

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ПГМ
« ____ » _____ 20__ р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему:

«Розробка та проектування магістрального відцентрового насоса для перекачування нафтопродуктів з вбудованими підшипниками ковзання на параметри: $Q=1250 \text{ м}^3/\text{год}$, $H=260\text{м}$ »

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

Виконавець роботи

(підпис)

Прімов К.С.
(прізвище, ініціали)

Керівник

(підпис)

Зубахин О.М
(прізвище, ініціали)

Суми 2018

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 75 с., 16 рисунків, 11 таблиць, 1 додатки, 5 літературних джерел.

Тема роботи – «Розробка та проектування магістрального відцентрового насоса для перекачування нафтопродуктів з вбудованими підшипниками ковзання на параметри: $Q=1250 \text{ м}^3/\text{год}$, $H=260\text{м}$ ».

Графічні матеріали: _ листи формату А1 (презентація):

Загальна компоновка насоса (розріз), монтажне креслення насосного агрегату, геометрія проточної частини робочого колеса, креслення робочого колеса, креслення напрямного апарату, креслення вала, креслення ротора.

Мета роботи – розробка та проектування магістрального відцентрового насоса для перекачування нафтопродуктів з вбудованими підшипниками ковзання на параметри: $Q=1250 \text{ м}^3/\text{год}$, $H=260\text{м}$.

Відповідно до поставленої мети було:

– проведено літературний огляд за темою роботи і визначені шляхи досягнення поставленої мети;

– проведено аналіз досліджень і вибрана конструктивна схема насоса;

– виконано гідравлічні розрахунки проточної частини проєктованого насоса;

– виконано розрахунки на міцність: вала, шпонкових з'єднань і довговічності підшипників;

– вибрано електродвигун і побудовано його пускову моментну характеристику.

У розділі охорони праці виконано_____.

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

Зміст

ВСТУП.....	6
Загальна характеристика магістральних нафтових насосів	8
1. Вибір конструктивної схеми насоса.....	11
2.2 Опис конструкції вибраного насоса.....	11
2. Проектування робочого колеса.....	12
2.1.1 Розрахунок складових повного ККД	13
2.1.1.1 Гідравлічні втрати	13
2.1.1.2 Об'ємні втрати	14
2.1.1.3 Механічні втрати	15
3. Побудова меридіанного перерізу	22
3.1 Підготовка меридіанного перерізу РК до профілювання лопаті	24
3.2 Профілювання лопаті	25
3.3 Вибір положення вхідної кромки і визначення кутів входу	28
3.4 Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса.	29
3.5 Побудова лопаті в плані.....	31
4. Розрахунок гідродинамічних сил	32
4.1 Осьові сили, що діють на ротор	32
4.2 Радіальна сила	32
5. Розрахунок вибору привода насоса	34
6. Розрахунки на міцність.....	36

	4
6.1 Розрахунок кінцевого ущільнення вала.....	36
6.1.1 Вибір типу ущільнення	36
6.1.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні	37
6.2 Розрахунок валу	37
6.2.1 Розрахунок реакцій в опорах	38
6.2.2 Наближений розрахунок вала.....	39
6.2.3 Перевірочний розрахунок вала.....	40
6.3 Розрахунок шпонкового з'єднання	41
6.3.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом	41
6.3.2 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою.	43
7. Розрахунок насоса на кавітацію	44
8. РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ СПІРАЛЬНОГО ВІДВОДУ	45
8.1 Вихідні данні для розрахунку спірального відводу наступні:	45
8.2 Розрахунок та проектування спіральної камери.....	45
8.3 Перевірка правильності визначення $F_{роз}$	48
8.6 Побудова приведенного перерізу.	50
8.7 Побудова плану спіралі.	50
9. Розрахунок та проектування напівспірального підводу.	53
9.1 Вихідні данні для розрахунку спірального відводу наступні:	53
9.2 Розрахунок та проектування спірального ділянку підводу.	53
9.3 Перевірка правильності визначення $F_{роз}$	57
9.4 Знаходимо розміри поміжних перерізів 1, 2 та 3.....	58
9.5 Будуємо спіраль в плані.	58
9.6 Побудова вхідного відрізка 1.	58

10. Розрахунок підшипників ковзання.....	60
11. Охорона праці.....	62
12. Економічна частина.....	68
Список використаної літератури	<u>754</u>

ВСТУП

Доставка нафти від місця її видобутку до споживача за допомогою магістральних нафтопроводів є найбільш дешевим способом і здійснюється за допомогою нафтоперекачувальних станцій.

З кожним днем людство все більше вичерпує легкодоступні родовища нафти та починає розроблювати все нові та нові родовища, що знаходяться на значній відстані від споживача та нафтопереробних заводів. Доставка нафти від важкодоступних місцевостей інколи стає перешкодою для розвитку регіону та країни в цілому.

Для задоволення попиту та нарощування добичі нафти потрібні магістральні нафтові насоси, що здатні качати потрібний об'єм нафти.

Загальна характеристика магістральних нафтових насосів

Основні вимоги до конструкції нафтових магістральних насосів наступні:

- забезпечення вибухо – пожежної безпеки;
- корпус насоса повинен витримувати потрібний робочий тиск;
- робота насоса повинна бути повністю автоматизована;
- забезпечення роботи насоса в умовах крайньої Півночі при температурі до -50°C ;
- високий ступінь уніфікації;
- хороша ремонтпридатність.

Ці вимоги реалізуються в конструкції нафтових насосів наступним чином:

- застосування спеціальних матеріалів, що не допускають іскроутворення;
- високий ступінь уніфікації елементів насоса;
- високий ступінь герметизації (кінцеві ущільнення торцевого типу з резервним ущільненням торця і постійним контролем витоку, зливні корита закриті герметичними кожухами щоб уникнути попадання парів нафти в приміщення);
- хороша ремонтпридатність (заміна торцевого ущільнення без знімання корпусу підшипника і ін.);
- корпус насоса і кінцеві ущільнення розраховуються, як правило, на потрібне робочий тиск.

Залежно від необхідних параметрів головні магістральні насоси мають наступні конструктивні схеми:

при подачах до $1000 \text{ м}^3/\text{ч}$ - горизонтальні багатоступінчасті секційні однокорпусні (рис.1.1);

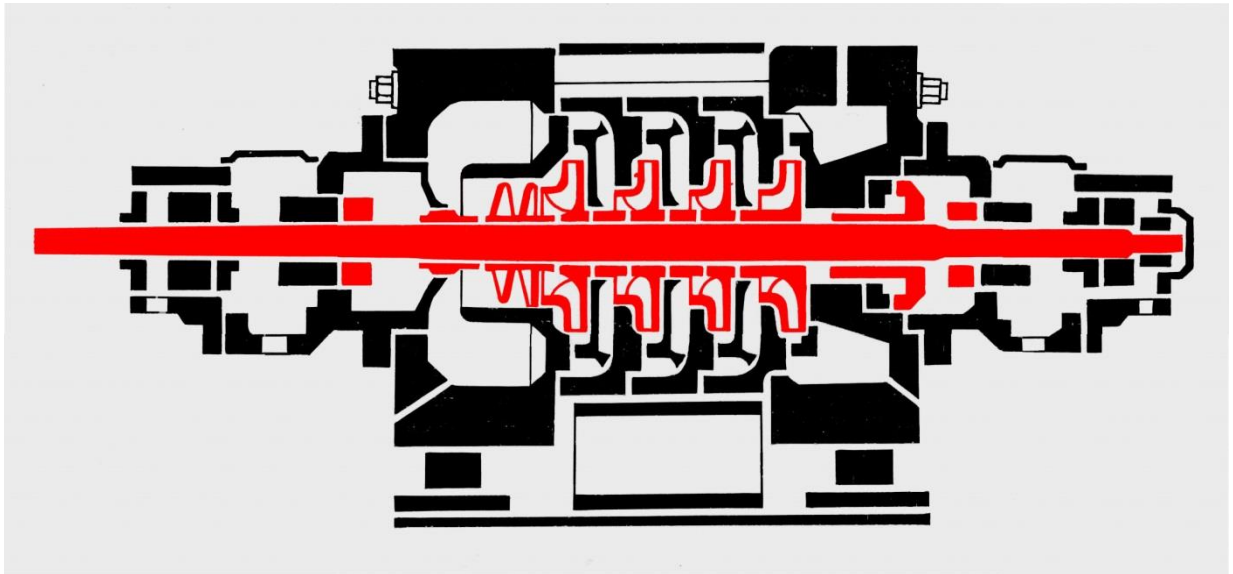


Рисунок 1.29-Насос нафтовий магістральний типа НМ секційний

при подачах більш рівних $1250 \text{ м}^3/\text{год}$ - горизонтальні одноступінчаті спірального типу Д (рис.1.2);

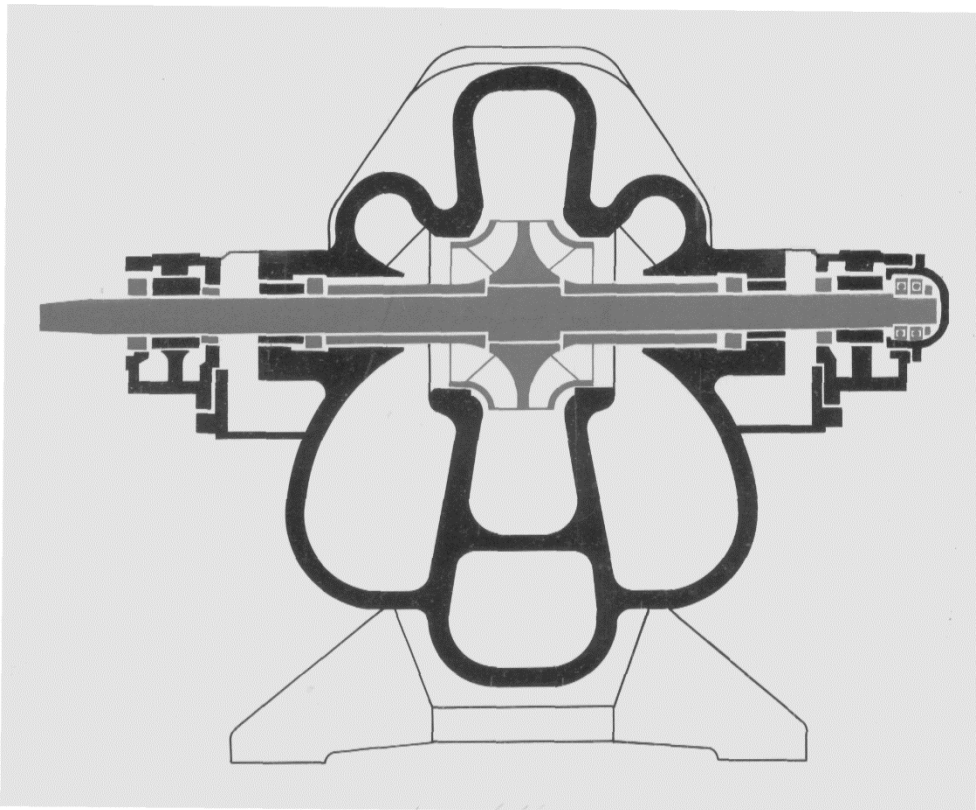


Рисунок 1.2 - Насос нафтовий магістральний НМ типу Д

- підпірні магістральні нафтові насоси мають вертикальну одноступенчатую конструкцію типу НПВ (рис.1.31) або горизонтальну типу НМ;

- насоси відкачування витоків - вертикальні багатоступінчасті (подача до 50 м³/год і натиск до 350м); раніше використовувалися горизонтальні багатоступінчасті насоси типу ЦНС з відповідним удосконаленням конструкції.

Секційні насоси типу НМ і підпірні насоси типу НПВ комплектуються шнеками.

1. Вибір конструктивної схеми насоса

Вихідні данні:

Подача: $Q = 1250$ [м³/год].

Напір: $H = 260$ [м].

Частота обертів ротора: $n = 3000$ [об/хв].

Рідина – товарна нафта.

Густина товарної нафти при 20 °С – 900 кг/м³.

В відповідності до рекомендацій [1] в якості конструктивної схеми магістрального відцентрового насоса для перекачування нафтопродуктів вибираємо насос нафтовий магістральний НМ типу Д.

2.2 Опис конструкції вибраного насоса

На рисунку 1.2 приведена принципова схема нафтового магістрального насосу типу Д. Насос - відцентровий, горизонтальний, одноступінчастий, з колесом типу «Д».

Робочим органом насоса є відцентрове робоче колесо. Нафта через вхідний патрубок та підвід надходить до робочого колеса, де відбувається перетворення механічної енергії обертюв коліс в потенційну і кінетичну складові енергії рідини. Після робочого колеса нафта потрапляє в відвід та у вихідний патрубок і далі нафта надходить в напірну магістраль.

Корпус насоса складається з кришки та корпусу, що має осьовий роз'єм. Герметичність стику корпусу та кришки досягається за рахунок використання прокладки.

Вхідний і напірний патрубки розташовані горизонтально.

Ротор насоса складається з вала, робочого колеса типу «Д», захисних втулок, шайб лабіринтових, кріпильних деталей.

Ротор спирається на підшипники ковзання з кільцевим мастилом.

Насос та привідний електродвигун встановлюються на спільній фундаментній плиті та з'єднуються втулково-пальцевою муфтою з розстановкою для можливого розбирання насоса та електродвигуна від фундаментної плити.

2. Проектування робочого колеса.

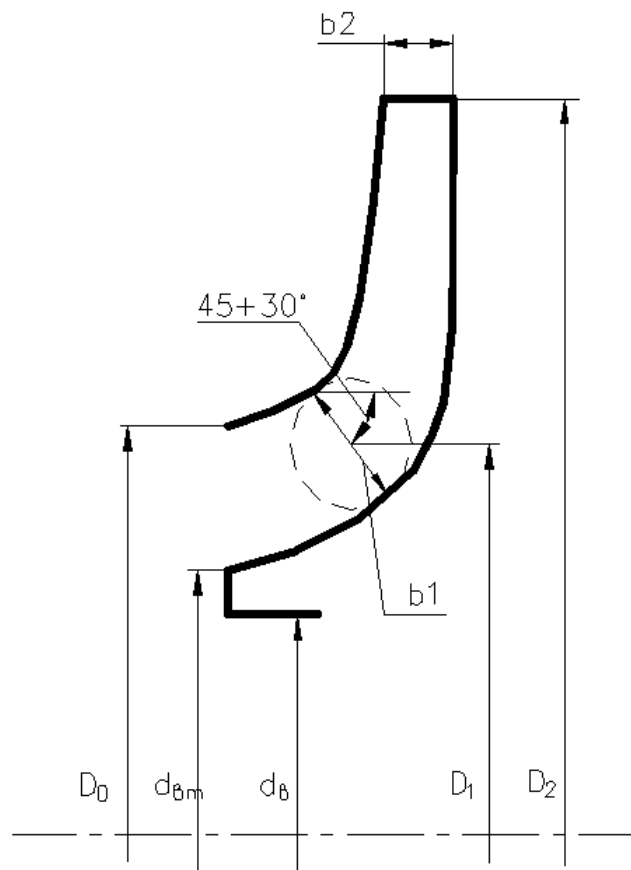


Рисунок 1 - Основні геометричні параметри РК

Вихідні данні:

Подача: $Q = 1250$ [м³/год].

Напір: $H = 260$ [м].

Частота обертів ротора: $n = 3000$ [об/хв].

Рідина – товарна нафта.

Густина товарної нафти при 20 °С – 900 кг/м³.

2.1 Визначення основних геометричних параметрів.

Визначення коефіцієнта швидкохідності:

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

Де $j = 2$ – кількість потоків робочого колеса;

$i = 1$ кількість ступенів насоса.

$$n_s = \frac{3.65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{\frac{1250}{3600 \cdot 2}}}{(260)^{3/4}} = 70.5$$

2.1.1 Розрахунок складових повного ККД

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

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

$$\eta = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{N} = \eta_{\Gamma} \cdot \eta_{об} \cdot \eta_{м} \cdot \eta_{д} \quad (2.2)$$

де $\rho = 900$ [кг/м³] - густина рідини, що перекачується;

$g = 9.81$ [м/с²] - прискорення вільного падіння;

H - напір насоса, м;

Q - подача насоса, м³/с;

N - потужність, що споживається насосом, Вт;

η_{Γ} – гідравлічний ККД;

$\eta_{об}$ – об'ємний ККД;

$\eta_{д}$ – внутрішній механічний ККД;

$\eta_{м}$ – механічний ККД.

2.1.1.1 Гідравлічні втрати

Гідравлічні втрати – це сумарні втрати при русі рідини від вхідного патрубка насоса до вихідного. Гідравлічні втрати умовно можна поділити на дві категорії: втрати на тертя при русі рідини у каналах проточної частини насоса та втрати на вихроутворення, пов'язані з відриванням потоку при обтіканні різних елементів робочих органів насоса.

У першому наближенні гідравлічний ККД визначають за формулою Ломакіна [1]:

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0.42}{(\lg D_{1\text{пр}} - 0.172)^2} \quad (2.3)$$

де $D_{1\text{пр}}$ – приведений діаметр входу в робоче колесо, мм.

Приведений діаметр робочого колеса визначається за формулою

$$D_{1\text{пр}} = K_{\text{вх}} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{j \cdot 3600 \cdot n}} \quad (2.4)$$

Приймаємо $K_{\text{вх}} = 4$.

$$D_{1\text{пр}} = 4 \cdot \sqrt{\frac{1250}{3000 \cdot 3600 \cdot 2}} = 0.155[\text{м}]$$

Знайдемо гідравлічний ККД:

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0.42}{(\lg(0.155 \cdot 10^3) - 0.172)^2} = 0.897$$

2.1.1.2 Об'ємні втрати

Об'ємні втрати пов'язані з протіканням рідини, які виникають у зазорах між рухомими та нерухомими деталями насоса.

Приблизна оцінка об'ємного ККД насоса проводиться за формулою Ломакіна [1]:

$$\eta_{\text{об}} = \frac{1}{1 + 0.68 \cdot n_s^{-\frac{2}{3}}} \quad (2.5)$$

$$\eta_{\text{об}} = \frac{1}{1 + 0.68 \cdot 70.5^{-\frac{2}{3}}} = 0.962$$

2.1.1.3 Механічні втрати

Внутрішній ККД визначаємо за формулою Ломакіна:

$$\eta_d = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^{-2}} \quad (2.19)$$

$$\eta_d = \frac{1}{1 + 820 \cdot 70.5^{-2}} = 0.858$$

Зовнішній ККД приймаємо $\eta_m = 0.98$.

Знаходимо повний ККД насоса:

$$\eta = 0.962 \cdot 0.902 \cdot 0.858 \cdot 0.98 = 0.725$$

Визначення подачі робочого колеса:

$$Q_{pk} = \frac{Q/j}{\eta_0} \quad (2.6)$$

$$Q_{pk} = \frac{1250/2}{0.962} = 650 \text{ [м}^3\text{/год]}$$

Теоретичний напір робочого колеса:

$$H_T = \frac{H}{\eta_r} \quad (2.7)$$

$$H_T = \frac{260}{0.897} = 290 \text{ [м]}$$

Потужність, споживана насосом:

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

$$N = \frac{900 \cdot 9.81 \cdot 240 \cdot 1250}{0.725 \cdot 3600} = 1098794 \text{ [Вт]} = 1099.0 \text{ [кВт]}$$

Визначення максимальної потужності на валу насоса:

$$N_{max} = N \cdot 1.1 \quad (2.9)$$

$$N_{max} = 1099.0 \cdot 1.1 = 1209 \text{ [кВт]}$$

Визначення діаметру валу під робочим колесом, м визначається із розрахунку на кручення по формулі [2]:

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

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

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

Крутний момент на валу насоса:

$$M = \frac{30 \cdot N_{max}}{\pi \cdot n} \quad (2.11)$$

$$M = \frac{30 \cdot 1209000}{3.14 \cdot 3000} = 3847 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Допустиме навантаження на кручення приймаємо $[\tau] = 195 \cdot 10^5 \text{ [Н/м}^2\text{]}$ [2]

Отже

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3847}{3.14 \cdot 195 \cdot 10^5}} = 0.1 \text{ [м]}$$

Приймаємо $d_B = 100 \text{ [мм]}$

Визначення діаметра втулки за формулою [3]:

$$d_{BT} = (1.1 \div 1.4) \cdot d_B \quad (2.12)$$

$$d_{BT} = 1.3 \cdot 0.1 = 0.13 \text{ [м]}$$

Діаметр вхідної воронки робочого колеса визначається за формулою[3]:

$$D_{1пр} = \sqrt{D_0^2 - d_{BT}^2} \quad (2.13)$$

Тоді

$$D_0 = \sqrt{D_{1пр}^2 + d_{BT}^2} = \sqrt{0.155^2 + 0.13^2} = 0.202 \text{ [м]}$$

Швидкість потоку на вході в робоче колесо знаходять з рівняння нерозривності [3]:

$$V_0 = (0.06 \dots 0.08) \cdot \sqrt[3]{Q_{рк} \cdot n^2} \quad (2.14)$$

$$V_0 = 0.07 \cdot \sqrt[3]{\frac{650 \cdot 3000^2}{3600}} = 8.23 \text{ [м/с]}$$

2.1.2 Визначення діаметра вхідної кромки.

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

Орієнтовно приймають що $D_1 = 0.8 \cdot D_0 = 0.162$ [м]

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

$$V_{1m'} = V_0 = 8.23 [\text{м/с}]$$

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості зростає:

$$V_{1m} = V_{1m'} \cdot \psi_1 \quad (2.15)$$

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

$$V_{1m} = 8.23 \cdot 1.15 = 9.46 [\text{м/с}]$$

Кут потоку на вході розраховується із трикутника швидкостей:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}} \quad (2.16)$$

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:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} \quad (2.17)$$

$$U_1 = \frac{3.14 \cdot 0.162 \cdot 3000}{60} = 25.4 [\text{м/с}]$$

Колова складова абсолютної швидкості на вході в робоче колесо^

$$V_{1u} = \frac{0.12 \cdot \sqrt[3]{Q_{\text{рк}}^2 \cdot n}}{D_1} \quad (2.18)$$

$$V_{1u} = \frac{0.12 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{650}{3600}\right)^2 \cdot 3000}}{0.162} = 3.4 [\text{м/с}]$$

Тоді:

$$\beta_{1n} = \operatorname{arctg} \frac{9.46}{25.4 - 3.4} = 23^\circ$$

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

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta \quad (2.19)$$

$$\beta_1 = 23 + 3 = 26^\circ$$

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

Більшість відцентрових насосів різних розмірів, що випускаються, і коефіцієнтів швидкохідності 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 20Х13Л ГОСТ 977-88, приймаємо товщину лопаті $S_1 = 4$ [мм], а число лопатей $z = 7$.

Уточнимо коефіцієнт стиснення потоку ψ_1 :

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_1}{2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot \sin \beta_1}} \quad (2.20)$$

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3.14 \cdot 0.081 \cdot \sin 26}} = 1.142$$

Робимо перевірку $|\psi_1 - \psi_1'| = |1.15 - 1.142| = 0.008$

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:

$$b_1 = \frac{Q_{\text{рк}}}{\pi \cdot D_1 \cdot V_{1m}} \quad (2.21)$$

$$b_1 = \frac{650/3600}{3.14 \cdot 0.162 \cdot 9.46} = 0.038 \text{ [м]}$$

2.1.3 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 $V_{2u} = 0.5U_2$:

$$D_2 = m_2 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot g \cdot H}}{n} \quad (2.22)$$

Де $m_2 = 19.1$ при $n_s \leq 100$.

$$D_2 = 19.1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9.81 \cdot 260}}{3000} = 0.457 \text{ [м]}$$

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

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

$$V'_{2m} = (0.5 \dots 1.0) \cdot V_{1m} \quad (2.23)$$

$$V'_{2m} = 0.63 \cdot 9.46 = 5.96 \text{ [м/с]}$$

Кут на виході із робочого колеса визначається із трикутника швидкостей:

$$\beta_2 = \arcsin \left(\left(\frac{W_1}{W_2} \right)_{\text{опт}} \cdot \frac{\psi_2}{\psi_1} \cdot \frac{V_{2m}}{V_{1m}} \cdot \sin \beta_1 \right) \quad (2.24)$$

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 $\psi_2 = 1.05$.

V_{2m} – медіальна швидкість на виході із робочого колеса з врахуванням стиснення потоку лопатями, $V_{2m} = \psi_2 \cdot V_{2m}' = 1.05 \cdot 5.96 = 6.26$ [м/с].

$$\left(\frac{W_1}{W_2}\right)_{\text{опт}} = 5.68 \cdot 10^{-5} \cdot n_s^2 - 18.23 \cdot 10^{-3} \cdot n_s + 2.65 \quad (2.25)$$

$$\left(\frac{W_1}{W_2}\right)_{\text{опт}} = 5.68 \cdot 10^{-5} \cdot 70.5^2 - 18.23 \cdot 10^{-3} \cdot 70.5 + 2.65 = 1.647$$

тоді

$$\beta_2 = \arcsin\left(1.647 \cdot \frac{1.05}{1.142} \cdot \frac{5.96}{9.46} \cdot \sin 26^\circ\right) = 25^\circ$$

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

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2}\right)^2 + g \cdot H_{T\infty} + V_{1u} \cdot U_1} \quad (2.26)$$

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

Теоретичний напір робочого колеса

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_r \cdot K_z} \quad (2.27)$$

де K_z - поправка на кінцеве число лопатей.

Поправка по Пфлейдеру[3]:

$$K_z = \frac{1}{1 + p} \quad (2.28)$$

$$p = 2 \cdot \frac{\Psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2} \quad (2.44)$$

Коефіцієнт Ψ визначаємо в залежності від n_s . При $n_s < 150$:

$$\Psi = (0.55 \dots 0.65) + 0.6 \cdot \sin \beta_2 \quad (2.44)$$

$$\Psi = 0.55 + 0.6 \cdot \sin 25^\circ = 0.803$$

$$p = 2 \cdot \frac{0.803}{7} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{162}{457}\right)^2} = 0.262$$

$$K_z = \frac{1}{1 + 0.262} = 0.792$$

Тоді:

$$H_{T\infty} = \frac{260}{0.897 \cdot 0.792} = 366 [\text{м}]$$

Після підстановки отримаємо:

$$U_2 = \frac{6.26}{2 \cdot \text{tg}25} + \sqrt{\left(\frac{6.26}{2 \cdot \text{tg}25}\right)^2 + 9.81 \cdot 366 + 3.41 \cdot 25.4} = 67.7 [\text{м/с}]$$

Уточнене значення зовнішнього діаметру D_2 :

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n} \quad (2.29)$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 67.7}{3.14 \cdot 3000} = 0.431 [\text{м}]$$

Приймаємо $D_2 = 430 [\text{мм}]$.

Уточнюємо значення ψ_2' :

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_2}{2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot \sin \beta_2}} \quad (2.30)$$

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3.14 \cdot 0.215 \cdot \sin 25}} = 1.051$$

Робимо перевірку $|\psi_2 - \psi_2'| = |1.05 - 1.051| = 0.001$

Ширина робочого колеса на виході:

$$b_2 = \frac{Q_{\text{рк}}}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{2m}} \quad (2.31)$$

$$b_2 = \frac{650/3600}{3.14 \cdot 0.43 \cdot 6.26} = 0.00212 [\text{м}]$$

Приймаємо $b_2 = 21 \text{ мм}$.

3. Побудова меридіанного перерізу

Контури меридіанного перерізу оптимальної форми знаходимо методом послідовних наближень.

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

$$F_0 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_0^2 - d_{\text{вт}}^2) \quad (3.1)$$

$$F_0 = \frac{3.14}{4} \cdot (202^2 - 130^2) = 18765$$

Кінцевого (на виході із робочого колеса):

$$F_{\text{вих}} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (3.2)$$

$$F_{\text{вих}} = 3.14 \cdot 430 \cdot 21 = 28354$$

Проміжних:

$$F_i = 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot b_i \quad (3.3)$$

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

b_i - діаметр окружності.

Розрахунки ведемо в табличній формі (табл. 1) по даним таблиці будуюмо 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 :

$$q = \frac{Q_{\text{р.к.}}}{3600 \cdot K} = 2 \cdot \pi \cdot V_m \cdot (r_{\text{ц.т.}} \cdot l)_k \quad (3.4)$$

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 приведений вираз приймає вид:

$$r_{ц.т.} \cdot l = const \quad (3.5)$$

Данні розрахунку виконують в табличній формі (табл. 3.1.).

Таблиця 3.1 - Данні розрахунку

№	b_i	r_i	Δl_i	F_i
1	36	83	-	18765
2	35,5	85,4	15	19052
3	34,5	91	27,7	19688
4	32,7	100	40,3	20536
5	30,9	109,3	50,2	21210
6	28,6	122,5	61,7	22401
7	28	144	79	25286
8	24,9	177,5	107,9	27756
9	21	215	142,6	28354

За даними таблиці 3.1 будуємо графік зміни площ меридіанного перерізу РК

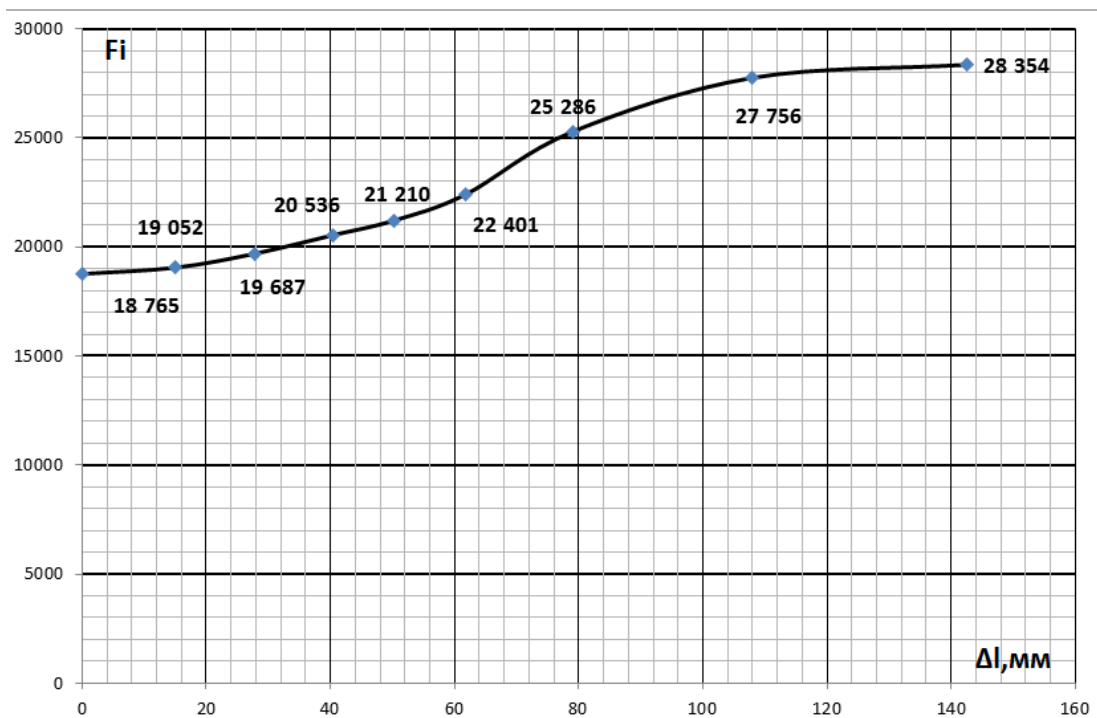


Рисунок 3.1- Графік зміни площ меридіанного перерізу РК

3.1 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 $n_s < 100$: $k=2$; $n=3$, де k – кількість потоків; n – кількість ліній струму. Розбивка ліній струму представлена на рис.3.3.

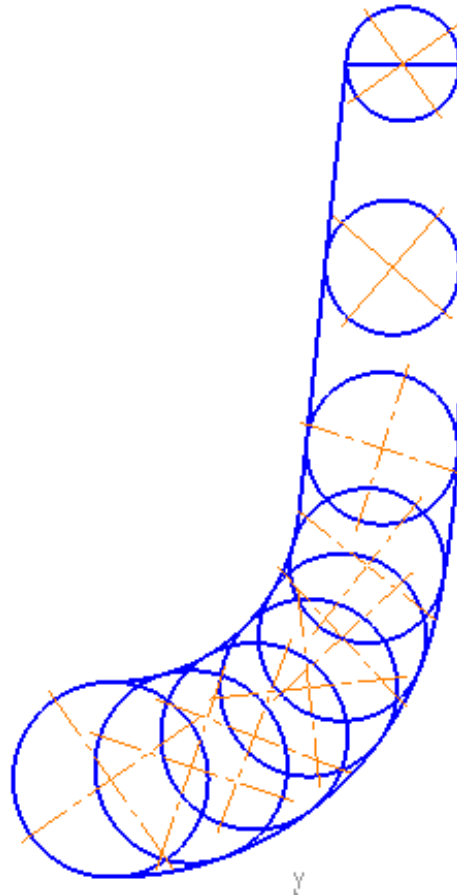


Рисунок 3.3 – Побудова меридіального перетину РК

3.2 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 .

$$\Delta L = R_{\text{к.ц.}}/C = \text{const} \quad (3.6)$$

Приймаємо $R_{\text{к.ц.}} = 215$ мм - радіус конформного циліндра; $C = 10$, тоді:

$$\Delta L = \frac{215}{10} = 21.5 [\text{мм}]$$

$$\Delta S = \frac{R_{\text{к.ц.}} \cdot \pi}{180} \cdot \Delta \varphi \quad (3.7)$$

де $\Delta \varphi$ - кут між меридіанним перетином циліндра, що відображає,

$$\Delta \varphi = 5..10^\circ,$$

Кут між меридіанним перетином циліндра приймаємо $\Delta \varphi = 10^\circ$, тоді:

$$\Delta S = \frac{215 \cdot 3.14}{180} \cdot 10 = 37.5 [\text{мм}]$$

Довжина координатної сітки в горизонтальному напрямку визначається кутом обхвату Θ . Для $n_s \leq 100$ $\Theta = 110 \dots 140^\circ$.

Маємо всі дані для побудови координатної сітки.

Будуємо конформне відображення на поверхні струму:

a – покриваючий диск;

c – середньовитратна лінія струму;

b – основний диск

На відрізку ΔL за умовами конформності:

$$\frac{r_{\text{ср}i}}{\Delta l} = \frac{R_{\text{к.ц.}}}{\Delta L} = \text{const} \quad (3.8)$$

де $r_{\text{ср}i}$ - відстань від осі колеса до середини відрізка l (дивися рис. 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 ;
- 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:

$$t = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_{\text{к.ц.}}}{z} \quad (3.9)$$

$$t = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 215}{7} = 193 \text{ [мм]}$$

кут обхвату лопаті в плані повинен задовольняти умові:

$$\Theta \geq 1.5 \cdot t^0 \quad (3.10)$$

$$\text{де } t^0 = 360/z,$$

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

$$130^\circ > (1.5 \cdot 51 = 76.5^\circ)$$

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

3.3 Вибір положення вхідної кромки і визначення кутів входу

Для прийнятого положення вхідної кромки визначаємо кути входу для кожного перерізу а, б, с.

Визначимо окружну швидкість по формулі:

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

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

Струйка а:

$$U_{1a} = \frac{3.14 \cdot 0.205 \cdot 3000}{60} = 32.2 \text{ [м/с]}$$

Струйка б:

$$U_{1b} = \frac{3.14 \cdot 0.184 \cdot 3000}{60} = 29 \text{ [м/с]}$$

Струйка с:

$$U_{1c} = \frac{3.14 \cdot 0.162 \cdot 3000}{60} = 25.4 \text{ [м/с]}$$

Визначаємо кут потоку на вході в РК без урахування стиснення по формулі:

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

Струйка а:

$$\beta_{1na} = \arctg \frac{9.46}{32.2 - 3.4} = 18^\circ$$

Струйка б:

$$\beta_{1nb} = \arctg \frac{9.46}{29 - 3.4} = 20^\circ$$

Струйка с:

$$\beta_{1nc} = \arctg \frac{9.46}{25.4 - 3.4} = 23^\circ$$

Знаходимо кут потоку на вході з урахуванням кута атаки:

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

$$\beta_{1a} = 18 + 2 = 20^\circ$$

$$\beta_{1b} = 20 + 3 = 23^\circ$$

$$\beta_{1c} = 23 + 4 = 27^\circ$$

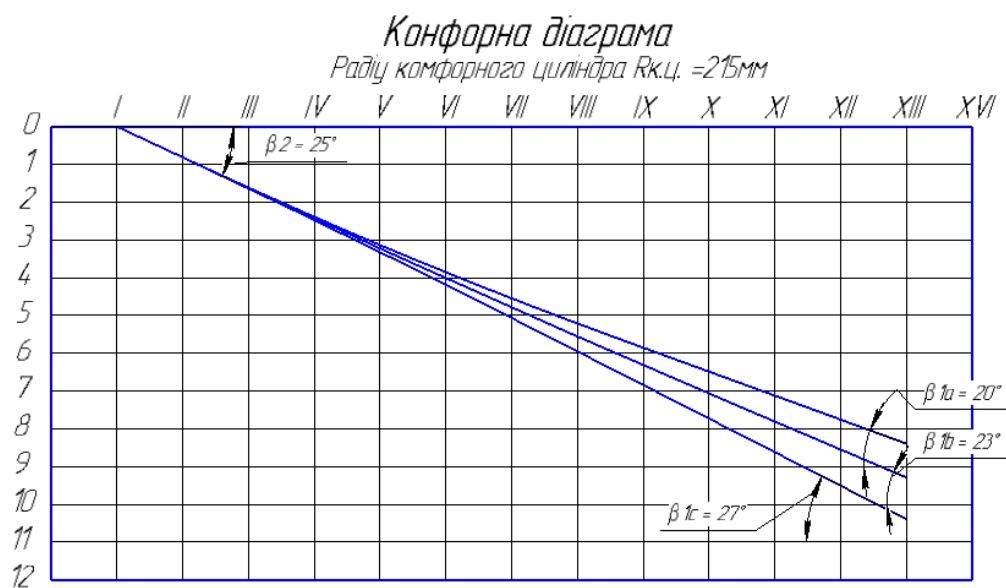


Рисунок 3.4 - Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра перша ступінь (комфортна діаграма)

3.4 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:

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

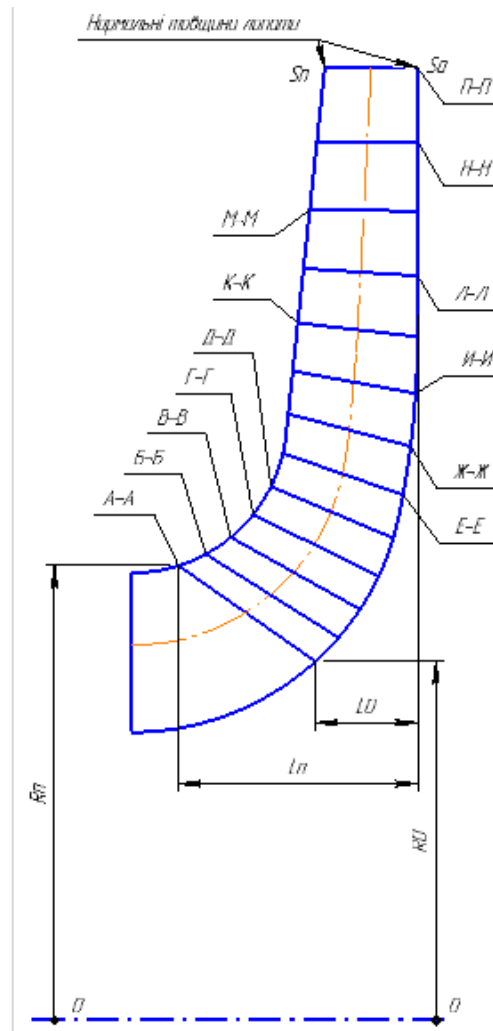


Рисунок 3.6 - Меридіанні перерізи лицьової сторони поверхні лопаті

3.5 Побудова лопаті в плані

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

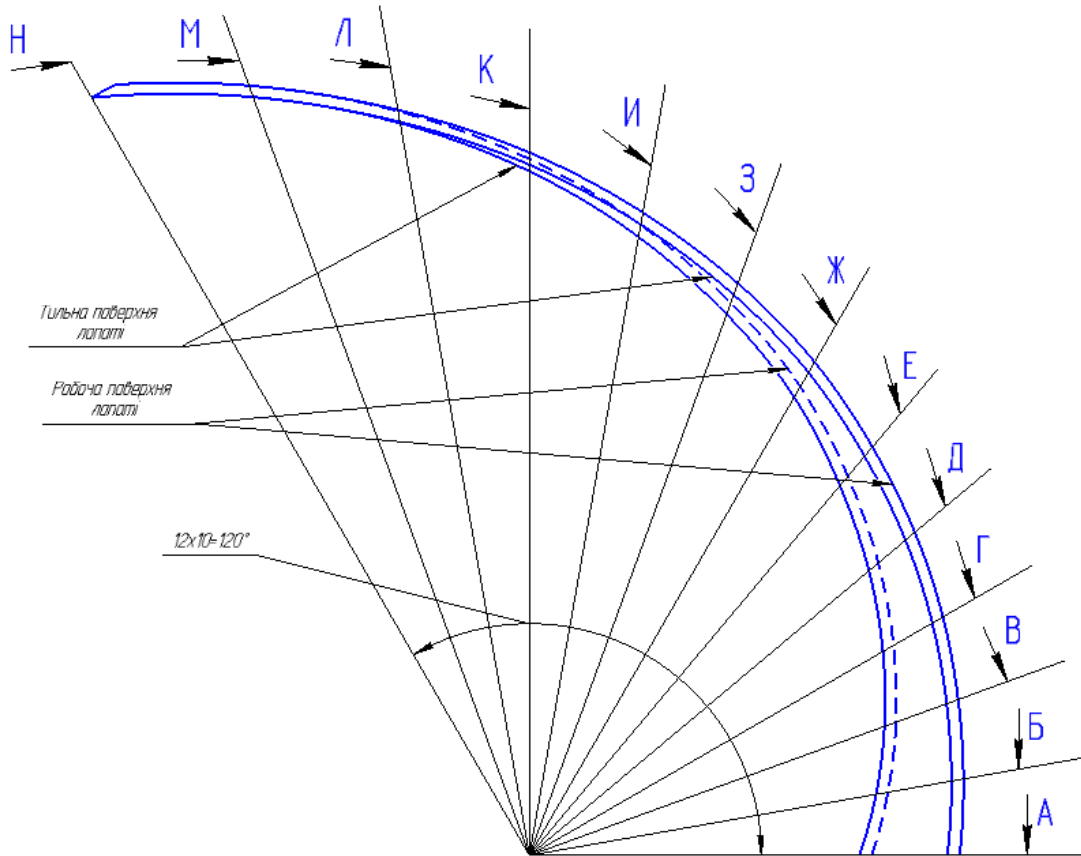


Рисунок 3.7 - Лопать в плані

4. Розрахунок гідродинамічних сил

4.1 Осьові сили, що діють на ротор

У робочому колесі двох стороннього входу осьова сила взаємокомпенсується в зв'язку з повною геометричною симетрією робочого колеса.

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.

Рівнодійна сил тиску для насосів зі спіральним відводом визначається за формулою

$$R = K_R \cdot \left(1 - \frac{Q}{Q_{\text{опт}}}\right)^2 \cdot \gamma \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (4.1)$$

де $K_R \approx 0.36$ – експериментальний коефіцієнт, [1];

$Q_{\text{опт}} = Q = 1250$ [м³/год] – подача при оптимальному режимі;

де $\gamma = \rho \cdot g = 900 \cdot 9.81 = 8829$ [Н/м³] - питома вага рідини, Н/м³;

$b_2 = 0.021$ [м] – ширина колеса на виході.

$$R = 0.36 \cdot \left(1 - \frac{1250}{1250}\right)^2 \cdot 8829 \cdot 240 \cdot 0.43 \cdot 0.021 = 0 \text{ [Н]}$$

Максимального значення радіальна сила набуває при нульовій подачі насоса ($Q = 0$), тому і розрахунок краще проводити для нульової подачі. У зв'язку з цим максимальна радіальна сила буде розраховуватися за формулою

$$R_{\text{max}} = K_R \cdot \gamma \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (4.2)$$

$$R_{\text{max}} = 0.36 \cdot \frac{1250}{1250} \cdot 8829 \cdot 240 \cdot 0.43 \cdot 0.021 = 6888 \text{ [Н]}$$

Напрямок сили R залежить від подачі та швидкохідності насоса. При $Q = Q_{\text{опт}}$ радіальна сила спрямована вгору в бік вузької частини спіралі (див. рис. 3.3). Для подальших розрахунків зробимо припущення, що радіальна сила спрямована вертикально вгору.

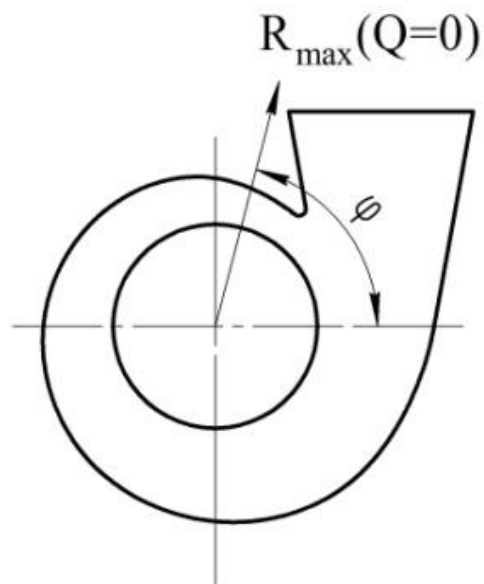


Рисунок 4.1- Напрямок максимальної радіальної сили у відцентрових насосах зі спіральним відводом

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

5. Розрахунок вибору привода насоса

5.1 Вибір електродвигуна

Максимальна потужність насоса при роботі на номінальному режимі

$$N_{эд} = 1209 \text{ [кВт]}$$

За відомою частотою обертання та розрахованою потужністю вибираємо електричний двигун з потужністю 1250 кВт, частотою обертання 3000 об/хв.

5.2 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 ($n_A = 0$):

$$M_A = 0.21 \cdot M_{ном} \quad (5.1)$$

де $M_{ном} = 3847 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$ - номінальний момент на валу електродвигуна.

Тоді початковий момент пуску агрегату дорівнює:

$$M_A = 0.21 \cdot 3847 = 807.9 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна

$$M_{max} = 3847 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0.3 \cdot n_{ном} \quad (5.2)$$

$$n_B = 0.3 \cdot 3000 = 900 \text{ [об/хв]}$$

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

$$M_B = 0.03 \cdot M_{max} \quad (5.3)$$

$$M_B = 0.03 \cdot 3847 = 11.5 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$k = \frac{M_{max}}{n^2} \quad (5.4)$$

$$k = \frac{3847}{3000^2} = 4.279 \cdot 10^{-4}$$

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

$$M = k \cdot n^2 \quad (5.5)$$

Результати розрахунку заносяться до табл. 6.1.

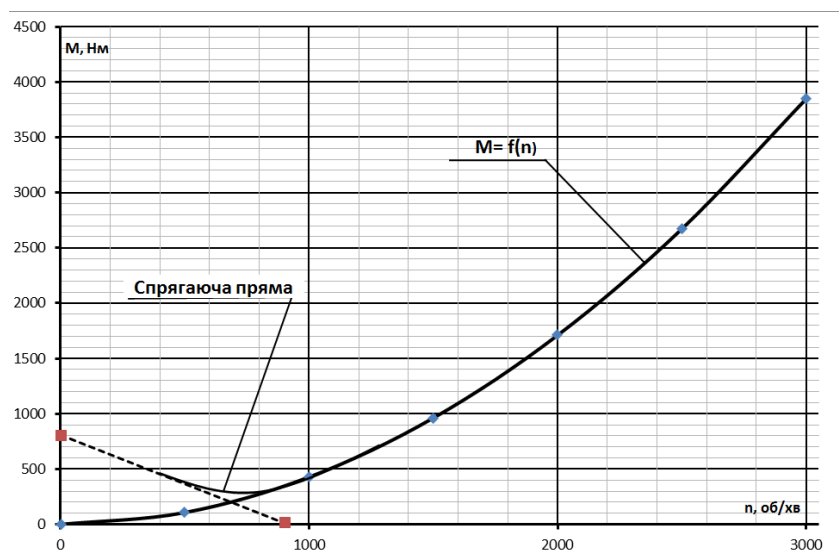
Графік пускового моменту будують таким чином:

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

Таблиця 5.1 - Пускова моментна характеристика

n, об/хв	0	500	1000	1500	2000	2500	3000
M, Н·м	0	106.9	427.4	961.75	1710	2671.5	3847

На рисунку 5.1 наведена пускова моментна характеристика насосного агрегату.



Рисунку 5.1 – Пускова-моментна характеристика

6. Розрахунки на міцність

6.1 Розрахунок кінцевого ущільнення вала

6.1.1 Вибір типу ущільнення

У насоса як кінцеве ущільнення вала застосовано ущільнення сальникового типу (рис. 7.1).

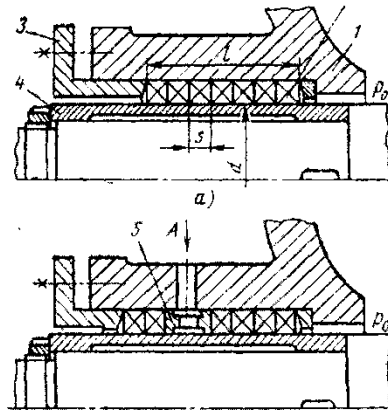


Рисунок 6.1 – Конструкція сальникового ущільнення

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 вигорання змазки ущільнення та пошкодження поверхонь, що контактують з набивкою.

Товщина кільця набивки сальника, мм:

$$S = \sqrt{d_{\text{вТ}}} \quad (6.1)$$

де $d_{\text{вТ}}$ – діаметр вала в місці набивання сальника, мм:

Приймаємо $d_{\text{вТ}} = 130$ [мм].

Тоді товщина кільця набивки сальника:

$$s = \sqrt{130} = 11.4 [\text{мм}]$$

Згідно ГОСТ 5152-84 приймаємо товщину кільця зі стандартного ряду $s = 12 [\text{мм}]$.

Довжина сальникового ущільнення, мм:

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

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

$$L = 6 \cdot 12 = 72 [\text{мм}]$$

6.1.2 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:

$$r = \frac{d_{\text{ВТ}}}{2} + 0.5 \quad (6.4)$$

$$r = \frac{130}{2} + 0.5 = 65.5 [\text{мм}]$$

Тоді:

$$N_c = 3.14 \cdot 314 \cdot (65.5 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 10^{-2} \cdot 98066 \left(e^{2 \cdot 0.5 \cdot 0.02 \cdot \frac{7.2}{1.2}} - 1 \right) = 8075.0 [\text{Вт}]$$

6.2 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 –

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.

6.2.1 Розрахунок реакцій в опорах

При роботі насоса в робочому колесі виникає неврівноважена радіальна сила $R_1 = R$ (див. рис. 6.2), що сприймається підшипниками насоса, в результаті чого в опорах виникають реакції (R_2, R_3).

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

Рівняння моментів відносно т. А:

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

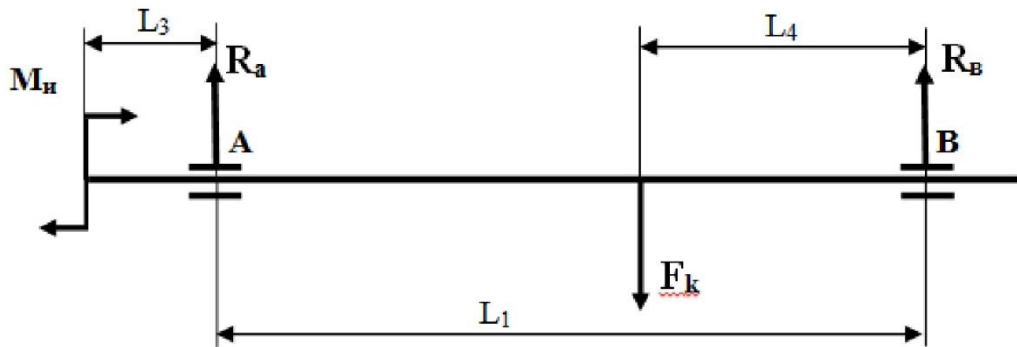


Рисунок 6.2 - Схема навантаження ротора насоса

З наведеного рівняння можна знайти величину R_2 , Н:

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

де $L_1 = 1.28$ [м], $L_4 = 0.64$ [м], $L_3 = 0.300$ [м], $F_k = R_{max} = 6888$ [Н].

$$R_2 = \frac{6888 \cdot (1.28 - 0.64)}{1.28} = 3444 \text{ [Н]}$$

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:

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

$$R_a = \frac{6888 \cdot 0.64}{1.28} = 3444 \text{ [Н]}$$

6.2.2 Наближений розрахунок вала

Еквівалентний момент в найбільш небезпечному перерізі, Н·м:

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

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

Максимальний згинальний момент можна визначити з рис. 8:

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

$$M_{зг.мах} = 6888 \cdot 0.3 = 2066 \text{ [Н·м]}$$

Тоді:

$$M_E = \sqrt{2066^2 + 0.75 \cdot 3847^2} = 3920 \text{ [Н·м]}$$

Діаметр вала в найбільш небезпечному перерізі, мм:

$$d \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_E}{0.1 \cdot [\sigma]}} \quad (6.11)$$

де $[\sigma] = 40 \text{ МПа}$.

$$d \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{3920}{0.1 \cdot 40}} = 99$$

$d = 100 \text{ мм}$, умова міцності виконується.

$$100 \text{ мм} = 100 \text{ мм}$$

6.2.3 Перевірочний розрахунок вала

Розрахунок зводиться до перевірки умови міцності:

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

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).

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

$$\tau_{-1} = 0.58 \cdot 392.5 = 227.65 \text{ [МПа]}$$

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

$$\tau_m = \tau_a = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{max}}{0.2 \cdot d_n^3} \quad (6.18)$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{1}{2} \cdot \frac{3847}{0.2 \cdot 0.1^3} = 9.62 \text{ [МПа]}$$

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{2066}{0.1 \cdot 0.1^3} = 20 \text{ [МПа]}$$

Знаходимо коефіцієнт запасу за нормальними напруженнями:

$$s_{\sigma} = \frac{392.5}{\frac{2.2}{0.59} \cdot 20 + 0.275 \cdot 20} = 4.9$$

Знаходимо коефіцієнт запасу за дотичними напруженнями:

$$s_{\tau} = \frac{227.65}{\frac{1.41}{0.59} \cdot 9.62 + 0.1 \cdot 9.62} = 9.5$$

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

Таблиця 6.1 - Значення коефіцієнтів $\varepsilon_{\sigma}, \varepsilon_{\tau}$

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

Перевіряємо умову міцності:

$$s = \frac{4.9 \cdot 9.5}{\sqrt{4.9^2 + 9.5^2}} = 4.4$$

Умова міцності виконується:

$$s \geq [s]$$

$$4.4 \geq 2.5$$

6.3 Розрахунок шпонкового з'єднання

6.3.1 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 ($d_k = 100$ мм) вибираємо згідно ГОСТу 23360-78 :

$$b \cdot h \cdot l = 28 \cdot 16 \cdot 90$$

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

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l \cdot (h - t_1)} \quad (6.19)$$

де $t_1 = 10.0$ [мм] – глибина паза вала;

$h = 16$ [мм] – висота шпонки, мм;

$d = d_k = 100$ [мм] – діаметр вала, мм;

$M_{max} = 3847$ [Н · м];

l - довжина шпонки, мм;

Знайдемо напруження на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 3847}{0.11 \cdot 0.09 \cdot (0.016 - 0.001)} = 142.0 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 142.0 \text{ [МПа]}$$

Допустиме напруження на зминання:

$$[\sigma]_{зм} = 0.56 \cdot \sigma_{0.2} \quad (6.20)$$

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

$$[\sigma]_{зм} = 0.56 \cdot 343 = 192.08 \text{ [МПа]}$$

Умова міцності на зминання виконується:

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma]_{зм} \quad (6.21)$$

$$142.0 \text{ [МПа]} \leq 192.08 \text{ [МПа]}$$

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l \cdot b} \quad (6.22)$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 3847}{0.1 \cdot 0.09 \cdot 0.016} = 53 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 53 \text{ [МПа]}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова

$$\tau_{зр} \leq [\tau]_{зр} \quad (6.23)$$

Допустиме напруження на зріз:

$$[\tau]_{зр} = 0.6 \cdot [\sigma]_{зм} \quad (6.24)$$

$$[\tau]_{зр} = 0.6 \cdot 192.08 = 115.248 \text{ [МПа]}$$

Умова міцності на зминання виконується:

$$53 \text{ [МПа]} \leq 115.248 \text{ [МПа]}$$

6.3.2 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою.

Вихідні дані для розрахунку:

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

Розміри шпонки під напівмуфтою ($d_m = 80$ мм) вибираємо згідно ГОСТу 23360-78 :

$$b \cdot h \cdot l = 22 \cdot 14 \cdot 110$$

Напруження на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 3847}{0.08 \cdot 0.11 \cdot (0.014 - 0.009)} = 174.0 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 174.0 \text{ [МПа]}$$

Приймаємо:

глибина паза вала $t_1 = 9$ [мм].

діаметр вала $d = 80$ [мм].

Допустиме напруження на зминання $[\sigma]_{зм} = 192.08$ [МПа]

Умова міцності на зминання виконується:

$$174.0 \text{ [МПа]} \leq 192.08 \text{ [МПа]}$$

Перевірка шпонки на зріз:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 3847}{0.08 \cdot 0.11 \cdot 0.014} = 62 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 62 \text{ [МПа]}$$

Допустиме напруження на зріз $[\tau]_{зр} = 115.248$ [МПа]

Умова міцності на зминання виконується:

$$62 \text{ [МПа]} \leq 115.248 \text{ [МПа]}$$

7. Розрахунок насоса на кавітацію

Кавітація належить до гідродинамічних явищ і залежить від гідродинамічних якостей робочих органів машини та фізичних властивостей рідини. Зазвичай, кавітація виникає при падінні тиску до значення, що дорівнює або менше від тиску пружності насиченого пару та супроводжується порушенням суцільності потоку з утворенням порожнин, насичених паром та розчинених у рідині газами. Також вона виникає при зниженні місцевого тиску з різних причин динамічного характеру: збільшення швидкості рідини через збільшення частоти обертання, відриву або стискання потоку, відхилення ліній току від їх нормальних траєкторій [2].

Розрахунок насоса на кавітацію проводиться визначенням кавітаційного запасу:

$$\Delta h = \left(\frac{5.62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{c} \right)^{4/3} \quad (7.1)$$

Встановлено, що насоси мають добрі кавітаційні показники при $c = 900 \div 1200$ [1]. Приймаємо $c = 1200$.

Тоді:

$$\Delta h = \left(\frac{5.62 \cdot 3000 \cdot \sqrt{\frac{1250}{3600}}}{1000} \right)^{4/3} = 16.7 \text{ [м]}$$

8. РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ СПІРАЛЬНОГО ВІДВОДУ

8.1 Вихідні данні для розрахунку спірального відводу наступні:

Подача насоса	$Q = 1250 \text{ [м}^3\text{/год]}$
Напір насоса	$H = 240 \text{ [м]}$
Частота обертів ротора:	$n = 3000 \text{ [об/хв].}$
Коефіцієнта швидкохідності	$n_s = 70.5$
Гідравлічний ККД	$\eta_r = 0.897$
Зовнішній діаметр р.к.	$D_2 = 430 \text{ [мм]}$
Ширина р.к. на виході	$b_2 = 21 \text{ [мм]}$

8.2 Розрахунок та проектування спіральної камери.

8.2.1 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 :

$$R_3 = (1 + 10^{-3} \cdot n_s) \cdot R_2 \quad (8.1)$$

$$R_3 = (1 + 10^{-3} \cdot 70.5) \cdot 0.215 = 0.230 \text{ [м]}$$

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

Для визначення b_3 рекомендовані наступні залежності:

$$b_3 = m \cdot b_2 \quad (8.2)$$

Де $m = 1,75$

$$b_3 = 1.75 \cdot 0.021 = 0.0367 \text{ [м]}$$

Приймаємо $b_3 = 37 \text{ [мм]}$

8.2.2 Нахил бокових стінок може задаватися відношенням a/h та кутом γ $a/h = 0.2 \div 0.3$ в розрахунковому перерізі $n_s = 50 \dots 80$.

$a/h = 0.25 \div 0.4$ в розрахунковому перерізі $n_s > 80$.

Приймаємо $a/h = 0.3$, Радіус заокруглення r' рекомендують визначати з умов:

$$r' = (0.5 \dots 0.7) \cdot b_3 \quad (8.3)$$

$$r' = 0.5 \cdot 37 = 18.5 \text{ [мм]}$$

8.2.3 Визначення кута обхвату спіралі (живильної частини) $\varphi_{\text{сп}}$ залежить від коефіцієнту швидкохідності n_s і може бути вибраний із таблиці 8.1.

Таблиця 8.1 – 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
$\varphi_{\text{сп}}$, град.	360	350	345	340	335	330	325	320	315

Відповідно до визначеного $n_s = 70.5$ приймаємо $\varphi_{\text{сп}} = 350^\circ$.

8.2.4 Визначення пропускної здатності спіралі $A_{\text{сп.розр.}}$.

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

$$A_{\text{сп.розр.}} = \frac{\varphi_{\text{сп}}}{360} \cdot \frac{\pi \cdot \eta_r \cdot n \cdot Q}{30 \cdot H \cdot g} \quad (8.4)$$

$$A_{\text{сп.розр.}} = \frac{350}{360} \cdot \frac{3.14 \cdot 0.897 \cdot 3000 \cdot 1250}{30 \cdot 240 \cdot 9.81 \cdot 3600} = 0.0404 \text{ [м]}$$

8.2.5 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:

$$\Delta Q_i = K_2 \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r_i \cdot \frac{360}{\varphi_{\text{сп}}} \quad (8.5)$$

Де $\Delta r_i = 30 \text{ [мм]}$.

8.2.6 Визначаємо момент швидкості на виході із робочого колеса:

$$K_2 = \frac{30 \cdot H \cdot g}{\pi \cdot \eta_r \cdot n} \quad (8.6)$$

$$K_2 = \frac{30 \cdot 240 \cdot 9.81}{3.14 \cdot 0.897 \cdot 3000} = 8.36 \left[\frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right]$$

Значення переносимо з меридіанного перерізу спіралі при відповідних значеннях $\cdot \Delta r_i = 30$ [мм]. Кінцевим для розрахунку є значення $\sum Q_i > Q$.

Таблиця 8.2 - 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	230	37	0.16	0.193	0.0484	0.0498
2	260	58.8	0.226	0.252	0.0632	0.115
3	290	80.7	0.278	0.299	0.075	0.192
4	320	102.5	0.32	0.3375	0.0846	0.279
5	350	124.4	0.355	0.37	0.0927	0.374
6	380	146.2	0.385			

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

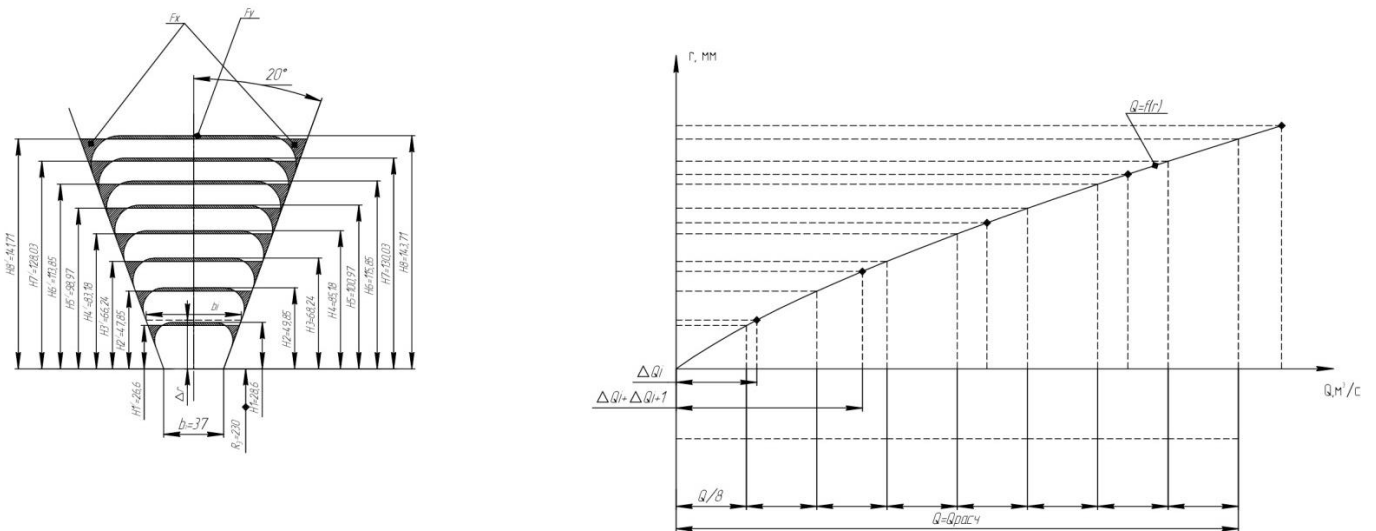


Рисунок 8.1 - Побудова меридіональних перерізів відводу

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

8.3 Перевірка правильності визначення $F_{роз.}$

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

$$(0.95 \dots 1.0) \cdot A_{сп.граф.} = A_{сп.розр.} \quad (8.7)$$

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

$$(0.95 \dots 1.0) \cdot A_{сп.граф.} = A_{сп.розр.} = \frac{F_{пр}}{\rho} \quad (8.8)$$

Де ρ – полюсна відстань. Для простоти побудови прийемо $\rho = R_3 = 230$ [мм].

$F_{пр} = 9292$ [мм²] – приведена площа.

Тоді:

$$A_{сп.розр.} = \frac{9292}{230} = 40.4 \text{ [мм]} = 0.0404 \text{ [м]}$$

Тоді

$$\frac{A_{сп.розр.}}{A_{сп.граф.}} = \frac{0.0405}{0.0404} = 1$$

Можна зробити висновок, що площа розрахункового перерізу визначена вірно.

8.4 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.

8.5 Розрахунок дифузорові частини відводу.

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

$$D_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V_{\text{вих}}}} \quad (8.9)$$

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

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

$$D_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1250}{3.14 \cdot 5 \cdot 3600}} = 0.297 \text{ [м]}$$

Згідно рекомендацій корегуємо $D_{\text{вих}}$ згідно рекомендацій та приймаємо $D_{\text{вих}} = 300$ мм.

8.5.2 Довжина дифузора повинна знаходитись з умов мінімальних гідравлічних втрат:

$$\varepsilon_{\text{опт}} = 2 \cdot \arctg\left(\frac{D_{\text{вих}} - d_{\text{екв}}}{2 \cdot L}\right) \quad (8.10)$$

Де $\varepsilon_{\text{опт}} = 8 \dots 10^\circ$ – кут конусності дифузора. Приймаємо $\varepsilon_{\text{опт}} = 10^\circ$.

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

$$d_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{роз}}}{\pi}} \quad (8.11)$$

$$d_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.009292}{3.14}} = 0.109 \text{ [м]}$$

Приймаємо $d_{\text{екв}} = 110$ мм.

Тоді довжина дифузора дорівнює:

$$L = \frac{D_{\text{ВИХ}} - d_{\text{ЕКВ}}}{2 \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\varepsilon_{\text{ОПТ}}}{2}\right)} \quad (8.12)$$

$$L = \frac{0.3 - 0.11}{2 \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{10}{2}\right)} = 1.086[\text{м}]$$

Приймаємо $L = 1.1[\text{м}]$.

8.6 Побудова приведенного перерізу.

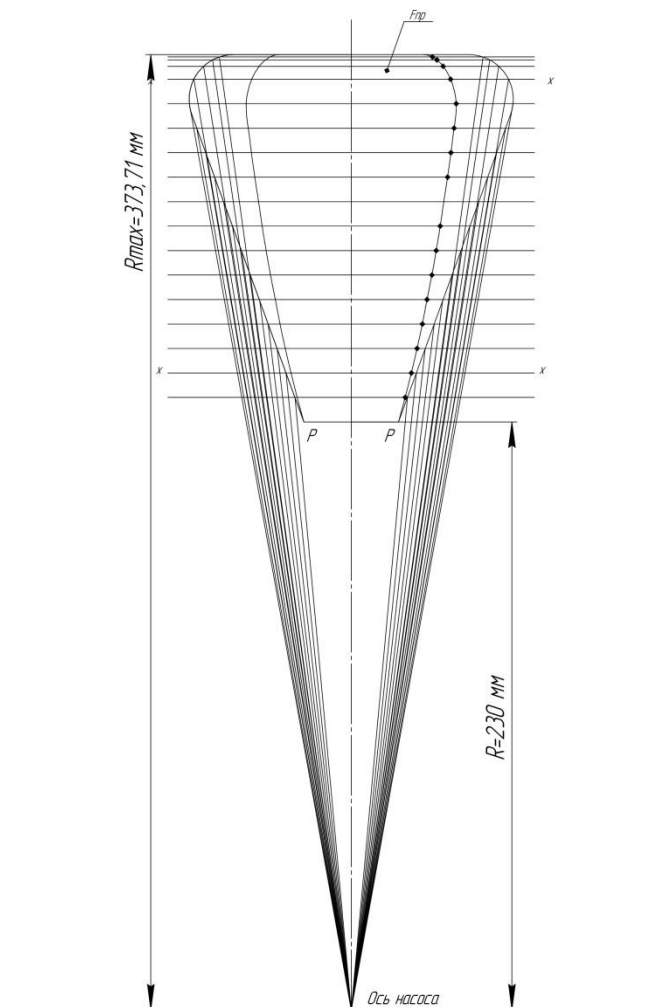


Рисунок 8.2 – Побудова приведенного перерізу

8.7 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.

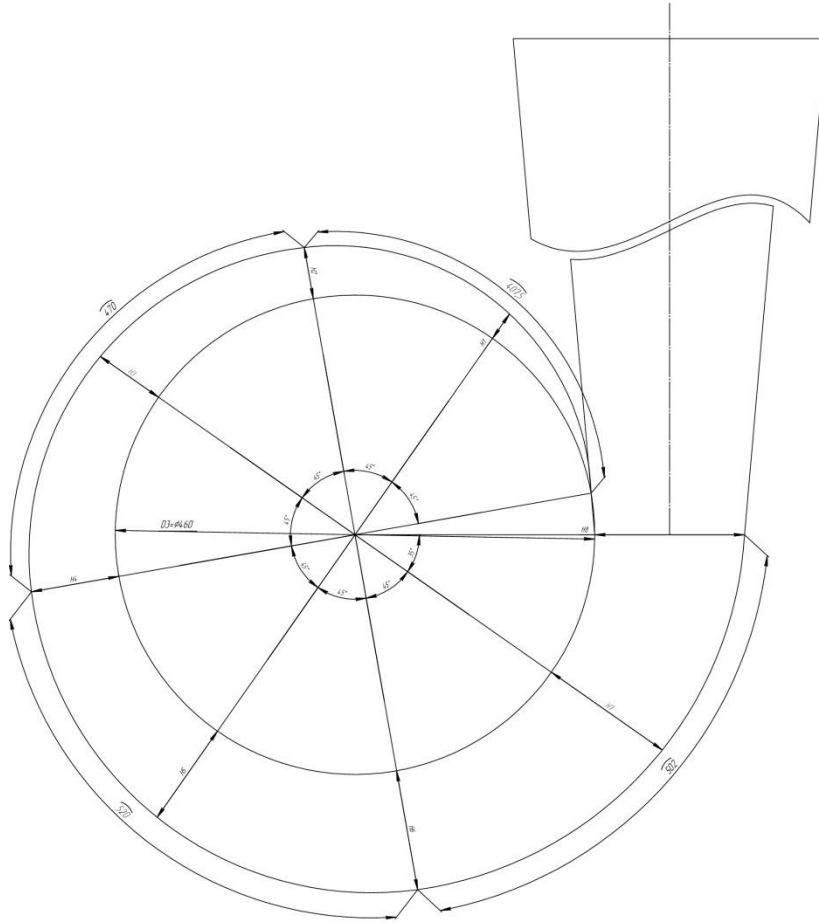


Рисунок 8.3 – План спірального відводу

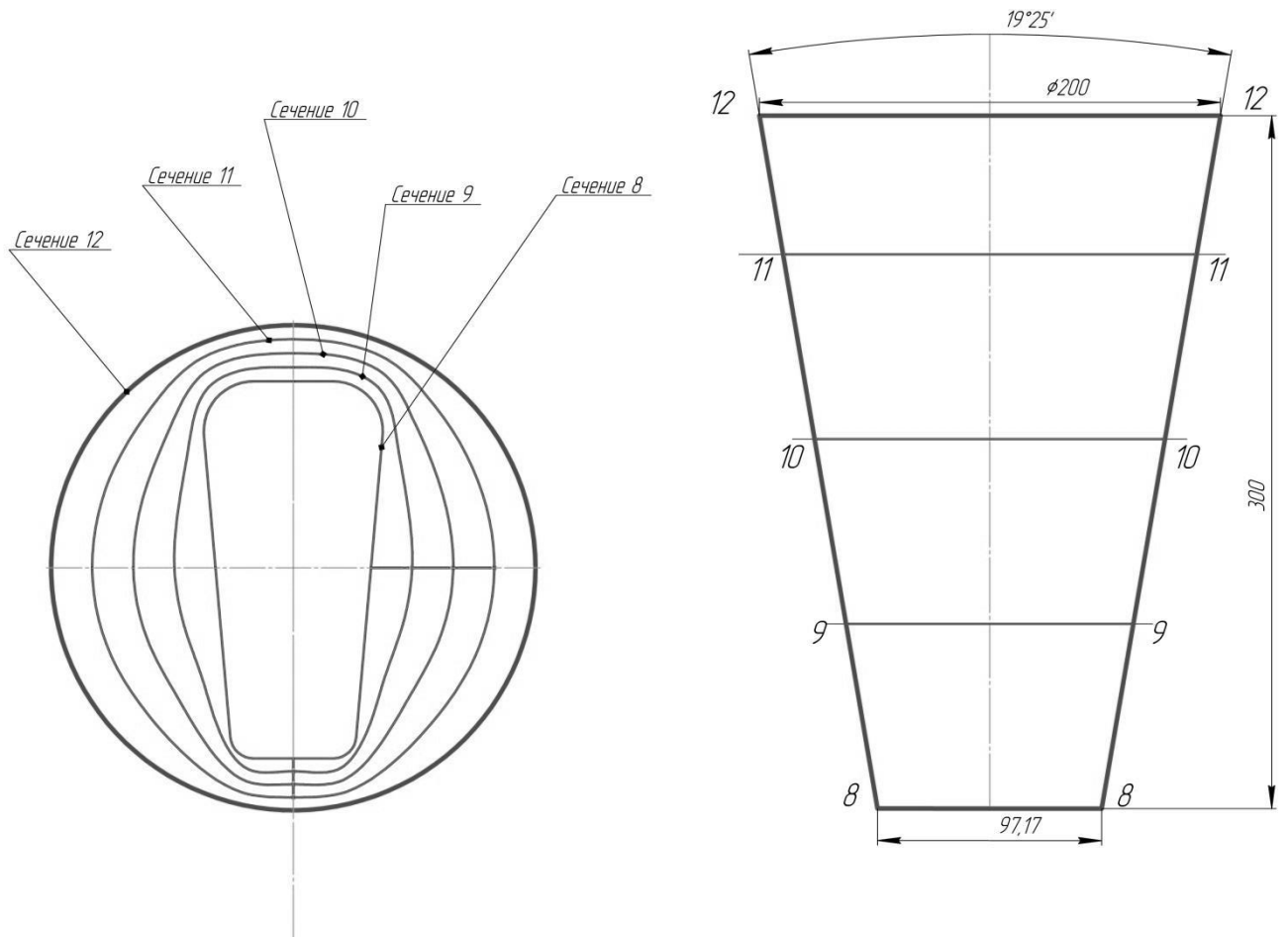


Рисунок 8.4 Дифузорна частина відводу

9. Розрахунок та проектування напівспірального підводу.

9.1 Вихідні данні для розрахунку спірального відводу наступні:

Подача р.к. насоса	$Q_{рк} = 650$ [м ³ /год]
Частота обертів ротора:	$n = 3000$ [об/хв].
Діаметр втулки р.к.	$d_{вт} = 130$ [мм]
Діаметр входу в р.к.	$D_0 = 202$ [мм]

9.2 Розрахунок та проектування спірального ділянку підводу.

9.2.1 Знаходимо постійну спіралі, за формулою [5]:

$$A_p = K_p \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_{рк}}{n \cdot 3600}} \quad (9.1)$$

де $K_p = 1.5 \dots 3.0$ – експериментальний коефіцієнт (більше значення вибирають для одно ступеневих насосів, а менше - для багатоступеневих) [1].

$$A_p = 3 \cdot \sqrt[3]{\frac{650}{3000 \cdot 3600}} = 0.118[\text{м}]$$

9.2.2 Вибираємо контур бокових стінок m та n (рис. 9.1).

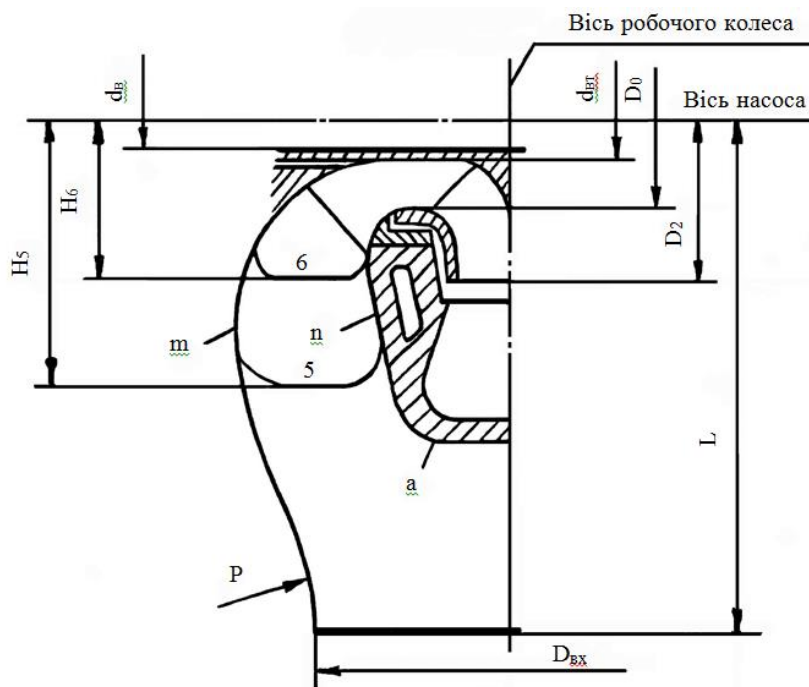


Рисунок 9.1 - Меридіанний перетин напів спірального підводу

Як видно з рис.9.1 всі перерізи спіральної частини підводу вписуються між двома торцевими поверхнями із твірними m і n . Стінка n повинна розташовуватися якомога ближче до площини симетрії насоса, але в той же час необхідно забезпечити:

- по - перше, плавний перехід до входу в робоче колесо і розмістити передне ущільнення;

- по - друге, плавне сполучення з зовнішньою стінкою спірального відводу a .
Вибір твірної m починається від $d_{вт}$.

Подальші її обриси повинні відповідати таким вимогам:

- відстань між стінками m і n слід вибирати оптимальним (рис.9.2). Так, у варіанті 1 переріз занадто витягнутий в осьовому напрямку, що збільшує довжину, а отже, масу і вартість насоса, а у варіанті 3 - надмірно збільшений радіальний розмір і звужений канал, що може привести до зростання втрат в підводі. Тому слід віддати перевагу варіанту 2.

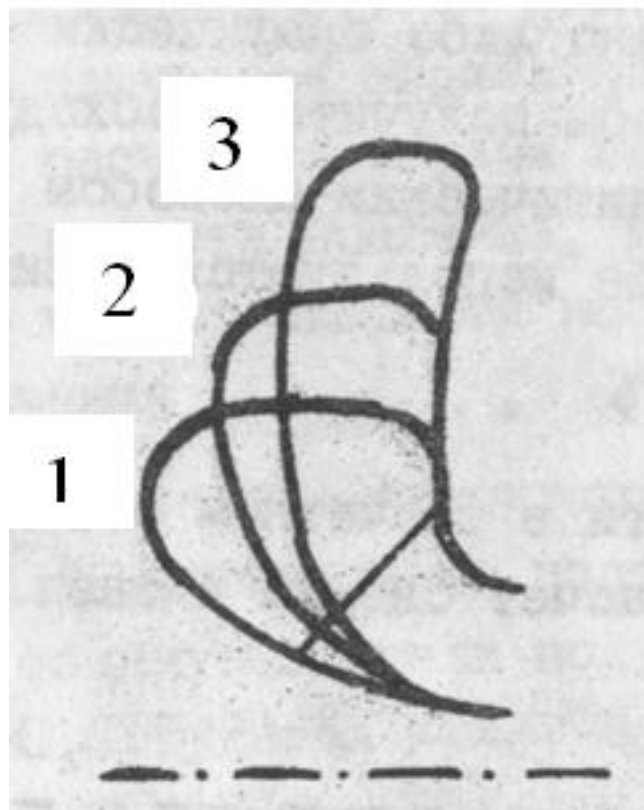


Рисунок 9.2 – Оптимальні обриси стінок меридіального перерізу напів спірального підводу.

- стінки m і n мають трішки розходитися по напрямку до вхідного патрубка.

- стінка m повинна плавно сполучатися з вхідним патрубком за допомогою перехідної лінії p .

9.2.3 Знаходимо розміри (площу) розрахункового (четвертого) перерізу $F_{роз}$.

Скористаємося графоаналітичним методі для визначення $F_{роз}$.

При графоаналітичному методі використовують залежність [5]:

$$Q_i = K_4 \cdot \int \frac{b_i}{r_i} dr \quad (9.2)$$

де $K_4 \approx 2 \cdot K_1$ – момент швидкості в розрахунковому перерізі.

K_1 – момент швидкості на вході в робоче колесо насоса.

Момент швидкості на вході в робоче колесо насоса знайдемо за формулою:

$$K_1 = 0.06 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_{рк}^2 \cdot n}{3600^2}} \quad (9.3)$$

$$K_1 = 0.06 \cdot \sqrt[3]{\frac{650^2 \cdot 3000}{3600^2}} = 0.276 \text{ [м}^2/\text{с]}$$

Тоді момент швидкості в розрахунковому перерізі K_4 дорівнює:

$$K_4 \approx 2.5 \cdot 0.276 = 0.69 \text{ [м}^2/\text{с]}$$

Позначивши $\frac{b_i}{r_i} = B_I$ розрахунок зводять до таблиці 9.1:

Таблиця 9.1 - Побудова меридіанних перерізів спіралі.

№	r_i	b_i	$B_i = \frac{b_i}{r_i}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$	$K_4 \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r$	$\sum \Delta Q_i$
1	101	123	1.28	1.095	0.03	0.03
2	141	128	0.91	0.97	0.027	0.057
3	181	187	1.03	1.02	0.028	0.085
4	221	224	1.01	0.985	0.027	0.112
5	261	239	0.96	0.87	0.024	0.136
6	301	235	0.78	0.725	0.02	0.156
7	341	227	0.67	0.625	0.017	0.173
8	381	220	0.58	0.54	0.015	0.188
9	421	212	0.5			

$\Delta r = 5 \dots 40$ [мм] – вибирається в залежності від розміру насоса.

По табличним даним будується графік $Q = f(r)$. По осі Q відкладаємо $Q_{\text{ПК}}$ і знаходимо значення H_4' . Гострі кути закругляємо радіусами R_4 та r_4 . Виходячи із умови забезпечення рівності статичних моментів площ:

$$F_X \cdot r_X + F_Y \cdot r_Y = F_Z \cdot r_Z \quad (9.4)$$

де r_X, r_Y, r_Z координати розташування центрів тяжіння площ F_X, F_Y, F_Z .

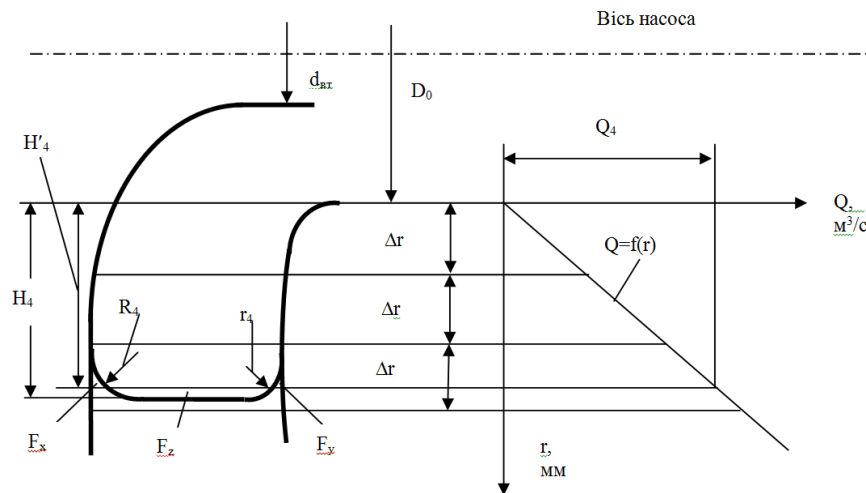


Рисунок 9.3 Визначення площі розрахункового перерізу

9.3 Перевірка правильності визначення $F_{роз.}$

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

$$A_p = A_{p \text{ граф}} \quad (9.5)$$

Де $A_{p \text{ граф}}$ – постійна спіралі, знайдена графічним способом.

$$A_{p \text{ граф}} = \frac{F_{пр}}{\rho} \quad (9.6)$$

Де ρ – полюсна відстань (відстань вибирається довільно від точки 0 на осі насоса). Прийmemo $\rho = 65[\text{мм}]$.

$F_{пр} = 7670 [\text{мм}^2]$ – приведена площа.

Тоді:

$$A_{p \text{ граф}} = \frac{7670}{65} = 118 [\text{мм}] = 0.118[\text{м}]$$

Тоді

$$\frac{A_{сп.розр.}}{A_{сп.граф.}} = \frac{0.118}{0.118} = 1$$

Різниця між A_p та $A_{p \text{ граф}}$ не повинна перевищувати 5%.

Можна зробити висновок, що площа розрахункового перерізу визначена вірно.

9.4 Знаходимо розміри поміжних перерізів 1, 2 та 3.

Розбиваємо відрізок на осі Q графіка $Q = f(r)$ на чотири рівні частини від $Q = 0$ до $Q = Q_{\text{рк}}$ та графічно знаходимо значення H_1' , H_2' та H_3' аналогічно H_4' . Гострі кути перерізів заокруглюємо радіусами по аналогії до розрахункового перерізу. При цьому радіуси повинні зменшуватися від розрахункового до першого. Бажано, щоб центри радіусів лежали на плавній кривій.

9.5 Будуємо спіраль в плані.

Для цього від діаметру D_0 в відповідних перерізах відкладаємо відрізки H_1 , H_2 , H_3 . Отримані точки з'єднуємо дугами різних радіусів, зростаючих по мірі віддалення від язика підводу, при цьому повинна бути забезпечена плавність сполучених дуг.

9.6 Побудова вхідного відрізка 1.

Для забезпечення плавної поверхні каналу та поступового зростання швидкостей від швидкості у вхідному трубопроводі $V_{\text{вх}}$ до швидкості на вході в робоче колесо V_0 елементи вхідного відрізка будуються методом нарисної геометрії з урахуванням технологічних та конструктивних міркувань.

9.6.1 Знаходимо діаметр вхідного патрубка:

$$D_{\text{вх}} = K_k \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_{\text{рк}}}{n}} \quad (9.7)$$

$K_k = (5 \dots 8)$ – коефіцієнт. Більші значення приймають для насосів з більш високими кавітаційними якостями.

Отриманий діаметр округляємо до найближчого значення із стандартного ряду.

$$D_{\text{вх}} = 6.5 \cdot \sqrt[3]{\frac{650}{3000 \cdot 3600}} = 0.299[\text{м}]$$

Приймаємо $D_{\text{вх}} = 0.3[\text{м}]$

9.6.2 Визначаємо розміри H, L, L', α .

$$L = (1.4 \dots 2.0) \cdot D_{\text{BX}} \quad (9.8)$$

$$L = 2 \cdot 0.3 = 0.6 [\text{M}]$$

$$L' = (0.1 \dots 0.3) \cdot D_{\text{BX}} \quad (9.9)$$

$$L' = 0.3 \cdot 0.3 = 0.09 [\text{M}]$$

$$L_{5-6} = 2 \cdot D_0 \quad (9.10)$$

$$L_{5-6} = 2 \cdot 0.202 = 0.404 [\text{M}]$$

$$H_5 = (0.6 \dots 0.9) \cdot D_{\text{BX}} \quad (9.11)$$

$$H_5 = 0.7 \cdot 0.3 = 0.21 [\text{M}]$$

$$\alpha \geq 30^\circ = 35^\circ \dots 45^\circ \quad (9.12)$$

Приймаємо $\alpha = 35^\circ \dots 45^\circ$.

10. 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).

Знаходимо довжину цапфи:

$$l = \varphi \cdot d_{\text{ц}} \quad (10.1)$$

де $d_{\text{ц}} = 80$ [мм] – діаметр цапфи;

$\varphi = 0.5 \dots 1.2$ – коефіцієнт.

$$l = 1.2 \cdot 80 = 96 \text{ [мм]}$$

Приймаємо $l = 100$ [мм].

Знаходимо середній тиск між цапфою та вкладишем підшипника:

$$p = \frac{R}{l \cdot d_{\text{ц}}} \quad (10.2)$$

де $R = 6888$ [Н] – радіальна сила.

$$p = \frac{6888}{100 \cdot 78} = 0.88 \text{ [МПа]}$$

Знаходимо відношення середнього тиску на окружну швидкість ковзання:

$$pV = \frac{\pi \cdot R \cdot n}{l \cdot 60} \quad (10.3)$$

$$pV = \frac{3.14 \cdot 6888 \cdot 3000}{100 \cdot 60} = 10814 \text{ [МПа} \cdot \text{мм/с]}$$

Знаходимо кільцеву швидкість ковзання цапфи:

$$V = \frac{\pi \cdot d_{\text{ц}} \cdot n}{60} \quad (10.4)$$

$$V = \frac{3.14 \cdot 80 \cdot 3000}{60} = 12560 \text{ [мм/с]}$$

Наплавку виконуємо з матеріалу бабіт Б89.

Від провороту та осьового зміщення вкладиші фіксуються циліндричними штифтами. Змащування підшипників – примусового типу, відбувається від маслосистеми агрегату.

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

11. Охорони праці.

11.1 Опис насосного агрегату та аналіз небезпечних та шкідливих факторів при його обслуговуванні.

Об'єктом аналізу правил і вимог безпеки є електронасосний агрегат НМ 1250 - 260.

Параметри даного агрегату:

- подача $Q=1250\text{м}^3/\text{год}$;
- напір $H=260\text{ м}$;
- частота обертання ротора $n=3000\text{ об/хв}$;
- максимальна споживана потужність $N=492.8\text{ кВт}$;
- напруга в підведеній електромережі 6000В .

11.2 Небезпечні фактори

11.2.1 Механічна безпека. Джерелом механічної безпеки в даному насосному агрегаті є з'єднувальна муфта між електродвигуном та насосом. Для запобігання контакту обслуговуючого персоналу з'єднуюча муфта повинна мати захисну огорожу жорсткої конструкції, пофарбованої в сигнальний колір згідно ГОСТ 12.4.026;

11.2.2 Електрична безпека. оскільки агрегат приводиться в рух від електродвигуна з підведеною напругою 6000 В , то необхідною умовою є встановлення електротрансформатора. Електроагрегати пов'язані через трансформатор з мережами напругою вище 1000 В , повинні бути захищеними пробивним запобіжником, встановленим в нейтралі або фазі на стороні меншої напруги трансформатора. Тоді у випадку пошкодження ізоляції між обмотками вищої і нижчої напруги цей запобіжник пробивається і нейтраль або фаза заземляється. Напруга нейтралі відносно землі $U_3 = I_3 R_0$. Мірою захисту являється зниження цієї напруги до безпечного заземлення нейтралі з опором $R_0 \leq 10\text{ Ом}$. Пробивні запобіжники використовують при нарузі більше 3000 В ;

11.2.3 Небезпека від шуму. рівень шуму 96.6 Дб. Експлуатація агрегату не вимагає постійної присутності обслуговуючого персоналу. Періодичне спостереження (обслуговування) агрегату повинне проводитися із застосуванням індивідуальних засобів захисту органів слуху в ГОСТ 12.4.051-87 протягом не більше 15 хв у зміну (8 годин).

11.2.4 Небезпека від вібрації. Величина віброшвидкості 4.5 мм/с. Насосна установка встановлена на залізній рамі, яка фундаментними болта кріпиться до фундаменту на місці експлуатації. В конструкції насосного агрегату передбачені конструктивні особливості, щодо боротьби з вібрацією. Також на місці експлуатації передбаченій масивний фундамент, для поглинання вібрації.

3.2.5 Пожежна безпека. виконувати вимоги по забезпеченню пожежної безпеки згідно ГОСТ 12.1.004. Так як речовина, що перекачується нафта та нафтопродукти легкозаймисті, то на місці експлуатації насосного агрегату повинні передбачатися засоби індивідуального пожежогасіння, а саме порошкові вогнегасники, об'єм з піском. Забороняється застосовувати для гасіння нафтопродуктів воду та водовмісні суміші. На місці експлуатації також встановлюються датчики, що контролюють концентрацію легкозаймистих речовин в повітрі робочої зони.

11.3 Мікроклімат:

- температура робочої зони 18-20⁰С;
- вологість повітря 40-60%;
- освітленість робочої зони $L = 200_{лк}$;
- гранично припустима концентрація парів нафти та нафтопродуктів – 10 мг · м³, клас безпеки – 3;
- виконання ергономічних вимог, по забезпеченню вільного доступу до елементів насоса (агрегату) и приладам, огляд котрих необхідний в процесі експлуатації.

11.4 Розрахунок шуму насосного агрегату

Очікуваний шум, створюваний насосом визначають, провівши дослідження основних можливих джерел шуму в насосі й аналізу ступеня їхнього впливу на загальну шумову характеристику насоса.

Основними джерелами шуму в насосі є шуми гідродинамічного, механічного й аеродинамічного походження.

Джерела механічного походження шуму ЦН - неврівноваженість ротора, муфти, що з'єднує вали насоса й приводного електродвигуна, підшипники кочення.

Гідродинамічні джерела шуму - гідродинамічна неврівноваженість ротора насоса, динамічних складових радіальних й осьових сил, неоднорідність потоку на виході із РК насоса, кавітаційні явища, а також вихроутворення й турбулентні пульсації в проточних каналах насоса.

Джерела аеродинамічного шуму - обертові деталі (вентилятор провідного ЕД, ротор і муфта насоса).

Вібрація від всіх перерахованих факторів накладаються один на одного, у результаті чого створюваний шум має широкий спектр частот.

Зробимо приблизний розрахунок шумовий х-ки насоса, з огляду на всі фактори, що викликають шум насосного агрегату.

Розрахунок зробимо для роботи агрегату на номінальному режимі роботи, коли насос працює в режимі з максимальним ККД при більших кавітаційних запасах, що виключають можливість появи кавітації в елементах РК і пристроїв, що відводять. У цьому випадку віброактивність насоса мала, а отже відносно мінімальна й гучність. Такий розрахунок має розумій у зв'язку з тим, що шумова характеристика насосного агрегату в номінальному режимі роботи дає можливість зіставлення результатів випробувань (вимірів) на кожному типорозмірі насосів з нормативними вимогами.

Залежність рівнів (у Дб) основних складового шуму насоса від кутової швидкості ротора при $\frac{Q}{nD} = const$ и $\frac{\Delta h}{n^2 D^2} = const$ має вид:

$$L = 10\alpha \lg \omega_0 \quad (11.1)$$

Где Q - подача насоса, $м^3 / час$

n - частота обертання, $об / мин$

D - діаметр робочого колеса, $м$

Δh - кавітаційний запас, $м$

Значення α - коефіцієнт, що характеризує ступінь джерела коливань, наведений у таблиці:

Таблиця 11.1 – Значення величини α

Джерела коливань	α
Механічна невірноваженість ротора	3 - 4
Підшипники кочення	2 - 3
Неоднорідність потоку	1 - 6
Кавітація	2 - 8
Вихрові процеси в рідині	2 - 6

11.2.1 Механічна невірноваженість ротора:

$$L_1 = 10 \cdot \alpha_1 \cdot \lg \omega_0 \quad (11.2)$$

де $\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot f_0$

$$f_0 = \frac{n}{60} = \frac{2980}{60} = 49.7 \text{ (Гц)}$$

Тоді $\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot 49.7 = 312.116 \text{ (Гц)}$

$$L_1 = 10 \cdot 3 \cdot \lg 312.116 = 74.83 \text{ (дБ)}$$

11.2.2 Підшипники кочення:

$$L_2 = 10 \cdot \alpha_2 \cdot \lg \omega_0 \quad (11.3)$$

де $\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot f_0$

$$f_0 = \frac{n}{60} = \frac{2980}{60} = 49.7 \text{ (Гц)}$$

Тоді $\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot 49.7 = 312.116$ (Гц)

$$L_2 = 10 \cdot 2 \cdot \lg 312.116 = 49.89 \text{ (дБ)}$$

11.2.3 Кавітація:

$$L_3 = 10 \cdot \alpha_3 \cdot \lg \omega_0 \quad (11.4)$$

де $\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot f_0$

$$f_0 = \frac{n}{60} = \frac{2980}{60} = 49.7 \text{ (Гц)}$$

Тогда $\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot 49.7 = 312.116$ (Гц)

$$L_3 = 10 \cdot 3 \cdot \lg 312.116 = 74.8 \text{ (дБ)}$$

11.2.4 Неоднорідність потоку:

$$L_4 = 10 \cdot \alpha_4 \cdot \lg \omega_0 \quad (11.5)$$

де $\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot f_0$

$$f_0 = \frac{n}{60} = \frac{2980}{60} = 49.7 \text{ (Гц)}$$

Тоді $\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot 49.7 = 312.116$ (Гц)

$$L_4 = 10 \cdot 4 \cdot \lg 312.116 = 99.77 \text{ (дБ)}$$

11.2.5 Вихревые процессы в жидкости:

$$L_5 = 10 \cdot \alpha_5 \cdot \lg \omega_0 \quad (11.6)$$

де $\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot f_0$

$$f_0 = \frac{n}{60} = \frac{2980}{60} = 49.7 \text{ (Гц)}$$

Тоді $\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot 49.7 = 312.116$ (Гц)

$$L_5 = 10 \cdot 4 \cdot \lg 312.116 = 99.8 \text{ (дБ)}$$

Розрахунок показує, що основними джерелами шумообранования є:

- неоднорідність потоку;
- вихрові процеси.

Використовуючи правило додавання децибелів, визначимо очікуваний рівень шуму, створюваний насосною частиною насосного агрегату:

$$L_{\text{сум}} = 10 \cdot \lg \sum_{i=1}^n 10^{0.1 \cdot L_i} \quad (11.7)$$

де

L_i - рівень шуму i – ї складової шуму.

$$L_{\text{сум}} = 10 \cdot \lg(10^{0.1 \cdot 74.83} + 10^{0.1 \cdot 49.89} + 10^{0.1 \cdot 74.8} + 10^{0.1 \cdot 99.8} + 10^{0.1 \cdot 99.8}) = 103 \text{ (дБ)}$$

Отже, очікуваний рівень шуму насоса становить 103 (дБ)

Насосний агрегат складається з насоса й електродвигуна. Електродвигун також має свою шумову характеристику. Відповідно до технічних умов ЭД АЗМ - 500/6 - 2УХЛ4 випромінює шум з рівнем 85дб без навантаження й 88 дб під навантаженням (ГОСТ 16372 - 93).

Загальний рівень шуму насосного агрегату складе:

$$L_{\text{НА}} = 10 \cdot \lg \sum_{i=1}^n 10^{0.1 \cdot L_i} \quad (11.8)$$

$$L_{\text{НА}} = 10 \cdot \lg(10^{0.1 \cdot 103} + 10^{0.1 \cdot 88}) = 101.2 \text{ (дБ)}$$

Насосний агрегат установлюється у виробничому приміщенні з однотипним устаткуванням. У таких приміщеннях звичайно не передбачені постійні робочі місця. Обслуговування агрегатів - періодичне. Передбачене також виконання ремонтних робіт. При виконанні ремонтних робіт обслуговуючий персонал повинен знаходитися с спеціальних навушниках.

12. Економічна частина

Планова калькуляція на агрегат електронасосний НМ 1250-260

Агрегат електронасосний НМ 1260 – 400

Таблиця 12.1 - Найменування та технічна характеристика

Статті калькуляції	Вартість одиниці, грн	
Сировина та матеріали	24 249,70	
Напівфабрикати власного виробництва	8 243,87	
Вироби придбані	148 481,51	
Придбані напівфабрикати	29 163,50	
Електродвигун	137 869,90	
Разом матеріалів	349 865,78	
Заробітна плата основна	23 078,44	
Заробітна плата додаткова	6 536,41	
Відрахування на соцстарх	9 640,91	
Загально виробничі витрати	81 830,15	
Спец пристосування та інструмент	8 291,00	
Витрати на под. та пр-ва	11 729,00	
Виробнича собівартість	510 016,44	
Адміністративні витрати	34 419,35	
Витрати на збут	23 694,35	
Взагалі витрат	539 131,04	
Прибуток	56 883,50	

Ціна грн. без НДС	635 943,47	
-------------------	------------	--

Розшифровка елементів витрат

Таблиця 12.1 - Матеріали та напівфабрикати

Найменування матеріалів та напівфабрикатів	Марка матеріалу	Розмір матеріалу	Одиниці вим.	Вага		Ціна	Сума
				чиста	заготівки		
Сировина та основні матеріали							
Балки та швелери	Ст3		кг	3,5	3,96		17,23
Сталь великого сорту	Ст3кп		кг	16,86	21,01		75,68
Сталь середнього сорту	Ст3		кг	7,54	8,671		31,23
Сталь дрібного сорту	Ст3сп		кг	4,38	4,9		19,95
Сталь сортова конструкційна	СТ20,45		кг	179,788	206,756		1 585,82
Сталь сортова нержавіюча	20X13		кг	5,55	7,215		73,23
Сталь сорт. нерж. нікелевмісна	14X17Н2		кг	170,166	221,21528		3 561,57
Сталь сорт. нерж. нікелевмісна	12X18Н10Т		кг	0,23	0,299		6,58
Сталь товстолиста	Ст3		кг	455,118	591,6534		2 843,60
Сталь тонколистова	Ст3		кг	22,425	22,452		94,42
Сталь листова конструкційна	СТАЛЬ		кг	7,4212	10,38968		57,40
Сталь листова	20X13		кг	0,012	0,0168		0,16

нержавіюча							
Сталь лист. нерж. нікелев.	12X18Н10 Т		кг	0,155	0,217		4,78
Сталь сорт. х/ витягнута	Ст45		кг	6,059	32,141		126,56
Дріт звич. якості	II		кг	0,3004	0,3016		1,43
Дріт сталевий нержав.	12X18Н10 Т		кг	0,0822	0,0822		2,89
Дріт зварний	СВ		кг	1,324	1,4844		11,79
Електроди зварні	УОНИИ13/ 45		кг	66,083	112,38 2		958,09
Електроди зварні	УОНИИ13/ НЖ		кг	4,87	9,63		227,17
Електроди зварні нерж.	ЭА-395/9		кг	12,9	18,06		2 080,87
Електроди зварні нерж.	ЗИО-8		кг	5,4	7,56		311,43
Стрічка сталевна	СТАЛЬ		кг	2,3028	2,3308		11,65
Сталь для шпонок	СТАЛЬ		кг	0,4	0,48		3,62
Вироби для кріплення			кг	0,97344	0,9734 4		8,84
Труби нержавіючі	12X18Н10 Т		кг	23,65	27,88		1 196,74
Труби витягнуті заг. призн.	В20		кг	22,38	23,56		116,14
Труби безшовні тонкостінні	В20		кг	0,42	0,48		2,34
Труби водогазопровідні	Ст40		кг	1,66	1,74		8,65

Прокат алюмінієвий			кг	0,111	0,125		2,42
Прокат латунний			кг	3,742	7,88		250,98
Прокат мідний			кг	0,515	0,526		18,78
Прокат вольфра- мний	ПАП-1		кг	0,01104	0,0110 4		5,02
Порошки кольорових металів			кг		0,0646 7		1,83
Свинець			кг		0,012		0,18
Бум ага			кг		1,9370 5		5,15
Бум ага парафінова			кг		0,18		0,99
Картон			кг		0,898		3,85
Бязь			м		4,11		23,63
Дрантя х/б			кг		11,042 2		46,38
Шпагат			кг		0,1224		1,58
Серветка х/б			шт		21,33		19,20
Уайт - спирт			кг		18,589 58		190,36
«Галоша»			кг		0,2405		3,12
Керосин			кг		22,165		181,75
Масло К-17			кг		1,66		24,90
Змазка гарматна ПВК			кг		2,86		39,93
ЦИАТИМ -221			кг		0,001		0,20
Масло И-20А			кг		21,893		155,22

					4		
ВНИИНП -232			кг		0,8		490,00
Спирт			л		1,075		20,50
Кисень			м ³		29,11		101,89
Аргон			м ³		2,118		26,48
ПФ-170			кг		0,2286 6		2,71
ПФ-115 сіра			кг		0,084		1,63
ПФ-115 червона			кг		0,4152		5,64
ПФ-115 зелена			кг		0,012		0,15
ПФ-115 біла			кг		0,012		0,17
ГФ-0119			кг		0,82		8,86
Газ природній			м ³		4,716		5,90
Паронит			кг		1,0941		12,14
Гума			кг		1,2547		17,13
«Омега-1»			кг		2,89		34,68
Плівка поліетиленовая			м ²		26,08		50,86
Олово			кг	0,008	0,0083		1,08
Інші матеріали			грн				2 072,15
Разом			кг	1026,32 87	1346,4 5951		17 267,30
Напівфабрикати власного виробництва							
Матеріали на єдине замовлення			грн.		214,02 1		706,27
Стальне лиття н/ф	25Л, 20ГЛ		кг	281,8	352,25		3 241,47
Стальне лиття нерж. н/ф	20X13Л		кг	76,5	99,45		1 325,75

Стальне лиття нерж. нік. вм. в/м	12X18H12 МЗТЛ		кг	27,3	38,22		2 331,21
Стальне лиття стійких до знош. сплавів	60X15МСЛ		кг	24,21	36,315		6220,01
Бронзове лиття	ОЦС		кг	2,46	3,936		100,06
Разом Н/Ф власного виробництва			кг	412,27	530,17 1		8 324,77
Покупні напівфабрикати							
Поковки із злитків	СТ10 Г2		кг	615	1635		15 565,20
Поковки	СТ10 Г2-1		кг	97,1	432		4 112,64
Поковки з нерж. сталі	20X13		кг	153	489		8 557,50
Напилення			кг				2 997,28
Напикання			грн				1 920,00
Олов'яні			грн				1,04
Разом покупних напівфабрикатів			кг	865,1	2556		28 235,34
Покупні вироби			грн				144 434,21
Двигун			грн				134 985,01
Разом матеріалів с трансп. витрат.			грн.				18 217,00
Разом напів. власн. вироб.			грн.				8 324,77
Разом покупн. н/ф			грн.				28 630,63

з транс. витр.							
Разом комплект з транс. витр.			грн.				149 489,41
Відходи черних металів			грн.				559,86
Відходи кольорових металів			грн.				3,72
Вартість матеріалів за вирахуванням відходів			грн.				343 807,73
Електродвигун с транс. витр.			грн				139 709,49
	Пакування		грн				7 107,54
Вартість матеріалів з пакуванням			грн.				355 897,31

Список використаної літератури

1. Ржебаева Н.К., Ржебаев Э.Е. Расчет и конструирование центробежных насосов: Учебное пособие. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2009. – 220с.
2. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию «Расчет и проектирование спирального отвода» по дисциплине «Расчет и конструирование насосов» для студентов специальности 12.11 дневной и заочной форм обучения
3. Михайлов А.К. Малюшенко В.В. Лопасные насосы. Теория, расчет и конструирование. М., «Машиностроение» 1977.
4. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию «Расчет и конструирование центробежных насосов»
5. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Конструкции и расчет центробежных насосов высокого давления. - М.: Машиностроение, 1971.-303с.