

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

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри ПГМ

«___» _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня магістр

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»,

освітньо-професійної програми «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика»)

на тему: розробка відцентрового насоса на параметри $Q=220 \text{ м}^3/\text{год}$, $H=1450 \text{ м}$

Виконавець роботи

(Підпис)

Шаповаленко В.Ю.

(прізвище ініціали)

Керівник

(Підпис)

Ратушний О.В.

(прізвище, ініціали)

Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

Спеціальність 131—«Прикладна механіка»
Освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та
гідропневмоавтоматика»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
Прикладної гідроаеромеханіки
_____ Сотник М.І.
“ ___ ” _____ 2023 р.

ЗАВДАННЯ
до випускної роботи магістра

студент
Шаповаленко Віталій Юрійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Розробка відцентрового насоса на параметри $Q=220 \text{ м}^3/\text{год}$,
 $H=1450 \text{ м}$ »

затверджена наказом по університету від ___ " ___ " _____ 20__ р. № _____

2. Термін здачі студентом закінченої роботи – 16.12.2023 р.

3. Вихідні дані до проекту:

подача насоса $Q = 220 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H = 1450 \text{ м}$, частота обертів
 $n = 3000 \text{ об/хв.}$, перекачувана рідина – чиста холодна вода.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік завдань, які належить виконати):

вибір та обґрунтування оптимальної конструктивної схеми насоса, розрахунки з проектування робочого колеса та відповідного апарата, розрахунки гідродинамічних сил в насосі, розрахунки ущільнень, розрахунки на міцність, розрахунки з вибору підшипників, розрахунки з вибору електродвигуна.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

робоче креслення робочого колеса, теоретичне креслення робочого колеса, складальне креслення насоса, креслення насосного агрегата.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Найменування етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Вибір конструктивної схеми насоса	до	
2	Опис конструкції вибраного насоса		
3	Гідравлічні розрахунки		
4	Теоретичне креслення робочого колеса		
5	Виконання розділу «Охорона праці»		
6	Виконання технологічного розділу		
7	Оформлення звіту з практики		
8	Розрахунки з вибору електродвигуна		
9	Розрахунок кінцевого ущільнення	до	
10	Розрахунки на міцність		
12	Креслення робочого колеса	до	
13	Технологічне креслення робочого колеса		
14	Складальне креслення насоса	до	
15	Оформлення РПЗ та графічних матеріалів	до	
16	Представлення роботи керівнику. Внесення поправок.	до	
17	Перевірка роботи на плагіат.	до	
18	Час для попереднього захисту. Підготовка доповіді до захисту.	до	
19	Розміщення роботи в репозитарій. Отримання рецензії.	до	
20	Захист роботи в ЕК (згідно графіка захисту).		

Дата видачі завдання -

Студент

(підпис)

Шаповаленко В. Ю.
(прізвище, ініціали)

Керівник

(підпис)

Ратушний О. В.
(прізвище, ініціали)

Зміст

Технічне завдання

Реферат

Вступ.....	5
1.Проектування робочого колеса.....	8
2.Побудова меридіанного перерізу	16
3.Підготовка меридіанного перерізу РК до профілювання лопаті	19
4.Профілювання лопаті.....	20
5.Вибір положення вхідної кромки і визначення кутів входу.....	23
6.Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса.	25
7.Побудова лопаті в плані	26
8.Розрахунок та проектування спірального відводу.....	27
10.Гідравлічні розрахунки.....	36
11. Вибір кінцевого ущільнення.....	40
12.Розрахунки з вибору привода насоса	43
13.Розрахунки на міцність.....	46
14. Основні заходи по охороні праці і техніці безпеки.....	50
15. Технологічна частина	54
Список використаної літератури	60

Вступ

1. Загальна характеристика багатоступневих насосів

У промислових системах, призначених для транспортування рідин, широко використовуються багатоступінчасті центробіжні насоси. Структура центробіжного насоса включає робочі колеса, які знаходяться на одному загальному валу та розміщені в єдиному корпусі, розділеному на секції. Загальний тиск такого насоса відповідає сумі тиску, що створює кожне робоче колесо. Горизонтальні багатоступінчасті насоси типу ЦНС використовуються для перекачування чистої води з температурою до 60 °С. Ці насоси можуть бути звичайними або високообертovими. Герметизація між окремими секціями здійснюється за допомогою спеціальних прокладок.

Оскільки конструкція корпусу секційна, то можна змінювати кількість секцій і, відповідно, робочих коліс. Деякі модифікації насосів включають два робочі колеса лівого та правого обертання. Насоси ЦНС широко використовуються в гірничорудній промисловості для відкачування води з шахт і гірничих виробок. За допомогою багатоступінчастих насосів легко можна створити високий тиск води, тому вони застосовуються в системах пожежогасіння та для подачі води в цивільні і промислові споруди великої висоти. Однією з переваг багатоступінчастих насосів є можливість зміни тиску води шляхом регулювання кількості секцій. Однак недоліками таких насосів є складна конструкція, що ускладнює збірку та розбірку, а також значна кількість високоточних деталей, що ускладнює ремонтні роботи.

Насоси можуть мати різні конфігурації, проте горизонтальні багатоступінчасті насоси є найбільш поширеними. Вони можуть бути як одноступінчастими, так і дво- або багатоступінчастими. До цієї категорії відносяться насоси ЦНС - багатоступінчасті центробіжні насоси з секційним корпусом. Вони використовуються для перекачування чистої води при температурі не більше 50 С і розмірі твердих часток не більше 0,1 мм при вмісті механічних домішок не більше 0,1% від загальної маси перекачуваної рідини.

Багатоступінчастий горизонтальний центробіжний насос ЦНС 220-1450 призначений для перекачування води та максимальними розмірами механічних домішок 0,2 мм. Ці насоси використовуються в системах водопостачання для цивільних та промислових об'єктів, для підвищення тиску в магістралях холодної води та для закачування води в нафтоносні горизонти. Насос складається з корпусу і ротора, де ротор представляє собою вал, на якому розташовані робочі колеса. Корпус складається з окремих секцій, що дозволяє регулювати напір, встановлюючи потрібну кількість робочих коліс.

Опис конструкції вибраного насоса

Насос, що входить до складу агрегату, представляє собою відцентровий, горизонтальний, секційний, багатоступінчастий пристрій, з робочими колесами, розташованими на одному боці валу та автоматично урівноважуваними осьові зусилля ротора диском розвантажувальним.

Базові елементи насоса (рисунок 1) включають вхідну і напірні кришки та набір секцій, які центруються між собою на циліндричних заточках та фіксуються шпильками. Герметичність з'єднань секцій, вхідної і напірної кришок, забезпечується металевим контактом прилеглих поверхонь та встановленими ущільнювальними гумовими кільцями. У секціях і кришці напірної встановлені направляючі апарати, а в місцях ущільнення робочих коліс - змінні ущільнюючі кільця.

Вхідний патрубок направлений вбік, а напірні патрубки орієнтовані вгору, і з'єднання з трубопроводами виконані у вигляді фланцевих з'єднань.

Ротор насоса складається з вала, робочих коліс, диска розвантажувального, гільзи дросельної, кільця дистанційного і рознімного, а також кріпильних елементів. При роботі насоса на робочі колеса діє осьове зусилля, спрямоване в бік всмоктування, і це зусилля врівноважується диском розвантажувальним. Для забезпечення нормальної роботи диска розвантажувального передбачено відведення рідини з камери розвантажувального пристрою у всмоктувальну кришку. Контроль осьових переміщень ротора і зносу розвантажувального

пристрою на задньому підшипнику виконується за допомогою покажчика осьового зсуву.

Радіальні зусилля, що діють на ротор, приймаються підшипниками. Для центрування ротора зі статором передбачені регулювальні гвинти, які дозволяють переміщати корпус підшипників разом з ротором. Після центрування ротора зі статором корпуси підшипників фіксуються штифтами.

Кінцеве ущільнення вала насоса представлене торцевими, одинарними ущільненнями з подачею очищеної промивної води через гідроциклонну систему.

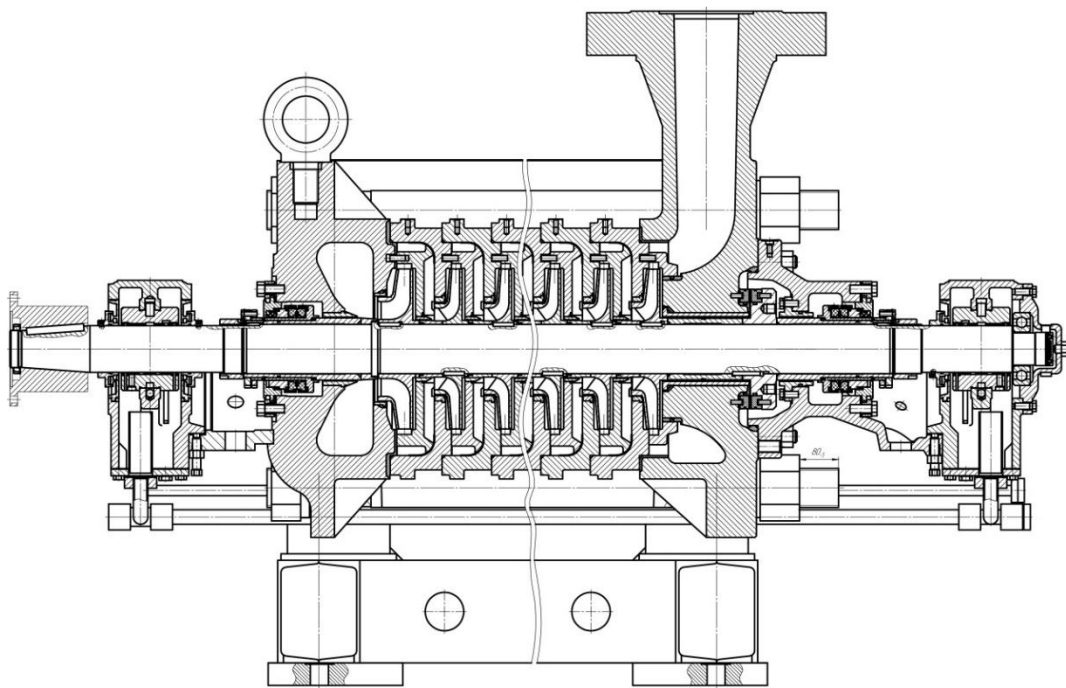


Рисунок 1 – Конструктивна схема насоса

1. Проектування робочого колеса.

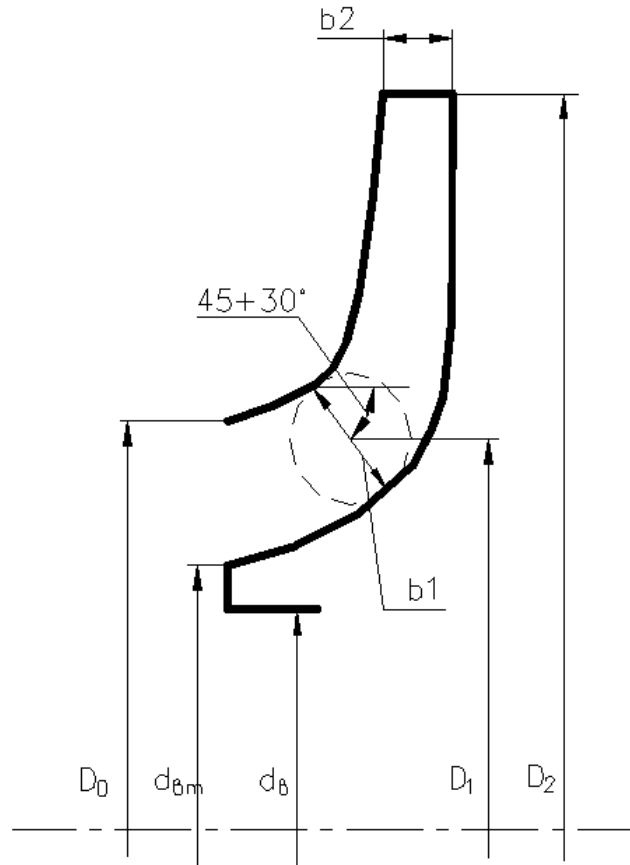


Рисунок 2 - Основні геометричні параметри робочого колеса

Вихідні данні:

- Подача: $Q = 220$ (м³/год).
- Напір: $H = 1450$ (м).
- Частота обертів ротора: $n = 3000$ (об/хв).
- Число ступенів - $i = 12$.

1.1 Визначення основних геометричних параметрів:

Визначаємо коефіцієнт швидкості:

$$n_s = \frac{3.65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{3/4}} \quad (1)$$

$$n_s = \frac{3.65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{\frac{220}{3600}}}{\left(\frac{1450}{12}\right)^{3/4}} = 74,3$$

Визначаємо напір ступені:

$$H_{\text{ст}} = \frac{H}{i} \quad (2)$$

$$H_{\text{ст}} = \frac{1450}{12} = 120,8 \text{ (м)}$$

Визначаємо приведений діаметр робочого колеса за формулою [1]:

$$D_{1\text{пр}} = K_{\text{вх}} \cdot \sqrt{\frac{Q}{n}} \quad (3)$$

Де:

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

Для проміжних ступенів насоса $K_{\text{вх}}$ приймаємо 4,0.

$$D_{1\text{пр}} = 4 \cdot \sqrt{\frac{220}{3000 \cdot 3600}} = 0,109 \text{ (м)}$$

Визначаємо повний ККД насоса:

Визначаємо об'ємний ККД [1]:

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0.68 \cdot n_s^{-(2/3)}} \quad (4)$$

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0.68 \cdot 74,3^{-(2/3)}} = 0,963$$

Визначаємо гідравлічний ККД [1]:

$$\eta_r = 1 - \frac{0.42}{[\lg D_{1\text{пр}} - 0.172]^2} \quad (5)$$

$$\eta_r = 1 - \frac{0.42}{[\lg 109 - 0.172]^2} = 0,879$$

Визначаємо внутрішній механічний ККД [1]:

$$\eta_{\text{мех}' } = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^{-2}} \quad (6)$$

$$\eta_{\text{мех}' } = \frac{1}{1 + 820 \cdot 74,3^{-2}} = 0,874$$

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

$$\eta_{\text{мех}} = 0,98.$$

Визначаємо повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta_{\text{мех}} / \eta_{\text{мех}} \quad (7)$$
$$\eta = 0,963 \cdot 0,879 \cdot 0,874 \cdot 0,98 = 0,73$$

Визначаємо подачу робочого колеса:

$$Q_{\text{рк}} = \frac{Q}{\eta_0} \quad (8)$$
$$Q_{\text{рк}} = \frac{220}{0,963} = 228,4 \text{ (м}^3\text{/год)}$$

Визначаємо теоретичний напір робочого колеса:

$$H_{\Gamma} = \frac{H_{\text{ст}}}{\eta_{\Gamma}} \quad (9)$$
$$H_{\Gamma} = \frac{120,8}{0,879} = 137 \text{ (м)}$$

Визначаємо потужність споживану насосом:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta} \quad (10)$$
$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 1450 \cdot 220}{0,73 \cdot 3600} = 1190787 \text{ (Вт)} = 1190,8 \text{ (кВт)}$$

Визначаємо максимальну потужність на валу насоса:

$$N_{\text{max}} = N \cdot 1,06 \quad (11)$$
$$N_{\text{max}} = 1190,8 \cdot 1,06 = 1262,3 \text{ (кВт)}$$

Визначаємо діаметр валу під робочим колесом. Діаметр визначається із розрахунку на кручення по формулі [2]:

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot [\tau]}} \quad (12)$$

Де:

- M - крутний момент на валу насоса, Н м;
- $[\tau]$ - занижене допустиме навантаження на кручення, Па.

Визначаємо крутний момент на валу насоса:

$$M = \frac{30 \cdot N_{max}}{\pi \cdot n} \quad (13)$$

$$M = \frac{30 \cdot 1262300}{3,14 \cdot 3000} = 4020 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

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

Отже:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 4020}{3,14 \cdot 300 \cdot 10^5}} = 0,088 \text{ (м)}$$

Приймаємо $d_B = 90 \text{ [мм]}$

Визначаємо діаметр втулки за формулою [3]:

$$d_{BT} = (1,1 \div 1,4) \cdot d_B \quad (14)$$

$$d_{BT} = 1,18 \cdot 0,09 = 0,106 \text{ (м)}$$

Визначаємо діаметр вхідної воронки робочого колеса за формулою [3]:

$$D_{1пр} = \sqrt{D_0^2 - d_{BT}^2} \quad (15)$$

Тоді

$$D_0 = \sqrt{D_{1пр}^2 + d_{BT}^2} = \sqrt{0,109^2 + 0,106^2} = 0,153 \text{ (м)}$$

Визначаємо швидкість потоку на вході в робоче колесо з рівняння нерозривності [3]:

$$V_0 = \frac{4 \cdot Q_{рк}}{\pi \cdot D_{1пр}^2} \quad (16)$$

$$V_0 = \frac{4 \cdot 228,4}{3,14 \cdot 0,109^2} = 6,76 \text{ (м/с)}$$

1.2 Визначення діаметра вхідної кромки.

Для підвищення стійкості до кавітації вхідні краї лопатей вигнуті та виносяться у вхідну воронку.

Орієнтовно приймаємо що $D_1 = 0,9 \cdot D_0 = 0,137 \text{ (м)}$

Меридіанну швидкість в першому приближенні на вході в робоче колесо без врахування стиснення потоку лопатями приймаємо:

$$V_{1m'} = V_0 = 6,76 \text{ (м/с)}$$

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості зростає:

$$V_{1m} = V_{1m'} \cdot \psi_1 \quad (17)$$

Де:

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

$$V_{1m} = 6,76 \cdot 1,16 = 7,85 \text{ (м/с)}$$

Визначаємо кут потоку на вході із трикутника швидкостей:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}} \quad (18)$$

Де:

- U_1 - переносна швидкість на вході в робоче колесо.
- V_{1u} - колова складова абсолютної швидкості на вході в робоче колесо.

Визначаємо переносну швидкість на вході в робоче колесо:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} \quad (19)$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,137 \cdot 3000}{60} = 21,57 \text{ (м/с)}$$

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

Тоді:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{7,85}{21,57 - 0} = 20,0^\circ$$

Визначаємо кут нахилу лопаті при вході в робоче колесо:

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta \quad (20)$$

$$\beta_1 = 20 + 4 = 24^\circ$$

Кут β_1 повинен бути в інтервалі $15-30^\circ$. Кут атаки $\Delta\beta = 3^\circ \dots 8^\circ$ вводиться з метою зменшення гідравлічних втрат у робочому колесі та поліпшення кавітаційних якостей.

Більшість відцентрових насосів різних розмірів, що випускаються, і коефіцієнтів швидкохідності з високими техніко-економічними показниками мають

число лопатей $z = 5 \dots 8$. У деяких випадках число лопатей зменшують до 1–3 (наприклад, при перекачуванні забруднених рідин або газорідинних сумішей). Приймаємо $z = 8$.

Товщину лопаті робочого колеса вибираємо з технологічних міркувань (в залежності від матеріалу, розмірів і технологічних ливарних можливостей підприємства). Товщину лопаті на вході в робоче колесо вибираємо з інтервалу $S_1 = 2 \dots 10$ (мм) при $D_2 = 150 \dots 500$ (мм). Товщина лопаті на виході з робочого колеса S_2 зазвичай приймається рівною S_1 , а до середини товщина лопаті рівномірно зростає.

Приймаємо матеріал робочого колеса - сталь 20Х13Л ГОСТ 977-88, товщину лопаті $S_1 = S_2 = 3$ (мм).

Уточнюємо коефіцієнт стиснення потоку ψ_1 :

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_1}{2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot \sin \beta_1}} \quad (21)$$

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{8 \cdot 3 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,0685 \cdot \sin 24}} = 1,158$$

Робимо перевірку $|\psi_1 - \psi_1'| = |1,16 - 1,158| = 0,002$

Значення ψ_1 та β_1 в рекомендованих межах:

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

Визначаємо ширину робочого колеса на вході із рівняння нерозривності:

$$b_1 = \frac{Q_{\text{РК}}}{\pi \cdot D_1 \cdot V_{1m}} \quad (22)$$

$$b_1 = \frac{228,4/3600}{3,14 \cdot 0,137 \cdot 7,85} = 0,019 \text{ (м)}$$

1.3 Визначення геометричних параметрів виходу з РК

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

$$D_2 = m_2 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_{ст}}}{n} \quad (23)$$

Де:

- $m_2 = 19,1$ при $n_s \leq 100$.

$$D_2 = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 120,8}}{3000} = 0,309 \text{ (м)}$$

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

Визначаємо меридіанну складову швидкості без урахування стиснення потоку на виході із робочого колеса:

$$V'_{2m} = (0.5 \dots 1.0) \cdot V_{1m} \quad (24)$$

$$V'_{2m} = 0.5 \cdot 7,85 = 3,93 \text{ (м/с)}$$

Визначаємо кут на виході із робочого колеса із трикутника швидкостей:

$$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{W_1}{W_2} \cdot \frac{\psi_2}{\psi_1} \cdot \frac{V_{2m}}{V_{1m}} \cdot \sin \beta_1 \right) \quad (25)$$

Де:

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

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

- ψ_2 - коефіцієнт стиснення потоку лопатями на виході із робочого колеса, береться з інтервалу $\psi_2 = 1,05 \dots 1,1$. Приймаємо $\psi_2 = 1,09$.

- V_{2m} - медіальна швидкість на виході із робочого колеса з врахуванням стиснення потоку лопатями, $V_{2m} = \psi_2 \cdot V'_{2m} = 1,09 \cdot 3,93 = 4,28 \text{ (м/с)}$.

$$\frac{W_1}{W_2} = 3,7 - 0,054 \cdot n_s + 1,0 \cdot 10^{-4} \cdot n_s^2 - 0,98 \cdot 10^{-4} \cdot n_s^3 \quad (26)$$

$$\frac{W_1}{W_2} = 3,7 - 0,054 \cdot 74,3 + 1,0 \cdot 10^{-4} \cdot 74,3^2 - 0,98 \cdot 10^{-4} \cdot 74,3^3 = 1,483$$

Тоді:

$$\beta_2 = \arcsin \left(1,483 \cdot \frac{1,09}{1,16} \cdot \frac{4,28}{7,85} \cdot \sin 24^\circ \right) = 18^\circ$$

Визначаємо колову швидкість на виході із робочого колеса використовуючи перетворення рівняння Ейлера, м/с:

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2}\right)^2 + g \cdot H_{T\infty} + V_{1u} \cdot U_1} \quad (27)$$

Де:

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

Визначаємо теоретичний напір робочого колеса:

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_\Gamma \cdot K_z} \quad (28)$$

Де:

- K_z - поправка на кінцеве число лопатей.

Знаходимо поправку по Майзелю – Стодолею:

$$K_z = 1 - \frac{U_2}{V_{2u\infty}} \cdot \frac{\pi}{z} \cdot \sin \beta_2 \quad (29)$$

Де:

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

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

$$V_{2u\infty} = \frac{3.14 \cdot 0.309 \cdot 3000}{60} - \frac{3.93}{\operatorname{tg} 18} = 35.3 \text{ (м/с)}$$

Тоді:

$$U_2 = \frac{4.28}{2 \cdot \operatorname{tg} 18} + \sqrt{\left(\frac{4.28}{2 \cdot \operatorname{tg} 18}\right)^2 + 9.81 \cdot 162 + 0 \cdot 21.57} = 48 \text{ (м/с)}$$

$$K_z = 1 - \frac{48}{35.3} \cdot \frac{3.14}{8} \cdot \sin 18 = 0.851$$

$$H_{T\infty} = \frac{120.8}{0.879 \cdot 0.851} = 162 \text{ [м]}$$

Уточнюємо значення зовнішнього діаметру D_2 :

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n} \quad (30)$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 48}{3,14 \cdot 3000} = 0,305 \text{ (м)}$$

Приймаємо $D_2 = 300$ (мм).

Уточнюємо значення ψ_2' :

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_2}{2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot \sin \beta_2}} \quad (31)$$

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{8 \cdot 3 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,15 \cdot \sin 18}} = 1,1$$

Робимо перевірку $|\psi_2 - \psi_2'| = |1,09 - 1,1| = 0,01$

Визначаємо ширину робочого колеса на виході:

$$b_2 = \frac{Q_{\text{рк}}}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{2m}} \quad (32)$$

$$b_2 = \frac{228,4/3600}{3,14 \cdot 0,3 \cdot 4,28} = 0,00195 \text{ (м)}$$

Приймаємо $b_2 = 20$ мм.

2. Побудова меридіанного перерізу

Розрахунки для проектування меридіанного перерізу робочого колеса. Методом послідовних наближень знаходимо оптимальну форму профілю перерізу меридіана.

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

$$F_0 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_0^2 - d_{\text{вт}}^2) \quad (33)$$

$$F_0 = \frac{3,14}{4} \cdot (153^2 - 106^2) = 9555$$

Кінцевого (на виході із робочого колеса):

$$F_0 = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \quad (34)$$

Проміжних:

$$F_i = \pi \cdot r_i \cdot b_i \quad (35)$$

$$F_0 = 3,14 \cdot 150 \cdot 20 = 15072$$

Де:

- r_i - розмір від осі робочого колеса до центру вписаного кола;
- b_i - діаметр окружності.

Розраховані дані заносимо до таблиці 1. По даним таблиці будуємо графік $F=f(l)$ і зрівнюють з рекомендованою формою залежності $F=f(l)$.

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

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

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

$$q = \frac{Q_{\text{р.к.}}}{3600 \cdot K} = 2 \cdot \pi \cdot V_m \cdot (r_{\text{ц.т.}} \cdot l)_k \quad (36)$$

Де:

- l - довжина відрізка нормалі між сусідніми лініями току, м;
- $r_{\text{ц.т.}}$ - відстань центра тяжіння відрізка l до осі робочого колеса, м.

Оскільки швидкість V_m вздовж нормалі постійна, то формула (36) приймає вид:

$$r_{\text{ц.т.}} \cdot l = \text{const} \quad (37)$$

Данні розрахунку заносимо в таблицю 1.

Таблиця 1 - Данні розрахунку

№	b_i	r_i	Δl_i	F_i
1	23,5	64,75	0	9555
2	26	66,2	19,65	10810
3	27,2	68	25,65	11616
4	27,37	71,43	30	12277
5	26,4	78,3	35	12982
6	24	91	39	13715
7	21,8	105,5	40	14168
8	20,7	134	41,8	14727
9	20	150	42,7	15072

3. Підготовка меридіанного перерізу РК до профілювання лопаті

При проектуванні робочих коліс широко використовується схема постійної швидкості течії, згідно з якою меридіональна швидкість u_r приймається постійною вздовж нормалі.

На практиці розрахунок робочого колеса при $u_r = \text{const}$ вздовж нормалі забезпечує задані параметри. Розрахункові лінії струму необхідно будувати так, щоб вони поділяли меридіанний перетин РК на ділянки, по яких протікала би однакова витрата енергії. Кількість таких ділянок залежить від n_s . При $n_s < 100$: $k=2$; $n=3$, де:

- k – кількість потоків;
- n – кількість ліній струму.

Розбивка ліній струму представлена на рисунку 4.

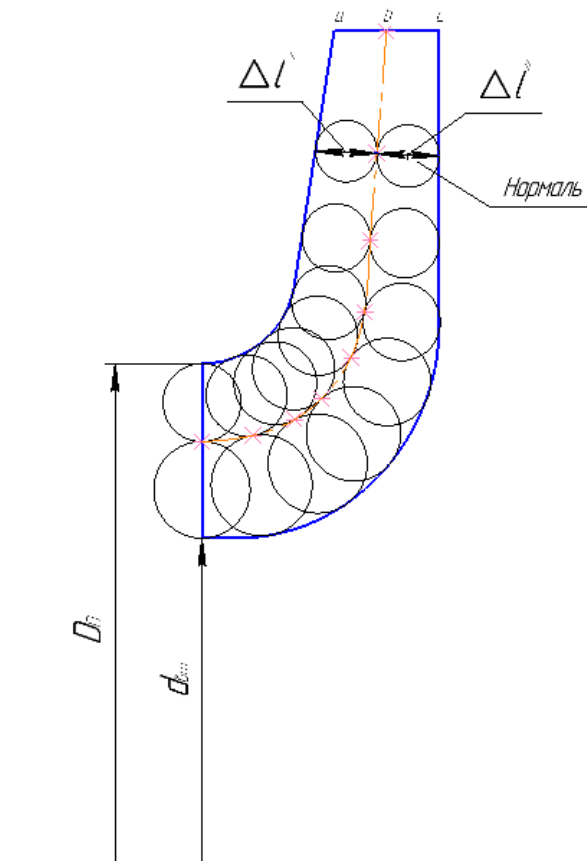


Рисунок 4 – Побудова лінії току

4. Профілювання лопаті

Найпоширенішим методом профілювання лопаті є метод конформного відображення поверхні струму на поверхню обертання, що розгортається, (циліндр).

Профілювання лопаті здійснюється в такому порядку:

- побудувати конформну сітку на розгорненні циліндра і конформне відображення координатної сітки на поверхні струму;
- профілювати поверхні лопаті на розгортці циліндра;
- будуюмо меридіанний переріз поверхні лопаті на меридіанній поверхні РК і лопаті в плані.

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

$$\Delta L = R_{\text{к.ц.}}/C = \text{const} \quad (38)$$

Де:

- $R_{\text{к.ц.}}$ - радіус конформного циліндра, приймаємо $R_{\text{к.ц.}} = 150$ мм;
- C - константа, приймаємо $C = 10$.

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

$$\Delta S = \frac{R_{\text{к.ц.}} \cdot \pi}{180} \cdot \Delta \varphi \quad (39)$$

Де:

- $\Delta \varphi$ - кут між меридіанним перетином циліндра, що відображає,
- $\Delta \varphi = 5..10^\circ$, приймаємо $\Delta \varphi = 10^\circ$.

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

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

Будуємо конформне відображення на поверхні струму:

- а – покриваючий диск;
- с – середньо-витратна лінія струму;
- b – основний диск

На відрізьку ΔL за умови конформності:

$$\frac{r_{\text{ср}i}}{\Delta l} = \frac{R_{\text{к.ц.}}}{\Delta L} = 10 = \text{const} \quad (40)$$

Де:

- $r_{\text{ср}i}$ - відстань від осі колеса до середини відрізька l (дивитись рисунок 4).

Поверхня лопаті на розгорненні циліндра профілюється з наступними рекомендаціями:

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

Де:

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

$$t = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_{\text{к.ц.}}}{z} \quad (41)$$
$$t = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 150}{8} = 117 \text{ (мм)}$$

Кут обхвату лопаті в плані повинен виконувати умову:

$$\Theta \geq 1,5 \cdot t^0$$

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

$$130^\circ > (1,5 \cdot 72 = 108^\circ)$$

Паралелі точок а, b, с для кожної лінії струму визначаються відповідно до розташування вхідної кромки в меридіанному перетині. Відображення точок

5. Вибір положення вхідної кромки і визначення кутів входу

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

Визначаємо окружну швидкість:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_{\text{вх}} \cdot n}{60} \quad (46)$$

Де:

- $D_{\text{вх}}$ - діаметр окружності на який лежить дана точка входу, м; по рисунку4

Для струйки a:

$$U_{1a} = \frac{3,14 \cdot 0,15418 \cdot 3000}{60} = 24,2 \text{ (м/с)}$$

Для струйки b:

$$U_{1b} = \frac{3,14 \cdot 0,137 \cdot 3000}{60} = 21,5 \text{ (м/с)}$$

Для струйки c:

$$U_{1c} = \frac{3,14 \cdot 0,11778 \cdot 3000}{60} = 18,5 \text{ (м/с)}$$

Визначаємо кут потоку на вході в робоче колесо без урахування стиснення:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}} \quad (47)$$

Для струйки a:

$$\beta_{1na} = \arctg \frac{7,85}{24,2 - 0} = 18^\circ$$

Для струйки b:

$$\beta_{1nb} = \arctg \frac{7,85}{21,5 - 0} = 20^\circ$$

Для струйки c:

$$\beta_{1nc} = \arctg \frac{7.85}{18.5 - 0} = 23^\circ$$

Знаходимо кут потоку на вході з робочого колеса з урахуванням кута атаки:

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

$$\beta_{1a} = 18 + 3 = 21^\circ$$

$$\beta_1 = 20 + 4 = 24^\circ$$

$$\beta_1 = 23 + 5 = 28^\circ$$

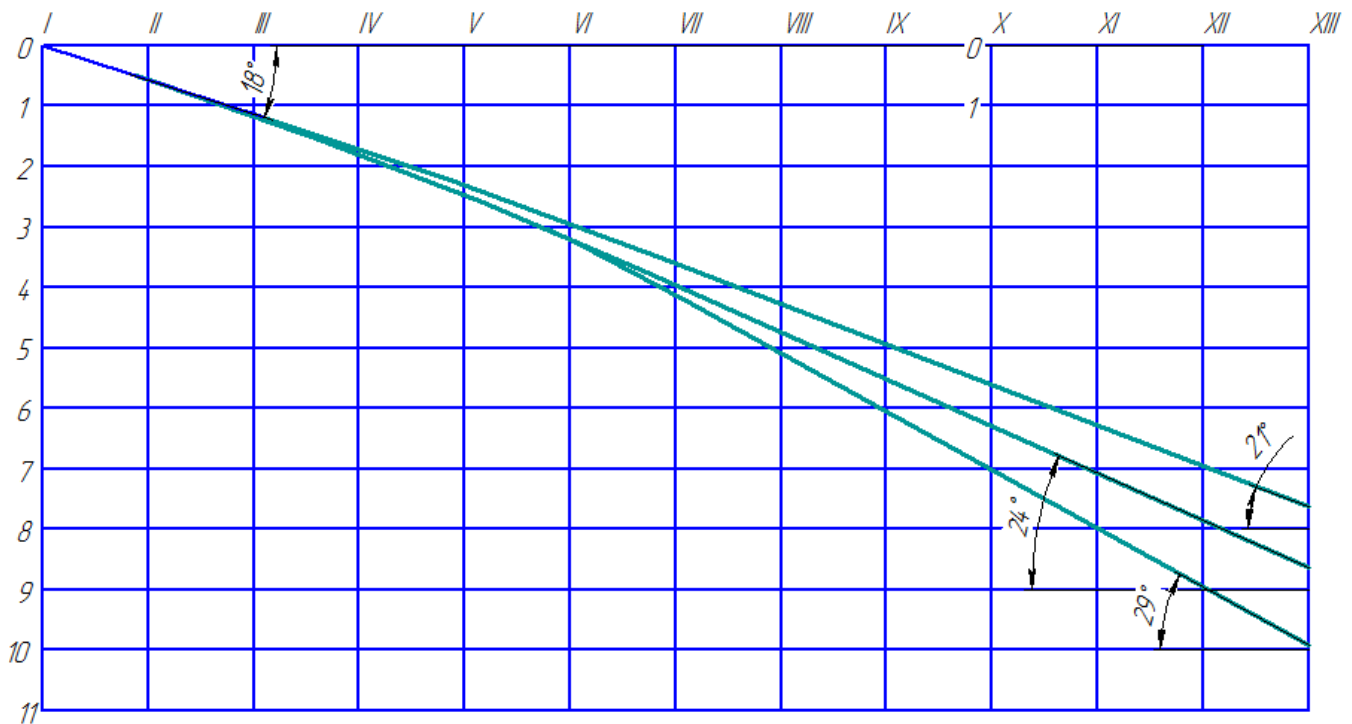


Рисунок 5 - Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра (комфортна діаграма)

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

Побудова меридіонального перетину поверхні лопаті на меридіональній проекції базується на діаграмі конформту.

Для перенесення відповідних точок з конформної діаграми на лінії току меридіанного перерізу використовується відношення:

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

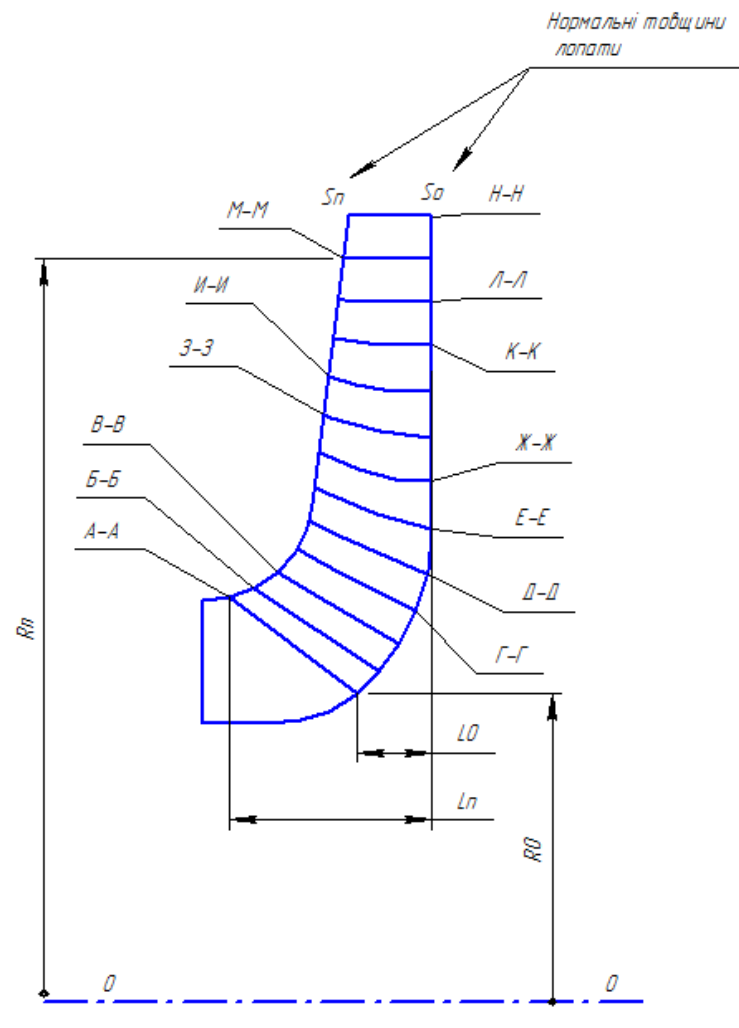


Рисунок 6 - Меридіанні перерізи передньої сторони поверхні лопаті

7. Побудова лопаті в плані

Для побудови лопаті в плані будуюмо два кола діаметрами D_2 і $d_{вт}$, а потім проводимо у вигляді радіальних променів меридіани А, Б, В і т. д. з кутовим кроком $\Delta\varphi$. Нумерація меридіанів повинна зростати в сторону обертання РК. Далі відстані від осі РК до точок меридіанних перетинів з лініями струму переносять з меридіанної проекції на план. Отримані в плані точки з'єднують лініями. Вхідна кромка утворює радіальну пряму. Вибираємо положення вхідної кромки і задаємося кутом охоплення лопаті $\theta = 130^\circ$.

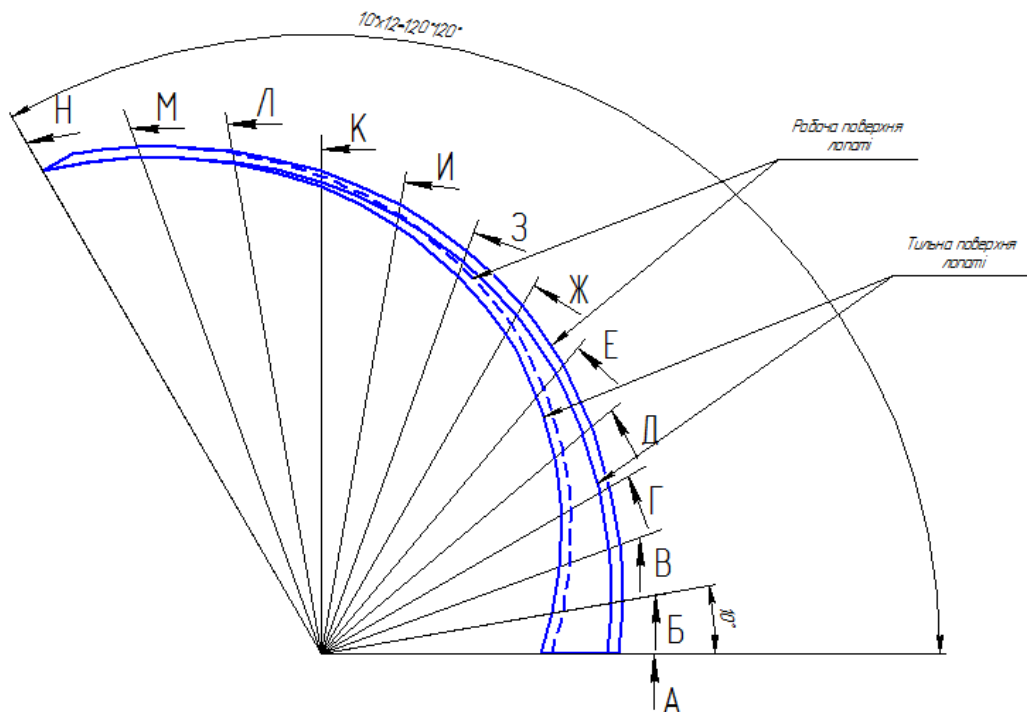


Рисунок 7 - Лопать в плані

8. Розрахунок та проектування спірального відводу

8.1 Вихідні данні для розрахунку спірального відводу:

Подача $Q = 220$ (м³/год).

Напір ступені насоса $H_{ст} = 120,8$ (м).

Частота обертів ротора $n = 3000$ (об/хв).

Коефіцієнта швидкохідності $n_s = 74,3$.

Гідравлічний ККД $\eta_r = 0,891$

Зовнішній діаметр РК $D_2 = 300$ (мм)

Ширина РК на виході $b_2 = 20$ (мм)

8.2 Розрахунок та проектування спіральної камери:

8.2.1 Визначення діаметру початкового кола D_3 та ширини входу в спіраль b_3

Розміри D_3 та b_3 є сталими для спіральної камери.

Діаметр початкового кола D_3 рекомендовано вибирати при умовах мінімальних гідравлічних втрат в зазорі між РК та відводом, та мінімального рівня віброактивності насоса. Цій умові виконує наступний вираз для D_3 :

$$R_3 = (1 + 10^{-3} \cdot n_s) \cdot R_2 \quad (48)$$

$$R_3 = (1 + 10^{-3} \cdot 74,3) \cdot 0,15 = 0,161 \text{ (м)}$$

Ширину входу в спіраль b_3 вибираємо в залежності від ширини робочого колеса.

Для визначення b_3 приймаємо наступну залежність:

$$b_3 = m \cdot b_2 \quad (49)$$

Де:

- $m = 2$ – при низьких n_s ;
- $m = 1,75$ – при середніх n_s ;
- $m = 1,5$ – при високих n_s .

Приймаємо $m = 1,75$

$$b_3 = 1,75 \cdot 20 = 0,28 \text{ (м)}$$

8.2.2 Нахил бокових стінок може задаватися відношенням a/h або кутом γ

$a/h = 0,2 \div 0,3$ в розрахунковому перерізі $n_s = 50 - 60$.

$\frac{a}{h} = 0,25 \div 0,4$ в розрахунковому перерізі $n_s > 80$.

Приймаємо $a/h = 0,3$, Радіус заокруглення r' визначаємо з умови:

$$r' = (0,5 \dots 0,7) \cdot b_3 \quad (50)$$

$$r' = 0,5 \cdot 28 = 14 \text{ [мм]}$$

8.2.3 Кута обхвату спіралі $\varphi_{\text{сп}}$ залежить від коефіцієнту швидкохідності n_s .

Вибраємо із таблиці 5.

Таблиця 5 – Залежність кута обхвату спіралі від коефіцієнту швидкохідності

n_s	50-70	70-90	90-110	110- 130	130- 150	150- 180	180- 210	210- 240	>240
$\varphi_{\text{сп}}$, град.	360	350	345	340	335	330	325	320	315

8.2.4 Визначаємо пропускну здатність спіралі $A_{\text{сп.розр.}}$.

Пропускную здатність спіралі визначаємо по заданим параметрам подачі, напору та n :

$$A_{\text{сп.розр.}} = \frac{\varphi_{\text{сп}}}{360} \cdot \frac{\pi \cdot \eta_r \cdot n \cdot Q}{30 \cdot H_{\text{ст}} \cdot g} \quad (50)$$

$$A_{\text{сп.розр.}} = \frac{350}{360} \cdot \frac{3,14 \cdot 0,879 \cdot 3000 \cdot 220}{30 \cdot 120,8 \cdot 9,81 \cdot 3600} = 0,0138 \text{ (м)}$$

8.2.5 Визначаємо площу розрахункового перерізу.

Для визначення площі розрахункового перерізу використовуємо графологічний метод. Розрахунок виконуємо в табличній формі.

В таблиці ΔQ_i визначається по формулі:

$$\Delta Q_i = K_2 \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r_i \cdot \frac{360}{\varphi_{\text{сп}}} \quad (51)$$

Де:

- $\Delta r_i = 6 \text{ (мм)}$.

8.2.6 Визначаємо момент швидкості на виході із робочого колеса:

$$K_2 = \frac{30 \cdot H_{\text{ст}} \cdot g}{\pi \cdot \eta_r \cdot n} \quad (52)$$

$$K_2 = \frac{30 \cdot 120,8 \cdot 9,81}{3,14 \cdot 0,879 \cdot 3000} = 4,29 \text{ (м}^2\text{/с)}$$

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

Таблиця 6 - Побудова меридіанних перерізів спіралі.

№	r_i	b_i	$B_i = \frac{b_i}{r_i}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$	$K_2 \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r$	$\sum \Delta Q_i$
1	161	28	0,174	0,19	0,008	0,0082
2	171	35,3	0,206	0,221	0,0093	0,0177
3	181	42,6	0,235	0,248	0,0104	0,0284
4	191	49,8	0,261	0,273	0,0115	0,0402
5	201	57,1	0,284	0,295	0,0124	0,053
6	211	64,4	0,305	0,3145	0,0132	0,067
7	221	71,7	0,324			

По таблиці 6 будується графік $Q = f(r)$. По осі Q відкладаємо $Q = Q_{роз. i}$ і радіус H_8 буде відповідати розрахунковому, а площа трапеції на меридіанному перерізі - площі розрахункового перерізу $F_{роз.}$.

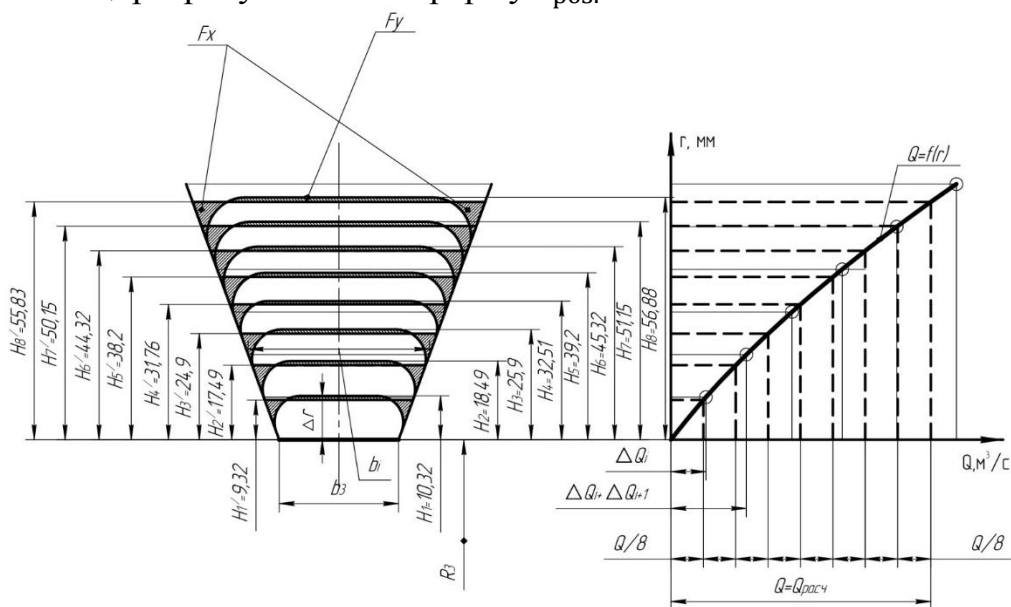


Рисунок 8 - Побудова меридіональних перерізів відводу

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

Перевіряємо правильність визначення $F_{роз.}$.

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

$$(0,95 \dots 1,0) \cdot A_{сп.граф.} = A_{сп.розр.} \quad (53)$$

Де:

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

$$(0,95 \dots 1,0) \cdot A_{сп.граф.} = A_{сп.розр.} = \frac{F_{пр}}{\rho} \quad (54)$$

Де:

- ρ - полюсна відстань. Для простоти побудови прийmemo $\rho = R_3 = 161(\text{мм})$.

$F_{пр} = 2265,14 (\text{мм}^2)$ – приведена площа.

Тоді:

$$A_{сп.розр.} = \frac{2265,14}{161} = 14,06 (\text{мм}) = 0,01406 (\text{м})$$

Тоді

$$\frac{A_{сп.розр.}}{A_{сп.граф.}} = \frac{0,01406}{0,0141} = 0,997$$

Площа розрахункового перерізу визначена вірно.

8.3 Визначаємо площі проміжних перерізів.

Площі проміжних перерізів визначаються графічним способом, використовуючи графік $Q = f(r)$. Для цієї ділянки прямої осі від до ділимо на 8 рівних частин, а потім побудовою отримуємо відповідні проміжні перерізи трапеції.

8.4 Розраховуємо дифузорові частини відводу.

8.4.1 Дифузор починається від розрахункового перерізу 8 та закінчується напірним патрубком $D_{вих}$:

$$D_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V_{\text{вих}}}} \quad (55)$$

Де:

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

Приймаємо $V_{\text{вих}} = 8$ (м/с), тоді:

$$D_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 220}{3,14 \cdot 8 \cdot 3600}} = 0,098 \text{ (м)}$$

Згідно рекомендацій корегуємо $D_{\text{вих}}$ згідно рекомендацій та приймаємо $D_{\text{вих}} = 100$ мм.

8.4.2 Визначаємо довжину дифузора з умов мінімальних гідравлічних втрат:

$$\varepsilon_{\text{опт}} = 2 \cdot \arctg\left(\frac{D_{\text{вих}} - d_{\text{екв}}}{2 \cdot L}\right) \quad (56)$$

Де:

- $\varepsilon_{\text{опт}} = 8 \dots 10^\circ$ – кут конусності дифузора. Приймаємо $\varepsilon_{\text{опт}} = 9^\circ$.

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

$$d_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{роз}}}{\pi \cdot V_{\text{вих}}}} \quad (56)$$

$$d_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0024}{3,14 \cdot 8}} = 0,019 \text{ (м)}$$

Тоді довжина дифузора дорівнює:

$$L = \frac{D_{\text{вих}} - d_{\text{екв}}}{2 \cdot \text{tg}\left(\frac{\varepsilon_{\text{опт}}}{2}\right)} \quad (57)$$

$$L = \frac{0,1 - 0,019}{2 \cdot \text{tg}\left(\frac{9}{2}\right)} = 0,572 \text{ (м)}$$

Приймаємо $L = 0,575$ [м].

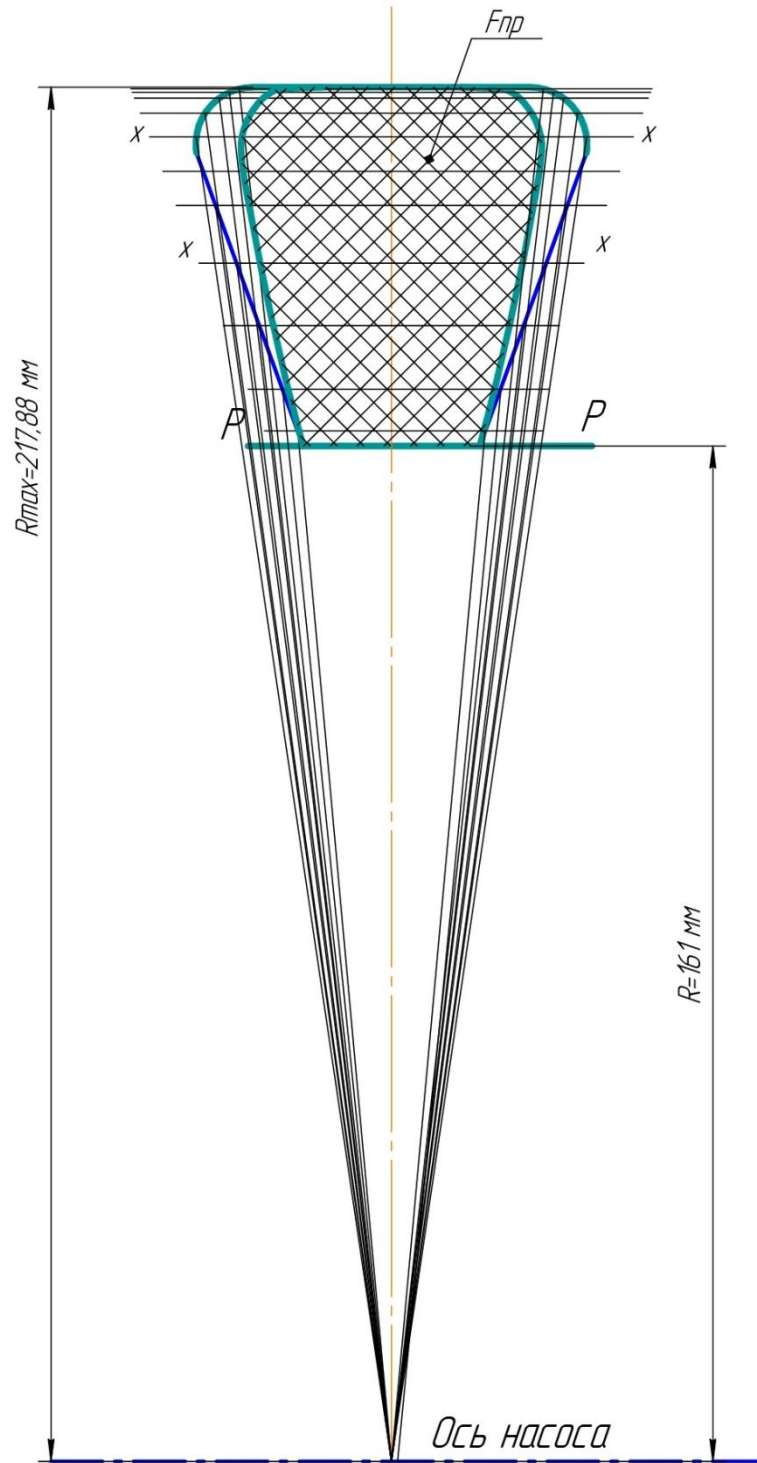


Рисунок 9 – Побудова приведенного перерізу

9.5 Побудова плану спіралі.

План спіралі будуємо з такою послідовністю: від початку кола відкладаємо відповідні висоти, отримані точки з'єднуємо дугами різних радіусів, дуга кожного радіусу повинна без перегинів спрягатися з дугою наступного.

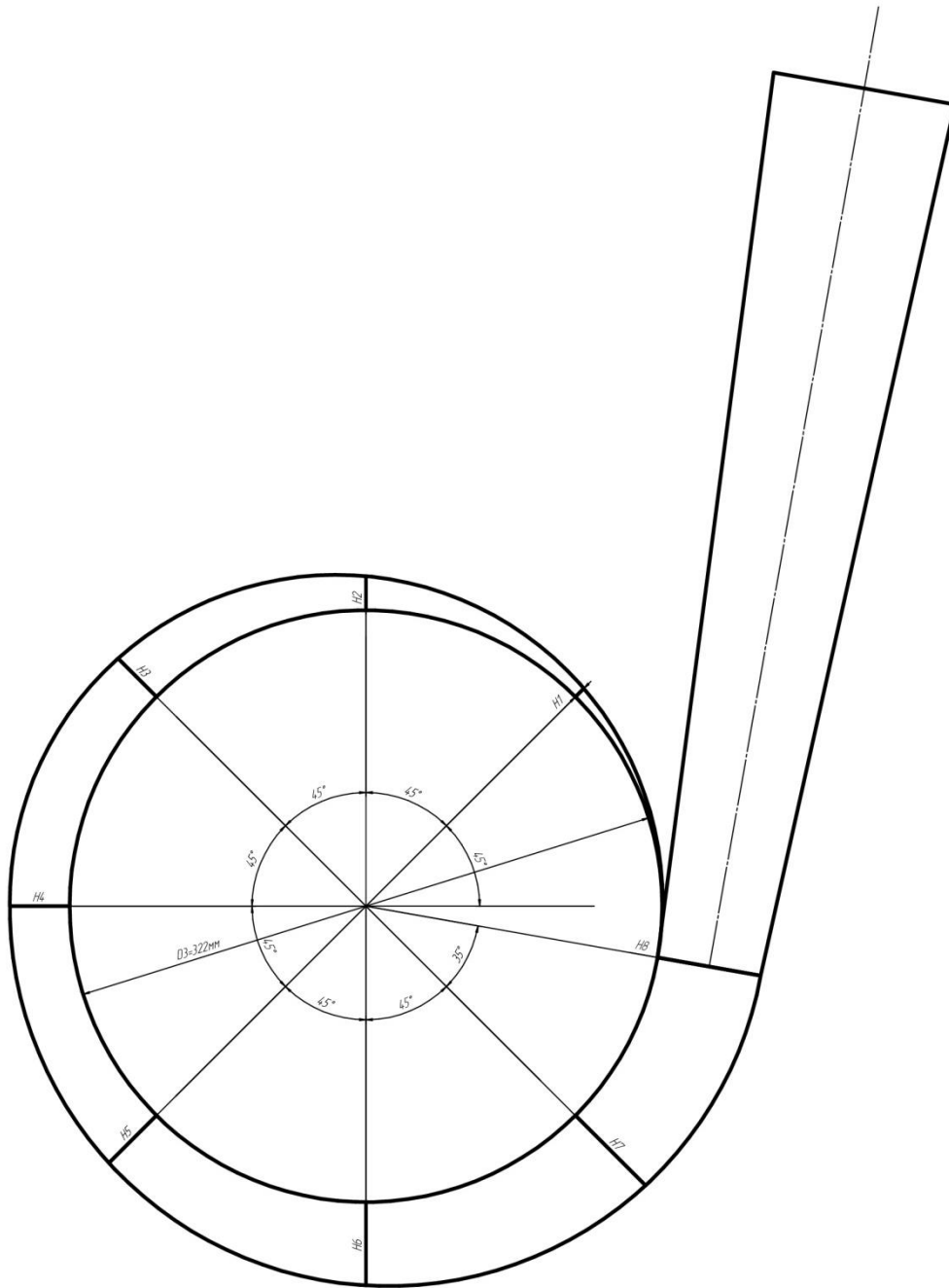


Рисунок 10 – План спірального відводу

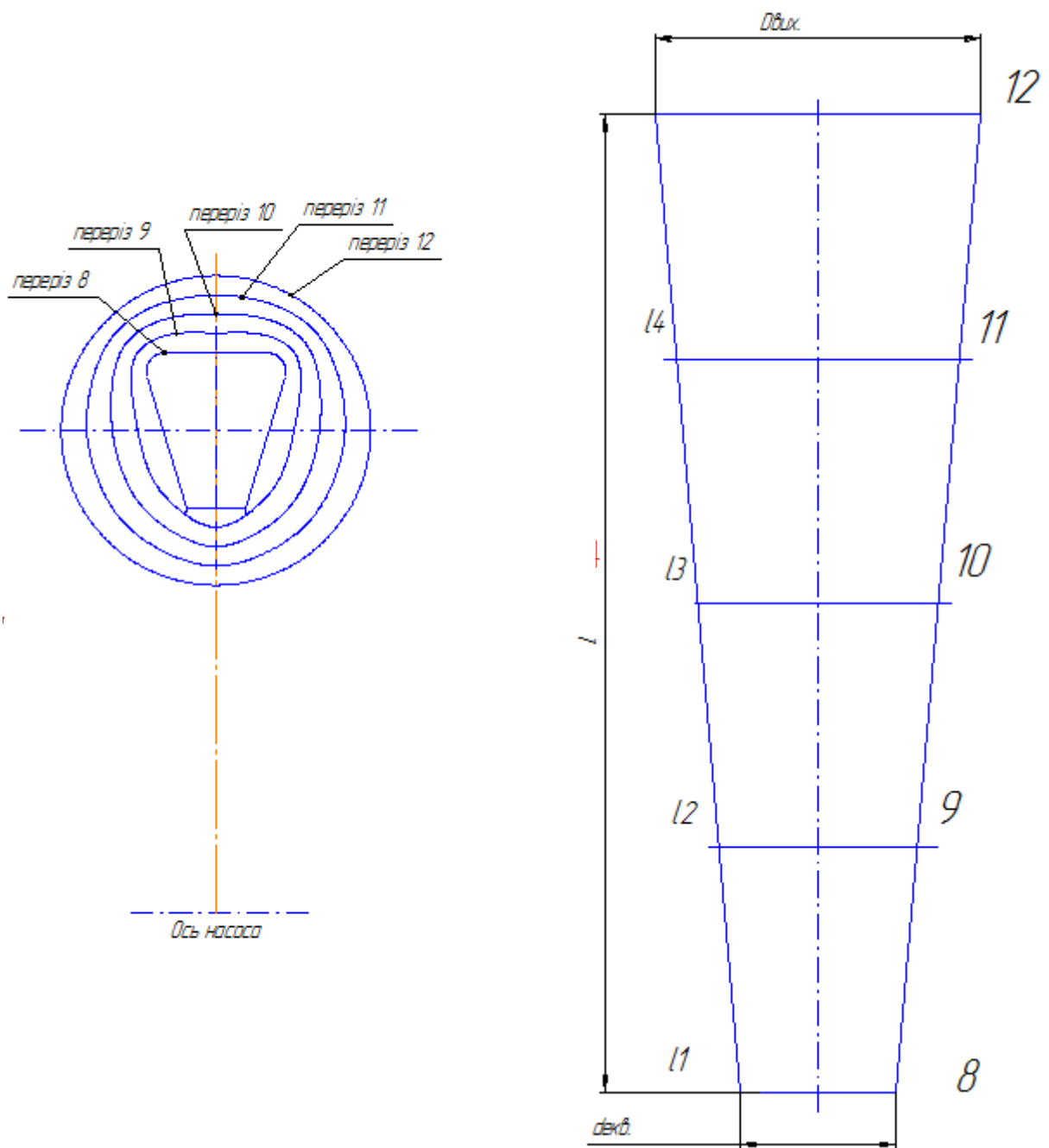


Рисунок 11 - Дифузорна частина відводу

10. Гідравлічні розрахунки

10.1 Визначення осьової сили, що діє на ротор насоса

Виконано за типовою методикою [5].

Осьова гідравлічна сила складається з суми неврівноважених сил, діючих на ротор насоса в осьовому напрямку.

Для врівноваження осьової сили в насосі застосовано гідроп'яту.

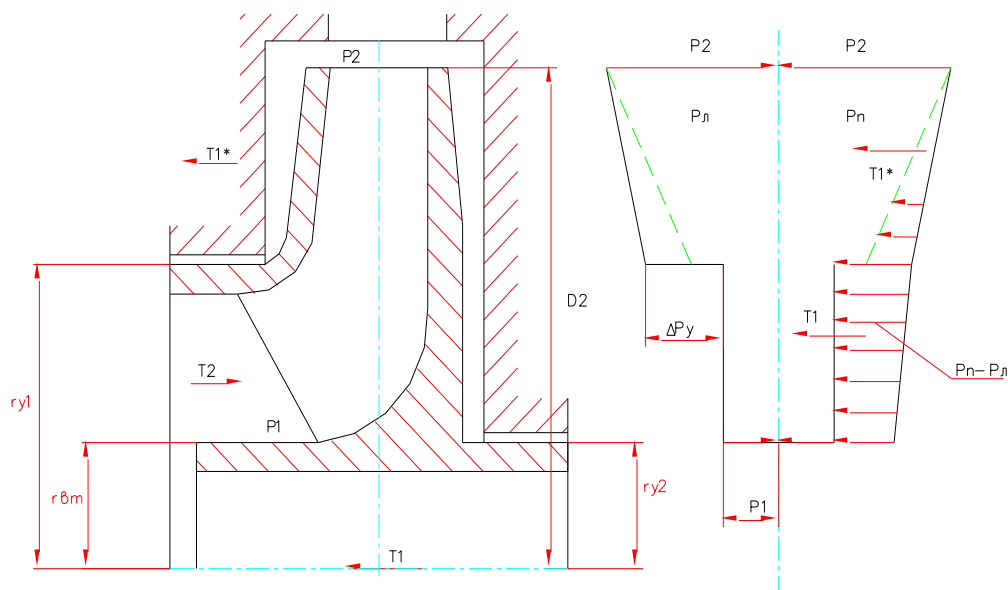


Рисунок 12 – Схема дії осьових сил в насосі.

У практиці насосо-будування для розрахунку осьової сили поширено використовується спрощена методика, запропонована А.А.Ломакінім для двох граничних випадків:

- нормальної роботи сальників, коли витік (витратна течія в пазусі) q близька до 0. У цьому випадку рідина обертається в обох пазухах як тверде тіло з кутовою швидкістю, яка рівна половині кутової швидкості обертання РК, і розподіл тиску по радіусах дисків описується параболічним законом, а осьова сила, спрямована в бік всмоктуючого партрубка, визначається за формулою:

$$T_1 = \pi \rho g \cdot (r_{y1}^2 - r_{y2}^2) \cdot \left[H_p - \frac{U_2^2}{8 \cdot g} \cdot \left(1 - \frac{r_{y1}^2 + r_{y2}^2}{2 \cdot r_2^2} \right) \right]; \quad (58)$$

Де:

- H_p - потенційний напір РК

$$H_p = (0,6 - 0,8) \cdot H \quad (59)$$

$$H_p = 0,6 \cdot 120,8 = 72,48 \text{ (м)}$$

З креслення РК: $r_{y1}^2 = 0,085 \text{ (м)}$; $r_{y2}^2 = 0,0575 \text{ (м)}$; $r_2 = 0,3 \text{ (м)}$.

Колова швидкість на виході з РК: $U_2 = 48 \text{ (м/с)}$

$$T_1 = 3,14 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot (0,085^2 - 0,0575^2) \cdot \left[72,48 - \frac{48^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(1 - \frac{0,085^2 + 0,0575^2}{2 \cdot 0,3^2} \right) \right] = 5412 \text{ (Н)}$$

- аварійного зносу ущільнення ($q \rightarrow \infty$), в цьому випадку рідина в передній пазусі рухається вільно по інерції за законом $V_{ur} = \text{const}$. Через збільшення витoku відбувається зміна епюри розподілу тиску в передній пазусі (рис.12, пунктирна - крутіша крива) і виникає додаткова осьова сила, спрямована в бік зношеного переднього сальника, значення якої можна розрахувати за формулою:

$$T_1^* = \pi \rho g \cdot (r_2^2 - r_{y1}^2) \cdot \frac{U_2^2}{8 \cdot g} \cdot \left(\frac{r_2^2}{r_2^2 - r_{y1}^2} \cdot \ln \frac{r_2^2}{r_{y1}^2} + \frac{r_2^2 + r_{y1}^2}{2 \cdot r_2^2} - 2 \right); \quad (60)$$

$$T_1^* = 3,14 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot (0,0575^2 - 0,085^2) \cdot \frac{48^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(\frac{0,0575^2}{0,0575^2 - 0,085^2} \cdot \ln \frac{0,0575^2}{0,085^2} + \frac{0,0575^2 + 0,085^2}{2 \cdot 0,0575^2} - 2 \right) = 893 \text{ (Н)}$$

По вісі насоса також діє сила T_2 , обумовлена натіканням потоку на рідину, а також зміною осьового напрямку його руху на радіальне.

Сила T_2 дорівнює :

$$T_2 = V \cdot \frac{\rho g \cdot Q}{g} \cdot v_0; \quad (61)$$

Де:

- $V = 1$ – для радіальних коліс;
- v_0 – швидкість на виході з РК, м/с, $v_0 = 4,28 \text{ (м/с)}$

$$S_0 = \frac{\pi \cdot (D_0^2 - d_{\text{вТ}}^2)}{4}; \quad (62)$$

Де:

- D_0 – діаметр входу в РК; $D_0 = 0,153 \text{ (м)}$.

- $d_{\text{вТ}}$ -діаметр втулки; $d_{\text{вТ}}=0,106$ (м).
- S – площа вихідного перетину колеса, (м²).

$$S_0 = \frac{3,14 \cdot (0,153^2 - 0,106^2)}{4} = 0,0095 \text{ (м}^2\text{)}$$

$$T_2 = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 120,8 \cdot 4,28}{3600 \cdot 9,81} = 146,61 \text{ (Н)}$$

Сумарна осьова сила, що діє на РК

$$T = T_1 + T_1^* - T_2; \quad (63)$$

$$T = 5412 + 893 - 146,61 = 6158,4 \text{ (Н)}.$$

10.2 Визначення радіальної сили

Виконано за типовою методикою (5).

Для визначення сили в відцентровому насосі зі спіральним відводом використовуємо формулу:

$$R = K_R \cdot \left(1 - \left(\frac{Q}{Q_{\text{опт}}} \right)^2 \right) \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2; \quad (64)$$

Де:

- K_R - безрозмірний коефіцієнт радіальної сили;
- D_2 - Зовнішній діаметр РК, $D_2=0,3$ (м);
- b_2 - ширина РК на виході, що включає в себе товщину його дисків; $b_2=0,02$ (м).

- Коефіцієнт K_R залежить від n_s . При $n_s = 74,3$, $K_R=0,18$

Максимальна сила буде на режимі $Q = 0$.

$$R = 0,18 \cdot 1 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 120,8 \cdot 0,3 \cdot 0,02 = 1279,8 \text{ (Н)}.$$

10.3 Розрахунок насоса на кавітацію

Кавітаційні якості насоса залежать від основних геометричних розмірів РК і фізичних властивостей рідини.

Мінімальний кавітаційний запас визначаємо за формулою :

$$\Delta h = \lambda_1 \cdot \frac{v_0^2}{2 \cdot g} + \lambda_2 \cdot \frac{W_1^2}{2 \cdot g}; \quad (65)$$

Де:

- λ_1 та λ_2 – коефіцієнти;
- v_0 – середня абсолютна швидкість при вході потоку в РК; $v_0 = 4,28$ (м/с);
- W – середня відносна швидкість при вході потоку на лопать насоса.

Для насосів при безударному вході на лопаті колеса коефіцієнти λ_1 та λ_2 приймаємо:

$$\lambda_1 = 1,2; \lambda_2 = 0,3.$$

Відносна швидкість на вході:

$$W_1 = \sqrt{U_1^2 + v_{m1}^2}; \quad (66)$$

Де:

- U_1 – окружна швидкість на вході в РК $U_1 = 21,57$ (м/с);
- v_{m1} – меридіональна складова абсолютної швидкості $v_{m1} = 7,85$ (м/с).

$$W_1 = \sqrt{21,57^2 + 7,85^2} = 22,95 \text{ (м/с)}$$

Кавітаційний запас:

$$\Delta h = 1,2 \cdot \frac{4,28^2}{2 \cdot 9,81} + 0,3 \cdot \frac{22,95^2}{2 \cdot 9,81} = 9,17 \text{ (м)}.$$

Кавітаційний коефіцієнт бистрохідності:

$$C = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\Delta h^{\frac{3}{4}}}; \quad (67)$$

$$C = \frac{5,62 \cdot 3000 \cdot \sqrt{120,8}}{60 \cdot 9,17^{\frac{3}{4}}} = 586$$

Отримане розрахункове значення $C = 586$ показує, що насос має гарні кавітаційні якості.

11. Вибір кінцевого ущільнення

Для розробленої конструкції насоса в якості кінцевого ущільнення вала застосоване блочна конструкція торцевого ущільнення типу Т (рис. 5.1). В якості матеріалу пари тертя вибираємо силіційований графіт СГ-П.

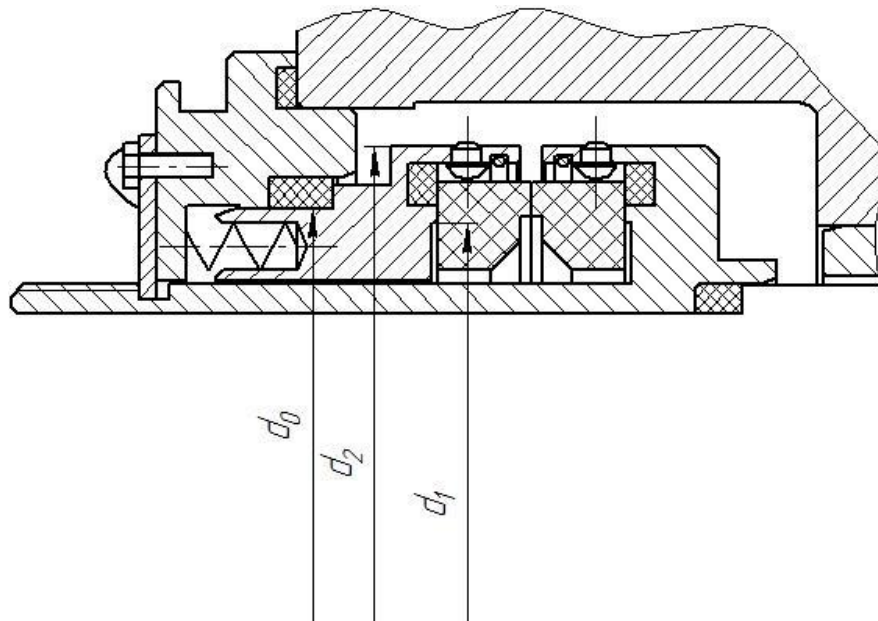


Рисунок 12 – Конструкція торцевого ущільнення

11.1 Розрахунок втрат потужності в торцевому ущільненні

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

$$N_{\text{упл}} = N_y + N_m ; \quad (68)$$

Параметри та розміри ущільнення наведені у таблиці 7.

Таблиця 7 - Параметри та розміри торцевого ущільнення.

Найменування величин	Позначення	Числове значення
Внутрішній діаметр ущільнюючої поверхні, см	$D1$	16,5
Зовнішній діаметр поверхні, що ущільнює, см	$D2$	17,5
Діаметр врівноваження ущільнення, см	$D3$	17,0

Ширина контактного пояска, см	$b = \frac{D_2 - D_1}{2}$	0,5
Середній діаметр ковзання, см	$D_{cp} = \frac{D_2 - D_1}{2}$	17,0
Коефіцієнт тертя на поверхні ковзання	f	0,04
Частота обертання валу, об/хв	n	3000
Тиск перед ущільненням, кгс/см ²	P_0	11,3
Зусилля пружин, кгс	F	11
Площа поверхні ковзання, см ²	$S = 0,785 \cdot (D_2^2 - D_1^2)$	26,69
Тиск зусилля пружин, кгс/см ²	$P_{pn} = F/S$	0,412
Коефіцієнт врівноважування	$k = \frac{D_2^2 - D_3^2}{D_2^2 - D_1^2}$	0,717
Температура води в камері ущільнення °С	t_{ex}	80
Питома вага, кгс/м ³	γ	1176
Щільність, кг/м ³	ρ	1000
Коефіцієнт кінематичної в'язкості, м ² /с	ν	$0,365 \cdot 10^{-6}$
Критерій Рейнольдса на торцевій поверхні обертової обойми	$Re = \frac{D_a^2 - D_i^2}{\nu} \cdot \omega$	$15,48 \cdot 10^6$
Зовнішній радіус торцевої поверхні обойми, що обертається, м	R_a	0,18

Внутрішній радіус торцевої поверхні обертової обойми, м	Ri	0,12
Кутова частота обертання валу, рад/с	$\omega = \frac{\pi n}{30}$	314

$$N_y = 16,6 \cdot 10^{-6} \cdot b \cdot D_{cp}^2 \cdot f \cdot P' \cdot n; \quad (69)$$

Де:

- P' - питомий тиск між поверхнями, що ущільнюються, кгс/см².

$$P' = P_{np} + P_0(k - 0,5); \quad (70)$$

$$P' = 0,412 + 11,3 \cdot (0,507 - 0,5) = 2,8 \text{ (кгс/см}^2\text{)}$$

$$N_y = 16,6 \cdot 10^{-6} \cdot 0,5 \cdot 17^2 \cdot 0,04 \cdot 2,8 \cdot 3000 = 0,08 \text{ (кВт)}$$

$$N_{my} = \frac{0,0196}{20} C_f \rho (R_a^5 - R_i^5) \omega \quad (71)$$

Де:

- C_f – коефіцієнт тертя.

$$C_f = \frac{0,0465}{\sqrt[5]{Re}} \quad (71)$$

$$C_f = \frac{0,0465}{\sqrt[5]{15,48 \cdot 10^6}} = 0,169 \cdot 10^{-3}$$

$$N_{my} = \frac{0,0196}{20} \cdot 0,169 \cdot 10^{-3} \cdot 1000 \cdot (0,18^5 - 0,12^5) \cdot 314 = 0,8 \text{ (кВт)}$$

Сумарна потужність тертя торцевого ущільнення:

$$N_{упл} = 0,08 + 0,8 = 0,88 \text{ (кВт)}$$

12. Розрахунки з вибору привода насоса

12.1 Вибір електродвигуна

Потужність насоса при роботі на номінальному режимі

$$N = 1198,8 \text{ (кВт)}$$

За частотою обертання та розрахованою потужністю вибираємо електричний двигун СТДМ-1250-2РУХЛ4, з потужністю 1250 кВт, частотою обертання 3000 об/хв.

12.2 Розрахунок пускової моментної характеристики

Будуємо графік залежності моменту опору агрегату від частоти обертання.

Графік залежності моменту опору будується за трьома точками:

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

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

$$M_A = 0,21 \cdot M_{\text{НОМ}} \quad (72)$$

Де:

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

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{N}{\omega}$$

Де:

- ω - колова швидкість обертання ротора насоса, с^{-1} . Вона визначається виходячи з частоти обертання ротора:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (73)$$

Де

- $n = 3000$ (об/хв) - частота обертання ротора насоса.

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

$$M_{\text{ном}} = \frac{1198,8}{314} = 3817 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

Знаходимо початковий момент пуску агрегату дорівнює:

$$M_A = 0,21 \cdot 3817 = 801 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

Визначаємо момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна

$$M_{\text{max}} = 4020 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0,3 \cdot n_{\text{ном}} \quad (74)$$

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

Де:

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

$$M_B = 0,03 \cdot M_{\text{max}} \quad (75)$$

$$M_B = 0,03 \cdot 4020 = 120,6 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$k = \frac{M_{\text{max}}}{n^2} \quad (76)$$

$$k = \frac{4020}{3000^2} = 4,46 \cdot 10^{-4}$$

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

$$M = k \cdot n^2 \quad (77)$$

Результати розрахунку заносяться до табл. 7.

Графік пускового моменту будують таким чином:

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

Таблица 8 - Пускова моментна характеристика

n, об/хв	0	500	1000	1500	2000	2500	3000
M, Н·м	0	111	446	1003	1784	2787	3980

На рисунку 12 наведена пускова моментна характеристика насосного агрегату.

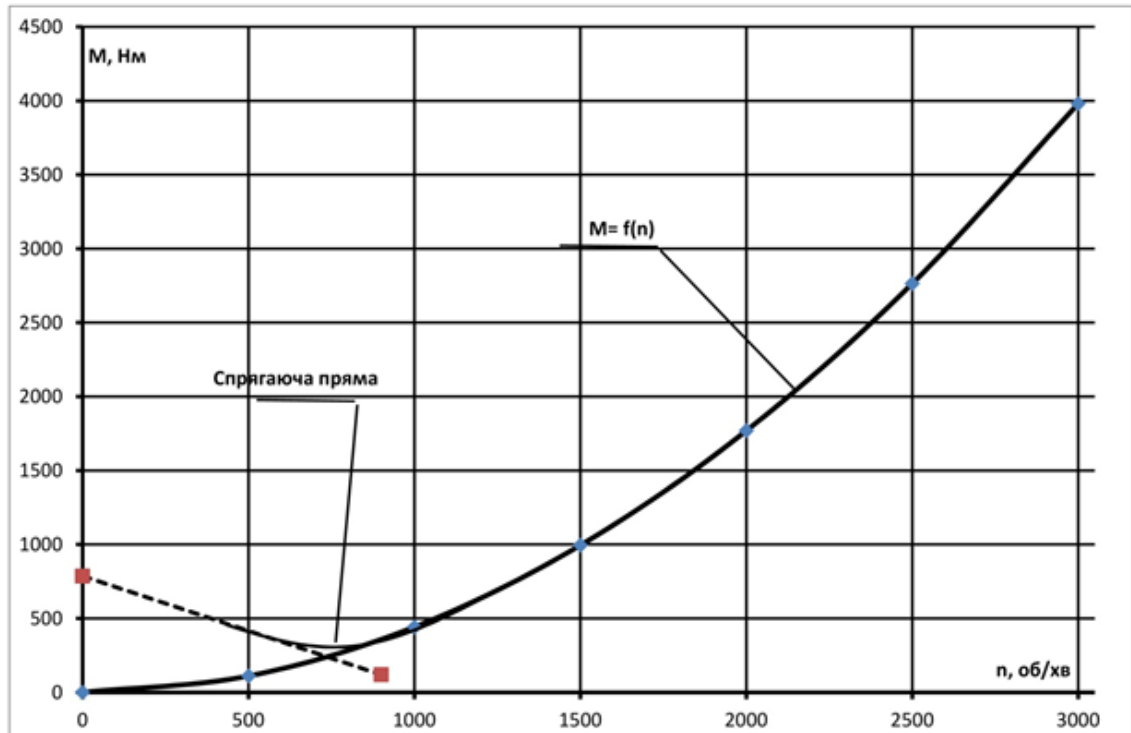


Рисунок 12 - Пускова моментна характеристика

13. Розрахунки на міцність

13.1 Конструювання вала

Конструювання вала починається з визначення його діаметрів (див. рис. 13)

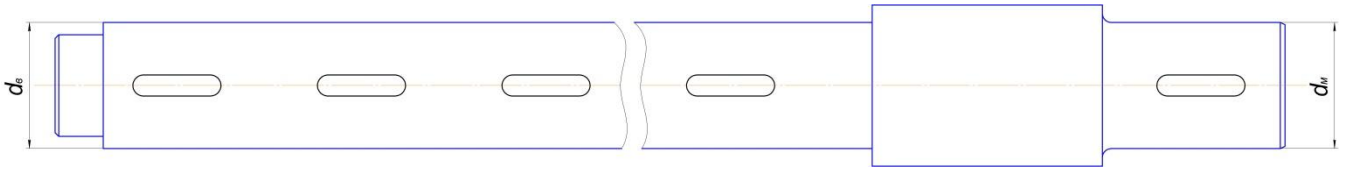


Рисунок 13 - Розміри діаметрів вала насоса

Визначаємо діаметр вала під робочим колесом (м) з розрахунку на кручення за формулою:

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{max}}{\pi \cdot [\tau]}} \quad (78)$$

Де:

- $[\tau] = (10 \div 30) \cdot 10^6$ - дотичне напруження при крученні, Па.

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 4020}{3,14 \cdot 30 \cdot 10^6}} = 0,088 \text{ (м)}$$

Приймаємо $d_k = 90$ (мм).

Знаходимо діаметр вала під захисну втулку, мм:

$$d_{вТ} = d_k + 10 \quad (79)$$

$$d_{вТ} = 90 + 10 = 100 \text{ (мм)}$$

Знаходимо діаметр вала під напівмуфту, мм:

$$d_M = (0,8 \div 1,2) \cdot d_{дв} \quad (80)$$

Де:

- $d_{дв} = 120$ (мм) - вихідний кінець вала обраного двигуна.

$$d_M = 0,8 \cdot 120 = 96 \text{ (мм)}$$

13.2 Розрахунок вала

Основною задачею розрахунку валу є забезпечення об'ємної міцності, обмеження величини деформації згинання та кручення в найбільш небезпечному перерізі. Розрахунок та моделювання є процесами взаємозв'язаними, тому визначення необхідних розмірів виконується в три етапи. На першому – попередньому розрахунку – визначаємо реакції, що діють в опорах валу. На другому етапі – наближеному – уточнюємо основні розміри валу. На третьому - перевірному – визначаємо коефіцієнти запасу міцності, звіряємо їх з допустимими та за необхідності вносимо корективи з метою приведення фактичних запасів міцності до допустимих.

13.3 Розрахунок шпонкового з'єднання

13.3.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання валу з колесом

Вихідні дані для розрахунку шпонкового з'єднання:

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

Розміри шпонки під робочим колесом ($d_k = 90$ мм) вибираємо згідно ГОСТу 23360-78 :

$$b \cdot h \cdot l = 8 \cdot 8 \cdot 75$$

Під час розрахунку шпонкового з'єднання валу з колесом визначаємо напруження на зминання, МПа:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \quad (81)$$

Де:

- $t_1 = 4$ (мм) – глибина паза вала;
- $h = 8$ (мм) – висота шпонки, мм;
- $d = d_k = 90$ (мм) – діаметр валу, мм;
- $M_{max} = 4020$ (Н · м);
- l_p – робоча довжина шпонки.

Робочу довжину шпонки знаходимо за формулою:

$$l_p = l - b \quad (82)$$

Де:

- l - довжина шпонки, мм;
- b - ширина шпонки, мм.

$$l_p = 75 - 8 = 67 \text{ (мм)}$$

Знайдемо напруження на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 4020}{0,09 \cdot 0,067 \cdot (0,008 - 0,004)} = 169 \cdot 10^6 \text{ (Па)} = 169 \text{ (МПа)}$$

Допустиме напруження на зминання:

$$[\sigma]_{зм} = 0,56 \cdot \sigma_{0,2} \quad (83)$$

де $\sigma_{0,2} = 700$ МПа - межа текучості матеріалу шпонки.

$$[\sigma]_{зм} = 0,56 \cdot 700 = 392 \text{ (МПа)}$$

Умова міцності на зминання виконується:

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma]_{зм} \quad (84)$$

$$169 \text{ (МПа)} \leq 392 \text{ (МПа)}$$

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{max}}{d \cdot l \cdot b} \quad (85)$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 4020}{0,09 \cdot 0,075 \cdot 0,008} = 148,8 \cdot 10^6 \text{ (Па)} = 148,8 \text{ (МПа)}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова

$$\tau_{зр} \leq [\tau]_{зр} \quad (86)$$

Допустиме напруження на зріз:

$$[\tau]_{зр} = 0,6 \cdot [\sigma]_{зм} \quad (87)$$

$$[\tau]_{зр} = 0,6 \cdot 392 = 235,2 \text{ (МПа)}$$

Умова міцності на зминання виконується:

$$148,8 \text{ (МПа)} \leq 235,2 \text{ (МПа)}$$

13.3.2 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання валу з напівмуфтою.

Вихідні дані для розрахунку шпонкового з'єднання:

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

Розміри шпонки під напівмуфтою ($d_m = 96$ мм) вибираємо згідно ГОСТу 23360-78 :

$$b \cdot h \cdot l = 32 \cdot 18 \cdot 100$$

Напруження на зминання знайдемо за формулою (81):

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 4020}{0,096 \cdot 0,068 \cdot (0,018 - 0,011)} = 175 \cdot 10^6 \text{ (Па)} = 175 \text{ (МПа)}$$

Приймаємо:

- глибина паза валу $t_1 = 11$ (мм).
- діаметр валу $d = d_m = 96$ (мм).

Робоча довжина шпонки знаходиться за формулою (82):

$$l_p = 100 - 32 = 68 \text{ (мм)}$$

Допустиме напруження на зминання $[\sigma]_{зм} = 392$ (МПа)

Умова міцності на зминання, формула (84), виконується:

$$139 \text{ (МПа)} \leq 392 \text{ (МПа)}$$

Перевірка шпонки на зріз, згідно формули (85):

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 4020}{0,096 \cdot 0,1 \cdot 0,018} = 46,5 \cdot 10^6 \text{ (Па)} = 46,5 \text{ (МПа)}$$

Допустиме напруження на зріз $[\tau]_{зр} = 235,2$ (МПа)

Умова міцності на зминання виконується:

$$46,5 \text{ (МПа)} \leq 235,2 \text{ (МПа)}$$

14. Основні заходи по охороні праці і техніці безпеки

14.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів під час експлуатації насосного обладнання

При експлуатації насосів виникають такі шкідливі виробничі фактори, як:

1. Підвищений рівень шуму
2. Підвищена вібрація

Джерелами зазначених шкідливих виробничих факторів є обертові і рухомі частини механізмів насоса (електродвигун, лопатеве колесо, підшипники). Шум і вібрація класифікуються за ГОСТ 12.0.003-74 як активні, тобто вони можуть вплинути на людину за допомогою укладених в них енергетичних ресурсів.

14.2 Параметри та види вібрації, її дія на організм людини

Під вібрацією розуміють механічні коливання твердого тіла. Вона характеризується абсолютними та відносними параметрами. До основних абсолютних параметрів належать: вібропереміщення (s) — миттєве значення кожної з координат, які описують положення тіла, чи матеріальної точки під час вібрації; амплітуда вібропереміщення (A) — найбільше відхилення точки, яка коливається з певною частотою, від положення рівноваги, м; віброшвидкість (v) — кінематичний параметр, що дорівнює швидкості переміщення (перша похідна вібропереміщення) точки, яка коливається з певною частотою, м/с; віброприскорення (a) — кінематичний параметр, що дорівнює прискоренню переміщення (друга похідна вібропереміщення) точки, яка коливається з певною частотою, м/с²; період вібрації (T) — найменший інтервал часу, через який під час періодичної вібрації повторюється кожне значення величини, яка характеризує вібрацію, с; частота вібрації (f) — величина, обернено пропорційна періоду вібрації, яка показує кількість коливань за одиницю часу точки під час вібрації, Гц.

Оскільки абсолютні параметри, що характеризують вібрацію змінюються в широких межах, то на практиці частіше використовують відносні параметри —

рівні, які визначаються щодо опорного (порогового) значення відповідного параметра і вимірюються у децибелах (дБ).

За способом передачі на тіло людини розрізняють загальну та місцеву (локальну) вібрацію. Загальна вібрація передається на тіло людини, яка сидить або стоїть, переважно через опорні поверхні — сидіння, підлогу.

Локальна вібрація передається через руки працюючих при контакті з ручним механізованим інструментом, органами керування машинами та обладнанням, деталями, які обробляються тощо. Можлива також одночасна дія загальної та локальної вібрації. Наприклад, при роботі на дорожньо-будівельних машинах на руки передається локальна вібрація від органів керування, а на все тіло — від машини через сидіння.

Залежно від джерела виникнення загальна вібрація поділяється на: транспортну, яка діє на операторів (водіїв) транспортних засобів (автомобілі, трактори); транспортно-технологічну, яка діє на операторів машини з обмеженою рухливістю та таких, що рухаються тільки спеціально підготовленими поверхнями виробничих приміщень, промислових майданчиків та гірничих виробок (екскаватори, промислові та будівельні крани, автонавантажувачі, авто- та електрокари); технологічну, яка діє на операторів стаціонарних машин або передається на робочі місця, що не мають джерел вібрації (метало- і деревооброблювальні верстати, ковальсько-пресувальне устаткування, насосні станції, бурові вишки).

Загальну технологічну вібрацію за місцем дії поділяють на такі типи:

- на постійних робочих місцях виробничих приміщень підприємств;
- на робочих місцях складів, їдалень, побутових, чергових та інших виробничих приміщень, де немає джерел вібрації;
- на робочих місцях заводууправлінь, конструкторських бюро, лабораторій, обчислювальних центрів, медпунктів, конторських приміщень, робочих кімнат та інших приміщень для працівників розумової праці.

За джерелом виникнення локальна вібрація поділяється за здатністю передаватися:

— від ручних машин або ручного механізованого інструмента, органів керування машинами та устаткуванням;

— ручних інструментів без двигунів (наприклад, рихтувальні молотки) та деталей, які обробляються.

За часовими характеристиками загальні та локальні вібрації поділяються:

— на постійні, для яких величина віброприскорення чи віброшвидкості змінюється менше ніж у два рази (менше 6 дБ) за робочу зміну;

— непостійні, для яких перераховані вище параметри вібрації змінюються не менше ніж у два рази (6 дБ і більше) за робочу зміну.

У свою чергу непостійні вібрації поділяються:

— на коливні, рівні яких безперервно змінюються в часі;

— переривчасті, коли контакт з вібрацією у процесі роботи переривається, причому довжина інтервалів, під час яких має місце контакт, становить більше 1 с;

— імпульсні, що складаються з одного або кількох вібраційних впливів (наприклад, ударів), кожен довжиною менше ніж 1 с, за частоти їх дії менше ніж 6,6 Гц.

14.3 Заходи та засоби захисту від вібрації

Заходи та засоби захисту від вібрації за організаційною ознакою поділяються на колективні та індивідуальні. Колективні заходи та засоби віброзахисту можна поділити за такими напрямками:

— зниження вібрації у джерелі її виникнення;

— організаційно-технічні заходи;

— лікувально-профілактичні заходи.

Зменшення вібрації у джерелі її виникнення досягається шляхом застосування таких кінематичних та технологічних схем, які усувають чи мінімально знижують дію динамічних сил.

Контакту працівника з віброоб'єктом, а відтак і шкідливої дії вібрації можна уникнути шляхом використання дистанційного керування, автоматичного контролю та сигналізації, а також застосування захисного огороження. Якщо

цього досягти неможливо, то необхідно при контакті працівника з віброоб'єктом домогтися зменшення параметрів вібрації на шляху її поширення від джерела змушувальної сили. Це можна здійснити за допомогою вібропоглинання, віброгасіння та віброізоляції.

15. Технологічна частина

Якісна оцінка технологічності конструкції

Матеріал деталі – Сталь 20 ГОСТ 1412-85*.

Призначення – для труб підігрівачів, колекторів та трубопроводів котлів високого тиску, листи для штампованих деталей, деталей для тривалої служби при температурах до 350 °С.

Хімічний склад сталі див. таблицю 9.

Таблиця 9 - Хімічний склад за ГОСТ 1412-85, у відсотках

C	Si	Mn	Ni	S	P	Cr	Cu	As
0.1-0.24	0.17-0.37	0.35-0.5	до 0.3	до 0.04	до 0.035	до 0.25	до 0.3	до 0.08

Механічні властивості сталі див. таблицю 10.

Таблиця 10 - Механічні властивості сталі м для поковок за ГОСТ 1412-85

Термообробка	КП	Переріз, мм	$\sigma_{0,2}$, МПа	σ_b , МПа	δ_5 , %	ψ , %	КСУ, Дж/м ²	НВ, не більше
Нормалізація	175	<100	175	350	28	55	64	101-143
	175	100-300	175	350	24	50	59	101-143
	175	300-500	175	350	22	45	54	101-143
	175	500-800	175	350	20	40	49	101-143
	195	<100	195	390	26	55	59	111-156
	195	100-300	195	390	23	50	54	111-156
	215	<100	215	430	24	53	54	123-167
	215	100-300	215	430	20	48	49	123-167
Закалка. Відпуск	245	100-300	245	470	19	42	39	143-179

Технологічні властивості сталі 20:

- Зварюваність – без обмежень.
- Схильність до відпускнуї крихкості – не схильна.

Характеристика заданого типу виробництва

Виходячи з річної програми випуску $N = 1700$ шт. і маси деталі 11 кг приймаємо тип виробництва - середньосерійний.

Середньосерійне виробництво характеризується обмеженою кількістю виробів, які виготовляються або ремонтуються, регулярно повторюваними партіями і значним обсягом випуску. Це є основним видом сучасного виробництва в галузі машинобудування, становлячи зараз 75-80% всієї машинобудівної продукції в Україні. З технологічного та виробничого погляду середньосерійне виробництво знаходиться між одиночним та масовим виробництвом.

У цьому типі виробництва використовуються як універсальні, так і спеціалізовані верстати, які розташовані в послідовності технологічного процесу для виготовлення одного або кількох деталей, які потребують однакової обробки. Виробництво відбувається партіями, і деталі кожної партії можуть трохи відрізнитися за розміром або конструкцією, але дозволяються на одному і тому ж обладнанні. Процес виробництва організований так, що після обробки заготовок на одній операції відбувається обробка цієї ж партії на наступній операції.

Для середньосерійного виробництва широко використовуються верстати з числовим програмним управлінням, обробні центри, а також гнучкі автоматичні системи верстатів з ЧПК. Переналагодження верстатів, пристроїв та інструментів, а також перебудова виробничого процесу при переході на обробку інших видів деталей здійснюються через попередню технологічну підготовку.

Робітники при середньосерійному виробництві мають середню кваліфікацію, що вища, ніж у масовому виробництві, але нижча, ніж в одиночному. Крім робітників високої кваліфікації, які працюють на складних універсальних верстатах, використовуються робітники-оператори невисокої кваліфікації, які працюють на настроєних верстатах.

Технологічна документація та технічне нормування докладно розробляються для складних і відповідальних деталей, водночас використовуючи спрощену документацію та дослідно-статистичне нормування для менш важливих заготовок.

Розробка технологічного процесу обробки деталі

У даному пункті описується пропонований технологічний процес виготовлення деталі - напіфмуфти.

005 Відрізна

Спосіб отримання заготовки – відрізання від прокатного круга.

010 Контрольна ВТК

На даній операції на столі ВТК контролюються розміри отриманої заготовки.

Обладнання: Стіл ВТК.

Вимірювальний інструмент: Штангенциркуль ШЦ-400 0. 1 ГОСТ 166-89.

015 Токарно-гвинторізна

Встановити, закріпити, зняти. Розсвердлити поверхню 1 під $\text{Ø}80$, поверхню 2 під $\text{Ø}146$. Точити торець 3 і 4..

Деталь базується та закріплюється в патрон токарний самоцентруючий 3-кулачковий.

Обладнання - токарно-гвинторізний верстат мод. 16К40.

Оснащення: Патрон трьохкулачковий..

Ріжучий інструмент:

Різець прохідний;

Різець підрізний;

Різець розточний.

Вимірювальний інструмент:

Штангенциркуль ШЦ-П-250-0,1 ГОСТ 166-89.

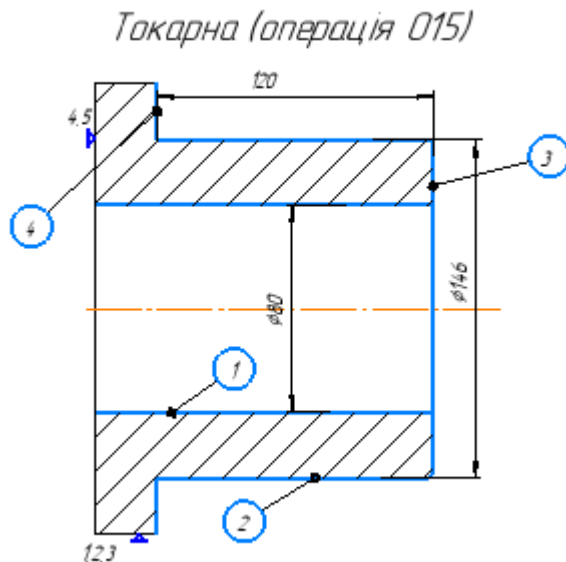


Рисунок 13 – Операційний ескіз (операція 015)

020 Токарно-гвинторізна

Встановити, закріпити, зняти. Розточити поверхню 1 під $\text{Ø}90$, пов. 2 під $\text{Ø}107$, пов. 3 під $\text{Ø}196$, пов. 4 під $\text{Ø}129$. Точити торець 5, 6, 7. Контроль на місці.

Деталь базується та закріплюється в патрон токарний самоцентруючий 3-кулачковий.

Обладнання - токарно-гвинторізний верстат мод. 16К40.

Оснащення: Патрон трьохкулачковий токарний.

Ріжучий інструмент:

Ріжучий інструмент:

Різець прохідний;

Різець підрізний;

Різець розточний;

Свердло $\text{Ø}46$.

Вимірювальний інструмент:

Штангенциркуль ШЦ-П-250-0,1 ГОСТ 166-89.

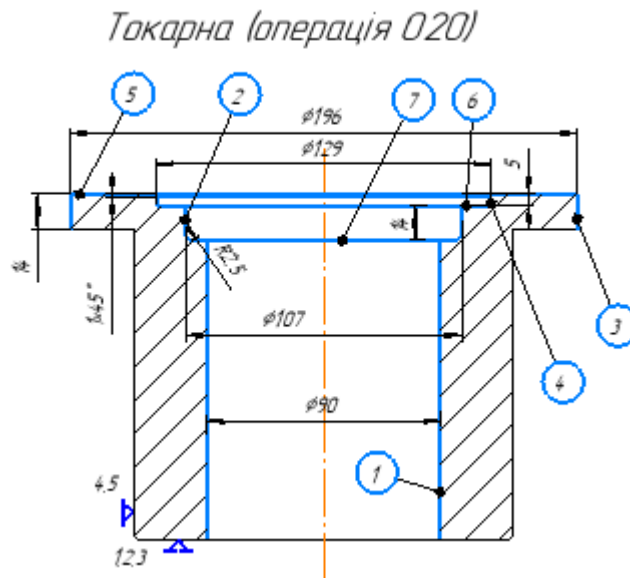


Рисунок 14 – Операційний ескіз (операція 020)

025 Свердлильна

Встановити, закріпити, зняти. Свердлити 12 отворів $\phi 12$. Контроль на місці.

Обладнання – вертикально-свердлильний верстат мод.2С163Б.

Інструмент:

Свердло $\phi 18$ мм.

Вимірювальний інструмент:

Штангенциркуль ШЦ-П-125-0,1 ГОСТ 166-89.

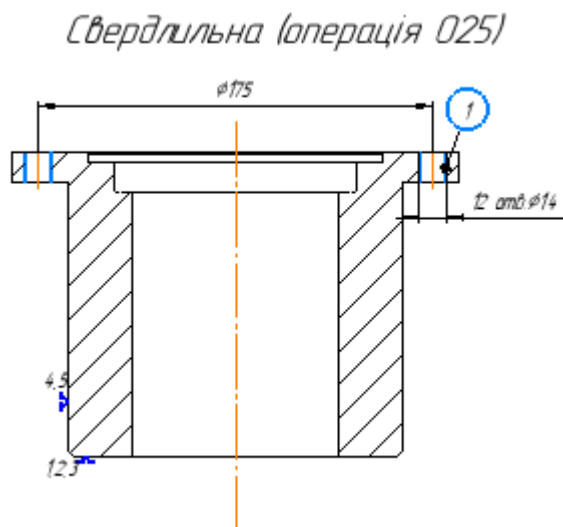


Рисунок 15 – Операційний ескіз (операція 025)

030 Довбальна

Встановити, закріпити, зняти. Довбати шпонковий паз 1. Контроль на робочому місці.

Обладнання: Станок довбальний 7А420.

Інструмент:

Пристосування спеціальне;

Різець довбальний ВК6 ГОСТ 18888-73;

Калібр шпонковий 18Js9 ГОСТ 7951.

Вимірювальний інструмент:

Штангенциркуль ШЦ-ІІ-125-0,1 ГОСТ 166-89.

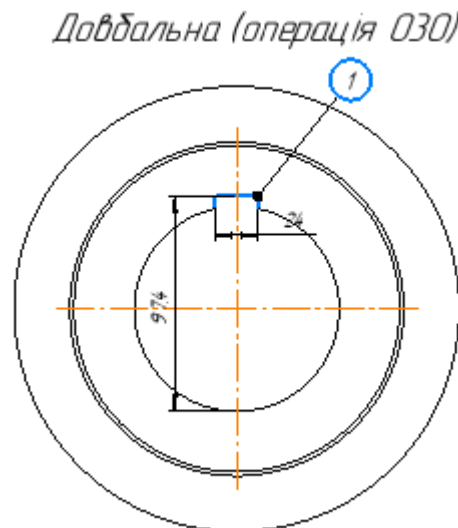


Рисунок 16 – Операційний ескіз (операція 030)

035 Контроль ВТК

Встановити, закріпити, зняти. Контроль всіх розмірів згідно креслення, та візуальний контроль.

Обладнання: Стіл ВТК.

Вимірювальний інструмент:

Штангенциркуль ШЦ-ІІ-125-0,1 ГОСТ 166-89

Штангенциркуль ШЦ-ІІ-300-0,1 ГОСТ 166-89

Список використаної літератури

1. Герман, В.Ф. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи бакалавра: для студ. спец. 131 "Прикладна механіка" освітня програма "Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика" усіх форм навчання / В. Ф. Герман, О. Г. Гусак, В. О. Панченко. — Суми : СумДУ, 2018. — 32 с.
2. Гусак, О. Г. Теорія гідромашин : навч. посіб. / О. Г. Гусак, В. О. Панченко. — Суми : СумДУ, 2022. — 158 с.
3. Колісніченко, Е. В. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності «Розрахунок та проектування консольного насоса з використанням теорії подібності» : спец. 131 "Прикладна механіка" освітня програма "Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика" усіх форм навчання / Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. — Суми : СумДУ, 2018. — 37 с.
4. Кондусь, В. Ю. Лопатеві насоси : навч. посіб. / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко. — Суми : СумДУ, 2021. — 293 с.
5. Колісніченко, Е. В. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності на тему «Розрахунок і проектування відвідних пристроїв» : для студ. спец. 131 "Прикладна механіка" освітня програма "Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика" усіх форм навчання / Е. В. Колісніченко, С. О. Лугова, В. О. Панченко. — Суми : СумДУ, 2019. — 27 с.
6. Панченко, В. О. Методичні вказівки до практичної роботи з теми «Зрівноважування осьової сили у відцентровому насосі» спец. 131 "Прикладна механіка" освітня програма "Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика" усіх форм навчання / В. О. Панченко. — Суми : СумДУ, 2018. — 27 с.
7. Панченко, В. О. Підконтрольна експлуатація обладнання насосних станцій: навч. посіб. / В. О. Панченко, В. Ф. Герман, О. В. Івченко та ін.; за заг. ред. В. О. Панченка. — Суми : СумДУ, 2020. — 270 с.
8. Охорона праці в галузі : навчальний посібник / П. С. Атаманчук, В. В. Мендерецький, О. П. Панчук, Р. М. Білик ; Міністерство освіти і науки, молоді та

спорту України, Кам'янець-Подільський національний університет імені Івана
Огієнка. – К. : ЦУЛ, 2018. – 322 с.