

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:

«Багатоступеневий насос для транспортування нафти НДМс 150-520»

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

Виконавець роботи

(підпис)

Лазаренко Я.П.
(прізвище, ініціали)

Керівник

(підпис)

(прізвище, ініціали)

Суми 2019

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 79 с., 20 рисунків, 9 таблиць, 5 літературних джерел.

Тема магістерської роботи – «Багатоступеневий насос для транспортування нафти НДМс 150-520».

Графічні матеріали: 8 листів:

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

Мета роботи – розробка багатоступеневого насоса для транспортування нафти НДМс 150-520.

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, напрямний апарат, підвід, відвід, шнеку);

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

– вибрано електродвигун і побудовано його пускову моментну характеристику.

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

Зміст

ВСТУП.....	5
1. Опис і обґрунтування обраної конструкції насоса	6
2. Розрахунок та проектування робочого колеса	8
3. Розрахунок направляючого апарату	29
4. Розрахунок та проектування спірального відводу.....	33
5. Розрахунок напівспірального підводу.	41
6 Розрахунок шнеку.	48
8 Розрахунок гідродинамічних сил	52
8.1 Осьові сили, що діють на ротор.....	52
8.2 Радіальна сила.....	54
9 Розрахунок вибору привода насоса	56
10 Розрахунки на міцність	59
10.1 Конструювання вала	59
10.2 Розрахунок валу.....	59
10.2.Перевірний розрахунок вала	61
11. Статичний розрахунок гідроп'яти	66
12.Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.....	67
12.1. Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що можуть виникати під час роботи на нафтопереробному виробництві.....	67
12.2. Конструкція і безпечна експлуатація посудин під тиском.....	73
12.3. Вимоги пожежної безпеки до шляхів евакуації.....	75
Список використаної літератури	82

ВСТУП

Доставка нафти від місця добутку до споживача за допомогою магістральних нафтопроводів є найбільш дешевим способом перекачування нафти та здійснюється за допомогою магістральних насосів типу НДМс.

Конструкція нафтових насосів визначається особливістю їх експлуатації:

- забезпеченням пожежної безпеки;
- робота в автономному режимі без постійного присутності обслуговуючого персоналу;
- відкритими насосними станціями.

1. Опис і обґрунтування обраної конструкції насоса

Основні вимоги до конструкції нафтових магістральних насосів наступні:

- забезпечення вибухо – пожежної безпеки;
- корпус насоса повинен витримувати потрібний робочий тиск;
- робота насоса повинна бути повністю автоматизованою;
- висока ступінь уніфікації;
- гарна ремонтноздатність;
- забезпечення роботи насоса в умовах далекої півночі при температурі до -50°C .

Ці вимоги реалізуються в конструкції нафтових насосів наступним чином:

- використання спеціальних матеріалів, які не допускають іскроутворення;
- висока ступінь герметизації (кінцеві ущільнення торцевого типу з гумовим торцевим кожухом та постійним контролем витоку, зливні корита закриті герметичними кожухами для унеможливлення потрапляння парів нафти в приміщення);
- корпус насоса та кінцеві ущільнення розраховують як правило на потрібний робочий тиск.

Матеріали основних деталей нафтових насосів – вуглецева та хромована сталі.

Насос, що входить до складу агрегату електронасосного призначений для перекачування некондиційної нафти.

Агрегат складається з насоса, двигуна, вали яких з'єднані за допомогою муфти пружної пластинчастої, закритої огороженням. Насос і двигун монтуються на рамі фундаментній.

Як приводний двигун застосований асинхронний, трифазний, з короткозамкненим ротором двигун.

Насос - відцентровий, горизонтальний, шестиступінчатий, секційного типу з кільцевим підведенням, комбінованим відводом (напрямний апарат з кільцевим відводом) і однобічним розташуванням робочих коліс.

Розвантаження ротора від осьових зусиль здійснюється за допомогою гідравлічного пристрою (гідродинамічної п'яти).

Деталі щілинних ущільнень ротора, що стикаються з атмосферою, виготовлені з матеріалів, що не викликають іскроутворення при випадковому задіванні корпусних і роторних деталей.

Кінцеві ущільнення насоса - подвійні, торцевого типу із системою подачі затворної рідини. Патрубки насоса розташовані горизонтально й спрямовані в протилежні від осі насоса сторони. Приєднання патрубків до трубопроводів – фланцевого типу.

Базовими складальними одиницями насоса є секції, кришка вхідна і кришка напірна, які стягаються шпильками.

Ротор насоса складається з вала і закріплених на ньому деталей: шнеку, робочих коліс, розвантажувального диска, втулок і кріпильних виробів. Ротор балансується динамічно.

Напрямок обертання ротора - по годинній стрілці, якщо дивитися з боку приводного кінця вала й зазначено стрілкою напрямку обертання на кришці вхідної.

Опорами ротора служать підшипники кочення з рідинної картерного змащенням.

Кріплення насоса й двигуна до рами фундаментної - жорстке.

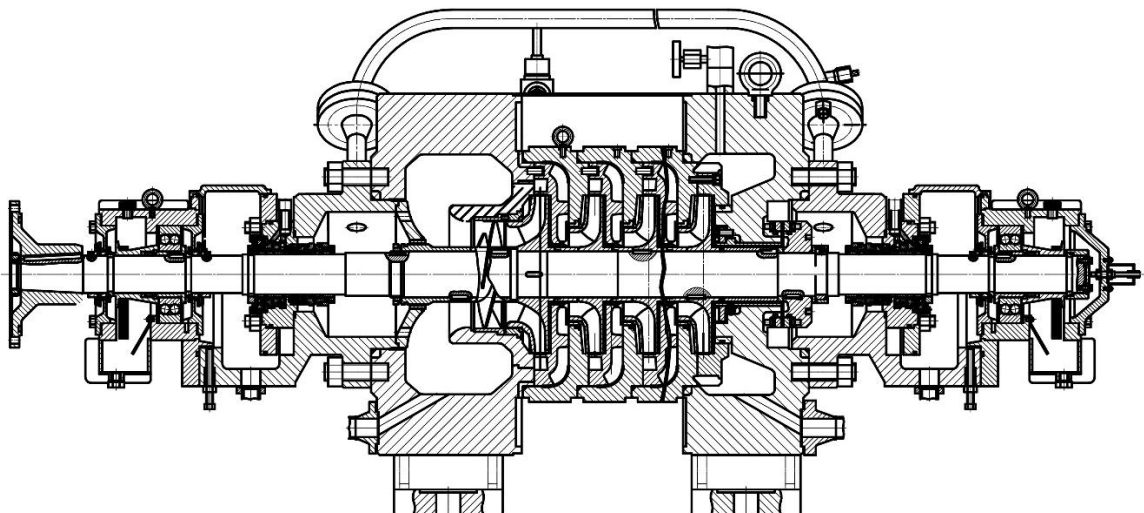


Рисунок 1.1 – Конструктивна схема насоса

2. Розрахунок та проектування робочого колеса.

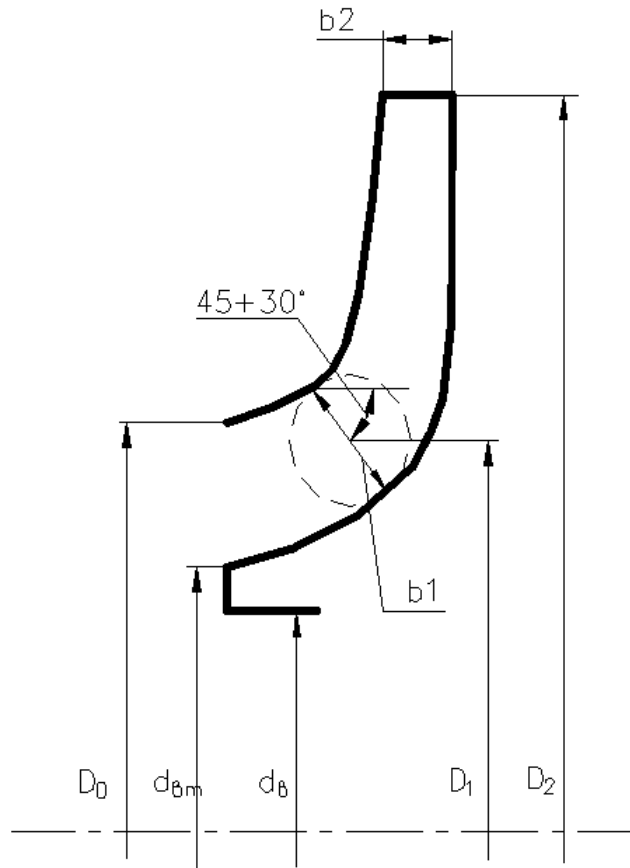


Рисунок 2.1 - Основні геометричні параметри РК

Вихідні данні:

Подача: $Q = 150$ [м³/год].

Напір: $H = 520$ [м].

Частота обертів ротора: $n = 2970$ [об/хв].

Число ступенів - $i = 6$.

Густина рідини - $\rho = 850$ [кг/м³]

2.1 Визначення основних геометричних параметрів:

Визначення коефіцієнта швидкохідності:

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

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 2970 \cdot \sqrt{\frac{150}{3600}}}{\left(\frac{520}{6}\right)^{3/4}} = 77,7$$

Напір ступені:

$$H_{ст} = \frac{H}{i} \quad (2.2)$$

$$H_{ст} = \frac{520}{6} = 87 \text{ [м]}$$

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 $K_{вх} = 4,0$

$$D_{1пр} = 4 \cdot \sqrt{\frac{150}{2970 \cdot 3600}} = 0.097 \text{ [м]}$$

Визначення повного ККД насоса:

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

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

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 77,7^{-(2/3)}} = 0,965$$

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

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

$$\eta_r = \frac{0.42}{[\lg 97 - 0,172]^2} = 0,872$$

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

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

$$\eta_{\text{мех}' } = \frac{1}{1 + 820 \cdot 77,7^2} = 0,88$$

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

Повний ККД насоса:

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

$$\eta = 0,965 \cdot 0,872 \cdot 0,88 \cdot 0,98 = 0,726$$

Визначення подачі робочого колеса:

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

$$Q_{\text{рк}} = \frac{150}{0,965} = 155,6 \text{ [м}^3\text{/год]}$$

Теоретичний напір робочого колеса:

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

$$H_{\text{т}} = \frac{87}{0,872} = 99,7 \text{ [м]}$$

Потужність, споживана насосом:

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

$$N = \frac{870 \cdot 9,81 \cdot 520 \cdot 150}{0,726 \cdot 3600} = 248963,7 \text{ [Вт]} = 249,0 \text{ [кВт]}$$

Визначення максимальної потужності на валу насоса:

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

$$N_{\text{max}} = 249 \cdot 1,1 = 274 \text{ [кВт]}$$

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:

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

$$M = \frac{30 \cdot 274000}{3,14 \cdot 2970} = 881 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Допустиме навантаження на кручення приймаємо $[\tau] = 275 \cdot 10^5 \text{ [Н/м}^2\text{]}$ [2]

Отже

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 881}{3,14 \cdot 275 \cdot 10^5}} = 0,0546 \text{ [м]}$$

Приймаємо $d_B = 55 \text{ [мм]}$

Визначення діаметра втулки за формулою [3]:

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

$$d_{BT} = 1,18 \cdot 0,055 = 0,065 \text{ [м]}$$

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

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

Тоді

$$D_0 = \sqrt{D_{1пр}^2 + d_{BT}^2} = \sqrt{0,097^2 + 0,065^2} = 0,117 \text{ [м]}$$

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

$$V_0 = \frac{4 \cdot Q_{рк}}{\pi \cdot D_{1пр}^2} \quad (2.16)$$

$$V_0 = \frac{4 \cdot 150}{3,14 \cdot 0,097^2} = 5,9 \text{ [м/с]}$$

2.2 Визначення діаметра вхідної кромки.

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

Орієнтовно приймають що $D_1 = 0,9 \cdot D_0 = 0,105$ [м]

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

$$V_{1m'} = V_0 = 5,9 \text{ [м/с]}$$

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості зростає:

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

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

$$V_{1m} = 5,9 \cdot 1,22 = 7,2 \text{ [м/с]}$$

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

Переносна швидкість на вході в робоче колесо:

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

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,105 \cdot 2970}{60} = 16,4 \text{ [м/с]}$$

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

Для одностороннього робочого колеса $V_{1u} = 0$.

Тоді:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{7,2}{16,4 - 0} = 23,7^\circ$$

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

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta \quad (2.20)$$

$$\beta_1 = 23,7 + 4,3 = 28^\circ$$

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

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

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

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

Уточнимо коефіцієнт стиснення потоку ψ_1 :

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_1}{2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot \sin \beta_1}} \quad (2.21)$$

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,053 \cdot \sin 28}} = 1.22$$

Робимо перевірку $|\psi_1 - \psi_1'| = |1.22 - 1.22| = 0$

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:

$$b_1 = \frac{Q_{\text{РК}}}{\pi \cdot D_1 \cdot V_{1m}} \quad (2.22)$$

$$b_1 = \frac{155,6/3600}{3,14 \cdot 0,105 \cdot 7,2} = 0.018 \text{ [м]}$$

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 $V_{2u} = 0.5U_2$:

$$D_2 = m_2 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_{ст}}}{n} \quad (2.23)$$

Де $m_2 = 19,1$ при $n_s \leq 100$.

$$D_2 = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 87}}{2970} = 0,267[\text{м}]$$

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

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

$$V_{2m}^* = (0,5 \dots 1,0) \cdot V_{1m} \quad (2.24)$$

$$V_{2m}^* = 0,579 \cdot 7,2 = 4,2 [\text{м/с}]$$

Кут на виході із робочого колеса визначається із трикутника швидкостей:

$$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{W_1}{W_2} \cdot \frac{\psi_2}{\psi_1} \cdot \frac{V_{2m}}{V_{1m}} \cdot \sin \beta_1 \right) \quad (2.25)$$

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 $\psi_2 = 1,1$.

V_{2m} - медіальна швидкість на виході із робочого колеса з врахуванням стиснення потоку лопатями, $V_{2m} = \psi_2 \cdot V_{2m}^* = 1,1 \cdot 4,2 = 4,6[\text{м/с}]$.

$$\frac{W_1}{W_2} = 3,7 - 0,054 \cdot n_s + 1,0 \cdot 10^{-4} \cdot n_s^2 - 0,98 \cdot 10^{-4} \cdot n_s^3 \quad (2.26)$$

$$\frac{W_1}{W_2} = 3,7 - 0,054 \cdot 77,7 + 1,0 \cdot 10^{-4} \cdot 77,7^2 - 0,98 \cdot 10^{-4} \cdot 77,7^3 = 1,459$$

тоді

$$\beta_2 = \arcsin\left(1,459 \cdot \frac{1,1}{1,22} \cdot \frac{4,6}{7,2} \cdot \sin 26,5^\circ\right) = 23,3^\circ$$

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

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2}\right)^2 + g \cdot H_{T\infty} + V_{1u} \cdot U_1} \quad (2.27)$$

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

Теоретичний напір робочого колеса

$$H_{T\infty} = \frac{H_{ст}}{\eta_\Gamma \cdot K_z} \quad (2.28)$$

де K_z - поправка на кінцеве число лопатей.

Поправка по Майзелю – Стодолею:

$$K_z = 1 - \frac{\frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}}{V_{2u\infty}} \cdot \frac{\pi}{z} \cdot \sin \beta_2 \quad (2.29)$$

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

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

$$V_{2u\infty} = \frac{3,14 \cdot 0,267 \cdot 2970}{60} - \frac{4,6}{\operatorname{tg} 23,3} = 30,8 \text{ [м/с]}$$

Після підстановки отримаємо:

$$K_z = 1 - \frac{\frac{3,14 \cdot 0,267 \cdot 2970}{60}}{30,8} \cdot \frac{3,14}{7} \cdot \sin 23,3 = 0,761$$

$$H_{T\infty} = \frac{87}{0,872 \cdot 0,761} = 131 \text{ [м]}$$

$$U_2 = \frac{4,6}{2 \cdot \operatorname{tg} 23,3} + \sqrt{\left(\frac{4,6}{2 \cdot \operatorname{tg} 23,3}\right)^2 + 9,81 \cdot 131 + 0 \cdot 16,4} = 41,6 \text{ [м/с]}$$

Уточнене значення зовнішнього діаметру D_2 :

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n} \quad (2.30)$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 41,6}{3,14 \cdot 2970} = 0,268 \text{ [м]}$$

Приймаємо $D_2 = 270$ [мм].

Уточнюємо значення ψ_2' :

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_2}{2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot \sin \beta_2}} \quad (2.31)$$

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 4 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,135 \cdot \sin 23,3}} = 1,092$$

Робимо перевірку $|\psi_2 - \psi_2'| = |1,1 - 1,092| = 0,008$

Ширина робочого колеса на виході:

$$b_2 = \frac{Q_{\text{рк}}}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{2m}} \quad (2.32)$$

$$b_2 = \frac{155,6/3600}{3,14 \cdot 0,27 \cdot 4,6} = 0,00125 \text{ [м]}$$

Приймаємо $b_2 = 13$ 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):

$$F_0 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_0^2 - d_{\text{вт}}^2) \quad (2.33)$$

Кінцевого (на виході із робочого колеса):

$$F_0 = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (2.34)$$

Проміжних:

$$F_i = 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot b_i \quad (2.35)$$

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 :

$$q = \frac{Q_{\text{р.к.}}}{3600 \cdot K} = 2 \cdot \pi \cdot V_m \cdot (r_{\text{ц.т.}} \cdot l)_k \quad (2.36)$$

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:

$$r_{ц.т.} \cdot l = const \quad (2.37)$$

2.5 Побудова меридіанного перерізу

Розрахунки для проектування меридіанного перерізу робочого колеса:

Контури меридіанного перерізу оптимальної форми знаходимо методом послідовних наближень.

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

$$F_0 = \frac{3,14}{4} \cdot (117^2 - 65^2) = 7429$$

Кінцевого (на виході із робочого колеса):

$$F_0 = 3,14 \cdot 270 \cdot 13 = 11021$$

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	26	44,5	-	7429
2	26,5	47	15,7	7822
3	25,3	50,4	22,3	8008
4	23,5	55,5	28,8	8191
5	21,3	64,5	38,3	8628
6	18,9	78,8	50	9353
7	17	94,8	62,3	10121
8	15	115	80,3	10833
9	13	135	98	11021

За даними таблиці 2.1 будуємо графік зміни площ меридіанного перерізу РК

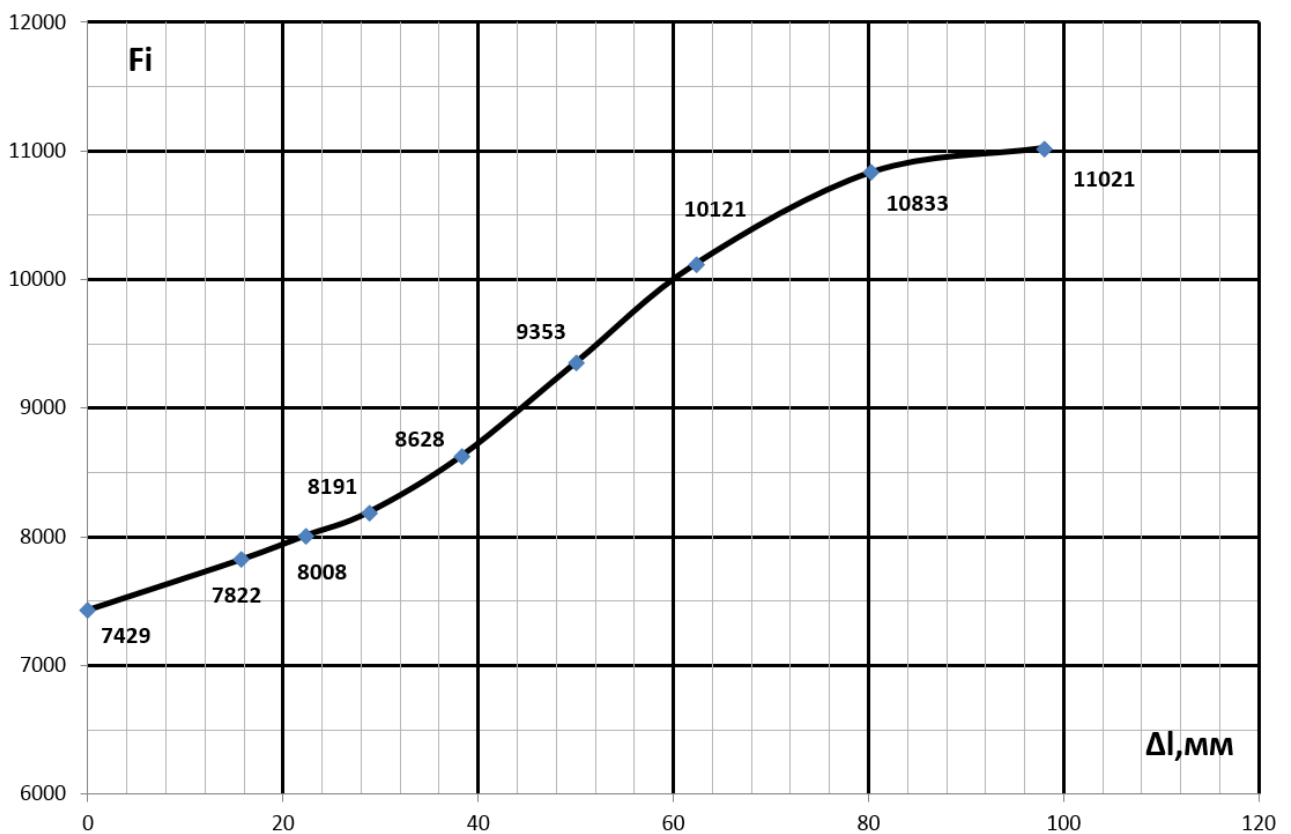


Рисунок 2.1- Графік зміни площ меридіанного перерізу РК

2.6 Підготовка меридіанного перерізу РК до профілювання лопати

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

Практика доводить, що розрахунок РК при $v_m = \text{const}$ уздовж нормалі досить добре забезпечує задані параметри. Розрахункові лінії 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.2.3.

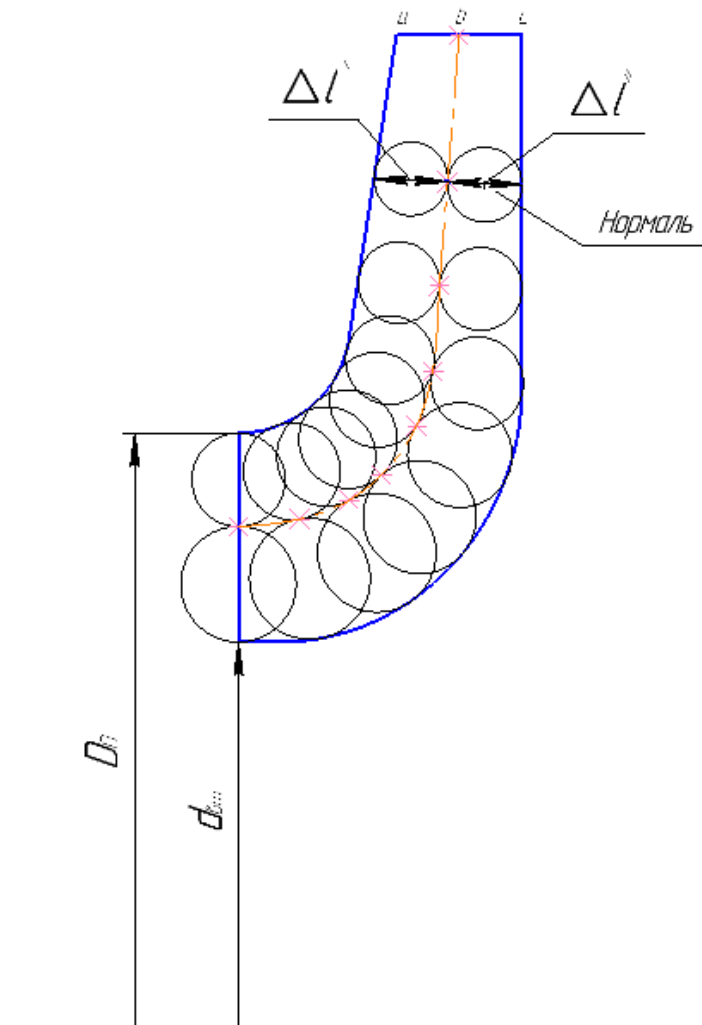


Рисунок 2.3 – Побудова лінії току

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 .

$$\Delta L = R_{\text{к.ц.}}/C = \text{const} \quad (2.38)$$

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

C - константа,

Приймаємо $R_{\text{к.ц.}} = 150$ мм; $C = 10$, тоді:

$$\Delta L = \frac{150}{10} = 15 [\text{мм}]$$

$$\Delta S = \frac{R_{\text{к.ц.}} \cdot \pi}{180} \cdot \Delta \varphi \quad (2.39)$$

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

$$\Delta S = \frac{150 \cdot 3,14}{180} \cdot 10 = 26,2 [\text{мм}]$$

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

Приймаємо кутом обхвату $\Theta = 120^\circ$.

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:

$$\frac{r_{\text{ср}i}}{\Delta l} = \frac{R_{\text{к.ц.}}}{\Delta L} = \text{const} \quad (2.40)$$

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:

$$t = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_{\text{к.ц.}}}{z} \quad (2.41)$$

$$t = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 150}{7} = 134,6 \text{ [мм]}$$

Кут обхвату лопаті в плані повинен задовольняти умові:

$$\theta \geq 1,5 \cdot t^0 \quad (2.42)$$

Таблиця 2.3 – Середня лінія

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$r_{у.м.}$	129	116,5	105	95	86,5	78	71	65	59,5	55	52
Δl	12,9	11,65	10,5	9,5	8,65	7,8	7,1	6,5	5,95	5,5	5,2
$\frac{r_{у.м.}}{\Delta l}$	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10

Таблиця 2.4 – Основний диск

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$r_{у.м.}$	129	116,5	105	95	86,5	78	68	70	64	58,5	53	49	45
Δl	12,9	11,65	10,5	9,5	8,65	7,8	6,8	7,0	6,4	5,85	5,3	4,9	4,5
$\frac{r_{у.м.}}{\Delta l}$	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10

2.8 Вибір положення вхідної кромки і визначення кутів входу

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

$$U_{1a} = \frac{3,14 \cdot 0,1207 \cdot 2970}{60} = 18,8 \text{ [м/с]}$$

Струйка b:

$$U_{1b} = \frac{3,14 \cdot 0,105 \cdot 2970}{60} = 16,3 \text{ [м/с]}$$

Струйка c:

$$U_{1c} = \frac{3,14 \cdot 0,0872 \cdot 2970}{60} = 13,6 \text{ [м/с]}$$

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

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

Струйка a:

$$\beta_{1na} = \arctg \frac{7,2}{18,8 - 0} = 21^\circ$$

Струйка b:

$$\beta_{1nb} = \arctg \frac{7,2}{16,4 - 0} = 23,7^\circ$$

Струйка c:

$$\beta_{1nc} = \arctg \frac{7,2}{13,6 - 0} = 27^\circ$$

Знаходимо кут потоку на вході з урахуванням кута атаки:

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

Струйка a:

$$\beta_{1a} = 21 + 3 = 24^\circ$$

Струйка b:

$$\beta_{1b} = 23,7 + 4,3 = 28^\circ$$

Струйка с:

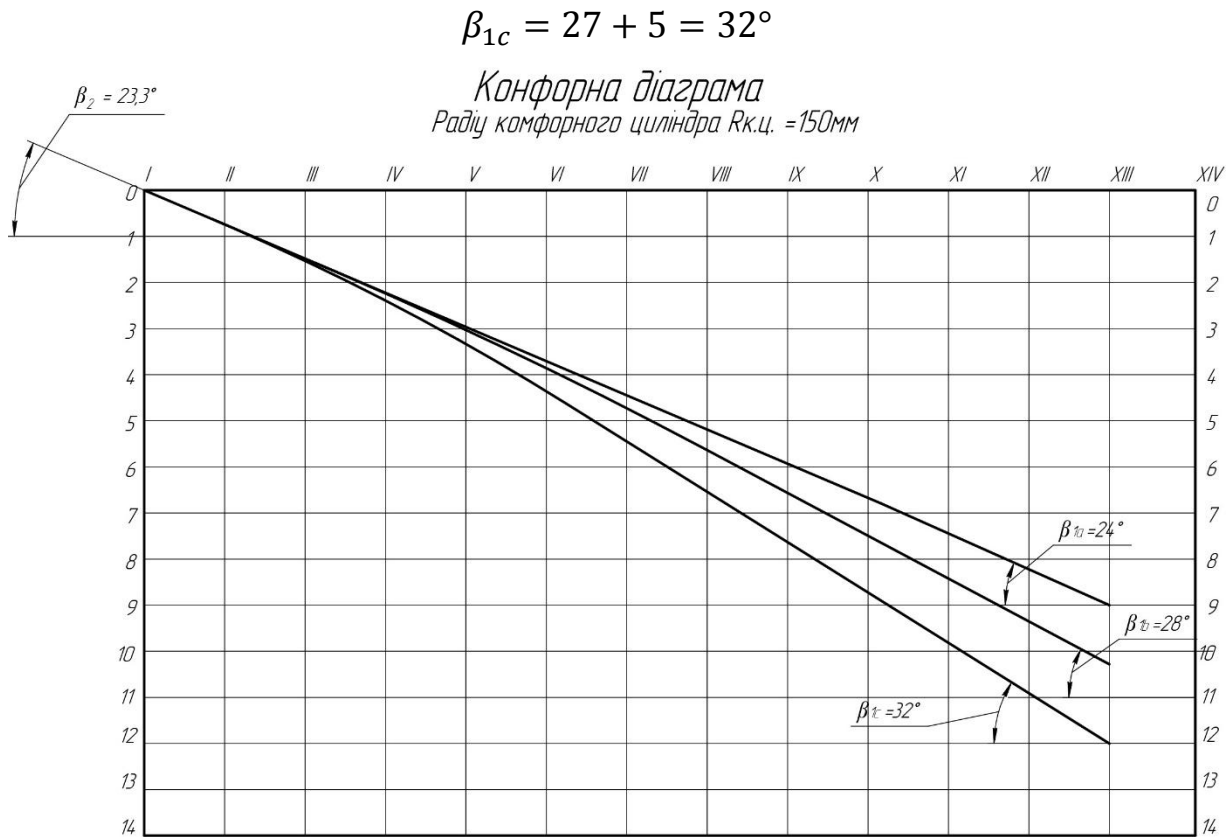


Рисунок 2.4 - Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра
(комфортна діаграма)

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:

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

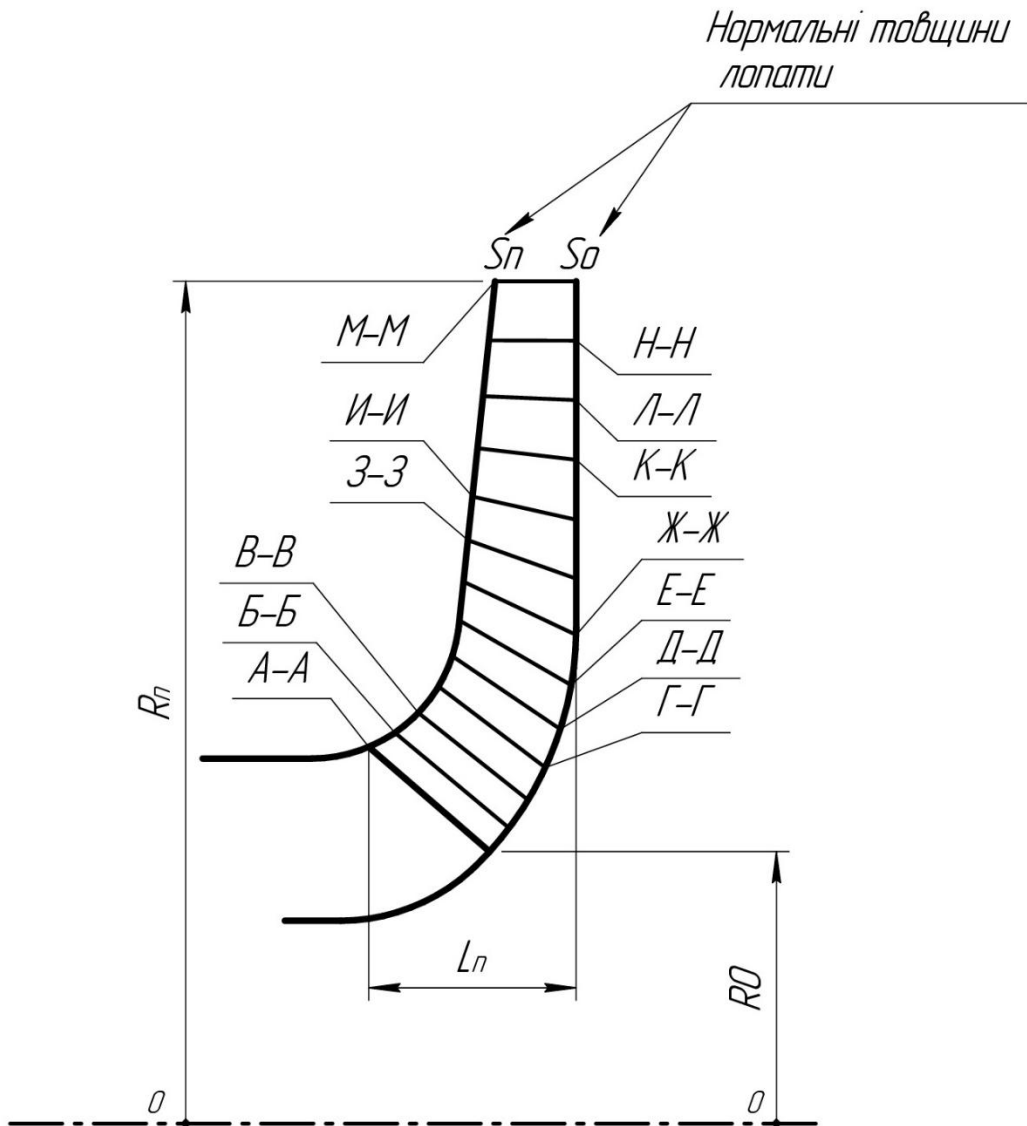


Рисунок 2.5 - Меридіанні перерізи лицьової сторони поверхні лопаті

2.10 Побудова лопаті в плані

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

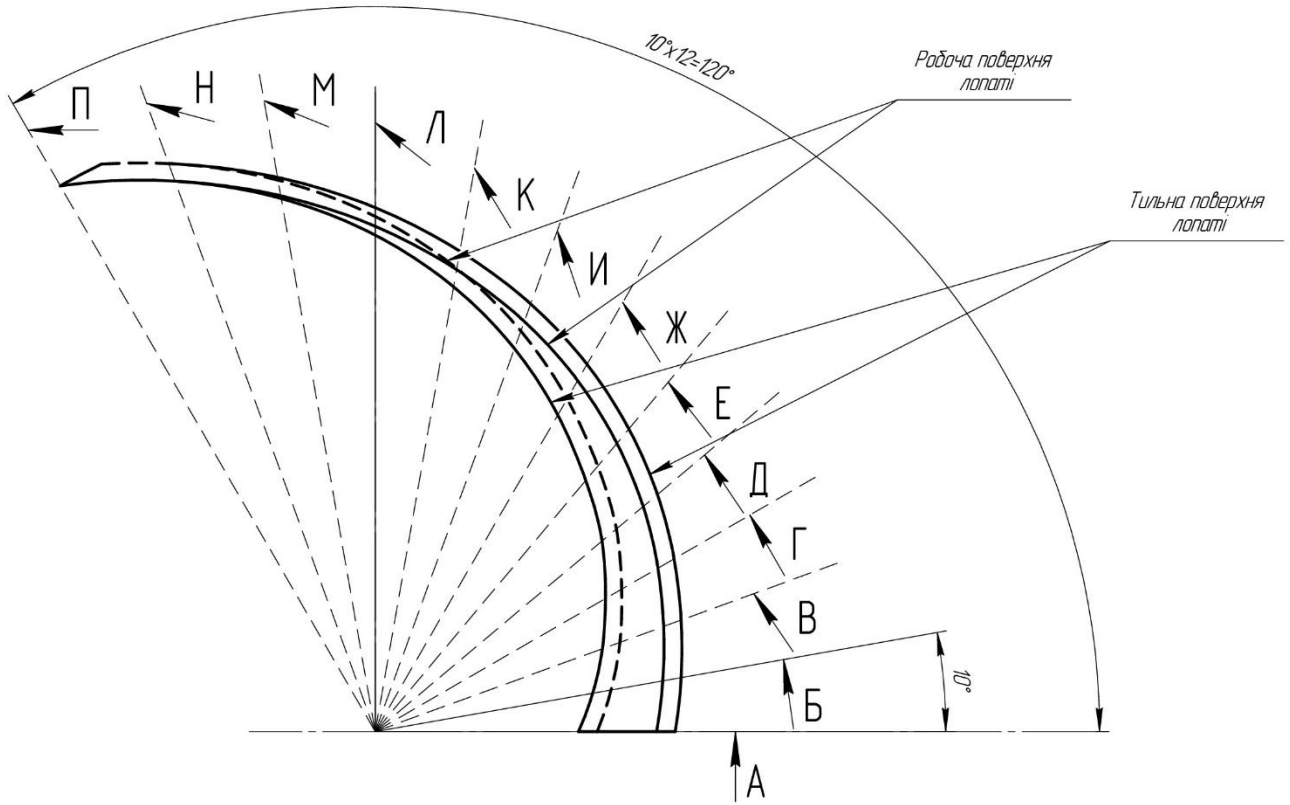


Рисунок 2.6 - Лопать в плані

3. Розрахунок направляючого апарату

3.1 Вихідні данні для розрахунку спірального відводу наступні:

Подача насоса	$Q = 150 \text{ [м}^3\text{/год]}$
Напір ступені насоса	$H = 520 \text{ [м]}$
Частота обертів ротора:	$n = 2970 \text{ [об/хв].}$
Колова складова швидкості потоку на виході з Р.К.	$V_{2u\infty} = 30,8 \text{ [м/с].}$
Зовнішній діаметр р. к.	$D_2 = 270 \text{ [мм]}$
Ширина р. к. на виході	$b_2 = 13 \text{ [мм]}$

3.1.1 Діаметр початкового кола вибираємо з умов забезпечення оптимального зазору між робочим колесом та направляючим апаратом з метою вирівнювання поля швидкостей після робочого колеса. Досвід ВНПАЕН свідчить, що найбільш прийнятна формула:

$$D_3 = (1.02 \div 1.1) \cdot D_2, \quad (3.1)$$

$$D_3 = 1,037 \cdot 270 = 280 \text{ [мм]}$$

3.1.2 Визначаємо ширину направляючого апарату в перерізі b_3 по формулі:

$$b_3 = b_2 + (1 \dots 2) \quad (3.2)$$

$$b_3 = 13 + 2 = 15 \text{ [мм]}$$

3.1.3 Число лопатей направляючого апарату вибираємо в залежності від числа лопатей робочого колеса з умов відсутності неврівноважених сил P та неврівноважених пульсацій тиску. При $z_{р.к.} = 7$ неврівноважені сили P та неврівноважені пульсації тиску відсутні при $z_{н.а.} = 9$.

3.2 Знаходимо кут установки лопатей направляючого апарату $\alpha_{3л.}$

3.2.1 Радіальна складова абсолютної швидкості на вході в направляючий апарат дорівнює:

$$V_{m3} = \frac{Q}{\pi \cdot D_3 \cdot b_3}, \quad (3.3)$$

$$V_{m3} = \frac{150}{3,14 \cdot 0,28 \cdot 0,015 \cdot 3600} = 3,16 \text{ [м/с]}$$

3.2.2 Колова складова абсолютної швидкості на вході в направляючий апарат дорівнює:

$$V_{u3} = V_{2u\infty} \cdot k_z \cdot \frac{D_2}{D_3}, \quad (3.4)$$

де $k_z = 0.7 \dots 0.8$

$$V_{u3} = 30,8 \cdot 0.7 \cdot \frac{270}{280} = 20,8 \text{ [м/с]}$$

3.2.3 Кут потоку на вході в направляючий апарат без врахування стиснення:

$$\alpha_{3n} = \arctg \frac{V_{m3}}{V_{u3}}, \quad (3.5)$$

$$\alpha_{3n} = \arctg \frac{3,16}{20,8} = 8,6^\circ$$

3.2.4 З врахуванням стиснення:

$$\alpha_{3n}' = \arctg \frac{V_{m3}}{\psi_3 \cdot V_{u3}}, \quad (3.6)$$

Де ψ_3 - коефіцієнт стиснення потоку.

$$\psi_3 = 1 - \frac{\delta}{t_3 \cdot \sin \alpha_{3n}'}, \quad (3.7)$$

Де t_3 - крок лопаті направляючого апарату;

δ - нормальна товщина лопаті направляючого апарату на вході, $\delta = 3$ [мм].

$$t_3 = \frac{\pi \cdot D_3}{z_{н.а.}}, \quad (3.8)$$

$$t_3 = \frac{3,14 \cdot 0,28}{9} = 0,098 \text{ [м]}$$

Тоді

$$\psi_3 = 1 - \frac{0,003}{0,098 \cdot \sin 8,6} = 0,795$$

$$\alpha_{n3}' = \operatorname{arctg} \frac{3,16}{0,795 \cdot 20,8} = 10,8^\circ$$

3.2.5 Кут установки лопатки направляючого апарату:

$$\alpha_{л3} = \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha_{n3}', \quad (3.9)$$

Де μ - коригуючий коефіцієнт (1.2 ÷ 1.8).

$$\alpha_{л3} = 1,2 \cdot \operatorname{tg} 10,8 = 0,2288$$

Тоді

$$\alpha_{л3} = \operatorname{arctg}(\alpha_{л3}) = \operatorname{arctg}(0,2288) = 12,9^\circ$$

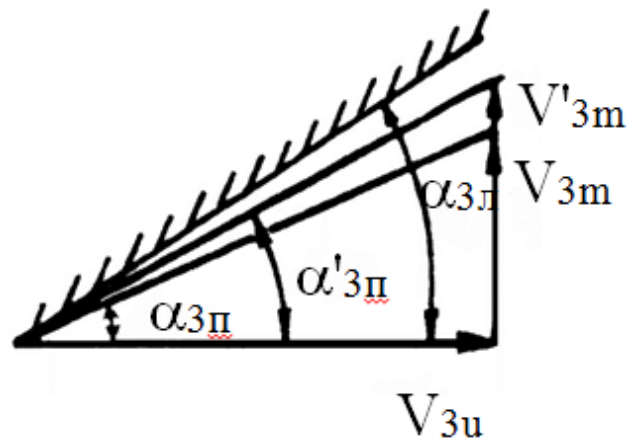


Рисунок 1.1 - Трикутник швидкостей лопатей на вході в направляючий апарат

3.3 Спіральний відрізок лопатей виконують по логарифмічній спіралі:

$$\frac{R'_3}{R_3} = e^{\frac{2 \cdot \pi}{z_{н.а.}} \cdot \mu \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{n3})}, \quad (3.10)$$

Звідси

$$R'_3 = R_3 \cdot e^{\frac{2 \cdot \pi}{z_{н.а.}} \cdot \mu \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{n3})} = 140 \cdot e^{\frac{2 \cdot 3,14}{9} \cdot 1,2 \cdot \operatorname{tg}(8,6)} = 160[\text{мм}]$$

3.4 Висота вхідного перерізу:

$$a_3 = (R'_3 - R_3) \cdot \cos \alpha_{л3} - \delta, \quad (3.11)$$

$$a_3 = (160 - 140) \cdot \cos 12,9 - 3 = 16,5[\text{мм}]$$

Приймаємо $a_3 = 17$ [мм].

3.5 Визначаємо розміри дифузорового каналу.

Дифзорна частина направляючого апарату визначає його гідродинамічну досконалість як перетворювача кінетичної енергії потоку в потенційну. Найкращі умови перетворення енергії забезпечують прямоосні дифузори с розширенням в двох напрямках осьовому та радіальному.

3.5.1 Довжина дифузорового каналу:

$$l_{\text{диф}} = a_3 \cdot (3 \div 5), \quad (3.12)$$

$$l_{\text{диф}} = 17 \cdot 3 = 51[\text{мм}]$$

3.5.2 Площа входу в дифузоровий канал:

$$F_3 = a_3 \cdot b_3, \quad (3.13)$$

$$F_3 = 17 \cdot 15 = 255[\text{мм}^2] = 25,5 \cdot 10^{-3}[\text{м}^2]$$

3.5.3 Площа виходу з дифузорового каналу:

$$F_4 = F_3 \cdot 2, \quad (3.14)$$

$$F_4 = 255 \cdot 2 = 510[\text{мм}^2] = 51,0 \cdot 10^{-3}[\text{м}^2]$$

3.6 Опосередкований кут розширення дифузора $\varphi_{\text{екв}}$, порахований по еквівалентному конусу:

$$\varphi_{\text{екв}} = 2 \cdot \arctg \frac{\sqrt{\frac{F_4}{\pi}} - \sqrt{\frac{F_3}{\pi}}}{l_{\text{диф}}} = 7 \dots 9^\circ, \quad (3.15)$$

$$\varphi_{\text{екв}} = 2 \cdot \arctg \frac{\sqrt{\frac{510}{3,14}} - \sqrt{\frac{255}{3,14}}}{51} = 8^\circ$$

4. Розрахунок та проектування спірального відводу

4.1. Вихідні данні для розрахунку спірального відводу наступні:

Подача насоса $Q = 150 \text{ [м}^3\text{/год]}$

Напір ступені насоса $H_{\text{ст}} = 87 \text{ [м]}$

Частота обертів ротора: $n = 2970 \text{ [об/хв]}$.

Коефіцієнта швидкохідності $n_s = 77,7$

Гідравлічний ККД $\eta_r = 0.872$

Зовнішній діаметр р.к. $D_2 = 270 \text{ [мм]}$

Ширина р.к. на виході $b_2 = 13 \text{ [мм]}_{\text{мм}}$

4.2. Розрахунок та проектування спіральної камери:

4.2.1. 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 :

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

$$R_3 = (1 + 10^{-3} \cdot 77,7) \cdot 0,135 = 0,146 \text{ [м]}$$

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 $m = 1,75$

$$b_3 = 1,75 \cdot 0,013 = 0,023 \text{ [м]}$$

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

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

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

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

$$r' = 0,5 \cdot 23 = 11,5 \text{ [мм]}$$

4.2.3. 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

4.2.4. Визначення пропускну здатності спіралі $A_{\text{сп.розр.}}$.

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

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

$$A_{\text{сп.розр.}} = \frac{350}{360} \cdot \frac{3,14 \cdot 0,872 \cdot 2970 \cdot 150}{30 \cdot 87 \cdot 9,81 \cdot 3600} = 0,0129 \text{ [м]}$$

4.2.5. 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 $\Delta r_i = 10 \text{ [мм]}$.

4.2.6. Визначаємо момент швидкості на виході із робочого колеса:

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

$$K_2 = \frac{30 \cdot 87 \cdot 9,81}{3,14 \cdot 0,879 \cdot 3000} = 3,15 \left[\frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right]$$

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	146	23	0.158	0.164	0.005166	0.0053
2	156	26.5	0.17	0.1755	0.00553	0.011
3	166	30	0.181	0.186	0.00586	0.017
4	176	33.6	0.191	0.195	0.00614	0.0233
5	186	37.1	0.199	0.203	0.0064	0.03
6	196	40.6	0.207	0.211	0.00665	0.0368
7	206	44.2	0.215	0.218	0.00687	0.0439
8	216	47.7	0.221			

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 $F_{\text{роз}}$.

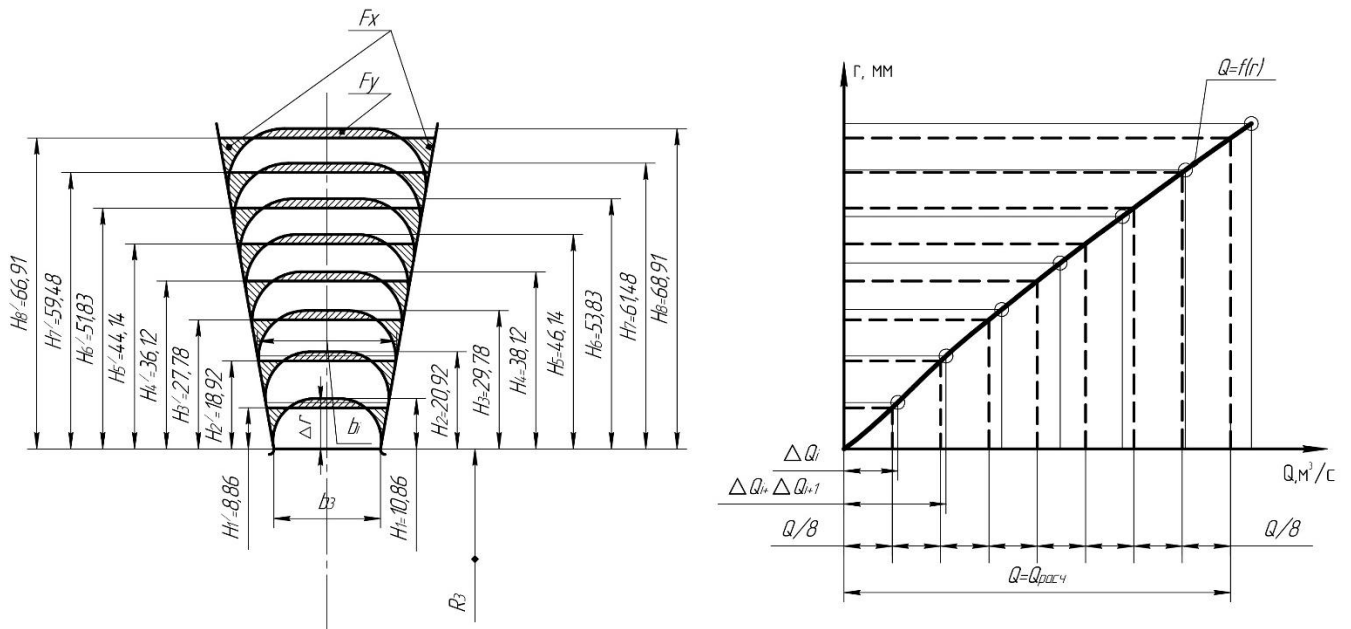


Рисунок 4.1 Побудова меридіональних перерізів відводу

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:

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

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

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

Де ρ – полюсна відстань. Для простоти побудови прийемо $\rho = R_3 = 146[\text{мм}]$.

$F_{пр} = 1875,33 [\text{мм}^2]$ – приведена площа.

Тоді:

$$A_{сп.розр.} = \frac{1875,33}{146} = 12.85 [\text{мм}] = 0.01285 [\text{м}]$$

Тоді

$$\frac{A_{\text{сп.розр.}}}{A_{\text{сп.граф.}}} = \frac{0.01285}{0.0129} = 0.996$$

Можна зробити висновок, що площа розрахункового перерізу визначена вірно.

4.3. 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.

4.4. Розрахунок дифузорові частини відводу.

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

$$D_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 150}{3,14 \cdot 2,5 \cdot 3600}} = 0.146 \text{ [м]}$$

Згідно рекомендацій корегуємо $D_{\text{вих}}$ згідно рекомендацій та приймаємо $D_{\text{вих}} = 150$ мм.

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

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

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

$$d_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.001883}{3.14}} = 0.05[\text{м}]$$

Тоді довжина дифузора дорівнює:

$$L = \frac{D_{\text{вих}} - d_{\text{екв}}}{2 \cdot \text{tg}\left(\frac{\varepsilon_{\text{опт}}}{2}\right)} \quad (4.12)$$

$$L = \frac{0.15 - 0.05}{2 \cdot \text{tg}\left(\frac{10}{2}\right)} = 0.571[\text{м}]$$

Приймаємо $L = 0.57[\text{м}]$.

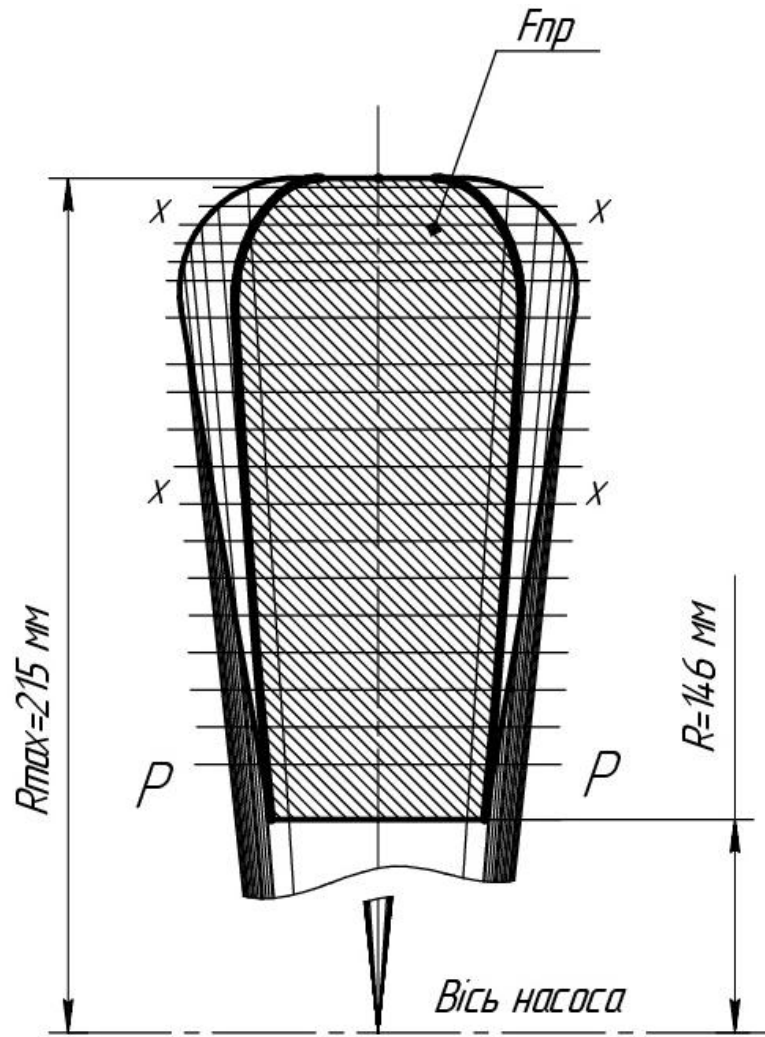


Рисунок 4.2 – Побудова приведенного перерізу

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.

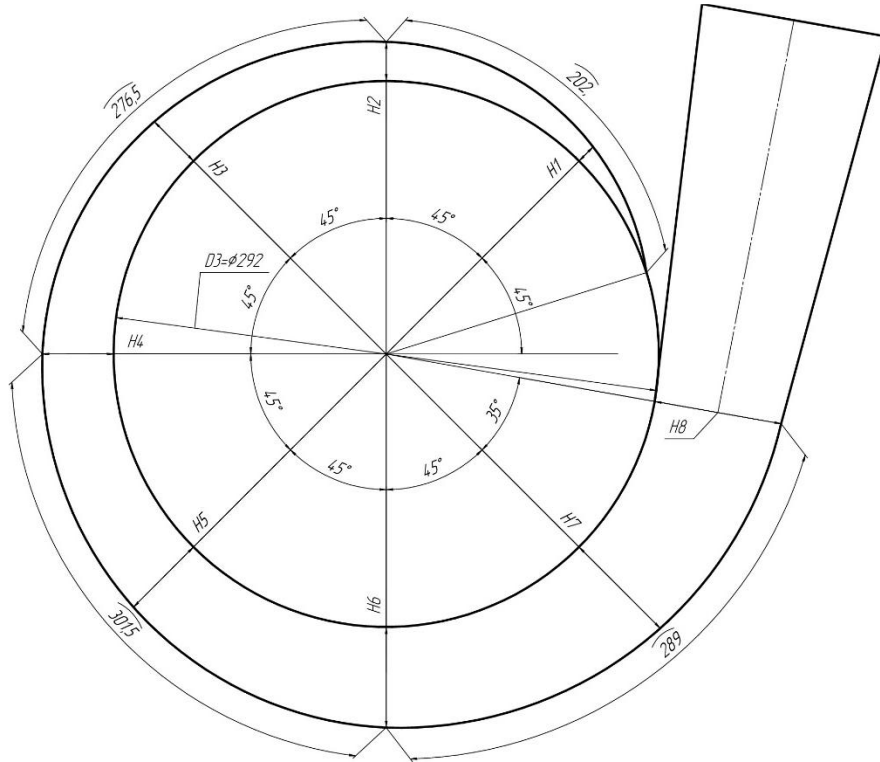


Рисунок 4.3 – План спірального відводу

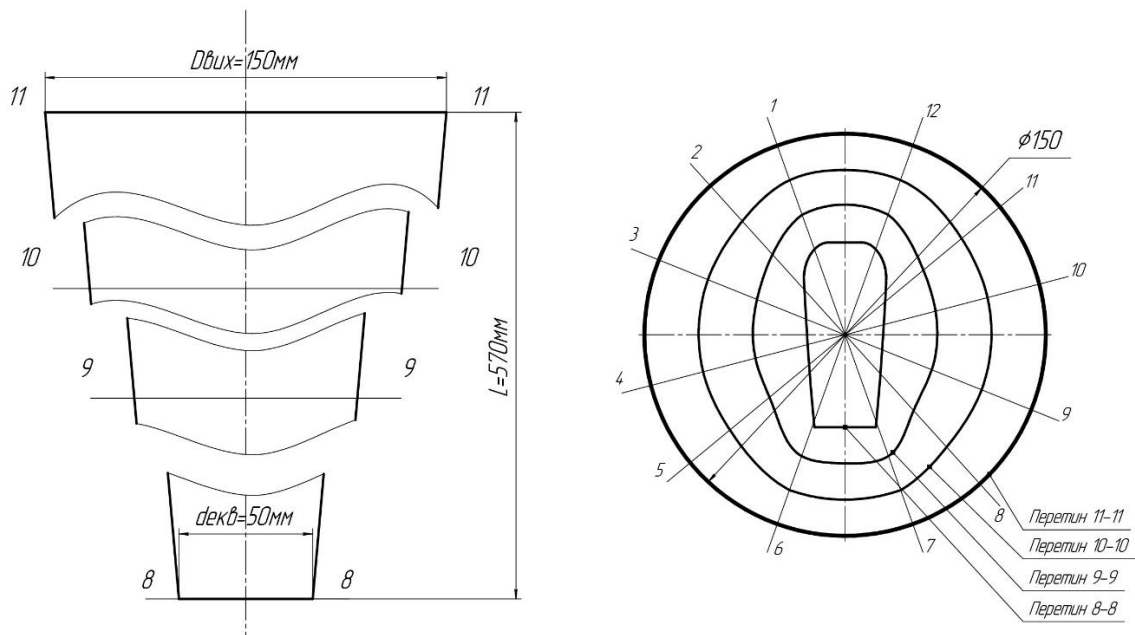


Рисунок 4.4 Дифузорна частина відводу

5. Розрахунок напівспірального підводу.

5.1 Вихідні данні для розрахунку спірального відводу наступні:

Подача р.к. насоса $Q_{рк} = 155,6 \text{ [м}^3\text{/год]}$

Частота обертів ротора: $n = 2970 \text{ [об/хв]}$.

Діаметр втулки р.к. $d_{вт} = 65 \text{ [мм]}$

Діаметр входу в р.к. $D_0 = 117 \text{ [мм]}$

5.2 Розрахунок та проектування спірального ділянку підводу.

5.2.1 Знаходимо постійну спіралі, за формулою [5]:

$$A_p = K_p \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{n \cdot 3600}} \quad (5.1)$$

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

$$A_p = 1,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{155,6}{2970 \cdot 3600}} = 0,037 \text{ [м]}$$

5.2.2 Вибираємо контур бокових стінок m та n (рис. 5.1).

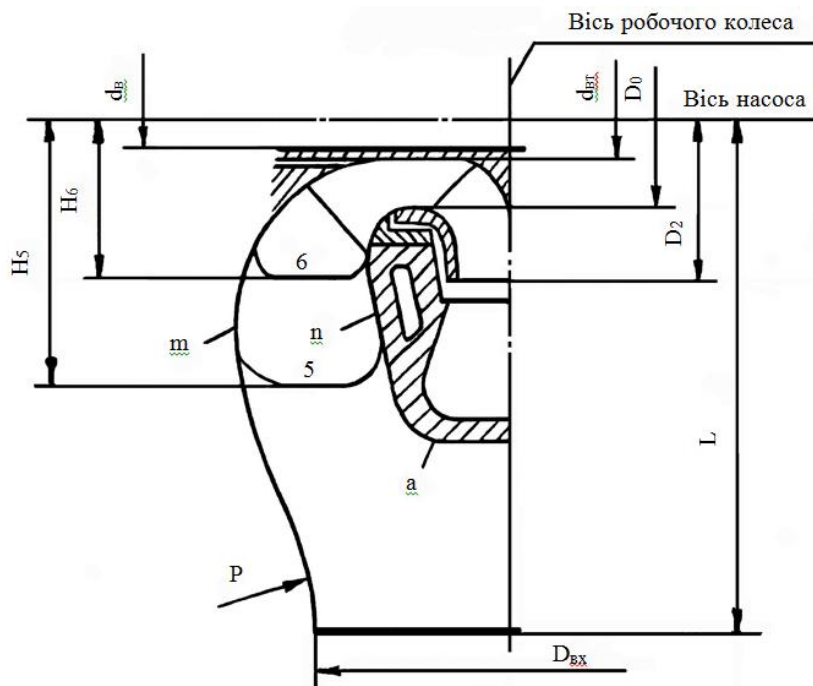


Рисунок 5.1 - Меридіанний перетин напів-спірального підводу

Як видно з рис. 5.1 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.5.2). 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.

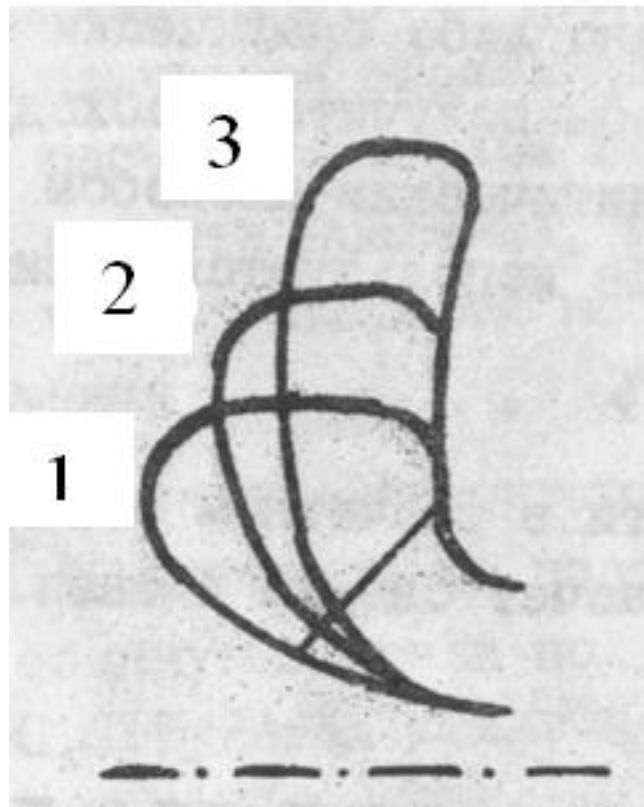


Рисунок 5.2 – Оптимальні обриси стінок мередіального перерізу напів спірального підводу.

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

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

5.2.3 Знаходимо розміри (площу) розрахункового (четвертого) перерізу $F_{\text{роз}}$.

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

При графоаналітичному методі використовують залежність [5]:

$$Q_i = K_4 \cdot \int \frac{b_i}{r_i} dr \quad (5.2)$$

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:

$$K_1 = 0.06 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q^2 \cdot n}{3600^2}} \quad (5.3)$$

$$K_1 = 0.06 \cdot \sqrt[3]{\frac{155,6^2 \cdot 2970}{3600^2}} = 0,106 \text{ [м}^2/\text{с]}$$

Тоді момент швидкості в розрахунковому перерізі K_4 дорівнює:

$$K_4 \approx 2,0 \cdot 0,106 = 0,212 \text{ [м}^2/\text{с]}$$

Позначивши $\frac{b_i}{r_i} = B_I$ розрахунок зводять до таблиці 5.1:

Таблиця 5.1 - 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	58,5	109,3	1,87	1,635	0,0087	0,0087
2	83,5	116,7	1,4			
3	108,5	120,2	1,11	1,26	0,0067	0,0154
4	133,5	123	0,92	1,02	0,0054	0,0208
5	158,5	127	0,8	0,86	0,0046	0,0254
6	183,5	131,8	0,72	0,76	0,004	0,0294
7	208,5	137	0,66	0,69	0,0037	0,0331
8	233,5	142,4	0,61	0,635	0,0034	0,0365
9	258,5	148,2	0,57	0,59	0,0031	0,0396
10	283,5	154,6	0,545	0,5575	0,00295	0,04255
11	308,5	151,5	0,524	0,5345	0,00283	0,04538

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

Приймаємо $\Delta r = 25$ [мм]

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

$$F_X \cdot r_X + F_Y \cdot r_Y = F_Z \cdot r_Z \quad (5.4)$$

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

$$H_4' = 235,64 \text{ [мм]}$$

$$R_4 = 50,7 \text{ [мм]}$$

$$r_4 = 18,9 \text{ [мм]}$$

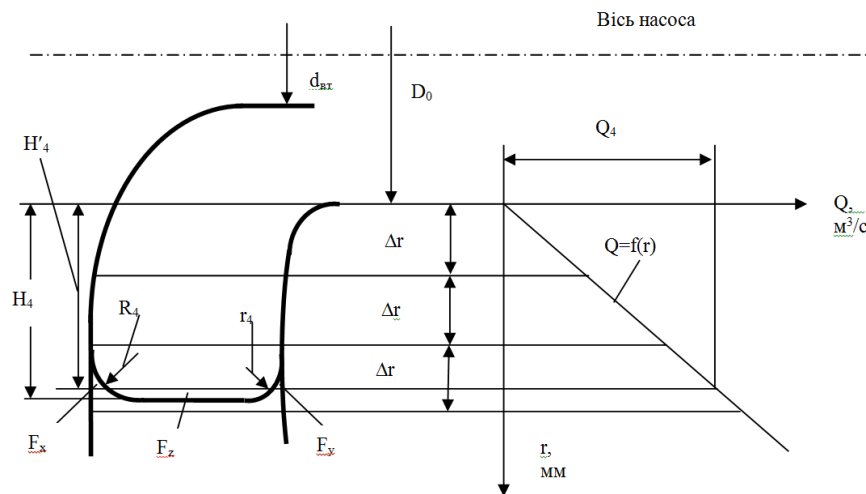


Рисунок 9.3 Визначення площі розрахункового перерізу

5.3 Перевірка правильності визначення $F_{\text{роз.}}$

5.3.1 Будуємо приведену площу $F_{\text{роз.}}$. Критерієм правильності визначення

$F_{\text{роз.}}$ є умова:

$$A_p = A_{\text{р граф}} \quad (5.5)$$

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

$$A_{\text{р граф}} = \frac{F_{\text{пр}}}{\rho} \quad (5.6)$$

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

$F_{\text{пр}} = 2320 \text{ [мм}^2\text{]}$ – приведена площа.

Тоді:

$$A_{\text{р граф}} = \frac{2320}{65} = 35,7 \text{ [мм]} = 0,0357 \text{ [м]}$$

Тоді

$$\frac{A_{\text{сп.розр.}}}{A_{\text{сп.граф.}}} = \frac{0,037}{0,0357} = 1,03$$

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

Можна зробити висновок, що площа розрахункового перерізу визначена вірно.

5.4 Знаходимо діаметр вхідного патрубка:

$$D_{\text{вх}} = K_k \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_{\text{рк}}}{n}} \quad (5.7)$$

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

Отриманий діаметр округляємо до найближчого значення із стандартного ряду.

$$D_{\text{вх}} = 6,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{155,5}{2970 \cdot 3600}} = 0,159 \text{ [м]}$$

Приймаємо $D_{\text{вх}} = 0,16 \text{ [м]}$

5.5 Визначаємо розміри H, L, L', α .

$$L = (1.4 \dots 2.0) \cdot D_{\text{вх}} \quad (5.8)$$

$$L = 2 \cdot 0,16 = 0,32 \text{ [м]}$$

$$L' = (0.1 \dots 0.3) \cdot D_{\text{вх}} \quad (5.9)$$

$$L' = 0,3 \cdot 0,16 = 0,048 \text{ [м]}$$

$$L_{5-6} = 2 \cdot D_0 \quad (5.10)$$

$$L_{5-6} = 2 \cdot 0,117 = 0,234 \text{ [м]}$$

$$H_5 = (0.6 \dots 0.9) \cdot D_{\text{BX}} \quad (5.11)$$

$$H_5 = 0,7 \cdot 0,16 = 0,112 \text{ [м]}$$

$$\alpha \geq 30^\circ = 35^\circ \dots 45^\circ \quad (5.12)$$

Приймаємо $\alpha = 40^\circ$.

6. Розрахунок шнеку.

6.1 Для визначення мінімального кавітаційного запасу С.С. Руднев запропонував формулу:

$$\Delta h_{\text{КК}} = 10 \cdot \left(\frac{n \cdot \sqrt{Q_{\text{ПК}}}}{C_g} \right)^{4/3}, \quad (6.1)$$

де $C_g = 1200 \dots 2000$ – допустимий коефіцієнт швидкохідності для шнеко відцентрової ступені [1]. Приймаємо $C_g = 1200$.

Тоді:

$$\Delta h_{\text{КК}} = 10 \cdot \left(\frac{2970 \cdot \sqrt{\frac{155,5}{3600}}}{1200} \right)^{4/3} = 4,12 \text{ [м]}$$

6.2 Діаметр втулки шнеку приймаємо:

$$d_{\text{вт.ш.}} = d_{\text{вт.ПК}} = 65 \text{ [мм]}$$

6.3 Визначаємо зовнішній діаметр шнеку:

$$D_{\text{ш}} = \sqrt{K_{D_{\text{ш}}}^2 \cdot \left(\frac{\sqrt{Q_{\text{ПК}}}}{n} \right)^{4/3} + d_{\text{вт.ш.}}^2} \quad (6.2)$$

де $K_{D_{\text{ш}}} = 6 \dots 8$ [1]. Приймаємо $K_{D_{\text{ш}}} = 6$. Більше значення $K_{D_{\text{ш}}}$ покращує кавітаційні властивості, однак зменшує ККД та стабільність роботи ступені на часткових подачах.

$$D_{\text{ш}} = \sqrt{6^2 \cdot \left(\frac{\sqrt{\frac{155,5}{3600}}}{2970} \right)^{4/3} + 0,065^2} = 0,256 \text{ [м]}$$

6.4 Додатково уточнюємо виконання умови роботи шнеку без кавітаційної ерозії:

$$K_{ni} = U_{\text{ш}} \cdot D_{\text{ш}}^{0.5} \quad (6.3)$$

6.5 Повинна виконуватись умова:

$$K_{ni} < K_n \quad (6.3)$$

де $K_n = 25$ – пороговий параметр кавітаційної ерозії для нафти, профіль шнеку – пластина, дужка круга;

$U_{ш}$ - переносна швидкість на вході в шнек

6.6 Знаходимо переносну швидкість на вході в шнек:

$$U_{ш} = \frac{\pi \cdot D_{ш} \cdot n}{60} \quad (6.4)$$

$$U_{ш} = \frac{3,14 \cdot 0,256 \cdot 2970}{60} = 39,8 \text{ [м/с]}$$

Тоді:

$$K_{ni} = 39,8 \cdot 0,256^{0.5} = 20,2$$

Умова роботи шнеку без кавітаційної ерозії виконується:

$$20,2 < 25$$

6.7 Визначаємо кут потоку на зовнішньому діаметрі шнеку:

$$\beta_{пш} = \arctg \frac{4 \cdot Q_{рк}}{\pi \cdot (D_{ш}^2 - d_{вт.ш.}^2) \cdot U_{ш}} \quad (6.5)$$

$$\beta_{пш} = \arctg \frac{4 \cdot \frac{155,5}{3600}}{3,14 \cdot (0,256^2 - 0,065^2) \cdot 39,8} = 1,31^\circ$$

6.8 Визначаємо кут встановлення лопаті на зовнішньому діаметрі шнеку:

$$\beta_{лш} = \beta_{пш} + \alpha \quad (6.6)$$

де $\alpha = 5 \dots 6^\circ$ - кут атаки для розрахункової подачі [1]. Приймаємо $\alpha = 6^\circ$.

Тоді:

$$\beta_{лш} = 1,31 + 6 = 7,31^\circ$$

6.9 Знаходимо довжину лопатей на $D_{ш}$:

$$l_{D_{ш}} = (1 \dots 1.1) \cdot \frac{\pi \cdot D_{ш}}{z_{ш}} \quad (6.7)$$

де $z_{ш} = 2 \dots 3$ – число лопатей шнеку [1]. Приймаємо $z_{ш} = 2$.

Тоді:

$$l_{D_{ш}} = 1 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,256}{2} = 0,402[\text{м}]$$

Приймаємо $l_{D_{ш}} = 0,4$ [м].

6.10 Знаходимо довжину лопатей на $d_{\text{вт.ш.}}$:

$$l_{D_{ш}} = 1,7 \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{вт.ш.}}}{z_{ш}} \quad (6.8)$$

Тоді:

$$l_{D_{ш}} = 1,7 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,065}{2} = 0,174[\text{м}]$$

Приймаємо $l_{D_{ш}} = 0,175$ [м].

6.11 Перевіряємо виконання умови роботи шнеку без зриву:

$$\Delta h_{\text{кш}} + H_{ш} - \Delta H_{ш} \geq A \cdot \Delta h_{\text{кк}} \quad (6.9)$$

де $H_{ш}$ - напір шнеку;

$\Delta H_{ш}$ - зниження напіру шнеку за рахунок кавітації на початковому відрізку лопаті;

$A = 1.5 \dots 1.8$ – коефіцієнт запасу шнека. Приймаємо $A = 1.8$.

6.12 Знаходимо напір шнеку:

$$H_{ш} = 0,195 \cdot tg\alpha \cdot U_{ш}^2 \quad (6.10)$$

$$H_{ш} = 0,195 \cdot tg7,31 \cdot 39,8^2 = 39,6[\text{м}]$$

6.13 Знаходимо зниження напіру шнеку за рахунок кавітації на початковому відрізку лопаті:

$$\Delta H_{ш} = (0,3 \dots 0,4) \cdot H_{ш} \quad (6.11)$$

$$\Delta H_{ш} = 0,3 \cdot 39,6 = 11,88 [\text{м}]$$

6.14 Знаходимо критичний коефіцієнт запасу шнека:

$$\Delta h_{\text{кш}} = \frac{V_m^2}{2 \cdot g} + \lambda \cdot \frac{W^2}{2 \cdot g} \quad (6.12)$$

Де:

$\lambda = 0,03$ – експериментальний коефіцієнт.

$$V_m = \frac{4 \cdot Q_{\text{ПК}}}{\pi \cdot (D_{\text{ш}}^2 - d_{\text{вт.ш.}}^2)} \quad (6.12)$$

$$V_m = \frac{4 \cdot \frac{155,5}{3600}}{3,14 \cdot (0,256^2 - 0,065^2)} = 0,897 \text{ [м/с]}$$

$$W = \frac{V_m}{\sin \beta_{\text{лш}}} \quad (6.13)$$

$$W = \frac{0,897}{\sin 7,31} = 57,5 \text{ [м/с]}$$

Тоді:

$$\Delta h_{\text{кш}} = \frac{0,897^2}{2 \cdot 9,81} + 0,03 \cdot \frac{57,5^2}{2 \cdot 9,81} = 5,01 \text{ [м]}$$

6.15 Перевіряємо виконання умови роботи шнеку без зриву:

$$7 \quad 5,01 + 39,6 - 11,88 \geq 1,8 \cdot 4,12$$

$$32,73 > 7,42$$

Умова виконується.

8 Розрахунок гідродинамічних сил

8.1 Осьові сили, що діють на ротор

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

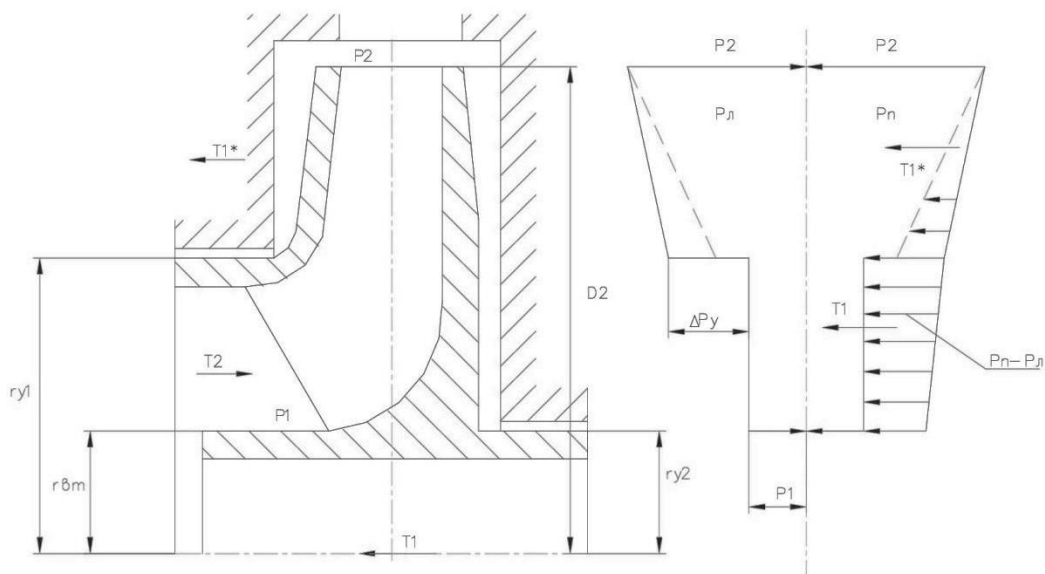


Рисунок 8.1 – Епюра тиску на зовнішні сторони дисків

При складанні епюр тиску (див. рис. 8.1) на зовнішніх сторонах дисків залишається нерівноважена 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.

Сумарна осьова сила в багатоступеневому насосі:

$$T_{\text{сум}} = \sum_1^i T \quad (8.1)$$

де i – кількість ступенів;

Сумарна осьова сила, що діє окрему ступень багатоступеневого насоса:

$$T = T_1 - T_2 \quad (8.2)$$

де T_1 - сила, викликана нерівномірністю розподілу тисків на основному та покривному дисках робочого колеса, Н;

T_2 - динамічна сила, обумовлена натіканням потоку рідини на колесо та зміною осевого напрямку його руху на радіальний, Н.

Осьова сила T_1 визначається за формулою:

$$T_1 = \gamma \cdot \pi \cdot (r_{y1}^2 - r_{y2}^2) \cdot \left[H_p - \frac{\omega^2}{8 \cdot g} \cdot \left(r_2^2 - \frac{r_{y1}^2 - r_{y2}^2}{2} \right) \right] \quad (8.3)$$

де $\gamma = \rho \cdot g = 850 \cdot 9.81 = 8534,7$ [Н/м³] - питома вага рідини, Н/м³;

$r_{y1} = 0,0665$ [м]; - радіус переднього ущільнення;

$r_{y2} = 0,0325$ [м] - радіус заднього ущільнення;

H_p - потенційний напір робочого колеса;

де ω - колова швидкість обертання ротора насоса, с⁻¹.

Потенційний напір робочого колеса:

$$H_p = H_m \cdot \eta_{г.к.} \cdot \left(1 - \frac{g \cdot H_m}{2 \cdot U_2^2} \right) \quad (8.4)$$

де $\eta_{г.к.}$ - гідравлічний ККД робочого колеса (приймають $\eta_{г.к.} = \sqrt{\eta_{г.}} = \sqrt{0,872} = 0,934$);

Знаходимо потенційний напір робочого колеса:

$$H_p = 99,7 \cdot 0,934 \cdot \left(1 - \frac{9,81 \cdot 99,7}{2 \cdot 41,6^2} \right) = 66,8 \text{ [м]}$$

Колова швидкість визначається виходячи з частоти обертання ротора:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (8.5)$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 2970}{30} = 310,86 \text{ [с}^{-1}\text{]}$$

Тоді:

$$T_1 = 8534,7 \cdot 3,14 \cdot (0,0665^2 - 0,0325^2) \\ \cdot \left[66,8 - \frac{310,86}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(0,135^2 - \frac{0,0665^2 - 0,0325^2}{2} \right) \right] = 6020 \text{ [Н]}$$

Осьова сила T_2 визначається за законом зміни кількості руху:

$$T_2 = \rho \cdot Q \cdot V_0 \quad (8.6)$$

де V_0 - швидкість потоку на вході в робоче колесо.

Тоді осьова сила T_2 :

$$T_2 = 850 \cdot \frac{150}{3600} \cdot 5,9 = 209 \text{ [Н]}$$

Осьова сила, що діє на робоче колесо однієї ступені насоса буде дорівнювати:

$$T_{ст.} = 6020 - 209 = 5811 \text{ [Н]}$$

Тоді сумарна осьова сила в багатоступеневому насосі:

$$T_{сум} = 6 \cdot T_{ст.} = 6 \cdot 5811 = 34866 \text{ [Н]}$$

8.2 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 $Q_{опт}$ [3].

Максимальна радіальна сила буде розраховуватися за формулою:

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

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

$Q_{опт} = Q = 150 \text{ [м}^3 \text{/год]}$ – подача при оптимальному режимі;

$$R_{max} = 0,36 \cdot \frac{150}{150} \cdot 8534,7 \cdot 520 \cdot 0,27 \cdot 0,013 = 5608 \text{ [H]}$$

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

9 Розрахунок вибору привода насоса

Максимальна потужність насоса при роботі на номінальному режимі

$$N_{\max} = 274 \text{ [кВт]}$$

За відомою частотою обертання та розрахованою потужністю вибираємо електричний двигун W22315L, з потужністю 280 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 ($n_A = 0$):

$$M_A = 0.21 \cdot M_{\text{ном}} \quad (9.1)$$

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

$$M_{\text{ном}} = \frac{N}{\omega}$$

$$M_{\text{ном}} = \frac{249 \cdot 10^3}{310,86} = 801 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Тоді початковий момент пуску агрегату дорівнює:

$$M_A = 0,21 \cdot 801 = 168,21 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна

$$M_{\max} = 881 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0.3 \cdot n_{\text{ном}} \quad (9.2)$$

$$n_B = 0.3 \cdot 2970 = 891 \text{ [об/хв]}$$

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

$$M_B = 0.03 \cdot M_{\text{max}} \quad (9.3)$$

$$M_B = 0,03 \cdot 881 = 26,43[\text{Н} \cdot \text{м}]$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$k = \frac{M_{\text{max}}}{n^2} \quad (9.4)$$

$$k = \frac{881}{2970^2} = 9,987 \cdot 10^{-5}$$

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

$$M = k \cdot n^2 \quad (9.5)$$

Результати розрахунку заносяться до табл. 9.1.

Графік пускового моменту будують таким чином:

- за табл. 9.1 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 9.1 – Пуско-моментна характеристика

n, об/хв	0	500	1000	1500	2000	2500	2970
M, Н·м	0	24,97	99,88	224,72	399,5	624,23	881

На рисунку 9.1 наведена пуско-моментна характеристика насосного агрегату.

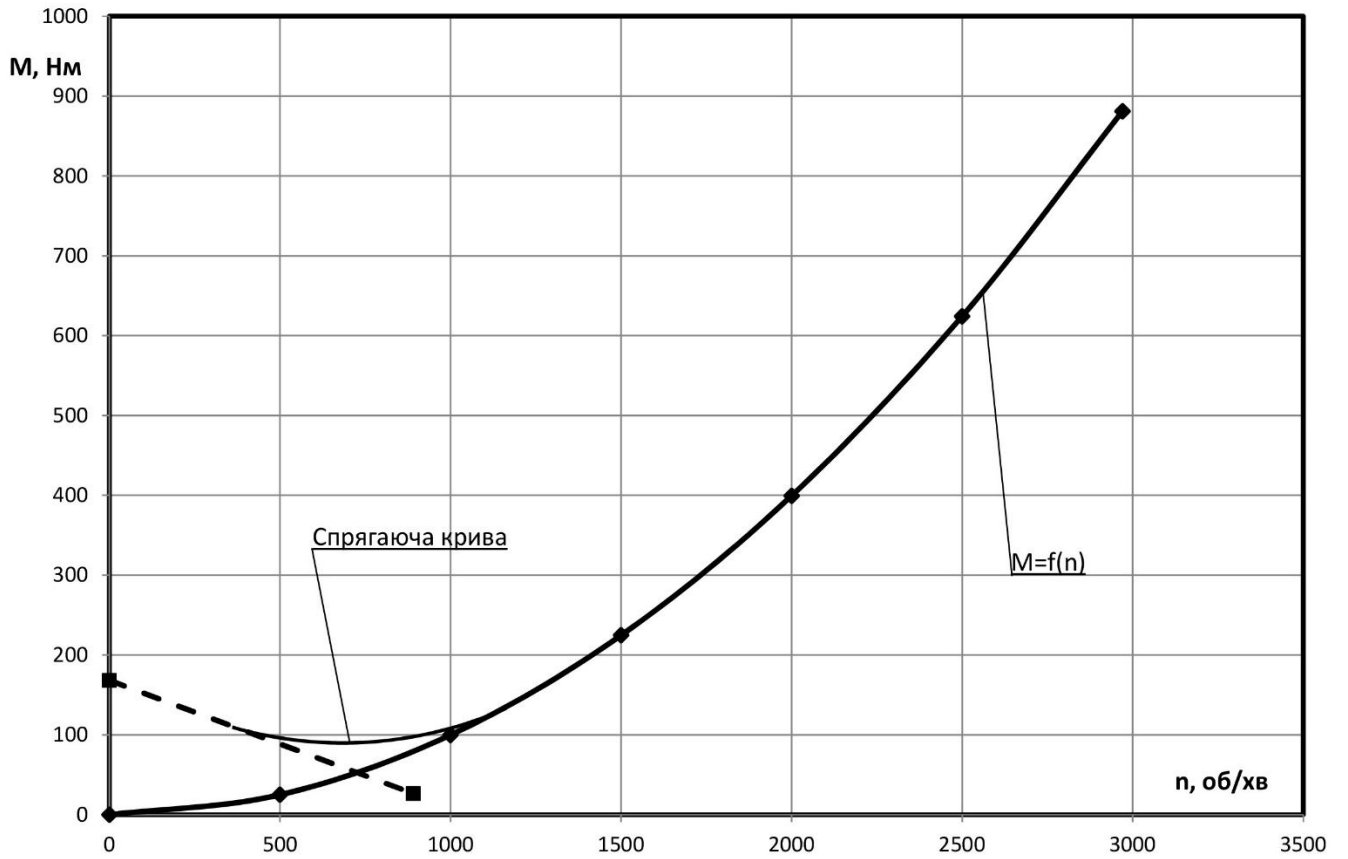


Рисунок 9.1 – Пуско-моментна характеристика

10 Розрахунки на міцність

10.1 Конструювання вала

Конструювання вала починається з визначення його діаметрів.

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

$$d_k = d_b = 0.055 \text{ [м]}$$

Для подальшого розрахунку приймаємо $d_k = 55 \text{ [мм]}$.

Діаметр вала під напівмуфту приймаємо $d_m = 65 \text{ [мм]}$.

Діаметр посадочної поверхні підшипника $d_{\text{п}} = 80 \text{ [мм]}$

10.2 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.

Розрахунок реакцій в опорах

При роботі насоса виникає нерівноважена 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:

$$\sum M_A = F_k \cdot (L_1 - L_4) - R_B \cdot L_1 = 0 \quad (10.5)$$

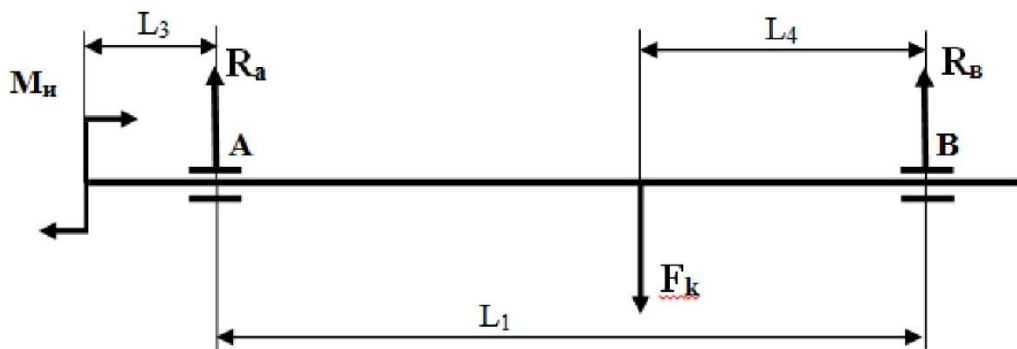


Рисунок 10.1 - Схема навантаження ротора насоса

З наведеного рівняння можна знайти величину R_B , Н:

$$R_B = \frac{F_k \cdot (L_1 - L_4)}{L_1} \quad (10.6)$$

де $L_1 = 1,658$ [м], $L_4 = 0,5365$ [м], $L_3 = 0,279$ [м], $F_k = R_{max} = 5608$ [Н].

$$R_B = \frac{5608 \cdot (1,658 - 0,5365)}{1,658} = 3793 \text{ [Н]}$$

Рівняння моментів відносно т. В:

$$\sum M_B = F_k \cdot L_4 - R_a \cdot L_1 = 0 \quad (10.7)$$

З наведеного рівняння можна знайти величину R_a , Н:

$$R_a = \frac{F_k \cdot L_4}{L_1} \quad (10.8)$$

$$R_a = \frac{5608 \cdot 0,5365}{1,658} = 1815 \text{ [Н]}$$

Наближений розрахунок вала

Еквівалентний момент в найбільш небезпечному перерізі, Н·м:

$$M_E = \sqrt{M_{зг.мах}^2 + 0.75 \cdot M_{мах}^2} \quad (10.9)$$

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

Максимальний згинальний момент можна визначити з рис. 10.1:

$$M_{зг.мах} = R_a \cdot L_3 \quad (10.10)$$

$$M_{зг.мах} = 1815 \cdot 0,279 = 506 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Тоді:

$$M_E = \sqrt{506^2 + 0,75 \cdot 881^2} = 915,5 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Діаметр вала в найбільш небезпечному перерізі, мм:

$$d_{п} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_E}{0.1 \cdot [\sigma]}} \quad (10.11)$$

де $[\sigma] = 40 \text{ МПа}$.

$$d_{п} \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{915,5}{0,1 \cdot 40}} = 61,2$$

Згідно попередніх розрахунків $d_{п} = 80 \text{ мм}$, умова міцності виконується.

$$80 \text{ мм} > 61,2 \text{ мм}$$

10.2.1 Перевірний розрахунок вала

Розрахунок зводиться до перевірки умови міцності:

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} \geq [s] \quad (10.12)$$

де s - розрахунковий коефіцієнт запасу міцності;

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

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

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} \quad (10.13)$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} \quad (10.14)$$

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.

$$\sigma_{-1} = 0.35 \cdot \sigma_B + (70 \div 120) \quad (10.15)$$

$$\sigma_{-1} = 0.35 \cdot 850 + 95 = 392,5 \text{ [МПа]}$$

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

$$\tau_{-1} = 0.58 \cdot \sigma_{-1} \quad (10.16)$$

$$\tau_{-1} = 0.58 \cdot 392,5 = 227,65 \text{ [МПа]}$$

$$\sigma_a = \frac{M_{зг.max}}{0.1 \cdot d_n^3}, \text{ МПа} \quad (10.17)$$

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot T}{\pi \cdot d_n^2} \quad (10.18)$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{max}}{0.2 \cdot d_n^3} \quad (10.19)$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{1}{2} \cdot \frac{881}{0.2 \cdot 0,08^3} = 4,3 \text{ [МПа]}$$

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot 34866}{3,14 \cdot 0,08^2} = 6,94 \text{ [МПа]}$$

$$\sigma_a = \frac{506}{0,1 \cdot 0,08^3} = 9,88 \text{ [МПа]}$$

Знаходимо коефіцієнт запасу за нормальними напруженнями:

$$s_\sigma = \frac{392,5}{\frac{2,2}{0,62} \cdot 9,88 + 0,275 \cdot 6,94} = 10,6$$

Знаходимо коефіцієнт запасу за дотичними напруженнями:

$$s_\tau = \frac{227,65}{\frac{1,41}{0,62} \cdot 4,3 + 0,1 \cdot 4,3} = 22,3$$

Масштабні коефіцієнти $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ визначають залежно від діаметра вала (див. табл.10.1).

Таблиця 10.1 - 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:

$$s = \frac{10,6 \cdot 22,3}{\sqrt{10,6^2 + 22,3^2}} = 9,5$$

Умова міцності виконується:

$$s \geq [s]$$

$$9,5 \geq 2,5$$

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 ($d_k = 55$ мм) вибираємо згідно ГОСТу 23360-78 :

$$b \cdot h \cdot l = 16 \cdot 10 \cdot 40$$

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

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l \cdot (h - t_1)} \quad (10.20)$$

де $t_1 = 6,0$ [мм] – глибина паза вала;

$h = 10$ [мм] – висота шпонки, мм;

$d = d_k = 55$ [мм] – діаметр вала, мм;

$M_{max} = 881$ [Н · м];

l - довжина шпонки, мм;

Знайдемо напруження на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 881}{0.055 \cdot 0.04 \cdot (0.01 - 0.006)} = 200 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 200 \text{ [МПа]}$$

Допустиме напруження на зминання:

$$[\sigma]_{зм} = 0.75 \cdot \sigma_{0.2} \quad (10.21)$$

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:

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma]_{зм} \quad (10.22)$$

$$200 \text{ [МПа]} \leq 257,25 \text{ [МПа]}$$

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l \cdot b} \quad (10.23)$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 881}{0.055 \cdot 0.05 \cdot 0.016} = 40 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 40 \text{ [МПа]}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова

$$\tau_{зр} \leq [\tau]_{зр} \quad (10.24)$$

Допустиме напруження на зріз:

$$[\tau]_{зр} = 0.6 \cdot [\sigma]_{зм} \quad (10.25)$$

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

Умова міцності на зріз виконується:

$$40 \text{ [МПа]} \leq 142,35 \text{ [МПа]}$$

11. Статичний розрахунок гідроп'яти

Вхідні данні:

$T = 34866$ [Н · м] – сумарна осьова сила, що діє на ротор насоса;

$\Delta p = 6,0 \cdot 10^6$ [Па] – повний перепад тиску, що стравлюється в гідроп'яті;

$\rho = 850$ [кг/м³] – густина рідини, що перекачується насосом;

$R_0 = 0,0325$ [м] – радіус втулки робочого колеса;

$R_1 = 0,044$ [м] – радіус циліндричної щілини;

$R_2 = 0,06$ [м] – внутрішній радіус торцевої щілини (приймається конструктивно, близьким до радіусу переднього ущільнення робочого колеса [1]);

$R_3 = 0,09$ [м] – зовнішній радіус торцевої щілини.

$Q = 150$ [м³/час] – подача насоса.

Із умови надійності та технологічності задаються [1]:

$h_1 = 0,2 \dots 0,4$ [мм] – зазор в циліндричній щілині; приймаємо $h_1 = 0,2$ [мм]

$x = x_B = 0,08 \dots 0,25$ [мм] – зазор в торцевій щілині, приймаємо $x_B = 0,25$ [мм]

11.1 Визначаємо відносні радіуси [1]:

$$\rho_1 = \frac{R_1}{R_3} \quad (11.1)$$

$$\rho_1 = \frac{0,044}{0,09} = 0,489$$

$$\rho_2 = \frac{R_2}{R_3} \quad (11.2)$$

$$\rho_2 = \frac{0,06}{0,09} = 0,667$$

11.2 Визначаємо ефективну площу кільцевої поверхні [1]:

$$f_1 = \frac{\pi}{3} \cdot R_3^2 \cdot (1 + \rho_2 + \rho_2^2 - 3 \cdot \rho_1^2) \quad (11.3)$$

$$f_1 = \frac{3,14}{3} \cdot 0,09^2 \cdot (1 + 0,667 + 0,667^2 - 3 \cdot 0,489^2) = 0,012$$

11.3 Визначаємо ефективну площу контактної поверхні [1]:

$$f_2 = \frac{\pi}{3} \cdot R_3^2 \cdot (1 + \rho_2 - 2 \cdot \rho_1^2) \quad (11.4)$$

$$f_2 = \frac{3,14}{3} \cdot 0,09^2 \cdot (1 + 0,667^2 - 2 \cdot 0,489^2) = 0,006594$$

$$\Phi = 1 - \frac{f_2}{f_1} \quad (11.5)$$

$$\Phi = 1 - \frac{0,006594}{0,012} = 0,442$$

11.4 Визначаємо безрозмірну осьову силу, що діє на ротор:

$$\psi = \frac{T}{\Delta p \cdot f_1} \quad (11.6)$$

$$\psi = \frac{34866}{6 \cdot 10^6 \cdot 0,012} = 0,492$$

11.5 Повинна виконуватись умова:

$$\psi_{\text{перед}} = \frac{S_{\text{вх}}}{f_1} \quad (11.7)$$

$$S_{\text{вх}} = \pi \cdot R_1^2 - R_0^2 \quad (11.8)$$

$$S_{\text{вх}} = 3,14 \cdot 0,044^2 - 0,0325^2 = 0,005$$

Тоді

$$\psi_{\text{перед}} = \frac{0,005}{0,012} = 0,425$$

Перевіряємо умову [1]:

$$\psi_{\text{перед}} \leq 1 \quad (11.9)$$

Умова виконується:

$$0,425 \leq 1$$

11.6 Определяем α_B :

$$\alpha_B = \frac{0,2 + \rho_2^2}{0,2 + \rho_2^2 + \rho_2 \cdot (1 - \rho_2) \cdot \frac{\lambda_2 \cdot R_3}{2 \cdot x_B}} \quad (11.10)$$

де $\lambda_2 = 0,06$ – коефіцієнт торцевої щілини для турбулентного режиму по даним експерименту.

Тоді

$$\alpha_B = \frac{0,2 + 0,667^2}{0,2 + 0,667^2 + 0,667 \cdot (1 - 0,667) \cdot \frac{0,06 \cdot 0,09}{2 \cdot 2,5 \cdot 10^{-4}}} = 0,212$$

11.7 Із умови що $\varphi_B = \psi$ при $U = U_B = 1$ [1] знаходимо β_B :

$$\beta_B = \frac{\varphi_B}{1 - \alpha_B \cdot (1 - \Phi)} \quad (11.11)$$

$$\beta_B = \frac{0,492}{1 - 0,212 \cdot (1 - 0,442)} = 0,558$$

Величина β_B повинна бути в межах $0,2 \leq \beta_B \leq 0,8$. В відповідності до [1] оптимальне значення $\beta_B = 0,3 \dots 0,5$.

11.8 Знаходимо В:

$$B = \frac{1 - \beta_B}{\beta_B} \quad (11.12)$$

$$B = \frac{1 - 0,558}{0,558} = 0,794$$

11.9 Знаходимо витрату через гідроп'яту при x_B :

$$q = S_{2B} \cdot \sqrt{\beta_B \cdot \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot \zeta_{2B}}} \quad (11.13)$$

11.10 S_{2B} визначаємо із умови:

$$\frac{S_1^2}{S_{2Б}^2} = \left(\frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{h_1}{x_B} \right)^2 \quad (11.14)$$

$$S_{2Б} = S_1 \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{x_B}{h_1}$$

Де:

$$S_1 = 2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot h_1 \quad (11.15)$$

$$S_1 = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,044 \cdot 0,2 \cdot 10^{-3} = 5,526 \cdot 10^{-5}$$

Тоді

$$S_{2Б} = 5,526 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{0,044}{0,06} \cdot \frac{2,5 \cdot 10^{-4}}{0,2 \cdot 10^{-3}} = 5,066 \cdot 10^{-5}$$

Величину $\zeta_{2Б} = f\left(\rho_2, \frac{x_B}{R_3}\right) = f\left(0,667, \frac{x_B}{R_3} \cdot 10^3 = 2,8\right)$ знаходимо із рисунка

11.1:

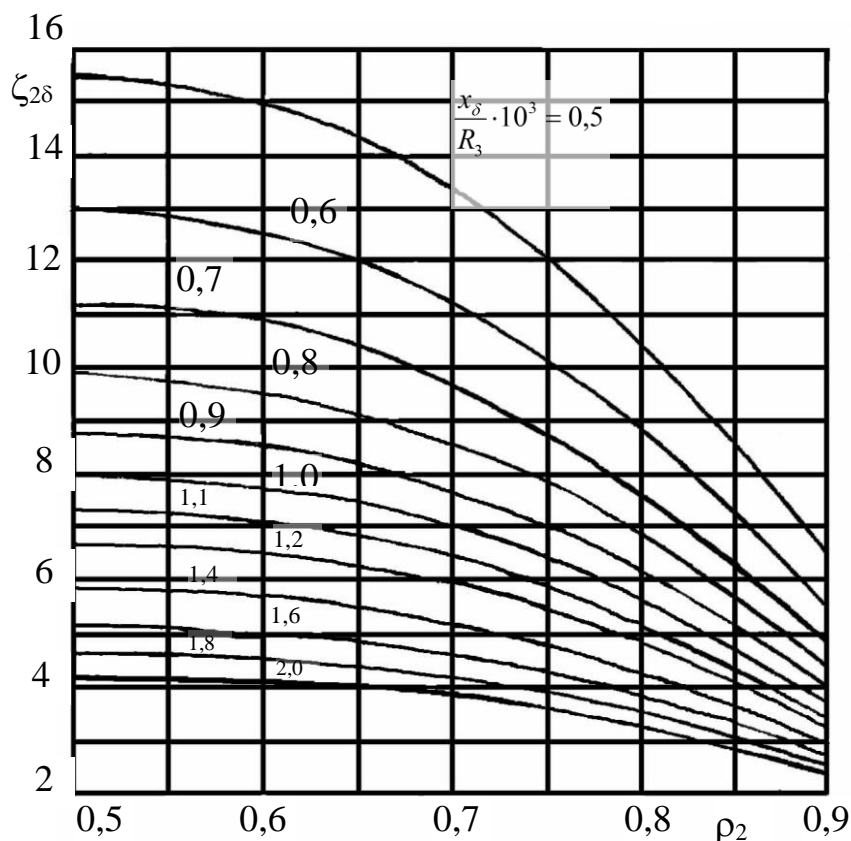


Рисунок 11.1 – Графік $\zeta_{2Б}$

В відповідності до рисунку 11.1 $\zeta_{2Б} = 3,5$.

11.11 Тоді витрата через гідроп'яту:

$$q = 5,066 \cdot 10^{-5} \cdot \sqrt{0,558 \cdot \frac{2 \cdot 6 \cdot 10^6}{870 \cdot 3,5}} = 0,002 [\text{м}^3/\text{с}]$$

11.12 Розрахунок виконано правильно, якщо виконується умова:

$$\frac{q}{Q} < 0,05 \dots 0,08 \quad (11.16)$$

$$\frac{0,002}{\left(\frac{150}{3600}\right)} = 0,058 < 0,05 \dots 0,08$$

Умова виконується.

11.13 Визначаємо довжину циліндричної щілини:

$$l_1 = \frac{2 \cdot h_1}{\lambda_2} \cdot \left[\zeta_{2Б} \cdot B \cdot \left(\frac{S_1}{S_{2Б}} \right)^2 - 1,3 \right] \quad (11.17)$$

$$l_1 = \frac{2 \cdot 0,2 \cdot 10^{-3}}{0,06} \cdot \left[3,5 \cdot 0,794 \cdot \left(\frac{5,526 \cdot 10^{-5}}{5,066 \cdot 10^{-5}} \right)^2 - 1,3 \right] = 0,13 [\text{м}]$$

12. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

12.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що можуть виникати під час роботи на нафтопереробному виробництві

Небезпеку для людини представляють явища, процеси, об'єкти, особливості, які за певних умов можуть завдати шкоди здоров'ю або життю людини або системам, що забезпечують життєдіяльність людей.

Залежно від впливу на організм людини певних шкідливих факторів вони класифікуються як шкідливі і небезпечні.

Шкідливими факторами називають ті фактори середовища проживання, які призводять до погіршення самопочуття, зниження працездатності, захворювання і навіть смерті в результаті хвороби.

Небезпечними факторами є фактори середовища, які призводять до травм, опіків, обморожень, інших пошкоджень організму або окремих його органів і навіть до раптової смерті.

Нафтопереробні заводи-це газові та пожежонебезпечні галузі, тому безпека має першорядне значення.

Сировиною для нафтопереробних заводів є нафта-легкозаймиста масляниста рідина, що володіє токсичними властивостями і надає шкідливий вплив при попаданні в шкіру людини і вдиханні нафтових парів. Вдихання їх у великих кількостях призводить до гострої інтоксикації, що супроводжується втратою свідомості і смертю потерпілого.

Продукти переробки нафти: бензин, гас, дизельне паливо, гас, бітум, технологічне паливо, побутовий газ. Сировина та продукти переробки є вибухонебезпечними та вогнетривкими легкозаймистими речовинами.

Процес також включає шкідливі і небезпечні речовини, такі як кислоти, луги, аміак, хлор, зріджені гази, сірководень, гарячу воду, водяну пару.

Особливості (небезпечного) технологічного процесу: великий тиск, висока температура, використання небезпечних і шкідливих хімічних речовин.

За ступенем впливу на організм людини шкідливі речовини діляться на 4 класи:

- надзвичайно небезпечно;
- небезпечно;
- помірно небезпечно;
- це трохи небезпечно.

Всі нафтопродукти є легкозаймистими і легкозаймистими рідинами. Застосування відкритого вогню, поява іскор може призвести до загоряння, загоряння, вибуху.

В процесі обробки задіяно різне обладнання: виправні колони, резервуари для зберігання, реактори, трубопроводи, насоси, компресори, механізми трансмісії. Багато обладнання знаходяться в нагрітому стані, мають обертові і рухомі частини.

При роботі у виробництві ферробіальних масел можливі наступні небезпеки:

- пожежа і вибух відбуваються в разі порушення обладнання, трубопроводів і технологічного потоку;
- парове отруєння нафтопродуктами, сірководнем та іншими шкідливими речовинами;
- заморожування при роботі зі зрідженими газами;
- термічні опіки при роботі з нагрітими частинами обладнання, трубопроводами, водою, водяною парою;
- пошкодження обертових і рухомих частин насосів, компресорів та інших машин;
- травми при падінні під час обслуговування обладнання на висоті;
- обвуглювання і подальше спалювання горючих матеріалів;
- виділення вуглеводневих парів з резервуарів і створення локальних вибухів;

- виникнення пожежі та вибухонебезпечної ситуації, спричиненої розливом нафтопродуктів у разі герметизації обладнання;
- електричний шок у разі заземлення струмопровідних частин електрообладнання або несправності електричної ізоляції;
- можливість падіння в обслуговуванні резервуарів, технологічних труб в разі поломки зон обслуговування сходів і відсутності огорож.

Крім того, група психофізіологічних небезпечних і шкідливих факторів виробництва впливає на людину, що бере участь в Жовтневому процесі переробки нафти:

- фізичні (статичні та динамічні) перевантаження, які в першу чергу впливають на ремонтний персонал при ремонті устаткування і приладів;
- нейропсихіатрическая перевантаження. Це психічне перевантаження, емоційне перевантаження. Дії цих факторів більше підходять для виконавчого персоналу, майстрів зміни і операторів.

12.2 Конструкція і безпечна експлуатація посудин під тиском.

Конструкція посудин повинна забезпечувати працездатність, надійність, довговічність і безпеку експлуатації протягом розрахункового терміну служби, а також забезпечувати можливість технічного огляду, повної очистки, миття, очищення, ремонту, оперативного контролю металу та з'єднань. Для кожної посудини необхідно встановити і вказати в паспорті пристрою, що перешкоджають зовнішньому і внутрішньому огляду суден (мішалки, котушки, снаряди, плити, перегородки та інші прилади), вони, як правило, повинні бути знімними. У разі використання зварювальних пристроїв, ви повинні мати можливість видалити їх з подальшою установкою. Розбирання і установка цих пристроїв повинні бути вказані в інструкції по установці і експлуатації.

Якщо конструкція посудин не дозволяє проводити зовнішні і внутрішні перевірки або гідравлічні випробування, необхідні правилами, розробник проекту посудин повинен вказати в інструкціях з експлуатації і методологію управління, періодичність і масштаб, які дозволять своєчасно виявляти та усувати дефекти.

Конструкція внутрішніх пристроїв повинна забезпечувати видалення повітря і води з судин після гідравлічного випробування та під час гідравлічного випробування.

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

Кожна посудина повинна бути оснащена клапаном, краном чи іншим пристроєм, що дозволяє перевірити відсутність тиску в посудині перед його відкриттям, а розвантаження середовища повинно бути спрямована в безпечне місце для обслуговуючого персоналу.

Розрахунок міцності посудин і їх елементів повинен проводитися за чинним НД, погодженою з Державною інспекцією України. Посудини, призначені для роботи при циклічних і альтернативних навантаженнях, повинні бути розраховані на міцність з урахуванням цих навантажень.

Посудини повинні мати штуцери для наповнення і зливу води, а також видалення повітря при гідравлічному випробуванні., які змінюють своє положення в просторі під час роботи, повинні мати пристрої, які запобігають їх самопошкодження.

Конструкція посудини повинна мати штуцери для наповнення і зливу води, а також видалення повітря при гідравлічному випробуванні., нагрітих гарячими газами, повинна забезпечувати надійне охолодження стінок під тиском до розрахункової температури.

Посудини, що працюють під тиском, повинні піддаватися технічному огляду (зовнішнього, внутрішнього огляду і гідравлічному випробуванню) після складання і періодично під час роботи і після позачергового огляду в разі необхідності, щоб почати роботу. Судини під тиском повинні бути оснащені запірними клапанами, пристроями для тиску, температури, запобіжними пристроями, індикаторами рівня рідини. В організації має бути призначена особа, відповідальна за благополучне і безпечне переміщення судів з числа фахівців організації, що пройшли перевірку знань (атестацію) в установленому порядку. Начальник повинен бути відповідальним за безпечне і безпечне переміщення суден. Всі посудини повинні мати штуцери для наповнення і зливу води, а також видалення повітря при гідравлічному випробуванні, що знаходяться в експлуатації, повинні бути записані організацією в спеціальну бухгалтерську та інспекційну книгу судів, яку проводить особа, яка спостерігає за судами. посудини повинні бути забезпечені пластинами, що вказують час наступного технічного огляду і допустимі параметри робочого середовища. Системи, що працюють під тиском, є рішеннями високої небезпеки, оскільки при порушенні режимів герметизації і роботи можливі вибухи високої потужності із-за вивільнення потенційної енергії стисненого газу та впливу кінетичної енергії.

12.3 Вимоги пожежної безпеки до шляхів евакуації.

Керівники підприємств, а також уповноважені ними особи повинні суворо слідкувати за дотриманням протипожежного режиму, підготовкою планів евакуації та їх практичним відпрацюванням, змістом евакуаційних шляхів і виходів в належному стані, щоб виключити нещасні випадки і затримку під час евакуації людей у випадку виникнення пожеж та інших надзвичайних ситуацій.

Загальні вимоги до евакуаційних шляхів і виходів

Як евакуаційні виходи можуть використовуватися дверні отвори, якщо вони ведуть з приміщень:

- безпосередньо назовні;

- на сходову клітку з виходом назовні безпосередньо або через вестибюль;

в прохід або коридор з безпосереднім виходом назовні або на сходову площадку;

в сусідні приміщення того ж поверху з вогнестійкістю не нижче III ступеня, не містять виробництв, що відносяться по вибухопожежній і пожежній небезпеці до категорій А, Б і В, і мають безпосередній вихід назовні або на сходову площадку.

У разі необхідності при вимушеній евакуації можуть використовуватися виходи, якими не користуються при звичайному русі (так звані запасні виходи).

До евакуаційних шляхів відносять провідні до евакуаційного виходу і забезпечують рух протягом певного часу.

Найпоширенішими шляхами евакуації є проходи, коридори, сходи, тамбури, фойє, холи, вестибюлі.

Наявність і напрямок руху до евакуаційних шляхів і виходів має бути позначено відповідними знаками безпеки згідно з ГОСТ 12.4.026-76 і змінами, внесеними до нього ДСТУ ISO 6309: 2007.

Для безпечної евакуації шляхи і виходи повинні відповідати наступним вимогам:

- Евакуаційні шляхи і виходи повинні міститися вільними, не захаращуватися і в разі необхідності забезпечувати евакуацію всіх людей, що знаходяться в приміщеннях;
- кількість та розміри евакуаційних виходів, їх конструктивні рішення, умови освітленості, забезпечення незадимленості, протяжність шляхів евакуації, їх оздоблення повинні відповідати протипожежним вимогам будівельних норм.
- якщо евакуаційні виходи і шляхи евакуації з будівель, які є пам'ятниками архітектури й історії, неможливо привести у відповідність до вимог будівельних норм, то їх експлуатація дозволяється за наявності проектної документації, погодженої з органами державного пожежного нагляду відповідно до вимог чинних нормативно-правових актів;
- у разі розміщення технологічного, експозиційного та іншого обладнання в приміщеннях повинні забезпечуватися евакуаційні проходи сходових клітин та інших шляхів евакуації згідно будівельних норм;
- розміщення крісел в актових і конференц-залах, залах зборів і нарад та в інших подібних приміщеннях повинно відповідати протипожежним вимогам будівельних норм;
- у приміщенні, яке має один евакуаційний вихід, дозволяється одночасно розміщувати не більше 50 осіб. При знаходженні в приміщенні більше 50 осіб, в ньому повинно бути мінімум два виходи, які відповідають вимогам будівельних норм;
- двері на шляхах евакуації повинні відчинятися в напрямку виходу з будівель (приміщень). Допускається влаштування дверей з відкриванням всередину приміщення в разі одночасного перебування в ньому більше 15 осіб, а також в санвузлах, з балконів, лоджій, майданчиків зовнішніх

евакуаційних сходів (за винятком дверей, що ведуть в повітряну зону незадимлюваного сходового майданчика);

- при наявності людей в приміщенні двері евакуаційних виходів можуть замикатися тільки на внутрішні запори, які легко відмикаються;

килими, килимові доріжки та інше покриття підлоги в приміщеннях з масовим перебуванням людей повинні надійно кріпитися до підлоги і бути помірно небезпечними по токсичності продуктів горіння, мати помірну димоутворювальну здатність;

сходові марші і майданчики повинні мати справні огорожі з поручнями, які не повинні зменшувати їх ширину, встановлену будівельними нормами.

Опалення та освітлення шляхів евакуації

На сходових майданчиках (за винятком незадимлюваних) дозволяється встановлювати прилади опалення, сміттєпроводи, поверхові сумісні електрощити, поштові скриньки та пожежні крани за умови, що це обладнання не зменшує нормативної ширини проходу сходовими площадками та маршами.

На незадимлюваних сходових майданчиках допускається встановлювати лише прилади опалення.

Сходові клітини, внутрішні відкриті і зовнішні сходи, коридори, проходи та інші шляхи евакуації повинні забезпечувати евакуаційним освітленням згідно з вимогами будівельних норм і правил улаштування електроустановок. Світильники евакуаційного освітлення повинні вмикатися з настанням сутінків у разі перебування в будівлі людей.

Шляхи евакуації, що не мають природного освітлення, повинні постійно освітлюватися електричним світлом (при наявності людей).

У готелях, лікувальних закладах, приміщеннях інших громадських і допоміжних будівель, де можуть перебувати одночасно більше 100 осіб, у виробничих приміщеннях без природного освітлення за наявності більше 50 працівників (або якщо площа перевищує 150 кв. м), а також в інших випадках, зазначених у нормативно-правових документах, евакуаційні виходи повинні бути позначені світловими покажчиками з написом «Вихід» білого кольору на зеленому фоні, підключеними до джерела живлення евакуаційного (аварійного) освітлення, або такими, що переключаються на нього автоматично у разі зникнення живлення на основних джерелах живлення.

Світлові покажчики «Вихід» повинні постійно бути справними. У залах для глядачів, виставкових, актових залах та інших подібних приміщеннях їх слід вмикати на весь час перебування людей.

На випадок відключення електроенергії персонал будівель, де у вечірній та нічний час можливе масове перебування людей (кінотеатри, готелі, гуртожитки, ресторани, лікарні, інтернати, дитячі дошкільні заклади тощо), повинен мати електричні ліхтарі. Кількість ліхтарів визначається адміністрацією, виходячи з особливостей об'єкта, наявності чергового персоналу, кількості людей у будівлі (але не менше одного ліхтаря на кожного працівника, який чергує на об'єкті у вечірній або нічний час).

При влаштуванні евакуаційних шляхів і виходів не допускається:

- влаштовувати на шляхах евакуації пороги, виступи, турнікети, двері розсувні, підйомні, обертові та інші пристрої, які перешкоджають вільній евакуації людей;
- захарашувати шляхи евакуації меблями, обладнанням, різними матеріалами та готовою продукцією, навіть якщо вони не зменшують нормативну ширину;

- забивати, заварювати, замикати на навісні замки, болтові з'єднання та інші запори, важко відкриваються зсередини, зовнішні евакуаційні двері будівель;
- застосовувати на шляхах евакуації (крім будівель V ступеня вогнестійкості) горючі матеріали для облицювання стін і стель, а також сходів та сходових площадок;
- розташовувати в тамбурах виходів, за винятком квартир і індивідуальних житлових будинків, Гардероби, Вішалки для одягу, сушарки, пристосовувати їх для торгівлі, а також зберігання, в тому числі тимчасового, будь-якого інвентарю і матеріалу;
- захищати меблями, обладнанням та іншими предметами двері, люки на балконах і лоджіях, переходи в суміжні секції і виходи на зовнішні евакуаційні сходи;
- знімати встановлені на балконах (лоджіях) сходи;
- влаштовувати на сходових клітинах приміщення будь-якого призначення, в т. ч. кіоски, ларьки, а також виходи з вантажних ліфтів (підйомників), прокладати газопроводи, трубопроводи з ЛЗР і ГР, повітроводи;
- влаштовувати в загальних коридорах комори і вбудовані шафи, за винятком шаф для інженерних комунікацій;
- зберігати в шафах (нішах) для інженерних комунікацій горючі матеріали, а також інші сторонні предмети;
- розташовувати в ліфтових холах Комори, кіоски, намети і т. д;
- встановлювати телекамери в проходах таким чином, щоб вони перешкоджали евакуації людей;

- робити скління або закладення жалюзі і отворів повітряних зон на незадимлюваних сходових майданчиках;
 - знімати передбачені проектом двері вестибюлів, холів, тамбурів і сходових майданчиків;
 - замінювати армоване скло на звичайне в дверях і фрамугах всупереч передбаченому за проектом;
 - знімати пристрої для самозачинення дверей сходових кліток, коридорів, холів, тамбурів тощо, а також фіксувати самозакривні двері у відкритому положенні;
 - розвішувати в сходових клітинах на стінах стенди, панно тощо;
- влаштувати слизьку підлогу на шляхах евакуації.

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.