розрахунком необхідно визначитися з ресурсом роботи підшипника L_h . Середній ресурс підшипника дорівнює $L_h = 20000$ годин.

Еквівалентне динамічне навантаження визначається за формулою:

$$P = (X \cdot F_r \cdot V + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T \quad (8.1)$$

де $F_r = R_2 = 8040$ [Н], – радіальне навантаження;

$F_a = T = 100$ [Н] осьове навантаження;

$V = 1$ - коефіцієнт обертання;

$K_\delta = 1$ – коефіцієнт швидкохідності для спокійного навантаження;

K_T – температурний коефіцієнт: $K_T = 1$ при температурі підшипника $t \leq 100^\circ\text{C}$.

X, Y – коефіцієнти радіального та осьового навантаження відповідно. Вони вибираються з довідкової літератури залежно від співвідношення:

$$\frac{F_a}{F_r \cdot V} \quad (8.2)$$

$$\frac{100}{8040 \cdot 1} = 0,012$$

Знаходимо співвідношення:

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

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{100}{56000} = 0,002$$

При цьому $e = 0.24$.

Так як $\frac{F_a}{F_r \cdot V} > e$, то коефіцієнт радіального навантаження $X = 0.56$, а коефіцієнт осьового навантаження $Y = 2.2$.

Еквівалентне динамічне навантаження дорівнює:

$$P = (0,56 \cdot 8040 \cdot 1 + 2,3 \cdot 100) \cdot 1 \cdot 1 = 3928 \text{ [Н]}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників:

$$L_{hp} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (8.3)$$

$$L_{hp} = \left(\frac{92300}{3928}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2950} = 73280 \text{ [год]}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h \quad (8.4)$$

Умова довговічності підшипників виконується $73280 \text{ [год]} > 20000 \text{ [год]}$.

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

9. Розділ з охорони праці.

9.1 Загальні вимоги з техніки безпеки при обслуговуванні насосного обладнання.

При роботі і обслуговуванні насосного агрегату небезпечними і шкідливими виробничими факторами по ГОСТ 12.0.003-74 можуть бути:

- обертові поверхні сполучної муфти;
- підвищена (понад 45 ° С) температура поверхонь обладнання;
- підвищений рівень шуму і вібрації на робочому місці;
- електрична напруга в ланцюзі, замикання яке може статися через тіло людини.

Джерела небезпеки:

- відкриті ділянки сполучної муфти;
- нагріті більш 45 ° С поверхні агрегату;
- шум і вібрація, порушувані працюючим агрегатом;
- електричний струм, що підводиться для живлення двигуна.

Загальні вимоги безпеки обладнання повинні відповідати ГОСТ 12.2.003-91 та "Правил влаштування електроустановок" (ПВЕ).

Муфта, що з'єднує вали насоса і двигуна, повинна мати захисну огорожу.

Вимоги безпеки при вантажно-розвантажувальних роботах – по ГОСТ 12.3.009-76 та ГОСТ 12.3.020-80.

Конструкція агрегату і обсяг захистів повинні забезпечувати його роботу без постійної присутності обслуговуючого персоналу.

Управління агрегатом може здійснюватися дистанційно або з щита, встановленого на місці.

Періодичне обслуговування агрегату повинно проводитися із застосуванням індивідуальних засобів захисту органів слуху відповідно до ГОСТ 12.4.051-87 протягом не більше 15 хвилин через кожні 8 год безперервної роботи.

Двигун повинен бути заземлений відповідно до вимог ГОСТ 12.1.030-81.

Вимоги електробезпеки - по ГОСТ 12.2.007.1-75.

					6.131. БР.000.00 ПЗ	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вимоги щодо забезпечення пожежної безпеки відповідно до ГОСТ 12.1.004-91.

Вимоги безпеки до комплектуючих агрегат покупним виробам - відповідно до технічної документації на їх поставку і вказівками в експлуатаційній документації.

Поверхні агрегату, які мають температуру понад 45 0С, повинні бути теплоізовані на місці експлуатації або огорожені. Теплоізоляція в комплект поставки агрегату не входить.

При переміщеннях складові частини агрегату стропить відповідно до вказівок в документації, що поставляється з агрегатом.

При проведенні робіт з розконсервації складальних одиниць агрегату повинен бути забезпечений захист працюючих від попадання на відкриті ділянки тіла консерваційних мастил, забезпечена вентиляція робочих місць згідно з чинними нормативними документами.

Для безпечної експлуатації агрегату проектом насосної установки повинно бути передбачено:

- заземлення двигуна;
- оснащення агрегату системою автоматичного управління.

Якщо для усунення несправності потрібно зробити затяжку роз'ємного з'єднання, що знаходиться під впливом внутрішнього тиску, то попередньо внутрішній тиск необхідно знизити до атмосферного.

При виникненні аварійних ситуацій або неполадок, які можуть призвести до аварійної ситуації, агрегат повинен бути відключений.

Забороняється робити запуск агрегату:

- без під'єднання двигуна до заземлювального пристрою;
- без підключення приладів контролю за роботою насоса і двигуна;
- при незаповненому перекачується середовищем насосі;
- без установки захисної огорожі муфти.

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

9.2 Конструкція і безпечна експлуатація запірної арматури.

Запірно-регулююча арматура являє собою комплекс окремих деталей і пристроїв, що служать для того, щоб забезпечувати безперебійну роботу трубопроводів в потрібному технологічному режимі.

Елементи трубопровідної арматури дають можливість керувати потоком будь-якого робочого середовища відповідно до встановлених технічних вимогах : напрямок потоку, потужність, тиск, температура, фізико-хімічні особливості робочого середовища.

Оскільки жоден нормально працюючий трубопровід, ні одний житловий або адміністративний будинок не в змозі функціонувати за відсутності якісної і правильно підібраної запірної арматури.

У зв'язку з тим, що умови експлуатації та призначення конкретних деталей запірної арматури відрізняється величезною різноманітністю, існує кілька видів класифікації арматури, за допомогою яких можна знайти підходящі варіанти вирішення для конкретної виробничої або побутової задачі.

Запірна арматура класифікується за кількома параметрами:

- залежно від сфери застосування арматури. У цьому виді класифікації арматура підрозділяється за видами застосування, які характеризуються виробничими умовами роботи запірної арматури: промислова запірна арматура, спеціальна, суднова, сантехнічна арматура;

- за функціональним призначенням арматури. У цьому типі класифікації трубопровідна арматура розглядається в залежності від того, яку функцію в виробничому процесі здійснює арматура: регулюючу, розподільно-змішувальну, запобіжну арматуру, захисну, контрольну або фазо - розділову;

- за конструктивними типами арматури. У цій класифікації типи арматури поділяються залежно від їх конструктивних особливостей (засувки, затвори, крани, клапани);

- в залежності від експлуатаційних умов роботи арматури. Цей тип класифікації арматури дозволяє підібрати потрібний деталі в залежності від

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

умовного тиску робочого середовища і температурного режиму (від -153°C до +600°C) експлуатації трубопроводу;

- за способом приєднання арматури до трубопроводу (за допомогою муфт-різьбова, фланців, штуцерів або зварювання).

- за способом герметизації арматури щодо зовнішнього середовища (арматура сальникова, мембранна, шлангова)

- за способом управління арматурою. З точки зору способу управління, арматура підрозділяється на арматуру, керовану дистанційно, арматуру з автоматичним управлінням і арматуру з ручним керуванням.

Таблиця 9.1 – Типи запірної арматури.

Кран кульовий LD	
<p>Кульовий кран даного типу створений для використання в трубопровідних системах з метою забезпечення можливості блокування потоку робочого середовища. Кульові крани продукуються з двома типами кріплення: фланцевим та приварним. Функціональна температура: від мінус 40°C до плюс 200°C.</p>	
Чавунна засувка 30чббр	
<p>Модель засувки з висувним шпинделем, є дводисковою, паралельною. Функціональне призначення - запірна арматура. Розроблена для використання у середовищах води або насиченої пари. Чавунна засувка не дозволяє коригувати напір робочого середовища. Технічне призначення передбачає виключно два види роботи: «закрито» або «відкрито».</p>	
Клапан типу "батерфляй"	
<p>Елемент замикаючого типу обертового затвору «Батерфляй» створений у вигляді диска, який обертається довкола власної осі перпендикулярно до основного потоку середовища коригуючи положення «закрито» та «відкрито». Гумове ущільнення EPDM, дозволяє клапану Батерфляй використовуватись в усіх трубопроводах з неагресивним рідким робочим середовищем без абразивних домішок, температура якого повинна не перевищувати 120°C, а номінальний робочий тиск - 16 атмосфер.</p>	

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

6.131. БР.000.00 ПЗ

Арк.

63

Фільтр сітчастий чавунний фланцевий

Чавунний сітчастий фільтр з грязьовиком призначений для максимального очищення робочого середовища від побутових домішок окалин, каменів, іржі та інших сторонніх предметів, методом механічного відсіювання.



Клапан зворотній міжфланцевий підпружинений.

Чавунний міжфланцевий двостулковий клапан зворотнього типу з чавуну, використовують в водо- та тепlopостачальних системах, що дозволяються транспортувати повітря, пар або воду. Призначений для захисту трубопровідної системи від реверсивного потоку робочого середовища.



Клапан зворотній міжфланцевий дисковий.

Пристрій дозволяє автоматично запобігати непередбачуваному реверсу робочого середовища. В корпусі клапана зроблені ущільнення, що дозволяє встановлення без застосування прокладок. Розрахований пристрій на роботу із рідкими неагресивними середовищами. Технічно передбачене встановлення, як в горизонтальних, так і в вертикальних системах.



Кран VIT

Кран кульовий муфтовий призначений для використання у трубопроводах для перекриття потоку. Допускається фіксація у горизонтальних та вертикальних ділянках трубопроводів. Не дозволяється застосування кранів кульових у якості регуляторів.



Повітровідвідник автоматичний.

Автоматичний повітровідвідник із зворотним клапаном встановлюється з метою спуску повітря в теплових та водopостачальних системах. Застосовується в поплавковій конструкції та гарантує закриття голчастого клапана у випадку заповнення корпусу робочою рідиною. Автоматичний повітрявідвідник передбачає монтаж виключно у вертикальному положенні. У випадках засмічення вузького проходу повітря варто провести очистку приладу.



При відкритті і закритті крана не рекомендується застосування сили, яка може привести до пошкодження стопорній арматури.

Не допускається розбирання і демонтаж арматури при наявності тиску в системі.

Не рекомендується установка арматури на середовища, зміст абразивні компоненти.

Не допускається використання арматури на тиску і температури середовища, що перевищують зазначені в технічному умови.

Щоб уникнути нещасних випадків необхідно при монтажі та експлуатації дотримуватися загальні вимоги безпеки по ГОСТ 12.2.063-81.

Під час експлуатації слід проводити періодичні огляди і технічні огляди в терміни, встановлені правилами і нормами організації, що експлуатує трубопровід.

До обслуговування арматури допускається персонал, що вивчив їх пристрій і правила техніки безпеки.

9.3 Забезпечення техногенної безпеки на прикладі СумДУ

Небезпеки, що виникають у процесі функціонування технічних об'єктів із причин, що безпосередньо не пов'язані з діяльністю людей, які обслуговують ці об'єкти, називають техногенними.

Таким чином, техногенними називаються небезпеки, пов'язані безпосередньо з механізмами, машинами, будівлями, технічними приладами. Нерідко аварії супроводжуються й нещасними випадками. У цьому випадку одночасно проводять технічне розслідування причин аварій і розслідування причин нещасних випадків.

Техногенні небезпеки варто намагатися попередити відповідними заходами, спрямованими на вдосконалення техніки. Антропогенні небезпеки повинні усуватися заходами, спрямованими на людину. В умовах виробництва нанесення травми людині зумовлено наявністю механічних, фізичних, хімічних,

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

психофізіологічних і інших факторів. Фізичні фактори - це рухливі частини машин й елементи устаткування, різні тіла, що рухаються, вироби, матеріали; підвищена чи знижена температура поверхонь устаткування або матеріалів; небезпечна напруга електричних мереж; енергія стисненого повітря, газу й ін.

Хімічні фактори - це вплив на людину отруйних, їдких і подразнюючих речовин.

Травмування людини можливо як під час безпосереднього зіткнення з джерелом небезпеки, так і на деякій відстані від нього, при недопустимому наближенні.

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

Список використаної літератури

1. Герман, В.Ф. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи бакалавра: для студ. спец. 131 "Прикладна механіка" освітня програма "Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика" усіх форм навчання / В. Ф. Герман, О. Г. Гусак, В. О. Панченко. — Суми : СумДУ, 2018. — 32 с.
2. Гусак, О. Г. Теорія гідромашин : навч. посіб. / О. Г. Гусак, В. О. Панченко. — Суми : СумДУ, 2022. — 158 с.
3. Колісніченко, Е. В. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності «Розрахунок та проектування консольного насоса з використанням теорії подібності» : для студ. напряму 050502 «Інженерна механіка» спец. 6.050502 «Гідравлічні і пневматичні машини» денної та заочної форм навчання / Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2011. – 37 с.
4. Кондусь, В. Ю. Лопатеві насоси : навч. посіб. / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко. — Суми : СумДУ, 2021. — 293 с.
5. Колісніченко, Е. В. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності на тему «Розрахунок і проектування відвідних пристроїв» : для студ. напряму 6.050502 «Інженерна механіка» спец. 7.05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика» денної та заочної форм навчання / Е. В. Колісніченко, С. О. Лугова, В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2013. – 27 с.
6. Панченко, В. О. Методичні вказівки до практичної роботи з теми «Зрівноважування осьової сили у відцентровому насосі» з дисципліни «Розрахунок і конструювання насосів» : для студ. спец. 131 «Прикладна механіка» (освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика») / В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2018. – 27 с.

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

7. Панченко, В. О. Підконтрольна експлуатація обладнання насосних станцій: навч. посіб. / В. О. Панченко, В. Ф. Герман, О. В. Івченко та ін.; за заг. ред. В. О. Панченка. — Суми : СумДУ, 2020. — 270 с.

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