

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

ЗАТВЕРДЖУЮ
Зав. кафедри

(підпис, дата)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему
«Високообертовий відцентровий насос ВНСВ 200-
1700»

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

Виконав студент гр. ГМ.м-81

Папета М.В.

В роботі не виявлено
текстових, ілюстративних та
інших запозичень без
коректного на них посилання

Керівник

Колісніченко Е.В.

Суми 2019

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
прикладної гідроаеромеханіки
_____ Ковальов І.О.
« ____ » _____ 20 ____ р.

ЗАВДАННЯ
на кваліфікаційну роботу магістра

Папегі М.В.

1 Тема роботи: «Високообертовий відцентровий насос ВНСВ 200-1700» (High-speed centrifugal pump VNSV 200-1700)

затверджена наказом по університету від “ ____ ” _____ 20 ____ р. № _____

2 Термін здачі студентом закінченої роботи 10.12.2019

3 Вихідні дані до роботи:

Подача $Q = 200 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H = 1700 \text{ м}$, частота обертів ротора $n = 6000 \text{ об/хв.}$,
густина робочої рідини $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$, кількість ступеней – $k = 7$.

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

- гідравлічні розрахунки (робочого колеса, напрямного апарату, гідроп'яти, підводу, відводу);
- розрахунки на кавітацію;
- розрахунки з вибору електродвигуна;
- розрахунки на міцність;

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

теоретичне креслення РК проміжної ступені, креслення РК, креслення напрямного апарату, креслення секції, складальне креслення насоса, монтажне креслення насоса, креслення ротора насоса, креслення кришки підшипника.

Реферат

Пояснювальна записка: 79 сторінок, 17 рисунків, 8 таблиць, 15 літературних джерел.

Тема роботи: «Високообертовий відцентровий насос ВНСВ 200-1700».

Графічні матеріали:

5 листів формату А1: складальне креслення насосу, монтажне креслення електронасосного агрегату, креслення робочого колеса, теоретичне креслення робочого колеса, креслення секції;

2 листа формату А2: креслення направляючого апарату, креслення кришки підшипника;

1 лист формату А3х4: креслення ротора насоса.

Мета роботи – розробка багатоступеневого насоса з низькими масогабаритними показниками.

Відповідно до поставленої мети:

- виконано гідравлічні розрахунки;
- вибрано електродвигун і побудовано пускову моментну характеристику;
- виконано розрахунки на міцність;
- побудовані вищевказані креслення.

У розділі охорони праці було розглянуто питання організації пожежної безпеки у навчальному закладі та дії населення в разі виникнення надзвичайних ситуацій.

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

Зміст

Завдання	
Реферат	
Вступ.....	5
1. Гідравлічні розрахунки.....	7
1.1 Проектування робочого колеса.....	7
1.1.1 Визначення основних геометричних параметрів робочого колеса	7
1.1.2 Проектування меридіанного перерізу робочого колеса.....	24
1.1.3 Профілювання лопаті.....	28
1.2 Проектування кільцевого відводу	43
1.2.1 Розрахунок і проектування кільцевої камери.....	43
1.2.2 Визначення діаметра напірного патрубку.....	44
1.3 Проектування направляючого апарату.....	45
2 Розрахунки для вибору електродвигуна та мультиплікатора.....	51
2.1 Вибір приводу насоса.....	51
2.2 Розрахунок пускової моментної характеристики.....	52
2.3 Вибір мультиплікатора.....	55
3 Розрахунки на міцність.....	56
3.1 Визначення осьової сили, що діє на ротор насоса.....	56
3.2 Визначення радіальної сили, що діє на ротор насоса	60
3.3 Вибір типу ущільнення.....	62
3.4 Розрахунок з'єднання шпонки валу з колесом.....	64
3.5 Розрахунок валу на міцність.....	66
3.6 Розрахунок підшипників ковзання.....	69
3.7 Розрахунок гідроп'яти.....	70
4 Розділ охорони праці, та безпеки в надзвичайних ситуаціях.....	71
4.1 Організація пожежної безпеки у навчальному закладі	71
4.2 Дії населення в разі виникнення надзвичайних ситуацій.....	74
Список використаної літератури.....	78

					8.131.19MP.000.00 ПЗ		
<i>Изм.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>	Папета			Насос ВНСВ 200-1700 Пояснювальна записка	<i>Лім.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листів</i>
<i>Перевір.</i>	Колісніченко					4	79
<i>Н. Контр.</i>	Алексеєнко				СумДУ, гр. ГМ.м-81		

ВСТУП

Під впливом постійного зростання вимог до показників надійності і якості насосів, найбільш вживані сьогодні є гідродинамічні насоси, чималу частину яких займають багаступеневі секційні насоси.

Багаступеневі секційні насоси знайшли своє застосування у промислових підприємствах - для водо- і теплопостачання у виробничих процесах, комунальному господарстві - для водо- і теплопостачання, теплоелектростанціях - харчування котлів малої та середньої потужності та підприємствах теплоенергетики - для перекачування конденсату.

На сьогодні, максимальний ККД таких насосів, досягнутий при $n_s \cong 80 - 180$.

Для створення великого тиску рідини використовуються багатоступінчасті відцентрові насоси, секційна конструкція яких дозволяє збільшувати або зменшувати натиск при збереженні подачі незмінною. Чавунний насос типу ЦНС призначений для роботи з рідиною, що має температуру до + 45 градусів.

Насос марки ВНСВ використовується для ефективної перекачування холодної води, яка має нейтральними показниками свого хімічного складу. Застосування насосів в системах водопостачання, а також в контурах холодної води, забезпечує необхідне підвищення тиску в системі. Послідовне переміщення води, що перекачується декількома спеціальними робочими колесами, розташованими в одному корпусі, дозволяє досягти необхідного тиску на виході за допомогою використання одного агрегату.

Тривала безаварійна робота багатосекційного насоса забезпечується дотриманням паспортних параметрів, що лімітують показники допустимих домішок, не допускаючи небезпечного перевищення зазначених величин. Для безперебійної роботи насосів ВНСВ зміст всіляких механічних домішок в перекачується воді не повинен перевищувати 0,2%, а їх розміри не повинні бути більше 0,2 мм при показниках мікротвердості не вище 1,46 гПа.

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		5

Такі характеристики насосів ЦНС, як обсяг подачі рідини, а також створюваний напір, як правило, знаходяться в прямому взаємозв'язку з потужністю, споживаної електродвигуном агрегату. Запитувана за насос ЦНС ціна безпосередньо залежить від показників потужності електродвигуна і тиску, створюваного багатоступеневим насосом.

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

1 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ

1.1 ПРОЕКТУВАННЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА

1.1.1 Визначення основних геометричних параметрів робочого колеса

Визначення та розрахунок основних геометричних параметрів РК насоса, робимо за методикою, наведеною у [1].

Вихідні данні для розрахунку РК наведені в табл. 1.

Таблиця 1- Вихідні параметри.

Щільність рідини, що перекачується ρ , кг/м ³	1000
Подача насоса Q , м ³ /год	200
Напір насоса H , м	1700
Кількість ступенів, шт	7
Частота обертання, об/хв	6000

Меридіанний переріз робочого колеса з основними геометричними параметрами приведено на рис. 1.

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

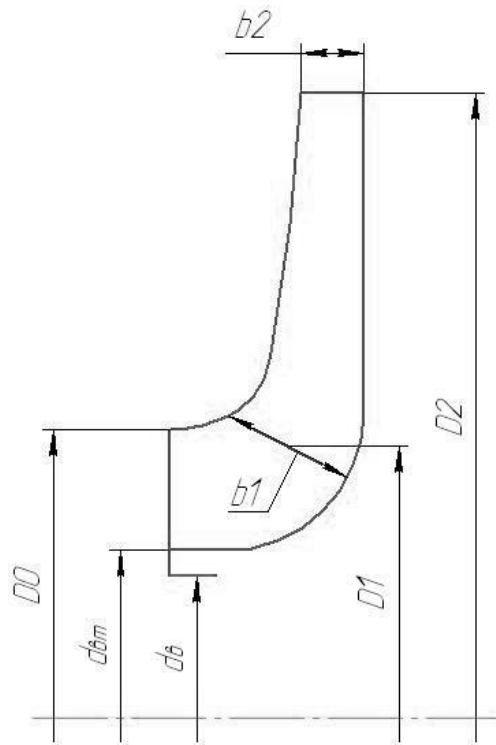


Рисунок 1 – Меридіанний переріз.

Коефіцієнт швидкохідності визначаємо за формулою:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{\frac{Q}{i}}}{\frac{H}{j}}, \quad (1.1)$$

де i - кількість потоків РК насоса, $i = 1$;

j - кількість ступенів насоса, $j = 7$.

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 6000 \cdot \sqrt{\frac{200}{1 \cdot 3600}}}{\left(\frac{H}{7}\right)^{0,75}} = 84.$$

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності визначаємо за формулою:

$$C = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{\frac{Q}{i}}}{\left(\frac{\Delta h}{R}\right)^{0,75}} \quad (1.2)$$

де $R=1,2$ – коефіцієнт запасу [1].

$$C = \frac{5,62 \cdot 6000 \cdot \sqrt{\frac{200}{1 \cdot 3600}}}{\left(\frac{5,5}{1,2}\right)^{0,75}} = 2539$$

Основні дані для розрахунків

Приведений діаметр РК, м визначаємо по формулі Суханова:

$$D_{1np} = K_{ex} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}, \quad (1.3)$$

де $K_{ex}=3,5 \div 5,0$ – коефіцієнт вхідної воронки РК.

Великі значення K_{ex} приймаються для підвищення якостей кавітацій РК, а також при малих його розмірах ($D_{1np} < 70$ мм) [2].

Приймаємо $K_{ex}=5$ та обраховуємо:

$$D_{1np} = 5 \cdot \sqrt[3]{\frac{200}{3600 \cdot 6000}} = 0,105 \text{ м.}$$

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9

Для проміжних ступеней насоса приймаємо $K_{ex}=4$:

$$D_{1пр_пром} = 4 \cdot \sqrt[3]{\frac{200}{3600 \cdot 6000}} = 0,085 \text{ м}.$$

Повний ККД насоса визначається за формулою:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_z \cdot \eta_{мех}' \cdot \eta_{мех}, \quad (1.4)$$

де η_o – об'ємний ККД насоса;

η_z – гідравлічний ККД;

$\eta_{мех}'$ – внутрішній механічний ККД;

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

Об'ємний ККД:

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-2/3}}. \quad (1.5)$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 84^{-2/3}} = 0,97.$$

Гідравлічний ККД:

$$\eta_z = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1пр_пром} - 0,172)^2}, \quad (1.6)$$

де $D_{1пр_пром}$ – приведений діаметр проміжного РК, мм.

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

$$\eta_z = 1 - \frac{0,42}{(\lg 0,085 - 0,172)^2} = 0,73.$$

Внутрішній механічний ККД:

$$\eta_{mex}^1 = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^{-2}}, \quad (1.7)$$

$$\eta_{mex}^1 = \frac{1}{1 + 820 \cdot 84^{-2}} = 0,89.$$

Згідно рекомендацій, зовнішній механічний ККД приймаємо: $\eta_{mex} = 0,98$.

Обраховуємо повний ККД насоса:

$$\eta = 0,97 \cdot 0,73 \cdot 0,89 \cdot 0,98 = 0,62.$$

Визначення подачі робочого колеса:

$$Q_{pk} = \frac{Q}{\eta_o}, \quad (1.8)$$

$$Q_{pk} = \frac{200}{0,97} = 0,057 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Теоретичний напір робочого колеса, м:

$$H_T = \frac{H_{pk}}{\eta_z}, \quad (1.9)$$

де H_{pk} - напір робочого колеса:

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
						11
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$H_{PK} = \frac{H}{j} = \frac{1700}{7} = 242,9 \text{ м} .$$

Тоді: $H_T = \frac{242,9}{0,73} = 332 \text{ м} .$

Потужність, споживана насосом визначається за формулою:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta} . \quad (1.10)$$

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 1700 \cdot 200}{3600 \cdot 0,62} = 1,494 \text{ МВт} .$$

Максимальна потужність насоса:

$$N_{\max} = 1,1 \cdot N . \quad (1.11)$$

$$N_{\max} = 1,1 \cdot 1,494 = 1,643 \text{ МВт}$$

Визначення діаметра вала і втулки РК

У першому наближенні діаметр вала визначається з розрахунку на крутіння згідно:

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot [\tau]}} , \quad (1.12)$$

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

$[\tau]$ – знижена напруга, що допускається, на крутіння, $[\tau] = 300 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$.

									Лист
									12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	8.131.19MP.000.00 ПЗ				

Крутний момент визначається за формулою:

$$M = \frac{30 \cdot N_{\max}}{\pi \cdot n}, \quad (1.13)$$

де N_{\max} - максимальна потужність насоса.

$$M = \frac{30 \cdot 1643000}{3,14 \cdot 6000} = 2616 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$d_{\varepsilon} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2616000}{3,14 \cdot 300 \cdot 10^5}} = 0,076 \text{ м}.$$

Виходячи з розрахунку вала на критичну частоту обертання, відповідно до [3] приймаємо $d_{\varepsilon} = 0,08 \text{ м}$.

Діаметр втулки визначається за співвідношенням:

$$d_{\varepsilon m} = (1,2 \div 1,25) d_{\varepsilon}, \quad (1.14)$$

$$d_{\varepsilon m} = (1,2 \div 1,25) \cdot 0,08 = 0,098 \text{ м}.$$

Остаточню приймаємо:

- діаметр валу РК $d_{\varepsilon} = 0,08 \text{ м}$
- діаметр втулки РК $d_{\varepsilon m} = 0,100 \text{ м}$

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

Визначення геометричних параметрів входу в РК

Діаметр вхідної кромки РК визначаємо за формулою:

$$D_{1np} = \sqrt{D_0^2 - d_{em}^2}. \quad (1.15)$$

$$D_0 = \sqrt{D_{1np}^2 + d_{em}^2}, \quad (1.16)$$

$$D_0 = \sqrt{0,085^2 + 0,1^2} = 0,13 \text{ м}.$$

Швидкість потоку на вході в РК визначаємо з рівняння нерозривності:

$$v_0 = \frac{4Q_{PK}}{\pi \cdot D_{1np}^2}. \quad (1.17)$$

$$v_0 = \frac{4 \cdot 0,057}{3,14 \cdot 0,085^2} = 10,05 \text{ м/с}.$$

Задаємося положенням вхідної кромки лопаті насоса:

$$D_1 = 0,8D_0, \quad (1.18)$$

$$D_1 = 0,8 \cdot 0,13 = 0,105 \text{ м}.$$

У першому наближенні, меридіанну складову швидкості v'_{1m} без урахування стиснення потоку лопатями, приймаємо рівної v_0 . При вході

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
						14
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

поток на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості зростає і визначається за формулою:

$$v_{1m} = \psi_1 \cdot v_{1m}' , \quad (1.19)$$

де $\psi_1 = 1,15..1,3$ – коефіцієнт стиснення потоку на вході.

Задаємося $\psi_1 = 1,3$ м/с, тоді:

$$v_{1m} = 1,3 \cdot 10,05 = 13,07 \text{ м/с} .$$

Кут потоку на вході в лопать розраховуємо з трикутника швидкостей:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{v_{1m}}{U_1 - v_{1u}} , \quad (1.20)$$

де U_1 - переносна швидкість на вході в РК, м/с;

v_{1u} - окружна складова абсолютної швидкості на вході, м/с.

В кожній ступені насоса потік входить в РК з деякою початковою циркуляцією, тому $v_{1u} \neq 0$. При цьому момент швидкості визначається з виразу:

$$v_{1u} = \frac{0,12^3 \sqrt{\frac{Q_{pk}^2 \cdot n}{3600^2}}}{D_1} \quad (1.21)$$

$$v_{1u} = \frac{0,12 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,057^2 \cdot 6000}{3600^2}}}{0,105} = 0,013 \text{ м/с} .$$

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

Колова швидкість на вході в РК визначається за формулою:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}; \quad (1.22)$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,105 \cdot 6000}{60} = 32,97 \text{ м/с}.$$

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{13,07}{32,97 - 0,013} = 21^\circ$$

Кут нахилу лопаті на вході в РК:

$$\beta_1 = \beta_{1r} + \Delta\beta, \quad (1.23)$$

де $\Delta\beta = 3..8^\circ$ - кут атаки.

Кут атаки вводиться з метою зменшення гідравлічних втрат в області РК і поліпшення його кавітаційних якостей, приймаємо $\Delta\beta=5^\circ$, тоді:

$$\beta_1 = 21^\circ + 5^\circ = 26^\circ.$$

Визначення числа лопатей та їхньої товщини

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

Товщину лопаті РК вибирають з технологічних міркувань (у залежності від матеріалу РК, його розмірів і технологічних ливарних можливостей підприємства). Орієнтовно можна прийняти товщину лопаті на вході в РК

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		16

$s_1=2..10$ мм при $D_2 = 150 \div 500_{мм}$. Товщина лопаті на виході з РК s_2 часто приймається рівною s_1 , а до середини товщина лопаті плавно зростає.

Виходячи з вищевказаного, з врахуванням того, що матеріал РК 20Х13Л ГОСТ 977-88 [4], приймаємо товщину лопаті $S_1=S_2=4,0$ мм, а число лопатей $z = 7$.

Уточнення коефіцієнта стиснення потоку

Значення коефіцієнта стиснення потоку уточнюють за формулою:

$$\psi_1' = \frac{t_1}{t_1 - \frac{s_1}{\sin \beta_1}}, \quad (1.24)$$

де t_1 - крок лопаті на вході в РК, м.

$$t_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{z}, \quad (1.25)$$

$$t_1 = \frac{3,14 \cdot 0,105}{7} = 0,047_{м};$$

$$\psi_1^1 = \frac{0,047}{0,047 - \frac{0,004}{\sin 26^\circ}} = 1,24$$

Повинна виконуватися умова: $|\psi_1' - \psi_1| \leq 0,01$.

$|1,24 - 1,3| = -0,006 \leq 0,01$ - умова виконується.

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		17

З рівняння нерозривності знаходимо ширину РК на вході:

$$b_1 = \frac{Q_{pk}}{\pi \cdot D_1 \cdot v_{1m}}; \quad (1.26)$$

$$b_1 = \frac{0,057}{3,14 \cdot 0,105 \cdot 13,07} = 0,013 \text{ м}.$$

Визначення геометричних параметрів виходу з РК

Попереднє значення зовнішнього діаметра РК (при нескінченному числі лопатей z) може бути визначене спрощено з основного рівняння роботи лопатевих насосів Ейлера для $v_{1u} = 0$ та $v_{2u} = 0,5 \cdot U_2$:

$$D_2' = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_{pk}}}{n}, \quad (n_s \leq 100), \quad (1.27)$$

$$D_2' = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 242,9}}{6000} = 0,22 \text{ м}.$$

Меридіанна швидкість без урахування стиснення потоку на виході з РК:

$$v_{2m}' = (0,5 \div 1,0) v_{1m}'; \quad (1.28)$$

$$v_{2m}' = \left(\frac{0,5 + 1,0}{2} \right) \cdot 13,07 = 9,8 \text{ м/с}.$$

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18

Кут на виході з РК β_2 визначають із трикутника швидкостей у залежності від прийнятого значення v_{2m}' так, щоб одержати бажане відношення $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$.

З трикутника швидкостей:

$$W_{2\infty} = \frac{v_{2m}}{\sin \beta_2} = \frac{\psi_2 \cdot v_{2m}'}{\sin \beta_2}, \quad (1.29)$$

де ψ_2 - коефіцієнт стиснення перерізу потоку лопатями на виході з РК.

$\psi_2 = 1,05 \div 1,1$. Приймаємо $\psi_2 = 1,1$.

Меридіанна швидкість на виході з РК:

$$v_{2m} = \psi_2 \cdot v_{2m}'; \quad (1.30)$$

$$v_{2m} = 1,1 \cdot 9,8 = 10,78 \text{ м/с}.$$

Відносна швидкість на вході в РК із трикутника швидкостей:

$$W_1 = \frac{v_{1m}}{\sin \beta_1} = \frac{\psi \cdot v_{1m}'}{\sin \beta_1}, \quad (1.31)$$

Відношення $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$ залежить від n_s і визначається за формулою:

$$\frac{W_1}{W_{2\infty}} = 3,7 - 0,054 \cdot n_s + 4,0 \cdot 10^{-4} \cdot n_s^2 - 0,98 \cdot 10^{-6} n_s^3 \quad (1.32)$$

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

$$\frac{W_1}{W_{2\infty}} = 3,7 - 0,054 \cdot 84 + 4,0 \cdot 10^{-4} \cdot 84^2 - 0,98 \cdot 10^{-6} \cdot 84^3 = 1,406$$

Після спрощення, з рівняння (1.29), одержують наступний вираз для визначення кута β_2 :

$$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{W_1}{W_{2\infty}} \cdot \frac{\psi_2}{\psi_1} \cdot \frac{v_{2m}'}{v_{1m}} \cdot \sin \beta_1 \right). \quad (1.33)$$

$$\beta_2 = \arcsin \left(1,406 \cdot \frac{1,1}{1,24} \cdot \frac{9,8}{13,07} \cdot \sin 26^\circ \right) = 24^\circ.$$

Уточнення зовнішнього діаметра РК з урахуванням кінцевого числа лопатей

Колова швидкість на виході з РК:

$$U_2 = \frac{v_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\frac{v_{2m}^2}{(2 \operatorname{tg} \beta_2)^2} + g \cdot H_{T\infty} + v_{1u} \cdot U_1}, \quad (1.34)$$

де $H_{T\infty}$ - теоретичний напір насоса з урахуванням кінцевого числа лопатей, м.

$$H_{T\infty} = \frac{H_{PK}}{\eta_2 \cdot K_z}, \quad (1.35)$$

де K_z - поправка на кінцеве число лопатей.

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

Поправку на кінцеве число лопатей K_z будемо визначати по формулі Пфлейдерера:

$$K_z = \frac{1}{1+p}, \quad (1.36)$$

де

$$p = 2 \cdot \frac{\psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - (D_1/D_2)^2}. \quad (1.37)$$

Коефіцієнт ψ визначається в залежності від n_s , при $n_s < 150$:

$$\psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \sin \beta_2 \quad (1.38)$$

$$\psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \sin 24^\circ = 0,821,$$

$$p = 2 \cdot \frac{0,821}{7} \cdot \frac{1}{1 - (0,105/0,22)^2} = 0,3,$$

$$K_z = \frac{1}{1+0,3} = 0,769,$$

$$H_{T\infty} = \frac{242,9}{0,73 \cdot 0,769} = 432,7 \text{ м}$$

Одержуємо:

$$U_2 = \frac{10,78}{2 \operatorname{tg} 24^\circ} + \sqrt{\frac{10,78^2}{(2 \operatorname{tg} 24^\circ)^2} + 9,81 \cdot 432,7 + 0,013 \cdot 32,97} = 78,23 \text{ м/с}.$$

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
						21
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Значення зовнішнього діаметру знаходимо за формулою:

$$D_2 = \frac{60U_2}{\pi \cdot n}. \quad (1.39)$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 78,23}{3,14 \cdot 6000} = 0,25 \text{ м}.$$

Уточнення коефіцієнта стиснення потоку ψ_2

Коефіцієнт стиснення потоку на виході з РК уточнюють по формулі:

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_2}{\pi \cdot D_2 \sin \beta_2}}, \quad (1.40)$$

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 0,004}{3,14 \cdot 0,25 \sin 24^\circ}} = 1,096.$$

Повинна виконуватися умова $|\psi_2' - \psi_2| \leq 0,01$.

$|1,096 - 1,1| = -0,004 < 0,01$ - умова виконується.

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

Визначення ширини РК на виході

Ширину РК на виході визначаємо з рівняння нерозривності:

$$b_2 = \frac{Q_{pk}}{\pi \cdot D_2 \cdot v_{2m}} \quad (1.41)$$

$$b_2 = \frac{0,057}{3,14 \cdot 0,25 \cdot 10,78} = 0,007 \text{ м}.$$

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
						23
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

1.1.2 ПРОЕКТУВАННЯ МЕРИДІАННОГО ПЕРЕТИНУ РОБОЧОГО КОЛЕСА

Загальні вимоги

Форма меридіанного перетину відцентрового р.к. залежить від положення його втулки. Колеса з втулкою застосовуються в одноступінчатих консольних насосах. У таких насосах втулка часто не утрудняє потік на вході і $d_{em} = 0$ а $D_0 = D_{1np}$. Робочі колеса з висунутою втулкою застосовуються в насосах з прохідним валом багатоступінчатих типу Д [6]. У консольних насосах з конструктивних міркувань іноді приймають $d_{em} \neq 0$ (орієнтування $d_{em} = 20 - 40$ мм).

Контури меридіанного перетину РК зазвичай вибираються з урахуванням наступних вимог [3]:

- контури меридіанного перетину повинні мати плавні контури. Кожна із стінок утворюється двома відрізками прямих, сполучених одним або декількома радіусами (застосовувати лекальні криві не допускається, оскільки це ускладнює виготовлення РК);

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

- при виборі контурів стінок слід уникати як надмірного збільшення осьового розміру РК, так і зайвого його скорочення. У першому випадку вийде нераціональне збільшення довжини, а отже, і маси РК, в іншому із- за малого радіусу R_n виникає небезпека відриву потоку від передньої стінки. Зазвичай приймають $l_1 = 0$ або $l_1 = 0,05D_0$ [3];

- площа нормального перетину міждискового простору РК повинна плавно зростати від входу до виходу. На графіці зміни площ найбільш

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

сприятливі результати дає опукла крива $F = f(l)$ направлена приблизно по бісектрисі кута [3].

Методика побудови меридіанного перетину

Контури меридіанного перерізу, що задовольняють застосованим вище вимогам, знаходять методом послідовних наближень:

- намічають попередньо («на око») контури крайніх ліній струму (рекомендується при цьому орієнтуватися на існуючі РК подібних n_s);
- наносять середню лінію каналу, що являє собою геометричне місце центрів вписаних окружностей (рис. 4), звичайно від входу до виходу РК тонкими лініями вписується 8-10 окружностей; у зоні повороту потоку окружності розташовують густіше. Центри вписаних окружностей нумерують 1,2,3...;
- обчислюють площі нормальних перетинів по формулах:

$$F_{ex} = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_{em}^2), \quad (1.42)$$

де F_{ex} - площа початкового нормального перерізу (на вході в РК), мм².

$$F_{ex} = \frac{3,14}{4} (0,13^2 - 0,1^2) = 5417 \text{ мм}^2$$

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

$$F_{вих} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2, \quad (1.43)$$

де $F_{вих}$ - площа кінцевого нормального перерізу (на виході з РК), мм².

$$F_{вих} = 3,14 \cdot 0,25 \cdot 0,007 = 5495 \text{ мм}^2.$$

$$F_i = 2\pi \cdot r_i \cdot b_i, \quad (1.44)$$

де F_i - площа проміжного нормального перерізу, мм²;

r_i - відстань від осі РК до центра вписаної окружності, мм;

b_i - діаметр вписаної окружності, мм.

Результати розрахунків зводимо в табл. 2.

Таблиця 2 – Визначення площ меридіанного перерізу РК

№ точки	r_i , мм	b_i , мм	Δl_i , мм	F_i , мм ²
1	57,50	15,00	10	5417
2	58,37	14,80	10	5425
3	61,81	14,00	10	5434
4	65,65	13,20	10	5442
5	73,55	11,80	10	5450
6	83,00	10,47	10	5457
7	92,20	9,44	10	5466
8	101,41	8,60	10	5477
9	109,82	7,95	10	5483
10	117,64	7,43	10	5489
11	125,00	7,00	10	5495

За даними таблиці 2 будемо графік зміни площ меридіанного перерізу РК.

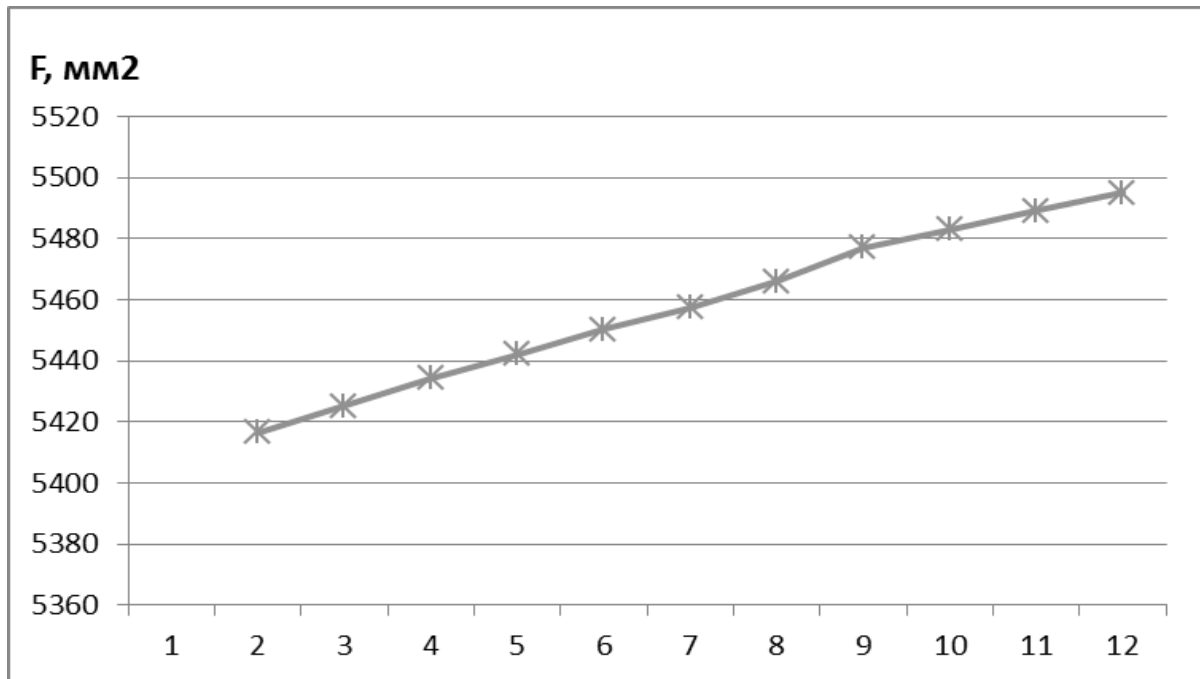


Рисунок 2 – Графік зміни площ меридіанного перерізу РК.

На рис. 3 зображено контури меридіанного перерізу, побудовані за вищенаведеною методикою.

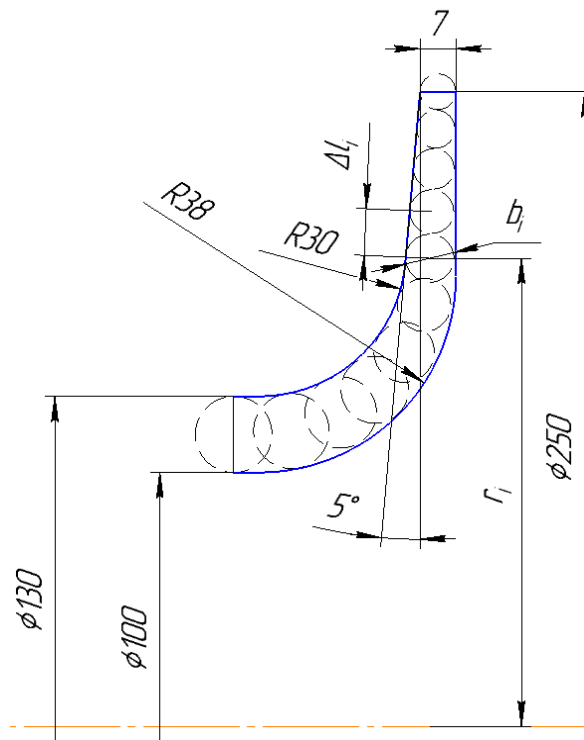


Рисунок 3 – Розбивка меридіанного перерізу РК

1.1.3 ПРОФІЛЮВАННЯ ЛОПАТИ

Підготовка меридіанного перерізу РК до профілювання лопати

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 току 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 .

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

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

Витрати через кожний розрахунковий переріз вздовж нормалі:

$$q = \frac{Q_{pk}}{3600 \cdot K} = 2 \cdot \pi \cdot v_m \cdot (r_{ц.с.} \cdot l)_i \quad (1.45)$$

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

$r_{ц.с.}$ - відстань центра ваги відрізка l до осі робочого колеса, м.

Оскільки швидкість v_m вздовж нормалі постійна, то вище приведений вираз приймає вид:

$$r_{ц.с.} \cdot l = \text{const} \quad (1.46)$$

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

Данні розрахунку виконують в табличній формі (табл. 3).

Таблиця 3 - Данні розрахунку витрат через кожний розрахунковий переріз вздовж нормалі.

№	l_1 , мм	$r_{ц.с.1}$, мм	const1	l_2 , мм	$r_{ц.с.2}$, мм	const2
0	3,50	125,00	437,50	3,50	125,00	437,50
1	3,80	117,80	447,64	3,81	117,64	448,20
2	4,10	109,99	450,95	4,20	109,82	461,24
3	4,55	101,59	462,23	4,46	101,41	452,28
4	4,96	92,40	458,30	4,84	92,20	446,24
5	5,49	83,82	460,17	5,57	82,50	459,52
6	6,05	75,41	456,23	6,44	72,16	464,71
7	6,54	69,06	451,65	7,07	64,05	452,83
8	6,70	65,05	435,83	7,64	58,77	449,00
9	6,90	62,05	428,14	8,00	54,74	437,92
10	6,88	61,56	423,53	8,12	54,06	438,96

Зображення лінії рівношвидкісного потоку представлено на рис. 4.

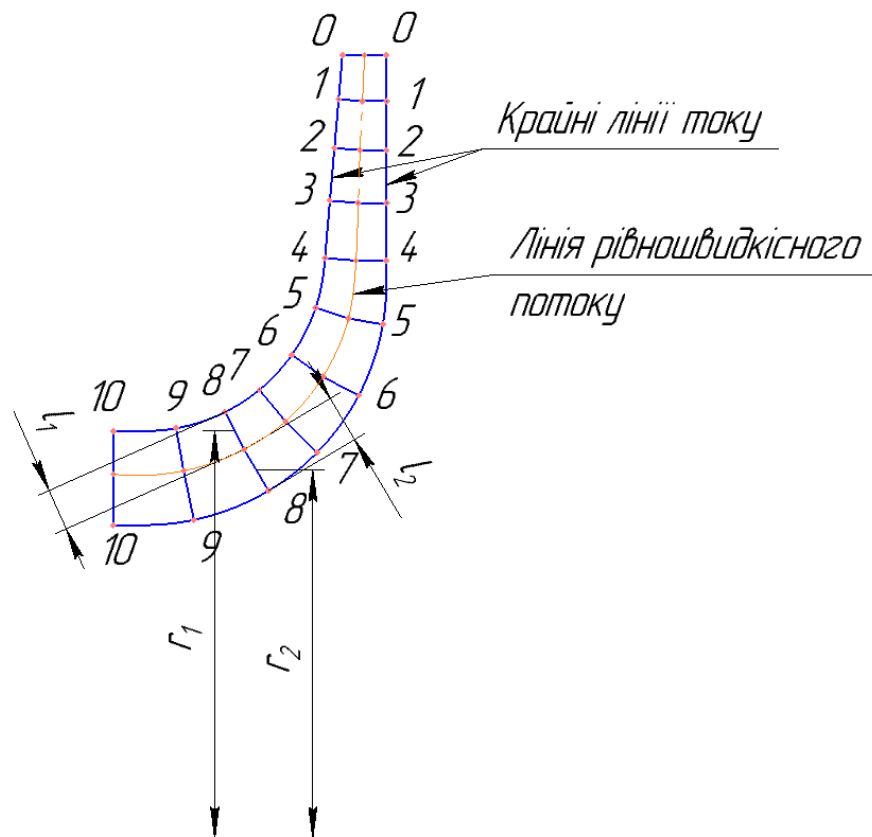


Рисунок 4 – Побудова лінії рівношвидкісного потоку

Профілювання лопаті на розгортці циліндру

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 .

$$\Delta L = R_{\text{кц}} / c, \quad (1.47)$$

де $R_{\text{кц}}$ - радіус конформного циліндра, приймаємо $R_{\text{кц}} = 150$ мм;

c - константа, приймаємо $c = 10$.

$$\Delta L = 150/10 = 15(\text{мм}).$$

$$\Delta S = \frac{\pi \cdot R_{\text{кц}}}{180} \cdot \Delta \varphi, \quad (1.48)$$

де $\Delta \varphi$ - кут між меридіанними перетинами відображаючого циліндра.

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

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
						30
	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		

$$\Delta S = \frac{3,14 \cdot 150 \cdot 10}{180} = 26(\text{мм}) .$$

Довжина координатної сітки в горизонтальному напрямку визначається кутом обхвату Θ . Для $n_s = 70-100$ кут обхвату $\Theta = 120 \div 110^\circ$. Приймаємо $\Theta = 110^\circ$. Маємо всі дані для побудови координатної сітки.

Побудова конформного відображення координатної сітки на поверхні току

Ця побудова полягає в розбивці всіх розрахункових ліній току а, б, с (рис. 5) на відрізки Δl за умов конформності:

$$\frac{r_{срі}}{\Delta l} = \frac{R_{кв}}{\Delta L} = 10 = \text{const} , \quad (1.49)$$

де $r_{срі}$ - відстань від осі РК до середини відрізка Δl .

Величини відрізків лініях току будуть постійно зменшуватися від виходу до входу відповідно з зменшенням відстані r . При розрахунку

відрізків Δl можна використовувати метод послідовного приближення. При цьому похибка має складати не більше $\delta \leq 5\%$.

Будуємо конформне відображення на поверхні струму: а – покриваючий диск; б – лінія рівношвидкісного потоку; с – основний диск.

Розрахунки приводимо в табличному вигляді.

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
						31
	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		

Таблиця 4 –Розрахунковий переріз **а**.

№	$r, \text{мм}$	$\Delta l_i, \text{мм}$	$r_{cp}/\Delta l_i$	$\delta, \%$
0	125	0	0	-
1	119,19	11,67	10,21337	2,1
2	108,06	10,67	10,12746	1,3
3	97,93	9,69	10,1063	1,1
4	88,69	9	9,854444	1,5
5	80,57	8,06	9,996278	0,04
6	74,34	7,1	10,47042	4,7
7	69,86	6,69	10,44245	4,4
8	66,86	6,44	10,38199	3,8
9	65,27	6,23	10,47673	4,8
10	65	6,23	10,43339	4,21

Таблиця 5 –Розрахунковий переріз **б**.

№	$r, \text{мм}$	$\Delta l_i, \text{мм}$	$r_{cp}/\Delta l_i$	$\delta, \%$
0	125	0	0	-
1	119,19	11,64	10,23969	2,4
2	108,06	10,64	10,15602	1,6
3	97,93	9,65	10,14819	1,5
4	88,67	8,9	9,962921	0,4
5	80,42	7,99	10,06508	0,7
6	73,6	7,23	10,17981	1,8
7	68,16	6,56	10,39024	3,9
8	64,1	6,12	10,47386	4,7
9	61,14	6,05	10,10579	1,1
10	59,17	5,96	9,927852	0,7
11	58,1	5,65	10,28319	2,72

Таблиця 6 – Розрахунковий переріз с.

№	$r, \text{мм}$	$\Delta l_i, \text{мм}$	$r_{cp}/\Delta l_i$	$\delta, \%$
0	125	0	0	-
1	119,19	11,62	10,25731	2,6
2	108,06	10,63	10,16557	1,7
3	97,93	9,57	10,23302	2,3
4	88,69	8,85	10,02147	0,2
5	80,35	7,93	10,13241	1,3
6	73,1	7,31	10	0,01
7	66,94	6,79	9,858616	1,5
8	61,83	6,38	9,691223	3,1
9	57,87	5,59	10,35242	3,5
10	54,82	5,52	9,931159	0,7
11	52,54	5,3	9,913208	0,91
12	51	5,21	9,788868	2,25

Конформне відображення на поверхні струму приведено на рис. 5.

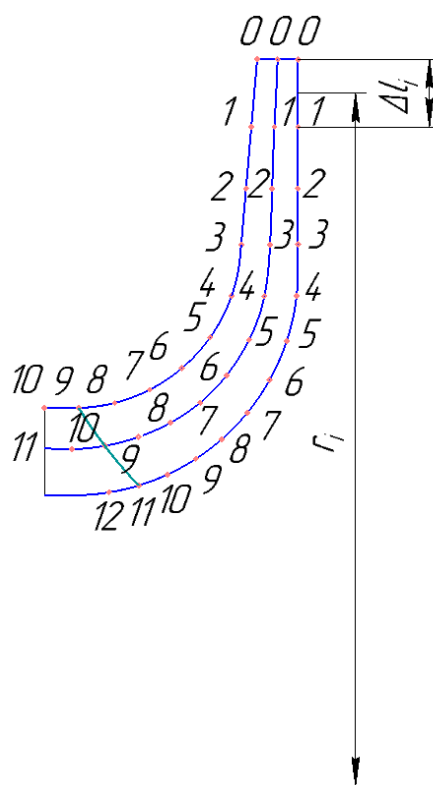


Рисунок 5 – Розбивка ліній току

Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра

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

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

- ділянка поверхні лопаті поблизу виходу з РК повинна мати постійний кут обхвату $\beta_2 = 30^\circ$ 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:

$$t = \frac{2\pi \cdot R_{\text{ци}}}{z}, \quad (1.50)$$

$$t = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 150}{7} = 135(\text{мм})$$

- кут обхвату лопаті в плані повинен задовольняти умові:

$$\Theta \geq 1,5t^\circ, \quad (1.51)$$

де t° - кутовий крок лопатей, $t^\circ = 360/z$;

$$t^\circ = 360/7 = 51^\circ;$$

$$110^\circ > (1,5 \cdot 51^\circ = 76,5^\circ).$$

паралелі точок a,b,c для кожної лінії струму визначають відповідно до розташування вхідної кромки в меридіанному перетині. Перенесення точок

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
						34
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

вхідної кромки на конформну діаграму проводиться за допомогою властивості конформного відображення у залежності:

$$\frac{x_i}{\Delta L} = \frac{y_i}{\Delta l_i}, \quad (1.52)$$

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

y_i - відповідна відстань на лінії струму.

Остаточний вибір положення вхідної кромки та визначення кутів входу

Для прийнятого положення вхідної кромки визначаємо кути входу для кожного перерізу.

Для цього визначаємо меридіанну швидкість розрахунковим шляхом (рис. 6):

$$v'_{lm} = \frac{Q_{p.k.}}{k \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{ц.в.} \cdot l \cdot 3600} \quad (1.53)$$

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		35

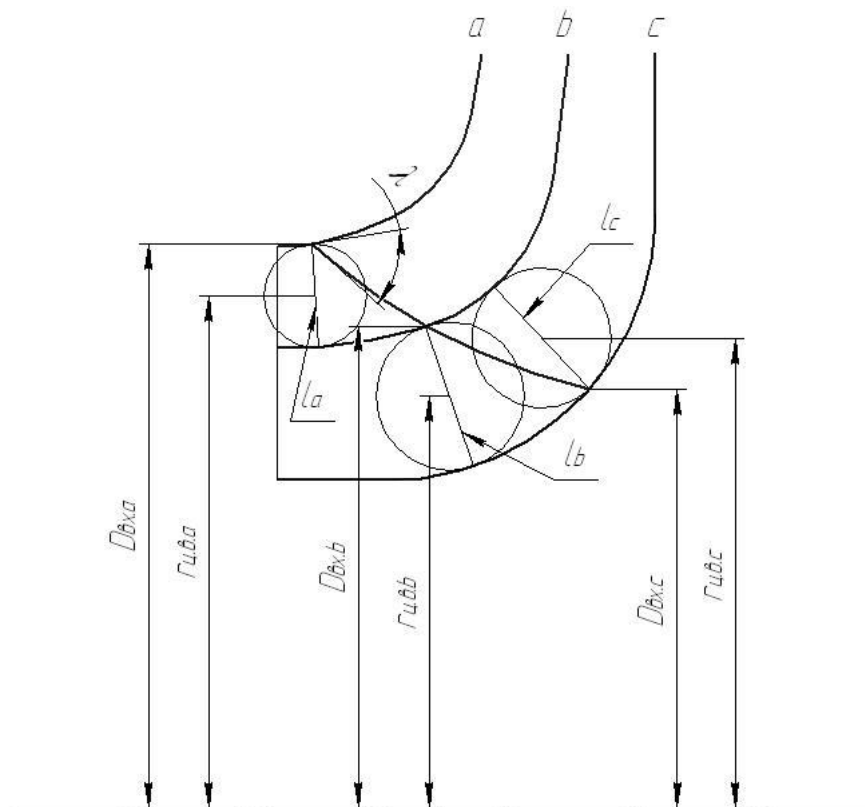


Рисунок 6 – До розрахунку кутів входу β_1 .

Згідно конструкції, довжини нормалей: $l_a = 0,0067\text{ м}$; $l_b = 0,0077\text{ м}$;
 $l_c = 0,0076\text{ м}$ відстані центрів ваги нормалей l до осі $r_{ц.в.а} = 0,064\text{ м}$;
 $r_{ц.в.б} = 0,058\text{ м}$; $r_{ц.в.с} = 0,059\text{ м}$.

Обраховуємо меридіанну швидкість для відповідних ліній струму:

$$a : v_{1m}^1 = \frac{0,057}{2 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 0,0067 \cdot 0,064} = 10,58\text{ м/с};$$

$$b : v_{1m}^1 = \frac{0,057}{2 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 0,0077 \cdot 0,058} = 10,16\text{ м/с};$$

$$c : v_{1m}^1 = \frac{0,057}{2 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 0,0076 \cdot 0,059} = 10,12\text{ м/с}.$$

Визначаємо колову швидкість на вході в робоче колесо:

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

$$U_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{ex} \cdot n}{60}, \quad (1.54)$$

де r_{ex} – радіус кола на якому лежить дана точка входу, м.

Згідно конструкції : $r_{ex.a} = 0,067\text{м}$; $r_{ex.b} = 0,062\text{м}$; $r_{ex.c} = 0,056\text{м}$.

$$a: U_1 = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,067 \cdot 6000}{60} = 42,08\text{м/с};$$

$$b: U_1 = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,062 \cdot 6000}{60} = 38,94\text{м/с};$$

$$c: U_1 = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,056 \cdot 6000}{60} = 35,17\text{м/с}.$$

Колова складова абсолютної швидкості на вході:

$$v_{1u} = \frac{2 \cdot 0,06 \cdot \sqrt[3]{Q_{p.k.}^2 \cdot n}}{D_{ex}} \quad (1.55)$$

$$a: v_{1u} = \frac{2 \cdot 0,06 \cdot \sqrt[3]{0,057^2 \cdot 6000}}{0,134} = 2,41\text{м/с};$$

$$b: v_{1u} = \frac{2 \cdot 0,06 \cdot \sqrt[3]{0,057^2 \cdot 6000}}{0,124} = 2,6\text{м/с};$$

$$c: v_{1u} = \frac{2 \cdot 0,06 \cdot \sqrt[3]{0,057^2 \cdot 6000}}{0,112} = 2,88\text{м/с}.$$

Знаходимо кут потоку:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{v_{1m}}{U_1 - v_{1u}}. \quad (1.56)$$

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		37

$$a: \beta_{1n} = \operatorname{arctg} \frac{10,58}{42,08 - 2,41} = 14^{\circ}58';$$

$$b: \beta_{1n} = \operatorname{arctg} \frac{10,16}{38,94 - 2,6} = 15^{\circ}41';$$

$$c: \beta_{1n} = \operatorname{arctg} \frac{10,12}{35,17 - 2,88} = 17^{\circ}38'.$$

Знаходимо коефіцієнт стиснення потоку лопатями :

$$\psi_1 = \frac{t_1 - \sigma_1}{t_1}, \quad (1.57)$$

де t_1 - крок лопатей, м;

σ_1 - товщина лопаті вздовж кола входу D_{ex} , м.

Крок лопатей знаходимо за формулою:

$$t_1 = \frac{\pi \cdot D_{ex}}{z}, \quad (1.58)$$

$$a: t_1 = \frac{3,14 \cdot 0,134}{7} = 0,06;$$

$$b: t_1 = \frac{3,14 \cdot 0,124}{7} = 0,056;$$

$$c: t_1 = \frac{3,14 \cdot 0,112}{7} = 0,05.$$

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		38

Товщина лопаті вздовж кола входу D_{ex} знаходиться за формулою:

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{\sin \varphi_{1,l}}, \quad (1.59)$$

де $\varphi_{1,l}$ - кут лопаті у площині, перпендикулярній по дотичної до вхідної кромки у точці входу, °.

Кут лопаті у площині, перпендикулярній по дотичної до вхідної кромки у точці входу визначається з співвідношення:

$$\varphi_{1,l} = \arctg[tg\beta_1 \cdot \sin \lambda], \quad (1.60)$$

де λ – кут між дотичними і між вхідною кромкою і лініями току в точці входу, °.

Згідно конструкції: $\lambda_a = 83^\circ 29'$; $\lambda_b = 83^\circ 3'$; $\lambda_c = 94^\circ 19'$.

$$a: \varphi_{1,l} = \arctg[tg 21^\circ 54' \cdot \sin 83^\circ 29'] = 21^\circ 31';$$

$$b: \varphi_{1,l} = \arctg[tg 26^\circ 3' \cdot \sin 83^\circ 3'] = 26^\circ 1';$$

$$c: \varphi_{1,l} = \arctg[tg 30^\circ 55' \cdot \sin 94^\circ 19'] = 30^\circ 5'.$$

Обраховуємо товщину лопаті вздовж кола входу D_{ex} :

$$a: \sigma_1 = \frac{0,004}{\sin 21^\circ 31'} = 0,011 м;$$

$$b: \sigma_1 = \frac{0,004}{\sin 26^\circ 1'} = 0,009 м;$$

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		39

$$c : \sigma_1 = \frac{0,004}{\sin 30^{\circ}5'} = 0,008 \text{ м.}$$

Обраховуємо коефіцієнт стиснення потоку лопатями :

$$a : \psi_1 = \frac{0,06 - 0,011}{0,06} = 0,82;$$

$$b : \psi_1 = \frac{0,056 - 0,009}{0,056} = 0,84;$$

$$c : \psi_1 = \frac{0,05 - 0,008}{0,05} = 0,84.$$

Кут потоку з урахуванням стиснення потоку лопатями:

$$\beta_{1n} = \arctg \left[\text{tg} \beta'_{1n} \cdot \frac{1}{\psi_1} \right] \quad (1.61)$$

$$a : \beta_{1n} = \arctg \left[\text{tg} 14^{\circ}58' \cdot \frac{1}{0,82} \right] = 17^{\circ}59';$$

$$b : \beta_{1n} = \arctg \left[\text{tg} 15^{\circ}41' \cdot \frac{1}{0,84} \right] = 18^{\circ}16';$$

$$c : \beta_{1n} = \arctg \left[\text{tg} 17^{\circ}38' \cdot \frac{1}{0,85} \right] = 20^{\circ}21'.$$

Задаємося кутами атаки лопаті:

Орієнтовні рекомендовані значення кута атаки для лінії течії, град:

- зовнішньої a – 1-3° (приймаємо 3°),
- середньої b – 5-7° (приймаємо 7°),
- втулкової c – 7-10° (приймаємо 10°).

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		40

Кут атаки на вході в лопать визначається за виразом:

$$\beta_1 = \Delta\beta + \Delta\beta_{1n}; \quad (1.62)$$

$$a: \beta_1 = 3^\circ + 17^\circ 59' = 20^\circ 59';$$

$$b: \beta_1 = 7^\circ + 18^\circ 16' = 25^\circ 16';$$

$$c: \beta_1 = 10^\circ + 20^\circ 21' = 30^\circ 21'.$$

Переносимо точки вхідної кромки на конформну діаграму (рис. 7).

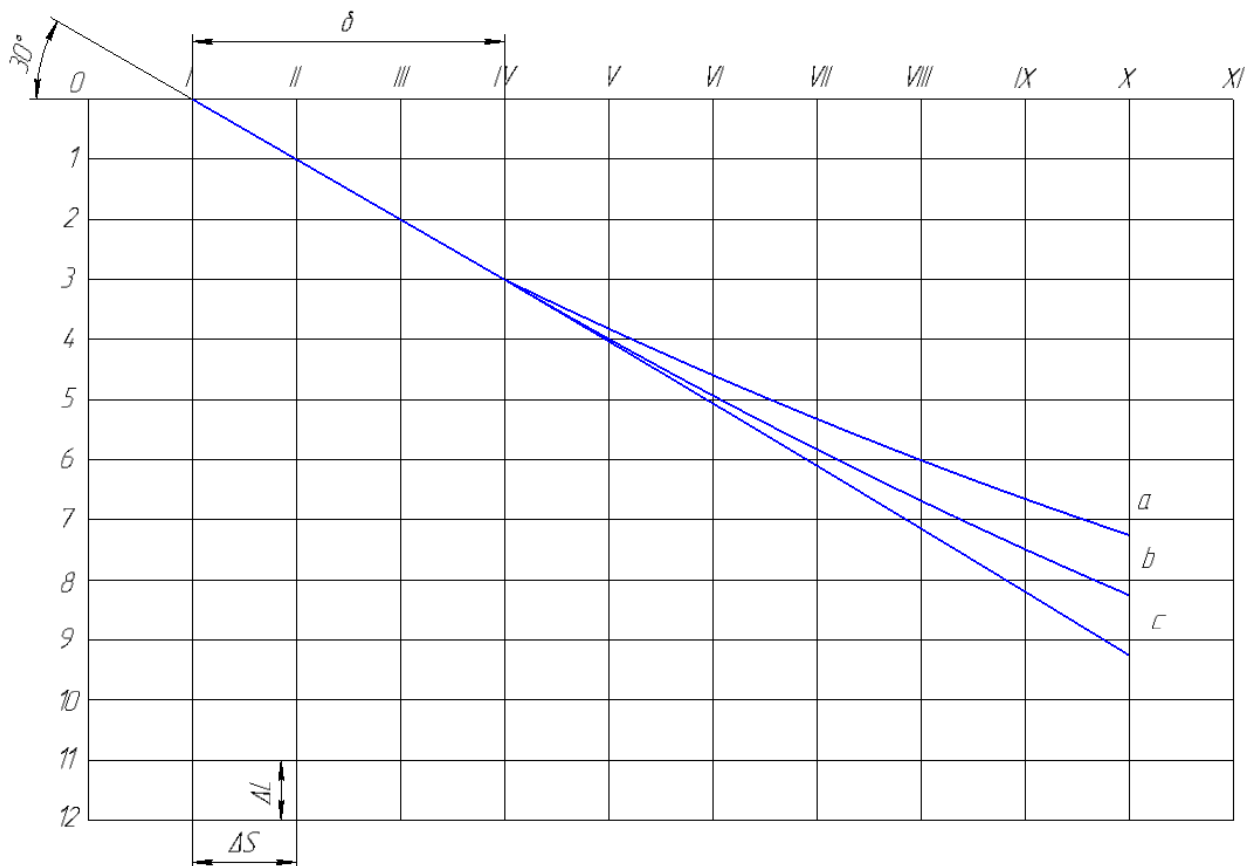


Рисунок 7 – Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра (конформна діаграма).

Побудова плану лопаті

Меридіанними перетинами називаються лінії перетинання поверхні лопаті з площинами, що проходять через вісь РК. Побудова меридіанних перетинів поверхні лопаті на меридіанній проекції здійснюється на основі конформної діаграми.

Побудова допоміжного графіка приводить до погрішностей; у даному випадку для переносу відповідних точок з конформної діаграми на лінії струму меридіанного перерізу використовується співвідношення (2.52).

Проекцію лопаті на площину, перпендикулярну осі обертання РК, називають планом лопаті (рис. 8).

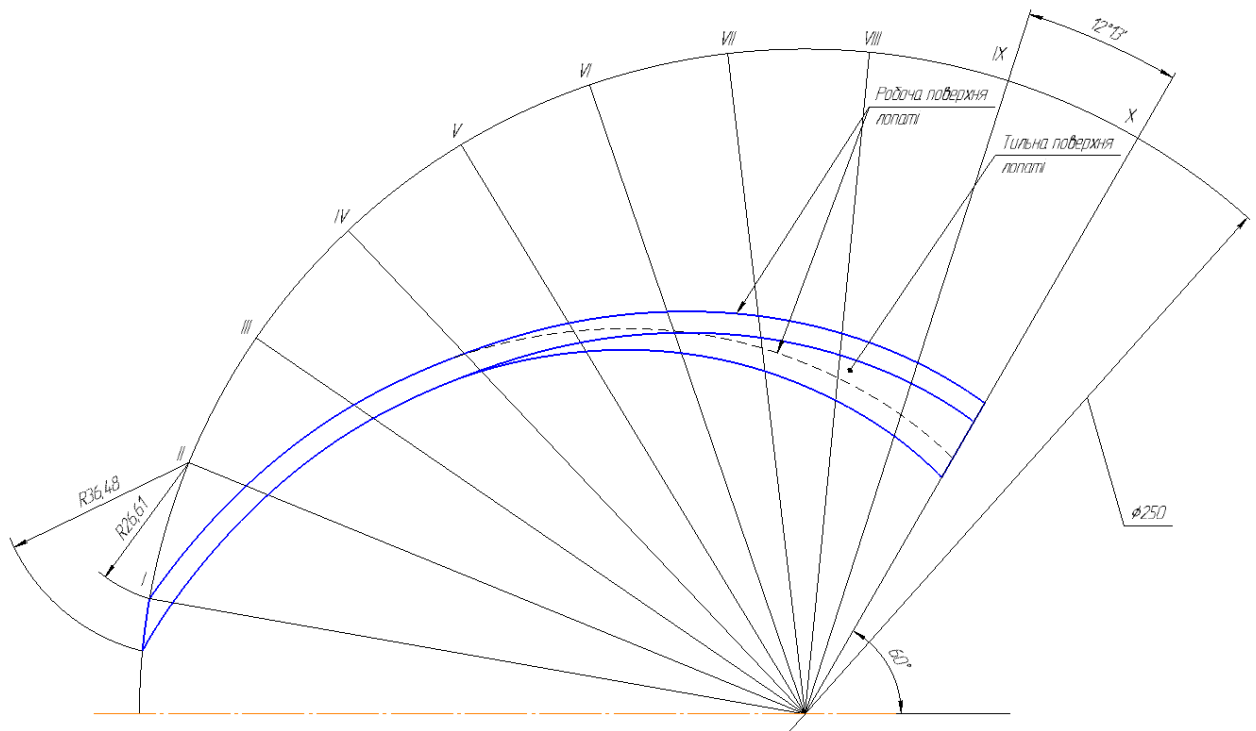


Рисунок 8 - Лопать в плані.

1.2 ПРОЕКТУВАННЯ КІЛЬЦЕВОГО ВІДВОДУ

Вихідні дані для розрахунку

Вихідні дані для розрахунку кільцевого відводу наступні:

D_2 – зовнішній діаметр РК, м;

b_2 – ширина РК на виході, м;

Q – подача насоса, м³/с;

$H_{ст}$ – напір насоса, м;

n – частота обертання РК, хв⁻¹;

n_s – коефіцієнт швидкохідності;

η_z – гідравлічний к. к. д. РК;

Значення D_2 , b_2 , n_s , η_z визначаються при розрахунку РК

1.2.1 Розрахунок і проектування кільцевої камери

Визначення діаметру початкового кола D_3 і ширини спіралі b_3 .

Розміри D_3 і b_3 є постійними для кільцевої камери.

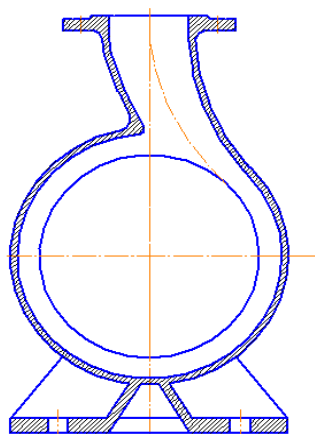


Рисунок. 9 – Проектування спіральної камери

Діаметр початкового кола D_3 рекомендується вибирати з умови мінімальних гідравлічних втрат в зазорі між РК і відводом і мінімального рівня віброактивності насоса. Цій умові задовольняє наступний вираз для D_3 :

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		43

$$D_3 = (1,03 \dots 1,05) D_2 \quad (4.1)$$

$$D_3 = (1,03 \dots 1,05) 0,250 = 0,258 \dots 0,263 \text{ м}$$

Приймаємо $D_3 = 260 \text{ мм}$.

Ширину входу в спіраль b_3 вибирають залежно від ширини РК. Для визначення b_3 можна рекомендувати наступну залежність:

$$b_3 = b_2 + (0,02 \dots 0,05) D_2 \quad (4.2)$$

$$b_3 = 0,007 + (0,02 \dots 0,05) 0,250 = 0,012 \dots 0,0195 \text{ м}$$

Приймаємо $b_3 = 15 \text{ мм}$.

Радіус закруглення r' рекомендують визначати по умові $r' = (0,5 \dots 0,7) b_3$.

$$r' = (0,5 \dots 0,7) 15 = 10 \text{ мм}$$

1.2.2 Визначення діаметра напірного патрубку з умови нерозривності потоку:

$$D_{вих} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{3,14 \cdot V_{вих}}} \quad (4.4)$$

де $V_{вих}$ - швидкість рідини у напірному трубопроводі. Її рекомендоване значення складає 3 м/с ;

$$D_{вих} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,05}{3,14 \cdot 3}} = 200 \text{ мм}$$

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
						44
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

1.3 ПРОЕКТУВАННЯ НАПРАВЛЯЮЧОГО АПАРАТУ

Проектування направляючого апарату проводиться за методикою [13].

Діаметр початкової окружності D_3 визначаємо по формулі:

$$D_3 = (1,03 \div 1,1) \cdot D_2 \quad (5.1)$$

$$D_3 = 1,03 \cdot 0,250 = 0,260 \text{ м}$$

Визначаємо ширину направляючого апарату в меридіанному перерізі:

$$b_3 = b_2 + 0,05 \cdot D_2 \quad (5.2)$$

$$b_3 = 0,007 + 0,05 \cdot 0,250 = 0,02 \text{ м}$$

Вибираємо число лопаток в залежності від числа лопатей робочого колеса:

$$z_{p.k} = 7;$$

$$z_{н.а} = 6;$$

Задаємо товщину лопатки н.а на вході $\delta = 3$ мм і кут $\alpha_{3л} = 5^\circ$ (в першому приближенні)

Кут потоку на вході в н.а без урахування стиснення (з трикутника швидкостей)

$$\alpha_{3л} = \arctg \frac{V_{m3}}{V_{u3}}; \quad (5.3)$$

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		45

де V_{m3} – меридіональна складова абсолютної швидкості у н.а.;

V_{u3} – колова складова абсолютної швидкості у н.а.

V_{u3} можна визначити за формулою:

$$V_{u3} = V_{u2} \frac{D_2}{D_3}; \quad (5.4)$$

З трикутника швидкостей визначаємо V_{u2} :

$$V_{u2} = U_2 - \frac{V_{2m}}{\operatorname{tg}\beta_2} \quad (5.5)$$

$$V_{u2} = 78,23 - \frac{10,78}{\operatorname{tg}24^\circ} = 54 \text{ м/с};$$

За отриманим значенням V_{u2} визначаємо швидкість V_{u3} :

$$V_{u3} = 54 \cdot \frac{0,250}{0,260} = 51,92 \text{ м/с};$$

Меридіональна складова абсолютної швидкості визначається за наступним виразом:

$$V_{m3} = \frac{Q}{\pi \cdot D_3 \cdot b_3}; \quad (5.6)$$

$$V_{m3} = \frac{0,47}{3,14 \cdot 0,260 \cdot 0,02} = 28,78 \text{ м/с};$$

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
						46
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Підставивши отримані значення у формулу (5.3) отримаємо:

$$\alpha_{3л} = \arctg \frac{28,78}{51,92} = 28^{\circ}51'$$

Проектуємо спіральну частину.

Спіральну ділянку лопатей н.а. (рис. 10) виконують за логарифмічною спіраллю:

$$R'_3 = R_3 \times e^{\frac{2\pi}{z_{н.а}} \times \mu \times \tg \alpha_{3л}}; \quad (5.7)$$

де $\mu = 1,2 - 1,8$ - поправочний коефіцієнт, (менші значення приймаються при менших n_s). Досвід ВНДІАЕН показує, що в якості нижнього значення μ можна прийняти величину $\mu = 0,7 - 0,8$.

$$R'_3 = 0,13 \cdot e^{\frac{2\pi}{6} \cdot 0,8 \cdot 0,55} = 0,206 \text{ м}$$

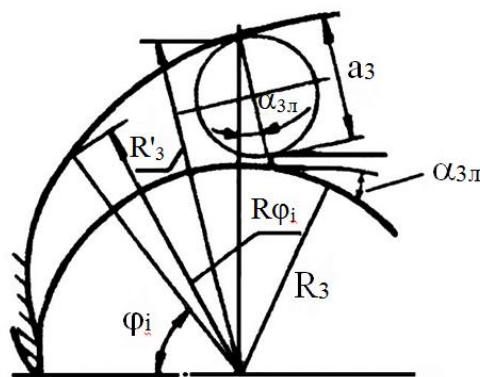


Рисунок. 10 – Розрахункова схема спіральної частини направляючого апарату

Висота вхідного перерізу визначається за виразом:

$$a_3 = (R'_3 - R_3) \cos \alpha_{3,l} - \delta \quad (5.8)$$

$$a_3 = (0,206 - 0,13) \cos 28^\circ 51' - 0,003 = 0,063 \text{ м}$$

Проектуємо дифузорний канал:

Правильний вибір параметрів дифузорного каналу в значній мірі визначає якість н.а. в цілому (рис.11). Початковим перетином дифузора є розрахунковий переріз спіральної ділянки ($F_3 = a_3 \times b_3 = 0,063 \times 0,02 = 0,0013 \text{ м}^2$), які визначають оптимальний режим роботи ступені і насоса в цілому. З точки зору гідродинаміки і технологічності виготовлення перевага віддається прямоосним дифузорам з розширенням в двох напрямках: осьовому і радіальному. Досконалість дифузорних каналів визначається коефіцієнтом використання кінетичної енергії потоку. Дифузорну ділянку визначає гідродинамічна досконалість н.а. як перетворювача кінетичної енергії потоку в потенційну. Найкращі умови для перетворення енергії забезпечують прямоосні дифузори (рис.12а). Кривоосні ж дифузори мають дещо гірші гідравлічні якості, але дозволяють зменшити радіальні габарити н.а. і, отже, матеріаломісткість насоса (рис.12б).

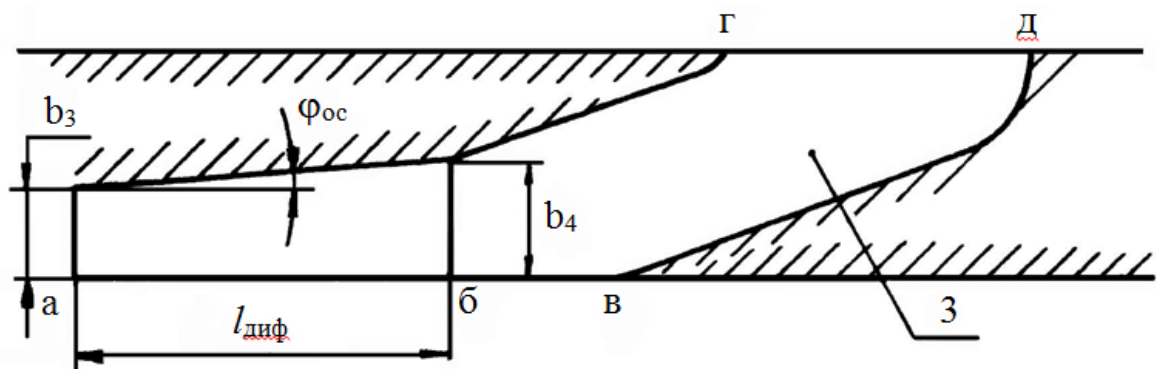


Рисунок 11 – Розгортка дифузорного й переводного каналу по середній лінії

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		48

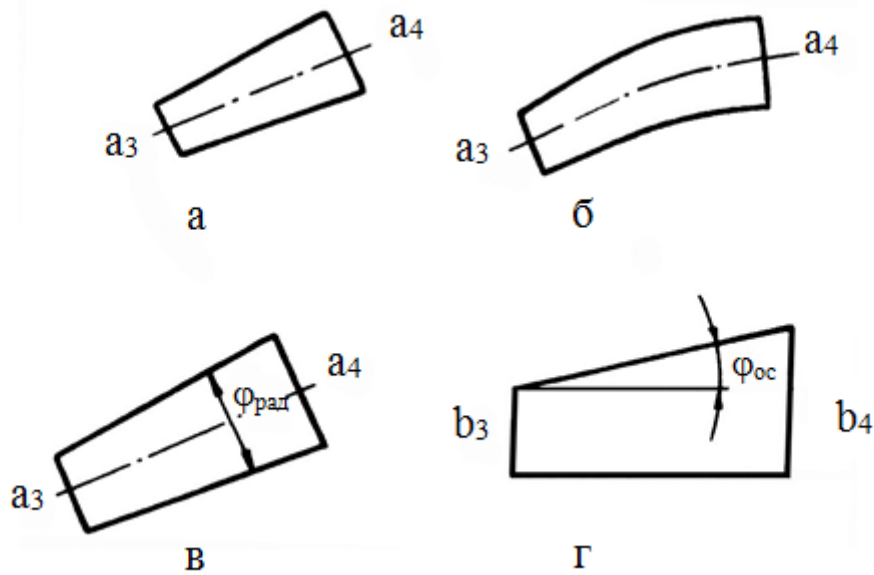


Рисунок 12 – Типи дифузорних каналів

$$\varphi_{ос} = 4 \div 6^\circ,$$

$$\varphi_{рад} = 9 \div 11^\circ,$$

Середній кут розширення дифузору $\varphi_{екв}$ вираховують за еквівалентним конусом:

$$\varphi_{екв} = 2 \arctg \frac{\sqrt{\frac{F_4}{\pi}} - \sqrt{\frac{F_3}{\pi}}}{l_{диф}} = 7 - 9^\circ \quad (5.9)$$

Приймаємо $\varphi_{екв} = 8^\circ$.

Площа на виході з дифузорного каналу:

$$F_4 = F_3 (2,5 \div 3,0) \quad (5.10)$$

$$F_4 = 0,0013 \cdot 3 = 0,0039 \text{ м}^2.$$

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		49

Визначаємо довжину дифузійного каналу за формулою:

$$l_{\text{диф}} = (3 \div 5) \cdot a_3 \quad (5.11)$$

$$l_{\text{диф}} = 3 \cdot 0,063 = 0,189 \text{ м.}$$

Обираємо кількість лопаток зворотнього каналу:

$$z_{o.k} = z_{n.a} = 6.$$

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		50

2 РОЗРАХУНКИ ДЛЯ ВИБОРУ ДВИГУНА ТА МУЛЬТИПЛІКАТОРА

2.1 ВИБІР ПРИВОДУ НАСОСА

Потужність насоса на номінальному режимі при густині рідини

$$\rho = 1000 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} :$$

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

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,055 \cdot 1700}{1000 \cdot 0,62} = 1,48 \text{МВт}.$$

де $\eta = 0,62$ – к.к.д.насоса ;

Визначаємо потужність електродвигуна:

$$N_{el} = K \cdot N, \quad (6.2)$$

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

Потужність електродвигуна рівна:

$$N_{el} = (1,1 \div 1,3) \cdot 1,48 = 1,63 \dots 1,92 \text{МВт}.$$

Для приводу насоса вибираємо електродвигун 4А3МВ 2000/6000-2.5 з параметрами:

потужність – 2000 кВт;

напруга – 6000 В;

частота обертання – 2979 об/хв.

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		51

2.2 РОЗРАХУНОК ПУСКОВОЇ МОМЕНТНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Залежність моменту опору ротора насоса від частоти обертання при пуску насоса є параболою

$$M = K \cdot n^2, \quad (6.3)$$

де K – коефіцієнт параболи;

n – частота обертання ротора, об/хв.

Графік залежності моменту опору будується по трьом крапках:

- початкового моменту руху ($n = 0$);
- мінімального моменту опору агрегату (крапка С);
- повного розвороту електродвигуна ($n = 3000$ об/хв).

У початковий момент при $n = 0$:

$$M_0 = 0,21 \cdot M_{ном}, \quad (6.4)$$

де $M_{ном}$ – момент електродвигуна;

Він визначається по формулі:

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

де $N_{дв} = 2000 \text{кВт}$ – номінальна потужність двигуна;

Визначимо кутову швидкість:

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 3000}{30} = 314 \text{с}^{-1}.$$

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
						52
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$M_{ном} = \frac{2000}{314} = 6,36кН \cdot м = 6360Н \cdot м.$$

Визначаємо значення M_0 за формулою (6.4):

$$M_0 = 0,21 \cdot 6360 = 1335Н \cdot м.$$

Момент опору агрегату при повному розвороті електродвигуна M_{max} :

$$M_{max} = \frac{N_{max}}{\omega}, \quad (6.6)$$

де N_{max} – максимальна потужність насоса;

$$N_{max} = N_{el} = 2000кВт;$$

$$M_{max} = \frac{2000}{314} = 6,36кН \cdot м = 6360Н \cdot м.$$

Мінімальний момент опору відповідає точці “С” з координатами:

$$n_c = 0,2n \text{ і } M_c = 0,16M_{max}; \quad (6.7)$$

тоді:

$$n_c = 0,3 \cdot 3000 = 900об / хв;$$

$$M_c = 0,03 \cdot 6360 = 191Н \cdot м.$$

Коефіцієнт параболі визначається по величині моменту при повному розвороті двигуна:

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
						53
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$K = \frac{M_{\max}}{n^2}. \quad (6.8)$$

Визначаємо значення коефіцієнта параболі:

$$K = \frac{6360}{3000^2} = 7,06 \cdot 10^{-4}$$

Розраховуємо за формулою (6.2) значення моменту опору при різних частотах обертання, отримані результати розрахунку моментної характеристики зводимо в таблицю 7.

Таблиця 7 – Пускова моментна характеристика

n, об/хв	0	250	500	750	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500	2750	3000
M, Н*м	0	44	175	394	700	1094	1575	2144	2800	3544	4375	5294	6300

Пускова моментна характеристика насосного агрегату представлена на рисунку 13.

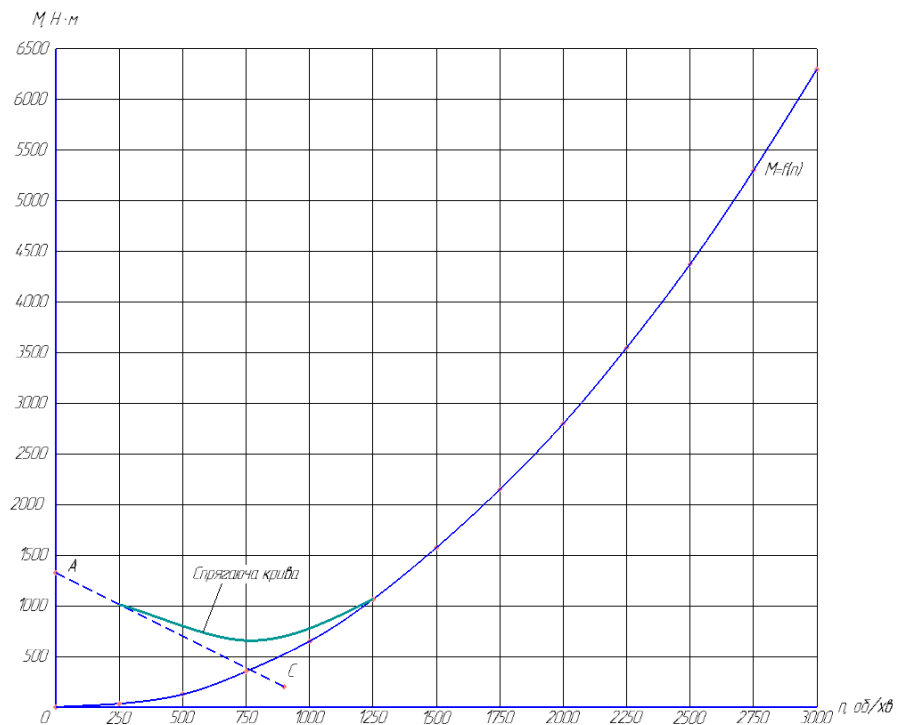


Рисунок 13– Пускова моментна характеристика

2.3 ВИБІР МУЛЬТИПЛІКАТОРА

Умови використання мультиплікатора

Для забезпечення роботи насоса зі швидкістю 6000 об/хв. Ми могли піти трьома шляхами. Перший з них – встановити мультиплікатор заданої потужності, другий – встановити гідromуфту, а третій – обрати двигун зі змінною частотою обертання.

Було обрано встановлення мультиплікатора, так як цей варіант має найнижчу вартість серед усіх трьох можливих варіантів.

У якості мультиплікатора було обрано редуктор 1ЦУ-250-2-12-УХЛ4 фірми «ПМЗ Денасмаш» (рис.14) встановлений швидкохідним валом до насоса. Передатне число мультиплікатора дорівнює 2:1.



Рисунок 14 - Мультиплікатор 1ЦУ-250

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		55

3 РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ

3.1 ВИЗНАЧЕННЯ ОСЬОВОЇ СИЛИ, ЩО ДІЄ НА РОТОР НАСОСА

У робочому колесі одностороннього входу через відсутність симетрії його щодо площини, перпендикулярної осі обертання насоса, виникає неврівноважена гідравлічна сила, направлена вздовж осі у бік вхідної воронки колеса. Сумарна осьова сила сучасних потужних насосів досягає десятків і навіть сотень тонн і урівноваження її пов'язане з великими труднощами.

При складанні епюр тиску на зовнішніх сторонах дисків залишається неврівноважена (заштрихована) частина епюри на кільцевій поверхні з радіусами r_{y1} і r_{y2} , яка і обумовлює наявність осьової сили T_1 (див. рис. 3.1). Цю силу визначають підсумовуванням, і при прийнятих допущеннях вона рівна:

$$T_1 = z \cdot \gamma \cdot \pi (r_{y1}^2 - r_{y2}^2) \left[H_p - \frac{\omega^2}{8 \cdot g} \left(r_2^2 - \frac{r_{y1}^2 + r_{y2}^2}{2} \right) \right], \quad (3.1.1)$$

де r_{y1} , r_{y2} – радіуси переднього і заднього ущільнень робочого колеса, м;

H_p – потенційний напір колеса, м;

r_2 – зовнішній радіус колеса, м;

γ - питома вага рідини $\left(\gamma = 11770 \frac{H}{m^3} \right)$;

ω - кутова швидкість обертання валу, s^{-1} ;

g – прискорення вільного падіння, m/s^2 ;

z - кількість робочих коліс.

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		56

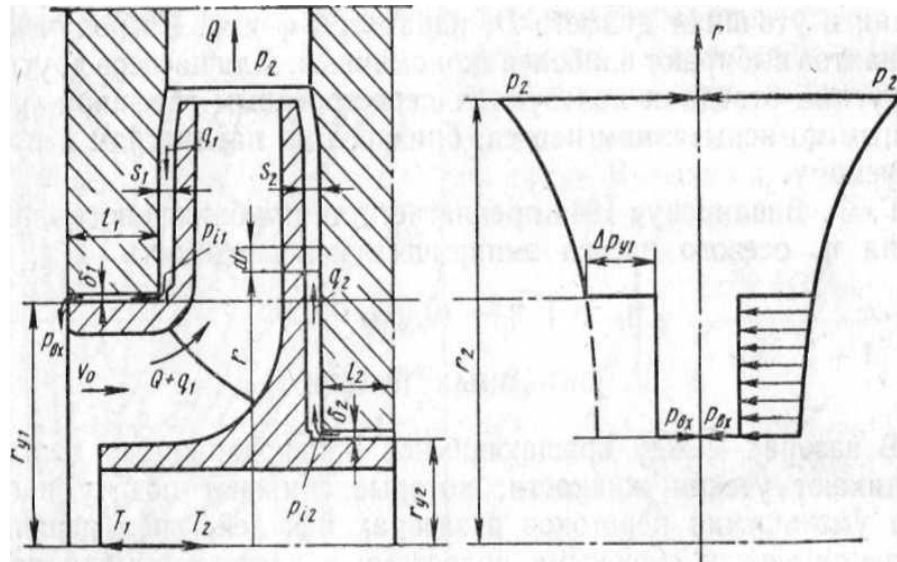


Рисунок 15 – Схема дії осьових сил в насосі

З креслення робочого колеса:

$$r_{y1} = 0,07 \text{ м}; r_2 = 0,125 \text{ м}; r_{y2} = 0,0495 \text{ м.}$$

Потенційний напір робочого колеса визначається по залежності [3]

$$H_p = H \left(1 - \frac{v_{2u}}{2U_2} \right), \quad (3.1.2)$$

де H – напір колеса насоса;

v_{2u} - окружна складова абсолютної швидкості;

U_2 – окружна швидкість колеса.

Окружна складова абсолютної швидкості

$$v_{2u} = \frac{g \cdot H_T}{\omega \cdot r_2}, \quad (3.1.3)$$

$$v_{2u} = \frac{9,81 \cdot 332}{314 \cdot 0,125} = 82,98 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		57

$$H_p = 242,9 \left(1 - \frac{82,98}{2 \cdot 78,23} \right) = 114,16 \text{ м.}$$

$$T_1 = 7 \cdot 11770 \cdot 3,14 (0,07^2 - 0,0495^2) \left[114,16 - \frac{314^2}{8 \cdot 9,81} \left(0,125^2 - \frac{0,07^2 + 0,0495^2}{2} \right) \right] = 62793 \text{ Н}$$

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

Сила T_2 визначається за формулою [3]:

$$T_2 = B \cdot \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot v_0 \cdot z, \quad (3.1.4)$$

де $B = 1$ – для радіальних коліс;

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

Швидкість v_0

$$v_0 = \frac{Q}{S_0}, \quad (3.1.5)$$

де S – площа вхідного перетину колеса, м².

$$S_0 = \frac{\pi \cdot (D_0^2 - d_{\text{вт}}^2)}{4}, \quad (3.1.6)$$

де D_0 – діаметр входу в колесо, $D_0 = 0,13$ м;

$d_{\text{вт}}$ – діаметр втулки, $d_{\text{вт}} = 0,100$ м.

$$S_0 = \frac{3,14 \cdot (0,13^2 - 0,100^2)}{4} = 0,0054 \text{ м}^2;$$

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
						58
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$v_0 = \frac{0,056}{0,0054} = 10,37 \frac{м}{с};$$

$$T_2 = \frac{11770 \cdot 0,056}{9,81} \cdot 10,37 \cdot 7 = 4877 Н .$$

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо:

$$T = T_1 - T_2; \quad (3.1.7)$$

$$T = 62793 - 4877 = 57916 Н.$$

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		59

3.2 ВИЗНАЧЕННЯ РАДІАЛЬНОЇ СИЛИ, ЩО ДІЄ НА РОТОР НАСОСУ

Сумарна радіальна сила, що діє на ротор насосу визначається за формулою:

$$R = R_1 + R_2 - R_3, \quad (3.2.1)$$

де R_1 - радіальна сила, що виникає від ваги колеса;

R_2 - що діє на рідини у колесі;

R_3 - радіальна сила у відцентровому насосі із спіральним відводом;

Радіальна сила, що виникає від ваги колеса визначається за формулою:

$$R_1 = m_1 \cdot g \cdot z \quad (3.2.2)$$

де m_1 – маса колеса;

g – прискорення вільного падіння;

z – кількість лопатей РК.

$$R_1 = 7,5 \cdot 9,81 \cdot 7 = 515H$$

Радіальна сила, що діє на рідини у колесі визначається за формулою:

$$R_2 = m_2 g \cdot z \quad (3.2.3)$$

де m_2 – маса рідини.

$$R_2 = 0,6 \cdot 9,81 \cdot 7 = 41,2H$$

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		60

Для визначення радіальної сили у відцентровому насосі із спіральним відводом використовуємо формулу [4]:

$$R_3 = K_R \cdot \left(1 - \left(\frac{Q}{Q_{onm}} \right)^2 \right) \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot z, \quad (3.2.4)$$

де K_R – безрозмірний коефіцієнт радіальної сили;

D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса,

$D_2 = 0,25$ м;

b_2 – ширина колеса на виході, що включає і товщину його дисків

$b_2 = 0,015$ м.

Коефіцієнт K_R приймаємо рівним 0,36 експериментально.

Максимальна сила буде на режимі $Q = 0$.

$$R_3 = 0,36 \cdot 1 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,25 \cdot 0,015 \cdot 242,9 \cdot 7 = 2251,76 \text{ Н}.$$

Сумарна радіальна сила:

$$R = 515 + 41,2 - 2251,76 = - 1695,56 \text{ Н}$$

Знак “ - “ означає, що сумарна радіальна сила спрямована вгору.

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		61

3.3 ВИБІР ТИПУ УЩІЛЬНЕННЯ

Для розробленої конструкції насоса кінцевим ущільненням валу є сальникове ущільнення (рис. 9.1).

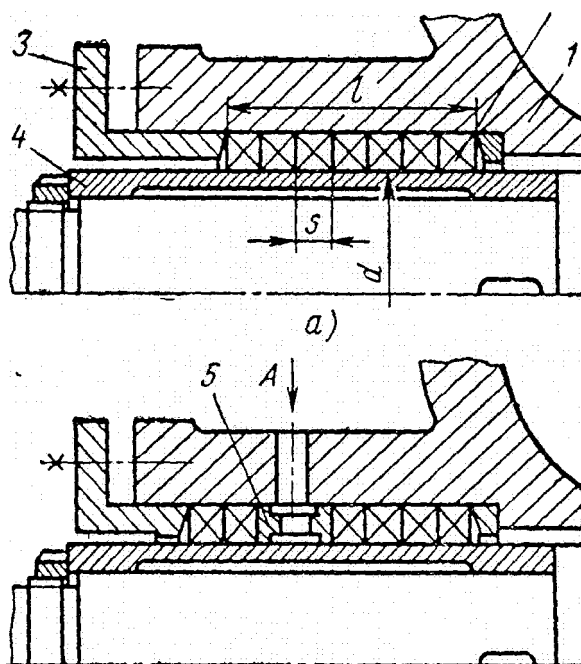


Рисунок 16 – Конструкція сальникового ущільнення.

З метою захисту сальникового ущільнення від зносу у вузол ущільнення подається рідина затвора під тиском, що перевищує тиск на виході з насоса на 0,05 МПа. Як рідина затвор використовується технічно чиста вода з температурою не вище 40⁰ С. Витрата води, що подається в сальник 0,01 м³/ч.

Згідно [3] товщина кільця набивання:

$$s = \sqrt{d}, \quad (3.3.1)$$

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		62

де d – зовнішній діаметр захисної гільзи на валу в місці набивання сальника мм ($d = 100$ мм);

$$S = \sqrt{100} = 10 \text{ мм.}$$

Довжина сальникового ущільнення рівна:

$$L = i \cdot s, \quad (3.3.2)$$

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

s – товщина кільця набивання, мм.

$$L = 5 \cdot 10 = 50 \text{ мм.}$$

Відповідно до ГОСТ 5152-84 вибираємо сальникову набивку з одношаровим оплетенням змазки АГІ 10х12.

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		63

3.4 РОЗРАХУНОК З'ЄДНАННЯ ШПОНКИ ВАЛУ З КОЛЕСОМ

Вихідні дані для розрахунку:

Матеріал валу - Сталь 40Х.

Матеріал шпонки – Сталь 45.

Межа текучості - $\sigma_{0,2} = 343$ МПа.

Допустиме значення $[\tau]_{сп} \approx 0,6 \cdot [\sigma]_{зм} = 0,6 \cdot 192 = 115$ МПа .

Матеріал колеса – 20Х13Л.

Момент кручення, на валу $M_{кр} = 6,36$ кН · м

Розмір шпонки під робочим колесом, мм, $b \times h \times l = 22 \times 14 \times 45$.

При розрахунку з'єднання шпонки валу з колесом визначається напруга на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)}, \quad (3.4.1)$$

де l_p – робоча довжина шпонки;

t_1 – глибина паза валу;

h – висота шпонки;

d – діаметр валу.

$$d = 22 \text{ мм}, \quad l_p = l - b = 45 - 22 = 23 \text{ мм}, \quad t_1 = 9 \text{ мм}, \quad h = 14 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 6360}{0,08 \cdot 0,023 \cdot (0,014 - 0,009)} = 138000000 \text{ Па} = 138 \text{ МПа}.$$

Напруга на зминання, що допускається, обчислюємо для матеріалу шпонки, що має найнижчу межу текучості.

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		64

Допустима напруга на зминання:

$$[\sigma_{зм}] = 0,56 \cdot \sigma_{0,2}; \quad (3.4.2)$$

$$[\sigma_{зм}] = 0,56 \cdot 343 = 192 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{зм} < [\sigma_{зм}].$$

Умова міцності виконується.

Перевіримо шпонку на зріз:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M}{d \cdot l \cdot b} \leq [\tau]_{зр}$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 6360}{0,08 \cdot 45 \cdot 10^{-3} \cdot 22 \cdot 10^{-3}} = 16 \text{ МПа} \leq 115 \text{ МПа}$$

Умова виконується.

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		65

3.5 РОЗРАХУНОК ВАЛУ НА МІЦНІСТЬ

Для визначення напруги в перетинах валу побудуємо епюру моментів згинання

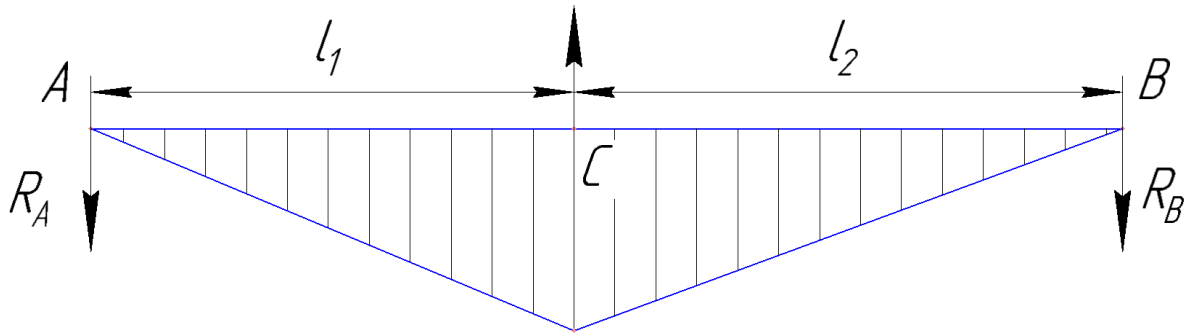


Рисунок 17 – Епюра згинаючих моментів

Визначаємо сили що діють на вал в опорах:

Сума моментів відносно т. А:

$$R \cdot l_1 - R_B(l_1 + l_2) = 0; \quad (3.5.1)$$

Радіальна сила $R_2 = 1695,56H$

$$R_B = \frac{R l_1}{l_1 + l_2} = \frac{1695,56 \cdot 0,59}{0,59 + 0,67} = 793,95H$$

Сума моментів відносно т. В:

$$R \cdot l_2 - R_A(l_1 + l_2) = 0; \quad (3.5.2)$$

$$R_A = \frac{R l_2}{l_1 + l_2} = \frac{1695,56 \cdot 0,67}{0,59 + 0,67} = 901,61H$$

Максимальний згинальний момент для т. С визначається:

$$M_{3c} = R_A \cdot l_1 = R_B \cdot l_2; \quad (3.5.3)$$

$$M_{3c} = 901,61 \cdot 0,59 = 532H \cdot m;$$

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

Найбільший крутний момент на валу:

$$M_{кр} = 9551 \cdot \frac{N}{n}, \quad (3.5.4)$$

де N – потужність насоса; N = 1480 кВт.

$$M_{кр} = 9551 \cdot \frac{1480}{6000} = 2356 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент опору перетину валу в точці А:

$$W_{зг} = 0,1 \cdot d^3, \quad (3.5.5)$$

де d = 74 мм – діаметр вала під підшипником.

$$W_{зг} = 0,1 \cdot 0,074^3 = 4,05 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3.$$

Момент опору крученню

$$W_{кр} = 0,2 \cdot d^3 \quad (3.5.6)$$

$$W_{кр} = 0,2 \cdot 0,074^3 = 8,1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3.$$

Напруга згинання

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W_{зг}}, \quad (3.5.7)$$

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
						67
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\sigma_{зз} = \frac{532}{4,05 \cdot 10^{-5}} = 13,14 \cdot 10^6 \text{ Па} = 13,14 \text{ МПа}.$$

Напруга кручення

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}}, \quad (3.5.8)$$

$$\tau_{кр} = \frac{2356}{8,1 \cdot 10^{-5}} = 29 \text{ МПа}.$$

Еквівалентна напруга

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_{зз}^2 + 4 \cdot \tau_{кр}^2}, \quad (3.5.9)$$

$$\sigma_{екв} = \sqrt{13,14^2 + 4 \cdot 29^2} = 60 \text{ МПа}.$$

Матеріал валу – Сталь 40Х;

Межа текучості - $\sigma_T = 343 \text{ МПа}$.

Запас міцності по межі текучості:

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{екв}}, \quad (3.5.10)$$

$$n_T = \frac{343}{60} = 5,72.$$

Коефіцієнт n_T не повинен перевищувати значення 8 .

Умова міцності виконується.

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		68

3.6 РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ

Найбільшою перевагою підшипників ковзання є безшумність і висока демпфуюча здатність при впливі циклічних і ударних навантажень.

Критерії розрахунків підшипників ковзання залежать насамперед від характеру тертя в підшипнику. Можна виділити три основні види тертя ковзання: граничне, змішане (або напіврідинне) і рідинне.

Граничне тертя має місце при невеликих швидкостях ковзання поверхонь тертя, при цьому товщина шару мастила порядку 0,1 мкм.

Зі збільшенням швидкості ковзання $v = \omega r$ величина коефіцієнта тертя f зменшується, стаючи вельми нестійкою в зв'язку з тим, що тертя переходить в змішане, при якому, незважаючи на збільшену товщину шару мастила, все ще має місце зіткнення окремих виступів що труться.

Для найбільших навантажень актуальним буде режим рідинного тертя, при якому поверхні тертя повністю розділені шаром мастила.

Підшипники ковзання обираємо роз'ємного типу (двох вкладишів з бабітовими наплавками).

Відношення l/d для нашого випадку приймаємо рівним 0,8.

Обираємо діаметр і довжину цапфи:

Приймаємо $d_y = 0,078\text{ м}$; $l = 0,065\text{ м}$

Визначаємо товщину стінки вкладишу:

$$\delta = 0,1 \cdot d + 2,5 \quad (3.6.1)$$

$$\delta = 0,1 \cdot 78 + 2,5 = 10,3\text{ мм}.$$

Від провороту та осевого зміщення вкладиші фіксуються циліндричними штифтами. Змашування підшипників – примусового типу, відбувається за допомогою маслоустановки через допоміжні трубопроводи подачі масла.

Наплавку виконуємо з матеріалу бабіт Б89.

Температура підшипників під час роботи не повинна перевищувати 80°C.

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		69

3.7 РОЗРАХУНОК ГІДРОП'ЯТИ

Торцевий зазор в залежності від зовнішнього радіуса диску

Таблиця 8

$R_a, \text{мм}$	< 60	60...100	100...175	175<
$b_l, \text{мм}$	0,08...0,1	0,1...0,15	0,15...0,2	0,25

Вхідний радіус торцевої щілини (зовнішній радіус диску гідроп'яти). В першому наближенні задається:

$$R_a = (0,7...1) \cdot R_2 \quad (3.7.1)$$

$$R_a = (0,7...1) \cdot 125 = 87,5...125 \text{ мм}$$

Приймаємо $R_a = 100$ мм.

Приймаємо $b_l = 0,15$ мм (згідно табл.11).

Внутрішній радіус диску гідроп'яти:

$$R_b = (0,7...0,8) \cdot R_a \quad (3.7.2)$$

$$R_b = (0,7...0,8) \cdot 100 = 70...80 \text{ мм}$$

Приймаємо $R_b = 75$ мм.

Відносний перепад тисків на диску гідроп'яти рекомендується назначати в межах $\beta = 0,3...0,5$.

Приймаємо $\beta = 0,5$.

4 РОЗДІЛ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКИ В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 ОРГАНІЗАЦІЯ ПОЖЕЖНОЇ БЕЗПЕКИ У НАВЧАЛЬНОМУ ЗАКЛАДІ

На державному рівні норми про організацію пожежної безпеки у навчальному закладі закріплено відповідним нормативним документом (наказом МОН України № 974, прийнятим 15.08.2016, яким було затверджено Правила пожежної безпеки для навчальних закладів та установ системи освіти України (далі – Правила № 974). Крім того, питання щодо додержання пожежної безпеки в закладах освіти, регулюються: Кодексом цивільного захисту України (далі – КЦЗУ); наказом МВС № 1417, прийнятим 30.12.2014 року, яким було затверджено Правила пожежної безпеки в Україні (далі – Правила №1417) [14].

Обов'язок щодо додержання вимог та правил пожежної безпеки у відповідних організаціях закріплено і локальними документами (положеннями й статутами організацій, трудовими угодами та контрактами). Ця діяльність входить до складу трудової (виробничої) діяльності робітників та посадових осіб у різних закладах (державних або приватних).

Відповідальний за пожежну безпеку в навчальному закладі

Як вбачається зі змісту статті 55 КЦЗУ, відповідальним за додержання пожежної безпеки відповідних організацій є її власник чи керівник. Зокрема, така особа має гарантувати виконання усіма учасниками навчально-виховного процесу та іншими працівниками Правил № 974 й інших нормативних актів, що регулюють питання пожежної безпеки. Він зобов'язаний контролювати додержання ними встановленого в організації протипожежного режиму. Водночас власник та/або керівник організації повинен зробити все можливе для запобігання пожежі. Загалом, КЦЗУ,

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		71

Правилами №1417 та № 974 (п.1 та п. 4 розділу II), визначено чіткий перелік обов'язків власника чи керівника освітнього закладу (особи, яка його заміщує) щодо гарантування додержання пожежної безпеки: призначення працівників (посадових осіб), які відповідатимуть за протипожежний стан у відповідному структурному підрозділі організації, в окремих приміщеннях чи дільницях, відповідатимуть за пожежну безпеку інженерного обладнання, за зберігання й використання протипожежних засобів; визначення у посадових інструкціях та інших локальних актах обов'язків зазначених осіб (п. 2 розділу II Правилами №1417). Зокрема, керівник повинен окреслити обов'язки учителів щодо забезпечення пожежної безпеки; забезпечення процесу вивчення нормативних актів, що регулюють питання додержання пожежної безпеки педпрацівниками та рештою персоналу освітніх та навчальних закладів, а також організація проведення для них протипожежного інструктажу. Зокрема, власник та/або керівник організації повинен затвердити місце та час проведення такого інструктажу, визначити порядок його проведення, і, разом з цим, список осіб, які мають його провести. Керівник (власник) має проконтролювати, щоб тих працівників, що не пройшли протипожежний інструктаж, а також навчання та перевірку знань з пожежної безпеки, не було допущено до роботи; забезпечення організації первинними засобами пожежогасіння та іншим протипожежним устаткуванням. сприяння розробці плану евакуації й порядку оповіщення людей, затвердження такого документа. Зазначений план обумовлює дії працівників при пожежі, обов'язки учителів щодо забезпечення пожежної безпеки під час цієї надзвичайної ситуації. Зверніть увагу, що план та порядок евакуації мають переглядати з періодичністю кожних три роки. Крім того, потрібно мінімум раз у півріччя, а в установах сезонного типу — на початку кожної зміни, відпрацьовувати план евакуації на практичних заняттях; здійснення ряду інших заходів для гарантії пожежної безпеки в освітньому закладі. Керівник навчальних закладів та освітніх установ або уповноважені ними особи відповідають за пожежну безпеку у вказаних

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		72

організаціях. У випадку порушень правил пожежної безпеки вони нестимуть передбачену законом відповідальність (адміністративну, кримінальну, дисциплінарну тощо). Якщо в організації через пожежу трапився нещасний випадок, його розслідуватимуть, керуючись Порядком проведення розслідування та ведення обліку нещасних випадків, професійних захворювань і аварій на виробництві. Вказаний документ було затверджено 30.11.2011 р. постановою КМУ від № 1232.

Вимоги до пожежної безпеки в навчальних закладах

Як вбачається зі змісту КЦЗУ, суб'єкти господарювання повинні: розробляти інструкції та видавати відповідні накази, контролювати стан їх виконання; впроваджувати науково-технічні досягнення в процесі розробки різноманітних заходів, які проводяться для забезпечення пожежної безпеки; слідкувати за тим, щоб засоби цивільного та протипожежного захисту в організації не були пошкоджені та утримувалися в належному стані, а також не допускати, щоб їх використовували не за призначенням; забезпечити, щоб усіма учасниками навчального процесу та працівниками освітнього закладу виконувалися вимоги законодавства, що регулює питання пожежної безпеки. Додаткові обов'язки щодо додержання пожежної безпеки виникають в установах, де учні або вихованці знаходяться цілодобово, у нічний або вечірній час чи в святкові та вихідні дні. Черговий працівник повинен: визначити чи є в наявності усі засоби пожежогасіння і чи є вони справними, з'ясувати, чи не вийшов з ладу телефонний зв'язок, пожежна сигналізація та чергове освітлення; перевірити, чи є доступ до всіх шляхів евакуації, чи вони не перегорожені сторонніми предметами; завжди мати ключі від евакуаційних виходів, а також списки осіб, що перебувають у приміщенні. якщо буде встановлено факт порушення протипожежного режиму або наявності несправностей, що можуть стати причиною пожежі, потрібно негайно доповісти про це керівнику чи особі, що тимчасово виконує його обов'язки. Змінами до Правил пожежної безпеки в Україні уточнено, що чергові у дитячих закладах мають бути забезпечені засобами індивідуального

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		73

захисту органів дихання для саморяттування людей під час пожежі з розрахунку на максимальну кількість дітей та окремо для обслуговуючого персоналу (п.1.3 розділу VI Правил). Раніше в цьому пункті йшлося про «фільтрувальні пристрої для саморяттування».

4.2 ДІЇ НАСЕЛЕННЯ В РАЗІ ВИНИКНЕННЯ НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЙ

Оповіщення населення про дії при виникненні надзвичайних ситуацій здійснюється через мережу дротяного мовлення, а також через місцеві радіомовні станції і телебачення та пересувні автомобілі, які оснащені гучномовцями [15].

Як діяти при проведенні евакуації?

Перед повідомленням про порядок та початок евакуації буде подано звуковий сигнал «УВАГА, ВСІМ!» – сирени і переривисте звучання електросирен.

Почувши цей сигнал, негайно увімкніть радіоприймач або телевізор і слухайте повідомлення про надзвичайну ситуацію та порядок дій. Тим, хто знаходиться на вулиці, слід зайти в установу, магазин, де попросити зробити теж саме.

На кожний випадок надзвичайних ситуацій підготовлено різні варіанти повідомлень, які потім, з урахуванням конкретних подій, корегуються.

Уповодж 5 хвилин після подачі звукових сигналів передається мовна інформація про надзвичайну ситуацію. Вислухавши повідомлення, кожний громадянин повинен діяти без паніки і метушні у відповідності з отриманими вказівками.

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		74

Загальні правила:

- Попередьте сусідів, надайте допомогу інвалідам, дітям та людям похилого віку.
- Уточніть місце найближчого укриття (приміром, підвальне приміщення, метрополітен, паркінг).
- Підготуйтеся: при виході з собою упакуйте в герметичні пакети та складіть у валізу документи, цінності та гроші, предмети першої необхідності, ліки, мінімум білизни та одягу, запас питної води та консервованих продуктів на 2-3 доби, найпростіші засоби санітарної обробки та гігієни. Дітям дошкільного віку вкласти в кишеню або пришити до одягу записку, у якій вказати прізвище, ім'я та по-батькові дитини та батьків і домашню адресу.
- Обов'язково взяти з собою засоби індивідуального захисту (протигази, респіратори, марлеві пов'язки).
- Перед виходом з будинку вимкніть джерела електро-, водо- і газопостачання, візьміть підготовлені речі.
- На збірних евакуаційних пунктах уважно слухайте та чітко виконуйте всі розпорядження посадових осіб евакуаційних органів та органів охорони громадського порядку.

Як діяти населенню в місцях бойових дій?

- При першій же нагоді залиште місце ведення бойових дій! Майте при собі документи.
- Якщо це неможливо, варто вивісити на будинку плакат: «ТУТ МИРНІ ЖИТЕЛІ/ЗДЕСЬ МИРНІЕ ЖИТЕЛИ».
- зробіть запас продуктів харчування і питної води;
- якщо є змога, обладнайте укриття у підвалі, захистіть його мішками з піском, передбачте там наявність аварійного виходу;
- у разі наявності земельної ділянки обладнайте укриття на такій відстані від будинку, яка перевищує його висоту;
- з'ясуйте, де у разі потреби вам може бути надана медична допомога;

										Лист
										75
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	8.131.19MP.000.00 ПЗ					

- якщо у вашому районі розпочалась перестрілка, ляжте на підлогу під вікно або у ванній кімнаті;
- по квартирі пересувайтесь поповзом.
- якщо перестрілка застала вас на вулиці: негайно ляжте на землю; якщо по вас не стріляють, займіть найближче укриття (канаву, яму), переповзійте під бетонний бордюр; не виходьте звідти до завершення обстрілу.

ЧОГО НЕ МОЖНА РОБИТИ:

- підходити до вікон, якщо почуєте постріли;
- спостерігати за ходом бойових дій;
- стояти чи перебігати під обстрілом;
- конфліктувати з озброєними людьми;
- носити армійську форму або камуфльований одяг;
- демонструвати зброю або предмети, схожі на неї;
- підбирати покинуті зброю та боєприпаси.

У разі, коли Ви потрапили під удар авіації, знаходячись поза межами будівель, слід лягти на землю по можливості у найбільш заглиблені місця (канави, рівчаки тощо), прикрити голову якимись речами або, на крайній випадок, руками і дочекатись закінчення вибухів.

Як діяти при виявленні вибухонебезпечних предметів?

- при виявленні вибухонебезпечного (чи потенційно вибухонебезпечного) предмету не чіпайте його і не намагайтесь розібрати;
- негайно повідомте в найближче відділення міліції, у військкомат, органи місцевої виконавчої влади, райвідділ ДСНС або за телефонами «101», «102»;
- побачивши спалах або почувши звук вибуху, негайно сховайтесь чи ляжте на землю. Навіть у тому разі, коли знаходитесь на значній відстані від місця вибуху, оскільки можливе поранення камінням, уламками та ін.

Рекомендації для дорослих:

- позначте місце знахідки небезпечних предметів;
- виставте тимчасову охорону;
- доведіть до присутніх, що торкатися до небезпечних предметів не можна,

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		76

бо це загрожує життю;

- негайно сповістіть у місцеві органи влади, міліцію про знахідку;
- не допускайте до місця знахідки інших людей, особливо дітей.

Рекомендації для дітей:

- позначте місце знахідки;
- не торкайтеся підозрілих предметів і не дозволяйте робити це іншим;
- про знайдені предмети негайно сповістіть дорослих (у школу, міліцію, найближчу установу);
- не розводьте багаття поблизу знахідки;
- запам'ятайте дорогу до того місця, де була виявлена знахідка і поставте помітні позначки.

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		77

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Методичні вказівки по курсовому та дипломному проекту “Проектування центробіжного робочого колеса ” :Харків, 1991.-44с.
2. Анурьев, В.І. Довідник конструктора машинобудівника: у трьох томах./В.І.Анурьев. -М.: Машинобудування, 2001. -Т.1- 920с.
3. Курсове проектування деталей машин: навч. пос./С.А.Чернавський, К. М.Боков, І.М.Чернінта ін - 2-е вид., Перераб. ідоп.-М.: Машинобудування, 1987. - 416с.
4. ГОСТ27854-88 – Насоси динамічні.
5. ГОСТ12.0.003-74 “Опасные и вредные производственные факторы. Классификация. Система стандартов безопасности труда.”
6. Деталі машин.Курсове проектування: навч. пос./П.Ф.Дунаєв, О.П.Льоліков. - М.: Вишашкола, 1984. - 336с.
7. Методичні вказівки по курсовому та дипломному проекту “Розрахунок спірального відводу” :Харків, 1995.-16с.
8. СНиП 2.01-01-82 "Будівельна кліматологія і геофізика ".
9. Методичні вказівки до розрахунково-графічної роботи на тему "Проектування технологічного процесу виготовлення деталі гідравлічної, пневматичної машин" із дисципліни "Технологія виробництва гідро- і пневмомашин" / укладачі : А. С. Мандрика, А. А. Папченко. – Суми : Сумський державний університет, 2013. – 47 с.
10. Методичні вказівки до виконання економічного розділу дипломного проекту для студентів спеціальності 7.090209 «Гідравлічні і пневматичні машини» усіх форм навчання /укладач О.Г. Дегтяренко. – Суми: Сумський державний університет, 2011. – С. 32.
11. Методичні вказівки до виконання дипломних проектів (робіт) / укладачі: О.Г. Гусак, С.В.Сапожніков, В.Ф. Герман, С.П. Кулініч, О.І. Котенко. - Суми: Сумський державний університет, 2011. - 45 с.

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
						78
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

12. ДНАОП 0.001.0794“Правила будови та безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском.

13. Ржебаева Н.К., Ржебаев Е.Е. Розрахунок і конструювання відцентрових насосів: Навчальний посібник. - Суми: Вид-во СумДУ, 2009. - 220с.

14. <https://www.sop.com.ua/article/220-qqq-17-m3-02-03-2017-zabezpechennya-pojejno-bezpeki-u-navchalnih-zakladah>.

15. <http://chmr.gov.ua/ua/newsread.php?view=8782&s=1&s1=17>.

					8.131.19MP.000.00 ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		79