

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

ЗАТВЕРДЖУЮ
Зав. кафедри

(підпис, дата)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему
«Багатоступеневий високообертовий насос ВНСВ 175-2200
(Multi-stage high speed pump VNSV 175-2200)»

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

Виконав студент гр. ГМ.м-71

Панфілов Р.С.
(прізвище, ініціали)

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

Керівник

Колісниченко Е.В
(прізвище, ініціали)

Суми 2018

Зміст

ВСТУП.....	3
1. Проектування робочого колеса.....	6
2. Побудова меридіанного перерізу.....	15
3. Підготовка меридіанного перерізу РК до профілювання лопаті.....	18
4. Профілювання лопаті.....	19
5. Вибір положення вхідної кромки і визначення кутів входу.....	22
6. Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса.....	26
7. Побудова лопаті в плані.....	27
8. Розрахунок направляючого апарату.....	28
9. Розрахунок гідродинамічних сил.....	32
9.1 Осьові сили, що діють на ротор.....	32
9.2 Радіальна сила.....	34
10. Розрахунок вибору привода насоса.....	35
11. Розрахунки на міцність.....	38
11.1 Розрахунок кінцевого ущільнення вала.....	38
11.1.1 Вибір типу ущільнення.....	38
11.1.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні.....	39
11.2 Розрахунок валу.....	39
11.2.1 Розрахунок реакцій в опорах.....	40
11.2.2 Перевірний розрахунок вала.....	41
12. Розрахунок шпонкового з'єднання.....	44
12.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом.....	44
12.2 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою.....	45
13. Статичний розрахунок гідроп'яти.....	47
14. Розрахунок підшипників ковзання.....	52
15. Розрахунок насоса на кавітацію.....	54
16. Розділ охорони праці.....	57
Список використаної літератури.....	55

Реферат

Пояснювальна записка: 65с., 15 рисунків, 7 таблиць, 7 літературних джерел.

Тема дипломного проекту “Розробка високообертового насосу ВНСВ 175-2200”

Графічні матеріали: 7 листів формату А1, А2:

монтажне креслення насосного агрегату, складальне креслення насоса та ротора, робочі креслення деталей.

Мета проекту – розробка насоса для підтримки пластового тиску з меншими ніж у аналогів масогабаритними та вартісними показниками.

Відповідно до поставленої мети було :

- обґрунтовано вибір конструктивної схеми насоса;
- виконано опис конструкції;
- виконано гідравлічні розрахунки;
- виконано розрахунки на міцність: вала, шпонкових з'єднань;
- виконано розрахунок підшипників і побудована пускова моментна характеристика електродвигуна.

У технологічному розділі розроблено технологію робочого колеса.

У розділі охорони праці виконано аналіз небезпечних та шкідливих факторів при експлуатації насосної установки, а також був визначений рівень вібрації.

.

Ключові слова: Відцентровий насос, робоче колесо, частота обертання, тиск.

ВСТУП

На сьогоднішній час проблема надійності та економічності обладнання для підтримки пластового тиску (насосів типу ЦНС) досі є актуальною. Ці насоси в зв'язку з високим напором мають до 15 ступенів великого діаметру, виготовляються з корозійностійкої сталі і ціна їх сягає кількох сотень тисяч гривень. А ресурс у деяких випадках менше півроку, що пов'язано з агресивністю та великим вмістом абразивних часток у перекачуваній рідині.

Можливим шляхом суттєвого зниження (в декілька разів) собівартості насосу є підвищення частоти обертання, що призводить до зменшення кількості ступенів та їх розмірів. Підвищення вартості високообертового приводу компенсується тим, що його ресурс в декілька разів перевищує ресурс насосу.

На протязі всієї історії існування нафтовидобувної промисловості виникали і вирішувалися проблеми якісного і як найповнішого удосконалення технологій, способів і методик видобутку нафти. В наш час актуальною залишається задача створення максимально ефективного нафтовидобувного обладнання, здатного працювати у великих діапазонах подач, тисків, з урахуванням складних особливостей реологій перекачуваного середовища.

Рішення питання перекачування високов'язких середовищ ніколи не залишалося закритим. Науково-технічний прогрес сприяє виникненню досконаліших механізмів для здобичі нафти, розвиваються нові технології в інших галузях промисловості і сільського господарства.

Під впливом постійного зростання вимог до показників надійності і якості насосів, вживаних в промисловості, найбільш вживані в наш час є насоси гідродинамічного принципу дії.

За станом на наш момент, максимальний ККД даних насосів, досягнутий при $n_s \cong 80-180$. Зокрема, для нафтовидобувної галузі актуальною є задача створення погружних насосів гідродинамічного принципу дії з робочими параметрами, що знаходиться в діапазоні $n_s = 35-80$. В процесі їх проектування

особливу увагу доводиться приділяти умовам роботи даного насосного обладнання: збільшення глибини свердловин; необхідність перекачування високов'язкої і газонасиченої нафти [8]; температура перекачуваного середовища; малі діаметральні габарити і, по можливості, менша довжина робочої частини насосних агрегатів.

Одна з основних труднощів створення погрузних насосних установок гідродинамічного принципу дії виникає у разі потреби підняття рідин з великими значеннями в'язкості на велику висоту.

Для ефективної експлуатації нафтових свердловин погрузними відцентровими насосами, необхідно вирішити ряд задач: як вибрати компоненти з маси модулів насосів різних параметрів, габаритних розмірів і конструктивного їх виконання, що випускаються промисловістю, для створення в конкретній свердловині найефективнішої насосної системи; здійснити вищезгаданий вибір з урахуванням змінної по глибині свердловини температури перекачуваного середовища, її густини, в'язкості, газозміст і інше, при цьому маючи на увазі наявність змін пластового і гирлового тиску, продуктивності свердловини; вибрати спосіб узгодження характеристик насоса і свердловини - зміною кількості ступенів в насосі, зміною частоти обертання його ротора і інше.

1. Проектування робочого колеса.

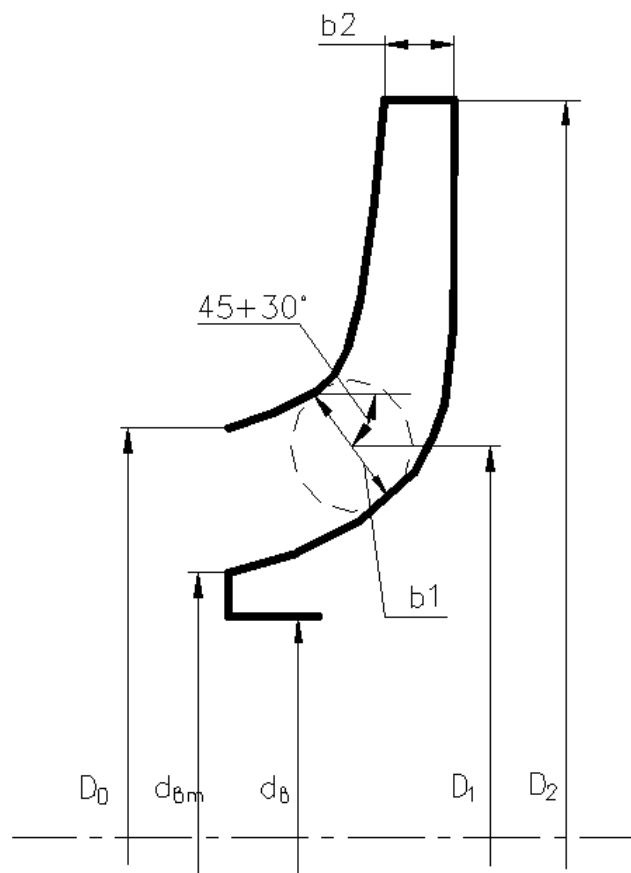


Рисунок 1 - Основні геометричні параметри РК

Вихідні данні:

Густина рідини, що перекачується ρ , кг/м ³	1100
Подача насоса Q , м ³ /год	175
Напір насоса H , м	2200
Кількість ступенів, шт	7
Частота обертання, об/хв	6000

1.1 Визначення основних геометричних параметрів:

Визначення коефіцієнта швидкохідності:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{3/4}}, \quad (1.1)$$

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 6000 \cdot \sqrt{\frac{175}{3600}}}{\left(\frac{2200}{7}\right)^{3/4}} = 65$$

Напір ступені:

$$H_{ст} = \frac{H}{i}, \quad (1.2)$$

$$H_{ст} = \frac{2200}{7} = 314,3 \text{ [м]}$$

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

$$D_{1пр} = K_{вх} \cdot \sqrt{\frac{Q}{n}}, \quad (1.3)$$

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

Приймаємо $K_{вх} = 4.5$ для проміжних ступенів насоса

$$D_{1пр} = 4,5 \cdot \sqrt{\frac{175}{6000 \cdot 3600}} = 0,09 \text{ [м]}$$

Визначення повного ККД насоса:

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

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-(2/3)}}, \quad (1.4)$$

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 65^{-(2/3)}} = 0,96$$

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

$$\eta_r = \frac{0,42}{[\lg D_{1пр} - 0,172]^2}, \quad (1.5)$$

$$\eta_r = \frac{0,42}{[\lg 90 - 0,172]^2} = 0,868$$

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

$$\eta_{\text{мех}' } = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^2}, \quad (1.6)$$

$$\eta_{\text{мех}' } = \frac{1}{1 + 820 \cdot 65^2} = 0,837$$

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

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta_{\text{мех}' } \cdot \eta_{\text{мех}}, \quad (1.7)$$

$$\eta = 0,96 \cdot 0,868 \cdot 0,837 \cdot 0,99 = 0,691$$

Визначення подачі робочого колеса:

$$Q_{\text{рк}} = \frac{Q}{\eta_0}, \quad (1.8)$$

$$Q_{\text{рк}} = \frac{175}{0,96} = 182,4 \text{ [м}^3\text{/год]}$$

Теоретичний напір робочого колеса:

$$H_{\text{T}} = \frac{H_{\text{ст}}}{\eta_{\Gamma}}, \quad (1.9)$$

$$H_{\text{T}} = \frac{314,3}{0,868} = 362 \text{ [м]}$$

Потужність, споживана насосом:

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

$$N = \frac{1100 \cdot 9,81 \cdot 2200 \cdot 185}{0,691 \cdot 3600} = 1670977 \text{ [Вт]} = 1671,0 \text{ [кВт]}$$

Визначення максимальної потужності на валу насоса:

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

$$N_{\text{max}} = 1671,0 \cdot 1,1 = 1838 \text{ [кВт]}$$

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

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

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

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

Крутний момент на валу насоса:

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

$$M_{max} = \frac{30 \cdot 1838000}{3,14 \cdot 6000} = 2925,4 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Допустиме навантаження на кручення приймаємо $[\tau] = 300 \cdot 10^5 \text{ [Н/м}^2\text{]}$ [2]

Отже

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2925,4}{3,14 \cdot 300 \cdot 10^5}} = 0,079 \text{ [м]}$$

Приймаємо $d_B = 80 \text{ [мм]}$

Визначення діаметра втулки за формулою [3]:

$$d_{BT} = (1,1 \div 1,4) \cdot d_B, \quad (1.14)$$

$$d_{BT} = 1,25 \cdot 0,08 = 0,1 \text{ [м]}$$

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

$$D_{1пр} = \sqrt{D_0^2 - d_{BT}^2}, \quad (1.15)$$

Тоді

$$D_0 = \sqrt{D_{1пр}^2 + d_{BT}^2} = \sqrt{0,09^2 + 0,1^2} = 0,135 \text{ [м]}$$

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

$$V_0 = \frac{4 \cdot Q_{рк}}{\pi \cdot D_{1пр}^2}, \quad (1.16)$$

$$V_0 = \frac{4 \cdot 182,4}{3,14 \cdot 0,09^2} = 7,9 \text{ [м/с]}$$

1.2 Визначення діаметра вхідної кромки.

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

Орієнтовно приймають що $D_1 = 1 \cdot D_0 = 0,135 \text{ [м]}$

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

$$V_{1m'} = V_0 = 7,9 \text{ [м/с]}$$

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості зростає:

$$V_{1m} = V_{1m'} \cdot \psi_1, \quad (1.17)$$

де $\psi_1 = 1,15 \dots 1,30$ - коефіцієнт стиснення потоку на вході.

$$V_{1m} = 7,9 \cdot 1,23 = 9,7 \text{ [м/с]}$$

Кут потоку на вході розраховується із трикутника швидкостей:

$$\beta_{1n} = \operatorname{arctg} \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}}, \quad (1.18)$$

де U_1 - переносна швидкість на вході в робоче колесо

Переносна швидкість на вході в робоче колесо:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}, \quad (1.19)$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,135 \cdot 6000}{60} = 42,4 \text{ [м/с]}$$

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

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

$$V_{1u} = \frac{0,12 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_{\text{РК}}^2 \cdot n}{3600^2}}}{D_1}, \quad (1.20)$$

$$V_{1u} = \frac{0,12 \cdot \sqrt[3]{\frac{182,4^2 \cdot 6000}{3600^2}}}{0,135} = 2,22 \text{ [м/с]}$$

Тоді:

$$\beta_{1n} = \operatorname{arctg} \frac{9,7}{42,4 - 2,22} = 14^\circ$$

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

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta, \quad (1.21)$$

$$\beta_1 = 14 + 8 = 22^\circ$$

Кут β_1 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 20X13Л ГОСТ 977-88, приймаємо товщину лопаті $S_1 = S_2 = 5$ [мм], а число лопатей $z = 6$.

Уточнимо коефіцієнт стиснення потоку ψ_1 :

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_1}{2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot \sin \beta_1}}, \quad (1.22)$$

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{6 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,0675 \cdot \sin 22}} = 1,238$$

Робимо перевірку $|\psi_1 - \psi_1'| = |1,23 - 1,238| = 0,008$

Знайдені значення ψ_1 та β_1 знаходяться в рекомендованих межах:

$\beta_1 = 15 \dots 30^\circ$; $\psi_1 = 1,15 \dots 1,3$.

Ширина робочого колеса на вході визначається із рівняння нерозривності:

$$b_1 = \frac{Q_{\text{рк}}}{\pi \cdot D_1 \cdot V_{1m}}, \quad (1.23)$$

$$b_1 = \frac{182,4/3600}{3,14 \cdot 0,135 \cdot 9,7} = 0,012 \text{ [м]}$$

1.3 Визначення геометричних параметрів виходу з РК

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

$$D_2 = m_2 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_{ст}}}{n}, \quad (1.24)$$

Де $m_2 = 19,1$ при $n_s \leq 100$.

$$D_2 = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 314,3}}{6000} = 0,251[\text{м}]$$

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

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

$$V'_{2m} = (0.5 \dots 1.0) \cdot V_{1m}, \quad (1.25)$$

$$V'_{2m} = 0,72 \cdot 9,7 = 7,0 [\text{м/с}]$$

Кут на виході із робочого колеса визначається із трикутника швидкостей:

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{W_1}{W_2} \cdot \frac{\psi_2}{\psi_1} \cdot \frac{V_{2m}}{V_{1m}} \cdot \sin\beta_1\right), \quad (1.26)$$

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 $\psi_2 = 1,08$.

V_{2m} - медіальна швидкість на виході із робочого колеса з врахуванням стиснення потоку лопатями, $V_{2m} = \psi_2 \cdot V'_{2m} = 1,1 \cdot 7,0 = 7,7[\text{м/с}]$.

$$\frac{W_1}{W_2} = 3,7 - 0,054 \cdot n_s + 1,0 \cdot 10^{-4} \cdot n_s^2 - 0,98 \cdot 10^{-4} \cdot n_s^3, \quad (1.27)$$

$$\frac{W_1}{W_2} = 3,7 - 0,054 \cdot 65 + 1,0 \cdot 10^{-4} \cdot 65^2 - 0,98 \cdot 10^{-4} \cdot 65^3 = 1,615$$

тоді

$$\beta_2 = \arcsin \left(1,615 \cdot \frac{1,1}{1,238} \cdot \frac{7,7}{9,7} \cdot \sin 22^\circ \right) = 25^\circ$$

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

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + g \cdot H_{T\infty} + V_{1u} \cdot U_1}, \quad (1.28)$$

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

Теоретичний напір робочого колеса

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_r \cdot K_z}, \quad (1.29)$$

де K_z - поправка на кінцеве число лопатей.

Поправка по Майзелю – Стодолею:

$$K_z = 1 - \frac{U_2}{V_{2u\infty}} \cdot \frac{\pi}{z} \cdot \sin \beta_2, \quad (1.30)$$

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

$$V_{2u\infty} = U_2 - \frac{V'_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2} = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60} - \frac{V'_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2}$$

$$V_{2u\infty} = \frac{3,14 \cdot 0,251 \cdot 6000}{60} - \frac{7,7}{\operatorname{tg} 25} = 62,4 \text{ [м/с]}$$

Після підстановки отримаємо:

$$U_2 = \frac{7,7}{2 \cdot \operatorname{tg} 25} + \sqrt{\left(\frac{7,7}{2 \cdot \operatorname{tg} 25} \right)^2 + 9,81 \cdot 502,3 + 2,22 \cdot 42,4} = 79,6 \text{ [м/с]}$$

$$K_z = 1 - \frac{79,6}{62,4} \cdot \frac{3,14}{6} \cdot \sin 25 = 0,721$$

$$H_{T\infty} = \frac{314,3}{0,868 \cdot 0,721} = 502,3 \text{ [м]}$$

Уточнене значення зовнішнього діаметру D_2 :

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n}, \quad (1.31)$$
$$D_2 = \frac{60 \cdot 79,6}{3,14 \cdot 6000} = 0,253 \text{ [м]}$$

Приймаємо $D_2 = 250$ [мм].

Уточнюємо значення ψ_2 :

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_2}{2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot \sin \beta_2}}, \quad (1.32)$$
$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{6 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,125 \cdot \sin 25}} = 1,098$$

Робимо перевірку $|\psi_2 - \psi_2'| = |1,1 - 1,098| = 0,002$

Ширина робочого колеса на виході:

$$b_2 = \frac{Q_{\text{рк}}}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{2m}}, \quad (1.33)$$
$$b_2 = \frac{182,4/3600}{3,14 \cdot 0,25 \cdot 7,0} = 0,0092 \text{ [м]}$$

Приймаємо $b_2 = 10$ мм.

2. 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):

$$F_0 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_0^2 - d_{\text{вт}}^2), \quad (2.1)$$

$$F_0 = \frac{3,14}{4} \cdot (135^2 - 100^2) = 6457$$

Кінцевого (на виході із робочого колеса):

$$F_2 = \pi \cdot D_2 \cdot b_2, \quad (2.2)$$

Проміжних:

$$F_i = \pi \cdot r_i \cdot b_i, \quad (2.3)$$

$$F_2 = 3,14 \cdot 250 \cdot 10 = 7850$$

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

b_i - діаметр окружності.

Розрахунки ведемо в табличній формі (табл. 1) по даним таблиці будуюмо графік $F=f(l)$ і зрівнюють з рекомендованою формою залежності $F=f(l)$.

Розрахунки з підготовки меридіанного перерізу робочого колеса для проектування лопаті.

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

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

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

$$q = \frac{Q_{\text{р.к.}}}{3600 \cdot K} = 2 \cdot \pi \cdot V_m \cdot (r_{\text{ц.т.}} \cdot l)_k, \quad (2.4)$$

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

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

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

$$r_{ц.т.} \cdot l = const, \quad (2.5)$$

Данні розрахунку виконують в табличній формі (табл. 1.).

Таблиця 1 - Данні розрахунку

№	b_i	r_i	Δl_i	F_i
1	17,5	58,8	0	6457
2	17,5	61,0	7,8	6689
3	17,2	65,0	17,3	7021
4	16,8	69,0	24,6	7280
5	16,2	74,0	32	7528
6	15,4	80,0	38,5	7737
7	14,3	88,0	44	7903
8	12,8	100,0	53	8038
9	11,7	110,0	62	8013
10	10,0	125	75,0	7850

За даними таблиці 1 будемо графік зміни площ меридіанного перерізу РК

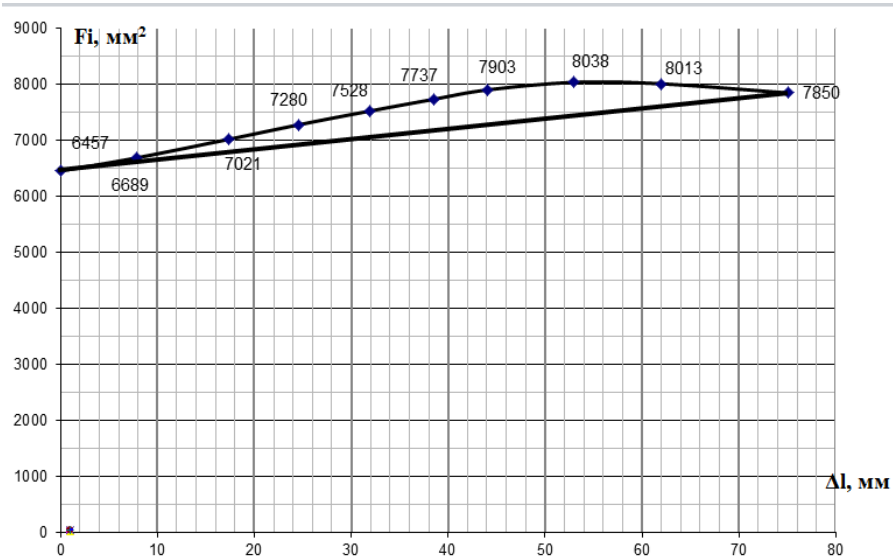


Рисунок 2- Графік зміни площ меридіанного перерізу РК

На рис. 2.1 зображено контури меридіанного перерізу, побудовані за вищенаведеною методикою.

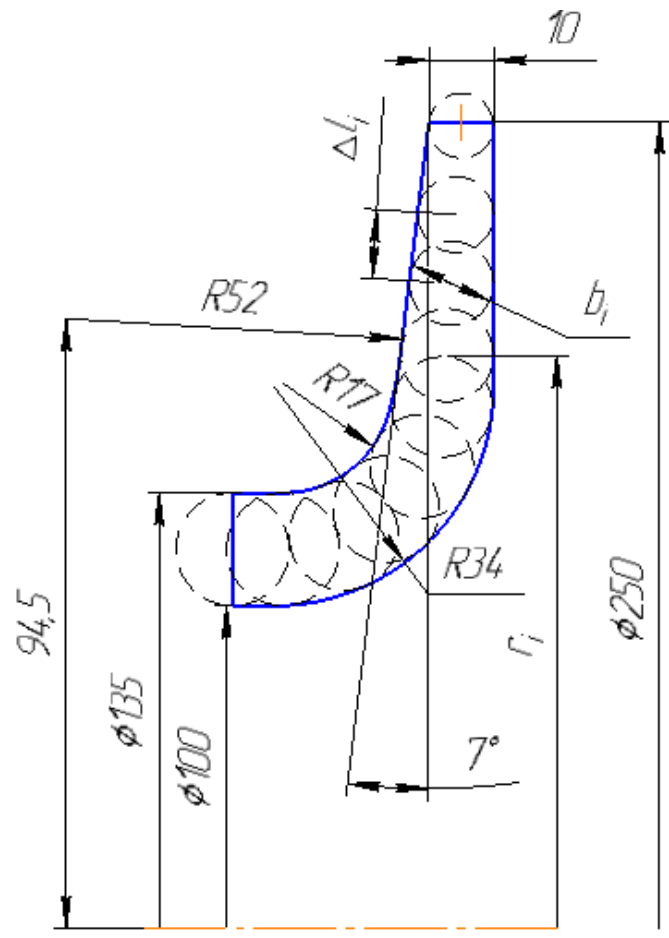


Рисунок 2.1 – Розбивка меридіанного перерізу РК

3. Підготовка меридіанного перерізу РК до профілювання лопаті

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

Практика доводить, що розрахунок РК при $v_m = \text{const}$ уздовж нормалі досить добре забезпечує задані параметри. Розрахункові лінії струму необхідно проводити таким чином, щоб вони поділяли меридіанний перетин РК на ділянки, по яких протікала би однакова витрата енергії. Кількість таких ділянок залежить від n_s . При $n_s < 100$: $k=2$; $n=3$, де k – кількість потоків; n – кількість ліній струму. Розбивка ліній струму представлена на рис.3.1.

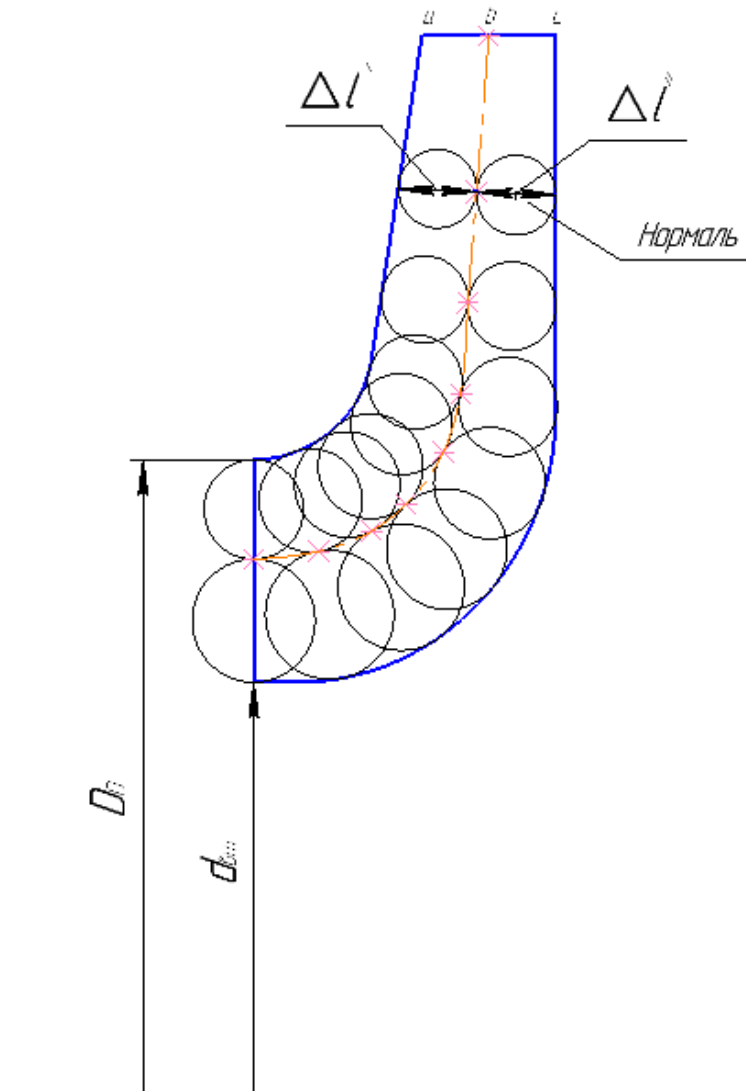


Рисунок 3.1 – Побудова лінії току

4. 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 .

$$\Delta L = R_{\text{к.ц.}}/C = \text{const}, \quad (4.1)$$

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

C - константа, приймаємо $C = 12,5$.

$$\Delta L = \frac{125}{12,5} = 10[\text{мм}]$$

$$\Delta S = \frac{R_{\text{к.ц.}} \cdot \pi}{180} \cdot \Delta \varphi, \quad (4.2)$$

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

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

$$\Delta S = \frac{125 \cdot 3,14}{180} \cdot 10 = 21,8 [\text{мм}]$$

Довжина координатної сітки в горизонтальному напрямку визначається кутом обхвату Θ . Для низьких n_s $\Theta = 140 \dots 110^\circ$. Приймаємо $\Theta = 130^\circ$.

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:

$$\frac{r_{\text{ср}i}}{\Delta l} = \frac{R_{\text{к.ц.}}}{\Delta L} = 10 = \text{const}, \quad (4.3)$$

де $r_{\text{ср}i}$ - відстань від осі колеса до середини відрізка l (дивися рис. 3.1).

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, обумовленій на розгорненні циліндра величиною $\delta \geq 0,5t$,

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

$$t = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_{\text{к.ц.}}}{z}, \quad (4.4)$$
$$t = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 150}{8} = 117 \text{ [мм]}$$

кут обхвату лопаті в плані повинен задовольняти умові:

$$\theta \geq 1,5 \cdot t^0, \quad (4.5)$$

де $t^0 = 360/z$,

$$t^0 = \frac{360}{5} = 72^\circ$$

$$110^\circ > (1,5 \cdot 72 = 108^\circ)$$

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

$$\frac{x_i}{\Delta L} = \frac{y_i}{\Delta l_i'} \quad (4.6)$$

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

y_i - відповідна відстань на лінії струму.

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

Таблиця 4.1 – Основний диск

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$r_{ц.м.}$ мм	119	108	97,5	88	80	72,5	66,2	61	57	54	52
Δl	11,9	10,8	9,75	8,8	8,0	7,25	6,62	6,1	5,7	5,4	5,2
$\frac{r_{ц.м.}}{\Delta l}$	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10

Таблиця 4.2 – Покриваючий диск

№	1	2	3	4	5	6	7	8
$r_{ц.м.}$ мм	119	108	98	88	80	73,5	69,4	67,7

Δl	11,9	1,8	9,8	8,8	8,0	7,35	6,94	6,77
$\frac{r_{ц.м.}}{\Delta l}$	10	10	10	10	10	10	10	10

Таблиця 4.3 – Середня лінія

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$r_{ц.м.}$ мм	119	107	97,5	88	80	73	67	63,5	60,7
Δl	11,9	10,7	9,75	8,8	8,0	7,3	6,7	6,35	6,07
$\frac{r_{ц.м.}}{\Delta l}$	10	10	10	10	10	10	10	10	10

5. Вибір положення вхідної кромки і визначення кутів входу

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

Для цього визначаємо меридіанну швидкість розрахунковим шляхом (рис. 5.1):

$$\vartheta'_{1m} = \frac{Q_{рк}}{k \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{ц.в.} \cdot l \cdot 3600'} \quad (5.1)$$

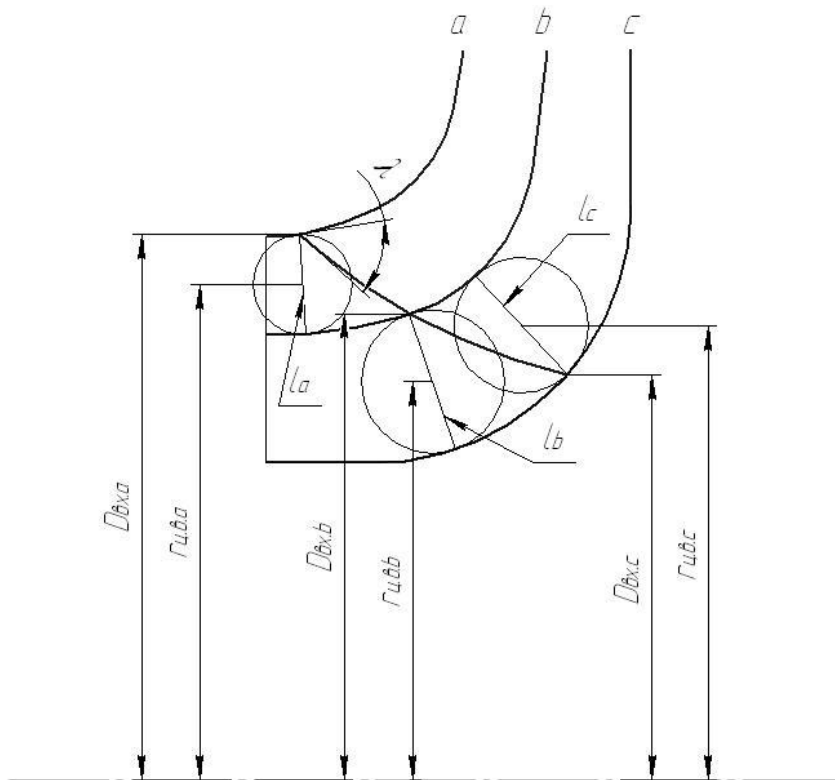


Рисунок 5.1 – До розрахунку кутів входу β_1 .

Згідно конструкції, довжини нормалей: $l_a = 0,0081\text{м}$; $l_b = 0,0091\text{м}$; $l_c = 0,009\text{м}$ відстані центрів ваги нормалей l до осі $r_{ц.в.а} = 0,06344\text{м}$; $r_{ц.в.б} = 0,05752\text{м}$; $r_{ц.в.с} = 0,05608\text{м}$.

Обраховуємо меридіанну швидкість для відповідних ліній струму:

$$a: \vartheta'_{1m} = \frac{182,4}{2 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,06344 \cdot 0,0081 \cdot 3600} = 7,85 \text{ [м/с]}$$

$$b: \vartheta'_{1m} = \frac{182,4}{2 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,05752 \cdot 0,0091 \cdot 3600} = 7,7 \text{ [м/с]}$$

$$c: \vartheta'_{1m} = \frac{182,4}{2 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,05608 \cdot 0,009 \cdot 3600} = 8,0 \text{ [м/с]}$$

Визначимо окружну швидкість по формулі:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_{\text{вх}} \cdot n}{60} \quad (5.2)$$

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

$$a: U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,135 \cdot 6000}{60} = 42,4 \text{ [м/с]}$$

$$b: U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,121 \cdot 6000}{60} = 38 \text{ [м/с]}$$

$$c: U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,107 \cdot 6000}{60} = 33,6 \text{ [м/с]}$$

Колова складова абсолютної швидкості на вході:

$$V_{1u} = \frac{0,12 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_{\text{рк}}^2 \cdot n}{3600^2}}}{D_{\text{вх}}}, \quad (5.3)$$

$$a: V_{1u} = \frac{0,12 \cdot \sqrt[3]{\frac{182,4^2 \cdot 6000}{3600^2}}}{0,135} = 2,22 \text{ [м/с]}$$

$$b: V_{1u} = \frac{0,12 \cdot \sqrt[3]{\frac{182,4^2 \cdot 6000}{3600^2}}}{0,121} = 2,47 \text{ [м/с]}$$

$$c: V_{1u} = \frac{0,12 \cdot \sqrt[3]{\frac{182,4^2 \cdot 6000}{3600^2}}}{0,107} = 2,79 \text{ [м/с]}$$

Визначаємо кут потоку на вході в РК з урахуванням стиснення по формулі:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m} \cdot \psi_1}{U_1 - V_{1u}}, \quad (5.4)$$

$$a: \beta_{1n} = \arctg \frac{7,8 \cdot 1,18}{42,4 - 2,22} = 13^\circ$$

$$b: \beta_{1n} = \arctg \frac{7,7 \cdot 1,18}{38 - 2,47} = 14^\circ$$

$$c: \beta_{1n} = \arctg \frac{8,0 \cdot 1,18}{33,6 - 2,79} = 17^\circ$$

Знаходимо кут потоку на вході з урахуванням кута атаки:

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

$$\beta_{1a} = 13 + 6 = 19^\circ$$

$$\beta_1 = 14 + 8 = 22^\circ$$

$$\beta_1 = 17 + 8 = 25^\circ$$

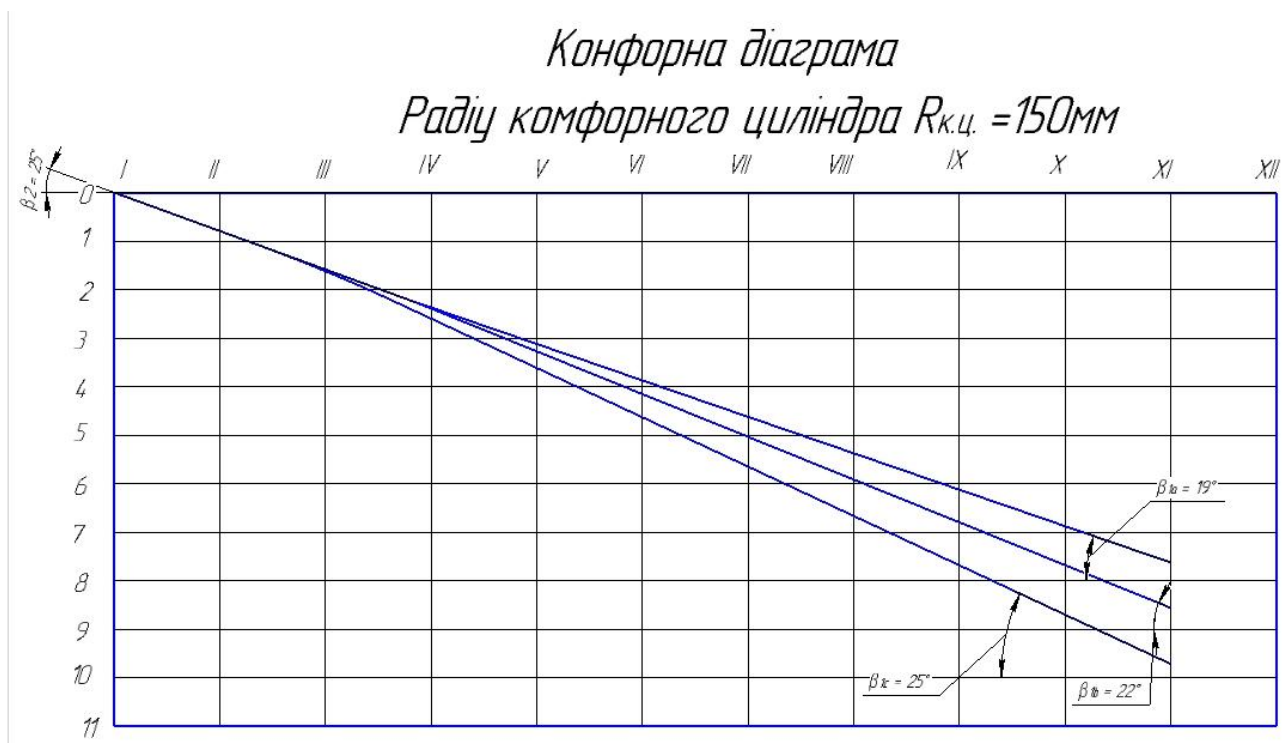


Рисунок 5.2 Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра (комфортна діаграма)

6. 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:

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

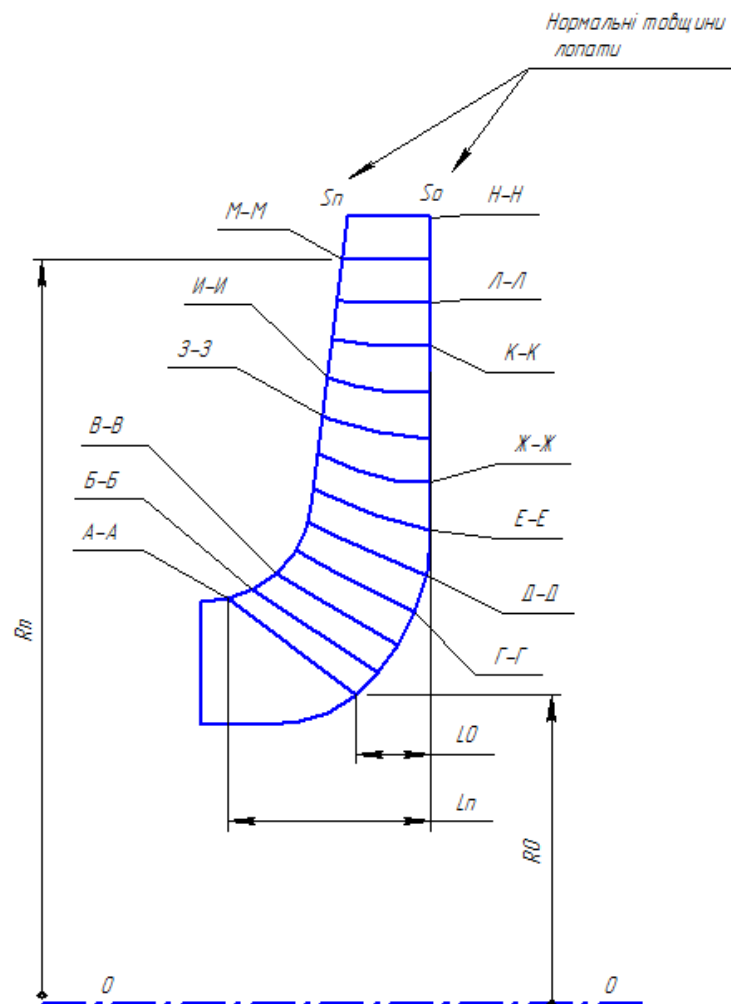


Рисунок 6.1 Меридіанні перерізи лицьової сторони поверхні лопаті

7. Побудова лопаті в плані

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

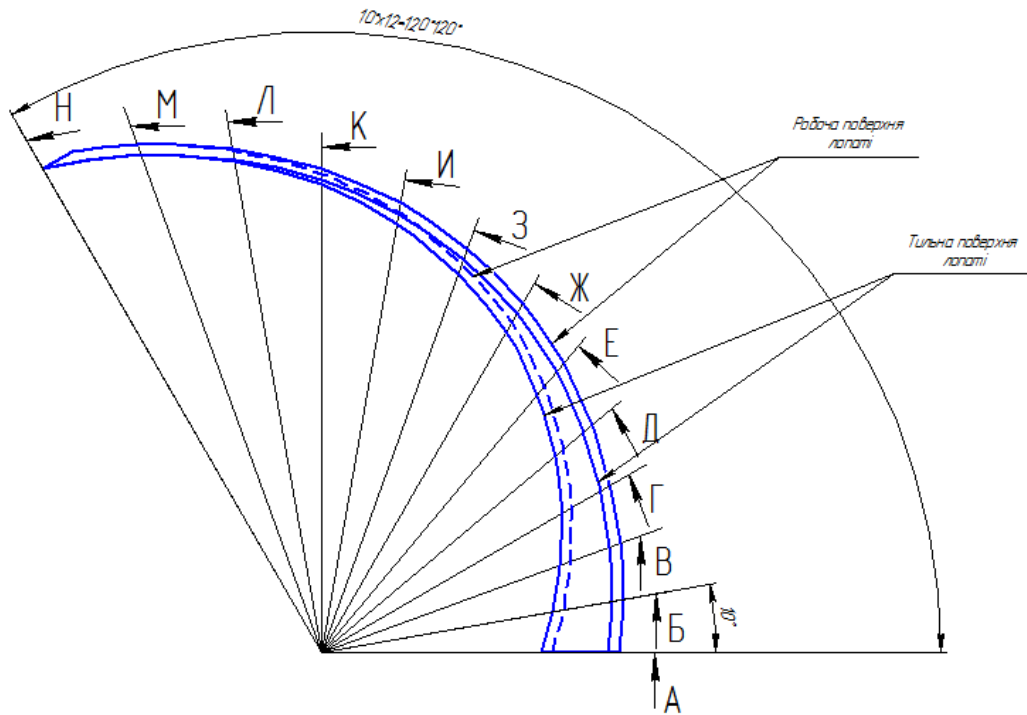


Рисунок 7.1 Лопать в плані

8. Розрахунок направляючого апарату

8.1 Вихідні данні для розрахунку спірального відводу наступні:

Подача насоса	$Q = 175$ [м ³ /год]
Напір ступені насоса	$H = 2200$ [м]
Частота обертів ротора:	$n = 6000$ [об/хв].
Колова складова швидкості потоку на виході з Р.К.	$V_{2u\infty} = 43,7$ [м/с].
Зовнішній діаметр р. к.	$D_2 = 250$ [мм]
Ширина р. к. на виході	$b_2 = 10$ [мм]

8.1.1 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:

$$D_3 = (1,02 \div 1,1) \cdot D_2, \quad (8.1)$$

$$D_3 = 1,04 \cdot 250 = 260 \text{ [мм]}$$

8.1.2 Визначаємо ширину направляючого апарату в перерізі b_3 . Виходячи з досвіду ВНПАЕН по формулі:

$$b_3 = b_2 + 1, \quad (8.2)$$

$$b_3 = 10 + 1 = 11 \text{ [мм]}$$

Приймаємо $b_3 = 11$ [мм].

8.1.3 Число лопатей направляючого апарату вибираємо в залежності від числа лопатей робочого колеса з умов відсутності невірноважених сил P та невірноважених пульсацій тиску. При $z_{р.к.} = 6$ невірноважені сили P та невірноважені пульсації тиску відсутні при $z_{н.а.} = 8$.

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

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

$$V_{m3} = \frac{Q}{\pi \cdot D_3 \cdot b_3}, \quad (8.3)$$

$$V_{m3} = \frac{175}{\pi \cdot 0,260 \cdot 0,011 \cdot 3600} = 5,4 \text{ [м/с]}$$

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

$$V_{u3} = V_{2u\infty} \cdot k_z \cdot \frac{D_2}{D_3}, \quad (8.4)$$

де $k_z = 0,7 \dots 0,8$

$$V_{u3} = 43,7 \cdot 0,7 \cdot \frac{250}{260} = 29,4 \text{ [м/с]}$$

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

$$\alpha_{3n} = \arctg \frac{V_{m3}}{V_{u3}}, \quad (8.5)$$

$$\alpha_{3n} = \arctg \frac{5,4}{29,4} = 10^\circ$$

8.2.4 З врахуванням стиснення:

$$\alpha_{3n}' = \arctg \frac{V_{m3}}{\psi_3 \cdot V_{u3}}, \quad (8.6)$$

Де ψ_3 - коефіцієнт стиснення потоку.

$$\psi_3 = 1 - \frac{\delta}{t_3 \cdot \sin \alpha_{3n}'}, \quad (8.7)$$

Де t_3 - крок лопаті направляючого апарату;

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

$$t_3 = \frac{\pi \cdot D_3}{z_{н.а.}}, \quad (8.8)$$

$$t_3 = \frac{3,14 \cdot 0,26}{8} = 0,102 \text{ [м]}$$

Тоді

$$\psi_3 = 1 - \frac{0,003}{0,108 \cdot \sin 10} = 0,84$$

$$\alpha_{n3}' = \arctg \frac{5.4}{0,84 \cdot 29,4} = 12^\circ$$

8.2.5 Кут установки лопатки направляючого апарату:

$$\alpha_{л3} = \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha_{n3}', \quad (8.9)$$

Де μ - коригуючий коефіцієнт (1.2 ÷ 1.8).

$$\alpha_{л3} = 1,2 \cdot \operatorname{tg} 12 = 0,255$$

Тоді

$$\alpha_{л3} = \arctg(\alpha_{л3}) = 14^\circ$$

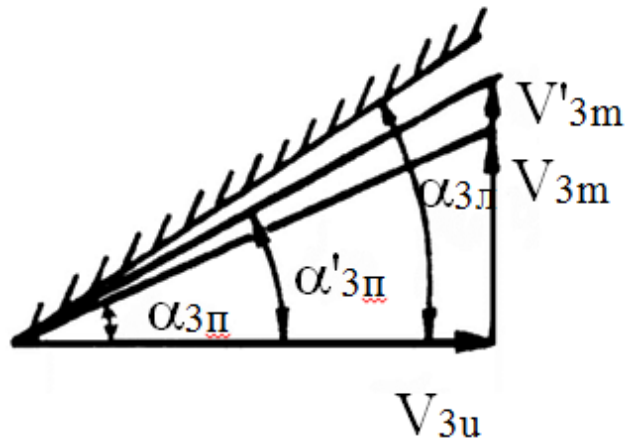


Рисунок 8.1 - Трикутник швидкостей лопатей на вході в направляючий апарат

8.3 Спиральний відрізок лопатей виконують по логарифмічній спіралі:

$$\frac{R'_3}{R_3} = e^{\frac{2 \cdot \pi}{z_{н.а.}} \cdot \mu \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{n3})}, \quad (8.10)$$

Звідси

$$R'_3 = R_3 \cdot e^{\frac{2 \cdot \pi}{z_{н.а.}} \cdot \mu \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{n3})} = 130 \cdot e^{\frac{2 \cdot 3.14}{8} \cdot 1.2 \cdot \operatorname{tg}(12)} = 153[\text{мм}]$$

8.4 Висота вхідного перерізу:

$$a_3 = (R'_3 - R_3) \cdot \cos \alpha_{л3} - \delta, \quad (8.11)$$

$$a_3 = (153 - 130) \cdot \cos 14 - 3 = 20[\text{мм}]$$

8.5 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.

8.5.1 Довжина дифузорного каналу:

$$l_{\text{диф}} = a_3 \cdot (3 \div 5), \quad (8.12)$$

$$l_{\text{диф}} = 20 \cdot 3 = 60[\text{мм}]$$

8.5.2 Площа входу в дифузорний канал:

$$F_3 = a_3 \cdot b_3, \quad (8.13)$$

$$F_3 = 20 \cdot 11 = 220[\text{мм}^2] = 22,0 \cdot 10^{-3}[\text{м}^2]$$

8.5.3 Площа виходу з дифузорного каналу:

$$F_4 = F_3 \cdot 2, \quad (8.14)$$

$$F_4 = 220 \cdot 2 = 440[\text{мм}^2] = 44,0 \cdot 10^{-3}[\text{м}^2]$$

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

$$\varphi_{\text{екв}} = 2 \cdot \arctg \frac{\sqrt{\frac{F_4}{\pi}} - \sqrt{\frac{F_3}{\pi}}}{l_{\text{диф}}}, \quad (8.15)$$

$$\varphi_{\text{екв}} = 2 \cdot \arctg \frac{\sqrt{\frac{440}{3.14}} - \sqrt{\frac{220}{3.14}}}{60} = 7^\circ$$

Вибираємо число лопаток зворотнього каналу:

$$z_{o.k.} = z_{н.а.} = 8$$

9. Розрахунок гідродинамічних сил

9.1 Осьові сили, що діють на ротор

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

При складанні епюр тиску (див. рис. 2.1) на зовнішніх сторонах дисків залишається неврівноважена 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:

$$T_{\text{сум}} = \sum_1^i T \quad (9.1)$$

де i – кількість ступенів;

Сумарна осьова сила, що діє окрему ступень багатоступеневого насоса:

$$T = T_1 - T_2 \quad (9.2)$$

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 осьового напрямку його руху на радіальний, Н.

Осьова сила T_1 визначається за формулою:

$$T_1 = \gamma \cdot \pi \cdot (r_{y1}^2 - r_{y2}^2) \cdot \left[H_p - \frac{\omega^2}{8 \cdot g} \cdot \left(r_2^2 - \frac{r_{y1}^2 - r_{y2}^2}{2} \right) \right] \quad (9.3)$$

де $\gamma = \rho \cdot g = 1100 \cdot 9,81 = 10791$ [Н/м³] - питома вага рідини, Н/м³;

$r_{y1} = 0,15$ [м] - радіус переднього ущільнення;

$r_{y2} = 0,05$ [м] - радіус заднього ущільнення;

H_p - потенційний напір робочого колеса

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

Вона визначається виходячи з частоти обертання ротора:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (9.4)$$

де $n = 6000$ [об/хв] - частота обертання ротора насоса.

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 6000}{30} = 628 \text{ [с}^{-1}\text{]}$$

Потенційний напір робочого колеса:

$$H_p = H_m \cdot \eta_{\text{г.к.}} \cdot \left(1 - \frac{g \cdot H_m}{2 \cdot u_2^2}\right) \quad (9.5)$$

де $\eta_{\text{г.к.}}$ - гідравлічний ККД робочого колеса (приймають $\eta_{\text{г.к.}} = \sqrt{\eta_{\text{г}}} = \sqrt{0.868} = 0.931$);

H_m – теоретичний напір, м.

Знаходимо потенційний напір робочого колеса:

$$H_p = 362 \cdot 0,931 \cdot \left(1 - \frac{9,81 \cdot 362}{2 \cdot 79,6^2}\right) = 242,6 \text{ [м]}$$

Тоді:

$$T_1 = 10791 \cdot 3,14 \cdot (0,075^2 - 0,05^2) \cdot \left[242,6 - \frac{628^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(0,125^2 - \frac{0,075^2 - 0,05^2}{2}\right)\right] = 18205,0 \text{ [Н]}$$

Осьова сила T_2 визначається за законом зміни кількості руху:

$$T_2 = \rho \cdot Q \cdot V_0 \quad (9.6)$$

де V_0 - швидкість потоку на вході в робоче колесо.

Тоді осьова сила T_2 :

$$T_2 = 1100 \cdot \frac{175}{3600} \cdot 7.9 = 422 \text{ [Н]}$$

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

$$T = 18205 - 422 = 17783 \text{ [Н]}$$

Тоді сумарна осьова сила в багатоступеневому насосі:

$$T_{\text{сум}} = 7 \cdot T = 7 \cdot 17783 = 124481[\text{Н}]$$

9.2 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:

$$R_{\text{max}} = K_R \cdot \frac{Q}{Q_{\text{опт}}} \cdot \gamma \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (9.7)$$

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

$Q_{\text{опт}} = Q = 175$ [м³/год] – подача при оптимальному режимі;

$b_2 = 0.01$ [м] – ширина колеса на виході.

$$R = 0,36 \cdot \frac{175}{175} \cdot 10791 \cdot 2200 \cdot 0,25 \cdot 0,01 = 21366 [\text{Н}]$$

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

10. Розрахунок вибору привода насоса

10.1 Вибір електродвигуна

Визначаємо потужність електродвигуна:

$$N_{\text{эд}} = K \cdot N \quad (10.1)$$

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

Потужність електродвигуна рівна:

$$N_{\text{эд}} = 1,1 \cdot 1671 = 1838[\text{кВт}]$$

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

потужність – 2000 кВт;

напруга – 6000 В;

частота обертання – 2979 об/хв

10.2 Розрахунок пускової моментної характеристики

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

Графік залежності моменту опору будується за трьома точками:

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

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

$$M_A = 0,21 \cdot M_{\text{ном}} \quad (10.2)$$

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

$$M_{\text{ном}} = \frac{N}{\omega}$$

де ω - колова швидкість, с^{-1} .

Знаходимо колову швидкість:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (10.3)$$

де $n = 3000$ [об/хв] - частота обертання двигуна.

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

$$M_{\text{ном}} = \frac{2000}{314} = 6360 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Тоді початковий момент пуску агрегату дорівнює:

$$M_A = 0,21 \cdot 6360 = 1335 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна

$$M_{\text{max}} = 6360 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0,3 \cdot n_{\text{ном}} \quad (10.4)$$

$$n_B = 0,3 \cdot 3000 = 900 \text{ [об/хв]}$$

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

$$M_B = 0,03 \cdot M_{\text{max}} \quad (10.5)$$

$$M_B = 0,03 \cdot 6360 = 190,8 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$k = \frac{M_{\text{max}}}{n^2} \quad (10.6)$$

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

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

$$M = k \cdot n^2 \quad (10.7)$$

Результати розрахунку заносяться до табл. 10.1.

Графік пускового моменту будують таким чином:

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

Таблиця 10.1 - Пускова моментна характеристика

n, об/хв	0	500	1000	1500	2000	2500	3000
M, Н·м	0	176.7	706.7	1590	2826.7	4416.7	6360

На рисунку 10.1 наведена пускова моментна характеристика насосного агрегату.

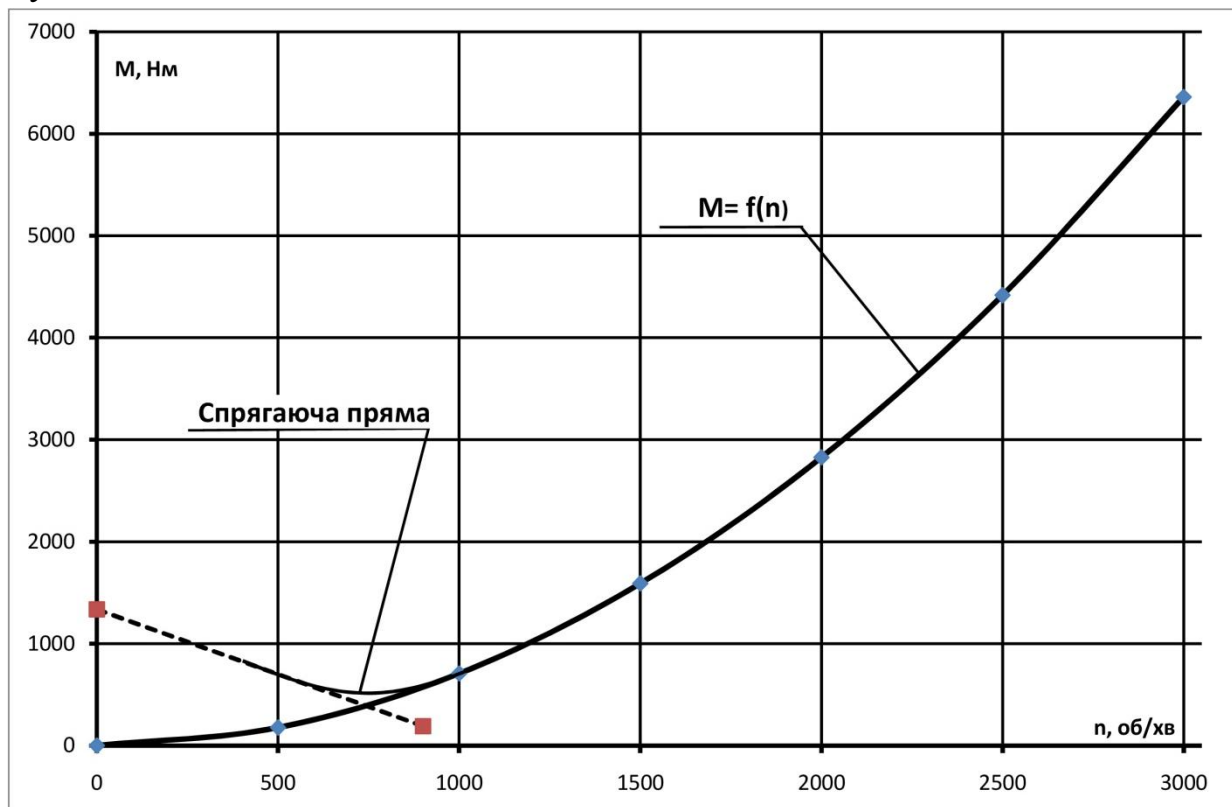


Рисунок 10.1 – Пускова-моментна характеристика

11. Розрахунки на міцність

11.1 Розрахунок кінцевого ущільнення вала

11.1.1 Вибір типу ущільнення

У насоса як кінцеве ущільнення вала застосовано ущільнення сальникового типу (рис. 11.1).

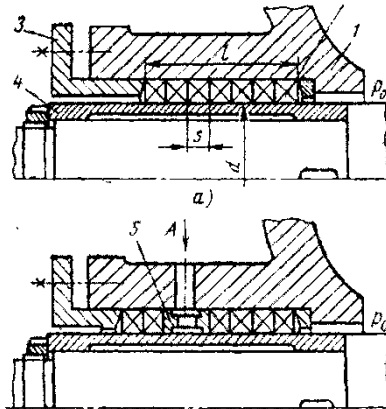


Рисунок 11.1 – Конструкція сальникового ущільнення

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

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

Товщина кільця набивки сальника, мм:

$$S = \sqrt{d} \quad (11.1)$$

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

Приймаємо $d = 100$ [мм].

Тоді товщина кільця набивки сальника:

$$s = \sqrt{100} = 10 [\text{мм}]$$

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

Довжина сальникового ущільнення, мм:

$$L = i \cdot s \quad (11.2)$$

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

$$L = 6 \cdot 10 = 60 [\text{мм}]$$

11.1.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

Втрати потужності в сальнику:

$$N_c = \pi \cdot \omega \cdot r^2 \cdot s \cdot p_0 \cdot \left(e^{2 \cdot \mu_2 \cdot \mu_1 \cdot \frac{L}{s}} - 1 \right) \quad (11.3)$$

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:

$$r = \frac{d_{\text{вт}}}{2} + 0,5 \quad (11.4)$$

$$r = \frac{100}{2} = 50 [\text{мм}]$$

Тоді:

$$N_c = 3,14 \cdot 628 \cdot (50 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 10^{-2} \cdot 98066 \left(e^{2 \cdot 0,5 \cdot 0,02 \cdot \frac{60}{10}} - 1 \right) = 616,0 [\text{Вт}]$$

11.2 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.

11.2.1 Розрахунок реакцій в опорах

При роботі насоса в робочому колесі виникає неврівноважена радіальна сила $R_1 = R$ (див. рис. 11.1), що сприймається підшипниками насоса, в результаті чого в опорах виникають реакції (R_2, R_3).

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

Рівняння моментів відносно т. А:

$$\sum M_A = F_k \cdot (L_1 - L_4) - R_B \cdot L_1 = 0 \quad (11.5)$$

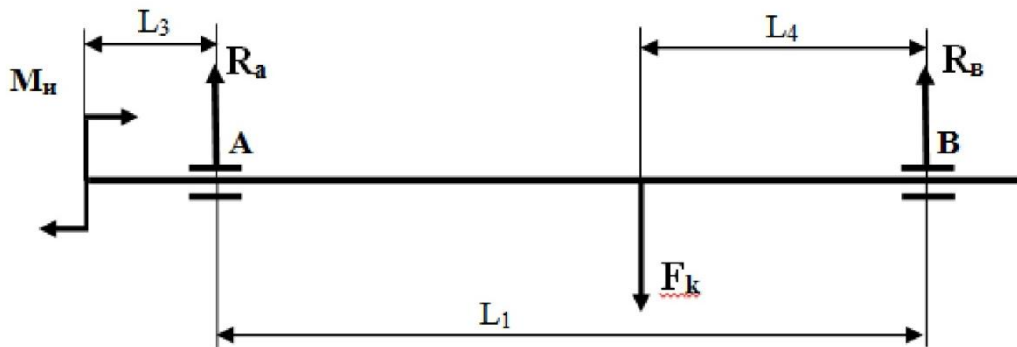


Рисунок 11.1 - Схема навантаження ротора насоса

З наведеного рівняння можна знайти величину R_2 , Н:

$$R_B = \frac{F_k \cdot (L_1 - L_4)}{L_1} \quad (11.6)$$

де $L_1 = 1,83$ [м], $L_4 = 0,7$ [м], $L_3 = 0,27$ [м], $F_k = R_{max} = 21366$ [Н].

$$R_2 = \frac{21366 \cdot (1,83 - 0,7)}{1,83} = 13193 \text{ [Н]}$$

Рівняння моментів відносно т. В:

$$\sum M_B = F_k \cdot L_4 - R_a \cdot L_1 = 0 \quad (11.7)$$

З наведеного рівняння можна знайти величину R_3 , Н:

$$R_a = \frac{F_k \cdot L_4}{L_1} \quad (11.8)$$

$$R_a = \frac{21366 \cdot 0.7}{1,83} = 8172 \text{ [Н]}$$

11.2.2 Перевірний розрахунок вала

Розрахунок зводиться до перевірки умови міцності:

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s] \quad (11.9)$$

де s - розрахунковий коефіцієнт запасу міцності;

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

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

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \quad (11.10)$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} \quad (11.12)$$

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.

$$\sigma_{-1} = 0,35 \cdot \sigma_B + (70 \div 120) \quad (11.13)$$

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

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

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} \quad (11.14)$$

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

$$\sigma_a = \frac{M_{зг.маx}}{0,1 \cdot d_n^3}, \text{ МПа} \quad (11.15)$$

Максимальний згинальний момент можна визначити з рис. 12.1:

$$M_{зг.маx} = R_a \cdot L_3 \quad (11.16)$$

$$M_{зг.маx} = 8172 \cdot 0,27 = 2206 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$$

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot T}{\pi \cdot d_n^2} \quad (11.17)$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{маx}}{0,2 \cdot d_n^3} \quad (11.18)$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{1}{2} \cdot \frac{2925,4}{0,2 \cdot 0,078^3} = 1,2 \text{ [МПа]}$$

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot 124481}{3,14 \cdot 0,078^2} = 26 \text{ [МПа]}$$

$$\sigma_a = \frac{2206}{0,1 \cdot 0,078^3} = 3,6 \text{ [МПа]}$$

Знаходимо коефіцієнт запасу за нормальними напруженнями:

$$s_\sigma = \frac{392,5}{\frac{2,2}{0,67} \cdot 3,6 + 0,275 \cdot 26} = 116,7$$

Знаходимо коефіцієнт запасу за дотичними напруженнями:

$$s_\tau = \frac{227,65}{\frac{1,41}{0,67} \cdot 1,2 + 0,1 \cdot 1,2} = 86$$

Масштабні коефіцієнти $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ визначають залежно від діаметра вала (див. табл.11.1).

Таблиця 11.1 - 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:

$$s = \frac{116,7 \cdot 86}{\sqrt{116,7^2 + 86^2}} = 69$$

Умова міцності виконується:

$$s \geq [s]$$

$$69 \geq 2,5$$

12. Розрахунок шпонкового з'єднання

12.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом

Вихідні дані для розрахунку:

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

Розміри шпонки під робочим колесом ($d_k = 80$ мм) вибираємо згідно ГОСТу 23360-78 :

$$b \cdot h \cdot l = 22 \cdot 14 \cdot 40$$

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

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l \cdot (h - t_1)} \quad (12.1)$$

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

$h = 14$ [мм] – висота шпонки, мм;

$d = d_k = 80$ [мм] – діаметр вала, мм;

$M_{max} = 2925,4$ [Н · м];

l - довжина шпонки, мм;

Знайдемо напруження на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 2925,4}{0,08 \cdot 0,04 \cdot (0,014 - 0,009)} = 365,0 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 365,0 \text{ [МПа]}$$

Допустиме напруження на зминання:

$$[\sigma]_{зм} = 0,75 \cdot \sigma_{0,2} \quad (12.2)$$

де $\sigma_{0,2} = 590$ МПа - межа текучості матеріалу шпонки.

$$[\sigma]_{зм} = 0,75 \cdot 590 = 442,5 \text{ [МПа]}$$

Умова міцності на зминання виконується:

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma]_{зм} \quad (12.3)$$

$$365,0 \text{ [МПа]} \leq 442,5 \text{ [МПа]}$$

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l \cdot b} \quad (12.3)$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 2925,4}{0,08 \cdot 0,04 \cdot 0,022} = 83 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 83 \text{ [МПа]}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова

$$\tau_{зр} \leq [\tau]_{зр} \quad (12.4)$$

Допустиме напруження на зріз:

$$[\tau]_{зр} = 0.6 \cdot [\sigma]_{зм} \quad (12.5)$$

$$[\tau]_{зр} = 0,6 \cdot 442,5 = 265,5 \text{ [МПа]}$$

Умова міцності на зминання виконується:

$$83 \text{ [МПа]} \leq 265,5 \text{ [МПа]}$$

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

Вихідні дані для розрахунку:

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

Розміри шпонки під напівмуфтою ($d_m = 70$ мм) вибираємо згідно ГОСТу 23360-78 :

$$b \cdot h \cdot l = 20 \cdot 12 \cdot 60$$

Напруження на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 2925,4}{0,07 \cdot 0,06 \cdot (0,012 - 0,0075)} = 309,0 \cdot 10^6 \text{ [Па]} = 309,0 \text{ [МПа]}$$

Приймаємо:

глибина паза вала $t_1 = 7.5$ [мм].

діаметр вала $d = d_m = 70$ [мм].

Допустиме напруження на зминання $[\sigma]_{зм} = 442,5$ [МПа]

Умова міцності на зминання виконується:

$$309,0[\text{МПа}] \leq 442,5 [\text{МПа}]$$

Перевірка шпонки на зріз:

$$\tau_{\text{зр}} = \frac{2 \cdot 2925,4}{0,07 \cdot 0,06 \cdot 0,02} = 69,6 \cdot 10^6 [\text{Па}] = 69,6 [\text{МПа}]$$

Допустиме напруження на зріз $[\tau]_{\text{зр}} = 265,5 [\text{МПа}]$

Умова міцності на зминання виконується:

$$69,6[\text{МПа}] \leq 265,5 [\text{МПа}]$$

13. Статичний розрахунок гідроп'яти

Вхідні данні:

$T = 124481 \text{ [Н} \cdot \text{м]}$ – сумарна осьова сила, що діє на ротор насоса;

$\Delta p = 23,74 \cdot 10^6 \text{ [Па]}$ – повний перепад тиску, що стравлюється в гідроп'яті;

$\rho = 1100 \text{ [кг/м}^3\text{]}$ – густина рідини, що перекачується насосом;

$R_0 = 0,05 \text{ [м]}$ – радіус втулки робочого колеса;

$R_1 = 0,056 \text{ [м]}$ – радіус циліндричної щілини (приймаємо конструктивно, трішки більше R_0);

$R_2 = 0,075 \text{ [м]}$ – внутрішній радіус торцевої щілини (приймається конструктивно, близьким до радіусу переднього ущільнення робочого колеса [1]);

R_3 – зовнішній радіус торцевої щілини (приймається конструктивно, $R_3 = R_2 + (1,5 \dots 2,5 \text{ см})$). Приймаємо $R_3 = 0,1 \text{ [м]}$.

$Q = 175 \text{ [м}^3\text{/час]}$ – подача насосу.

Із умови надійності та технологічності задаються [1]:

$h_1 = 0,2 \dots 0,4 \text{ [мм]}$ – зазор в циліндричній щілині; приймаємо $h_1 = 0,3 \text{ [мм]}$

$x = x_B = 0,08 \dots 0,25 \text{ [мм]}$ – зазор в торцевій щілині, приймаємо $x_B = 0,2 \text{ [мм]}$

13.1 Визначаємо відносні радіуси [1]:

$$\rho_1 = \frac{R_1}{R_3} \quad (13.1)$$

$$\rho_1 = \frac{0,056}{0,1} = 0,56$$

$$\rho_2 = \frac{R_2}{R_3} \quad (13.2)$$

$$\rho_2 = \frac{0,075}{0,1} = 0,75$$

13.2 Визначаємо ефективну площу кільцевої поверхні [1]:

$$f_1 = \frac{\pi}{3} \cdot R_3^2 \cdot (1 + \rho_2 + \rho_2^2 - 3 \cdot \rho_1^2) \quad (13.3)$$

$$f_1 = \frac{3,14}{3} \cdot 0,1^2 \cdot (1 + 0,75 + 0,75^2 - 3 \cdot 0,56^2) = 0,014$$

13.3 Визначаємо ефективну площу контактної поверхні [1]:

$$f_2 = \frac{\pi}{3} \cdot R_3^2 \cdot (1 + \rho_2 + 0,75^2 - 2 \cdot 0,56^2) \quad (13.4)$$

$$f_1 = \frac{3,14}{3} \cdot 0,1^2 \cdot (1 + 0,75^2 - 2 \cdot 0,56^2) = 0,00654$$

$$\Phi = 1 - \frac{f_2}{f_1} \quad (13.5)$$

$$\Phi = 1 - \frac{0,00654}{0,014} = 0,544$$

13.4 Визначаємо безрозмірну осьову силу, що діє на ротор:

$$\psi = \frac{T}{\Delta p \cdot f_1} \quad (13.6)$$

$$\psi = \frac{14481}{23,74 \cdot 10^6 \cdot 0,014} = 0,365$$

13.5 Повинна виконуватись умова:

$$\psi \leq \psi_{\text{пред}} \quad (13.7)$$

$$\psi_{\text{пред}} = \frac{S_{\text{вх}}}{f_1} \quad (13.8)$$

$$S_{\text{вх}} = \pi \cdot R_1^2 - R_0^2 \quad (13.9)$$

$$S_{\text{вх}} = 3,14 \cdot 0,056^2 - 0,05^2 = 0,007$$

Тоді

$$\psi_{\text{пред}} = \frac{0,007}{0,014} = 0,512$$

Перевіряємо умову [1]:

$$\psi_{\text{пред}} \leq 1 \quad (13.10)$$

Умова виконується:

$$0.52 \leq 1$$

13.6 Визначаємо α_B :

$$\alpha_B = \frac{0,2 + \rho_2^2}{0,2 + \rho_2^2 + \rho_2 \cdot (1 - \rho_2) \cdot \frac{\lambda_2 \cdot R_3}{2 \cdot x_B}} \quad (13.11)$$

де $\lambda_2 = 0.06$ – коефіцієнт торцевої щілини для турбулентного режиму по даним експерименту.

Тоді

$$\alpha_B = \frac{0,2 + 0,75^2}{0,2 + 0,75^2 + 0,75 \cdot (1 - 0,75) \cdot \frac{0,06 \cdot 0,1}{2 \cdot 0,2 \cdot 10^{-3}}} = 0,213$$

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

$$\beta_B = \frac{\varphi_B}{1 - \alpha_B \cdot (1 - \Phi)} \quad (13.12)$$

$$\beta_B = \frac{0,365}{1 - 0,213 \cdot (1 - 0,544)} = 0,405$$

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

13.8 Знаходимо B :

$$B = \frac{1 - \beta_B}{\beta_B} \quad (13.13)$$

$$B = \frac{1 - 0,405}{0,405} = 1,47$$

13.9 Знаходимо витрату через гідроп'яту при x_B :

$$q = S_{2Б} \cdot \sqrt{\beta_{Б} \cdot \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot \zeta_{2Б}}} \quad (13.14)$$

13.10 $S_{2Б}$ визначаємо із умови:

$$\frac{S_1^2}{S_{2Б}^2} = \left(\frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{h_1}{x_{Б}} \right)^2 \quad (13.15)$$

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

Де:

$$S_1 = 2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot h_1 \quad (13.16)$$

$$S_1 = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,056 \cdot 0,3 \cdot 10^{-3} = 1,055 \cdot 10^{-5}$$

Тоді

$$S_{2Б} = 1,055 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{0,056}{0,075} \cdot \frac{2 \cdot 10^{-4}}{0,3 \cdot 10^{-3}} = 5,25 \cdot 10^{-5}$$

Величину $\zeta_{2Б} = f\left(\rho_2, \frac{x_{Б}}{R_3}\right) = f\left(0,75, \frac{x_{Б}}{R_3} \cdot 10^3 = 2\right)$ знаходимо із рисунка 13.1:

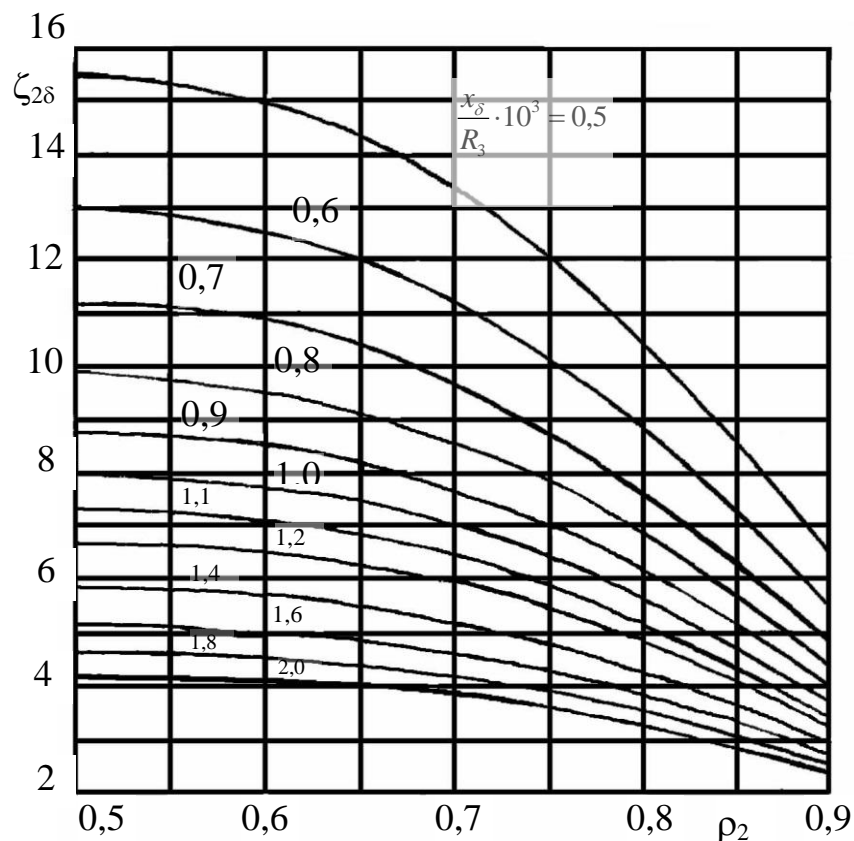


Рисунок 13.1 – Графік $\zeta_{2Б}$

В відповідності до рисунку 13.1 $\zeta_{2Б} = 3,7$.

13.11 Тоді витрата через гідроп'яту:

$$q = 5,25 \cdot 10^{-5} \cdot \sqrt{0,405 \cdot \frac{2 \cdot 23,74 \cdot 10^6}{1100 \cdot 3,7}} = 0,004 [\text{м}^3/\text{с}]$$

13.12 Розрахунок виконано правильно, якщо виконується умова:

$$\frac{q}{Q} < 0,05 \dots 0,08 \quad (13.17)$$

$$\frac{0,004}{\left(\frac{175}{3600}\right)} = 0,074 < 0,05 \dots 0,08$$

Умова виконується.

13.13 Визначаємо довжину циліндричної щілини:

$$l_1 = \frac{2 \cdot h_1}{\lambda_2} \cdot \left[\zeta_{2Б} \cdot B \cdot \left(\frac{S_1}{S_{2Б}} \right)^2 - 1,3 \right] \quad (13.18)$$

$$l_1 = \frac{2 \cdot 0,3 \cdot 10^{-3}}{0,06} \cdot \left[3,7 \cdot 1,472 \cdot \left(\frac{1,055 \cdot 10^{-4}}{5,25 \cdot 10^{-5}} \right)^2 - 1,3 \right] = 0,207 [\text{м}]$$

14. Розрахунок підшипників ковзання

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

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

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

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

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

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

Знаходимо довжину цапфи:

$$l = \varphi \cdot d_{\text{ц}} \quad (14.1)$$

де $d_{\text{ц}} = 78$ [мм] – діаметр цапфи;

$\varphi = 0,5 \dots 1,2$ – коефіцієнт.

$$l = 1,2 \cdot 78 = 93,6 \text{ [мм]}$$

Приймаємо $l = 100$ [мм].

Знаходимо середній тиск між цапфою та вкладишем підшипника:

$$p = \frac{R}{l \cdot d_{\text{ц}}} \quad (14.2)$$

де $R = 21360$ [Н] – радіальна сила.

$$p = \frac{21360}{100 \cdot 78} = 2,74 \text{ [МПа]}$$

Знаходимо відношення середнього тиску на окружну швидкість ковзання:

$$pV = \frac{\pi \cdot R \cdot n}{l \cdot 60} \quad (14.3)$$

$$pV = \frac{3,14 \cdot 21360 \cdot 6000}{100 \cdot 60} = 670704 \text{ [МПа} \cdot \text{мм/с]}$$

Знаходимо кільцеву швидкість ковзання цапфи:

$$V = \frac{\pi \cdot d_{\text{ц}} \cdot n}{60} \quad (14.4)$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 78 \cdot 6000}{60} = 24492 \text{ [мм/с]}$$

Наплавку виконуємо з матеріалу бабіт Б89.

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

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

15. Розрахунок насоса на кавітацію

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

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

$$\Delta h_{\text{кр}} = 10 \cdot \left(\frac{n \cdot \sqrt{Q}}{C} \right)^{4/3}, \quad (15.1)$$

$$\Delta h_{\text{кр}} = 10 \cdot \left(\frac{6000 \cdot \sqrt{\frac{175}{3600}}}{1500} \right)^{\frac{4}{3}} = 8,5 \text{ [м]}$$

16. Охорона праці

Розрахунок Вібрації

Вихідні дані:

- число обертів насосу $n = 6000$ об/хв.;
- маса насосу $m = 2850$ кг.

1. Частота збурюючої сили, тобто вимушені коливання:

$$f = \frac{n}{60},$$

де n – число обертів насосу, об/хв.

$$f = \frac{6000}{60} = 100 \text{ c}^{-1}.$$

2. Частоту власних (вільних) коливань системи визначимо при ефективності амортизації у 96%:

$$\frac{f}{f_0} = 5.$$

Звідки отримаємо, що

$$f_0 = \frac{f}{5},$$

$$f_0 = \frac{100}{5} = 20 \text{ c}^{-1}.$$

4. Знаходимо частоту власних коливань насосу ω_0 .

$$\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot f_0;$$

$$\omega_0 = 2 \cdot 3.14 \cdot 20 = 125,7 \text{ c}^{-1};$$

1. Коливальна швидкість (віброшвидкість):

$$v = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot A,$$

$$\nu = 2 \cdot 3,14 \cdot 100 \cdot 4 \cdot 10^{-5} = 0,025 \frac{M}{c}$$

2. Величина віброприскорення:

$$a = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot \nu,$$

$$a = 2 \cdot 3,14 \cdot 100 \cdot 0,025 = 15,7 \frac{M}{c^2}.$$

3. Дія вібрації на людину оцінюється рівнем вібрації за наступною формулою:

$$L_a = 20 \cdot \lg \frac{a}{a_0},$$

де $a_0 = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м/с}^2$ – граничне (порогове) значення віброприскорення.

$$L_a = 20 \cdot \lg \frac{15,7}{3 \cdot 10^{-4}} = 94,4 \text{ дБ}.$$

Норми загальної та локальної вібрації відповідно до ДСН 3.3.6.039-99 для восьмигодинної робочої зміни приведені згідно зі стандартом. Таким чином гігієнічні норми загальної технологічної вібрації для виробничих приміщень при $f = 100 \text{ Гц}$ становлять рівень вібрації $L_a = 96 \text{ дБ}$. Порівнюючи нормативне значення з розрахованим $L_a = 94,4 \text{ дБ}$, бачимо, що даний насосний агрегат є безпечним для використання в будівлях насосних станцій.

Аналіз потенційних небезпечних і шкідливих факторів досліджуваного об'єкту

Небезпечними й шкідливими виробничими факторами (фізичними й хімічними) відповідно ГОСТ 12.0.003-74 можуть бути:

- при обслуговуванні агрегату під час роботи:

1) пошкодження кабеля (електроізоляція);

2) підвищена або знижена температура поверхонь складових частин

агрегату (насоса, двигуна);

3) недостатня якість свердловини де встановлюється агрегат;

- 4) підвищене значення напруги в електричному колі живлення електроустаткування, замикання якої може відбутися через тіло людини;
- 5) пошкодження трубопроводу;
- 6) муфта, що сполучає привідний і відомий вали агрегату.

Огородження муфти виконується за допомогою захисного кожуху.

Захисні огороження муфт повинні оточувати муфту і вали для захисту персоналу від контактів з рухомими деталями в процесі експлуатації обладнання. Прийнятні розміри доступу повинні відповідати встановленим стандартам, наприклад, ISO 14120, EN 953 або ASME B15.1.

Захисні огороження повинні проектуватися з жорсткістю достатньою, щоб витримувати статично зосереджене навантаження, рівну 900 Н, в будь-якому напрямку без контакту захисного огороження з рухомими деталями. Захисні огороження повинні виготовлятися з суцільними. Захисні огороження, виготовлені з розкатаних металевих листів, або перфорованих листів можуть використовуватися, якщо розмір отворів не перевищує 10 мм (0,375 дюйма). Захисні огороження повинні проектуватися із сталі, або неметалічних (полімерних) матеріалів. Не повинні використовуватися захисні огороження з тканої дротяної сітки. Якщо визначено, повинні поставлятися неіскроутворюючі захисні огороження з узгодженого матеріалу.

- при монтажі і ремонтах агрегату:

- 1) машини і механізми, що рухаються; рухомі частини виробничого обладнання; пересувні вироби, матеріали;
- 2) підвищена загазованість повітря робочої зони;
- 3) підвищена або знижена температура поверхонь деталей;
- 4) гострі кромки на поверхнях устаткування, деталей, інструмента;
- 5) підвищена концентрація шкідливих речовин у повітрі робочої зони.

9.2 Вплив шуму і вібрації на працівників

Виробничий шум та його вплив на працівників

Насичення виробництва машинами і механізмами супроводжується інтенсивними шумом та вібрацією, які справляють негативний вплив на працездатність і здоров'я працівників. Механічні коливання вузлів і деталей викликають коливання повітря і сприймаються органами слуху людини як звуки. Комплекс хаотичних звуків, різних за частотою та інтенсивністю, які викликають неприємні суб'єктивні відчуття, називається шумом. Інтенсивність шуму вимірюється в децибелах (дБ), а частота — в герцах (Гц). Шуми різняться за гучністю (в фонах) і за висотою (менше як 350 Гц — низькочастотні; 350...800 Гц — середньочастотні; понад 800 Гц — високочастотні).

Людина сприймає звуки частотою 16...20 000 Гц. Звуки з частотою до 16 Гц називаються інфразвуками, а понад 20 000 Гц — ультразвуками. Хоча вони вухом не сприймаються, зате відчуваються тканинами організму.

На виробництві шум може бути постійним і непостійним, коли рівень його під час роботи змінюється більше ніж на 5 дБ. Непостійні шуми поділяються на перервні, імпульсні та флюктуючі, коли рівень шуму весь час коливається.

Ступінь негативного впливу шуму залежить від сили і частоти звуку, тривалості його дії, фізичного і психічного стану людини.

Шкідливий вплив виробничого шуму виявляється як у вигляді специфічного ушкодження органів слуху, так і у вигляді порушень багатьох інших органів, в першу чергу центральної нервової системи. Інтенсивний виробничий шум призводить до часткової або повної втрати слуху. Зміни слуху настають при дії шуму більше 80 дБ і відбуваються протягом 3—5 років залежно від фізичного стану працівника. Ознаками розвитку приглухуватості є погане сприйняття розмови пошепки та шум у вухах.

Збільшення тривалості роботи в умовах підвищеного шуму супроводжується прогресивним розвитком втрати слуху. При цьому спочатку виникає слухова адаптація — зниження слухової чутливості і швидке відновлення слуху після припинення дії шуму. Згодом процес відновлення слуху затягується, а втома слухового аналізатора переходить у перевтому. Тривалий (більше 10 років) вплив

шуму вище 90 дБ на працівника може викликати не тільки приглухуватість, але й абсолютну втрату слуху внаслідок дегенерації чутливих клітин внутрішнього вуха в зв'язку з їх перенапруженням. Такі розлади слуху у працівників кваліфікуються як незворотні.

Під впливом шуму відбуваються зміни не тільки в слуховому центрі нервової системи, але і в тих відділах, які регулюють такі життєво важливі функції, як кровообіг, дихання, травлення, кровотворення, рухову діяльність та інші. Це зумовлено тим, що нервові імпульси від органів слуху посилюються ретикулярною формацією і поширюються по всьому мозку.

Негативний вплив шуму на нервову систему працівника виявляється у головних болях, безсонні, швидкій стомлюваності, підвищеному потовиділенні, треморі пальців і рук, підвищеному роздратуванні, порушеннях пам'яті і уваги, а на серцево-судинну систему — у болях в області серця, зменшенні частоти пульсу, гіпотонії або гіпертонії.

Залежність між інтенсивністю шуму і концентрацією уваги зображена на рис. 16.1

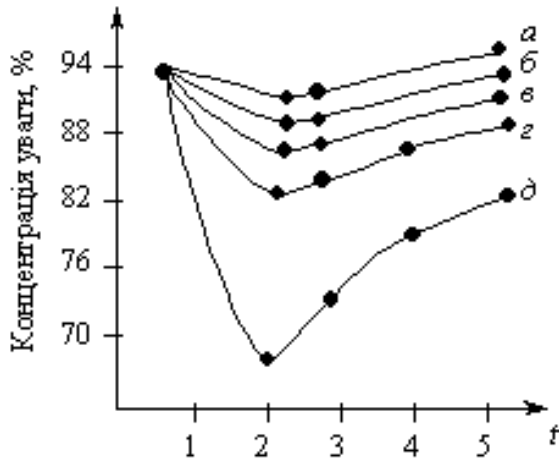


Рис.16.1. Вплив шуму на концентрацію уваги(1 — до впливу шуму; 2 — зразу після впливу; 3—5 — через 30, 60 і 120 хв після впливу; інтенсивність шуму: а — 60 дБ, б — 70 дБ, в — 80 дБ, г — 90 дБ, д — 100 дБ)

Порушуючи динаміку коркових процесів і психічних функцій, шум призводить до погіршення координації рухів, зниження працездатності і продуктивності праці.

Дослідження фізіологів показують, що при шумі у виробничих приміщеннях 80—90 дБ працівник змушений витратити в середньому на 20 % більше енергії для збереження виробітку, досягнутого ним в умовах шуму нижче 75 дБ.

Слід зазначити, що при певних умовах тиша може справляти негативний вплив і знижувати продуктивність праці, оскільки навіть незначні звуки привертають увагу працівника, відволікаючи від роботи. Нормальний шумовий фон підвищує рівень збудження і позитивно впливає на працездатність людини. Тому при виконанні багатьох робіт доцільним є стимулюючий рівень шуму у вигляді музики, яка до того ж створює гарний настрій.

Однак подальше підвищення шуму знижує працездатність, а сам шум починає дратувати людину, внаслідок чого погіршується її увага. До того ж залежно від емоційного забарвлення, мажорності та інтенсивності звукового подразника звуки можуть сприйматися як неприємні, страшні, гнітючі, неспокійні, втомливі, стимулюючі, веселі, надтоїдливі і т. п. Тому на виробництві слід уникати шумів, які справляють негативний вплив на психічні стани працівників, перешкоджають контактам між ними.

Основними напрямками боротьби з шумом на виробництві є розробка і впровадження заходів технічного характеру, які виключали б причини генерування шуму; виведення персоналу із зон з високим рівнем шуму за рахунок впровадження дистанційного управління; впровадження фізіологічно обґрунтованих режимів праці і відпочинку; застосування індивідуальних захисних засобів тощо.

Пожежна безпека приміщень згідно ОНТП 24-86.

Прийнята в нашій країні система категорювання виробничих приміщень та будівель за вибухопожежною та пожежною небезпекою визначає комплекс пожежно-технічних заходів, спрямованих на забезпечення безпеки людей і

збереження матеріальних цінностей. Встановлення тієї або іншої категорії формувати протипожежні вимоги до планування і забудови території промислових підприємств, поверховості виробничих будівель, вогнестійкості застосовуваних будівельних конструкцій, величини площ пожежних відсіків, розташування і довжини шляхів евакуації, застосування конструкцій, що легко скидаються і т.д. Наведений перелік заходів для цукрового заводу свідчить про важливість правильного визначення категорії, оскільки помилки в цій області на багато років вперед визначають недостатність або надмірність заходів щодо попередження пожеж і пожежного захисту.

Регламентация виробничих приміщень та будівель на категорії за вибухопожежною та пожежною небезпекою - дуже актуальна, але надзвичайно складна проблема, що базується на оцінці пожежовибухонебезпеки застосовуваних технологічних процесів.

На сьогодні в Україні існує два підходи до оцінки пожежовибухонебезпеки технологічних процесів: імовірносний таі детермінований.

Імовірносний підхід заснований на розрахунку можливості досягнення певного рівня пожежовибухонебезпеки об'єкта. Такий підхід визначається положенням ДСТУ 12.1.004-91 "Пожежна безпека", у якому на підставі заданого рівня пожежовибухонебезпеки регламентується рівень пожежної безпеки об'єкта, тобто рівень систем запобігання пожежі та протипожежного захисту, що у сукупності виключають вплив на людей небезпечних факторів пожежі. Імовірність впливу зазначених факторів не повинна перевищувати нормативну. Але дана система оцінки рівня пожежовибухонебезпеки об'єкта не знайшла застосування на практиці через її громоздкість (пожежовибухонебезпека будь-якого об'єкта визначається пожежовибухонебезпекою його складових частин - технологічних апаратів, установок, приміщень).

Детермінований метод базується на певній кількісній диференціації приміщень та будівель на категорії. При цьому заздалегідь задаються граничні умови (надлишковий тиск вибуху > 5 кПа або < 5 кПа). Саме цей підхід і використано у нормативному документі ОНТП 24-86, що до теперішнього часу діє в Україні.

Одним із важливих положень нормативного документів ОНТП 24-86 є використання в якості критерію вибухопожежної небезпеки розрахункового надлишкового тиску вибуху локальних вибухонебезпечних газо-, паро- або пилоповітряних сумішей, що можуть утворюватися в об'ємі виробничих приміщень у результаті нормальної роботи технологічного обладнання або аварійної ситуації. Величина надлишкового тиску вибуху є критерієм оцінки сили вибуху. При порівнянні розрахункового значення з припустимою величиною, що вибирається з умови безпеки людей, незруйнованості основних будівельних конструкцій та технологічного устаткування, можна однозначно визначити, чи є приміщення вибухонебезпечним або пожежонебезпечним. У якості припустимої величини надлишкового тиску прийнято значення 5 кПа. За даними результатів численних досліджень цей тиск не призводить до руйнування основних будівельних конструкцій, а також технологічного обладнання. Такий тиск є безпечним для людини. У нормах США (1980 р.) вказується, що при тиску в ударній хвилі 16 кПа відбувається тимчасова втрата слуху, а при тиску в діапазоні 5,9-8,3 кПа враження людини можливе тільки осколками скла й іншими уламками.

Одними із недоліків ОНТП 24-86 є: відсутність кількісної оцінки пожежної небезпеки приміщень, що враховувала б пожежне навантаження; відсутність методики визначення категорії для зовнішніх установок, а також трудоемкість розрахунків при визначенні надлишкового тиску вибуху.

Список використаної літератури

1. Ржебаева Н.К., Ржебаев Э.Е. Расчет и конструирование центробежных насосов: Учебное пособие. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2009. – 220с.
2. Михайлов А.К. Малюшенко В.В. Лопасные насосы. Теория, расчет и конструирование. М., «Машиностроение» 1977.
3. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию «Расчет и конструирование центробежных насосов»
4. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы / А. А. Ломакин – Ленинград : Машиностроение, 1966. – 364 с.
5. Методичні вказівки до виконання дипломних проектів (робіт) / укладачі : О. Г. Гусак, С. В. Сапожніков, В. Ф. Герман, С. П. Кулініч, О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2011. – 45 с.
6. Методичні вказівки до виконання магістерської кваліфікаційної роботи / укладачі : В. І. Склабінський, Я. Е. Михайловський, В. М. Маренок. – Суми : Сумський державний університет, 2013. – 52 с.
7. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учебник для машиностроительных вузов / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов и др. – 2-е изд., перераб. – Москва : Машиностроение, 1982. – 423 с.

