

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

Проектування змінного ротора насоса НМ 3600-230 з
подачею 0,3 Qном.

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

Виконавець роботи

(підпис)

Дегятров В.В.
(прізвище, ініціали)

Керівник

(підпис)

Лугова С.О.
(прізвище, ініціали)

Суми 2020

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 64 с., рисунків: 20, таблиць:14, літературних джерел: 14.

Тема роботи : Розробка змінного ротора до насосу НМ 3600-230 з подачею $0,3 Q_{ном}$.

Графічні матеріали: аркуші формату складальне креслення насоса А1, теоретичне креслення А1, креслення робочого колеса А1, креслення напрямного апарату А1.

Мета роботи – Підвищення ефективності насосу за рахунок змінного ротору.

Відповідно до поставленої мети: було розроблено робоче колесо та напрямний апарат на параметри подача $Q=900 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H=390 \text{ м}$.

У розділі охорони праці розглянуто:

- 1) Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що можуть виникати при обслуговуванні насосу;
- 2) Техніка безпеки при ремонтах насосу;
- 3) Заходи з мінімізації небезпечних наслідків, які запроваджуються завчасно та у разі загрози затоплення території.

Ключові слова: НАСОС, КОНСТРУКЦІЯ, РОБОЧЕ КОЛЕСО, ВІДВІД, ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ, МІЦНІСТЬ, ЗМІННИЙ РОТОР, ЗМІННІ ПРОТОЧНІ ЧАТСИНИ.

Зміст

Вступ.....	3
1. Гідравлічні розрахунки	5
1.1 Розрахунок робочого колеса насосу НМ 3600-230 на параметри $Q=900\text{м}^3/\text{год}$, $H=390\text{ м}$	5
1.1.1 Проектування меридіанного перерізу.....	16
1.1.2 Підготовка меридіанного перерізу робочого колеса для профілювання лопаті.....	19
1.1.3 Профільювання лопаті	21
1.2 Розрахунок направляючого апарату	27
1.3 Сили що діють на вал	31
1.3.1 Розрахунок радіальних сил	31
1.3.2 Розрахунок осьових сил	36
2. Дослідження за допомогою чисельного моделювання процесу течії рідини в каналі робочого колеса програмному комплексі ANSYS CFX.	38
2.1 Чисельне дослідження течії.	38
2.2 Обробка результатів розрахунку	43
3. Розрахунки на міцність.....	48
3.1 Розрахунок валу на втому в небезпечному перерізі.....	48
3.1.3 Розрахунок небезпечного перетину на втому.....	49
3.2 Розрахунок шпонкового з'єднання	50
3.3 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність	50
4. Охорона праці.....	52
4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що можуть виникати при обслуговуванні насосу.....	52
4.2 Техніка безпеки при ремонтах насосу	56
4.3 Заходи з мінімізації небезпечних наслідків, які запроваджуються завчасно та у разі загрози затоплення території	59
Висновки	61
ЛІТЕРАТУРА	62

Вступ

Розрахунки, представлені у даній роботі виконані за загальноприйнятими методиками [1, 2, 4, 14].

Насос типу НМ – відцентровий горизонтальний одноступеневий спірального типу з робочим колесом двостороннього входу, призначені для транспортування нафти по магістральним трубопроводам.

Експлуатація нафтових магістральних насосів пов'язана зі значними коливаннями об'єму перекачування нафти. Цей об'єм в основному змінюється від $0,3 \div 1,25 Q_{ном}$ насосу. Для забезпечення ефективної роботи магістральних насосів на режимах 0,5; 0,7 і 1,25 від номінальної подачі створенні змінні ротори, та комбіновані відводи, які успішно експлуатуються, забезпечуючи напори, що рівні напору номінального ротора.

При режимах менших ніж 0,5 від номінальної подачі для збільшення коефіцієнту швидкохідності η_s було замінено двопоточне робоче колесо насоа на однопоточне.

Для перевірки ефективності використання однопоточного робочого колеса та комбінованого відводу були проведені дослідження за допомогою чисельного моделювання процесу течії рідини в каналах робочого колеса та комбінованого відводу в програмному комплексі ANSYS CFX.

Предметом дослідження є течія рідини у робочому колесі та комбінованому відводі.

Метод дослідження – чисельний розрахунок.

Чисельне дослідження було проведено за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX, в основу якого покладено розв'язання системи диференційних рівнянь течії рідини Нав'є-Стокса. Оскільки течія в проточній частині відцентрового насоса є турбулентною, то моделювання турбулентності

буде відбуватися за рахунок перетворення рівнянь в осереднені рівняння Рейнольдса для замикання яких додається стандартна k - ϵ модель турбулентності.

Для розрахунку була використана неструктурована тетраедрна розрахункова сітка. Поблизу твердих стінок сітка розбивається декількома шарами призматичних комірок, які дозволяють збільшити кількість вузлів в зонах граничного шару та використати масштабовані пристінкові функції.

В результаті розрахунку були отримані величини швидкостей і тисків у кожному вузлі розрахункової сітки. За допомогою функції осереднення були визначені такі параметри робочого колеса як тиск на вході, та інші.

1. Гідравлічні розрахунки

1.1 Розрахунок робочого колеса насосу НМ 3600-230 на параметри $Q=900\text{м}^3/\text{год}$, $H=390\text{ м}$ [1]

Меридіанний переріз відцентрового робочого колеса з основними геометричними параметрами приведено на рис. 1.1.

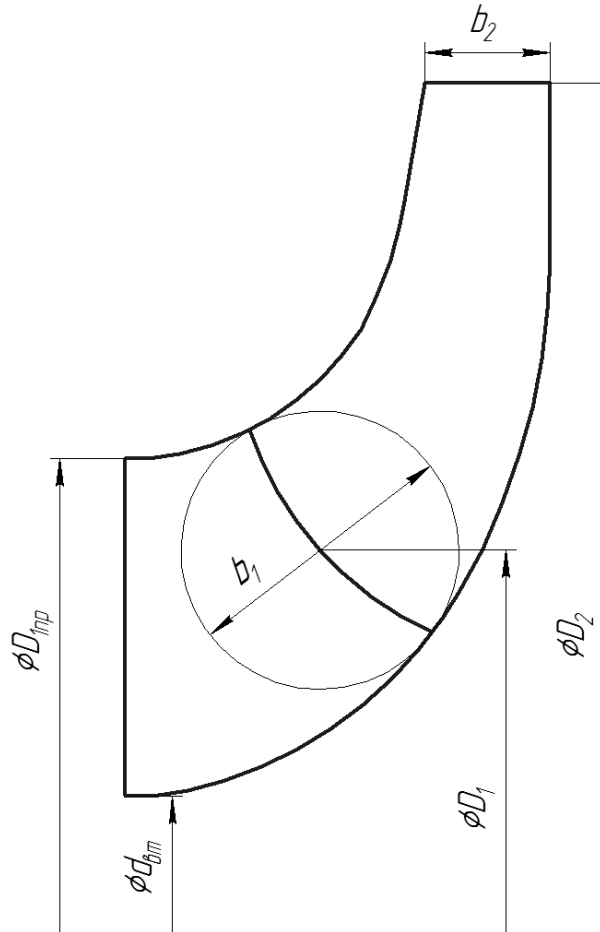


Рисунок 1.1 – Меридіональний переріз

Коефіцієнт швидкості [3]:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q_p / 3600}}{\left(\frac{H_H}{i}\right)^{3/4}}, \quad (1)$$

де i – число ступеней

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 2970 \cdot \sqrt{\frac{900}{3600}}}{\left(\frac{390}{1}\right)^{\frac{3}{4}}} = 62$$

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності:

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{\Delta h_{дон}}{R}\right)^{3/4}}, \quad (2)$$

де $\Delta h_{дон}$ - допустимий кавітаційний запас, м;

R – коефіцієнт запаса. Приймаємо $R = 1,2$.

$$c_{кр} = \frac{5,62 \cdot 2970 \cdot \sqrt{0,25}}{\left(\frac{14}{1,2}\right)^{3/4}} = 1281$$

Приведений діаметр робочого колеса за формулою Д.Я.Суханова:

$$D_{1пр} = k_{ex} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_p}{3600 \cdot n}}, \quad (3)$$

де $k_{вх} = 3,5 \div 5,0$ – коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса.

Для забезпечення необхідного кавітаційного запаса виконуємо робоче колесо зі збільшеною воронкою. Приймаємо $k_{вх} = 5$.

$$D_{1пр} = 5 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,25}{2970}} = 0,219 \text{ м}$$

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_\Gamma \cdot \eta'_m \cdot \eta_m , \quad (4)$$

де η_o - об'ємний ККД;

η_Γ - гідравлічний ККД;

η'_m - внутрішній механічний ККД;

η_m - зовнішній механічний ККД.

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-2/3}} , \quad (5)$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 62^{-2/3}} = 0,958$$

$$\eta_\Gamma = 1 - \frac{0,42}{[\lg(D_{1np} \cdot 10^3) - 0,172]^2} , \quad (6)$$

$$\eta_\Gamma = 1 - \frac{0,42}{[\lg(0,219 \cdot 10^3) - 0,172]^2} = 0,911$$

$$\eta'_m = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^{-2}} , \quad (7)$$

$$\eta_m = \frac{1}{1 + 820 \cdot 62^{-2}} = 0,823$$

Тоді $\eta = 0,958 \cdot 0,911 \cdot 0,823 = 0,718$

Потужність, яка споживається насосом:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{3600 \cdot \eta} , \quad (8)$$

де $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ - густина води

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,25 \cdot 390}{0,8} = 1331722 \text{ Вт} = 1,3 \text{ МВт}$$

Теоретичний напір робочого колеса:

$$H_m = \frac{H}{\eta_r}; \quad (9)$$

$$H_T = \frac{390}{0,911} = 428 \text{ м}$$

Максимальна потужність на валу насоса:

$$N_{\max} = 1,1 \cdot N; \quad (10)$$

$$N_{\max} = 1,1 \cdot 1331722 = 1464895 \text{ Вт} = 1,5 \text{ МВт}$$

В першому наближенні діаметр валу визначаємо з розрахунку на кручення:

$$d_g = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (11)$$

де $[\tau]$ - допустиме напруження на кручення, Па.

Приймаємо $[\tau] = 150 \cdot 10^5 \text{ Па}$

M – крутний момент на валу насоса, Н·м.

$$M = \frac{30 \cdot N_{\max}}{\pi \cdot n}; \quad (12)$$

$$M = \frac{30 \cdot 1464895}{3,14 \cdot 2970} = 4712 \text{ Нм}$$

Тоді:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 4712}{3,14 \cdot 150 \cdot 10^5}} = 0,117 \text{ м}$$

Згідно ГОСТ 6636-69 приймаємо розмір вала $d_B = 120 \text{ мм}$

Діаметр втулки орієнтовно вибирають за залежністю:

$$d_{em} = (1,2 \div 1,25) \cdot d_B; \quad (13)$$

Приймаємо $d_{BT} = 130 \text{ мм}$.

Діаметр вхідної воронки робочого колеса визначають з виразу:

$$D_{1np} = \sqrt{D_0^2 - d_{em}^2}; \quad (14)$$

$$D_0 = \sqrt{D_{1np}^2 + d_{em}^2}. \quad (15)$$

$$D_0 = \sqrt{0,219^2 + 0,130^2} = 0,255 \text{ м}$$

Швидкість на вході у робоче колесо знаходять з рівняння нерозривності:

$$V_0 = \frac{4 \cdot Q_{p.k.}}{\pi \cdot D_{1np}^2} \quad (16)$$

де $Q_{p.k.}$ – витрата, що проходить через робоче колесо, $\text{м}^3/\text{с}$.

$$Q_{p.k.} = \frac{Q}{\eta_o}; \quad (17)$$

$$Q_{p.k.} = \frac{0,25}{0,958} = 0,261 \frac{m^3}{c}$$

Тоді:

$$V_0 = \frac{4 \cdot 0,25}{3,14 \cdot 0,219} = 6,921 \text{ м/с}$$

Це швидкість без урахування стиснення потоку лопатями робочого колеса на вході.

Визначимо діаметр, на якому розташована вхідна кромка лопаті:

$$D_1 = 0,8 \cdot D_0; \quad (18)$$

$$D_1 = 0,8 \cdot 0,255 = 0,204 \text{ м}$$

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості зростає та визначається з виразу:

$$V_{1m} = \psi_1 \cdot V'_{1m}, \quad (19)$$

де V'_{1m} - меридіанна швидкість без урахування стиснення, м/с;

ψ_1 = коефіцієнт стиснення потоку на вході. $\psi_1 = 1,15 \div 1,3$. Приймаємо $\psi_1 = 1,15$.

$$V_{1m} = V_0 = 6,921 \text{ м/с}$$

$$V_{1m} = 1,15 \cdot 6,921 = 7,959 \text{ м/с}$$

В загальному випадку кут потоку на вході розраховуємо з трикутника швидкостей за формулою:

$$\beta_{1n} = \operatorname{arctg} \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}}, \quad (20)$$

де U_1 – переносна швидкість на вході в робоче колесо, м/с;

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}; \quad (21)$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,204 \cdot 2970}{60} = 31,681 \text{ м/с}$$

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

$$V_{1u} = 0$$

Тоді:

$$\beta_{1n} = \operatorname{arctg} \frac{7,959}{31,681} = 14^\circ$$

Кут нахилу лопаті на вході в робоче колесо

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta \quad (22)$$

Цей кут повинен знаходитись у границях $15 \div 30^\circ$ [3].

Кут атаки $\Delta\beta = 3 \div 8^\circ$ вводиться з ціллю зменшення гідравлічних втрат в області робочого колеса та покращення його кавітаційних якостей.

Приймаємо $\Delta\beta = 6^\circ$. Тоді $\beta_1 = 14 + 6 = 20^\circ$

Визначимо число лопатей та їх товщину.

Існує рекомендація, що для чистих рідин число лопатей вибирають від 5 до 8 [2].

Товщину лопаті робочого колеса вибирають орієнтовно від 3 до 4 мм. Приймаємо $z = 7$ та $S_1 = 4$ мм.

Після вибору числа лопатей та їх товщини уточнюємо значення ψ'_1 за формулою:

$$\psi'_1 = \frac{t_1}{t_1 - \frac{S_1}{\sin \beta_1}}, \quad (23)$$

де t_1 – крок встановлення лопаті.

$$t_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{z}; \quad (24)$$

$$t_1 = \frac{3,14 \cdot 0,204}{7} = 0,091 \text{ м}$$

Тоді:

$$\psi'_1 = \frac{0,091}{0,091 - \frac{0,004}{\sin 20^\circ}} = 1,15$$

Повинна бути забезпечена умова:

$$|\psi'_1 - \psi_1| \leq 0,01$$

$$|1,15 - 1,15| \leq 0,01 \text{ - умова виконується.}$$

Ширину робочого колеса на вході знаходимо з рівняння нерозривності:

$$b_1 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi \cdot D_1 \cdot V'_{1m}}; \quad (25)$$

$$b_1 = \frac{0,25}{3,14 \cdot 0,204 \cdot 7,959} = 0,059 \text{ м}$$

Визначимо геометричні параметри виходу з робочого колеса.

Значення зовнішнього діаметру робочого колеса у першому наближенні може бути визначено з основного рівняння роботи лопатевих насосів Ейлера для $V_{1n} = 0$ та $V_{2n} = 0,5U_2$.

$$D_2' = m_2 \cdot \frac{\sqrt{2g \cdot H}}{n}, \quad (26)$$

де $m_2 = 19,1$ при $n_s \leq 100$,

$$m_2 = 19,2 \cdot \left(\frac{n_s}{100}\right)^{1/6}, \text{ при } n_s > 100.$$

Так як $n_s = 62$, то

$$D_2' = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 390}}{2970} = 0,563 \text{ м}$$

Кінцево D_2 визначаємо з урахуванням поправки на кінцеве число лопатей.

Меридіанна складова швидкості без урахування стиснення на виході з РК:

$$V_{2m}' = (0,5 \div 1,0)V_{2m}', \quad (27)$$

Приймаємо $V_{2m}' = 3,461 \text{ м/с}$.

Меридіанна складова швидкості без урахування стиснення на виході з РК:

Коефіцієнт стиснення перерізу потоку лопатями на виході з РК приймаємо $\psi_2 = 1,05$ ($\psi_2 = 1,05 \div 1,1$).

$$V_{2m} = \psi_2 \cdot V_{2m}', \quad (28)$$

$$V_{2m} = 1,05 \cdot 3,461 = 3,634 \text{ м/с}$$

Кут на виході з РК β_2 залежить від степені дифузорності

$$\beta_2 = \arcsin \left[\left(\frac{W_1}{W_2} \right) \cdot \frac{\psi_2}{\psi_1} \cdot \frac{V_{m2}}{V_{m1}} \cdot \sin \beta_1 \right], \quad (29)$$

$$\text{де } \left(\frac{W_1}{W_2} \right)_{opt} = 5,68 \cdot 10^{-5} \cdot n_s^2 - 18,23 \cdot 10^{-3} \cdot n_s + 2,65, \quad (30)$$

$$\beta_2 = 20^\circ$$

Проведемо уточнення наружного діаметра РК з урахуванням кінцевого числа лопатей.

Даний розрахунок виконують, використовуючи преобразоване основне рівняння Ейлера (вирішуючи його відносно швидкості U_2), після ряду підстановок у вигляді:

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2tg\beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2tg\beta_2} \right)^2 + g \cdot H_{T\infty}}, \quad (31)$$

де $H_{T\infty}$ - теоретичний напір робочого колеса з безкінечним числом тонких лопатей.

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_r \cdot k_z}, \quad (32)$$

де k_z – поправка на кінцеве число лопатей.

За формулою Пфлейдерера:

$$k_z = \frac{1}{1+p}, \quad (33)$$

де

$$p = 2 \cdot \frac{\psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2} \quad (34)$$

Коефіцієнт ψ визначається в залежності від n_s . При $n_s < 150$ ($n_s = 62$):

$$\psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \cdot \sin \beta_2; \quad (35)$$

$$\psi = 0,55 + 0,6 \cdot \sin 20^\circ = 0,755$$

$$p = 2 \cdot \frac{0,755}{7} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,204}{0,563}\right)^2} = 0,248$$

$$k_z = \frac{1}{1 + 0,248} = 0,801$$

$$H_{T\infty} = \frac{390}{0,911 \cdot 0,801} = 535 \text{ м}$$

$$U_2 = \frac{3,634}{2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ} + \sqrt{\left(\frac{3,634}{2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}\right)^2 + 9,81 \cdot 535} = 73 \text{ м/с}$$

Діаметр робочого колеса:

$$D_2 = \frac{60 \cdot 73}{3,14 \cdot 2970} = 0,470$$

Уточнений коефіцієнт стиснення:

$$\psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S}{2\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_2}}; \quad (36)$$

$$\psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 0,004}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,470 \cdot \sin 20^\circ}} = 1,03$$

Повинна бути забезпечена умова:

$$|\psi'_2 - \psi_2| \leq 0,01;$$

Умова виконується.

Приймаємо $D_2 = 0,470$ м.

Ширину робочого колеса на виході знаходимо з рівняння нерозривності:

$$b_2 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{2m}}; \quad (37)$$

$$b_2 = \frac{0,25}{3,14 \cdot 0,470 \cdot 3,634} = 0,049 \text{ м}$$

1.1.1 Проектування меридіанного перерізу

Будують меридіанний переріз за допомогою метода послідовних наближень[3].

а) Намічають спочатку «на око» контури крайніх ліній струму. Рекомендується при цьому орієнтуватись на існуючі робочі колеса подібних p_s .

б) Наносять середню лінію каналу, яка представляє собою геометричне місце центрів вписаних кіл, зазвичай від входу до виходу РК тонкими лініями

вписується 8-10 кіл. У зоні повороту потоку кіл зазвичай розміщують густіше.

Центри вписаних кіл нумерують цифрами 1, 2, 3, ...

в) Вираховуємо площі нормальних перерізів за формулами:

- на вході

$$F_{ex} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_0^2 - d_{em}^2) \quad (38)$$

- на виході

$$F_{вых} = \pi D_2 b_2, \quad (39)$$

- проміжна

$$F_i = 2\pi r_i b_i, \quad (40)$$

де r_i - відстань від осі РК до центра вписаного кола;

b_i - діаметр вписаного кола.

Таблиця 1.1 - Розрахунок площі проміжних нормальних перерізів

№ точки	$F_i, \text{мм}^2$	$b_i, \text{мм}$	$r_i, \text{мм}$	$\Delta l_i, \text{мм}$
1	37693,41	62,50	96,25	0,00
2	41385,07	62,00	106,29	34,64
3	46162,40	58,59	125,46	60,09
4	50157,53	53,56	149,12	84,57
5	54891,77	52,56	166,30	101,76
6	58894,68	51,79	181,08	116,55
7	63875,35	50,78	200,30	135,77
8	71787,72	49,00	235,00	170,48

Відстань Δl_i вздовж середньої лінії меридіанного перерізу від першої точки до кожної наступної (2, 3, ...) визначається по кресленню.

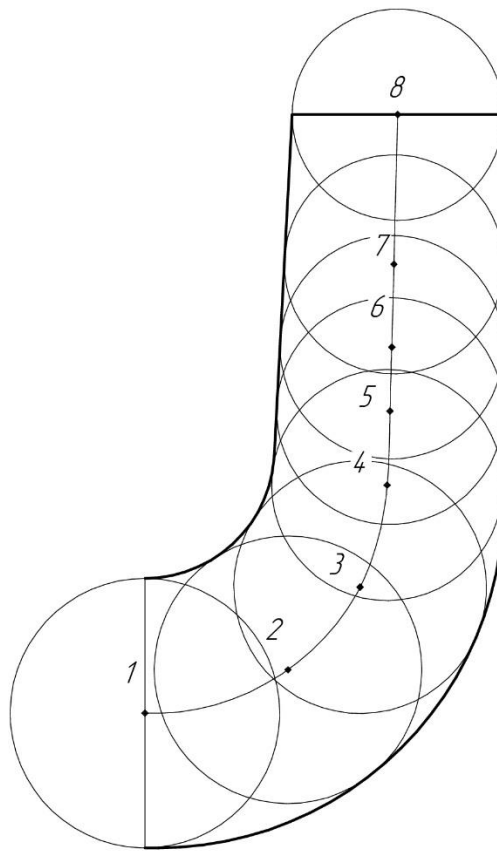


Рисунок 1.2 – До проектування меридіанного перерізу

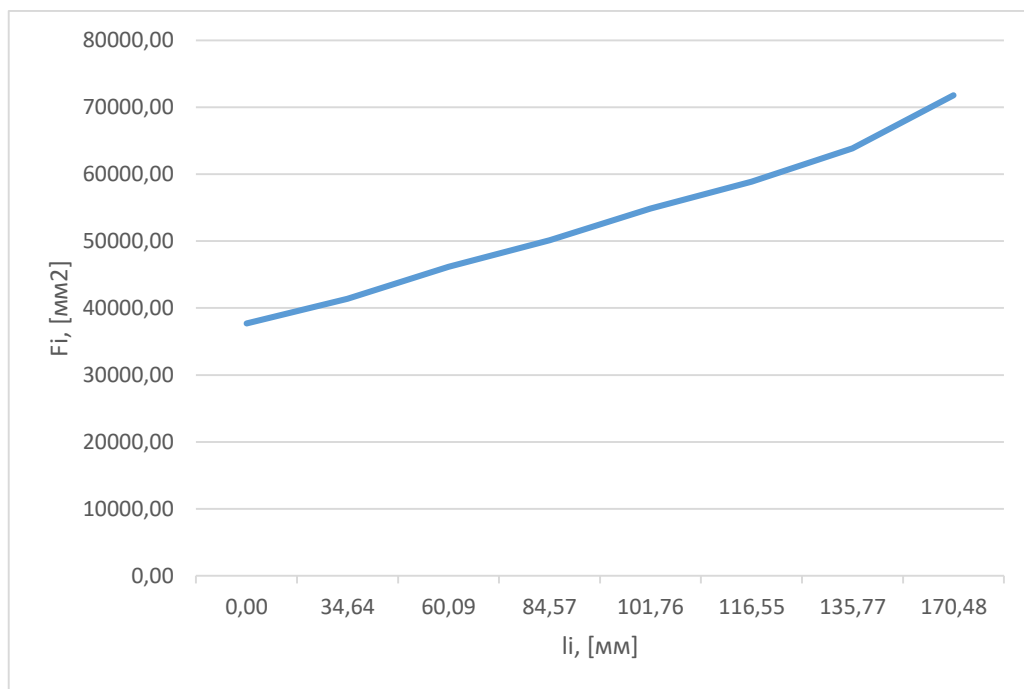


Рисунок 1.3– Графік зміни площ меридіанного перерізу робочого колеса

1.1.2 Підготовка меридіанного перерізу робочого колеса для профілювання лопаті

Для робочих коліс $n_s < 100$ рекомендується кількість потоків $k=2$, кількість розрахункових перерізів (ліній струму) $n=3$.

Очертання ліній току знаходимо методом послідовних наближень із положення рівношвидкісного потоку, який відповідає постійності меридіанної швидкості V_m вздовж даної нормалі.

Витрата через кожний розрахунковий переріз вздовж нормалі, m^3/s :

$$q = \frac{Q_{p.k.}}{3600K} = 2\pi \cdot V_m \cdot (r_{y.m.} \cdot l)_k, \quad (41)$$

де l – довжина відрізка нормалі між сусідніми лініями, м;

$r_{ц.т.}$ – відстань ваги відрізка l до вісі робочого колеса, м.

Виходячи з того, що швидкість V_m вздовж нормалі постійна, то вищезгаданий вираз приймає вигляд:

$$r_{y.m.} \cdot l = const$$

Тут:

$$\delta(r_{y.m.} \cdot l) = r_{y.m.} \cdot l - (r_{y.m.} \cdot l)_{cp},$$

$$(r_{y.m.} \cdot l)_{cp} = \frac{\sum r_{y.m.}}{K},$$

$$\delta l = \frac{\delta(r_{y.m.} \cdot l)}{r_{y.m.}}. \quad (42)$$

За значеннями δl вносимо корективи в лінії струму і нормалі. Кореговку закінчуємо, якщо відхилення $\delta l/l \leq 0,05$.

Таблиця 1.2- Побудова нормалей

№	r'	l'	r''	l''
1	115,52	23,97	84,26	38,52
2	121,82	25,00	96,39	36,92
3	134,32	25,79	120,44	32,57
4	151,12	26,44	149,12	27,13
5	166,98	26,29	166,30	26,26
6	181,76	25,90	181,08	25,88
7	200,96	25,39	200,30	25,39
8	234,36	24,50	234,36	24,50

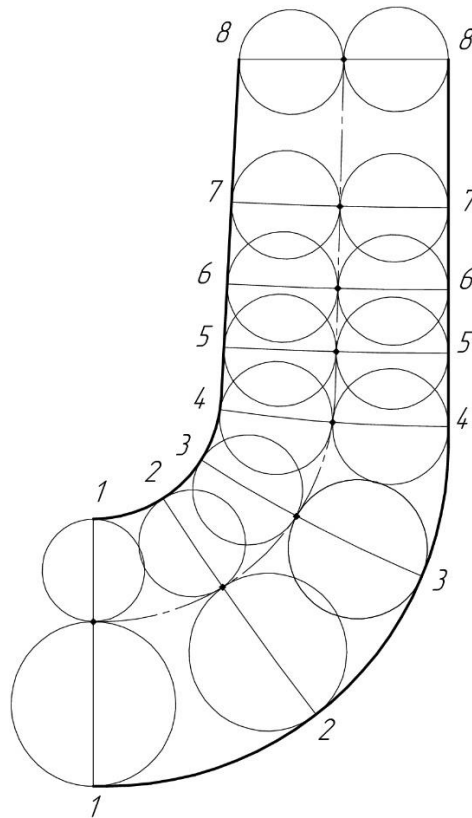


Рисунок 1.4– Побудова ліній струму

1.1.3 Профілювання лопаті

Профілювання лопаті проводимо методом конформного відображення поверхні струму на розгортку поверхню циліндра обертання. При конформному відображенні кути лопаті зображують без спотворення, а відповідні лінійні розміри – пропорційні.

Для побудови координатної сітки на розгортці задаємося кутом $\Delta\varphi=10^\circ$ між меридіальними перерізами зображаемого циліндра, радіус якого приймаємо рівним[3]:

$$R_{к.ц.}=150 \text{ мм.}$$

Геометричні розміри ячійки розгортки:

$$\Delta L = \frac{R_{к.ц.}}{c}, \quad (43)$$

де $c=10$ – стала.

$$\Delta S = \frac{\pi \cdot R_{к.ц.} \cdot \Delta\varphi}{180^\circ} \quad (44)$$

Тоді:

$$\Delta L = \frac{15}{10} = 15 \text{ мм} ; \Delta S = 21 \text{ мм}$$

Лінійний крок лопаті на розгортці циліндра:

$$t = \frac{2\pi \cdot R_{к.ц.}}{z}; \quad (45)$$

$$t = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 150}{7} = 134,64 \text{ мм}$$

$$t^\circ = \frac{360^\circ}{7} = 51,43^\circ$$

Кут охопту лопаті θ приймають в залежності від n_s , а також умови $\theta \geq 1,5t^\circ$, яка в нашому випадку має вигляд $\theta \geq 90^\circ$. Орієнтовно на $n_s=62$, приймаємо $\theta=120^\circ$.

Для побудови конформного відображення координатної сітки на поверхні струму. розбиваємо всі розрахункові лінії струму по умовам конформності:

$$\frac{r_{cpi}}{\Delta l_i} = \frac{R_{к.у.}}{C} = 0,1r_{cp}, \quad (46)$$

де r_{cpi} – відстань від вісі РК до середини відрізка Δl_i на лінії струму.

$$\Delta l_i = \frac{r_{cpi}}{c} = 0,1r_{cpi} \quad (47)$$

Таблиця 1.3 – Розрахунки по розбивці ліній струму на відрізки Δl

№	a			b			c		
	r _{lcp}	Δl	r	r _{lcp}	Δl	r	r _{lcp}	Δl	r
1	223,26	23,51	211,52	223,25	23,51	211,50	223,25	23,51	211,49
2	200,96	21,15	190,40	200,93	21,15	190,35	200,92	21,15	190,34
3	180,89	19,04	171,39	180,84	19,04	171,32	180,83	19,03	171,31
4	162,83	17,14	154,27	162,76	17,13	154,20	162,75	17,13	154,18
5	147,07	15,43	139,88	149,67	15,42	139,15	146,47	15,42	138,76
6	135,33	13,99	130,78	132,99	13,92	126,84	131,92	13,88	125,07
7				122,11	12,68	117,38	119,15	12,51	113,24
8				113,98	11,74	110,57	108,21	11,32	103,19
9							98,97	10,32	94,76
10							91,25	9,48	87,75

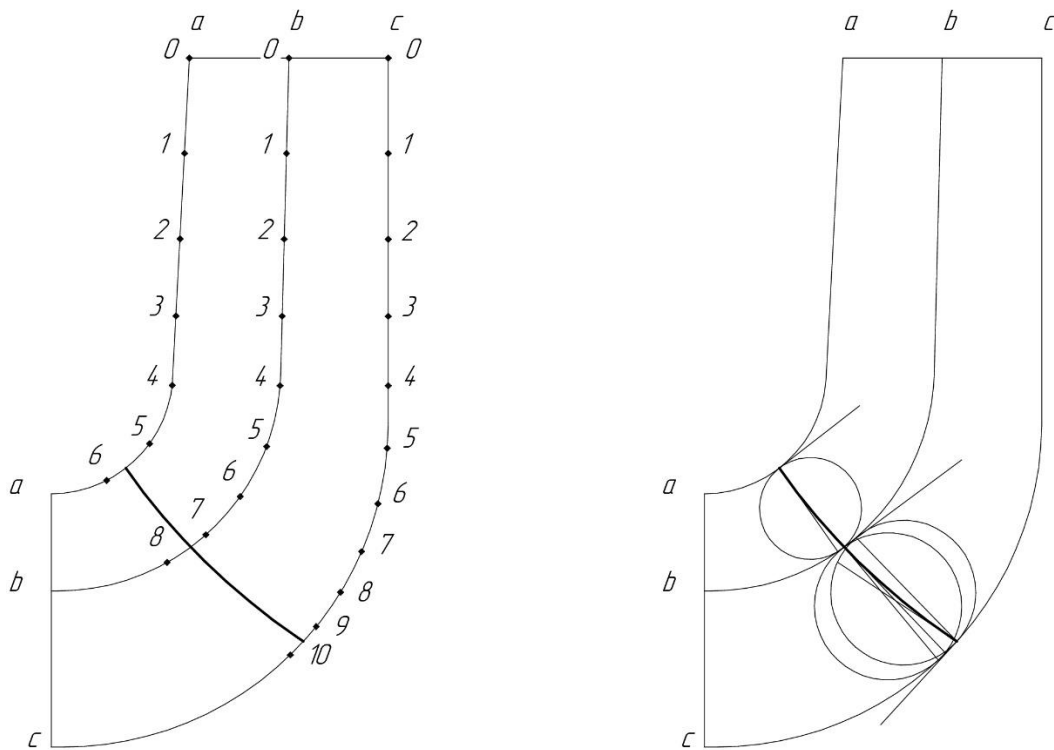


Рисунок 1.5 – Розбивка ліній току за умовою конформності

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

Меридіанна швидкість, м/с.

$$V'_{1m} = \frac{Q_{p.k.}}{k \cdot 2\pi \cdot r_{ц.т.} \cdot l}, \quad (48)$$

де l – довжина нормалі між даною і сусідніми лініями струму, яка проведена через дану точку входу, м;

$r_{ц.т.}$ – відстань центра ваги нормалі l від вісі РК, м.

Колова швидкість:

$$U_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{ax} \cdot n}{60}, \quad (49)$$

де $r_{\text{вх}}$ – радіус кола, на якому лежить дана точка входу, м.

Колова складова абсолютної швидкості на вході при осьовому вході $V_{1u} = 0$

Кут потоку:

$$\beta'_{1n} = \operatorname{arctg} \frac{V'_{1m}}{U_1 - V_{1u}}, \quad (50)$$

Задаємося кутами лопаті $\beta_1 > \beta'_{1n}$:

a: $\beta_1 = 20^\circ$; b: $\beta_1 = 25^\circ$; c: $\beta_1 = 31^\circ$;

Кут лопаті в площині перпендикулярній до дотичної до вхідної кромки в точці входу:

$$\varphi_{1l} = \operatorname{arctg}[tg\beta_1 \cdot \sin\lambda], \quad (51)$$

де λ – кут між дотичними до вхідної кромки і лініями току в точці входу.

Товщина лопаті вздовж кола $D_{\text{вх}}$:

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{\sin\varphi_{1l}}, \quad (52)$$

Крок лопатей:

$$t_1 = \frac{2\pi \cdot r_{\text{вх}}}{z}, \quad (53)$$

Коефіцієнт стиснення потоку лопотями.

$$\psi_1 = \frac{t_1 - \sigma_1}{t_1}, \quad (54)$$

Кут потоку з урахуванням потоку:

$$\beta_{1n} = \arctg \left[\operatorname{tg} \beta'_{1n} \cdot \frac{1}{\psi_1} \right], \quad (55)$$

Кут атаки:

$$\Delta\beta = \beta_1 - \Delta\beta_{1n}, \quad (56)$$

Таблиця 1.4 – Результати розрахунків

	гц.т.	l	Dвх.	λ	V1m	U1	β_{1r}
a	0,124	0,025	0,268	92,44	6,69	41,60	9,14
b	0,100	0,036	0,229	82,49	5,70	35,54	9,11
c	0,104	0,036	0,182	81,19	5,60	28,31	11,19

Продовження таблиці 1.5 – Результати розрахунків

	β_1	$\phi_{1л}$	σ_1	t1	ψ_1	β_{1n}	$\Delta\beta$
a	20	19,98	0,012	0,120	0,902	10,10	9,90
b	25	24,81	0,010	0,103	0,907	10,03	14,97
c	31	30,70	0,008	0,082	0,904	12,35	18,65

Кути атаки змінюються плавно і знаходяться в рекомендованих границях.

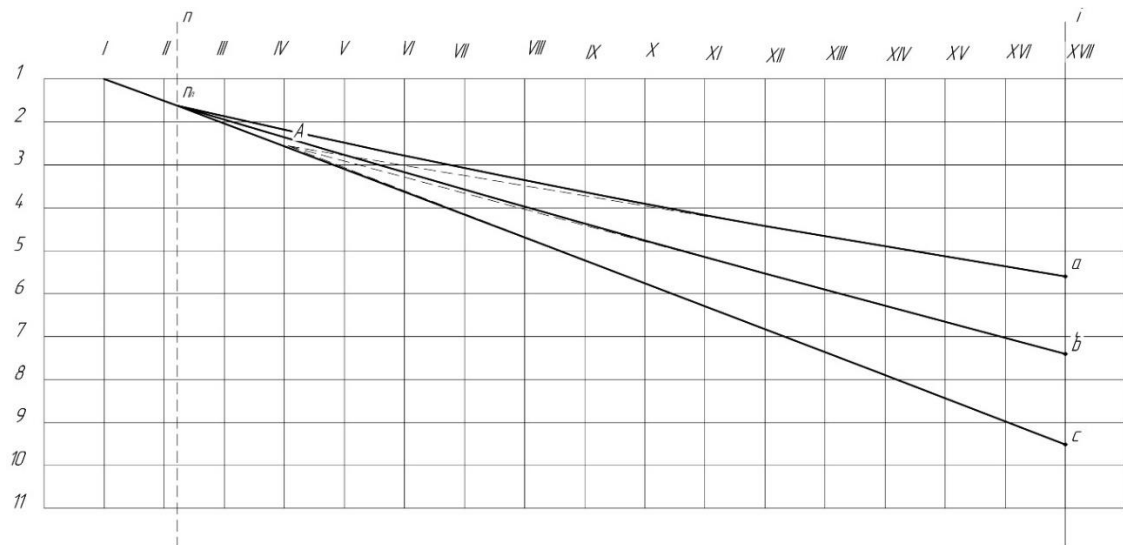


Рисунок 1.6 – Конформна діаграма

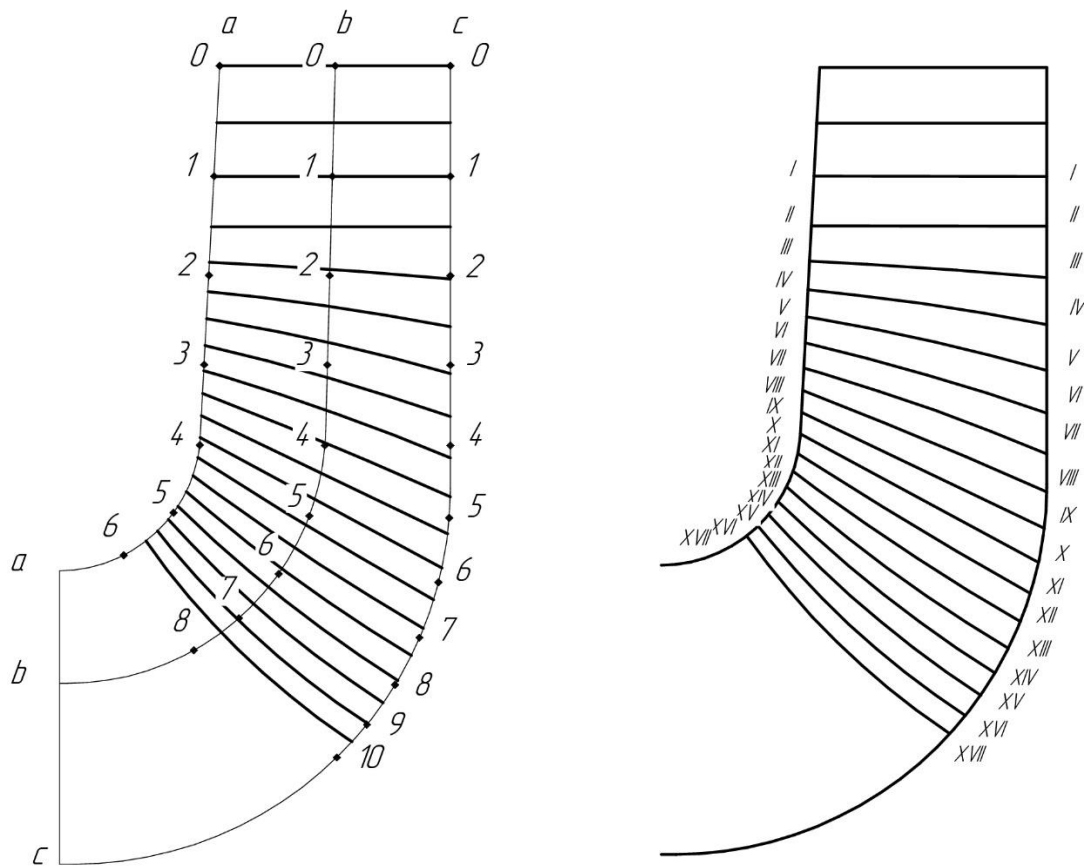


Рисунок 1.7 – Профілювання лопаті

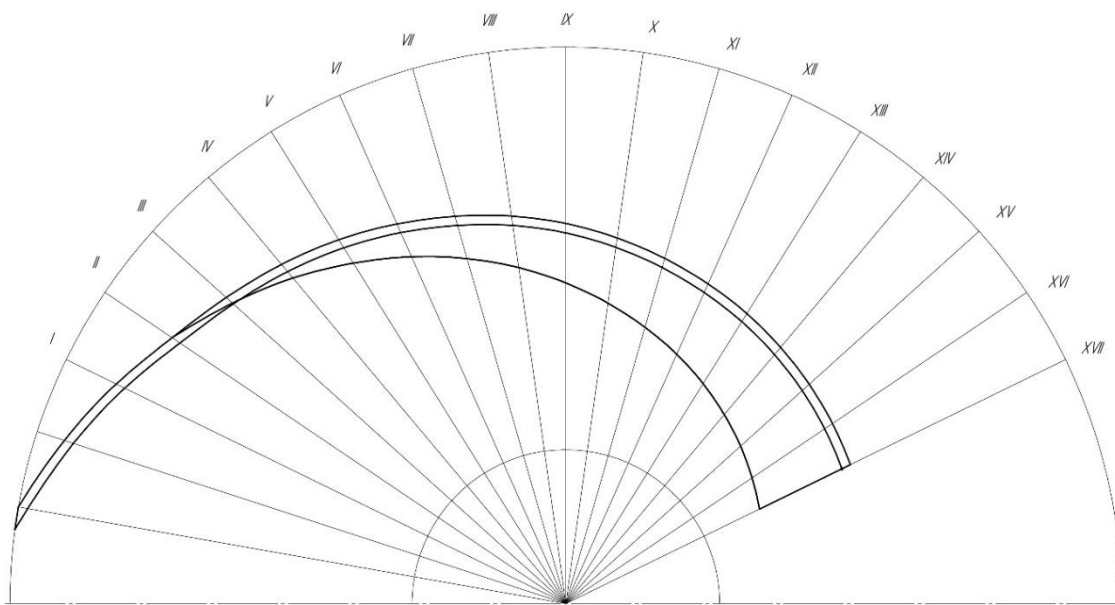


Рисунок 1.8 – Лопать в плані

1.2 Розрахунок направляючого апарату

Таблиця 1.6 - Вихідні данні для розрахунку

Q, м3/год	H, м	D ₂ , м	b ₂ , м	n, об/хв
0,25	390	0,470	0,049	2970

Діаметр початкової окружності обираємо з умови забезпечення оптимального зазору між робочим колесом та направляючим апаратом з ціллю вирівнювання поля швидкостей після робочого колеса за формулою:

$$D_3 = (1,02 \div 1,05)D_2 \quad (57)$$

$$D_3 = 1,05 \cdot 0,470 = 0,494 \text{ (м)}$$

Визначається ширина направляючого апарату в меридіональному перерізі b_3 за формулою:

$$b_3 = b_2 + (2 - 4) \quad (58)$$

$$b_3 = 49 + 4 = 53 \text{ мм}$$

Приймаємо $b_3 = 55 \text{ мм}$

Число лопаток направляючого апарату вибирається в залежності від числа лопатей робочого колеса з умови відсутності невірноважених сил P та невірноважених пульсацій тиску.

Приймаємо $z = 9$

Визначаємо кут установки лопатки напрямного апарату α_3 л.

Радіальна складова абсолютної швидкості на вході в напрямний апарат визначається за формулою:

$$V_{m3} = \frac{Q}{\pi D_3 b_3} \quad (59)$$

$$V_{m3} = \frac{0,25}{3,14 \cdot 0,494 \cdot 0,055} = 2,9 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Колова складова абсолютної швидкості на вході в напрямний апарат розраховується за формулою:

$$V_{u3} = V_{u2} \frac{D_2}{D_3} \quad (60)$$

$$V_{u2} = \frac{2 \left(\frac{30g \cdot H_T}{\pi \cdot n} \right)}{D_2} \quad (61)$$

$$V_{u2} = \frac{2 \left(\frac{30 \cdot 9,81 \cdot 428}{3,14 \cdot 2970} \right)}{0,470} = 58 \text{ (м/с)}$$

$$V_{u3} = 58 \cdot \frac{0,470}{0,494} = 55 \text{ (м/с)}$$

Кут потоку на вході в напрямний апарат без врахування стиснення розраховується за формулою:

$$\alpha_{3n} = \arctg \frac{V_{m3}}{V_{u3}} \quad (62)$$

$$\alpha_{3n} = \arctg \frac{2,9}{55} = 3^\circ$$

З врахуванням стиснення:

$$\alpha'_{3n} = \arctg \frac{V_{m3}}{\psi_3 V_{u3}} \quad (63)$$

$$\alpha'_{3n} = \arctg \frac{2,9}{0,406 \cdot 55} = 7,4^\circ$$

де ψ_3 – коефіцієнт стиснення потоку

$$\psi_3 = 1 - \frac{\delta}{t_3 \sin \alpha_{3n}} \quad (64),$$

$$\psi_3 = 1 - \frac{0,004}{0,17 \cdot \sin 3^\circ} = 0,406$$

де t_3 – крок лопаток напрямного апарату;

δ – нормальна товщина лопатки напрямного апарату на вході.

$$t_3 = \frac{\pi D_3}{Z_{на}} \quad (65)$$

$$t_3 = \frac{3,14 \cdot 0,494}{9} = 0,17$$

Кут встановлення лопатки напрямного апарату на вході:

$$tg \alpha_{3л} = \mu \cdot tg \alpha'_{3н} \quad (66)$$

$$tg \alpha_{3л} = 1,8 \cdot \tan 7,4^\circ = 0,236$$

$$\alpha_{3л} = 13,3^\circ$$

Спіральну ділянку лопатки виконують по логарифмічній спіралі.

$$\frac{R'_3}{R_3} = e^{\frac{2\pi}{Z_{на}} \mu \cdot tg \alpha_{3н}} \quad (67)$$

$$\frac{R'_3}{R_3} = e^{\frac{2 \cdot 3,14}{9} \cdot 1,8 \cdot 0,05} = 1$$

Висота вхідного перерізу

$$a_3 = (R'_3 - R_3) \cos \alpha_{3л} - \delta \quad (68)$$

Визначаються розміри дифузорного каналу.

Дифузорна частина напрямного апарату визначає його гідравлічну досконалість як перетворювача кінетичної енергії потоку в потенційну. Найкращі умови перетворення енергії забезпечують прямовісні дифузори з розширення в двох напрямках – осьовому і радіальному.

Довжина дифузорного каналу визначається за відношенням:

$$l_{диф} = a_3 (3 \div 5) \quad (69)$$

$$l_{диф} = 54,17 \cdot 3 = 161,52$$

Площа входу в дифузорний канал

$$F_3 = a_3 \cdot b_3 \quad (70)$$

$$F_3 = 54,17 \cdot 55 = 2979(\text{мм}^2) \approx 0,003(\text{м}^2)$$

Площа входу з дифузорного каналу

$$F_4 = a_4 \cdot b_4 \quad (71)$$

$$F_4 = 52,68 \cdot 67,65 = 3653(\text{мм}^2) \approx 0,004(\text{м}^2)$$

Середній кут розширення дифузора $\phi_{\text{екв}}$, обчислюється по еквівалентному конусу:

$$\phi_{\text{екв}} = 2 \arctg \frac{\sqrt{\frac{F_4}{4}} - \sqrt{\frac{F_3}{4}}}{l_{\text{диф}}} \quad (72)$$

$$\phi_{\text{екв}} = 2 \arctg \frac{\sqrt{\frac{0,004}{4}} - \sqrt{\frac{0,003}{4}}}{0,161} = 3,4$$

$$\frac{F_4}{F_3} = 1,2 \dots 2,0 \quad (73)$$

$$\frac{0,004}{0,003} = 1,33$$

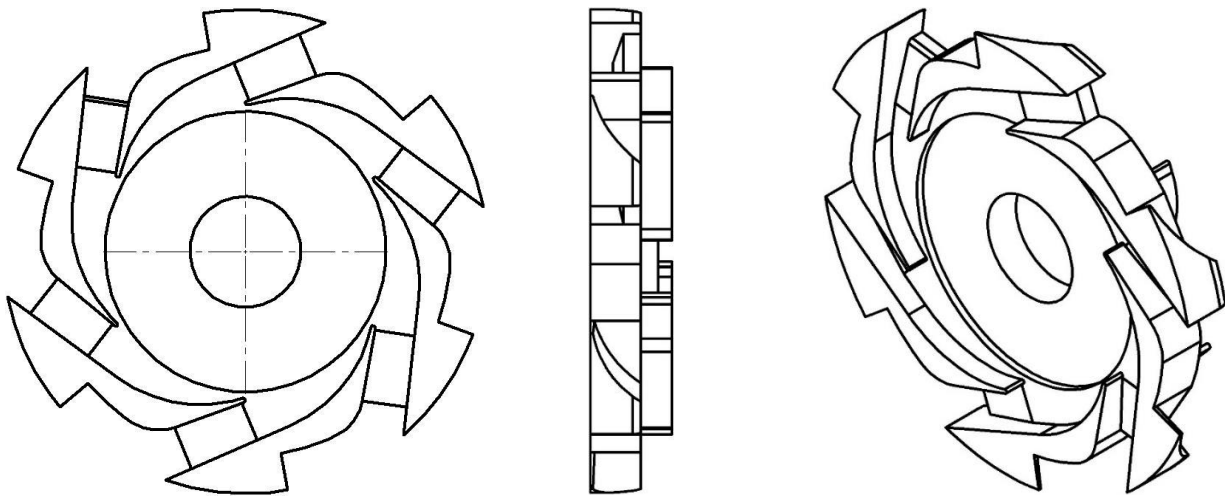


Рисунок 1.9 – Креслення напрямного апарату

1.3 Сили що діють на вал

1.3.1 Розрахунок радіальних сил

Таблиця 1.7 Вхідні данні до розрахунку

L, м	L1, м	L2, м	F1, кН	F2, кН	M1,кНм
2,084	0,369	0,211	1,022	6,568	4,715

Радіальна сила розраховується за формулою:[1]

$$F_r = k_R(\rho g H d_2 B_2) \quad (74)$$

де Н -напір, м;

d_2 – зовнішній діаметр колеса, см;

B_2 – ширина колеса (включаючи диски), см;

$k_R = 0,06$ – коефіцієнт було обрано згідно [1], для номінального режиму, для відводу з направляючим апаратом.

$$F_g = ml \quad (75)$$

$$F_r = 0.06 \cdot (998 \cdot 9.81 \cdot 390 \cdot 0.47 \cdot 0.061) = 6568 \text{ Н}$$

$$F_g = 9,81 \cdot 1042 = 1022 \text{ Нм}$$

В подальших розрахунках приймаємо $F_1 = F_g$, $F_2 = F_r$, $M_1 = M_{кр}$.

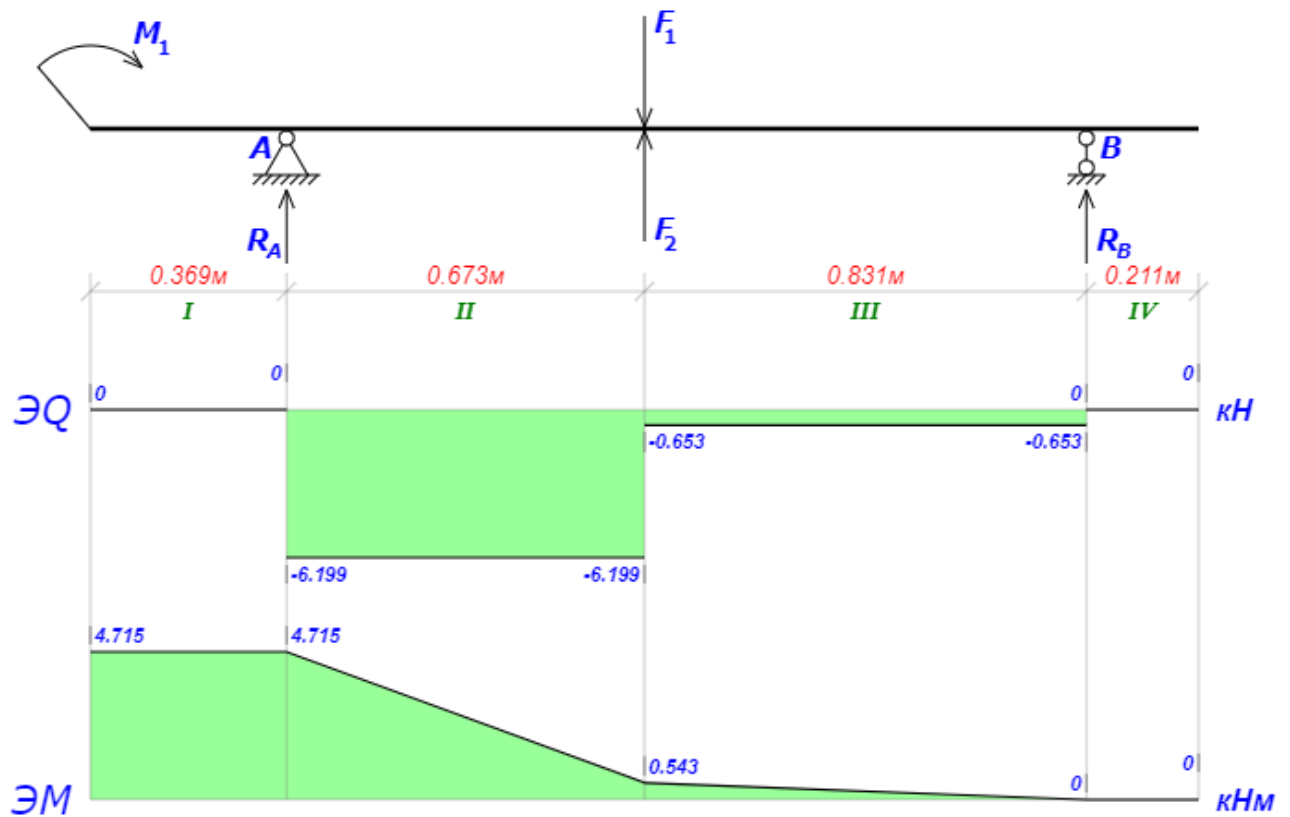


Рисунок 1.10 – Реакції опор

Сума моменті всіх сил відносно точки В повинна дорівнювати 0:

$$\begin{aligned} \sum M^B &= -R_A(L - L_1 - L_2) + \sum q_i(b_i - a_i)(2L - 2L_2 - a_i - b_i)/2 + \sum F_i(L - L_2 - c_i) - \sum M_i = \\ &= -R_A(L - L_1 - L_2) + F_1(L - L_2 - c_1) + F_2(L - L_2 - c_2) - M_1 = -R_A \cdot (2.084 - 0.369 - 0.211) \\ &+ 1.022 \cdot (2.084 - 0.211 - 1.042) - 6.568 \cdot (2.084 - 0.211 - 1.042) - 4.715 = \\ &= -R_A \cdot 1.504 + 1.022 \cdot 0.831 - 6.568 \cdot 0.831 - 4.715 = -R_A \cdot 1.504 - 9.323726 = 0 \Rightarrow \\ &\Rightarrow R_A = -9.323726/1.504 = -6.19929 \text{ кН}; \end{aligned}$$

Сума моменті всіх сил відносно точки А повинна дорівнювати 0:

$$\begin{aligned} \sum M^A &= R_B(L - L_1 - L_2) - \sum q_i(b_i - a_i)(a_i + b_i - 2L_1)/2 - \sum F_i(c_i - L_1) - \sum M_i = \\ &= R_B(L - L_1 - L_2) - F_1(c_1 - L_1) - F_2(c_2 - L_1) - M_1 = R_B \cdot (2.084 - 0.369 - 0.211) - 1.022 \cdot \\ &(1.042 - 0.369) + 6.568 \cdot (1.042 - 0.369) - 4.715 = R_B \cdot 1.504 - 1.022 \cdot 0.673 + \\ &6.568 \cdot 0.673 - 4.715 = R_B \cdot 1.504 - 0.982542 = 0 \Rightarrow R_B = 0.982542/1.504 = 0.65329 \text{ кН}; \end{aligned}$$

Для перевірки обчислимо суму проєкцій всіх сил на вертикальну вісь:

$$\begin{aligned}\sum Y &= R_A + R_B - \sum q_i(b_i - a_i) - \sum F_i = R_A + R_B - F_1 - F_2 = \\ &= -6.19929 + 0.65329 - 1.022 + 6.568 = 0;\end{aligned}$$

Побудова епюр

Створимо аналітичний вираз $Q(z)$ и $M(z)$ для кожної ділянки і обчислимо їх значення в характерних точках

Ділянка I ($0 \leq z \leq 0.369$):

Поперечна сила Q :

$$Q_I(z) = 0;$$

Значення Q на краях відрізка:

$$Q_I(0) = 0;$$

$$Q_I(0.369) = 0;$$

Згинальний момент M :

$$M_I(z) = M_1 = 4.712;$$

Значення M на краях відрізка:

$$M_I(0) = 4.712 \text{ кНм};$$

$$M_I(0.369) = 4.712 \text{ кНм};$$

Ділянка II ($0.369 \leq z \leq 1.042$):

Поперечна сила Q :

$$Q_{II}(z) = R_A = -6.19929;$$

Значення Q на краях відрізка:

$$Q_{II}(0.369) = -6.19929 \text{ кН};$$

$$Q_{II}(1.042) = -6.19929 \text{ кН};$$

Згинальний момент М:

$$\begin{aligned} M_{II}(z) &= RA(z - L1) + M1 = -6.19929(z - 0.369) + 4.715 = \\ &= -6.19929z + 7.00254; \end{aligned}$$

Значення М на краях відрізка:

$$\begin{aligned} M_{II}(0.369) &= -6.19929 \cdot 0.369 + 7.00254 = 4.715 \text{ кНм}; \\ M_{II}(1.042) &= -6.19929 \cdot 1.042 + 7.00254 = 0.54288 \text{ кНм}; \end{aligned}$$

Ділянка III (1.042 ≤ z ≤ 1.873):

Поперечна сила Q:

$$Q_{III}(z) = RA - F1 - F2 = -6.19929 - 1.022 + 6.568 = -0.65329;$$

Значення Q на краях відрізка:

$$\begin{aligned} Q_{III}(1.042) &= -0.65329 \text{ кН}; \\ Q_{III}(1.873) &= -0.65329 \text{ кН}; \end{aligned}$$

Згинальний момент М:

$$\begin{aligned} M_{III}(z) &= RA(z - L1) - F1(z - c1) - F2(z - c2) + M1 = \\ &= -6.19929(z - 0.369) - 1.022(z - 1.042) + 6.568(z - 1.042) + 4.715 = \\ &= -0.65329z + 1.2236; \end{aligned}$$

Значення М на краях відрізка:

$$\begin{aligned} M_{III}(1.042) &= -0.65329 \cdot 1.042 + 1.2236 = 0.54288 \text{ кНм}; \\ M_{III}(1.873) &= -0.65329 \cdot 1.873 + 1.2236 = 0; \end{aligned}$$

Ділянка IV ($1.873 \leq z \leq 2.084$):

Поперечна сила Q:

$$Q_{IV}(z) = R_A + R_B - F_1 - F_2 = -6.19929 + 0.65329 - 1.022 + 6.568 = 0;$$

Значення Q на краях відрізка:

$$Q_{IV}(1.873) = 0;$$

$$Q_{IV}(2.084) = 0;$$

Згинальний момент M:

$$\begin{aligned} M_{IV}(z) = & R_A(z - L_1) + R_B(z - L + L_2) - F_1(z - c_1) - F_2(z - c_2) + M_1 = -6.19929(z \\ & - 0.369) + 0.65329(z - 2.084 + 0.211) - 1.022(z - 1.042) + \\ & + 6.568(z - 1.042) + 4.715 = 0; \end{aligned}$$

Значення M на краях відрізка:

$$M_{IV}(1.873) = 0;$$

$$M_{IV}(2.084) = 0;$$

Реакції опор: $R_A = -6.2$ кН; $R_B = 0.65$ кН;

Внутрішні зусилля: $Q_{\max} = 6.2$ кН; $M_{\max} = 4.7$ кНм;

1.3.2 Розрахунок осьових сил

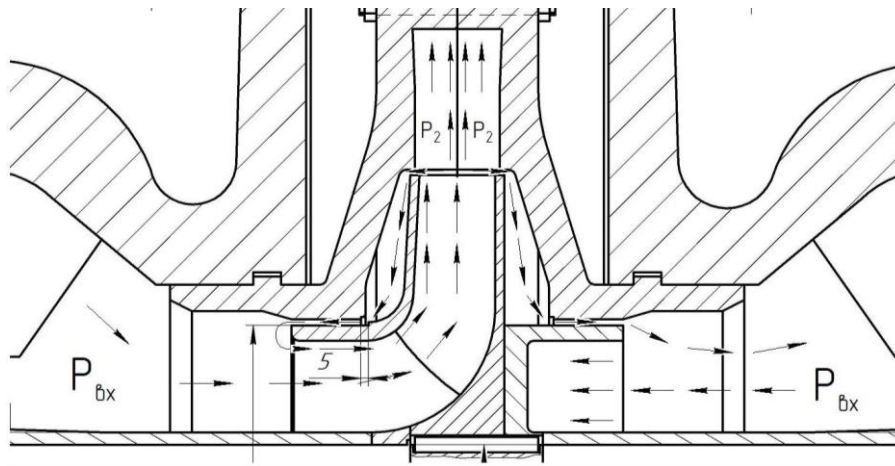


Рисунок 1.11 – До розрахунку осьової сили

Повна величина осьової сили при аварійному зношенні ущільнень:

$$F_{zk} = F_{zh} + F_{zh}^* - F_{zb} \quad (76)$$

$F_{zh} = 0$ - складова осьового зусилля, яка діє на диски РК зрівноважена.

Складова осьового зусилля, яка враховує знос ущільнень:

$$F_{zh}^* = -\pi(r_2^2 - R_i^2) \cdot \gamma \frac{u_2^2}{8g} \cdot \left(\frac{r_2^2}{r_2^2 - R_i^2} \cdot \ln \cdot \frac{r_2^2}{R_i^2} + \frac{r_2^2 + R_i^2}{2r_2^2} - 2 \right) \quad (77)$$

Складова осьового зусилля, яка враховує зміну напрямку потоку:

$$F_{zb} = \frac{\gamma Q}{g} u_{01} \quad (78)$$

$$\begin{aligned} F_{zh}^* &= -3.14(0.235^2 - 0.12775^2) \cdot (998 \cdot 9.81) \cdot \frac{\left(\frac{3.14 \cdot 0.470 \cdot 2970}{60} \right)^2}{8 \cdot 9.81} \cdot \\ &\cdot \left(\frac{0.235^2}{0.235^2 - 0.12775^2} \cdot \ln \frac{0.235^2}{0.12775^2} + \frac{0.235^2 + 0.12775^2}{2 \cdot 0.235^2} - 2 \right) = \\ &= -379 \text{ H} \end{aligned}$$

$$F_{zB} = \frac{9790,4 \cdot 0,25}{9,81} \cdot 6,9 = 1722 \text{ H}$$

$$F_{zK} = 0 + -379 - 1722 = -2101 \text{ H}$$

2. Дослідження за допомогою чисельного моделювання процесу течії рідини в каналах робочого колеса програмному комплексі ANSYS CFX.

Чисельне дослідження течії в проточній частині робочого колеса проводилося за допомогою програмного продукту ANSYS CFX 19.2 [12, 13].

В основу цього програмного продукту закладений метод чисельного рішення фундаментальних законів гідромеханіки: рівнянь руху в'язкої рідини спільно з рівнянням нерозривності, що забезпечує обґрунтованість застосування результатів чисельного дослідження. Проведений огляд літературних джерел показав, що цей програмний продукт цілком успішно може бути використаний для вирішення завдань насособудування, в тому числі для отримання характеристик робочого колеса.

Розрахунок просторової в'язкої течії за допомогою сучасних програмних продуктів широко застосовується провідними зарубіжними дослідниками для вирішення завдань насособудування.

Для найбільш точного і правильного вибору моделі турбуленції, і задля уточнення правильності вибору програмного продукту було розглянуто ряд наукових робіт цього напрямку. Аналіз робіт [14] про чисельну симуляцію з використанням моделі кавітації, дозволив зробити висновок, що програмний продукт ANSYS CFX найкраще підходить до типу задач, що були поставлені в цій роботі, тому моделлю турбулентності була прийнята k-ε модель.

2.1 Чисельне дослідження течії.

Для проведення чисельного експерименту (ЧЕ) за допомогою програмного продукту SolidWorks була створена тривимірна рідкотільна модель робочого колеса (рис. 4.1, 4.2).

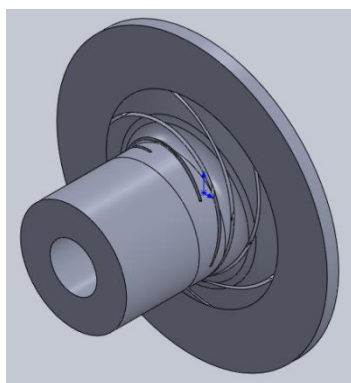


Рисунок 2.1 – рідкотільна модель розрахункової області

При створенні розрахункової області для отримання реального розподілу швидкостей у пристінковій області, на вході і виході область була додатково подовжена (рисунок 2.1).

Після створення рідкотільної моделі будувалася сітка. Для побудови розрахункової сітки використовувався генератор сіток ICEM CFD 19.2. Генератор ICEM CFD 19.2 дозволяє створювати розрахункову сітку в області скіль завгодно складної форми, примусово регулювати густину сітки, згущуючи її в необхідних місцях (наприклад, на вхідних і вихідних кромках лопаток) і укрупнюючи її там, де не потрібно занадто густу сітку. Це дозволяє економити ресурси ЕОМ і отримати достатню густину сітки в досліджуваній частині розрахункової області. Розрахункова сітка складається із геометричних елементів – тетраєдрів. Для моделювання течії в граничному шарі, в пристінкових областях розбивалися призматичні шари. Це дозволяє виконати згущення вузлів поблизу твердих стінок.

Основні параметри розрахункової сітки наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Найменування параметра	Величина параметра
Глобальний розмір тетраедра, мм	10
Діапазон розмірів тетраедрів, мм	1-6
Висота першої комірки в призматичному шарі, мм	0,02
Кількість призматичних шарів, шт.	9
Кількість елементів, шт.	1,7 млн.
Кількість вузлів, шт.	0,6 млн.

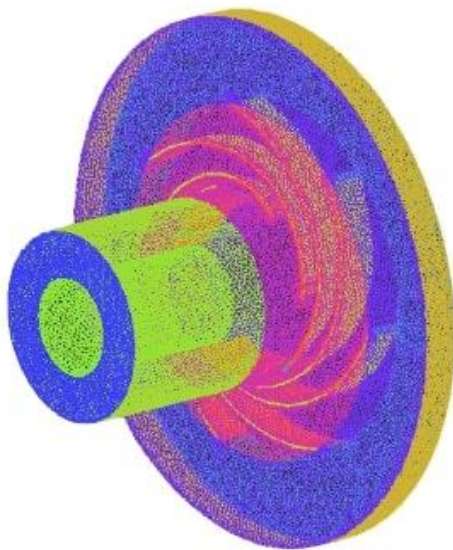


Рисунок 2.3 – топологія розрахункової сітки для області робочого колеса

Після генерації сітки в Пре-процесорі створювалася розрахункова область (РО). Приклад розрахункової області наведений на рисунку 2.4.

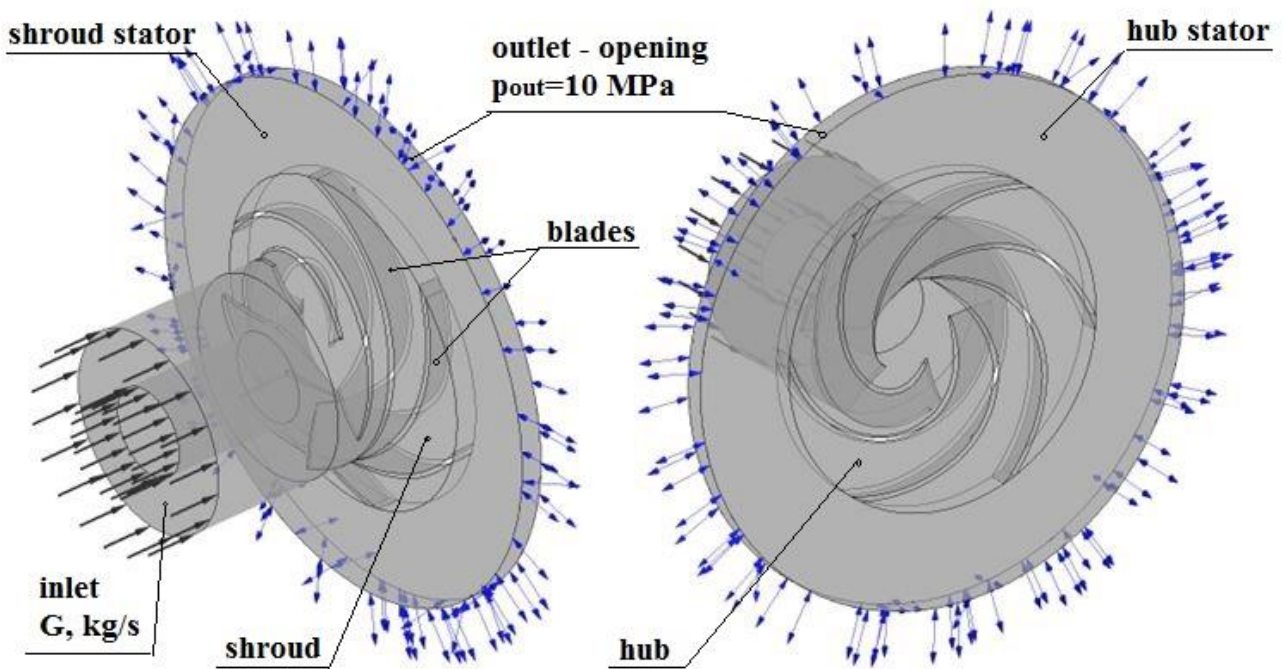


Рисунок 2.4 – Розрахункова область для моделювання течії в проточній частині робочого колеса

При моделюванні однофазної течії в якості граничної умови на вході в розрахункову область задавалася масова витрата (G), яка визначалась за формулою:

$$G = \rho \cdot Q, \quad (78)$$

де ρ - щільність перекачуваної рідини, кг/м^3 ;
 Q - витрата через робоче колесо, $\text{м}^3/\text{с}$.

Для твердих стінок РО було задано умову рівності нулю швидкості (умова "прилипання"). Стінки були прийняті шорсткими, середнє арифметичне відхилення профілю (Ra) складало 6,3 мкм.

Розрахунок течії виконувався шляхом чисельного рішення системи рівнянь, що описують найбільш загальний випадок руху рідкого середовища, - рівнянь Нав'є-Стокса і рівняння нерозривності. Моделювання турбулентних

течій виконувалося з використанням рівнянь Рейнольдса, для замикання яких в цьому ПП використовується ряд моделей турбулентності.

Розрахунок течії проводився в стаціонарній постановці. Робоче середовище (вода за нормальних умов) вважалось нестискуваним, режим течії - турбулентний. Для замикання рівнянь Рейнольдса використовувалася стандартна k - ε модель турбулентності.

При використанні цієї моделі система рівнянь руху рідини доповнюється двома диференціальними рівняннями, що описують перенесення відповідно кінетичній енергії турбулентності k і швидкості дисипації ε .

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \overline{u_j k}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \varepsilon, \quad (79)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \overline{u_j \varepsilon}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - \rho C_{\varepsilon 2} \varepsilon), \quad (80)$$

де $P_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j}$ – член, що виражає генерацію енергії k .

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \quad \Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}.$$

Параметри ε та μ_t визначаються наступним чином:

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \left(\overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_j}} \right)^2, \quad \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}.$$

Константи k – ε моделі, згідно роботі[14]: $C_\mu = 0.09$, $C_{\varepsilon 1} = 1.44$, $C_{\varepsilon 2} = 1.92$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$.

2.2 Обробка результатів розрахунку

Були проведені розрахунки на номінальному режимі ($Q=900 \text{ м}^3/\text{год}$), режимах недовантаження ($Q=0,9Q$, $Q=0,8Q$, $Q=0,7Q$, $Q=0,6Q$, $Q=0,5Q$), режимах перевантаження ($Q=1,1Q$, $Q=1,2Q$, $Q=1,3Q$, $Q=1,4Q$).

В результаті чисельного дослідження були отримані величини швидкостей і тисків в кожному вузлі розрахункової сітки. За допомогою функцій осереднення визначались інтегральні параметри: витрата, напір, потужність і ККД робочого колеса. Контрольні перерізи, в яких проводилося осереднення тисків і швидкостей показані на рисунку 2.5.

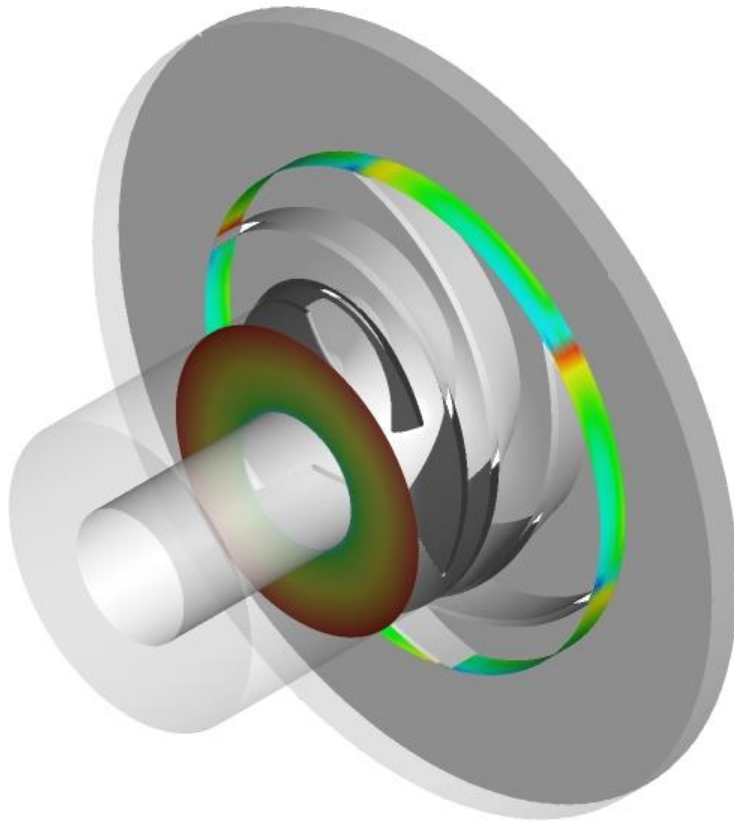


Рисунок 2.5 – контрольні перерізи на вході і виході з робочого колеса

Для отримання епор швидкостей у Пост-процесорі були побудовані поверхні на вході в робоче колесо для аналізу розподілу швидкостей (рисунок 2.6).

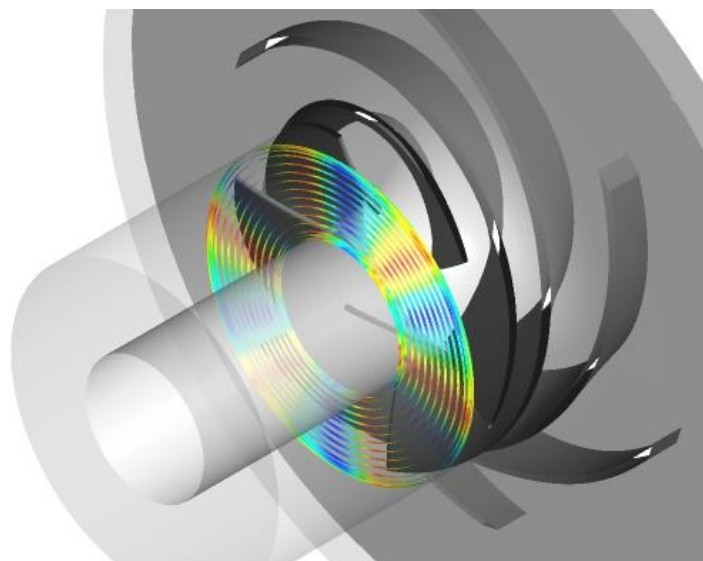


Рисунок 2.6 - поверхні на вході в робоче колесо

Були побудовані епюри меридіональної та колової швидкостей для режимів 0.5Q, 1.0Q, 1.4Q (рис. 2.7, 2.8).

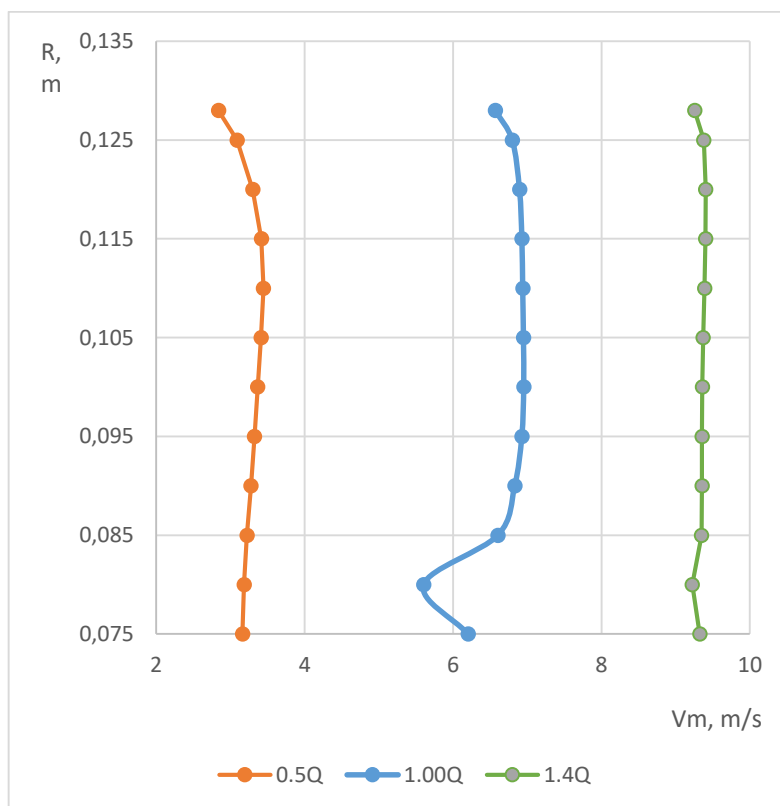


Рисунок 2.7 – Епюри меридіональної швидкості

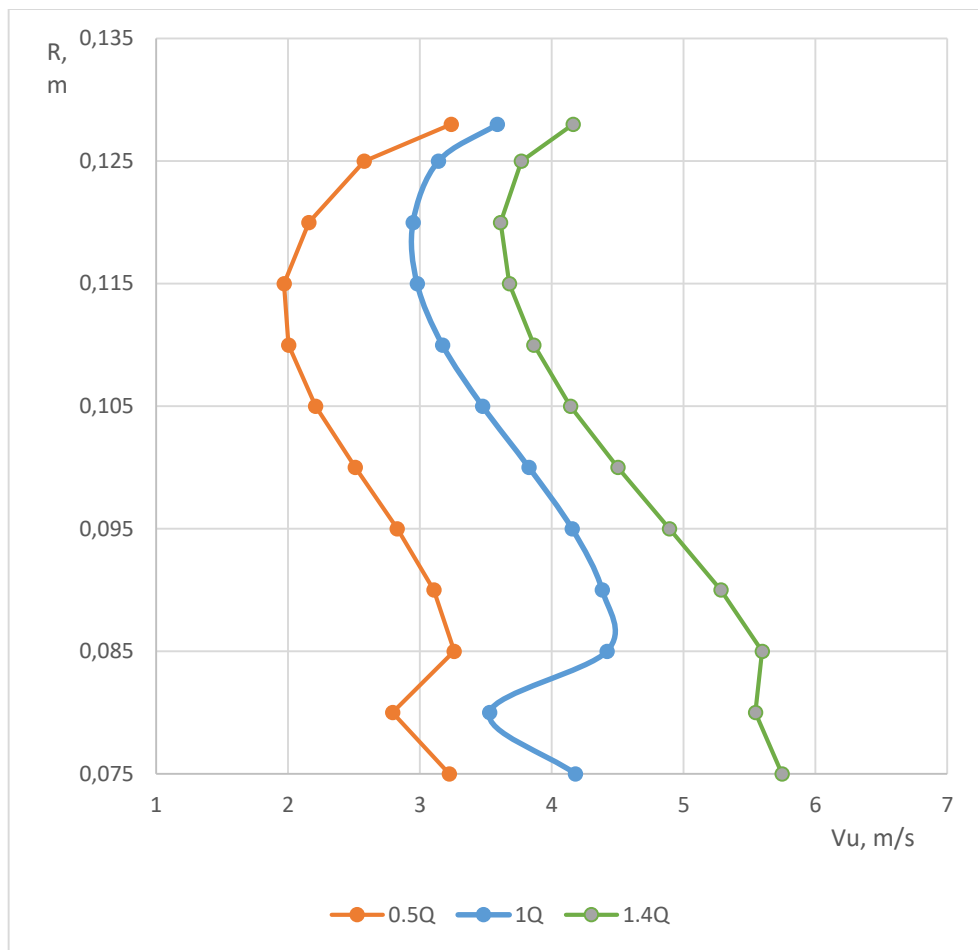


Рисунок 2.8 – Епюри колової швидкості

Аналіз епюр показав, що РК було спроектовано вірно, виходячи з розподілу меридіональної швидкості. Можна бачити відсутність вихроутворення та явища рециркуляції.

Розподіл окружної швидкості є рівномірним, відмінність не більше 2 м/с.

Були отримані інтегральні параметри робочого колеса насосу, інтегральні характеристики наведені в таб. 2.2.

Додатково, аналітичним методом, були знайдені втрати у відводі та прогнозована характеристика насосу (таб. 2.2, рис. 2.9, 2.10, 2.11)

Таблиця 2.2 – Інтегральні параметри

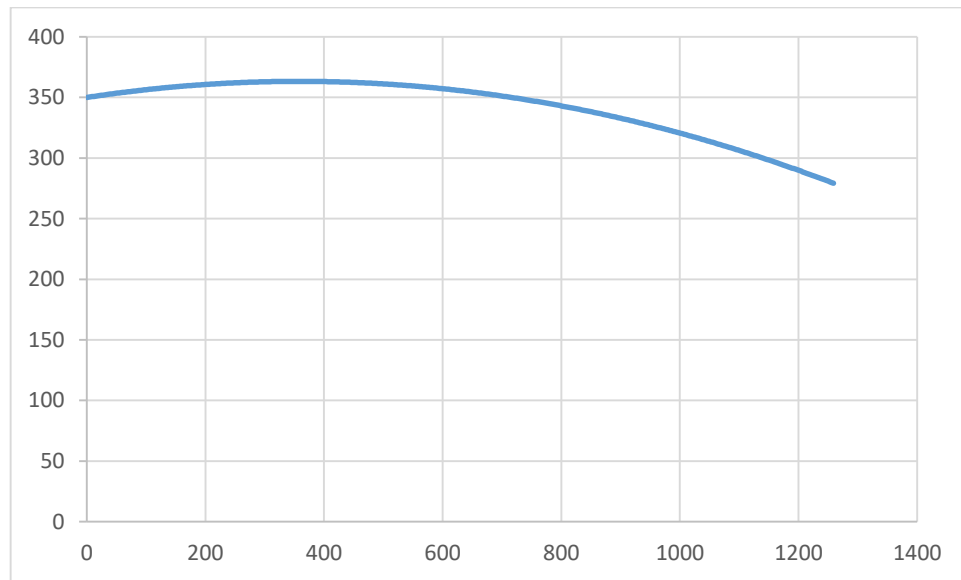


Рисунок 2.9 – Напорна характеристика насоса

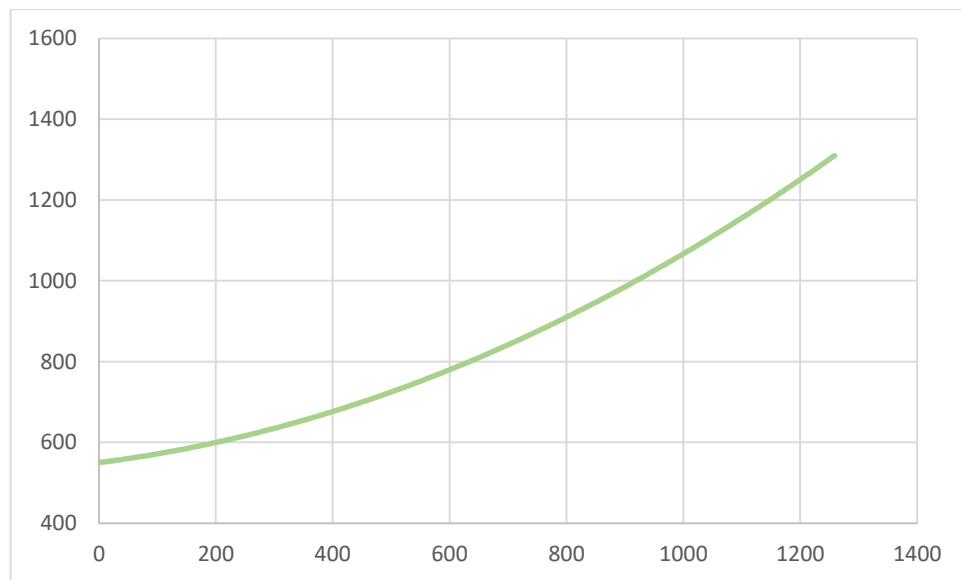


Рисунок 2.10 – Енергетична характеристика насоса

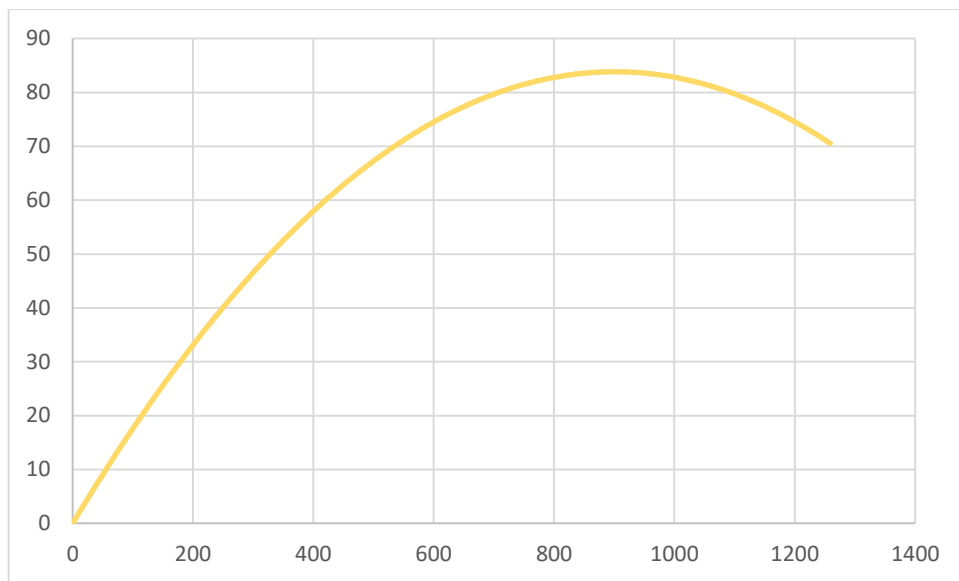


Рисунок 2.11 – Економічна характеристика насосу

3. Розрахунки на міцність

3.1 Розрахунок валу на втому в небезпечному перерізі

Основні вхідні данні:

Матеріал валу	σ_s , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	τ_{-1} , МПа	N, кВт	n, об/хв
Сталь 40Х ГОСТ4543-71	750	500	150	1500	2970

Розрахунок небезпечного перерізу на статичну міцність:

Крутний момент, що передається валом

$$M_{кр} = 97400 \cdot \frac{N}{n} \quad (81)$$

$$M_{кр} = 97400 \cdot \frac{1500}{2970} = 49192 \text{ кгссм} (4919 \text{ Нм})$$

Момент опору перерізу крученню обраховане за формулою [7]:

$$W_{кр} = \frac{\pi d^2}{16} - \frac{b \cdot \frac{h}{2} \cdot \left(d - \frac{h}{2}\right)^2}{2d} \quad (82)$$

Де $d = 120$ мм - діаметр валу;

$b = 16$ мм - ширина шпонки;

$h = 10$ мм - висота шпонки.

Дотичні напруження становлять:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} \quad (83)$$

$$\tau = \frac{49192}{239} = 205,8 \text{ кгс/см}^2 (20,6 \text{ МПа})$$

Еквівалентні напруження по теорії найбільших дотичних напружень:

$$\sigma_{екв} = 2 \cdot \tau \quad (84)$$

$$\sigma_{екв} = 2 \cdot 205,8 = 411,6 \text{ кгс/см}^2 (41,1 \text{ МПа})$$

Запас по статистичній несучий здатності:

$$n = \frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_{екв}} \quad (85)$$

$$n = \frac{5000}{411,6} = 12$$

3.1.3 Розрахунок небезпечного перетину на втому.

Запас міцності за межею втоми при крученні обчислюються за формулою:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau} \cdot \tau_a}{\varepsilon_{\tau} \cdot \beta} + \Psi_{\tau} \cdot \tau_m} \quad (86)$$

$$n_{\tau} = \frac{1500}{\frac{1,8 \cdot 62}{0,8 \cdot 0,9} + 0 \cdot 249,3} = 10$$

де $k_{\tau} = 1,8$ - ефективний коефіцієнт концентрації для шпонкового паза;

$\varepsilon_{\tau} = 0,8$ - коефіцієнт, що враховує масштабний фактор;

$\beta = 0,9$ - коефіцієнт впливу якості, обробки поверхні вала;

$\tau_a = 0,25 \cdot \tau = 0,25 \times 249,3 = 62$ - амплітуда циклу напружень,

$\Psi = 0$ - коефіцієнт, що враховує асиметрію циклу напружень,

$\tau_m = \tau = 249,3$ - середнє значення напруження циклу.

Допустимий запас втоми $[n_{\tau}] = 1,8$

Умова міцності вала по втомі.

$n_{\tau} = 10 > [n_{\tau}] = 1,8$ - виконується.

3.2 Розрахунок шпонкового з'єднання

Таблиця 3.2 Вихідні дані

b x h x l, см	матеріал шпонки	$\sigma_{0,2}$, МПа	матеріал напівмуфти	Мкр, кгс*см
1.6x1x8,4	Сталь 45 ГОСТ	360	Сталь20Х13Л	49192

Напруга стиснення в шпонковому з'єднанні обраховується за формулою:[7]

$$\sigma_{см} = \frac{2M_{кр}}{d \cdot h \cdot l_p} \quad (87)$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 49192}{12 \cdot 1 \cdot 8.2} = 999,8 \text{ кгс/см}^2 (99 \text{ МПа})$$

де $d = 12 \text{ см} = 120 \text{ мм}$ - діаметр валу;

$l_p = l - b = 8,4 - 1,6 = 6,8 \text{ см} = 68 \text{ мм}$ - робоча довжина шпонки.

$$[\sigma_{см}] = 0,56 \cdot \sigma_{0,2} = 0,56 \cdot 3600 = 2020 \text{ кгс/см}^2 (202 \text{ МПа})$$

Умова міцності на зминання

$$\sigma_{см} = 99 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 202 \text{ МПа} - \text{виконується}$$

3.3 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність

Таблиця 3.3 Вихідні дані

d, м	L, м	t, °C	R _a , Н	R _B , Н
0,1	0,130	14	6200	620

Допустиме навантаження, Н/м² [7]:

$$K_{a(b)} = \frac{R_{a(b)}}{L \cdot d} \quad (88)$$

$$K_a = \frac{6200}{0,13 \cdot 0,1} = 476923 \text{ Н/м}^2$$

$$K_b = \frac{620}{0,13 \cdot 0,1} = 47692 \text{ Н/м}^2$$

Швидкість ковзання, м/с:

$$V = \pi \cdot d \cdot \frac{n}{60} \quad (89)$$

$$V = 3,14 \cdot 0,1 \cdot \frac{2970}{60} = 15,5 \text{ м/с}$$

Потужність споживана підшипником [7] :

$$N_{a(b)} = 0,735 \cdot \left[0,15 \cdot V + \left(\frac{V}{25} \right)^2 \right] + \left(3 + \sqrt{\frac{V}{50}} \right) \cdot R_{a(b)} \cdot V \cdot 10^{-6} \quad (86)$$

$$N_a = 0,735 \cdot \left[0,15 \cdot 15,5 + \left(\frac{15,5}{25} \right)^2 \right] + \left(3 + \sqrt{\frac{15,5}{50}} \right) \cdot 0,096 = 2,3 \text{ Н}$$

$$N_b = 2,02 \text{ Н}$$

$$q_{a(b)} = 1,6 \cdot \frac{N_{a(b)}}{60} \cdot 10^{-3} \quad (90)$$

$$q_a = 1,6 \cdot \frac{2,3}{60} \cdot 10^{-3} = 0,06 \cdot 10^{-3}$$

$$q_b = 0,05 \cdot 10^{-3}$$

4. Охорона праці

4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що можуть виникати при обслуговуванні насосу

Вимоги безпеки перед початком робіт [10]

1) Включити припливно-витяжну вентиляцію.

2) Перевірити стан робочого місця, справність інструменту, пристосувань, механізмів, наявність засобів індивідуального захисту і первинних засобів пожежогасіння. Забороняється користуватися несправним інструментом, пристосуваннями, механізмами, засобами індивідуального захисту.

3) Перевірити стан заземлення насосів, електродвигунів, електроапаратури, трубопроводів та іншого обладнання насосної. Корпуси насосів, що перекачують нафтопродукти, повинні бути заземлені незалежно від заземлення електродвигунів, що знаходяться на одній рамі з насосами.

4) Перед проведенням ремонтних робіт, пов'язаних з розбиранням насосного агрегату або іншого обладнання насосної, необхідно відключити електроенергію за допомогою комутаційної апаратури і прибрати запобіжники, на щит управління агрегатами вивісити плакат «Не включати - працюють люди!», Від'єднати насос від трубопроводів закриттям засувки.

Вимоги охорони праці під час роботи [10]:

1) У насосної повинна бути забезпечена надійна робота природною і примусовою припливно-витяжною вентиляцією. Забороняється пускати в роботу насосні агрегати, коли вентиляція, а також зі знятими огороженнями та запобіжними кожухами, з несправними манометрами.

2) При експлуатації насосних повинен бути встановлений нагляд за герметичністю насосів і трубопроводів. Підтікання нафтопродуктів через торцеві

і сальникові ущільнення насосів вище допустимих нормативів, встановлених заводом-виробником, має негайно усуватися.

3) Всі труться насоса повинні регулярно змащувати. При мастилi не повинно бути розтікання та розбризкування мастильних матеріалів.

4) У разі виявлення порушень в режимі роботи насоса (шум, підвищена вібрація, перегрів підшипників, підтікання сальників, тріщини і дефекти окремих частин і т.п.) насос повинен бути зупинений. Для з'ясування та усунення несправностей робота насоса забороняється.

5) Температуру підшипників і сальників слід перевіряти не рідше одного разу на годину. Перегрів підшипників вище 60 С_о не допускається. Забороняється охолодження підшипників або вала холодною водою, льодом і т.п.

6) При зупинці насоса для ремонту необхідно:

- відключити електродвигун від джерела живлення і на пусковому пристрої вивісити плакат «Не включати - працюють люди!»;
- відключити насос від трубопроводів шляхом закриття засувки і установкою заглушок;
- залишився продукт видалити з насоса;
- зробити запис в журналі експлуатації із зазначенням часу зупинки агрегату для ремонту.

7) Розбирання і ремонт насоса повинні проводитися за розпорядженням керівника підприємства з оформленням наряду-допуску на виконання робіт підвищеної небезпеки.

8) Ремонт насосів, що перекачують етилований бензин, допускається тільки після внутрішньої і зовнішньої промивання корпусу і всіх вузлів і деталей насоса гасом.

9) Після промивання корпус і деталі насоса необхідно насухо протерти обтиральним матеріалом.

10) При ремонті насосів та інших роботах в приміщенні насосної повинен застосовуватися інструмент, виготовлений з матеріалу, який виключає іскроутворення при ударі.

11) Не допускається перебування людей навпроти вибиваються або випресовуваних деталей.

12) Працівники, які користуються електричним інструментом, повинні мати групу з електробезпеки не нижче II і відповідне посвідчення.

13) Зміна електроламп і запобіжних ковпаків в насосних проводиться електриком.

14) Під час роботи насосних агрегатів забороняється:

- виробляти кріплення і ремонт будь-яких деталей і устаткування, що знаходяться під тиском;
- видаляти огорожу або окремі його частини;
- гальмувати рухомі частини руками або за допомогою інших предметів (лом, труба і т.д.);
- класти на гарячі частини насосів і трубопроводів обтиральний матеріал або будь-які інші предмети, просочені нафтопродуктами;
- залишати насосний агрегат без нагляду, за відсутності коштів а автоматичного контролю та сигналізації.

Вимоги охорони праці в аварійних ситуаціях [10]:

1) При експлуатації насосних можливі аварійні ситуації, в тому числі:

- значні витoki нафтопродуктів на працюючому агрегаті;
- раптове припинення подачі електроенергії або пара;
- сильна вібрація насосного агрегату;
- перегрів і поява диму з підшипників, ущільнень, сальників в розділовій стіні;
- загоряння;

- підвищена загазованість.

2) У разі аварійної ситуації, а також при виявленні будь-якої несправності, що порушує нормальний режим роботи насоса або створює загрозу працівникам, насос повинен бути зупинений, засувки на вхідних і вихідних лініях закриті. Керівництво підприємства має бути повідомлено про аварійну зупинку насоса.

3) Забороняється пускати насос в роботу до усунення всіх несправностей.

4) При нещасному випадку потерпілому слід надати першу долікарську допомогу, викликати бригаду швидкої допомоги по телефону 103 і повідомити керівництву підприємства.

5) У разі виникнення пожежі або вибуху в приміщенні насосної негайно зупинити всі види перекачування, викликати пожежну охорону по телефону 101, повідомити керівництву підприємства, діяти згідно з планом ліквідації аварій.

Вимоги охорони праці після закінчення робіт [10]:

1) Після закінчення робіт в приміщенні насосної працівники, які виконували ці роботи, зобов'язані прибрати робоче місце, привести в порядок інструменти і робочі пристосування.

2) Промаслений обтиральний матеріал слід складати в спеціальні металеві ящики з кришками з подальшою його регенерацією або знищенням.

3) Після закінчення робіт з токсичними речовинами необхідно виконати вимоги особистої гігієни.

4.2 Техніка безпеки при ремонтах насосу

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

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

При ремонті насосного обладнання необхідно виконувати наступне [11]:

- користуватися справним слюсарним і вимірювальним інструментом відповідних розмірів;
- користуватися тільки справними вантажопідйомними засобами, чарочними пристосуваннями і стропами, строго дотримуючись терміни їх випробування;
- при промиванні водяних сорочок циліндрів рідким каустиком користуватися гумовими рукавицями, клейончастими фартухами і захисними окулярами;
- провертати колінчастий вал у зібраного насоса за допомогою валоповоротного пристрою після видалення сторонніх предметів з порожнин циліндрів, картера і крейцкопфів.

Перед проведенням ремонту компресорів, що працюють на вибухонебезпечних і токсичних газах, вживають таких заходів безпеки [11]:

- відключають компресорну установку від діючих колекторів;
- повністю знімають надлишковий тиск і продувають інертним газом компресорне обладнання і підключення до нього трубопроводи до повного видалення з них робочого середовища, що має бути підтверджено аналізом; якщо всередині апаратів або підключених до них газопроводів скупчилися конденсат або інші виділення, що володіють токсичними і вибухонебезпечними властивостями,

вживають заходів щодо дегазації, які забезпечують повну безпеку при ремонті:

- відключають обладнання заглушками і від'єднують;
- від нього продувальні, аналізоотборочні і інші лінії, що зв'язують його з іншим обладнанням цеху;
- знімають напругу з електрообладнання; електричне і інше силове обладнання (парове, газове і т. д. повністю відключають від системи енергопостачання;
- вивішують на відповідному електричному щиті і на пусковому пристрої плакати «Не вмикати! Працюють люди! », Які знімають тільки з дозволу начальника зміни після завершення ремонту обладнання і виконання відповідних робіт по підготуванні обладнання до пуску.

Проводити ремонтні роботи на діючому обладнанні забороняється [11].

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

- маса піднімаються і переміщуються вантажів не повинна перевищувати вантажопідійомності вантажопідійомних механізмів;
- канати, троси та ланцюги повинні бути справні;
- місце монтажних робіт повинно бути достатньо освітлене;
- після закінчення робіт вантаж забороняється залишати в підвішеному стані;
- переміщати вантажі над які внизу людьми забороняється;

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

При роботі на висоті (трубопровідної естакаді і т. П.) Застосовують запобіжні пояси. Переносні підмостки і драбини перед початком роботи повинні бути перевірені. Під час ремонту стежать за інструментом і деталями, щоб вони не могли впасти вниз.

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

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

4.3 Заходи з мінімізації небезпечних наслідків, які запроваджуються завчасно та у разі загрози затоплення території [11].

Основний напрямок боротьби з затопленнями є зменшення максимальної витрати води в річках шляхом перерозподілу стоків у часі (посадка лісозахисних смуг, рихлення землі поперек схилів збереження вздовж берегів водоохоронних смуг рослинності і т.п.).

Деякий результат дає побудова озер і інших ємностей в балках і запрудах для затримки дощових вод і води від танення снігів. Для середніх і великих річок єдина ефективна можливість – це регулювання паводкових вод з допомогою водосховищ.

Крім того, для захисту від затоплення широко застосовується відомий спосіб – будівництво гребель.

Для запобігання небезпеки появи заторів запроваджується спрямування русел річок, розчистка, заглиблення окремих частин русла річок, а також руйнування льоду вибухами за 10-15днів до льодоходу. Найбільший ефект досягається, коли вибуховий заряд закладається під кригу на глибину, в 2,5 рази більшу її товщини. Той же результат дає посипання криги молотим шлаком з додаванням солі за 10-15днів до кригоходу.

Затори з криг при їх накопиченні не більше 3-4 м можуть бути ліквідовані з допомогою річкових криголамів.

Для попередження та зменшення впливу шкідливої дії вод необхідно проводити ряд організаційних та технічних заходів, а саме:

- винесення із зон можливого затоплення об'єктів господарської діяльності, житлових та господарських будівель;
- розчистка русел річок та струмків;
- заборона нового будівництва у зонах можливого затоплення;

- здійснення належного догляду за технічним станом штучних підпірних та водоскидних споруд;
- улаштування водовідведення дощових та талих вод із понижених або замкнених ділянок земної поверхні;
- будівництво дренажу у місцях періодичного підвищення рівнів ґрунтових вод;
- обґрунтування нормальних рівнів води існуючих та тих що будуються штучних водойм;
- будівництво сухих регулюючих ємкостей, для перерозподілу річкового стоку у часі;
- проведення лісомеліоративних робіт, будівництво гідротехнічних споруд, з метою закріплення ярів, балок та зменшення ерозії ґрунтів.

Висновки

1. Підвищення ефективності роботи нафтового магістрального насоса можливе за рахунок розробки і встановлення в існуючий корпус насоса змінного ротора. За конструктивними особливостями можна визначити три типи змінних роторів, що використовуються у магістральних нафтових насосах: змінний ротор зі змінним робочим колесом, змінний ротор зі змінним робочим колесом та напрямним апаратом, змінний ротор з однопоточним робочим колесом та напрямним апаратом.
2. Для підвищення ефективності експлуатації магістрального нафтового насоса на режимах подач, менших за 0,3 від номінальної, доречно використання змінного ротора з однопоточним робочим колесом та напрямним апаратом.
3. Використання однопоточного робочого колеса для подач, менших за 0,3 від номінальної, дозволило отримати рівномірний потік на вході в робоче колесо і тим самим підвищити ККД робочого колеса, запобігти роботі насоса в режимі рециркуляції, знизити рівень пульсацій і вібрацій.
4. Використання однопоточного робочого колеса для подач, менших за 0,3 від номінальної, в комбінації з напрямним апаратом дозволило підвищити рівень ККД насоса на режимі $0,3Q_{\text{ном}}$ практично на 20 відсотків вище ніж при використанні серійного змінного ротора $0,5Q_{\text{ном}}$.

ЛІТЕРАТУРА

1. Gulich J.F.: Centrifugal Pumps. Springer Heidelberg Dordrecht London New York, 2010, 956p.
2. А.И. Степанов. Цетробежные и осевые насосы. Теория, конструирование и применение / А.И. Степанов; [пер. с англ. инж. М.Я. Лейферова и к. т. н. М.В. Поликовского]; [под ред. д. т. н. проф. В.И. Поликовского]. – Москва, Гос. НТИ Машиностроительной л-ры, 1960. – 465 с.
3. Отливки из металлов и сплавов. Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку: ГОСТ 26645-85 – [Чинний від 1990-01-01]. – К. : Державний стандарт, 1990. – 36с. – (Державний стандарт).
4. Михайлов А.К. Конструкции и расчет центробежных насосов высокого давления / А.К. Михайлов, В.В. Малюшенко // М.: Машиностроение. – 1971. – 304 с.
5. Обработка резанием. Термины, определения и обозначения общих понятий: ГОСТ 25762-83 – [Чинний від 1984-06-30].– К. : Державний стандарт, 1984. – 45с. – (Державний стандарт).
6. StudFiles файловий архів студентів [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу : <https://studfiles.net/preview/5056643/page:4/>
7. Борисов В.Б. Справочник технолога-машиностроителя / Борисов В.Б., Борисов В.Н., Василев В.Н. – Москва: 1986. – 655 с.
8. StudFiles файловий архів студентів [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу : <https://studfiles.net/preview/5194623/page:15/>
9. Studopedia Порядок проведення сертифікації продукції [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу : https://studopedia.su/2_70920_poryadok-provedennya-sertifikatsii-produktsii.html

- 10.«База инструкций по охране труда» [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурса: <https://инструкция-по-охране-труда.рф/>
- 11.Studbooks [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу : <https://studbooks.net/>
- 12.ANSYS CFX 19.2 Solver Theory. Release 19.2 [Электронный ресурс], 2009. – 261 p. – Режим доступа до ресурсу : <https://www.ansys.com>.
- 13.ANSYS CFX 19.2 Solver Models. Release 19.2 [Электронный ресурс], 2009. – 549 p. – Режим доступа до ресурсу : <https://www.ansys.com>.
- 14.Menter F.R. Advanced Turbulence Modeling in CFX / F.R. Menter. T. Esch // CFX Update. –2001. – No.20. – P.4 – 5.