

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

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

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему:

«Насос відцентровий типу «Д» на параметри:
 $Q=3000 \text{ м}^3/\text{год}$, $H=150\text{м}$, $n=3000 \text{ об/хв}$ »

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

Виконавець роботи

(підпис)

Бондар О.О.

Керівник

(підпис)

Ратушний О.В.

Суми 2019

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 62 с., 21 рисуноків, 12 таблиць, додатки, 5 літературних джерел.

Тема роботи – «Насос відцентровий типу «Д» на параметри $Q=3000 \text{ м}^3/\text{год}$, $H=150\text{м}$, $n=3000 \text{ об/хв}$ ».

Графічні матеріали: __ листи формату А1 (презентація):

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

Мета роботи – розробка насоса відцентрового типу «Д» на параметри $Q=3000 \text{ м}^3/\text{год}$, $H=150\text{м}$, $n=3000 \text{ об/хв}$.

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 проектного насоса (робоче колесо, відвід);

- виконано розрахунки на міцність: вала, шпонкового з'єднання;

- проведений розрахунок та вибір підшипників, ущільнень;

- вибрано електродвигун і побудовано його пускову моментну характеристику.

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

У розділі охорони праці виконано:

1. Загальні вимоги з техніки безпеки при обслуговуванні насосу відцентрового типу.
2. Техніка безпеки при проведенні ремонтних робіт на насосному обладнанні.

Зміст

ВСТУП.....	4
1. Опис і обґрунтування обраної конструкції насоса	5
2. Розрахунок та проектування робочого колеса	7
3. Розрахунок та проектування спірального відводу.....	28
5 Розрахунок гідродинамічних сил	35
5.1 Осьові сили, що діють на ротор.....	35
5.2 Радіальна сила.....	36
6 Розрахунок вибору привода насоса	37
7 Розрахунки на міцність.....	40
7.1 Конструювання вала	40
7.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала	40
7.3 Розрахунок валу.....	42
7.3.1 Перевірний розрахунок вала.....	44
8. Розрахунок шпонкового з'єднання	47
9. Вибір підшипників та розрахунок на довговічність.....	49
Список використаної літератури	51

ВСТУП

На сьогоднішній день на пострадянському просторі використовується значна кількість насосного обладнання спроектованого та виготовлено більше 40 років тому.

Економічна доцільність експлуатації таких насосів визиває багато питань.

Впровадження сучасних методів проектування та виготовлення проточних частин насосного обладнання допомогло вивести дану галузь машинобудування на новий, більш економічно виправданий рівень.

Проектування якісного та енергоефективного обладнання, в тому числі насосів типу «Д», дозволить зменшити експлуатаційні затрати на обслуговування насосного обладнання, а також, завдяки новим матеріалам та методам обробки зменшити металоємність складових частин та здешевити їх виготовлення.

1. Опис і обґрунтування обраної конструкції насоса

1.1 Конструктивні особливості насосів типу «Д».

Насос типу Д - це горизонтальний, відцентровий, одноступінчастий насос з робочим колесом двостороннього входу. Можна відзначити, що відмінними рисами характеристик даних насосів є високі показники ККД і велика допускається висота всмоктування (за рахунок низького значення, що допускається кавітаційним запасом).

В залежності від завдання на проектування насос може бути спроектований як в горизонтальному так и в вертикальному виконання. Однак вертикальне виконання потребує додаткових конструктивних впроваджень:

- нижній підшипник повинен розраховуватись з врахуванням додаткових навантажень від ротора насоса;

- корпус насоса повинен володіти додатковою міцністю, в зв'язку з використанням в якості опори агрегату в цілому.

Враховуючи необхідність додаткових розрахунків на міцність, встановлення «посиленого» нижнього підшипника і вузла в цілому для подальших розрахунків вибираємо горизонтальне виконання насоса.

Корпус насоса даного виду має осьової роз'єм. Напірний і всмоктує патрубки насоса даного типу розташовуються в нижній частині корпусу. Завдяки такій конструкції можна проводити збірку і розбирання насосів типу Д, не від'єднуючи при цьому трубопроводи і двигун.

У насосах даного типу крутний момент від валу електродвигуна до ротора передається за допомогою пружної муфти. Насос типу Д в основі конструкції має робоче колесо двостороннього входу, яке дозволяє позбутися від виникнення осьової сили.

Ущільнення насоса сальникового типу або механічні.

Основними характеристиками рідини, яка підлягає перекачуванню насосом типу Д, є:

- рідина, що перекачується може бути вода та інші рідини з подібними хімічними параметрами,

- температура рідини не повинна перевищувати 85°C , а в'язкість повинна складати не більше 36сСт;
- наявність твердих включень допускається не більше ніж 0,05% по масі, діаметром до 0,2 мм;
- мікротвердість часток не повинна перевищувати 6,5 ГПа;

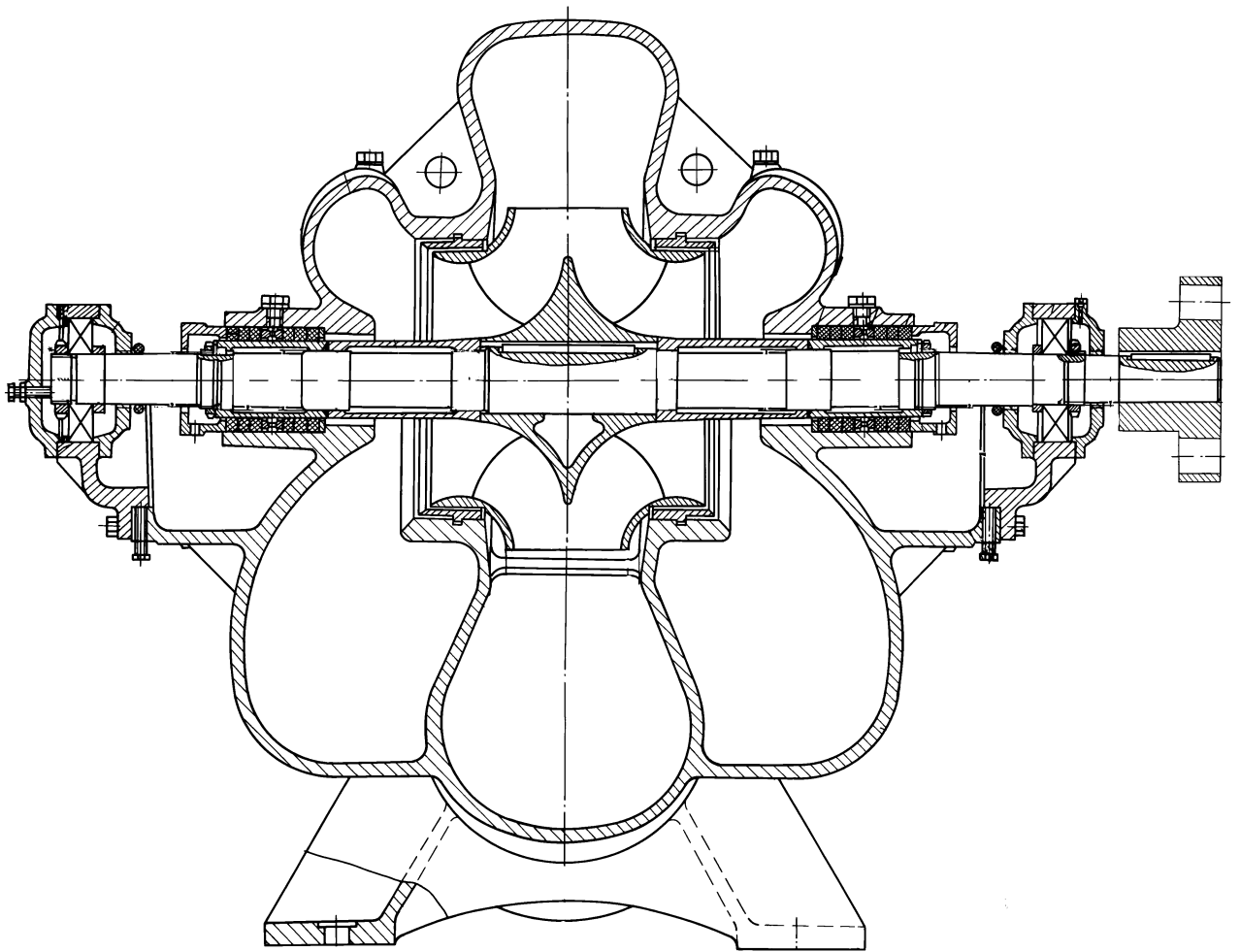


Рисунок 1.1 – Конструктивна схема насоса

2. Розрахунок та проектування робочого колеса.

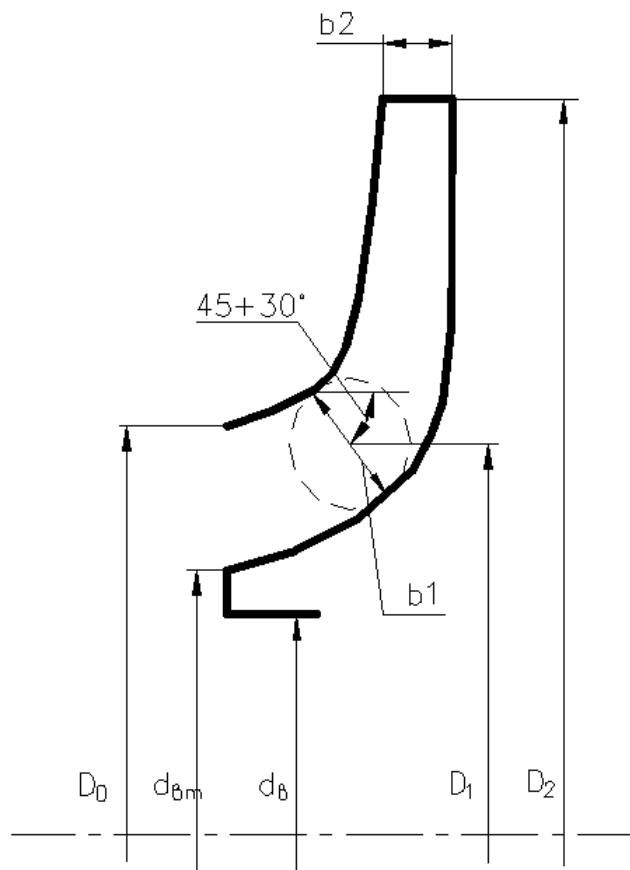


Рисунок 2.1 - Основні геометричні параметри РК

Вихідні данні:

Подача: $Q_H = 3000$ [м³/год].

Напір: $H = 150$ [м].

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

Число потоків - $j = 2$.

Густина рідини - $\rho = 998$ [кг/м³]

2.1 Визначення основних геометричних параметрів:

Визначення коефіцієнта швидкохідності:

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

Подача ступені:

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

$$Q = \frac{3000}{2} = 1500 \text{ [м}^3\text{/год]}$$

Тоді:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{\frac{1500}{3600}}}{(150)^{3/4}} = 162$$

Визначення приведенного діаметра робочого колеса визначається за формулою Д.Я. Суханова [1]:

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

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

Приймаємо $K_{вх} = 3,5$

$$D_{1пр} = 3,5 \cdot \sqrt{\frac{1500}{3000 \cdot 3600}} = 0.182 \text{ [м]}$$

Визначення повного ККД насоса:

Об'ємний ККД визначається по формулі А.А. Ломакіна [1]:

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

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 162^{-(2/3)}} = 0,978$$

Гідравлічний ККД визначається по формулі А.А. Ломакіна [1]:

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

$$\eta_r = \frac{0.42}{[\lg 182 - 0,172]^2} = 0,904$$

Внутрішній механічний ККД визначається по формулі А.А. Ломакіна [1]:

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

$$\eta_{мех'} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 162^2} = 0,97$$

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

Повний ККД насоса:

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

$$\eta = 0,978 \cdot 0,904 \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 0,84$$

Визначення подачі робочого колеса:

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

$$Q_{\text{рк}} = \frac{1500}{0,978} = 1534 \text{ [м}^3\text{/год]}$$

Теоретичний напір робочого колеса:

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

$$H_{\text{т}} = \frac{150}{0,904} = 166 \text{ [м]}$$

Потужність, споживана насосом:

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

$$N = \frac{998 \cdot 9,81 \cdot 150 \cdot 3000}{0,84 \cdot 3600} = 1458000 \text{ [Вт]} = 1458 \text{ [кВт]}$$

Визначення максимальної потужності на валу насоса:

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

$$N_{\text{max}} = 1458 \cdot 1,1 = 1603 \text{ [кВт]}$$

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

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

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

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

Крутний момент на валу насоса:

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

$$M = \frac{30 \cdot 1603000}{3,14 \cdot 3000} = 5190 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Допустиме навантаження на кручення приймаємо $[\tau] = 250 \cdot 10^5 \text{ [Н/м}^2\text{]}$ [2]

Отже

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 5190}{3,14 \cdot 250 \cdot 10^5}} = 0,102 \text{ [м]}$$

Приймаємо $d_B = 102 \text{ [мм]}$

Визначення діаметра втулки за формулою [3]:

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

$$d_{BT} = 1,2 \cdot 0,102 = 0,122 \text{ [м]}$$

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

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

Тоді

$$D_0 = \sqrt{D_{1пр}^2 + d_{BT}^2} = \sqrt{0,182^2 + 0,122^2} = 0,22 \text{ [м]}$$

Швидкість потоку на вході в робоче колесо знаходять за формулою Руднева С.С. [3]:

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

$$V_0 = 0,06 \cdot \sqrt[3]{\frac{1534,3 \cdot 3000^2}{3600}} = 9,3 \text{ [м/с]}$$

2.2 Визначення діаметра вхідної кромки.

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

Орієнтовно приймають що $D_1 = D_0 = 0,22 \text{ [м]}$

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

$$V_{1m'} = V_0 = 9,3 \text{ [м/с]}$$

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості зростає:

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

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

$$V_{1m} = 9,3 \cdot 1,15 = 10,7[\text{м/с}]$$

Кут потоку на вході розраховується із трикутника швидкостей:

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

де U_1 - переносна швидкість на вході в робоче колесо;

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

Переносна швидкість на вході в робоче колесо:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} \quad (2.19)$$
$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,22 \cdot 3000}{60} = 34[\text{м/с}]$$

Колова складова абсолютної швидкості на вході в робоче колесо:

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

Для консольних насосів $V_{1u} = 0$.

Тоді:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{10,7}{34 - 0} = 20^\circ$$

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

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta \quad (2.21)$$
$$\beta_1 = 20 + 3 = 23^\circ$$

Кут $\beta_1 = 15^\circ \dots 30^\circ$ повинен бути в інтервалі $15-30^\circ$. 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 $S_1 = 5$ [мм], а число лопатей $z = 7$.

Уточнимо коефіцієнт стиснення потоку ψ_1 :

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

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,11 \cdot \sin 23}} = 1,15$$

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

Знайдені значення ψ_1 та β_1 знаходяться в рекомендованих межах:

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

Ширина робочого колеса на вході визначається із рівняння нерозривності:

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

$$b_1 = \frac{1534,3/3600}{3,14 \cdot 0,22 \cdot 10,7} = 0,058 \text{ [м]}$$

2.3 Визначення геометричних параметрів виходу з РК

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

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

Де m_2 при $n_s > 100$:

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

$$m_2 = 19,2 \cdot \left(\frac{162}{100}\right)^{\frac{1}{6}} = 20,81$$

Тоді:

$$D_2 = 20,81 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 150}}{3000} = 0,383[\text{м}]$$

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

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

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

$$V_{2m}^* = 0,8 \cdot 10,7 = 8,56 [\text{м/с}]$$

Кут на виході із робочого колеса визначається із трикутника швидкостей:

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

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

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

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

V_{2m} - медіальна швидкість на виході із робочого колеса з врахуванням стиснення потоку лопатями, $V_{2m} = \psi_2 \cdot V_{2m}^* = 1,07 \cdot 8,56 = 9,2[\text{м/с}]$.

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

$$\frac{W_1}{W_2} = 3,7 - 0,054 \cdot 162 + 1,0 \cdot 10^{-4} \cdot 162^2 - 0,98 \cdot 10^{-4} \cdot 162^3 = 1,283$$

тоді

$$\beta_2 = \arcsin\left(1,283 \cdot \frac{1,07}{1,15} \cdot \frac{9,2}{10,7} \cdot \sin 23^\circ\right) = 23,5^\circ$$

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

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

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

Теоретичний напір робочого колеса

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_\Gamma \cdot K_z} \quad (2.30)$$

де K_z - поправка на кінцеве число лопатей.

Поправка по Майзелю – Стодолею:

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

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

$$V_{2u\infty} = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60} - \frac{V_{2m}^*}{\operatorname{tg} \beta_2}$$
$$V_{2u\infty} = \frac{3,14 \cdot 0,383 \cdot 3000}{60} - \frac{8,56}{\operatorname{tg} 23,5} = 38 \text{ [м/с]}$$

Після підстановки отримаємо:

$$K_z = 1 - \frac{\frac{3,14 \cdot 0,383 \cdot 3000}{60}}{38} \cdot \frac{3,14}{7} \cdot \sin 23,5 = 0,721$$

$$H_{T\infty} = \frac{150}{0,904 \cdot 0,721} = 230,2 \text{ [м]}$$

$$U_2 = \frac{9,2}{2 \cdot \operatorname{tg} 23,5} + \sqrt{\left(\frac{9,2}{2 \cdot \operatorname{tg} 23,5}\right)^2 + 9,81 \cdot 230,2 + 4,43 \cdot 34} = 60,8 \text{ [м/с]}$$

Уточнене значення зовнішнього діаметру D_2 :

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n} \quad (2.32)$$
$$D_2 = \frac{60 \cdot 60,8}{3,14 \cdot 3000} = 0,394 \text{ [м]}$$

Приймаємо $D_2 = 400$ [мм].

Уточнюємо значення ψ_2' :

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_2}{2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot \sin \beta_2}} \quad (2.33)$$
$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,2 \cdot \sin 23,5}} = 1,075$$

Робимо перевірку $|\psi_2 - \psi_2'| = |1,07 - 1,075| = 0,005$

Ширина робочого колеса на виході:

$$b_2 = \frac{Q_{\text{рк}}}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{2m}} \quad (2.34)$$
$$b_2 = \frac{1534,3/3600}{3,14 \cdot 0,4 \cdot 9,2} = 0,00368 \text{ [м]}$$

Приймаємо $b_2 = 37$ мм.

2.4 Побудова меридіанного перерізу

Контури меридіанного перерізу оптимальної форми знаходимо методом послідовних наближень.

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

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

Кінцевого (на виході із робочого колеса):

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

Проміжних:

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

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

b_i - діаметр окружності.

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

Розрахунки з підготовки меридіанного перерізу робочого колеса для проектування лопаті.

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

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

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

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

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

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

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

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

2.5 Побудова меридіанного перерізу

Розрахунки для проектування меридіанного перерізу робочого колеса: Конттури меридіанного перерізу оптимальної форми знаходимо методом послідовних наближень.

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

$$F_0 = \frac{3,14}{4} \cdot (220^2 - 122^2) = 26310$$

Кінцевого (на виході із робочого колеса):

$$F_0 = 3,14 \cdot 400 \cdot 37 = 46472$$

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

b_i - діаметр окружності.

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

Розрахунки з підготовки меридіанного перерізу робочого колеса для проектування лопаті.

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

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

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

Таблиця 2.1 - Данні розрахунку

№	b_i	r_i	Δl_i	F_i
1	49	85,5	-	26310
2	50,16	87,5	17,14	27563
3	50,29	93,81	31,67	29627
4	48,8	107,23	49,2	32862
5	45,91	123,5	63,93	35607
6	43,62	135,9	73,13	37228
7	42,08	150,5	84,37	39771
8	39,21	178	107,66	43831
9	37	200	128,6	46472

За даними таблиці 2.1 будуємо графік зміни площ меридіанного перерізу РК

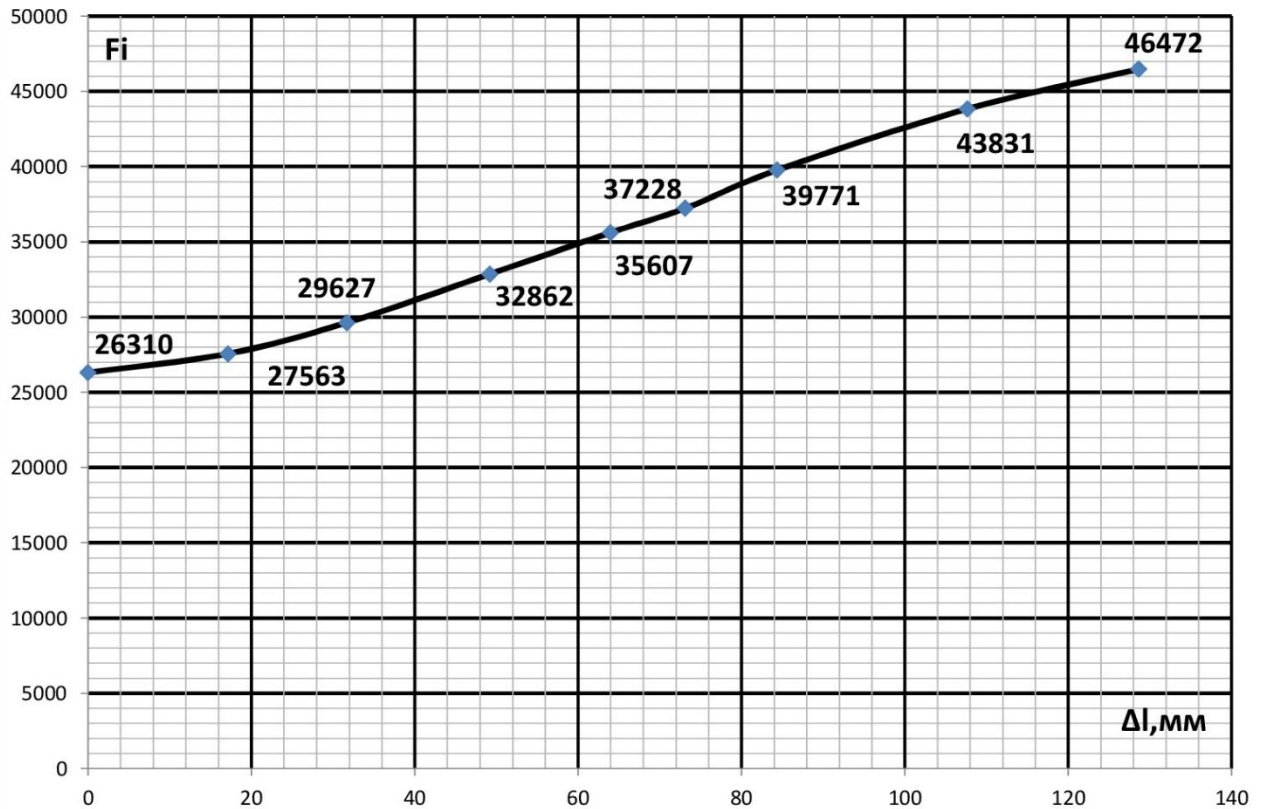


Рисунок 2.1- Графік зміни площ меридіанного перерізу РК

2.6 Підготовка меридіанного перерізу РК до профілювання лопаті

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

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

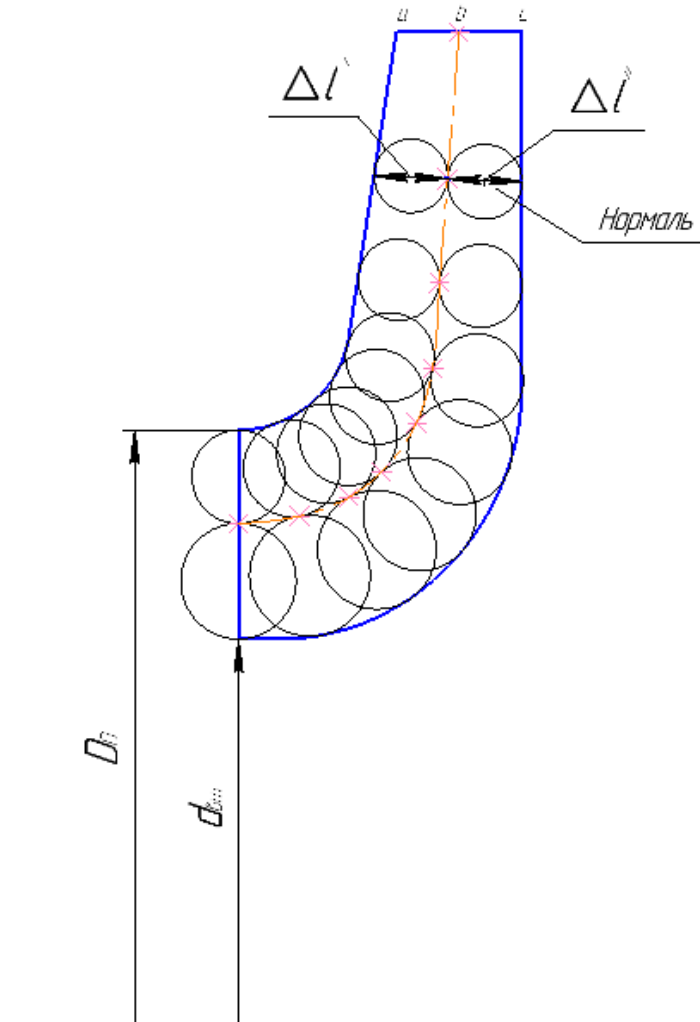


Рисунок 2.3 – Побудова лінії току

2.7 Профілювання лопаті

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

Профілювання лопаті здійснюється в наступній послідовності:

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

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

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

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

C - константа,

Приймаємо $R_{\text{к.ц.}} = 200$ мм; $C = 10$, тоді:

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

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

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

$$\Delta S = \frac{200 \cdot 3,14}{180} \cdot 10 = 35 [\text{мм}]$$

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

Приймаємо кутом обхвату $\Theta = 90^\circ$.

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:

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

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

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

- кут нахилу лопаті β , на кожній розрахунковій лінії струму, повинен плавно збільшуватися або зменшуватися від кута β_1 до β_2 ;
- ділянка поверхні лопаті поблизу виходу з РК повинна мати постійний кут обхвату β по кожній розрахунковій лінії струму по довжині, обумовлений на розгорненні циліндра величиною $\delta \geq 0,5t$,

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

$$t = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_{\text{к.ц.}}}{z} \quad (2.43)$$
$$t = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 200}{7} = 179,4 \text{ [мм]}$$

Кут обхвату лопаті в плані повинен задовольняти умові:

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

2.8 Вибір положення вхідної кромки і визначення кутів входу

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

Визначимо окружну швидкість 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 a:

$$U_{1a} = \frac{3,14 \cdot 0,2454 \cdot 3000}{60} = 38 \text{ [м/с]}$$

Струйка b:

$$U_{1b} = \frac{3,14 \cdot 0,22 \cdot 3000}{60} = 34 \text{ [м/с]}$$

Струйка c:

$$U_{1c} = \frac{3,14 \cdot 0,1906 \cdot 3000}{60} = 29,4 \text{ [м/с]}$$

Колова складова абсолютної швидкості на вході в робоче колесо:

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

Струйка a:

$$V_{1ua} = \frac{0,12 \cdot \sqrt[3]{\frac{3000 \cdot 1534,3^2}{3600^2}}}{0,2454} = 4,0 \text{ [м/с]}$$

Струйка b:

$$V_{1ub} = \frac{0,12 \cdot \sqrt[3]{\frac{3000 \cdot 1534,3^2}{3600^2}}}{0,195} = 4,65 \text{ [м/с]}$$

Струйка c:

$$V_{1uc} = \frac{0,12 \cdot \sqrt[3]{\frac{3000 \cdot 1534,3^2}{3600^2}}}{0,1906} = 5,11 \text{ [м/с]}$$

Визначаємо кут потоку на вході в РК:

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

Струйка а:

$$\beta_{1na} = \arctg \frac{10,7}{38 - 4,0} = 18^\circ$$

Струйка b:

$$\beta_{1nb} = \arctg \frac{10,7}{34 - 4,43} = 20,0^\circ$$

Струйка с:

$$\beta_{1nc} = \arctg \frac{10,7}{29,4 - 5,11} = 18^\circ$$

Знаходимо кут потоку на вході з урахуванням кута атаки:

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

Струйка а:

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

Струйка b:

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

Струйка с:

$$\beta_{1c} = 18 + 7 = 25^\circ$$

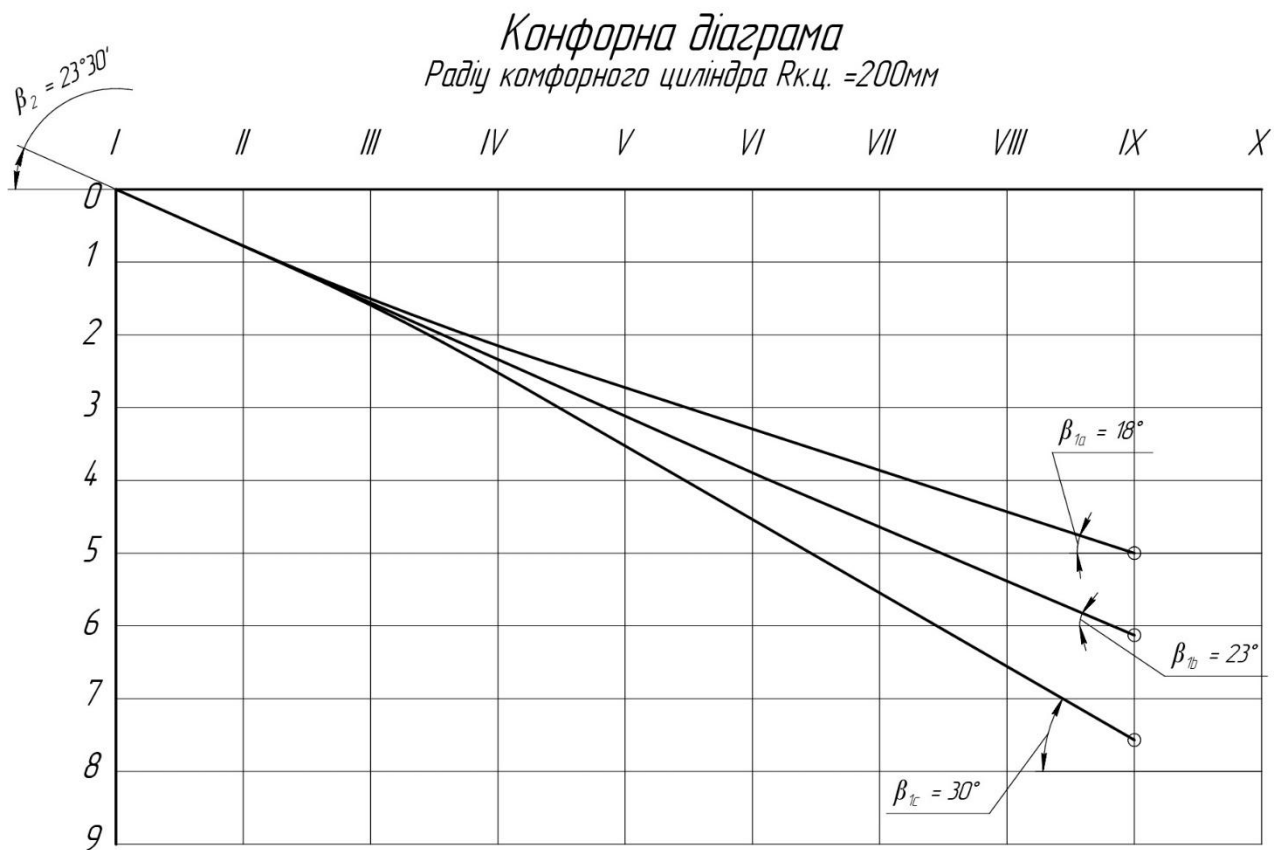


Рисунок 2.4 - Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра
(комфортна діаграма)

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

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

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

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

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

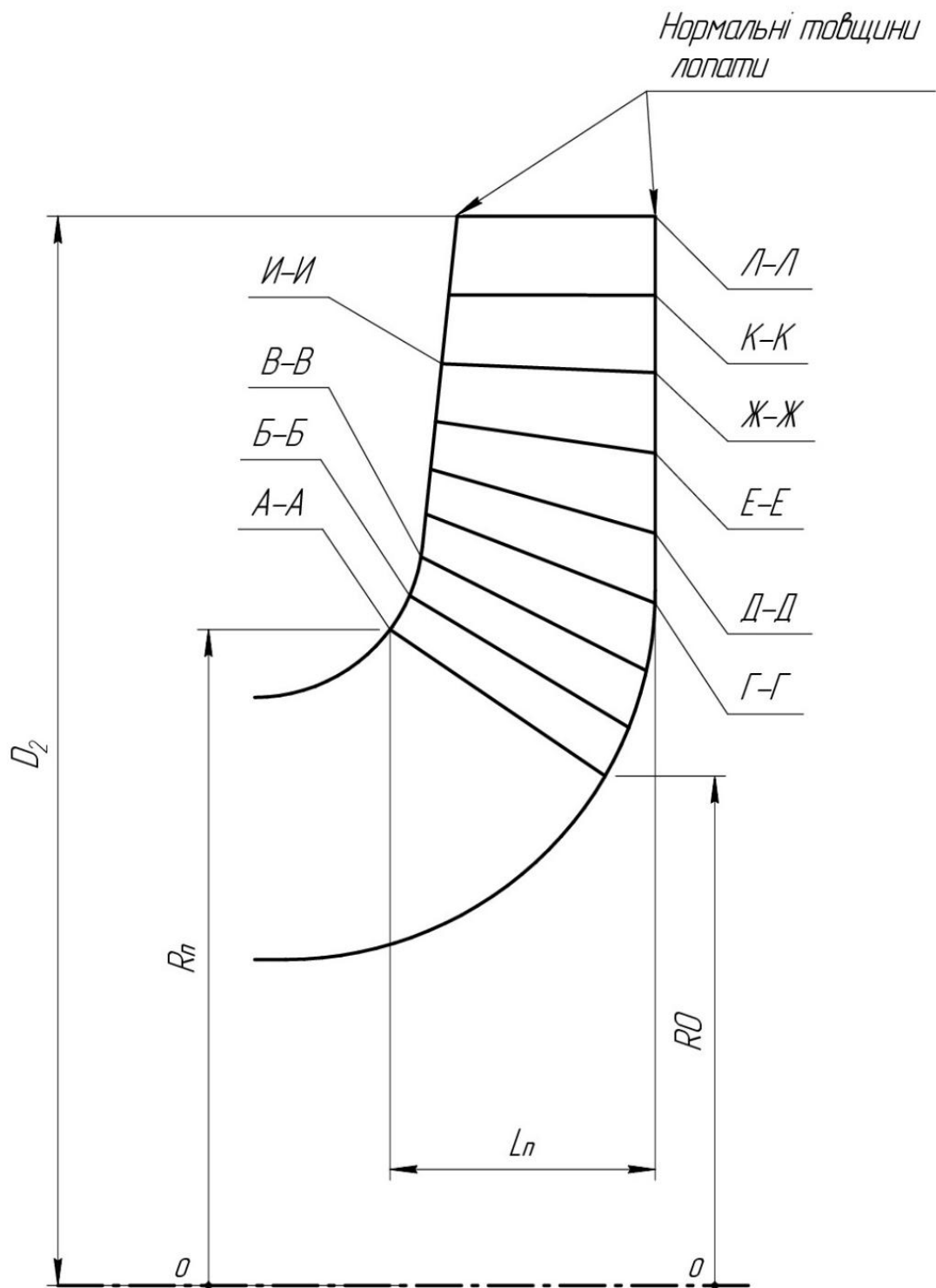


Рисунок 2.5 - Меридіанні перерізи лицьової сторони поверхні лопаті

2.10 Побудова лопаті в плані

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

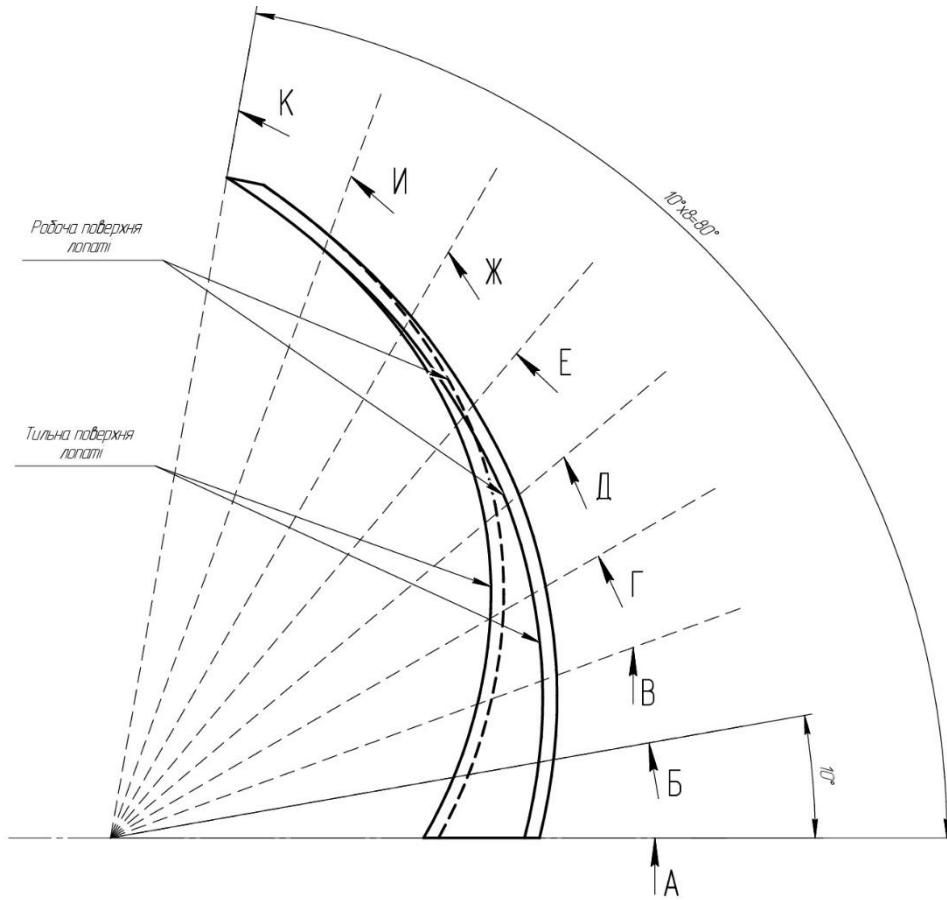


Рисунок 2.6 - Лопать в плані

3. Розрахунок та проектування спірального відводу

3.1. Вихідні данні для розрахунку спірального відводу наступні:

Подача насоса $Q = 3000 \text{ [м}^3\text{/год]}$

Напір насоса $H = 150 \text{ [м]}$

Частота обертів ротора: $n = 3000 \text{ [об/хв]}$.

Коефіцієнта швидкохідності $n_s = 162$

Гідравлічний ККД $\eta_r = 0.904$

Зовнішній діаметр р.к. $D_2 = 400 \text{ [мм]}$

Ширина р.к. на виході $b_2 = 74 \text{ [мм]}_{\text{мм}}$

3.2. Розрахунок та проектування спіральної камери:

3.2.1. 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 :

$$R_3 = (1 + 10^{-3} \cdot n_s) \cdot R_2 \quad (4.1)$$

$$R_3 = (1 + 10^{-3} \cdot 162) \cdot 0,2 = 0,232 \text{ [м]}$$

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

Для визначення b_3 рекомендовані наступні залежності:

$$b_3 = m \cdot b_2 \quad (4.2)$$

Де $m = 1,75$

$$b_3 = 1,75 \cdot 0,074 = 0,1295 \text{ [м]}$$

Приймаємо $b_3 = 0,13 \text{ [м]}$

3.2.2. Нахил бокових стінок може задаватися відношенням a/h та кутом γ
 $a/h = 0.2 \dots 0.3$ в розрахунковому перерізі $n_s = 50 - 60$.

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

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

$$r' = (0.5 \dots 0.7) \cdot b_3 \quad (4.3)$$

$$r' = 0,5 \cdot 0,13 = 0,065 \text{ [м]}$$

3.2.3. Визначення кута обхвату спіралі (живильної частини) $\varphi_{\text{сп}}$ залежить від коефіцієнту швидкохідності n_s і може бути вибраний із таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – 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

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

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

$$A_{\text{сп.розр.}} = \frac{\varphi_{\text{сп}}}{360} \cdot \frac{\pi \cdot \eta_r \cdot n \cdot Q}{30 \cdot H \cdot g} \quad (4.4)$$

$$A_{\text{сп.розр.}} = \frac{330}{360} \cdot \frac{3,14 \cdot 0,904 \cdot 3000 \cdot 3000}{30 \cdot 150 \cdot 9,81 \cdot 3600} = 0,1449 \text{ [м]}$$

3.2.5. 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:

$$\Delta Q_i = K_2 \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r_i \cdot \frac{360}{\varphi_{\text{сп}}} \quad (4.5)$$

Де $\Delta r_i = 40 \text{ [мм]}$.

3.2.6. Визначаємо момент швидкості на виході із робочого колеса:

$$K_2 = \frac{30 \cdot H \cdot g}{\pi \cdot \eta_r \cdot n} \quad (4.6)$$

$$K_2 = \frac{30 \cdot 150 \cdot 9,81}{3,14 \cdot 0,904 \cdot 3000} = 5,272 \left[\frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right]$$

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

Таблиця 4.2 - Побудова меридіанних перерізів спіралі.

№	r_i	b_i	$B_i = \frac{b_i}{r_i}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$	$K_2 \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r$	$\sum \Delta Q_i$
1	232	130	0,677	0,609	0,128	0,14
2	272	147	0,541			
3	312	164	0,526	0,5335	0,1125	0,263
4	352	181	0,514	0,52	0,11	0,383
5	392	198	0,505	0,5095	0,107	0,5
6	432	215	0,498	0,5015	0,106	0,615
7	472	232	0,492	0,495	0,104	0,73
8	512	249	0,486	0,489	0,103	0,84

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 $F_{\text{роз}}$.

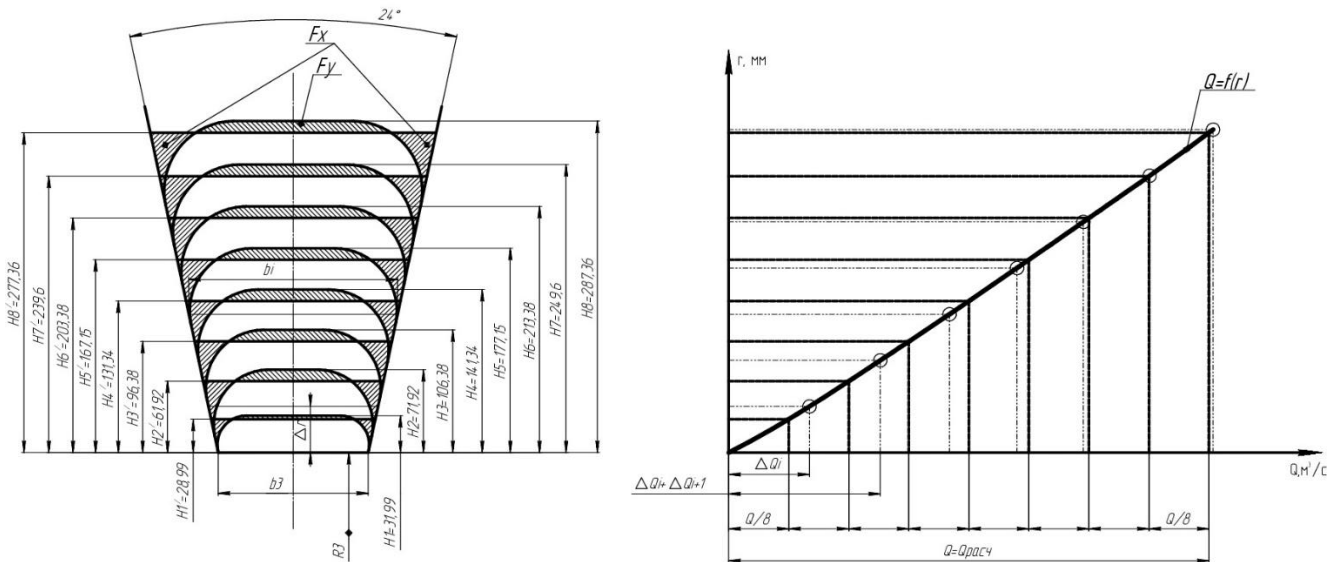


Рисунок 4.1 Побудова меридіональних перерізів відводу

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

Перевірка правильності визначення $F_{роз.}$.

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

$$(0.95 \dots 1.0) \cdot A_{сп.розр.} = A_{сп.граф.} \quad (4.7)$$

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

$$(0.95 \dots 1.0) \cdot A_{сп.розр.} = A_{сп.граф.} = \frac{F_{пр}}{\rho} \quad (4.8)$$

Де ρ – полюсна відстань. Для простоти побудови прийемо $\rho = R_3 = 232[\text{мм}]$.

$F_{пр} = 33098 [\text{мм}^2]$ – приведена площа.

Тоді:

$$A_{сп.граф.} = \frac{33098}{232} = 142,7 [\text{мм}] = 0.1426 [\text{м}]$$

Тоді

$$\frac{A_{сп.граф.}}{A_{сп.розр.}} = \frac{0.1426}{0.1449} = 0.98$$

Можна зробити висновок, що площа розрахункового перерізу визначена вірно.

3.3. 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.

3.4. Розрахунок дифузорові частини відводу.

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

$$D_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V_{\text{вих}}}} \quad (4.9)$$

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

Приймаємо $V_{\text{вих}} = 4,25$, [м/с], тоді:

$$D_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3000}{3,14 \cdot 4,25 \cdot 3600}} = 0,5 \text{ [м]}$$

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

3.4.2. Довжина дифузора повинна знаходитись з умов мінімальних гідравлічних втрат:

$$\varepsilon_{\text{опт}} = 2 \cdot \arctg\left(\frac{D_{\text{вих}} - d_{\text{екв}}}{2 \cdot L}\right) \quad (4.10)$$

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

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

$$d_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{роз}}}{\pi}} \quad (4.11)$$

$$d_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,033}{3,14}} = 0,205 \text{ [м]}$$

Тоді довжина дифузора дорівнює:

$$L = \frac{D_{\text{ВИХ}} - d_{\text{ЕКВ}}}{2 \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\varepsilon_{\text{ОПТ}}}{2}\right)} \quad (4.12)$$

$$L = \frac{0,5 - 0,205}{2 \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{12}{2}\right)} = 1,4[\text{М}]$$

Приймаємо $L = 1.4[\text{М}]$.

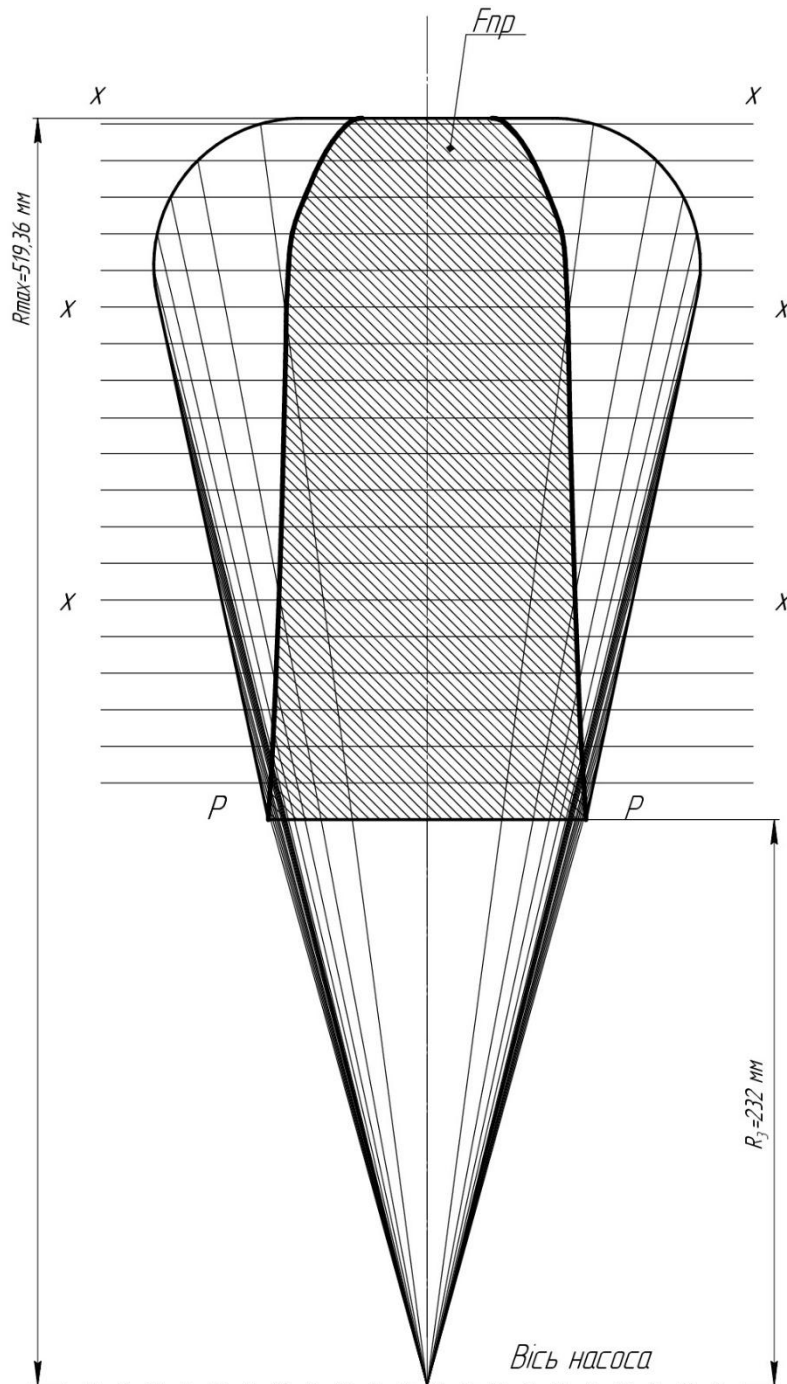


Рисунок 4.2 – Побудова приведенного перерізу

4.4 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.

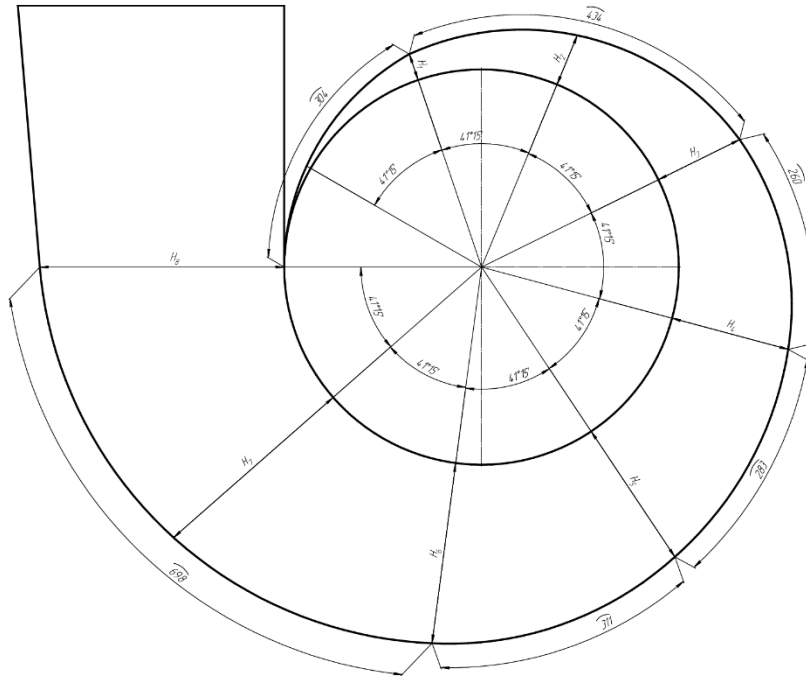


Рисунок 4.3 – План спірального відводу

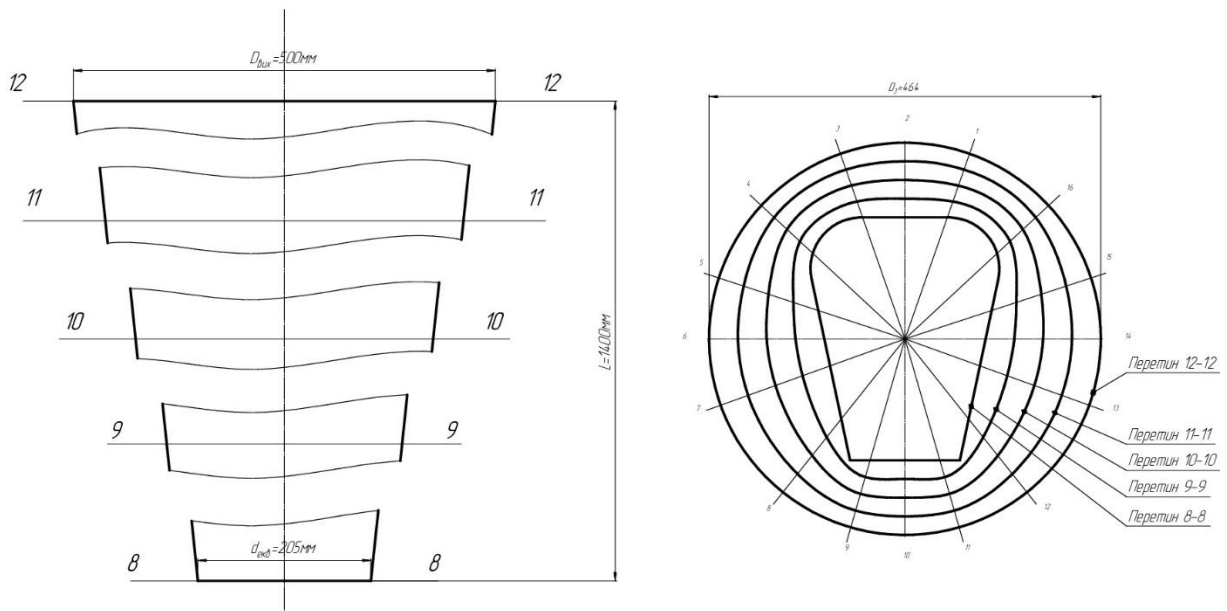


Рисунок 4.4 Дифузорна частина відводу

5 Розрахунок гідродинамічних сил

5.1 Осьові сили, що діють на ротор

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

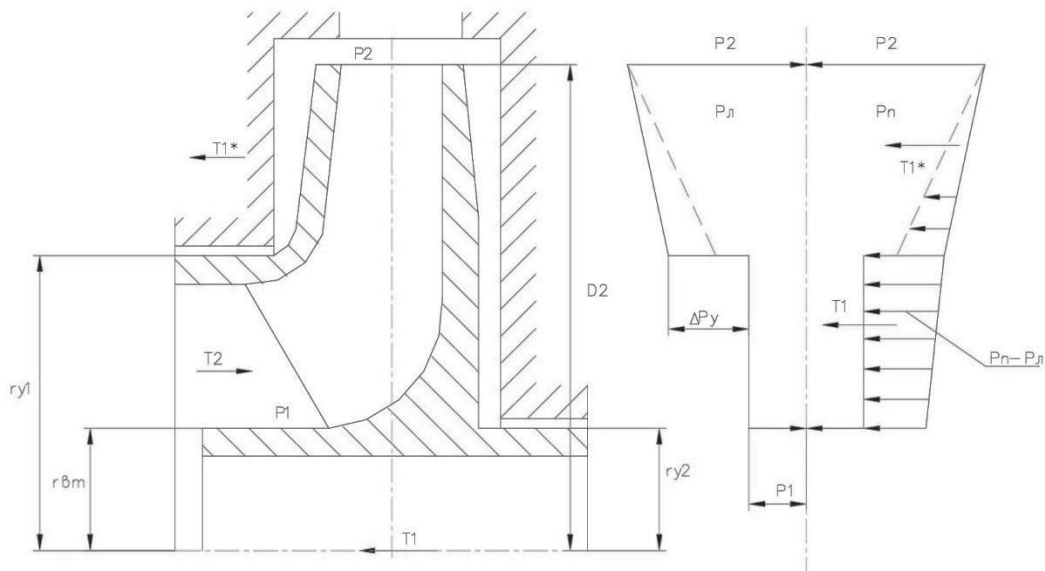


Рисунок 8.1 – Епюра тиску на зовнішні сторони дисків

При складанні епюр тиску (див. рис. 8.1) на зовнішніх сторонах дисків залишається невірноважена частина епюри на кільцевій поверхні з радіусами r_{y1} та r_{y2} , що і обумовлює наявність осьової сили T_1 . По осі насоса також діє динамічна сила T_2 , обумовлену натіканням потоку на колесо та зміною осьового напрямку його руху на радіальний.

Конструкція робочого колеса типу «Д» компенсує осьову силу за рахунок симетричності робочого колеса. Однак при виготовленні робочого колеса можуть бути «мінімальні» невідповідності сторін робочого колеса, однак осьова сила занадто мала, щоб враховувати її, однак для подальших розрахунків приймемо, що за рахунок допусків на діаметри залишкова осьова сила діє в сторону від приводного двигуна і складає $T = 300$ [Н].

5.2 Радіальна сила

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

Максимального значення радіальна сила для насосів зі кільцевим відводом набуває при $Q_{\text{опт}}$ [3].

Максимальна радіальна сила буде розраховуватися за формулою:

$$R_{\text{max}} = K_R \cdot \frac{Q}{Q_{\text{опт}}} \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (8.7)$$

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

$Q_{\text{опт}} = Q = 3000$ [м³/год] – подача при оптимальному режимі;

$$R_{\text{max}} = 0,36 \cdot \frac{3000}{3000} \cdot 998 \cdot 9.81 \cdot 150 \cdot 0,4 \cdot 0,074 = 15650 \text{ [Н]}$$

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

6 Розрахунок вибору привода насоса

Максимальна потужність насоса при роботі на номінальному режимі

$$N_{\max} = 1600 \text{ [кВт]}$$

За відомою частотою обертання та розрахованою потужністю вибираємо електричний двигун потужністю 1600 кВт, частотою обертання 3000 об/хв.

Розрахунок пускової моментної характеристики

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

Графік залежності моменту опору будується за трьома точками:

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

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

$$M_A = 0.21 \cdot M_{\text{ном}} \quad (6.1)$$

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

$$M_{\text{ном}} = \frac{N}{\omega}$$

Колова швидкість визначається виходячи з частоти обертання ротора:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (6.2)$$
$$\omega = \frac{3,14 \cdot 3000}{30} = 308,77 \text{ [с}^{-1}\text{]}$$

Тоді

$$M_{\text{ном}} = \frac{1458 \cdot 10^3}{308,77} = 4722 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Тоді початковий момент пуску агрегату дорівнює:

$$M_A = 0,21 \cdot 4722 = 991,62 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна

$$M_{\max} = 5190 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0.3 \cdot n_{\text{ном}} \quad (6.3)$$

$$n_B = 0.3 \cdot 3000 = 885 \text{ [об/хв]}$$

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

$$M_B = 0.03 \cdot M_{\text{max}} \quad (6.4)$$

$$M_B = 0,03 \cdot 5190 = 155,7 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$k = \frac{M_{\text{max}}}{n^2} \quad (6.5)$$

$$k = \frac{5190}{3000^2} = 5,96 \cdot 10^{-4}$$

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

$$M = k \cdot n^2 \quad (6.6)$$

Результати розрахунку заносяться до табл. 6.1.

Графік пускового моменту будують таким чином:

- за табл. 6.1 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 6.1 – Пуско-моментна характеристика

n, об/хв	0	500	1000	1500	2000	2500	3000
M, Н·м	0	149,1	596,4	1341,9	2385,5	3727,4	5190

На рисунку 6.1 наведена пуско-моментна характеристика насосного агрегату.

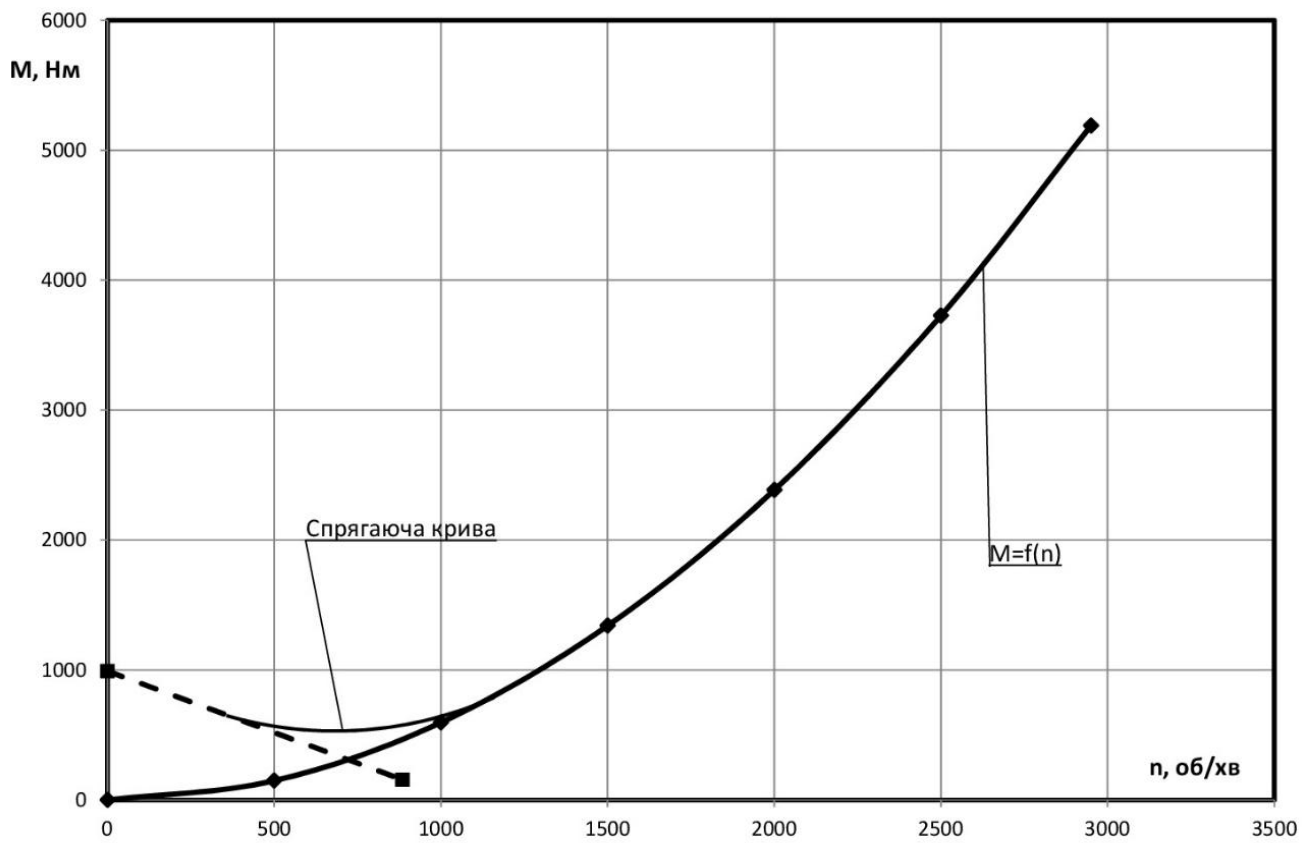


Рисунок 6.1 – Пуско - моментна характеристика

7 Розрахунки на міцність

7.1 Конструювання вала

Конструювання вала починається з визначення його діаметрів.

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

$$d_k = d_b = 0.102 [M]$$

Для подальшого розрахунку приймаємо $d_k = 102$ [мм].

Діаметр вала під напівмуфту приймаємо $d_m = 80$ [мм].

Діаметр посадочної поверхні підшипника $d_{\Pi} = 90$ [мм]

7.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала

7.2.1 Вибір типу ущільнення.

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

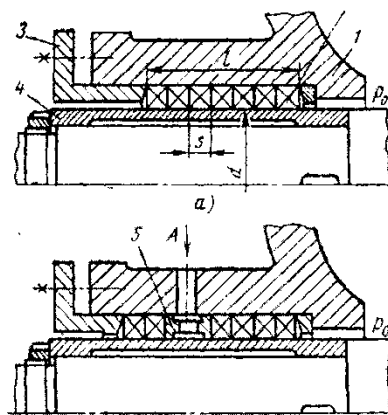


Рисунок 7.1 – Конструкція сальникового ущільнення

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

Товщина кільця набивки сальника, мм:

$$S = \sqrt{d} \quad (7.1)$$

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

Приймаємо $d = 80$ [мм].

Тоді товщина кільця набивки сальника:

$$s = \sqrt{90} = 9,5[\text{мм}]$$

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

Довжина сальникового ущільнення, мм:

$$L = i \cdot s \quad (7.2)$$

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

$$L = 6 \cdot 10 = 60 \text{ [мм]}$$

7.2.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні.

Втрати потужності в сальнику:

$$N_c = \pi \cdot \omega \cdot r^2 \cdot s \cdot p_0 \cdot \left(e^{2 \cdot \mu_2 \cdot \mu_1 \cdot \frac{L}{s}} - 1 \right) \quad (7.3)$$

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 $p_0 = 98066$ [Па] – надлишковий тиск насоса перед сальником.

Радіус захисної втулки знайдемо за формулою:

$$r = \frac{d}{2} + 0.5 \quad (7.4)$$

$$r = \frac{90}{2} + 0,5 = 45,5 \text{ [мм]}$$

Тоді:

$$N_c = 3,14 \cdot 308,77 \cdot (45,5 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 0,01 \cdot 98066 \left(e^{2 \cdot 0,5 \cdot 0,02 \cdot \frac{6,0}{1}} - 1 \right) = 15700,0 \text{ [Вт]}$$

7.3 Розрахунок валу

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

Розрахунок реакцій в опорах

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

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

Рівняння моментів відносно т. А:

$$\sum M_A = F_k \cdot (L_1 - L_4) - R_B \cdot L_1 = 0 \quad (7.5)$$

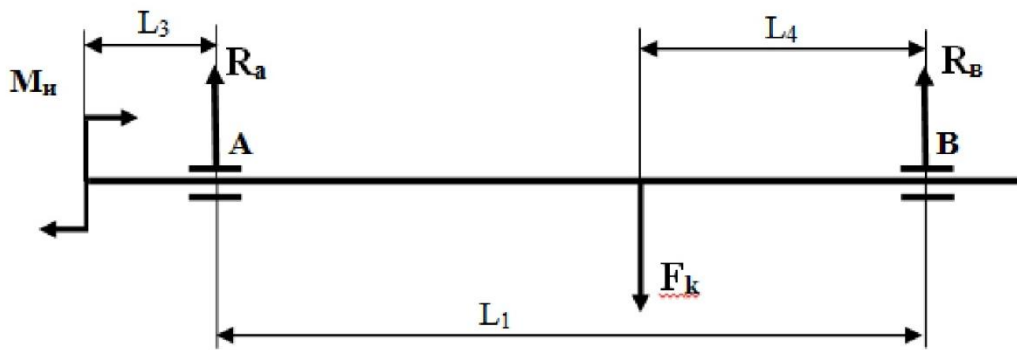


Рисунок 7.1 - Схема навантаження ротора насоса

З наведеного рівняння можна знайти величину R_B , Н:

$$R_B = \frac{F_k \cdot L_4}{L_1} \quad (7.6)$$

де $L_1 = 1,2$ [м], $L_4 = 0,6$ [м], $L_3 = 0,2$ [м], $F_k = R_{max} = 15650$ [Н].

$$R_B = \frac{15650 \cdot (1,2 - 0,56)}{1,2} = 7825 \text{ [Н]}$$

Рівняння моментів відносно т. В:

$$\sum M_B = F_k \cdot L_4 - R_a \cdot L_1 = 0 \quad (7.7)$$

З наведеного рівняння можна знайти величину R_a , Н:

$$R_a = \frac{F_k \cdot L_4}{L_1} \quad (7.8)$$

$$R_a = \frac{15650 \cdot 0,6}{1,2} = 7825 \text{ [Н]}$$

Наближений розрахунок вала

Еквівалентний момент в найбільш небезпечному перерізі, Н·м:

$$M_E = \sqrt{M_{зг.max}^2 + 0.75 \cdot M_{max}^2} \quad (7.9)$$

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

Максимальний згинальний момент можна визначити з рис. 7.1:

$$M_{зг.max} = R_a \cdot L_3 \quad (7.10)$$

$$M_{зг.мах} = 7825 \cdot 0,2 = 1565 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Тоді:

$$M_E = \sqrt{1565^2 + 0,75 \cdot 5190^2} = 4760 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Діаметр вала в найбільш небезпечному перерізі, мм:

$$d_{п} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_E}{0,1 \cdot [\sigma]}} \quad (7.11)$$

де $[\sigma] = 70 \text{ МПа}$.

$$d_{п} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{4760}{0,1 \cdot 70}} = 88$$

Згідно попередніх розрахунків $d_{п} = 90 \text{ мм}$, умова міцності виконується.

$$90 \text{ мм} > 88 \text{ мм}$$

7.3.1 Перевірний розрахунок вала

Розрахунок зводиться до перевірки умови міцності:

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} \geq [s] \quad (7.12)$$

де s - розрахунковий коефіцієнт запасу міцності;

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

s_{σ}, s_{τ} - коефіцієнти запасу за нормальними та дотичними напруженнями:

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} \quad (7.13)$$

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} \quad (7.14)$$

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.

$$\sigma_{-1} = 0.35 \cdot \sigma_B + (70 \div 120) \quad (7.15)$$

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

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

$$\tau_{-1} = 0.58 \cdot \sigma_{-1} \quad (7.16)$$

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

$$\sigma_a = \frac{M_{зг.max}}{0.1 \cdot d_n^3}, \text{ МПа} \quad (7.17)$$

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot T}{\pi \cdot d_n^2} \quad (7.18)$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{max}}{0.2 \cdot d_n^3} \quad (7.19)$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{1}{2} \cdot \frac{5190}{0,2 \cdot 0,09^3} = 17,8 \text{ [МПа]}$$

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot 300}{3,14 \cdot 0,09^2} = 0,05 \text{ [МПа]}$$

$$\sigma_a = \frac{1565}{0,1 \cdot 0,09^3} = 21,5 \text{ [МПа]}$$

Знаходимо коефіцієнт запасу за нормальними напруженнями:

$$s_\sigma = \frac{392,5}{\frac{2,2}{0,59} \cdot 17,8 + 0,275 \cdot 0,05} = 5,9$$

Знаходимо коефіцієнт запасу за дотичними напруженнями:

$$s_\tau = \frac{227,65}{\frac{1,41}{0,59} \cdot 30 + 0,1 \cdot 30} = 4,25$$

Масштабні коефіцієнти $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ визначають залежно від діаметра вала (див. табл.7.1).

Таблиця 7.1 - Значення коефіцієнтів $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$

	Діаметри валів, мм						
d_n	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:

$$s = \frac{5,9 \cdot 4,25}{\sqrt{5,9^2 + 4,25^2}} = 3,45$$

Умова міцності виконується:

$$s \geq [s]$$

$$3,45 \geq 2,5$$

8. Розрахунок шпонкового з'єднання

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 ($d_k = 102$ мм) вибираємо згідно ГОСТу 23360-78 :

$$b \cdot h \cdot l = 28 \cdot 16 \cdot 150$$

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

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l \cdot (h - t_1)} \quad (8.1)$$

де $t_1 = 6,4$ [мм] – глибина паза вала;

$h = 16$ [мм] – висота шпонки, мм;

$d = d_k = 102$ [мм] – діаметр вала, мм;

$M_{max} = 5190$ [Н · м];

l - довжина шпонки, мм;

Знайдемо напруження на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 5190}{0.102 \cdot 0.15 \cdot (0.016 - 0.0064)} = 70 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 70 \text{ [МПа]}$$

Допустиме напруження на зминання:

$$[\sigma]_{зм} = 0.75 \cdot \sigma_{0.2} \quad (8.2)$$

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

$$[\sigma]_{зм} = 0,75 \cdot 343 = 257,25 \text{ [МПа]}$$

Умова міцності на зминання виконується:

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma]_{зм} \quad (8.3)$$

$$70 \text{ [МПа]} \leq 257,25 \text{ [МПа]}$$

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l \cdot b} \quad (8.4)$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 5190}{0,102 \cdot 0,15 \cdot 0,028} = 24 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 24 \text{ [МПа]}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова

$$\tau_{зр} \leq [\tau]_{зр} \quad (8.5)$$

Допустиме напруження на зріз:

$$[\tau]_{зр} = 0.6 \cdot [\sigma]_{зм} \quad (8.6)$$

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

Умова міцності на зминання виконується:

$$24 \text{ [МПа]} \leq 142,35 \text{ [МПа]}$$

9. Вибір підшипників та розрахунок на довговічність

В відповідності до діаметру підшипника $d_n = 90$ мм згідно ГОСТ 8338-75 вибираємо шариковий однорядний підшипник 318, динамічна вантажопідйомність $C = 143000$ [Н], статична вантажопідйомність $C_0 = 99000$ [Н].

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

Еквівалентне динамічне навантаження визначається за формулою:

$$P = (X \cdot F_r \cdot V + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T \quad (9.1)$$

де $F_r = R_2 = 15650$ [Н], – радіальне навантаження;

$F_a = T = 300$ [Н] осьове навантаження;

$V = 1$ - коефіцієнт обертання;

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

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

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

$$\frac{F_a}{F_r \cdot V} \quad (9.2)$$
$$\frac{300}{15650 \cdot 1} = 0,019$$

Знаходимо співвідношення:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{300}{99000} = 0,003$$

При цьому $e = 0.24$.

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

Еквівалентне динамічне навантаження дорівнює:

$$P = (0,56 \cdot 15650 \cdot 1 + 2,3 \cdot 300) \cdot 1 \cdot 1 = 7889 \text{ [Н]}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників:

$$L_{hp} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (9.3)$$

$$L_{hp} = \left(\frac{143000}{7889}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 3000} = 66176 \text{ [год]}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h \quad (9.4)$$

Умова довговічності підшипників виконується $66176 \text{ [год]} > 20000 \text{ [год]}$.

10.Розділ з охорони праці.

10.1 Загальні вимоги з техніки безпеки при обслуговуванні насосу відцентрового типу.

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

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

Джерела небезпеки:

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

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

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

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

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

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

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

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

Вимоги електробезпеки - по ГОСТ 12.2.007.1-75.

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

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

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

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

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

Для безпечної експлуатації агрегату проектом насосної установки повинно бути передбачено:

- заземлення двигуна;
- оснащення агрегату системою автоматичного управління.

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

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

Забороняється робити запуск агрегату:

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

10.2 Техніка безпеки при проведенні ремонтних робіт на насосному обладнанні.

До ремонту насосних установок допускаються робітники, які вивчили особливості даного виробництва і правила безпечної поведінки в цеху.

Розбирання насосного обладнання проводять тільки після відключення електродвигунів і апаратури управління від джерел живлення.

При ремонті насосного обладнання необхідно виконувати наступне:

- користуватися справним слюсарним і вимірювальним інструментом відповідних розмірів;

- користуватися тільки справними вантажопідйомними засобами, чарочними пристосуваннями і стропами, строго дотримуючись терміни їх випробування;

- при промиванні водяних сорочок циліндрів рідким каустиком користуватися гумовими рукавицями, клейончастими фартухами і захисними окулярами;

- повертати колінчастий вал у зібраного насоса за допомогою валоповоротного пристрою після видалення сторонніх предметів з порожнин циліндрів, картера і крейцкопфів.

Перед проведенням ремонту, що працюють на вибухонебезпечних і токсичних газах, вживають таких заходів безпеки:

- відключають насосну установку від діючих колекторів;

- повністю знімають надлишковий тиск і продувають інертним газом насосне обладнання і підключення до нього трубопроводи до повного видалення з них робочого середовища, що має бути підтверджено аналізом; якщо всередині апаратів або підключених до них газопроводів скупчилися конденсат або інші виділення, що володіють токсичними і вибухонебезпечними властивостями, вживають заходів щодо дегазації, які забезпечують повну безпеку при ремонті:

- відключають обладнання заглушками і від'єднують від нього продувальні, аналізоотборочні і інші лінії, що зв'язують його з іншим обладнанням цеху;

- знімають напругу з електрообладнання; електричне і інше силове обладнання (парове, газове і т. д. повністю відключають від системи енергопостачання;

- вивішують на відповідному електричному щиті і на пусковому пристрої плакати «Не вмикати! Працюють люди!», які знімають тільки з дозволу начальника зміни після завершення ремонту обладнання і виконання відповідних робіт по під готуванні обладнання до пуску.

Проводити ремонтні роботи на діючому обладнанні забороняється.

При ремонті насосного обладнання окремі деталі і вузлів масою понад 20 кг рекомендується піднімати, переміщати і опускати за допомогою вантажопідйомних механізмів. При цьому відповідно до вимог Держгіртехнагляду дотримуються наступних правил:

- маса піднімаються і переміщуються вантажів не повинна перевищувати вантажопідйомності вантажопідйомних механізмів;

- канати, троси та ланцюги повинні бути справні;

- місце монтажних робіт повинно бути достатньо освітлене;

- після закінчення робіт вантаж забороняється залишати в підвішеному стані;

- переміщати вантажі над які внизу людьми забороняється;

- при підйомі і установці окремих деталей і складальних одиниць необхідно опускати і піднімати вантаж рівномірно.

Слюсар-ремонтник зобов'язаний знати і правильно користуватися первинними засобами пожежогасіння.

Зварювальні роботи можна проводити тільки після отримання спеціального дозволу, підписаного керівництвом цеху, відділу техніки безпеки та пожежного нагляду, і підготовки виробничого приміщення для зварювальних робіт.

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. В. О. Панченко, А. А. Папченко. Навчальний посібник. – Суми: Сумський державний університет, 2018. – 227 с.