

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

Розробка насоса типу ЦНС на параметри: $Q=30\text{м}^3/\text{ч}$; $H=420\text{м}$
(Development of pump CNS to the parametr: $Q=30\text{ m}^3/\text{h}$; $H=420\text{ m}$)

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

Виконавець роботи

(підпис)

Щерстюк В.М.

(прізвище, ініціали)

У роботі не виявлено
текстових, ілюстративних
та інших запозичень без
корректного на них
посилання

Керівник

(підпис)

Ратушний О.В.

(прізвище, ініціали)

Суми 2022

Зміст

Технічне завдання

Реферат

Вступ

1. Опис та обґрунтування обраної конструкції

1.1. Призначення та сфера застосування

1.2. Пристрій та принцип роботи

1.3. Опис конструкції насоса

Розділ 2. Розрахунок та проектування відцентрового робочого колеса

2.1. Визначення основних геометричних параметрів

2.2. Профілювання меридіанного перерізу робочого колеса

2.3. Профілювання робочого колеса. Побудова конформної діаграми

Розділ 3. Розрахунки елементів насоса на міцність

3.1. Розрахунок шпонкових з'єднань

3.2. Розрахунок секцій

3.3. Визначення кавітаційного запасу

3.4. Розрахунок втрат потужності у торцевому ущільненні

3.5. Визначення осьової сили, що діє на ротор

3.6. Розрахунок буртика на зминання

Розділ 4. Розрахунок динамічних параметрів ротора

4.1. Опис конструкції та роботи щілинних ущільнень

4.2. Амплітудні частотні характеристики (АЧХ)

4.3. Розрахунок власних частот ротора

4.4. Аналіз динамічної стійкості ротора

Розділ 5. Розрахунки по вибору двигуна

5.1 Вибір двигуна

5.2 Розрахунок пускового моменту характеристик

Висновок

Список використаної літератури

Додаток А

Реферат

Записка с.; Мал.; табл.; джерел.

Тема роботи: «Розробка відцентрового насоса параметри $Q=30$ м³/ч $H=420$ м».

Мета роботи: розробити високооборотний відцентровий насос на зазначені параметри, забезпечивши його працездатність та вібраційну надійність.

Насос ЦНС 30-420 призначений для використання у системі підтримки пластового тиску нафтових родовищ.

Під час проектування насоса було проведено вибір робочих органів та проектування робочого колеса. Складна динамічна модель ротора вивчена за допомогою нових програмних засобів чисельних розрахунків, що дало змогу отримати АЧХ та ФЧХ вимушених коливань ротора. Відповідно до отриманих даних можна дійти невтішного висновку – насос працює до критики. Це дає підстави стверджувати, що ротор динамічно стійкий.

Зроблено розрахунки на міцність найбільш відповідальних деталей.

Виконано розрахунок собівартості та оптової ціни насоса. Розроблено маршрутний технологічний процес виготовлення кришки напірної. Вказано потенційні небезпеки та шкідливості насоса, розраховано фундамент.

Зроблені розрахунки дозволяють зробити висновок про те, що насос ЦНС 30-420 відповідає вимогам, що пред'являються до нього у технічному завданні на проектування.

Виконані: монтажне креслення насосного агрегату, складальні креслення насоса, ротора, ущільнення, муфти, теоретичний креслення профілю робочого колеса, креслення кришки напірної, плакати по економіці та віброннадійності.

Ключові слова: НАСОС, РОБОЧЕ КОЛЕСО, РОТОР, Ущільнення, ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ, МІЦНІСНІ РОЗРАХУНКИ, ВІБРОСтійкість, ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ.

Вступ

В даний час насосне обладнання справді відіграє досить важливу роль у житті кожної людини, хоч і не всі замислюються про це. Це дійсно так. Різноманітне насосне обладнання може застосовуватися з різними цілями – в системах опалення, кондиціонування, забору та підйому води тощо. Насосні системи використовуються в різних технологічних процесах. Все насосне обладнання, пропонуване сучасними виробниками, можна поділити на побутове та промислове. Сучасне насосне обладнання сертифікується відповідно до українських та міжнародних норм у цій галузі.

Перед насособудуванням усіх країн завжди були великі завдання щодо створення нових високоекономічних насосів, що відрізняються підвищеними параметрами, малою питомою металоємністю, високим ступенем уніфікації, а також модернізації вже існуючих насосів та їх частин (робочих коліс, направляючих апаратів). Це потребує подальшого розвитку дослідницьких, проектно-конструкторських та технологічних робіт у галузі насосології.

Особливістю сучасних моделей насосного обладнання є те, що вони споживають незначну кількість електроенергії, що забезпечується за рахунок систем автоматики, якими насоси оснащуються. Увімкнення та вимкнення насосного обладнання здійснюється автоматично, залежно від вимог системи. У промисловості можуть бути використані багатоступінчасті насоси відцентрового типу.

В історично сформованій ситуації в Україні зосереджено найбільші академічні, наукові та виробничі ресурси, що спеціалізуються на розробці та виробництві насосного та компресорного обладнання для теплової та атомної енергетики, нафтогазового комплексу, водопостачання та інших галузей.

Розділ 1. Опис та обґрунтування обраної конструкції

1.1. Призначення та сфера застосування.

Насос ЦНС 30 – 420 використовується для закачування після механічного очищення води у нафтоносні пласти.

Насоси виготовляються для використання у системі підтримки пластового тиску нафтових родовищ.

Насоси та агрегати їх основ виготовляються у кліматичному виконанні УХЛ, категорія розміщення 4 за ГОСТ 15150-69.

Показники застосування насоса по середовищі, що перекачується - пластова вода температурою до 80°С щільністю до 1200 кг/м³, масовою концентрацією твердих частинок до 0,1% розміром до 0,1 мм, водневим показником рН 5,4...7,5, загальною мінералізацією до 248 г/л, вмістом нафтового газу до 100 л /м³, нафти до 60 мг/л.

1.2. Пристрій та принцип роботи.

Електронасосний агрегат складається із насоса, мультиплікатора, електродвигуна.

Привід насоса здійснюється через сполучну муфту.

Напрямок обертання ротора проти годинникової стрілки, якщо дивитися з боку двигуна.

Відцентровий насос, горизонтальний, багатоступінчастий, секційний з робочими колесами одностороннього входу, положення робочих коліс на валу фіксується шпонкою.

У секціях встановлені напрямні апарати.

Ротор насоса складається із валу, робочих коліс, втулки.

Вал ущільнюється торцевим ущільненням.

Осьові зусилля сприймаються підшипниками.

Вал насоса з'єднаний з мультиплікатором пластинчастою муфтою та мультиплікатора з електродвигуном йде через пластинчасту муфту.

Обидві муфти закриті кожухами.

Корисна потужність насосного агрегату витрачається на збільшення енергії рідини.

Робота насоса заснована на силовій взаємодії лопат робочого колеса з потоком рідини.

1.3. Опис конструкції насосу.

Насос ЦНС 30 – 420 – відцентровий, горизонтальний, 12-ступінчастий.

Конструкція насоса забезпечує:

- підвищення к.п.д. завдяки збільшенню коефіцієнта швидкохідності;
- зменшення питомого навантаження на щабель з метою збільшення терміну служби;
- зменшення габаритів насоса;
- можливість застосування підшипників ковзання, що працюють на середовищі, що перекачується і не вимагають спеціального мастила.

Насос складається з таких основних вузлів та деталей: корпусних частин, підшипникового вузла, робочих коліс, направляючих апаратів та перекладних трубок. Корпусні частини насоса – секції, напрямні апарати, кришка всмоктування та кришка нагнітання.

У секціях насоса встановлені напрямні апарати, причому останній апарат кожного модуля підрізаний для встановлення пристрою сприйняття осьової сили. Направні апарати фіксуються від провороту штифтами.

Підшипники насоса – радіальні підшипники ковзання, що працюють на рідині, що перекачується, встановлені у втулках направляючих апаратів. Залишкове осьове навантаження сприйме опора, що складається з двох підшипників кочення встановлених «спина до спини», крім цього в опорі застосований пружинний натяг. При цьому способі вводять систему спіральні або тарілчасті пружини, що забезпечують натяг практично постійної величини, незалежно від зносу поверхонь кочення, коливань лінійних розмірів і теплових деформацій. В даному випадку застосовую пружинний натяг, тому що зазори викликають зміщення центру тяжкості деталей, що обертаються, з геометричної осі обертання і поява підвищених відцентрових навантажень.

Робочі колеса – відцентрові з просторовою формою лопат, виконані цільнолитими з подальшою механічною обробкою. У комплекті з направляючими апаратами робочі колеса є ступенем насоса.

Привід насоса електродвигун.

Матеріали основних деталей насоса наведено в табл. 1.1.

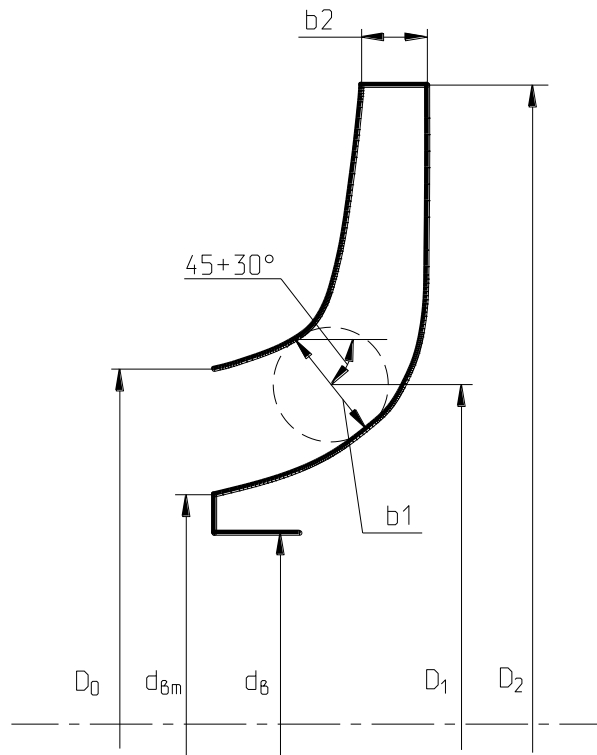
Таблиця 1.1 – Матеріали основних деталей насоса.

Найменування деталі	Матеріал
Секція	Сталь 20Х13Л ГОСТ 977-88
Напрямний апарат	Сталь 20Х13Л ГОСТ 977-88
Корпус відведення	Сталь 20Х13Л ГОСТ 977-88
Корпус підводу	Сталь 20Х13Л ГОСТ 977-88
Вал	Сталь 30Х13 ГОСТ 5632-72
Робоче колесо	Сталь 12Х18Н9Т ГОСТ 5632-72

Розділ 2. Розрахунок та проектування відцентрового робочого колеса

2.1. Визначення основних геометричних параметрів.

Меридіанний переріз робочого колеса (р. к.) з основними геометричними параметрами наведено на рис. 2.1.



Малюнок 2.1. Меридіанний перетин.

2.1.1. Вихідні дані до розрахунку.

Тип р.к. однопоточний ($\alpha=1$).

Число щаблів $i=12$.

Щільність рідини, що перекачується $\rho=1200$ кг/м³.

Подача $Q = 30$ м³/год.

Натиск $H = 420$ м.

Частота обертання $n=3000$ об/хв.

Коефіцієнт швидкості:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{0,75}}, \quad (2.1)$$

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{30}}{60 \cdot \left(\frac{420}{12}\right)^{0,75}} = 69$$

Наведений діаметр р.к. м визначаємо за формулою Суханова:

$$D_{1np} = K_{вх} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}, \quad (2.2)$$

де $K_{вх} = 3,5 \div 5,0$ - коефіцієнт вхідної воронки р.к. Приймаємо $K_{вх} = 5$.

$$D_{1np} = 5 \cdot \sqrt[3]{\frac{8,33 \cdot 10^{-3}}{3000}} = 0,070 \text{ м}$$

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_g \cdot \eta_{мех'} \cdot \eta_{мех}, \quad (2.3)$$

де η_o - об'ємний ККД насоса;

η_g - гідравлічний ККД;

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

$\eta_{хутро}$ - зовнішній механічний ККД.

Об'ємний ККД:

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

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 69^{-2/3}} = 0,96$$

Гідравлічний ККД:

$$\eta_z = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2}, \quad (2.5)$$

де D_{1np} - наведений діаметр р.к., мм.

$$\eta_z = 1 - \frac{0,42}{(\lg 70 - 0,172)^2} = 0,85$$

Внутрішній механічний ККД:

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

$$\eta_{мех'} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 69^{-2}} = 0,97$$

Зовнішнім механічним ККД задаємося: $\eta_{мех} = 0,97$.

$$\eta = 0,96 \cdot 0,85 \cdot 0,97 \cdot 0,97 = 0,67.$$

Потужність, що споживається насосом:

$$N = \frac{\rho H_{max}}{\eta}, \quad (2.7)$$

$$N = \frac{1200 \cdot 9,81 \cdot 30 \cdot 420}{3600 \cdot 0,67} = 61,5 \text{ кВт}$$

Подання р.к.

$$Q_{pk} = \frac{Q}{\eta_o} \quad (2.8)$$

$$Q_{pk} = \frac{30}{3600 \cdot 0,96} = 8,68 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

Теоретичний натиск р.к.

$$H_T = \frac{H}{\eta_z} \quad (2.9)$$

$$H_T = \frac{420}{0,85} = 494 \text{ м}$$

2.1.2. Визначення діаметра валу та втулки р.к.

У першому наближенні діаметр валу визначається з розрахунку на кручення за формулою:

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

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

$[\tau]$ – знижена допустима напруга на кручення, Н/м².

Обертаючий момент:

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

де N_{max} -максимальна потужність, Вт. $N_{max} = 1,1 \cdot N = 1,1 \cdot 61,5 = 67,7$ кВт.

$$M = \frac{30 \cdot 67,7 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 3000} = 215,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Знижену допустиму напругу приймаємо $[\tau] = 325 \cdot 10^5$ Н/м²

$$d_g = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 215,5}{3,14 \cdot 325 \cdot 10^5}} = 0,032 \text{ м}$$

Виходячи з розрахунку валу на критичну частоту обертання, приймаємо за ГОСТ 6636 – 69 = 0,035 (м) d_g

Діаметр втулки, орієнтовно вибирають:

$$d_{gm} = (1.2 \div 1.25)d_g \quad (2.12)$$

$$d_{gm} = 1.2 \cdot 0,035 = 0,042 \text{ м}$$

2.1.3. Визначення геометричних параметрів входу до р.к.

Діаметр вхідної лійки р.к. визначаємо з виразу:

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

$$D_0 = \sqrt{D_{1np}^2 + d_{gm}^2} \quad (2.14)$$

$$D_0 = \sqrt{0,05^2 + 0,042^2} = 0,082 \text{ м}$$

Швидкість потоку на вході до р.к.

$$v_0 = \frac{4Q_{pk}}{\pi \cdot D_{1np}^2}, \quad (2.15)$$

де Q_{pk} - подача р.к., МЗ/с.

$$v_0 = \frac{4 \cdot 8,68 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,07^2} = 2,26 \text{ м/с}$$

Задаємося положенням вхідної кромки лопаті насоса:

$$D_1 = 0,9 \cdot D_0 \quad (2.16)$$

$$D_1 = 0,9 \cdot 0,082 = 0,074 \text{ м}$$

У першому наближенні меридіанну складову швидкості без урахування стиснення потоку лопатями приймаємо рівною. При вході потоку на лопату меридіанна складова абсолютної швидкості зростає та визначається з виразу: $v'_{1m} v_0$

$$v_{1m} = \psi_1 \cdot v'_{1m}, \quad (2.17)$$

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

Приймаємо $\psi_1 = 1,15$

$$v_{1m} = 1,15 \cdot 2,26 = 2,26 \text{ м/с}$$

Кут потоку на вході в лопату розраховуємо з трикутника швидкостей:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{v_{1m}}{U_1 - v_{u1}}, \quad (2.18)$$

де v_{1m} - переносна швидкість на вході в р.к. м/с;

U_1 - Окружна складова абсолютної швидкості на вході, м/с.

v_{u1} - Окружна швидкість на вході в р.к.

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

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,074 \cdot 3000}{60} = 11,62 \text{ м/с}$$

Окружна складова абсолютної швидкості на вході

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

$$v_{1u} = \frac{0,12 \cdot \sqrt[3]{0,00868^2 \cdot 3000}}{0,074} = 0,99 \text{ м/с}$$

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{2,6}{11,62 - 1,85} = 13,7^\circ$$

Кут нахилу лопаті на вході в р.к.

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

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

Кут атаки вводиться з метою зменшення гідравлічних втрат у ділянці р. к. та покращення його кавітаційних якостей, приймаємо $\Delta\beta=5^\circ$.

$$\beta_1 = 13,7^\circ + 5^\circ = 18,7^\circ.$$

2.1.4. Визначення числа лопатей та їх товщини.

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

Товщину лопаті р.к. вибирають із технологічних міркувань (залежно від матеріалу р.к., його розмірів та технологічних ливарних можливостей підприємства). Орієнтовно можна прийняти товщину лопаті на вході до р.к. S1

= 2..10 мм при $D_2 = 150 - 500$ мм. Товщина лопаті на виході з р.к. S2 часто приймається рівною S1, а до середини лопатка плавно потовщується.

З вищевказаного приймаємо товщину лопаті $S_1=S_2= 3$ мм, а число лопатей $z = 7$.

2.1.5. Уточнення коефіцієнта стиснення потоку.

Значення коефіцієнта стиснення потоку уточнюють за формулою:

$$\psi'_1 = \frac{t_1}{t_1 - S_1 / \sin \beta'_1}, \quad (2.21)$$

де - крок лопат на вході в РК. $t_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{z}$

$$t_1 = \frac{3,14 \cdot 0,074}{7} = 0,033 \text{ мм}$$

$$\psi'_1 = \frac{0,033}{0,033 - \frac{0,003}{18,7^\circ}} = 1,396$$

Повинна виконуватися умова. $|\psi'_1 - \psi_1| \leq 0,01$

$$|1,396 - 1,15| = 0,246 > 0,01.$$

Т.к. умова не виконується, то робимо друге наближення, задаємося ,
тоді: $\psi''_1 = \psi'_1 = 1,396$

$$v_{1m} = 1,396 \cdot 2,26 = 3,15 \text{ м/с}$$

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{3,15}{11,62 - 1,85} = 15,2^\circ$$

$$\beta_1 = 15,2^\circ + 5^\circ = 20,2^\circ$$

$$\psi_1'' = \frac{0,033}{0,033 - \frac{0,003}{\sin 20,2^\circ}} = 1,357$$

$$|1,357 - 1,396| = 0,039 > 0,01.$$

Робимо третє наближення, тоді: $\psi_1''' = \psi_1'' = 1,357$

$$v_{1m} = 1,357 \cdot 2,26 = 3,07 \text{ м/с}$$

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{3,07}{11,62 - 1,85} = 14,8^\circ$$

$$\beta_1 = 14,8^\circ + 5^\circ = 19,8^\circ$$

$$\psi_1''' = \frac{0,033}{0,033 - \frac{0,003}{\sin 19,8^\circ}} = 1,367$$

$$|1,367 - 1,357| = 0,01 = 0,01.$$

$|1,367 - 1,357| = 0,01 = 0,01$. Умови виконуються.

З рівняння нерозривності знаходимо ширину р.к. на вході:

$$b_1 = \frac{Q_{pk}}{\pi \cdot D_1 \cdot v_{1m}} \tag{2.22}$$

$$b_1 = \frac{8,68 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,074 \cdot 3,07} = 0,012 \text{ м.}$$

2.1.6. Визначення геометричних параметрів виходу із р.к.

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

$$D'_2 = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_{pk}}}{n}, \quad (n_s \leq 100), \quad (2.23)$$

де H_{pk} - натиск р.к.

$$H_{pk} = \frac{H}{i} \quad (2.24)$$

$$H_{pk} = \frac{420}{12} = 35 \text{ м}$$

$$D'_2 = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 35}}{3000} = 0,167 \text{ м}$$

Меридіанна швидкість без урахування стиснення на виході з р.к.

$$v'_{2m} = (0,5 \div 1,0)v'_{1m} \quad (2.25)$$

$$v'_{2m} = 0,8 \cdot 3,07 = 1,54 \text{ м/с}$$

Кут на виході із р.к. визначають із трикутника швидкостей залежно від прийнятого значення так, щоб отримати бажане відношення $\beta_2 v'_{2m} \frac{W_1}{W_{2\infty}}$

З трикутника швидкостей:

$$W_{2\infty} = \frac{v_{2m}}{\sin \beta_2} = \frac{\psi_2 \cdot v'_{2m}}{\sin \beta_2}, \quad (2.26)$$

де - коефіцієнт стиснення перерізу потоку лопатями на виході з р.к., ψ_2

$$\psi_2 = 1,05 \div 1,1. \text{ Приймаємо } = 1,1 \cdot \psi_2$$

Меридіанна швидкість на виході з р.к.

$$v_{2m} = \psi_2 \cdot v'_{2m} \quad (2.27)$$

$$v_{2m} = 1,1 \cdot 3,55 = 3,91 \text{ м/с}$$

Відносна швидкість на вході в РК із трикутника швидкостей:

$$W_1 = \frac{v_{1m}}{\sin \beta_1} = \frac{\psi \cdot v'_{1m}}{\sin \beta_1} \quad (2.28)$$

Відношення залежить від i і визначається з виразу: $\frac{W_1}{W_{2\infty}} n_s$

$$\frac{W_1}{W_{2\infty}} = 3,7 - 0,054 \cdot n_s + 4,0 \cdot 10^{-4} \cdot n_s^2 - 0,98 \cdot 10^{-6} \cdot n_s^3 \quad (2.29)$$

$$\frac{W_1}{W_{2\infty}} = 3,7 - 0,054 \cdot 69 + 4 \cdot 10^{-4} \cdot 72^2 - 0,98 \cdot 10^{-6} \cdot 69^3 = 1,56$$

З рівняння для після перетворення отримують наступне вираз визначення кута : $W_{2\infty} \beta_2$

$$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{W_1}{W_{2\infty}} \cdot \frac{\psi_2}{\psi_1} \cdot \frac{v'_{2m}}{v'_{1m}} \cdot \sin \beta_1 \right) \quad (2.30)$$

$$\beta_2 = \arcsin \left(1,56 \cdot \frac{1,1}{1,357} \cdot \frac{1,54}{4,64} \cdot \sin 19,8^\circ \right) = 17^\circ$$

2.1.7. Уточнення зовнішнього діаметра р.к. з урахуванням кінцевого числа лопатей.

Окружна швидкість на виході з р.к.

$$U_2 = \frac{v_{2m}}{2tg\beta_2} + \sqrt{\frac{v_{2m}^2}{(2tg\beta_2)^2} + g \cdot H_{T\infty} + v_{1u} \cdot U_1}, \quad (2.31)$$

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

$$H_{T\infty} = \frac{H_{pk}}{\eta_e \cdot K_z}, \quad (2.32)$$

де – поправка на кінцеве число лопатей. K_z

Виправлення на кінцеве число лопатей визначатимемо за формулою
Пфлейдерера: K_z

$$K_z = \frac{1}{1+p} \quad (2.33)$$

де (2.34) $p = 2 \cdot \frac{\psi}{z} \cdot \frac{1}{1-(D_1/D_2)^2}$

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

$$\psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \sin \beta_2 \quad (2.35)$$

$$\psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \sin 17^\circ = 0,725 \div 0,825$$

Приймаємо $= 0,75 \cdot \psi$

$$p = 2 \cdot \frac{0,75}{7} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,074}{0,167}\right)^2} = 0,25$$

$$K_z = \frac{1}{1 + 0,25} = 0,8$$

$$H_{T\infty} = \frac{35}{0,85 \cdot 0,8} = 51,5 \text{ м}$$

$$U_2 = \frac{1,69}{2 \operatorname{tg} 17^\circ} + \sqrt{\frac{1,69^2}{(2 \operatorname{tg} 17^\circ)^2} + 9,81 \cdot 51,5 + 1,85} = 25,66 \text{ м/с}$$

$$D_2 = \frac{60U_2}{\pi \cdot n} \quad (2.36)$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 25,66}{3,14 \cdot 3000} = 0,163 \text{ м}$$

2.1.8. Уточнення коефіцієнта стиснення потоку ψ_2

Коефіцієнт стиснення потоку на виході з р.к. уточнюють за формулою:

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_2}{\pi \cdot D_2 \sin \beta_2}} \quad (2.37)$$

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 0,003}{3,14 \cdot 0,163 \cdot \sin 17^\circ}} = 1,163$$

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

$$|1,163 - 1,1| = 0,063 > 0,01.$$

Т.к. умова не виконується, то робимо друге наближення, задаємося ,
тоді $\psi_1'' = \psi_1' = 1,257$

$$v_{2m} = 1,163 \cdot 1,54 = 1,79 \text{ м/с}$$

$$\beta_2 = \arcsin\left(1,56 \cdot \frac{1,163}{1,357} \cdot \frac{1,54}{2,26} \cdot \sin 19,8^\circ\right) = 18^\circ$$

$$\psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \sin 18^\circ = 0,735 \div 0,835$$

Приймаємо $= 0,75 \cdot \psi$

$$p = 2 \cdot \frac{0,75}{7} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,074}{0,163}\right)^2} = 0,26$$

$$K_z = \frac{1}{1 + 0,26} = 0,79$$

$$H_{T\infty} = \frac{35}{0,85 \cdot 0,79} = 52,1 \text{ м}$$

$$U_2 = \frac{1,79}{2 \operatorname{tg} 18^\circ} + \sqrt{\frac{1,19^2}{(2 \operatorname{tg} 18^\circ)^2} + 9,81 \cdot 52,1 + 1,85} = 25,62 \text{ м/с}$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 25,62}{3,14 \cdot 3000} = 0,163 \text{ м}$$

$$\psi_2'' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 0,003}{3,14 \cdot 0,163 \cdot \sin 18^\circ}} = 1,153$$

$|1,153 - 1,163| = 0,01 = 0,01$. Умови виконуються.

2.1.9. Визначення ширини р.к. на виході.

Ширину р.к. на виході визначаємо з рівняння нерозривності:

$$b_2 = \frac{Q_{pk}}{\pi \cdot D_2 \cdot v_{2m}} \quad (2.38)$$

$$b_2 = \frac{9,11 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,163 \cdot 1,79} = 0,009 \text{ м.}$$

2.2. Проектування меридіанного перерізу робочого колеса.

2.2.1. Загальні положення.

Контури меридіанного перерізу р.к. зазвичай вибирають з урахуванням таких вимог:

- контури меридіанного перерізу мають бути плавними;
- нахил стінок на виході $\gamma_1 = \gamma_2 = 0 \div 5^\circ$. Можливі випадки $\gamma_1 \neq \gamma_2$ тоді $\gamma_1 > 5^\circ$, а $\gamma_2 = 0$;
- при виборі контурів стінок слід уникати як надмірного збільшення осьового розміру р.к., так і його скорочення. У першому випадку вийде нераціональне збільшення довжини, а отже і маси р.к., у другому через малий радіус R_p виникає небезпека відриву потоку від передньої стінки. Зазвичай приймають; або; $l_1 = 0, l_1 = 0,05D_0$
- площа нормального перерізу міждискового простору р.к. має плавно зростати від входу до виходу.

2.2.2. Методика побудови меридіанного перерізу.

Обриси меридіанного перерізу, які відповідають застосованим вище вимогам, знаходять методом послідовних наближень:

- намічають попередньо (“на око”) контури крайніх ліній струму (рекомендується при цьому орієнтуватися на існуючі р.к. подібних), (рис.2.1); n_s

- наносять середню лінію каналу, яка є геометричним місцем центрів вписаних кіл (рис.2.2), зазвичай від входу до виходу р. к. тонкими лініями вписується 8-10 кіл; в зоні повороту потоку кола розташовують густіше. Центри вписаних кіл нумерують 1,2,3 ...;
- обчислюють площі нормальних перерізів за формулами:

$$F_{\text{вх}} = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_{\text{см}}^2), \quad (2.39)$$

де - площа початкового нормального перерізу (на вході до р.к.), м². $F_{\text{вх}}$

$$F_{\text{вх}} = \frac{3,14}{4} (0,065^2 - 0,042^2) = 0,001932 \quad \text{м}^2$$

$$F_{\text{вих}} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2, \quad (2.40)$$

де – площа кінцевого нормального перерізу (на виході з р.к.), м². $F_{\text{вих}}$

$$F_{\text{вих}} = 3,14 \cdot 0,118 \cdot 0,006 = 0,002205 \quad (\text{м}^2)$$

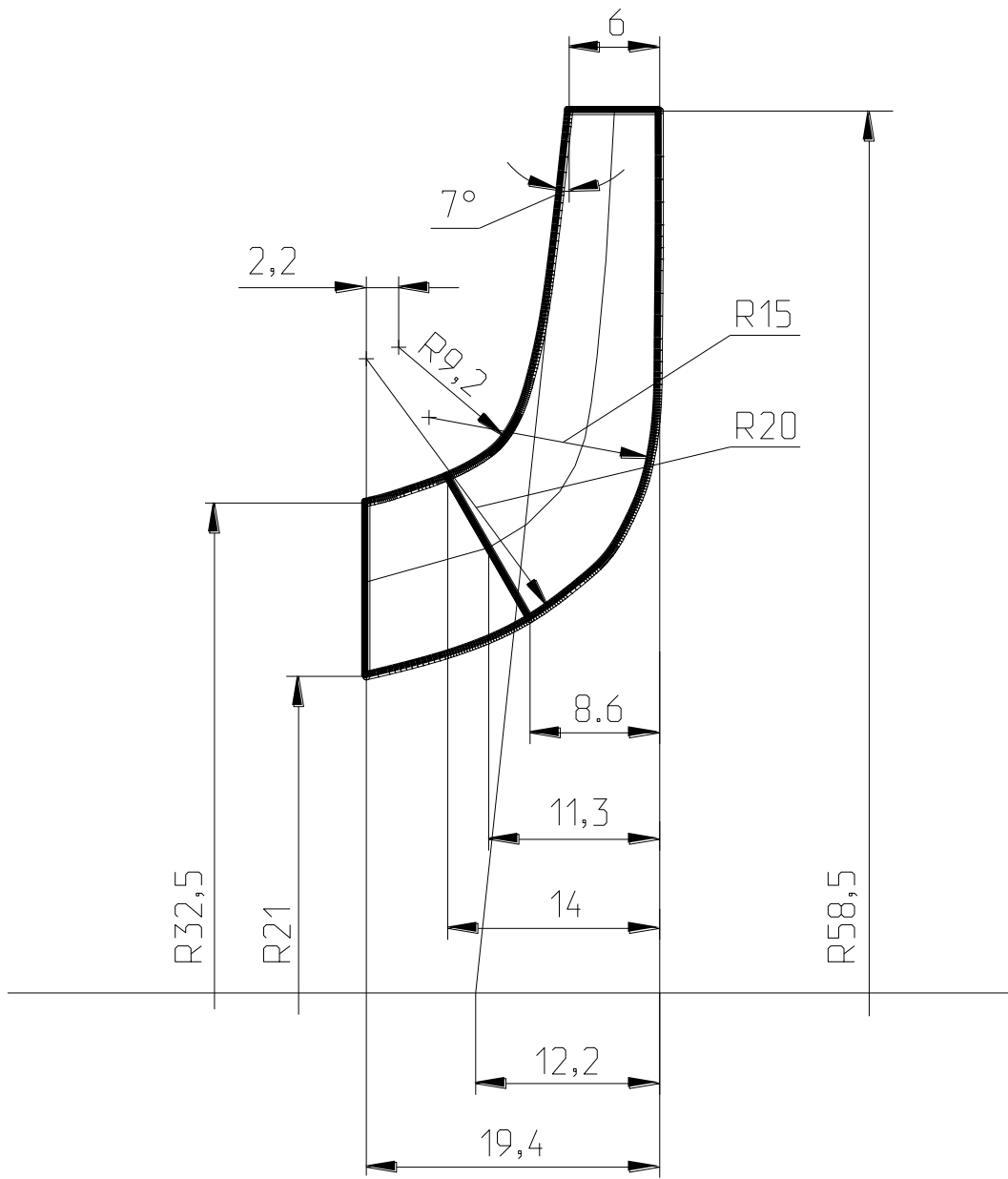
$$F_i = 2\pi \cdot r_i \cdot b_i, \quad (2.41)$$

де – площа проміжного нормального перерізу, м²; F_i

- Відстань від осі р.к. до центру вписаного кола, м; r_i

- Діаметр вписаного кола, м. b_i

Результати розрахунків зводимо до таблиці.



Малюнок 2.2 – Меридіанний перетин.

Таблиця 2.1 - Визначення площ меридіанного перерізу р.к.

№ точки	z, мм	l, мм		b, мм	F, м ²
1	27,5	0	0	11,5	0,001932
2	29,5	8,5	8,5	10,9	0,00202
3	31	3	11,5	10,5	0,002048
4	33	3	14,5	10	0,002076
5	36	2	16,5	9,5	0,002096
6	40	2	18,5	9,1	0,002116
7	45	2,5	21	8,8	0,002138
8	50	3	24	8,2	0,00216
9	55	6,5	30,5	7,1	0,002186
10	58,5	10	40,5	6	0,002205

За даними таблиці 2.1 будемо графік зміни площ меридіанного перерізу р.к. (Рисунок 2.3).

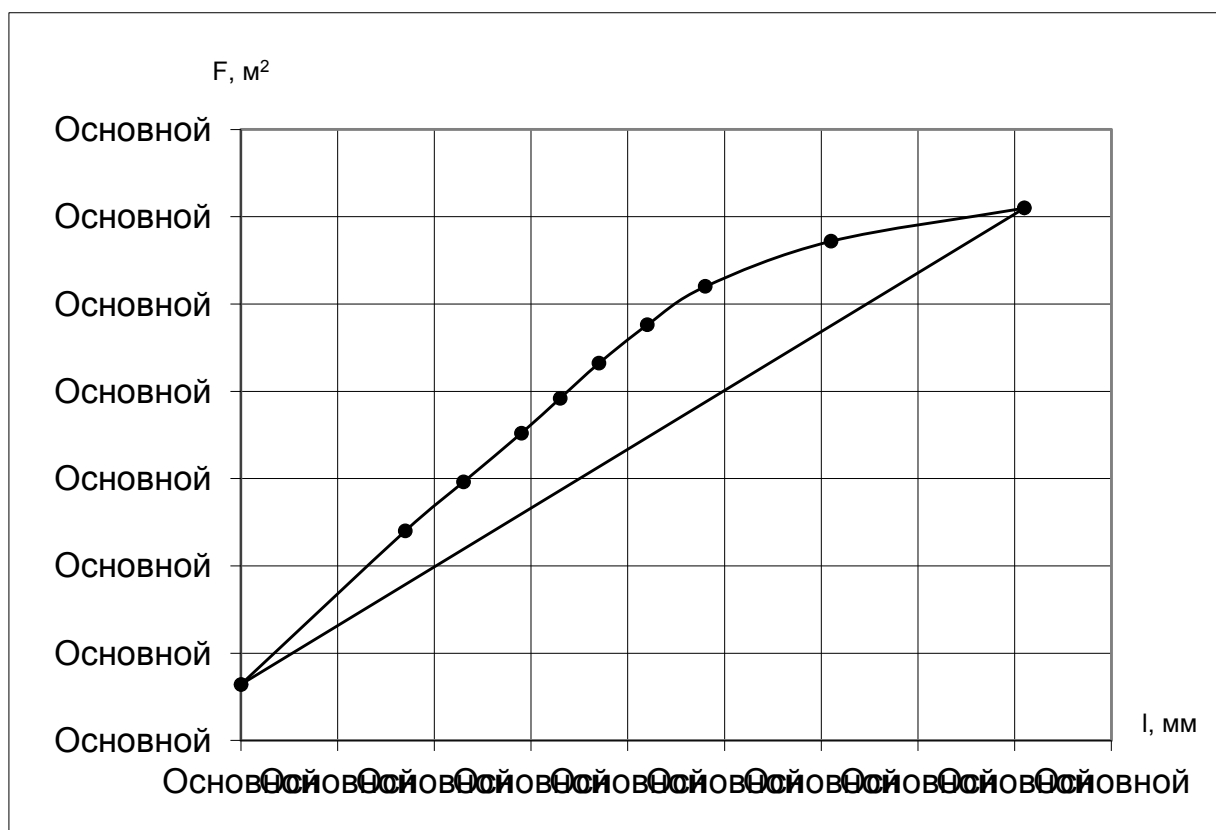


Рисунок 2.3 – Графік зміни площ меридіанного перерізу р.к.

2.3. Профільювання робочого колеса. Побудова конформної діаграми.

2.3.1. Підготовка меридіанного перерізу нар. до профілювання лопаті.

При проектуванні нар. до. набула поширення схема рівношвидкісного потоку, за якою меридіанна швидкість V_m приймається постійною вздовж нормалі.

Практика показала, що розрахунок нар. к. при $V_m = \text{const}$ вздовж нормалі досить добре забезпечує задані параметри. Розрахункові лінії струму необхідно проводити таким чином, щоб вони ділили меридіанний переріз РК на ділянки, якими протікав би однакову витрату енергії. Кількість таких ділянок залежить від ns . При $ns < 100$: $k = 2$; $n = 3$ де k – кількість потоків; n – кількість ліній струму. Розбивка ліній струму представлена малюнку 2.4.

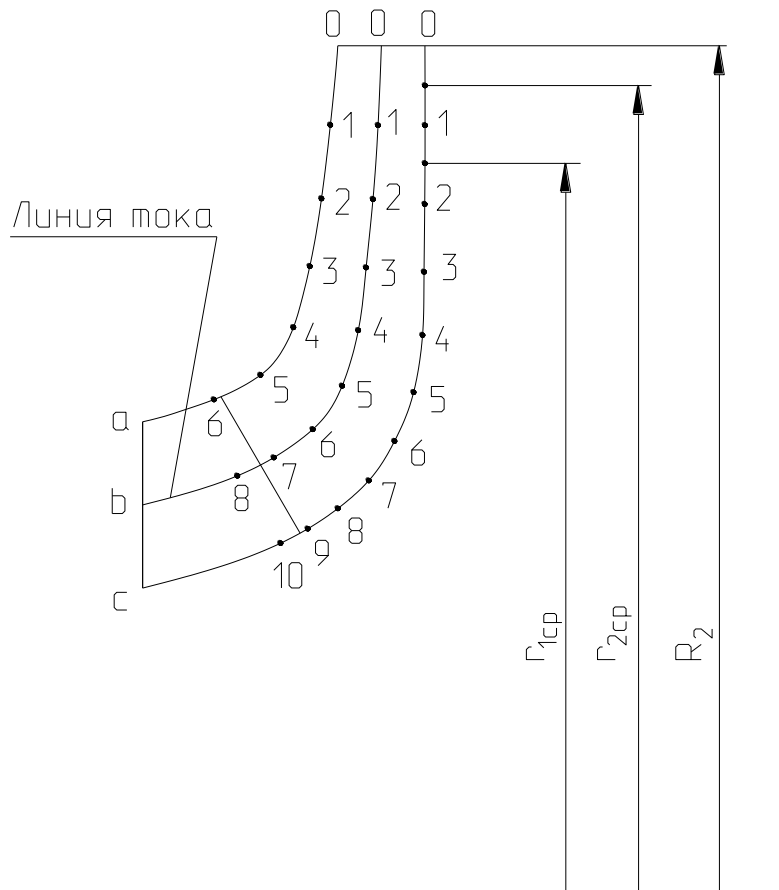


Рисунок 2.4 – Розбивка ліній струму.

2.3.2. Профільювання лопаті.

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

Профілювання лопаті здійснюється в наступній послідовності:

- будують конформну сітку на розгортці циліндра та конформне відображення координатної сітки на поверхні струму;
- профілюють поверхні лопаті на розгортці циліндра;
- будують меридіанний переріз поверхні лопаті на меридіанній поверхні р.к. та лопаті в плані.

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

$$\Delta L = \frac{R_{кц}}{c}, \quad (2.42)$$

де $R_{кц}$ – радіус конформного циліндра, $R_{кц} = 150 \div 200$ мм. Приймаємо $R_{кц} = 150$ мм;
 c – константа. Приймаємо $c = 10$.

$$\Delta L = \frac{150}{10} = 15 \quad (мм)$$

$$\Delta S = \frac{\pi \cdot R_{кц}}{180} \cdot \Delta \phi, \quad (2.43)$$

де $\Delta \phi$ – кут між меридіанним перерізом циліндра, що відображає ($\Delta \phi = 5 \div 10^\circ$), приймаємо $\Delta \phi = 10^\circ$.

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

Довжина координатної сітки у горизонтальному напрямку визначається кутом обхвату Θ . Для низьких $ns = 140 \div 110^\circ$. Приймаємо $\Theta = 110^\circ$. Маємо всі дані для побудови координатної сітки.

Будуємо конформне відображення на поверхні струму:

a – диск, що покриває;

b – середньовитратна лінія струму;

c – основний диск на відрізку ΔL за умовами конформності:

$$\frac{r_{спі}}{\Delta l} = \frac{R_{кц}}{\Delta L} = 10 = \text{const} \quad (2.44)$$

де $r_{спі}$ - відстань від осі колеса до середини відрізка l (див. рис.2.4).

Поверхня лопаті на розгортці циліндра профільується з урахуванням наступних основних рекомендацій:

- кут нахилу лопаті β на кожній розрахунковій лінії струму має плавно збільшуватися або зменшуватися від кута β_1 до β_2 ;
- ділянка поверхні лопаті поблизу виходу з р. до. повинен мати постійний кут обхвату φ_0 по кожній розрахунковій лінії струму по довжині, яка визначається на розгортці циліндра величиною $\delta \geq 0,5 \cdot t$ де t - лінійний крок лопатей на розгортці циліндра, мм.

$$t = \frac{2\pi \cdot R_{кц}}{z} \quad (2.45)$$

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

- кут обхвату лопаті в плані має задовольняти умові:

$$\Theta \geq 0,5 \cdot t^\circ, \quad (2.46)$$

де $t^\circ = 360/z$; $t^\circ = 360/7 = 51^\circ$.

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

- паралелі точок a, b, c для кожної лінії струму визначають відповідно до розташування вхідної кромки в меридіанному перерізі. Перенесення точок вхідної кромки на конформну діаграму здійснюється за допомогою властивості конформного відображення залежно від:

$$\frac{x_i}{\Delta L} = \frac{y_i}{\Delta l_i'} \quad (2.47)$$

де x_i - відстань від поточної паралелі до точки вхідної кромки, що шукається конформної діаграми;

y_i – відповідна відстань на лінії струму.

2.3.3. Вибір положення вхідної кромки та визначення кутів входу.

Меридіанна швидкість: $V_{1ma} = V_{1mb} = V_{1mc} = 4.6$ м/с.

Визначимо окружну швидкість за формулою:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_{ex} \cdot n}{60}, \quad (2.49)$$

де D_{vx} - діаметр кола на якому лежить дана точка входу, м.

$$D_{vxa} = 0,0685 \text{ м}; D_{vxb} = 0,059 \text{ м}; D_{vxc} = 0,0496 \text{ м}.$$

$$U_{1a} = \frac{3,14 \cdot 0,0685 \cdot 9000}{60} = 32,3 \text{ (м/с)}$$

$$U_{1b} = \frac{3,14 \cdot 0,059 \cdot 9000}{60} = 27,8 \text{ (м/с)}$$

$$U_{1c} = \frac{3,14 \cdot 0,0496 \cdot 9000}{60} = 23,3 \quad (\text{м/с})$$

Визначаємо кут потоку на вході в річку. до. без урахування сором'язності за формулою:

$$\beta'_{1n} = \arctg \frac{v'_{1m}}{U_1}, \quad (2.50)$$

$$\beta'_{1na} = \arctg \frac{4,56}{32,3} = 8^\circ$$

$$\beta'_{1nb} = \arctg \frac{4,56}{27,8} = 9,3^\circ$$

$$\beta'_{1nc} = \arctg \frac{4,56}{23,3} = 11^\circ$$

Переносимо точки вхідного краю на конформну діаграму (рис. 2.5).

Знаходимо коефіцієнт стиснення потоку лопатями:

$$\psi_1 = \frac{t_1 - \sigma_1}{t_1}, \quad (2.51)$$

де t_1 - крок лопатей, м;

σ_1 - Товщина лопаті вздовж кола $D_{вх}$, м.

$$t_1 = \frac{\pi \cdot D_{ex}}{z} \quad (2.52)$$

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{\sin \phi_{1l}}, \quad (2.53)$$

де $\phi_{1л}$ - кут лопаті у площині, перпендикулярній до дотичної до вхідної кромці в точці входу, визначається із співвідношення:

$$tg\phi_{1л} = tg\beta_1 \sin \lambda \quad (2.54)$$

$$\phi_{1л} = arctg(tg\beta_1 \sin \lambda) \quad (2.55)$$

Знаходимо кут (з урахуванням стиснення потоку лопатями):

$$\beta_{1н} = arctg(tg\beta'_{1н} \cdot 1/\psi_1) \quad (2.56)$$

Далі визначаємо кут атаки:

$$\Delta\beta = \beta_1 - \beta_{1н} \quad (2.57)$$

Проводимо розрахунок для лінії струму а:

$$t_{1а} = \frac{3,14 \cdot 68,5}{7} = 30,7 \quad (мм)$$

$$\lambda_a = 84^\circ$$

$$\phi_{1ла} = arctg(tg18^\circ \sin 84^\circ) = 17,9^\circ$$

$$\sigma_{1а} = \frac{3}{\sin 17,9^\circ} = 9,76 \quad (мм)$$

$$\psi_{1а} = \frac{30,7 - 9,76}{30,7} = 0,68$$

$$\beta_{1na} = \arctg(\operatorname{tg}8^\circ \cdot 1/0,68) = 11,6^\circ$$

$$\beta_{1\lambda a} = 18^\circ; \Delta\beta_a = 6,4^\circ$$

Лінія струму b:

$$t_{1b} = \frac{3,14 \cdot 59}{7} = 26,4 \quad (\text{мм})$$

$$\lambda_b = 88^\circ$$

$$\phi_{1\lambda b} = \arctg(\operatorname{tg}24^\circ \sin 88^\circ) = 23,99^\circ$$

$$\sigma_{1b} = \frac{3}{\sin 23,99^\circ} = 7,4 \quad (\text{мм})$$

$$\psi_{1b} = \frac{26,4 - 7,4}{26,4} = 0,72$$

$$\beta_{1nb} = \arctg(\operatorname{tg}9,3^\circ \cdot 1/0,72) = 12,8^\circ$$

$$\beta_{1\lambda b} = 24^\circ; \Delta\beta_b = 11,2^\circ$$

Лінія струму з:

$$t_{1c} = \frac{3,14 \cdot 49,6}{7} = 22,3 \quad (\text{мм})$$

$$\lambda_c = 91^\circ$$

$$\phi_{1nc} = \arctg(\operatorname{tg}32^\circ \sin 91^\circ) = 31,996^\circ$$

$$\sigma_{1c} = \frac{3}{\sin 31,996^\circ} = 5,7 \quad (\text{мм})$$

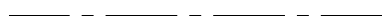
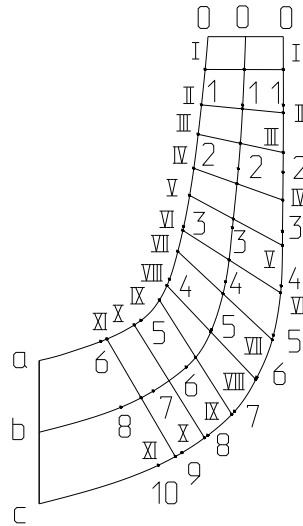
$$\psi_{1c} = \frac{22,3 - 5,7}{22,3} = 0,74$$

$$\beta_{1nc} = \arctg(\operatorname{tg}11^\circ \cdot 1/0,74) = 14,7^\circ$$

$$\beta_{1nc} = 32^\circ; \Delta\beta_c = 17,3^\circ$$

Малюнок 2.5 – Конформна діаграма.

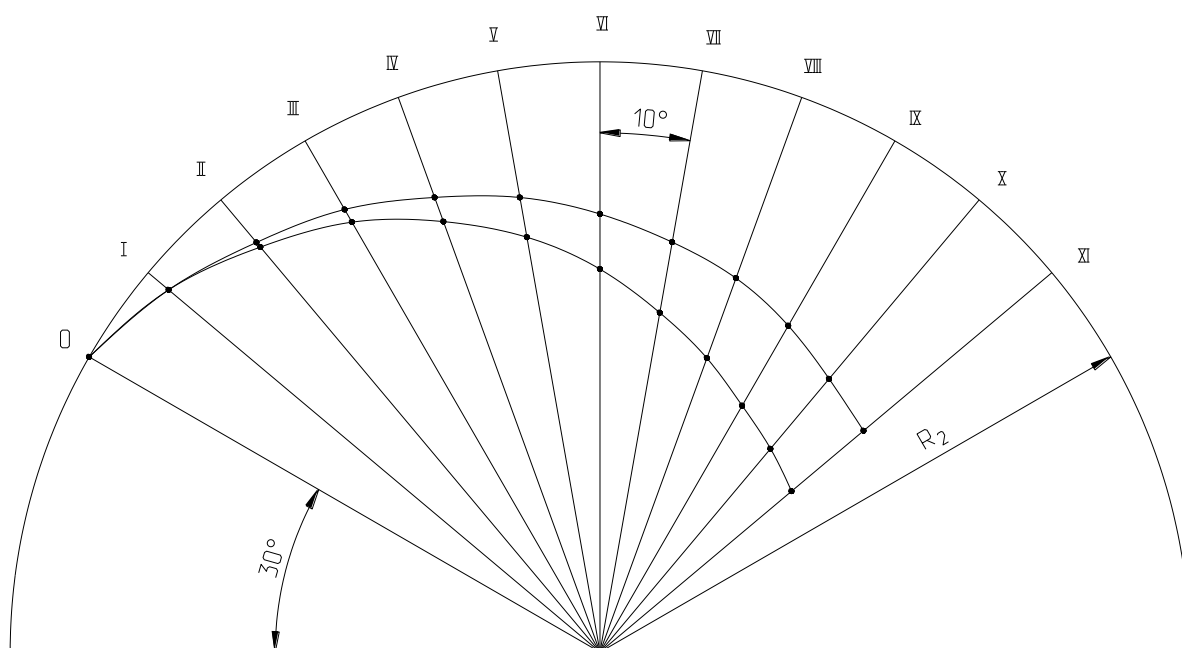
2.3.4. Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанну проекцію робочого колеса.



Малюнок 2.6 – Меридіанний переріз поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса

Меридіанними перерізами називаються лінії перетину поверхні лопаті з площинами, що проходять через вісь р. к.. Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції здійснюється на основі конформної діаграми. Побудова допоміжного графіка призводить до похибок; в даному випадку для перенесення відповідних точок конформної діаграми на лінії струму меридіанного перерізу використовується співвідношення (2.47).

Проекцію лопаті на площину перпендикулярну осі обертання р. к., називають планом лопаті (рисунок 2.7)



Малюнок 2.7 – Лопата у плані.

Розділ 3. Розрахунки елементів насоса на міцність

3.1. Розрахунок шпонкових з'єднань

3.1.1. Розміри шпонки під напівмуфтою $b \times h \times l = 8 \times 7 \times 60$.

Матеріал шпонки – сталь 40Х ГОСТ 4543-71.

Допустима напруга на зминання $[\sigma_{см}] = 3000$ кгс/см².

Матеріал втулки муфти – сталь 40Х ГОСТ 4543-71.

Допустима напруга на зминання $[\sigma_{см}] = 3000$ кгс/см².

Матеріал валу – сталь 14Х17Н2 ГОСТ 5632-72.

Допустима напруга на зминання $[\sigma_{см}] = 3000$ кгс/см².

Максимальний момент, що крутить, переданий шпоночним з'єднанням

$$M_{кр} = 3343 \text{ кгс} \cdot \text{див.}$$

Напруга зминання в шпонковому з'єднанні:

$$\sigma_{см} = \frac{4M_{кр}}{d \cdot b \cdot l_p} \quad (3.1)$$

$$\sigma_{см} = \frac{4 \cdot 3343}{2,8 \cdot 0,7 \cdot 6,2} = 1100 \text{ кгс/см}^2$$

де $d = 2,8$ см – діаметр конічної ділянки валу;

$h = 0,7$ см – висота шпонки;

$l_p = l - b = 6,0 - 0,8 = 6,2$ см – робоча довжина шпонки.

Умова міцності на зминання

$$\sigma_{см} = 1100 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} < [\sigma_{см}] = 3000 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} \text{ виконується.}$$

3.2.2. Розміри шпонки під колесом $b \times h \times l = 5 \times 5 \times 22$.

Матеріал шпонки - сталь 14Х17Н2 ГОСТ 5632-72.

Межа плинності $\sigma_{0,2}=6370$ кгс/см².

Матеріал колеса – сталь 20Х13Л ГОСТ 977-88.

Межа плинності $\sigma_{0,2}=4000$ кгс/см².

Матеріал валу – сталь 14Х17Н2 ГОСТ 5632-72.

Межа плинності $\sigma_{0,2}=6370$ кгс/см².

Максимальний момент, що крутить, переданий шпоночним з'єднанням:

$$M'_{кр} = \frac{M_{кр}}{i} \quad (3.2)$$

$$M'_{кр} = \frac{327,9}{12} = 27,325 \text{ кгс} \cdot \text{см}$$

Напруга змінання в шпонковому з'єднанні:

$$\sigma_{см} = \frac{4M'_{кр}}{d \cdot h \cdot l_p} \quad (3.3)$$

$$\sigma_{см} = \frac{4 \cdot 27,325}{3,5 \cdot 0,5 \cdot 1,7} = 374,5 \text{ кгс/см}^2$$

де $d = 3,5$ см – діаметр валу під колесом;

$h = 0,5$ см – висота шпонки;

$l_p = l - b = 2,2 - 0,5 = 1,7$ см – робоча довжина шпонки.

Допустимі напруги змінання обчислюються для матеріалу (вал, шпонка, напівмуфта), що має найнижчу межу плинності. При передачі шпоночним з'єднанням знакопостійних навантажень допускається напруга змінання

$$[\sigma_{см}] = 0,56 \cdot \sigma_{0,2}$$

$$[\sigma_{см}] = 0,56 \cdot 4000 = 2240 \text{ кгс/см}^2$$

Умова міцності на змінання

$$\sigma_{\text{см}} = 374,5 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} < [\sigma_{\text{см}}] = 2240 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} \text{виконується.}$$

3.2. Розрахунок секцій

Основні вихідні дані:

Матеріал секції – сталь 20Х13Л ГОСТ 977-88.

Межа плинності $\sigma_{0,2} = 4000 \text{ кгс/см}^2$;

Межа міцності $\sigma_B = 5400 \text{ кгс/см}^2$;

За розрахункове приймаємо тиск останнього ступеня $P = 216 \text{ кгс/см}^2$.

Тиск гідравлічних випробувань $P_{\Gamma} = 244 \text{ кгс/см}^2$.

Уяк розрахункову схему приймається циліндрична оболонка, один край якої шарнірно оперт, а другий жорстко зацемлений, навантажена внутрішнім тиском.

Параметр оболонки визначається за такою формулою:

$$B = \frac{1,285}{\sqrt{a \cdot S}}, \quad (3.4)$$

де $a = 13,12 \text{ см}$

$S = 2,25 \text{ див.}$

$$B = \frac{1,285}{\sqrt{13,12 \cdot 2,25}} = 0,237 \text{ см}^{-1}$$

Так як

$$U \cdot l = 0,23 \cdot 8,4 = 1,932 < 3,$$

де l - довжина оболонки, то секцію будемо розраховувати як коротку оболонку,

$$l = 8,4 \text{ див.}$$

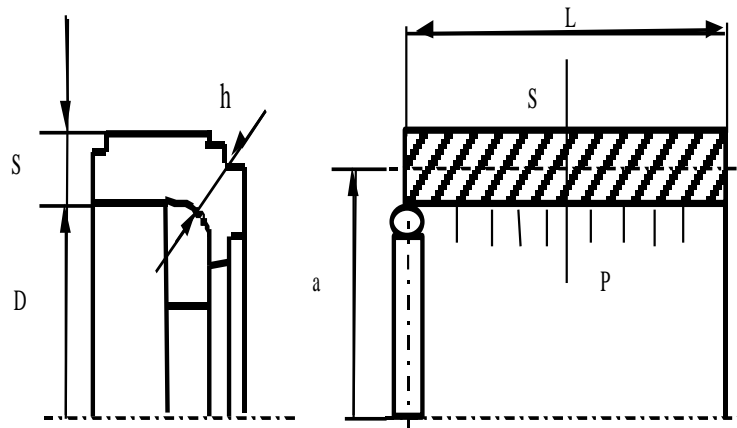
При обраній розрахунковій схемі максимальна загальна мембранна напруга виникає в окружному напрямку і визначається за формулою

$$\sigma_{\theta} = \frac{P \cdot a}{S} \quad (3.5)$$

$$\sigma_{\theta} = \frac{216 \cdot 13,12}{2,25} = 1260 \text{ кгс/см}^2$$

Загальні згинальні (σ) та місцеві мембранні (σ) їм напруги в осьовому напрямку відсутні.

Максимальні місцеві згинальні напруги виникають в осьовому напрямку в закладенні та визначаються за формулою



Малюнок 3.1 – Розрахункова схема секції.

$$(\sigma) \text{ їм} = \frac{6 \cdot M}{\square^2} \quad (3.6)$$

де M - згинальний момент у закладенні, кгс·см/см;

h - товщина секції у місці сполучення обічайки зі стінкою секції,

$h = 2$ см

Згинальний момент у закладенні визначається за формулою:

$$M = \frac{P}{B^2} \left[-\phi \cdot K_3(BI) - \frac{1}{4} \psi K_1(BI) + K_2(BI) \right] \quad (3.7)$$

$$\text{де } \phi = \frac{4K_3^2 - K_2(1 - K_0)}{K_1 \cdot K_2 - K_0 \cdot K_3}$$

$$\psi = \frac{4 \cdot K_1 \cdot K_3 - K_0(1 - K_0)}{K_1 \cdot K_2 - K_0 \cdot K_3}$$

К, К1, К2, К3 - функції Кривої, які за $V \cdot l = 1,93$ мають такі значення: $K_0(Vl) = -1,23$; $K_1(Vl) = 1,05$; $K_2(Vl) = 1,58$; $K_3(Vl) = 1,12$.

$$\psi = \frac{4 \cdot 1,05 \cdot 1,12 - (-1,23(1 - (-1,23)))}{1,05 \cdot 1,58 - (-1,23)1,12} = 2,45$$

$$\phi = \frac{4 \cdot 1,12^2 - 1,58(1 - (-1,23))}{1,05 \cdot 1,58 - (-1,23)1,12} = 0,49$$

$$M = \frac{216}{0,237^2} \left[-0,49 \cdot 1,12 - \frac{1}{4} 2,45 \cdot 1,05 + 1,58 \right] = 1492 \text{ кгс/см}^2$$

$$(\sigma)_{\text{зм}} = \frac{6 \cdot 1492}{2^2} = 2238 \text{ кгс/см}^2$$

Загальні мембранні напруги, що виникають в осьовому напрямку, визначаються за формулою

$$(\sigma)_{\text{М}} = \frac{P \cdot a}{2 \cdot S}, \quad (3.8)$$

$$(\sigma)_{\text{м}} = \frac{216 \cdot 13,12}{2 \cdot 2,25} = 629,8 \text{ кгс/см}^2$$

Наведена мембранна напруга в окружному напрямку

$$(\sigma)_{\text{л}} = \sigma_1 - \sigma_3, \quad (3.9)$$

$$\text{де } \sigma_1 = \sigma_\theta = 1260 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma_3 = -P = -216 \text{ кгс/см}^2.$$

$$(\sigma)_1 = 1260 + 216 = 1476 \text{ кгс/см}^2$$

Розмах наведених напруг, що визначається за сумою складових місцевих згинальних та загальних мембранних напруг визначається за формулою:

$$(\sigma) R1 = ((\sigma_1) - \sigma_3)_{\max} - ((\sigma_1) - \sigma_3)_{\min}, \quad (3.10)$$

де $(\sigma_1) = (\sigma)_m + (\sigma) \text{ I.M.};$

$((\sigma_1) - \sigma_3)_{\max}$ - максимальна різниця напруг;

$((\sigma_1) - \sigma_3)_{\min}$ - мінімальна різниця напруг.

$$(\sigma_1) = 629,8 + 2238 = 2867,8 \text{ кгс/см}^2$$

$$((\sigma_1) - \sigma_3)_{\max} = 2867,8 - (-216) = 3083,8 \text{ кгс/см}^2$$

$$((\sigma_1) - \sigma_3)_{\min} = 0$$

$$(\sigma) R1 = 3083,8 - 0 = 3083,8 \text{ кгс/см}^2$$

Максимальна загальна мембранна напруга в умовах гідравлічних випробувань визначається за формулою

$$(\sigma)_{m.g.} = \frac{P_e \cdot a}{s} \quad (3.11)$$

$$(\sigma)_{m.g.} = \frac{244 \cdot 13,12}{2,25} = 1423 \text{ кгс/см}^2$$

Наведені мембранні напруги визначаються за формулою

$$(\sigma)_{1\Gamma} = \sigma_1 - \sigma_3, \quad (3.12)$$

$$\text{де } \sigma_1 = (\sigma)_{mT} = 1423 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma_3 = -P = -216 \text{ кгс/см}^2;$$

$$(\sigma)_{1\Gamma} = 1423 + 216 = 1639 \text{ кгс/см}^2$$

Номінальна допустима напруга в робочих умовах приймається меншим із двох значень:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{II}^{80^0}}{n_b} \quad (3.13)$$

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{0,2}^{80^0}}{n_{0,2}} \quad (3.14)$$

$$[\sigma_H] = \frac{5400}{2,6} = 2080 \text{ кгс/см}^2$$

$$[\sigma_H] = \frac{4000}{1,5} = 2670 \text{ кгс/см}^2$$

Номінальна напруга, що допускається, в умовах гідравлічних випробувань визначається за формулою:

$$[\sigma_H]_{20^{\circ}\text{C}} = \frac{\sigma_{II}^{20^{\circ}\text{C}}}{n_b} \quad (3.15)$$

$$[\sigma]^{20^{\circ}\text{C}} = \frac{6000}{2,6} = 2310 \text{ кгс/см}^2$$

Умови міцності:

$$(\sigma)1 = 1476 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma_{\text{H}}] = 2080 \text{ кгс/см}^2$$

$$(\sigma)R1 = 3083,8 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma_{\text{H}}] \cdot 2,5 = 2,5 \cdot 2080 = 5200 \text{ кгс/см}^2$$

$$(\sigma)1_{\Gamma} = 1639 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma_{\text{H}}]^{20^{\circ}\text{C}} \cdot 1,35 = 2310 \cdot 1,35 = 3120 \text{ кгс/см}^2$$

виконуються.

3.3. Визначення кавітаційного запасу

При проектуванні насосних установок поряд з енергетичними показниками приділяється увага та кавітаційним якостям насоса. Один із основних показників, що характеризує роботу насоса – критичний кавітаційний запас.

Критичний кавітаційний запас розрахуємо за такою формулою:

$$\Delta \square_{\text{кр}} = \lambda_1 \frac{v_0^2}{2g} + \lambda_2 \frac{w_1^2}{2g} \quad (3.16)$$

Для насосів середні значення коефіцієнтів при ненаголошеному вході приймають рівними $\lambda_1=1,4$ і $\lambda_2=0,085$.

$$\Delta \square_{\text{кр}} = 1,4 \frac{4,64^2}{2 \cdot 9,81} + 0,085 \frac{21,45^2}{2 \cdot 9,81} = 3,5 \text{ м.}$$

Допустимий кавітаційний запас:

$$\Delta \square_{\text{доп}} = 1,3 \cdot \Delta \square_{\text{кр}} \quad (3.17)$$

$$\Delta p_{\text{доп}} = 1,2 \cdot 3,5 = 4,2 \text{ м.}$$

Визначимо кавітаційний коефіцієнт швидкохідності за формулою:

$$C = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\Delta p_{\text{кр}}^{3/4}} \quad (3.18)$$

$$C = \frac{5,62 \cdot 9000 \cdot \sqrt{9,11 \cdot 10^{-3}}}{3,5^{3/4}} = 1887$$

3.4. Розрахунок втрат потужності у торцевому ущільненні

Розрахунок зводиться до визначення сумарної потужності, яка складається з втрат потужності в щілини торцевої ущільнення N_u і дискових втрат N_m :

$$N_{\text{упл}} = N_u + N_m \quad (3.19)$$

Параметри та розміри ущільнення наведені у табл. 3.1.

Таблиця 3.1 - Параметри та розміри торцевого ущільнення.

Найменування величин	Позначення	Числове значення
Внутрішній діаметр ущільнюючої поверхні, см	D_1	5,7
Зовнішній діаметр поверхні, що ущільнює, см	D_2	6,7
Діаметр врівноваження ущільнення, см	D_3	6,0
Ширина контактної пояски, см	$b = \frac{D_2 - D_1}{2}$	0,5
Середній діаметр ковзання, см	$D_{\text{ср}} = \frac{D_2 + D_1}{2}$	6,2

Коефіцієнт тертя на поверхні ковзання	f	0,04
Частота обертання валу, об/хв	n	9000
Тиск перед ущільненням, кгс/см ²	P_0	11,3
Зусилля пружин, кгс	F	11
Площа поверхні ковзання, см ²	S $= 0,785$ $\cdot (D_2^2 - D_1^2)$	9,73
Тиск зусилля пружин, кгс/см ²	$P_{np} = F/S$	1,13
Коефіцієнт врівноважування	$k = \frac{D_2^2 - D_3^2}{D_2^2 - D_1^2}$	0,717
Температура води в камері ущільнення °З	t_{ex}	80
Питома вага, кгс/м ³	γ	1176
Щільність, кг/м ³	ρ	1200
Коефіцієнт кінематичної в'язкості, м ² /с	ν	0,365·10- 6
Критерій Рейнольдса на торцевій поверхні обертової обойми	$Re = \frac{R_a^2 - R_i^2}{\nu} \cdot \omega$	2,98·106
Зовнішній радіус торцевої поверхні обойми, що обертається, м	R_a	0,038
Внутрішній радіус торцевої поверхні обертової обойми, м	R_i	0,017
Кутова частота обертання валу, рад/с	$\omega = \frac{\pi n}{30}$	942

$$N_y = 16,16 \cdot 10^{-6} \cdot b \cdot D_{cp}^2 \cdot f \cdot \bar{P} \cdot n, \quad (3.20)$$

де – питомий тиск між поверхнями, що ущільнюються, кгс/см². \bar{P}

$$\bar{P} = P_{np} + P_0(k - 0,5) \quad (3.21)$$

$$\bar{P} = 3,37 + 11 \cdot (0,717 - 0,5) = 5,8 \text{ кгс/см}^2$$

$$N_y = 16,16 \cdot 10^{-6} \cdot 0,5 \cdot 6,2^2 \cdot 0,04 \cdot 5,8 \cdot 9000 = 0,67 \text{ кВт.}$$

$$N_{\text{my}} = \frac{0,0196}{20} C_f \rho (R_a^5 - R_i^5) \omega, \quad (3.22)$$

де C_f – коефіцієнт тертя. Для $Re > 2 \cdot 10^5$

$$C_f = \frac{0,0465}{\sqrt[5]{Re}} \quad (3.23)$$

$$C_f = \frac{0,0465}{\sqrt[5]{2,98 \cdot 10^6}} = 0,323 \cdot 10^{-3}$$

$$N_{\text{my}} = \frac{0,0196}{20} \cdot 0,323 \cdot 10^{-3} \cdot 1200 (0,038^5 - 0,017^5) \cdot 942 = 0,0004 \text{ кВт}$$

Сумарна потужність тертя торцевого ущільнення:

$$N_{\text{упл}} = 0,67 + 0,0004 = 0,674 \text{ кВт}$$

3.5. Визначення осьової сили, що діє на ротор

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо, визначається за формулою:

$$T = T_1 + T_1^* - T_2 \quad (3.24)$$

де T_1 - осьова сила створювана колесом через відсутність симетрії його

щодо площини, перпендикулярної осі обертання ротора;

– сила, що виникає при аварійному зносі ущільнення; T_1^*

T_2 – сила обумовлена натіканням потоку робоче колесо.

Осьова сила, що створюється колесом через відсутність симетрії його щодо площини, перпендикулярної осі обертання ротора визначається за формулою:

$$T_1 = \pi \cdot \rho \cdot g \cdot (R_1^2 - R_0^2) \cdot \left(H_p - \frac{\omega^2}{8g} \cdot \left(R_2^2 - \frac{R_1^2 + R_0^2}{2} \right) \right), \quad (3.25)$$

де H_p - потенційний натиск, м;

ω – частота обертання ротора, с-1;

R_1, R_2, R_0 – радіуси колеса див. мал. 2.1

$$\begin{aligned} T &= 3,14 \cdot 1200 \cdot 9,81 \cdot (0,0295^2 - 0,0325^2) \\ &\cdot \left(145,9 - \frac{942^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(0,0585^2 - \frac{0,0295^2 + 0,0325^2}{2} \right) \right) \\ &= 846,2 \text{ Н} \end{aligned}$$

Сила, що виникає при аварійному зносі ущільнення, визначимо за формулою:

$$T_1^* = \pi \cdot (R_2^2 - R_1^2) \cdot \rho \cdot g \cdot \frac{u_2^2}{8 \cdot g} \cdot \left(\frac{R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} \cdot \ln \frac{R_2^2}{R_1^2} + \frac{R_2^2 + R_1^2}{2R_2^2} - 2 \right) \quad (3.26)$$

Підставивши значення формулу (3.26) отримаємо:

$$\begin{aligned} T_1^* &= 3,14 \cdot (0,0585^2 - 0,0295^2) \cdot 1200 \cdot 9,81 \cdot \frac{55,2^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(\frac{0,0585^2}{0,0585^2 - 0,0295^2} \cdot \right. \\ &\left. \ln \frac{0,0585^2}{0,0295^2} + \frac{0,0585^2 + 0,0295^2}{2 \cdot 0,0585^2} - 2 \right) = 122 \text{ Н} \end{aligned}$$

Сила T_2 , обумовлена натіканням потоку на робоче колесо, визначимо за формулою:

$$T_2 = B \cdot \rho \cdot Q \cdot v_0 \quad (3.27)$$

де $B = 1$ для радіальних коліс.

Підставивши значення формулу (3.27) отримаємо:

$$T_2 = 1 \cdot 1200 \cdot 9,11 \cdot 10^{-3} \cdot 4,64 = 50,7 \text{ Н}$$

Підставивши всі певні значення у формулу (3.24) визначимо сумарну осьову силу, що діє на робоче колесо:

$$T = 846,5 + 122 - 50,7 = 917,3 \text{ Н}$$

Отже, сумарна сила, що діє на вал дорівнюватиме:

$$F = 12 \cdot 917,3 = 11008 \text{ Н}$$

3.6. Розрахунок буртика на зминання

Матеріал з якого виготовлений буртик Сталь 40. Для Сталі 40 $[\sigma] = 2400 \text{ кгс/см}^2 = 235,4 \cdot 10^6 \text{ Па}$.

Для того щоб буртик не зруйнувався від навантаження повинна виконуватися умова:

$$\sigma_{см} = \frac{F}{S} \leq [\sigma_{см}] \quad (3.28)$$

де F – сила, що діє на буртик, Н;

S – площа зминання, м^2 .

$$\sigma_{см} = \frac{37321}{8,79 \cdot 10^{-4}} = 42,46 \cdot 10^6 \leq 235,4 \cdot 10^6 \quad (3.29)$$

Умова (3.29) виконується отже наш буртик витримає дане навантаження.

Розділ 4. Розрахунок динамічних параметрів ротора

4.1. Опис конструкції та роботи щілинних ущільнень.

Однією з основних проблем під час створення багатоступінчастих відцентрових насосів є проблема забезпечення динамічної стійкості ротора. Динамічна стійкість має винятково важливе значення для забезпечення працездатності відцентрової багатоступінчастої машини загалом. Динамічні характеристики роторів великою мірою визначаються діючими в зазорах безконтактних ущільнень гідродинамічними силами, які, залежно від конструкції та умов роботи безконтактних ущільнень, можуть викликати або втрату динамічної стійкості та руйнівні для машини автоколивання ротора, або навпаки, стабілізувати його динаміку. Стосовно об'єкта дослідження як безконтактні ущільнення необхідно розглядати переднє, міжступеневе,

Як показують дослідження та практика застосування безконтактних ущільнень у відцентрових насосах, основними параметрами, що визначають динамічні характеристики плоского щілинного ущільнення, є: радіальний щілинний зазор в ущільненні; діаметр ущільнення; довжина ущільнення; перепад тиску на ущільненні; частота обертання ротора; вхідна початкова закрутка потоку рідини перед входом ущільнення.

Гідродинамічні параметри ущільнень залежать від характеру перебігу рідини у щілині ущільнювача. У свою чергу, «підготовка» потоку рідини до течії у щілинному зазорі переднього ущільнення здійснюється у передній пазусі. Більш того, з усіх перерахованих вище параметрів для двох однакових щілинних ущільнень за інших рівних умов визначальними параметрами будуть перепад тиску і вхідна початкова закрутка потоку перед входом в ущільнення. Ці параметри взагалом визначаються конструкцією передньої пазухи. Тому можна стверджувати, що конструкція передньої пазухи має превалюючий вплив на гідродинамічні параметри переднього ущільнення відцентрового робочого колеса (за умови забезпечення конструктивних необхідних параметрів останнього).

Відомо, що у щілинному ущільненні ротора відцентрового насоса при його обертанні діють сили, схема яких показана на рис. 4.1.

Сила F_k пропорційна відносному зміщенню роторної та статорної поверхонь. Вона виражається коефіцієнтом жорсткості k_{s1} і називається пружною силою. Сила F_k є центруючою і прагне повернути ротор до початкового (концентричного) положення. Пружна сила прямо пропорційна осьовому перепаду тиску на ущільненні.

F_v і F_q - протилежно спрямовані демпфуюча та циркуляційна сили, що визначаються коефіцієнтом демпфування b_1 та коефіцієнтом

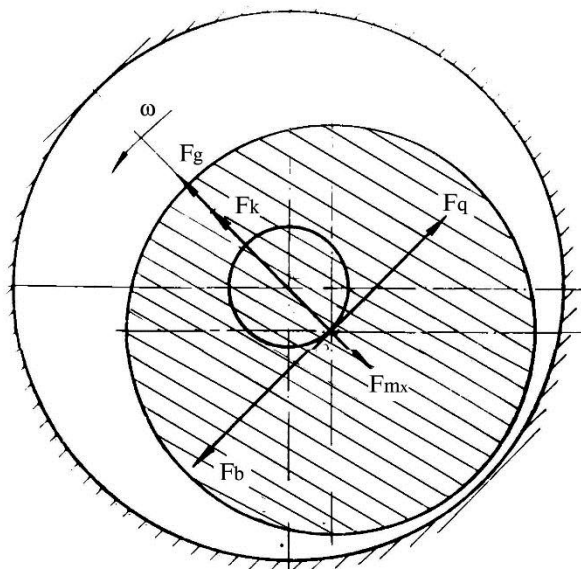


Рисунок 4.1 – Схема дії гідродинамічних сил у щілинному ущільненні ротора відцентрового насоса

циркуляційних сил q_1 .

Коефіцієнт демпфування, як і коефіцієнт жорсткості, залежить від перепаду тиску на ущільненні, і майже залежить від обертання ротора. Коефіцієнт циркуляційних сил залежить від осьової швидкості течії в щілинному зазорі і від швидкості окружної течії, тобто. від закрутки потоку у щілині ущільнення. Напрямок дії циркуляційної сили протилежно напрямку демпфує, тобто. циркуляційна сила зменшує її дію.

Складова радіальних сил F_g , пропорційна швидкості переміщення ротора і перпендикулярна до неї, називається гіроскопічною силою і визначається

коефіцієнтом гіроскопічних сил g_1 , який прямо пропорційний частоті обертання. Нерідко впливом гіроскопічних сил нехтують, т.к. вони значно менше, ніж пружні.

Найбільш повний аналіз впливу щілинних ущільнень на динаміку роторної системи міститься в книзі В. А. Марцинковського, де викладено результати досліджень та методи статистичного та динамічного розрахунку безконтактних ущільнень, що застосовуються у сучасних роторних машинах. У зазначеній роботі наведено рішення задач ламінарного та турбулентного перебігу в'язкої стисливої рідини в короткій кільцевій щілині (θ) з урахуванням конусності зазору і перекосу осей роторної та статорної втулок, на підставі чого отримані аналітичні вирази для обчислення витрат і радіальних сил взаємодії ротор. Обчислені радіальні сили використані у дослідженнях динаміки роторів гідромашин. Аналіз показав визначальний вплив радіальних сил ущільнення на вібраційний стан ротора. В отримані також характеристики вимушених коливань та межі динамічної стійкості ротора в щілинних ущільненнях та вивчено вплив конструктивних особливостей ущільнень на ці параметри, а також розглянуто деякі шляхи їх покращення. $l/r < 1$

Інтенсифікація сучасного виробництва, створення принципово нових машин та технологічних процесів, що використовують відцентрові насосні та компресорні установки, вимагають підвищення їхньої одиничної потужності при одночасному зниженні питомих масогабаритних показників. Найбільш раціональним шляхом досягнення цієї мети є підвищення частоти обертання робочих органів, у зв'язку з чим першому плані виходять проблеми вібрації роторів. Однак накопичений в даний час обсяг теоретичних та експериментальних даних щодо впливу безконтактних ущільнень на вібраційний стан ротора недостатній для вирішення практичних завдань динамічних розрахунків та проектування високооборотних відцентрових машин, що володіють досить високими техніко-економічними показниками.

Щілинні ущільнення завдяки простоті та надійності набули найширшого поширення в гідромашинобудуванні. Їх принцип дії заснований на

дроселюванні робочого середовища через кільцеві канали шириною порядку 0,1 - 0,3 мм, утворені елементами ротора, що обертається, і нерухомого статора і володіють високим гідравлічним опором. Через наявність гарантованого зазору між ущільнювальними поверхнями ущільнення працюють з постійним витокком, але майже без зношування. Щілинні ущільнення найчастіше використовують як міжступеневих ущільнень, у пристроях, що знижують тиск перед кінцевим ущільненням валу, у самих кінцевих ущільненнях, гідрозатворах, розвантажувальних пристроях і т.д.

Основною особливістю щілинних ущільнень є те, що вони є повноохоплюючі малонавантажені гібридні підшипники ковзання і надають вирішальний вплив на вібраційний стан ротора. Гідродинамічні сили в повноохоплювальних підшипниках визначаються частотою обертання ротора і викликають втрату динамічної стійкості. Гідростатичні сили визначаються осьовим перепадом тиску та суттєво впливають на критичні частоти ротора. Завдання гідродинаміки ущільнень примикає до гідродинамічної теорії мастила, проте вона має ряд тільки властивих їй особливостей: різноманітність конструктивних форм; складний характер руху, обумовлений як рухом обмежуючих канал поверхонь, так і перепадами тиску, що ущільнюються; переважно турбулентні режими перебігу. Тому незважаючи на те,

4.2 Амплітудні частотні характеристики (АЧХ)

Для побудови частотних характеристик ротора необхідно мати залежність динамічних параметрів ущільнень від частоти обертання. На коефіцієнти гідростатичної жорсткості, демпфування та приєднану масу частота обертання ротора у відомих межах має несуттєвий вплив. Коефіцієнти гіроскопічних і циркуляційних сил визначаються швидкістю окружного руху середовища в робочому зазорі, і тому безпосередньо пов'язані з частотою обертання ротора. Згідно з теоретичними результатами та експериментальними даними, коефіцієнт циркуляційних сил прямо пропорційний частоті обертання і при середній швидкості окружного перебігу середовища в зазорі, що дорівнює половині окружної швидкості ротора,

визначається виразом . Однак, у загальному випадку значення окружної швидкості може відрізнятися від $0,5q = 0,5 \cdot \omega \cdot b$

$$q = \chi \omega b \quad (4.1)$$

де - Коефіцієнт циркуляційних сил. b

Аналогічний вираз можна скласти і для коефіцієнта гіроскопічних сил:

$$q = \chi_g \omega m_*, \quad (4.2)$$

де – приєднана маса рідини, кг. m_*

Приватне рішення неоднорідного рівняння (4.1) має вигляд:

$$z = z_0 \cdot e^{i(\omega t + \phi)}, \quad (4.3)$$

що відповідає прямій синхронній прецесії ротора з амплітудою, частотою та фазовим зсувом по відношенню до дисбалансу. Пряма синхронна прецесія означає, що вал обертається щодо лінії центрів опор з віссю, прогнutoю на величину як жорстке тіло. При цьому коливань валу в відносному русі не відбувається, а його деформації та внутрішні напруження постійні у часі. Швидкість та прискорення втулки ротора визначаються виразами: $z_0 \omega \phi z_0$

$$\dot{z} = i\omega z_0 e^{i(\omega t + \phi)} \quad (4.4)$$

$$\ddot{z} = -\omega^2 z_0 e^{i(\omega t + \phi)} \quad (4.5)$$

Підставляючи рішення в рівняння (4.1) та враховуючи залежності його коефіцієнтів від частоти, знаходимо комплексну приватну передавальну

функцію ротора в щільному ущільненні, що становить відношення комплексного динамічного прогину до ексцентриситету центру мас. Вважаємо спочатку, що початковий прогин валу відсутня $(\eta = 0$

$$W_{(i\omega)} = \frac{z_0 e^{i\phi}}{\xi} = \frac{\alpha_2 (i\omega)^2}{\beta_0 + \beta_1 (i\omega) + \beta_2 (i\omega)^2}, \quad (4.6)$$

де

$$\alpha_2 = -1; \beta_0 = \omega_0^2; \beta_1 = b(1 - \chi); \beta_2 = a - \chi g(a - 1). \quad (4.7)$$

- Власна частота коливань ротора, об/хв. ω_0

Коефіцієнти α_j, β_j отриманої передавальної функції є дійсними числами. Приймаючи ці коефіцієнти комплексними, отримуємо можливість обліку початкового прогину, що має довільний фазовий зсув по відношенню до дисбалансу: $\bar{\alpha}_j, \bar{\beta}_j$

$$W_{1(i\omega)} = \frac{\bar{\alpha}_0 + \bar{\alpha}_2 (i\omega)^2}{\bar{\beta}_0 + \bar{\beta}_1 (i\omega) + \bar{\beta}_2 (i\omega)^2}. \quad (4.8)$$

Передатна функція виду (4.13) представляє також інтерес тим, що дозволяє враховувати вплив частоти обертання на всі гідродинамічні параметри ущільнень до розкладання коефіцієнтів у ряд за ступенями ω .

Для побудови амплітудних та фазових частотних характеристик вимушених коливань ротора необхідно виділити у явному вигляді речову та уявну частини комплексної передавальної функції. Для цього помножимо чисельник і знаменник (4.6) на сполучене знаменнику вираз:

$$W_{i\omega} = U_{(\omega)} + iV_{(\omega)} = \frac{\alpha_2}{(\beta_0 - \beta_2 \omega^2)^2 + (\beta_1 \omega)^2} [(\beta_0 - \beta_2 \omega^2) - i\beta_1 \omega]. \quad (4.9)$$

Амплітуда і фазовий зсув коливань по відношенню до величини та кутового положення ексцентриситету центру мас визначаються виразами:

$$A_{(\omega)} = \sqrt{U_{(\omega)}^2 + V_{(\omega)}^2}; \quad (4.10)$$

$$\phi = \arctg \frac{U_{(\omega)}}{V_{(\omega)}}. \quad (4.11)$$

Підставляючи значення U, V , а також отримуємо: α_j, β_j

$$A_{(\omega)} = \frac{z_0(\omega)}{\xi} = \frac{\omega^2}{\sqrt{\{\omega_0^2 - [a - \chi_g(a-1)]\omega^2\} + [b(1-\chi)]^2}}, \quad (4.12)$$

$$\phi_{(\omega)} = -\arctg \frac{b(1-\chi)\omega}{\omega_0^2 - [a - \chi_g(a-1)]\omega^2}. \quad (4.13)$$

Приймаючи як аргумент безрозмірну частоту $\nu = \frac{\omega}{\omega_0}$, наводимо вирази (4.12) та (4.13) до виду, прийнятого в теорії коливань:

$$A_{(\omega)} = \frac{\nu^2}{\sqrt{(1-p\nu^2)^2 + (2n\nu)^2}}, \quad (4.14)$$

$$\phi = -\arctg \frac{2n\nu}{1-p\nu^2}, \quad (4.15)$$

де $p = a - \chi_g(a-1)n = \frac{b}{2\omega_0}(1-\chi)$.

4.3. Розрахунок своїх частот ротора.

Розрахунок власних частот поперечних коливань виконано з допомогою методу кінцевих різниць. При цьому використано програмні засоби кафедри прикладної гідроаеромеханіки СумДУ.

Для визначення динамічних характеристик ротора необхідно мати дані гідродинамічних параметрів щілинних ущільнень [].

Напір щаблі:

$$H_{cm} = \frac{H}{i}, \quad (4.16)$$

де - Число ступенів насоса. i

$$H_{cm} = \frac{420}{12} = 35 \text{ м}$$

Потенційний натиск ступеня:

$$H_p = H_{cm} \left(1 - \frac{2gH_{cm}}{\omega^2 D_2^2} \right), \quad (4.17)$$

де - кругова частота обертання валу, с-1; ω

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (4.18)$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 300}{30} = 31,43 \text{ 1}$$

$$H_p = 35 \cdot \left(1 - \frac{9,81 \cdot 35}{31,4^2 \cdot 0,167} \right) = 37,9 \text{ м}$$

Перепад тиску в передньому ущільненні:

$$\Delta p_{ny} = \rho \cdot g \cdot H_p - \rho \cdot \omega^2 \frac{R_2^2 - R_1^2}{8}, \quad (4.19)$$

Підставивши значення формулу (4.19) отримаємо:

$$\begin{aligned}\Delta p_{ny} &= 1200 \cdot 9,81 \cdot 145,9 - 1200 \cdot 942^2 \cdot \frac{0,0585^2 - 0,0325^2}{8} \\ &= 1450540 \text{ Па}\end{aligned}$$

Перепад тиску вміжступеневому ущільненні:

$$\Delta p_{my} = (H - H_p)\rho \cdot g + \rho \cdot \omega^2 \frac{R_2^2 - R_3^2}{8}, \quad (4.20)$$

Підставивши значення формулу (4.20) отримаємо:

$$\begin{aligned}\Delta p_{my} &= 1200 \cdot 9,81 \cdot (150 - 145,9) + 1200 \cdot 942^2 \cdot \frac{0,0585^2 - 0,0215^2}{8} = \\ &= 442673 \text{ Па}\end{aligned}$$

Перепад тиску в середньому щілинному ущільненні визначимо за формулою:

$$\Delta p_{cp} = \frac{\rho \cdot g \cdot H}{4} \quad (4.21)$$

Підставивши значення формулу (4.21) отримаємо:

$$\Delta p_{cp} = \frac{1200 \cdot 9,81 \cdot 1900}{4} = 5,3 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Перепад тиску в ущільненні з боку приводу визначимо за такою формулою:

$$\Delta p_{cp} = \frac{\rho \cdot g \cdot H}{2} \quad (4.22)$$

Підставивши значення формулу (4.22) отримаємо:

$$\Delta p_{np} = \frac{1200 \cdot 9,81 \cdot 1900}{2} = 10,6 \cdot 10^6 \text{Па}$$

Отримані параметри щілинних ущільнень є вихідними даними до розрахунку радіальних сил у щілинних ущільненнях за методикою Марцинковського. Розрахунок робимо на ЕОМ, для трьох варіантів: для зазорів $\delta_1=0,15$ мм; $\delta_2=0,22$ мм; $\delta_3=0,3$ мм. Результати розрахунків зведено до таблиці 4.1

Таблиця 4.1 – Параметри щілинних ущільнень

Тип ущільнення	Радіальний проміжок	d_y пл	$l_{упл}$	Δp , МПа	Жорсткість Н/м · 10 ⁻⁶	Демпфування Н/(м/с) · 10 ⁻³	Подача Q м ³ /год	max гідростатична сила, Н	Приєднана маса, кг
Переднє	$\delta_1=0,1$ 5	72	20	1,45	2,820	4,989	2,884	423	0,6 03
	$\delta_2=0,2$ 2	72	20	1,45	2,326	2,979	4,971	512	0,4 11
	$\delta_3=0,3$	72	20	1,45	1,851	1,860	7,522	555	0,3 02
Міжсту пінчаст е	$\delta_1=0,1$ 5	42	16.5	0,44	0,452	0,994	1,045	68	0,1 98
	$\delta_2=0,2$ 2	42	16.5	0,44	0,353	0,574	1,755	78	0,1 35
	$\delta_3=0,3$	42	16.5	0,44	0,272	0,347	2,624	81	0,0 99
Ущільн ення валу з боку приводу	$\delta_1=0,1$ 5	47	40	10.6	11,812	26,385	1,146	1772	3,1 50
	$\delta_2=0,2$ 2	47	40	10.6	10,299	16,802	1,972	2266	2,1 48
	$\delta_3=0,3$	47	40	10.6	8,860	11,342	3,028	2658	1,5 75
Середнє	$\delta_1=0,2$	42	40	5.3	4,671	15,076	0,717	701	2,8 15
	$\delta_2=0,3$	42	40	5.3	4,095	9,632	1,238	901	1,9 19
	$\delta_3=0,4$	42	40	5.3	3,535	6,515	1,904	1061	1,4 07

Радіальні зусилля, що виникають у передніх та міжступеневих ущільненнях, достатні для центрування ротора при типових радіальних зазорах.

4.4. Аналіз динамічної стійкості ротора.

З розрахунку можна побачити, що наш насос працює до першої критичної власної частоти. Отже, питань з динамікою ротора виникати не повинно.

До недоліків даної конструкції можна віднести використання в якості індивідуальних радіальних опор щаблів підшипників ковзання на середовищі, що перекачується у вигляді гумометалевих втулок з радіальними зазорами по валу в кілька десятків мкм. При великій кількості ступенів і кількості радіальних сполучень у кожному ступені питання центрування ротора в статорі може виявитися нерозв'язним в умовах застосування прийнятих у насособудуванні технологій.

Виходячи з даних різних джерел, збільшення зазорів в ущільненнях веде до їх зниження жорсткості, а отже, і критичних частот роторів.

7 Розрахунки по вибору двигуна

7.1 Вибір двигуна

Електродвигун для приводу при з'єднанні валів за допомогою муфти вибирається по максимальній потужності насоса, Вт, зумовленої умовами роботи агрегату:

$$N_{\max} = \frac{k \rho g Q_{\max} H_{Q_{\max}}}{1000 \cdot 3600 \eta_{Q_{\max}}}, \quad (7.1)$$

де Q_{\max} – максимально можлива подача насоса, м³/год;

$H_{Q_{\max}}$, $\eta_{Q_{\max}}$ - відповідно напір, м і ККД насоса при Q_{\max} ;

ρ - густина рідини, кг/м³;

k - коефіцієнт запасу. По ГОСТ 12878-67 значення коефіцієнта запасу в залежності від потужності насоса до 20 кВт $k = 1,25$.

$$N_{\max} = \frac{1,25 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 30 \cdot 420}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,713} = 60,19 \text{ кВт.}$$

Для приводу насоса обираємо електродвигун АІР250S2 з параметрами:

- Потужність – 75 кВт;
- Напруга – 380/660 В;
- ККД – 93.6%
- Частота обертання (синхронна) – 3000 об/хв.

7.2 Розрахунок пускового моменту характеристик

Виконано за типовою методикою [2].

Після вибору електродвигуна необхідно перевірити відповідність його пускових характеристик умов роботи агрегату в системі. Для цього будується графічна залежність моменту опору агрегату від частоти обертання (рис.7.1).

Графік залежності моменту опору будується за трьома точками:

- Початкового моменту рушання;
- Момент виходу електродвигуна на номінальну частоту обертання;
- Мінімального моменту опору агрегату (точка С);

В початковий момент часу при $n = 0$:

$$M_0 = 0,21 \cdot M_{\text{НОМ}}; \quad (7.2)$$

де $M_{\text{НОМ}}$ – момент електродвигуна.

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{9736 \cdot N_{\text{ДВ}}}{n}; \quad (7.3)$$

$N_{\text{ДВ}} = 15$ кВт - номінальна потужність двигуна

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{9736 \cdot 75}{3000} = 243,4 \text{ Нм},$$

$$M_0 = 0,21 \cdot 243,4 = 51,11 \text{ Нм}.$$

Момент виходу електродвигуна на номінальну частоту обертання.

Максимальний момент опору:

$$M_p = \frac{9736 \cdot N_{\text{max}}}{n}; \quad (7.4)$$

де N_{max} - максимальна потужність насоса.

$N_{\text{max}} = 60,19$ кВт;

$$M_p = \frac{9736 \cdot 60,19}{3000} = 195,33 \text{ Нм}.$$

Початку координат через точку M_p будуємо квадратичну параболу $M \approx n^2$, так як складові моменту опору пропорційні квадрату частоти обертання.

Експерименти показують, що в початковий момент пуску крива моменту опору різко відрізняється від параболи. Для того щоб отримати криву, близьку за формою до дійсної, на графік наносять додаткову точку «С» з координатами:

$n_c = 0,3 n_{\text{НОМ}}$ та $M_c = 0,03 M_{\text{НОМ}}$

$$n_c = 0,3 \cdot 3000 = 900 \text{ об/хв}$$

$$M_c = 0,03 \cdot 243,4 = 7,3 \text{ Нм}$$

Пусковая моментна характеристика насосного агрегата представлена на рисунку 7.1.

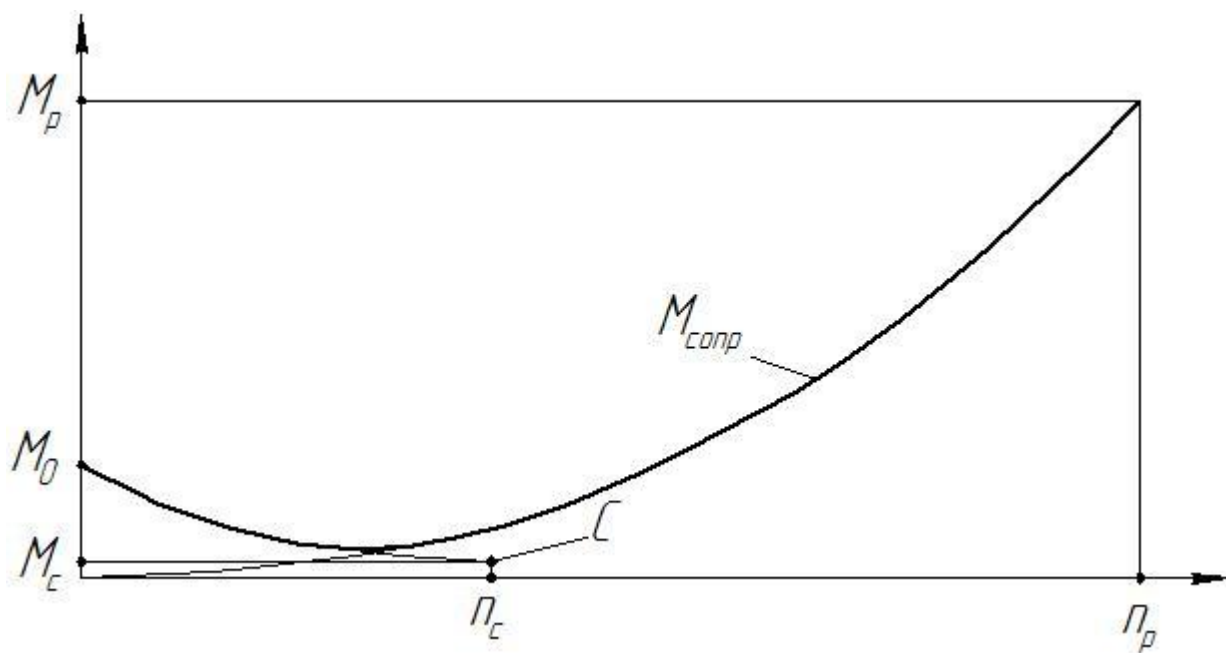


Рисунок 7.1 – Пусковая моментна характеристика насосного агрегату.

Висновок

У ході виконання дипломного проекту було отримано такі результати: розроблено конструкцію насоса з плаваючим ротором на $n_s = 69$; Складна динамічна модель ротора досліджена за допомогою нових програмних засобів чисельних розрахунків, що дало змогу отримати АЧХ та ФЧХ вимушених коливань ротора.

Робота містить наступні графічні матеріали: складальний креслення агрегату, складальний креслення насоса ЦНС – 30 – 420, креслення деталей, та вібронадійності.

Виконаний комплекс проектних робіт дозволяє дійти невтішного висновку про працездатності спроектованого насоса.

Список використаної літератури

1. Марцінковський В.А. Гідродинаміка та міцність відцентрових насосів, - М.: Машинобудування, 1970. - 272с.
2. Марцінковський В.А. Безконтактні ущільнення роторних машин. - М.: Машинобудування, 1980. - 200с.
3. Марцінковський В.А., Ворона П.М. Насоси атомних електростанцій. - М.: Вища школа, 1987. - 256с.
4. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопатеві насоси. Теорія, розрахунок та конструювання. - М.: Машинобудування, 1977. - 288с.
5. Методичні вказівки до курсового та дипломного проектування «Проектування відцентрового робочого колеса» за курсом «Розрахунок та проектування насосів» для студентів спеціальності 12.11 денної та вечірньої форм навчання / Упоряд. Н.К. Ржебаєва. - Харків: ХПІ 1991, - 44с.
6. Яновський М.І. Конструювання та розрахунок на міцність деталей парових турбін. - АН СРСР, 1947.
7. Біргер І.А. Розрахунок на міцність деталей машин. Довідковий посібник. - М., Машинобудування, 1966.
8. Анур'єв В.І. Довідник конструктора – машинобудівника. У 3-х т. Т3 – 5-те вид., перероб. та дод. - М.: Машинобудування 1978, - 559с; мул.
9. Н.І. Новицький. Організація виробництва на підприємствах. Навчально-методичний посібник. Москва.: «Фінанси та статистика» 2002.
10. І.М. Розумов. Організація, планування та управління підприємством машинобудування. - М.: Машинобудування, 1982. - 544с., Іл.
11. Б.В. Власів. Організація та планування підприємством масового машинобудування. - М.: Виц.шк. - 1985. - 432с., Мул.
12. Методичні вказівки до виконання економічного розділу дипломного проекту для студентів спеціальності «Гідравлічні машини, гідропривод та

гідропневмоавтоматика» / Упоряд. Дегтяренко О.Г., Жулавський О.Ю. - Суми СумДУ 1997.

13. Методичні вказівки до виконання технологічного розділу дипломного проекту за спеціальністю 12.11 для студентів заочної та денної форм навчання./Упоряд. Мандирка О.С. - Суми СумДУ 1994.

14. Довідкова книга з охорони праці в машинобудуванні/Г.В. Бектобеков, Н.М. Борисова, В.І. Коротков та ін; за заг. ред. О.М. Русака - Л.: Машинобудування. Ленінгр. отд-ня, 1989. - 541с.: Іл.

15. Охорона праці машинобудуванні. За ред. Є.Я. Юдіна. Уч. для вузів. М: Машинобудування, 1976.

16. Ущільнення та ущільнювальна техніка: Довідник / За заг. ред. О.М. Голубєва, Л.А. Кондакова - М.: Машинобудування, 1986. - 464с.

17. Кельзон А.С., Ціманський Ю.П., Яковлев В.І. Динаміка роторів у пружних опорах. - М.: Наука, 1982. - 280с.

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кількість	Примітка
				<u>Документація</u>		
*)			7.090209.05ДР.100.00 СБ	Складальне креслення		*)А1*2
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1	7.090209.05ДР.100.01	Секція	12	
		2	7.090209.05ДР.100.02	Кришка всмоктування	1	
		3	7.090209.05ДР.100.03	Напірна кришка	1	
		4	7.090209.05ДР.100.04	Корпус	1	
		5	7.090209.05ДР.100.05	Ротор	1	
		6	7.090209.05ДР.100.06	Ущільнення ротора	1	
		7	7.090209.05ДР.100.07	Опора ротора у зборі	1	
				<u>Деталі</u>		
		11	7.090209.05ДР.100.11	Шпилька	10	
		12	7.090209.05ДР.100.12	Переднє ущільнення	12	
		13	7.090209.05ДР.100.13	Труба сполучна	1	
		14	7.090209.05ДР.100.14	Ущільнення середнє	2	
		15	7.090209.05ДР.100.15	Ущільнення заднє	1	
		16	7.090209.05ДР.100.16	Стрілка	1	

Ізм	Арку	№ докум.	Підпис	Дата	Насос ЦНС 30-420			Літера	Аркуш	Листів	
Розроб.								Д	Р	1	2
Перевір.											
Н. контр.											
Затверджено.											

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кількість	Примітка
				<u>Документація</u>		
A2			7.090209.05ДР.002.00 СБ	Складальне креслення		
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1	7.090209.05ДР.000.01	Проставка	1	
				<u>Деталі</u>		
		2	7.090209.05ДР.000.02	Напівмуфта двигуна	1	
		3	7.090209.05ДР.000.03	Напівмуфта насоса	1	
		4	7.090209.05ДР.000.04	Кільце	1	
		5	7.090209.05ДР.000.05	Гвинт М10х30	4	
		6	7.090209.05ДР.000.06	Гвинт М10х50	4	
				стандартні вироби		
		8		Гвинт М10 - 6gx25.58 ГОСТ 11738-84	2	
		9		Шайба 10.65Г.016 ГОСТ 10463-81	8	

Ізм	Арку	№ докум.	Підпис	Дата	Муфта пружна			Літера	Аркуш	Листів	
Розроб.								Д	Р		1
Перевір.											
Н. контр.											
Затверджено.											

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кількість	Примітка
				<u>Документація</u>		
A2			7.090209.05ДР.106.00 СБ	Складальне креслення		
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1	7.090209.05ДР.106.01	Корпус	1	
		2	7.090209.05ДР.106.02	Кільце клеMOVE	1	
		3	7.090209.05ДР.106.03	Гайка	1	
		4	7.090209.05ДР.106.04	Втулка	1	
		5	7.090209.05ДР.106.05	Обойма	1	
		6	7.090209.05ДР.106.06	Кільце	2	
		7	7.090209.05ДР.106.07	Платик	4	
		8	7.090209.05ДР.106.08	Штифт	2	
		9	7.090209.05ДР.106.09	Пружина	12	
		10	7.090209.05ДР.106.10	Гвинт	1	
		11	7.090209.05ДР.106.11	Штифт	4	
				<u>стандартні вироби</u>		
		13		Пробка M12x1, 5-8g	1	
				ГОСТ 16093-79		

Ізм	Арку	№ докум.	Підпис	Дата	Ущільнення торцеве	Літера	Аркуш	Листів
Розроб.						ЛР	1	2
Перевір.								
Н. контр.								
Затверджено.								

