

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ПГМ
«__»_____20__р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему

Розробка хімічного насоса типу ХБ на параметри:

$Q = 400 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 610 \text{ м}$

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»

(освітня програма «Гідравлічні машини,
гідроприводи та гідропневмоавтоматика»)

Виконавець роботи _____ Мацепура Андрій Андрійович
(підпис)

Керівник _____ Ігнат'єв Олександр Савич
(підпис)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 89 сторінок, 21 рисуноків, 9 таблиць, 15 літературних джерел.

Тема магістерської роботи: «Розробка хімічного насосу типу ХБ на параметри: $Q = 400 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 610 \text{ м}$ ».

Графічні матеріали: складальне креслення насосу (А2х4), креслення робочого колеса (А3х3), теоретичне креслення робочого колеса (А4х4), складальне креслення ротора (А3х5), монтажне креслення агрегату (А1), креслення барабану (А3х3).

Мета роботи – розроблення конструкції насоса для перекачування аміаку для виробництва карбаміду.

Відповідно до поставленої мети:

- наведено опис конструкції;
- виконано гідравлічні розрахунки;
- виконано розрахунки підшипників;
- виконано розрахунки ущільнення
- виконано розрахунки на міцність;
- технологічний процес оброблення кришки

У розділі охорони праці розглянуто питання про шкідливі фактори на хімічному виробництві та що робити при розливі аміаку.

Ключові слова: НАСОС, КОНСТРУКЦІЯ, РОБОЧЕ КОЛЕСО, НАПРЯВЛЯЮЧИЙ АПАРАТ, ВИБІР ПІДШИПНИКІВ ТА УЩІЛЬНЕНЬ, РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ.

Зміст

Завдання на випускню роботу

Реферат

Вступ.....	7
1 Опис конструктивної схеми насоса.....	8
1.1 Призначення й область застосування.....	8
1.2 Опис конструкції насоса.....	8
2 Розрахунки щодо вибору конструктивної схеми насоса.....	10
3 Розрахунок та проектування робочого колеса	20
3.1 Визначення основних геометричних параметрів	21
3.2 Визначення діаметра вхідної кромки	26
3.3 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса.....	28
3.4 Проектування меридіанного перерізу робочого колеса	31
3.5 Підготовка меридіанного перетину робочого колеса для профілювання лопаті	33
3.6 Профілювання лопаті	36
3.7 Вибір положення вхідної кромки і визначення кутів входу	38
4 Розрахунок та проектування спірального відводу.....	41
4.1 Визначення діаметра початкового кола D_3 і ширини входу в спіраль b_3	41
4.2 Визначення кута обхвату спіралі.....	42
4.3 Визначення пропускної здатності спіралі $A_{\text{спр. расч.}}$	42
4.4 Визначення площі розрахункового перерізу.....	43

4.5 Розрахунок і проектування дифузійної ділянки.....	45
5 Розрахунок вибору привода насоса.....	47
5.1 Вибір електродвигуна.....	47
5.2 Розрахунок пускової моментної характеристики.....	49
6 Розрахунок гідродинамічних сил	52
6.1 Визначення осьової сили що діє на ротор насоса	52
6.2 Визначення радіальної сили	55
7 Розрахунок підшипників.....	56
7.1 Розрахунок реакцій в підшипниках.....	56
7.2 Розрахунок на довговічність.....	57
8 Вибір кінцевого ущільнення	59
8.1 Вибір типу ущільнення	59
8.2 Визначення коефіцієнту розвантаження торцевого ущільнення	59
8.3 Розрахунок втрат потужності в торцевому ущільненні	60
8.4 Розрахунок нагріву охолоджувальної середовища	60
9 Механічні розрахунки.....	62
9.1 Розрахунок вала на статичну міцність.....	62
9.2 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом	65
9.3 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою ...	66
10 Дослідницька частина.....	67
11 Розділ с охорони праці.....	70
11.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що можуть виникати під	

час роботи хімічного підприємства.....	70
11.2 Конструкція і безпечна експлуатація посудин під тиском.....	72
11.3 Вимоги пожежної безпеки до шляхів евакуації.....	74
12 Розділ з технології виробництва	80
12.1 Розробка технологічного процесу виготовлення деталі	
“ Барабан ”	80
12.2 Якісна оцінка технологічності деталі	80
12.3 Вибір способу отримання заготовки, проектування прогресивної	
заготовки.....	83
12.4 Розробка технологічного процесу обробки деталі	84
Висновок	86
Список використаної літератури	87
Додаток А	89

ВСТУП

Хімічні насоси являють собою агрегати, які здатні працювати з різними типами агресивних речовин. Група хімічних насосів об'єднує конструктивно різні установки, що працюють з рідинами, хімічні властивості яких, відрізняються від води. Перекачувані речовини є хімічно активними, при цьому, ступінь їх агресивності може сильно різнитися.

Параметри речовини, для роботи з яким призначена конкретна установка, визначають матеріал, з якого виготовляється проточна частина, а також конструктивні особливості агрегату. До створення даного виду насосів призвело розвиток різних галузей промисловості і як наслідок, потреба в роботі з їдкими середовищами без пошкодження елементів конструкції.

Проте, певні види хімічних насосів можуть застосовуватися для роботи з нейтральними середовищами, вакуумом, а також при різних температурах в умовах підвищеного рівня тиску. При виробництві хімічних насосів застосовуються матеріали найвищої якості. Використання низькоякісних матеріалів для виготовлення елементів насосної установки може стати причиною підвищеного рівня зносу, виходу з ладу агрегата, а також збою роботи всього технологічного ланцюга.

Особливо слід відзначити той факт, що при виробництві насосів даного типу, проточна частина рідко виконується з сірого чавуну, в зв'язку з тим, що цей матеріал руйнується агресивними рідинами, викидає в перекачуються середовища іони заліза, а також не дозволяє підтримувати високий рівень тиску на всмоктуванні .

1. ОПИС І ОБГРУНТУВАННЯ ОБРАНОЇ КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА

1.1 Призначення й область застосування

Насос ХБ 400-610 використовується для перекачування рідкого аміака.

Насоси виготовляються для перекачування аміака для виготовлення карбаміда. Карбамід марки А призначений для використання в промисловості у виробництві пластмас, смол, клеїв. Карбамід марки Б використовується в сільському господарстві в якості мінерального азотного добрива і як кормова добавка в тваринництві.

Насоси й агрегати на їхній основі виготовляються в кліматичному виконанні УХЛ, категорія розміщення 4 за ГОСТ 15150-69.

Показники застосовності насоса по середовищу, що перекачується – аміак температурою до 90 С, щільністю до 700 кг/м³, масовою концентрацією твердих часток до 2500 кг/м³, водневим показником рН 10,5...11,5.

1.2 Опис конструкції обраного насоса

Насос - відцентровий, горизонтальний, багатоступінчастий, двокорпусний, з секційним внутрішнім корпусом, з підшипниками ковзання, з кінцевими ущільненнями торцевого типу, з приводом від електродвигуна.

Базовими деталями насоса є вхідна і напірна кришки і набір секцій, які центруються між собою на циліндричних заточках і стягуються шпильками.

Герметичність стиків секцій, вхідної і напірної кришок забезпечується металевим контактом прилеглих площ і встановленими ущільнювальними гумовими кільцями.

Вхідний і напірний патрубків виконані під приварення до трубопроводів і направлені вертикально вгору. Ротор насоса складається з вала, робочих коліс, барабана, кільця маслоотбійного.

При роботі насоса на робочі колеса діє осьове зусилля, спрямоване в бік всмоктування. Можливі неврівноважені осьові зусилля сприймаються розвантажувальним барабаном і упорним підшипником ковзання

Опорами ротора служать підшипники ковзання .

Ущільнення насосу подвійне торцеве.

На корпусах підшипников опор насоса повинні бути передбачені підготовлені місця, на які устанавлюються перехідні елементи для кріплення датчиків контролю вібраційного стану.

В якості приводу применяется електродвигун.

Основні деталі насоса вионані з високохромірованої сталі.

Насос з'єднується із приводним електродвигуном за допомогою пальцевих муфт [11]

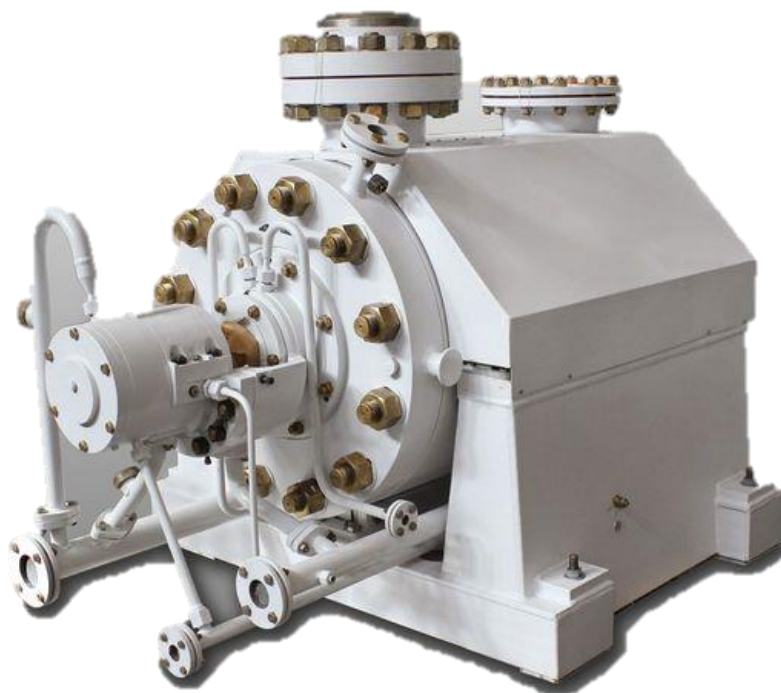


Рисунок 1.1 – Насос ХБ

2. РОЗРАХУНКИ ЩОДО ВИБОРУ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ НАСОСА

У ході роботи були проведені розрахунки на вибір конструкції схеми насоса, із проведених розрахунків був обраний найвигідніший варіант[2].

$i = 2$	$n_s = 50$	$\eta = 58 \%$
$i = 3$	$n_s = 67,7$	$\eta = 70 \%$
$i = 4$	$n_s = 84$	$\eta = 75 \%$
$i = 5$	$n_s = 94,4$	$\eta = 76 \%$

Коефіцієнт швидкохідності:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q_p / 3600}}{\left(\frac{H_n}{i}\right)^{3/4}}, \quad (2.1)$$

де i – число ступеней (для $i=2$)

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{400 / 3600}}{\left(\frac{610}{2}\right)^{3/4}} = 50$$

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності:

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{h_{дон}}{R}\right)^{3/4}}, \quad (2.2)$$

де $\square h_{\text{дон}}$ - допустимий кавітаційний запас, м; $\square h_{\text{дон}} = 3$.

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

$$C_{\text{кр}} = \frac{5,62 \cdot 3000 \cdot \sqrt{400/3600}}{\left(\frac{3}{1,2}\right)^{3/4}} = 2823$$

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

$$D_{1np} = k_{\text{вх}} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_p}{3600 \cdot n}}, \quad (2.3)$$

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

Для забезпечення необхідного кавітаційного запаса виконуємо робоче колесо зі збільшеною воронкою. Приймаємо $k_{\text{вх}} = 4,2$.

$$D_{1np} = 5 \cdot \sqrt[3]{\frac{400}{3600 \cdot 3000}} = 0,167 \text{ м}$$

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta'_m \cdot \eta_m, \quad (2.4)$$

де η_o - об'ємний ККД;

η_{Γ} - гідравлічний ККД;

η'_m - внутрішній механічний ККД;

η_m - зовнішній механічний ККД.

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-2/3}}, \quad (2.5)$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 50^{-2/3}} = 0,95$$

$$\eta_\Gamma = 1 - \frac{0,42}{[\lg(D_{1np} \cdot 10^3) - 0,172]^2}, \quad (2.6)$$

$$\eta_\Gamma = 1 - \frac{0,42}{[\lg(0,167 \cdot 10^3) - 0,172]^2} = 0,9$$

$$\eta'_m = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^{-2}}, \quad (2.7)$$

$$\eta'_m = \frac{1}{1 + 820 \cdot 50^{-2}} = 0,75$$

$\eta_m = 0,95 \div 0,99$. Приймаємо $\eta_m = 0,96$.

$$\text{Тоді } \eta = 0,95 \cdot 0,9 \cdot 0,75 \cdot 0,96 = 0,58$$

Коефіцієнт швидкості:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q_p / 3600}}{\left(\frac{H_n}{i}\right)^{3/4}}, \quad (2.8)$$

де i – число ступеней (для $i=3$)

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 400 \cdot \sqrt{400/3600}}{\left(\frac{610}{3}\right)^{3/4}} = 67,7$$

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності:

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{\square h_{дон}}{R}\right)^{3/4}}, \quad (2.9)$$

де $\square h_{дон}$ - допустимий кавітаційний запас, м; $\square h_{дон} = 3$.

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

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot 3000 \cdot \sqrt{400/3600}}{\left(\frac{3}{1,2}\right)^{3/4}} = 2823$$

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

$$D_{1np} = k_{вх} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_p}{3600 \cdot n}}, \quad (2.10)$$

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

Для забезпечення необхідного кавітаційного запасу виконуємо робоче колесо зі збільшеною воронкою. Приймаємо $k_{вх} = 4,2$.

$$D_{1np} = 4,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{400}{3600 \cdot 3000}} = 0,150 \text{ м}$$

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta_m \cdot \eta_m', \quad (2.11)$$

де η_o - об'ємний ККД;

η_{Γ} - гідравлічний ККД;

$\eta'_{\mathcal{M}}$ - внутрішній механічний ККД;

$\eta_{\mathcal{M}}$ - зовнішній механічний ККД.

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-2/3}}, \quad (2.12)$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 67,7^{-2/3}} = 0,96$$

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{[\lg(D_{1np} \cdot 10^3) - 0,172]^2}, \quad (2.13)$$

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{[\lg(0,150 \cdot 10^3) - 0,172]^2} = 0,895$$

$$\eta'_{\mathcal{M}} = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^{-2}}, \quad (2.14)$$

$$\eta'_{\mathcal{M}} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 67,7^{-2}} = 0,85$$

$\eta_{\mathcal{M}} = 0,95 \div 0,99$. Приймаємо $\eta_{\mathcal{M}} = 0,96$.

$$\text{Тоді } \eta = 0,96 \cdot 0,895 \cdot 0,85 \cdot 0,96 = 0,7$$

Коефіцієнт швидкості:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q_p / 3600}}{\left(\frac{H_n}{i}\right)^{3/4}}, \quad (2.15)$$

де i – число ступеней (для $i=4$)

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{400 / 3600}}{\left(\frac{610}{4}\right)^{3/4}} = 84$$

Кавітаційний коефіцієнт швидкості:

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{\square h_{дон}}{R}\right)^{3/4}}, \quad (2.16)$$

де $\square h_{дон}$ – допустимий кавітаційний запас, м; $\square h_{дон} = 3$.

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

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot 3000 \cdot \sqrt{400 / 3600}}{\left(\frac{3}{1,2}\right)^{3/4}} = 2823$$

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

$$D_{1np} = k_{вх} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_p}{3600 \cdot n}}, \quad (2.17)$$

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

Для забезпечення необхідного кавітаційного запасу виконуємо робоче колесо зі збільшеною воронкою. Приймаємо $k_{вх}=4,2$.

$$D_{1np} = 4,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{400}{3600 \cdot 3000}} = 0,140 \text{ м}$$

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta'_m \cdot \eta_m, \quad (2.18)$$

де η_o - об'ємний ККД;

η_{Γ} - гідравлічний ККД;

η'_m - внутрішній механічний ККД;

η_m - зовнішній механічний ККД.

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-2/3}}, \quad (2.19)$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 84^{-2/3}} = 0,97$$

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{[\lg(D_{1np} \cdot 10^3) - 0,172]^2}, \quad (2.20)$$

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{[\lg(0,140 \cdot 10^3) - 0,172]^2} = 0,89$$

$$\eta'_m = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^{-2}}, \quad (2.21)$$

$$\eta'_m = \frac{1}{1 + 820 \cdot 84^{-2}} = 0,9$$

$\eta_m = 0,95 \div 0,99$. Приймаємо $\eta_m = 0,96$.

$$\text{Тоді } \eta = 0,97 \cdot 0,89 \cdot 0,9 \cdot 0,96 = 0,75$$

Коефіцієнт швидкості:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q_p / 3600}}{\left(\frac{H_n}{i}\right)^{3/4}}, \quad (2.22)$$

де i – число ступеней (для $i=5$)

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{400 / 3600}}{\left(\frac{610}{5}\right)^{3/4}} = 99,4$$

Кавітаційний коефіцієнт швидкості:

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{\square h_{дон}}{R}\right)^{3/4}}, \quad (2.23)$$

де $\square h_{дон}$ - допустимий кавітаційний запас, м; $\square h_{дон} = 3$.

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

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot 3000 \cdot \sqrt{400 / 3600}}{\left(\frac{3}{1,2}\right)^{3/4}} = 2823$$

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

$$D_{1np} = k_{вх} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_p}{3600 \cdot n}}, \quad (2.24)$$

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

Для забезпечення необхідного кавітаційного запасу виконуємо робоче колесо зі збільшеною воронкою. Приймаємо $k_{вх} = 4,2$.

$$D_{1np} = 4 \cdot \sqrt[3]{\frac{400}{3600 \cdot 3000}} = 0,134 \text{ м}$$

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta'_m \cdot \eta_m, \quad (2.25)$$

де η_o - об'ємний ККД;

η_{Γ} - гідравлічний ККД;

η'_m - внутрішній механічний ККД;

η_m - зовнішній механічний ККД.

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-2/3}}, \quad (2.26)$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 99,4^{-2/3}} = 0,97$$

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{[\lg(D_{1np} \cdot 10^3) - 0,172]^2}, \quad (2.27)$$

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{[\lg(0,134 \cdot 10^3) - 0,172]^2} = 0,89$$

$$\eta'_m = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^{-2}}, \quad (2.28)$$

$$\eta'_m = \frac{1}{1 + 820 \cdot 99,4^{-2}} = 0,92$$

$\eta_m = 0,95 \div 0,99$. Приймаємо $\eta_m = 0,96$.

$$\text{Тоді } \eta = 0,97 \cdot 0,89 \cdot 0,92 \cdot 0,96 = 0,76$$

Після проведених розрахунків обрали вигідніший варіант: $i = 5$, $n_s = 99,4$,

$$\eta = 76\%$$

3. РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА

Представлені розрахунки виконані за загальноприйнятою методикою [2].

При проектуванні лопатевих насосів однією з важливих та трудомістких задач є профілювання робочого колеса, особливо проектування його лопатей. Для відцентрових насосів найбільш поширеним є профілювання лопатей методом конформного відображення, яке є універсальним, наочним та широко застосовуваним на практиці.

Даний розділ містить методику визначення основних розмірів проточної частини робочого колеса відцентрового насоса, загальні правила профілювання лопатей методом конформного відображення, докладний порядок профілювання лопаті.

Основні розрахункова та графічна роботи з проектування робочого колеса містять такі розділи:

- Визначення основних геометричних параметрів робочого колеса.
- Побудову меридіанного перерізу робочого колеса.
- Підготовку меридіанного перерізу колеса для профілювання лопаті.
- Побудову координатної сітки на розгортці циліндра.
- Профілювання середньої лінії лопаті на розгортці циліндра.
- Побудову середньої лінії лопаті у плані.
- Виконання теоретичного та робочого креслень відцентрового колеса.

3.1 Визначення основних геометричних параметрів

Меридіанний переріз відцентрового робочого колеса з основними геометричними параметрами приведено на рис. 2.1.

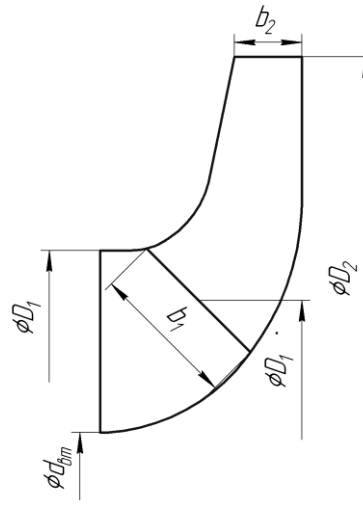


Рисунок 2.1 – Меридіанний переріз

Вихідні данні:

Подача: $Q_p = 400$ [м³/год].

Напір: $H = 610$ [м].

Частота обертів ротора: $n = 3000$ [об/хв].

Число ступеней – $i = 5$.

Густина рідини - $\rho = 681,4$ [кг/м³]

Коефіцієнт швидкості:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q_p / 3600}}{\left(\frac{H_n}{i}\right)^{3/4}}, \quad (3.1)$$

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{400 / 3600}}{\left(\frac{610}{5}\right)^{3/4}} = 99,4$$

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності:

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{\square h_{дон}}{R}\right)^{3/4}}, \quad (3.2)$$

де $\square h_{дон}$ - допустимий кавітаційний запас, м; $\square h_{дон} = 3$.

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

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot 3000 \cdot \sqrt{400/3600}}{\left(\frac{3}{1,2}\right)^{3/4}} = 2823$$

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

$$D_{1np} = k_{вх} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_p}{3600 \cdot n}}, \quad (3.3)$$

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

Для забезпечення необхідного кавітаційного запасу виконуємо робоче колесо зі збільшеною воронкою. Приймаємо $k_{вх} = 4,1$.

$$D_{1np} = 4 \cdot \sqrt[3]{\frac{400}{3600 \cdot 3000}} = 0,134 \text{ м}$$

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_{Г} \cdot \eta'_m \cdot \eta_m, \quad (3.4)$$

де η_o - об'ємний ККД;

$\eta_{Г}$ - гідравлічний ККД;

η'_m - внутрішній механічний ККД;

η_m - зовнішній механічний ККД.

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-2/3}}, \quad (3.5)$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 99,4^{-2/3}} = 0,97$$

$$\eta_\Gamma = 1 - \frac{0,42}{[\lg(D_{1np} \cdot 10^3) - 0,172]^2}, \quad (3.6)$$

$$\eta_\Gamma = 1 - \frac{0,42}{[\lg(0,134 \cdot 10^3) - 0,172]^2} = 0,89$$

$$\eta'_m = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^{-2}}, \quad (3.7)$$

$$\eta'_m = \frac{1}{1 + 820 \cdot 99,4^{-2}} = 0,92$$

$\eta_m = 0,95 \div 0,99$. Приймаємо $\eta_m = 0,96$.

$$\text{Тоді } \eta = 0,97 \cdot 0,89 \cdot 0,92 \cdot 0,96 = 0,76$$

Потужність, яка споживається насосом:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{3600 \cdot \eta}, \quad (3.8)$$

де $\rho = 681,4 \text{ кг/м}^3$ - густина рідкого аміака

$$N = \frac{681,4 \cdot 9,81 \cdot 400 \cdot 610}{3600 \cdot 0,76} = 596135 \text{ Вт} = 596,14 \text{ кВт}$$

Теоретичний напір робочого колеса:

$$H_m = \frac{H}{\eta_T}; \quad (3.9)$$

$$H_m = \frac{122}{0,89} = 137,1 \text{ м}$$

Максимальна потужність на валу насоса:

$$N_{\max} = 1,1 \cdot N; \quad (3.10)$$

$$N_{\max} = 1,1 \cdot 596,14 = 655,8 \text{ кВт}$$

В першому наближенні діаметр вала визначаємо з розрахунку на кручення:

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (3.11)$$

де $[\tau]$ - допустиме напруження на кручення, Н/м². Приймаємо

$$[\tau] = 150 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$$

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

$$M = \frac{30 \cdot N_{\max}}{\pi \cdot n}; \quad (3.12)$$

$$M = \frac{30 \cdot 655800}{3,14 \cdot 3000} = 2088 \text{ Н·м}$$

Тоді:

$$d_6 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2088}{3,14 \cdot 150 \cdot 10^5}} = 0,089 \text{ м}$$

Згідно ГОСТ 6636-69 приймаємо розмір вала $d_6=90 \text{ мм}$

Діаметр втулки приймаємо $d_{6m}=105 \text{ мм}$

Діаметр вхідної воронки робочого колеса визначають з виразу:

$$D_{1np} = \sqrt{D_0^2 - d_{6m}^2} ; \quad (3.13)$$

$$D_0 = \sqrt{D_{1np}^2 + d_{6m}^2} . \quad (3.14)$$

$$D_0 = \sqrt{0.134^2 + 0.105^2} = 0.170 \text{ м}$$

Швидкість на вході у робоче колесо знаходять з рівняння нерозривності:

$$V_0 = \frac{4 \cdot Q_{p.k.}}{\pi \cdot D_{1np}^2} \quad (3.15)$$

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

$$Q_{p.k.} = \frac{Q}{\eta_o} ; \quad (3.16)$$

$$Q_{p.k.} = \frac{400}{3600 \cdot 0,97} = 0,115 \text{ м}^3/\text{с}$$

Тоді:

$$V_0 = \frac{4 \cdot 0.115}{3.14 \cdot 0.134^2} = 8,16 \text{ м/с}$$

3.2 Визначення діаметра вхідної кромки

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

Визначимо діаметр, на якому розташована вхідна кромка лопаті:

$$D_1 = 0,8 \cdot D_0; \quad (3.17)$$

$$D_1 = 0,8 \cdot 0,170 = 0,136 \text{ м}$$

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

$$V_{1m} = \psi_1 \cdot V'_{1m}, \quad (3.18)$$

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 $\psi_1 = 1,17$.

$$V'_{1m} = V_0 = 8,16 \text{ м/с}$$

$$V_{1m} = 1,19 \cdot 8,16 = 9,7 \text{ м/с}$$

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

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}}, \quad (3.19)$$

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

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}; \quad (3.20)$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,136 \cdot 3000}{60} = 21 \text{ м/с}$$

V_{1u} - колова складова абсолютної швидкості на вході в робоче колесо. Для одностороннього робочого колеса $V_{1u} = 0$.

$$\beta_{1n} = \left(\operatorname{arctg} \frac{9,8}{21-0} \right) = 24,7^\circ$$

Кут нахилу лопаті на вході в робоче колесо

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta \quad (3.21)$$

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

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

Приймаємо $\Delta\beta = 3,4^\circ$.

Тоді

$$\beta_1 = 24,7^\circ + 3,4^\circ = 28,1^\circ$$

Визначимо число лопатей та їх товщину.

Існує рекомендація, що для чистих рідин число лопатей складає від 5 до 8.

Товщину лопаті робочого колеса вибирають орієнтовно від 3 до 4 мм.

Приймаємо $z = 8$ та $S_1 = 4$ мм.

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

$$\psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_1}{2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot \sin \beta_1}} \quad (3.22)$$

Тоді:

$$\psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{8 \cdot 0,004}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,068 \cdot \sin 29,5^\circ}} = 1,19$$

Повинна бути забезпечена умова:

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

$|1.19 - 1.19| = 0 < 0.01$ - умова виконується.

Ширину робочого колеса на вході знаходимо з рівняння нерозривності:

$$b_1 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi \cdot D_1 \cdot V_{1m}'}; \quad (3.23)$$

$$b_1 = \frac{0.115}{3.14 \cdot 0.136 \cdot 8.16} = 0.033 \text{ м}$$

3.3 Визначення геометричних параметрів виходу з РК

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

$$D_2' = m_2 \cdot \frac{\sqrt{2g \cdot H}}{n}, \quad (3.24)$$

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 $n_s = 99,4$ то

$$D_2' = 19,2 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9.81 \cdot \frac{620}{5}}}{3000} = 0.313 \text{ м}$$

Кінцево D_2 визначаємо з урахуванням поправки на кінцеве число лопатей.

Меридіанна складова швидкості без урахування стиснення на виході з РК:

$$V_{2m}' = (0,5 \dots 1,0) \cdot V_{1m}$$

$$V_{2m}' = 0,65 \cdot 8,16 = 5,3 \text{ м/с}$$

Кут на виході з РК β_2 визначається з трикутника швидкостей в залежності від прийнятого значення V_{2m}' .

Приймаємо $\beta_2=26,5^\circ$

Коефіцієнт стиснення перерізу потоку лопатями на виході з РК приймаємо $\psi_2=1,07$ ($\psi_2=1,05 \div 1,1$).

Меридіанна швидкість на виході з РК:

$$V_{2m} = V_{2m}' \cdot \psi_2 = 1,07 \cdot 5,3 = 5,7 \text{ м/с}$$

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:

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2}\right)^2 + g \cdot H_{T\infty}}, \quad (3.25)$$

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

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_{\Gamma} \cdot k_z}, \quad (3.26)$$

де k_z – поправка на кінцеве число лопатей.

За формулою Пфлейдерера:

$$k_z = \frac{1}{1+p}, \quad (3.27)$$

де

$$p = 2 \cdot \frac{\psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2} \quad (3.28)$$

Коефіцієнт ψ визначається в залежності від n_s . При $n_s < 150$ ($n_s = 120,3$):

$$\psi = (0,55 \dots 0,65) + 0,6 \sin \beta_2 \quad (3.30)$$

$$\psi = 0,55 + 0,6 \sin 26,5 = 0,818.$$

$$P = 2 \cdot \frac{0,818}{8} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,136}{0,313}\right)^2} = 0,252;$$

$$k_z = \frac{1}{1 + 0,252} = 0,799;$$

$$H_{T\infty} = \frac{122}{0,89 \cdot 0,799} = 171,6 \text{ м};$$

$$U_2 = \frac{5,7}{2 \operatorname{tg} 26,5^\circ} + \sqrt{\left(\frac{5,7}{2 \operatorname{tg} 26,5^\circ}\right)^2 + 9,81 \cdot 171,6 + 0 \cdot 21} = 49,9$$

Діаметр робочого колеса:

$$D_2 = \frac{60 \cdot 47,2}{3,14 \cdot 3000} = 0,305 \text{ м}$$

Уточнений коефіцієнт стиснення:

$$\psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S}{2\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_2}}; \quad (3.30)$$

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{8 \cdot 0,004}{3,14 \cdot 0,320 \cdot \sin 26,5}} = 1,07$$

Повинна бути забезпечена умова:

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

$1,07 - 1,07 \leq 0,01$ - умова виконується.

Ширину робочого колеса на виході знаходимо з рівняння нерозривності:

$$b_2 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{2m}}; \quad (3.31)$$

$$b_2 = \frac{0,115}{3,14 \cdot 0,305 \cdot 5,7} = 0,021 \text{ м}$$

3.4 Проектування меридіанного перерізу

Будують меридіанний переріз за допомогою метода послідовних наближень.

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

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:

$$F_{ex} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_0^2 - d_{em}^2) \quad (3.32)$$

$$F_{ax} = \frac{3,14}{4} \cdot (170^2 - 105^2) = 14032 \text{ мм}^2$$

на виході:

$$F_{вих} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2; \quad (3.33)$$

$$F_{вих} = 3,14 \cdot 305 \cdot 21 = 20112 \text{ мм}^2$$

проміжна:

$$F_i = 2\pi \cdot r_i \cdot b_i, \quad (3.34)$$

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

b_i - діаметр вписаного кола.

Розрахунок наведемо в табличній формі

Таблиця 3.1 – 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	14032	32,5	68,75	0
2	14032	32,5	68,75	19,46
3	15012	32,03	10,13	40
4	15380	30,77	74,63	52
5	16218	29,43	79,59	60
6	17231	27,28	87,75	71
7	17411	23,95	100,58	85
8	18602	22,21	115,76	101
9	20131	21,02	133,37	118
10	20112	21	152,5	138

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

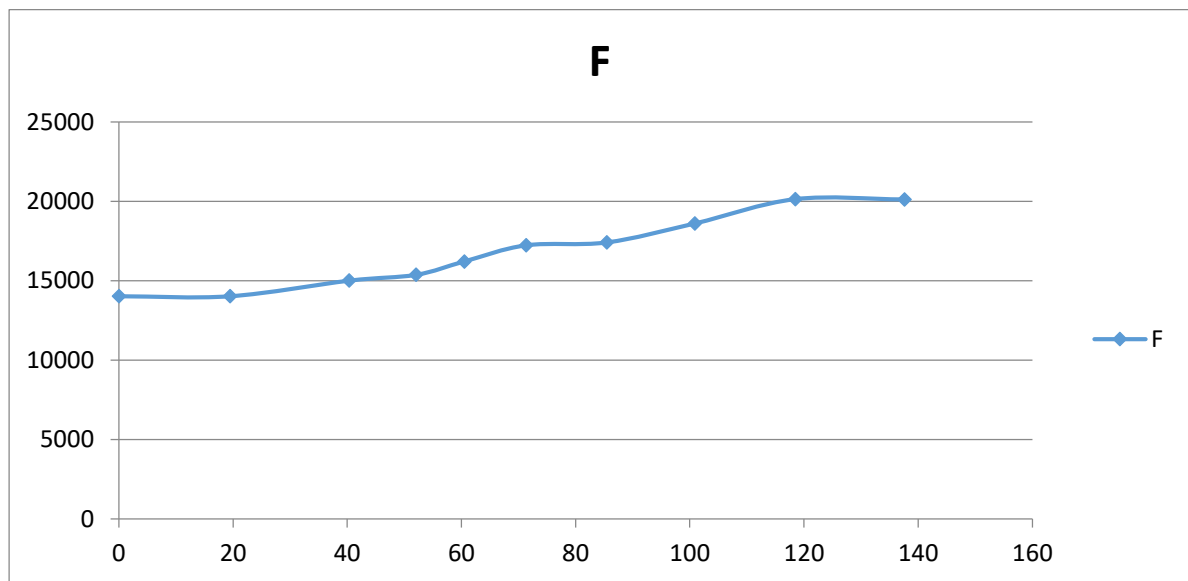


Рисунок 2.2 – Графік зміни площ меридіанного перерізу робочого колеса

3.5 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 / c :

$$q = \frac{Q_{p.k.}}{3600K} = 2\pi \cdot V_m \cdot (r_{ц.т.} \cdot l)_k \quad (3.35)$$

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:

$$r_{ц.т.} \cdot l = const$$

Тут:

$$\delta(r_{ц.т.} \cdot l) = r_{ц.т.} \cdot l - (r_{ц.т.} \cdot l)_{cp}$$

$$(r_{ц.т.} \cdot l)_{cp} = \frac{\sum r_{ц.т.}}{K}$$

$$\delta l = \frac{\delta(r_{ц.т.} \cdot l)}{r_{ц.т.}} \quad (2.36)$$

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

Таблиця 3.2 – Розрахунки по вписування рівношвидкісного потоку в меридіанний перетин робочого колеса

Линия тока	$r_{ум}$, мм	l , мм	$r_{ум} \times l$, мм ²	$d(r_{ум} l)$	$d l \times l$	V_m , м/с
1	2	3	4	5	6	7
Нормаль №1						
a	77,75	14,5	1127,375	10,1875	0,009	7,85
b						
c	61,5	18	1107	-10,1875	-0,009	7,99
Нормаль №2						
a	77,75	14,5	1127,375	10,1875	0,009	7,85
b						
c	61,5	18	1107	-10,1875	-0,009	7,99
Нормаль №3						
a	77,75	14,5	1127,375	10,1875	0,009	7,85
b						
c	61,5	18	1107	-10,1875	-0,009	7,99
c						

Продовження таблиці 3.2

Нормаль №4						
a	79,78	14,25	1136,865	5,13195	0,005	7,78
b	64,71	17,41	1126,6011	-5,13195	-0,005	7,85
c						
Нормаль №5						
a	91,94	13	1195,22	5,62	0,005	7,40
b	84,57	14	1183,98	-5,62	-0,005	7,47
c						
Нормаль №6						
a	99,29	11,67	1158,7143	-60,6673	-0,05	7,63
b	96,9	13,21	1280,049	60,6673	0,05	6,91
c						
Нормаль №7						
a	111,02	10,8	1199,016	-51,4125	-0,04	7,38
b	109,86	11,85	1301,841	51,4125	0,04	6,80
Нормаль №8						
a	124,36	10,52	1308,2672	-24,8964	-0,02	6,76
b	123,46	11	1358,06	24,8964	0,02	6,51
c						
Нормаль №9						
a	136	10,5	1428	0	0	6,19
b	136	10,5	1428	0	0	6,19
c						
Нормаль №10						
a	152,5	10,5	1601,25	0	0	5,52
b	152,5	10,5	1601,25	0	0	5,52
c						

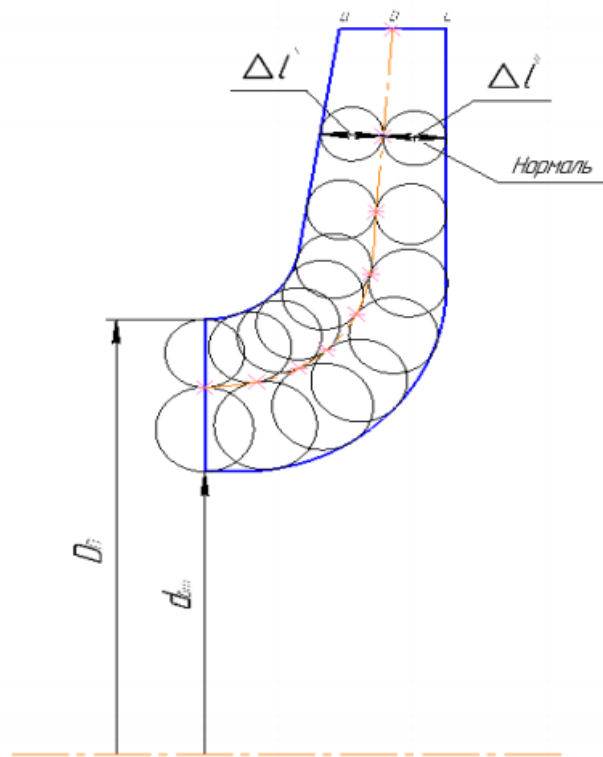


Рисунок 3.3 – Ескіз до розрахунку рівношвидкісного потоку

3.6 Профілювання лопаті

Профілювання лопаті проводимо методом конформного відображення поверхні струму на розгортку поверхню циліндра обертання. При конформному відображенні кути лопаті зображують без іскаження, 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:

$$R_{к.ц.}=R_2= 160 \text{ мм.}$$

Геометричні розміри ячійки розгортки:

$$\Delta L = \frac{R_{к.ц.}}{c}, \quad (3.37)$$

де $c=10$ – стала.

$$\Delta S = \frac{\pi \cdot R_{к.ц.} \cdot \Delta \varphi}{180^\circ} \quad (3.38)$$

Тоді:

$$\Delta L = \frac{152,5}{10} = 15,25 \text{ мм};$$

$$\Delta S = \frac{3,14 \cdot 152,5 \cdot 10}{180^\circ} = 26,6 \text{ мм}$$

Лінійний крок лопаті на розгортці циліндра:

$$t = \frac{2\pi \cdot R_{к.ц.}}{z}; \quad (3.39)$$

$$t = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 152,5}{8} = 119,7 \text{ мм}$$

.Орієнтовно на $n_s=99,4$, приймаємо кут охоплення лопаті $\theta=120^\circ$.

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

$$\frac{r_{срі}}{\Delta l_i} = \frac{R_{к.ц.}}{C} = 0,1 r_{ср}, \quad (3.40)$$

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

$$\Delta l_i = \frac{r_{cpi}}{c} = 0,1r_{cpi} \quad (3.41)$$

Розрахунки по розбивці ліній струму на відрізки Δl проводимо в табличній формі

Таблиця 3.3 – Розрахунки по розбивці ліній струму на відрізки

№, Δl	a		b		c	
	Δl_i , мм	r_{cpi} , мм	Δl_i , мм	r_{cpi} , мм	Δl_i , мм	r_{cpi} , мм
1	14,52	145,24	14,52	145,24	14,52	145,24
2	13,14	131,35	13,14	131,41	13,14	131,41
3	11,88	118,84	11,89	118,93	11,89	118,9
4	10,78	107,81	10,78	107,75	10,76	107,61
5	9,87	98,67	9,79	97,87	9,75	97,48
6	9,19	91,89	8,94	89,35	8,85	88,53
7	8,75	87,52	8,27	82,68	8,07	80,81
8	8,55	85,47	7,78	77,8	7,43	74,29
9			7,40	74,25	6,88	68,85
10			7,19	71,94	6,44	64,38
11					6,08	60,76
12					5,79	57,9

3.7 Вибір положення вхідної кромки і визначення кутів входу

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

Визначимо окружну швидкість по формулі:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_{вх} \cdot n}{60} \quad (3.42)$$

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

Струйка а:

$$U_{1a} = \frac{3.14 \cdot 0.170 \cdot 3000}{60} = 26,7 \text{ м/с}$$

Струйка b:

$$U_{1b} = \frac{3.14 \cdot 0.139 \cdot 3000}{60} = 21,8 \text{ м/с}$$

Струйка с:

$$U_{1c} = \frac{3.14 \cdot 0.113 \cdot 3000}{60} = 17,7 \text{ м/с}$$

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

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}} \quad (3.43)$$

Струйка а:

$$\beta_{1na} = \arctg \frac{9,7}{26,7 - 0} = 20,8^\circ$$

Струйка b:

$$\beta_{1nb} = \arctg \frac{9,7}{21,8 - 0} = 24,7^\circ$$

Струйка с:

$$\beta_{1nc} = \arctg \frac{9,7}{17,7 - 0} = 29,4^\circ$$

Знаходимо кут потоку на вході з урахуванням кута атаки:

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta, \quad (3.44)$$

$$\beta_{1a} = 10,8 + 7,2 = 28^\circ$$

$$\beta_{1b} = 24,7 + 10,3 = 35^\circ$$

$$\beta_{1c} = 29,4 + 12,6 = 42^\circ$$

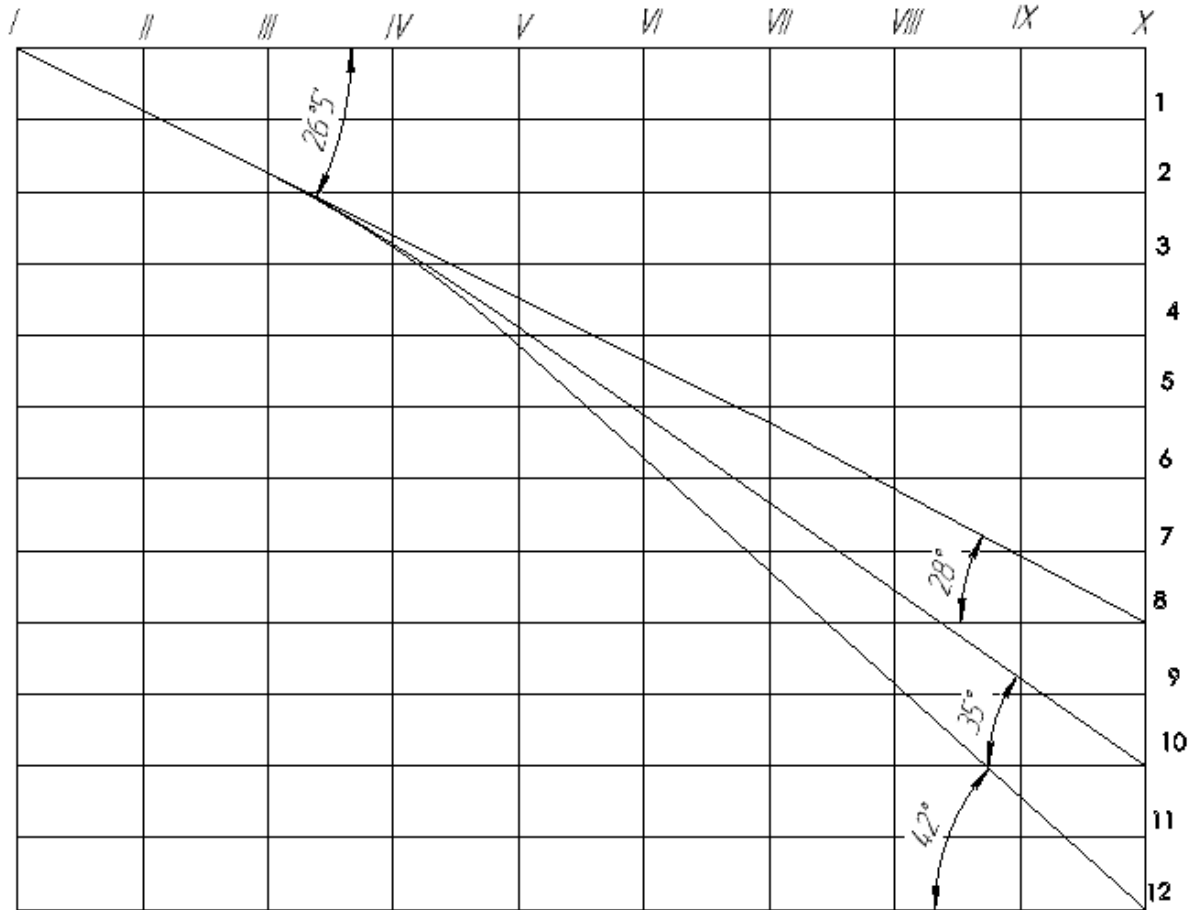


Рисунок 2.4 – Конформна діаграма

4. РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ СПІРАЛЬНОГО ВІДВОДУ

Вихідні дані для розрахунку:

Зовнішній діаметр РК, м	D ₂ =0,305
Ширина РК на виході, м	b ₂ =0,021
Подача насоса, м ³ /год	Q=400
Напір насоса, м	H=610
Частота обертання РК, об/хв	n=3000
Коефіцієнт швидкості	n _s =99,4
Гідравлічний ККД	$\eta_z = 0,89$

4.1 Визначення діаметра початкового кола D₃ і ширини входу в спіраль b₃

Розміри D₃ і b₃ є сталими для спіральної камери[2].

Діаметр початкового кола D₃ рекомендується вибрати з умови мінімальних гідравлічних втрат в зазорі між РК і відводом і мінімального рівня віброактивності насоса. Цій умові відповідає наступний вираз для D₃:

$$D_3 = (1 + 10^{-3} \cdot n_s) D_2 \quad (4.1)$$

$$D_3 = (1 + 10^{-3} \cdot 99,4) \cdot 0,305 = 0,335$$

Ширину входу в спіраль b₃ вибирають в залежності від ширини робочого колеса.

$$b_3 = m \cdot b_2, \quad (4.2)$$

де m – коефіцієнт, який залежить від n_s

Для середніх n_s (60..100) m=1,5.

Тоді $b_3 = 1,5 \cdot 0,021 = 0,032$ м

Нахил бічних стінок може задаватися відношенням a/h або кутом γ (див. рис. 4.1).

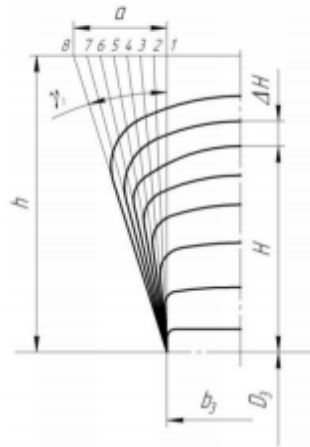


Рисунок 4.1 – Нахил бічних стінок спірального відвода

4.2 Визначення кута обхвату спіралі

Кут обхвату спіралі $\varphi_{сп}$ залежить від коефіцієнта швидкохідності n_s .

Для $n_s=99,4$ (70-90) $\varphi_{сп}=345^0$.

4.3 Визначення пропускної здатності спіралі $A_{сп. расч.}$

Пропускную здатність спіралі визначаємо по здатним параметрам Q , n і H :

$$A_{сп.расч.} = m \frac{\varphi_{сп}}{2\pi} \cdot \frac{\pi \eta_{\Gamma}}{30g} \cdot \frac{Q}{H} \quad (4.3)$$

$$A_{сп.расч.} = 1,5 \cdot \frac{345 \cdot 3,14 \cdot 0,89 \cdot 0,11 \cdot 3000}{2 \cdot 3,14 \cdot 30 \cdot 9,81 \cdot 610} = 0,045$$

4.4 Визначення площі розрахункового перерізу

Для визначення площі розрахункового перерізу може бути використаний графоаналітичний метод, за яким розрахункова площа розбивається на n елементарних площадок однакової висоти (див. рис. 4.2). Для більш точного розрахунку краще брати якнайменшим (як правило, беруть мм). Далі визначається витрата рідини через площадки, отримані витрати підсумовуються. При цьому постійно проводиться порівняння сумарної витрати з подачею насоса. Розрахунок проводиться доти, поки сумарна витрата не перевищить значення подачі насоса ($Q_{\text{розрах}} \approx 1,05Q$).

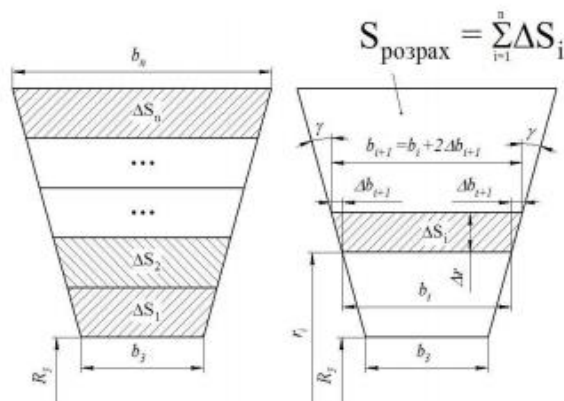


Рисунок 4.2 – Схема визначення площі розрахункового перерізу спіралі й основних розмірів елементарних площадок цього перерізу

В таблиці 4.1 ΔQ_i визначається за формулою:

$$\Delta Q_i = k_2 \cdot \frac{\beta_i + \beta_{i+1}}{2} \cdot \Delta r_i \cdot \frac{360}{\varphi_{cn}} \quad (4.4)$$

де k_2 = момент швидкості на виході з робочого колеса

$$k_2 = v_{u2} \cdot R_2 \quad (4.5)$$

Так як $Hg = \omega R_2 v_{2u}$, то

$$k_2 = \frac{30gH}{\eta_n \pi n} \quad (4.6)$$

$$k_2 = \frac{30 \cdot 9.81 \cdot 610}{0.89 \cdot 3.14 \cdot 3000} = 3,9$$

$$\Delta r_i = 30 \text{ мм}$$

Δr_i . Закінченням для розрахунку є умова $\Delta Q_i > Q$

Таблиця 4.1 – Побудова меридіанного перерізу спіралі

№	r_i	b_i	$\beta_i = \frac{b_i}{r_i}$	$\frac{\beta_i + \beta_{i+1}}{2}$	$k_2 \cdot \frac{\beta_i + \beta_{i+1}}{2} \cdot r_i \cdot \frac{360^\circ}{\varphi_{cn}}$
1	168	32	0,19	0,215	0,000796
2	198	48	0,24		
3	228	64,2	0,28	0,26	0,000825
4	258	80,2	0,31	0,295	0,000853
5	288	96,3	0,33	0,32	0,00088
6	318	112,5	0,35	0,34	0,000907
7	348	128,5	0,37	0,36	0,000933
8	378	144,5	0,38	0,375	0,000958
9	408	160,5	0,39	0,385	0,000983
10	438	176,7	0,4	0,395	0,001007
11	468	192,8	0,41	0,405	0,00103

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

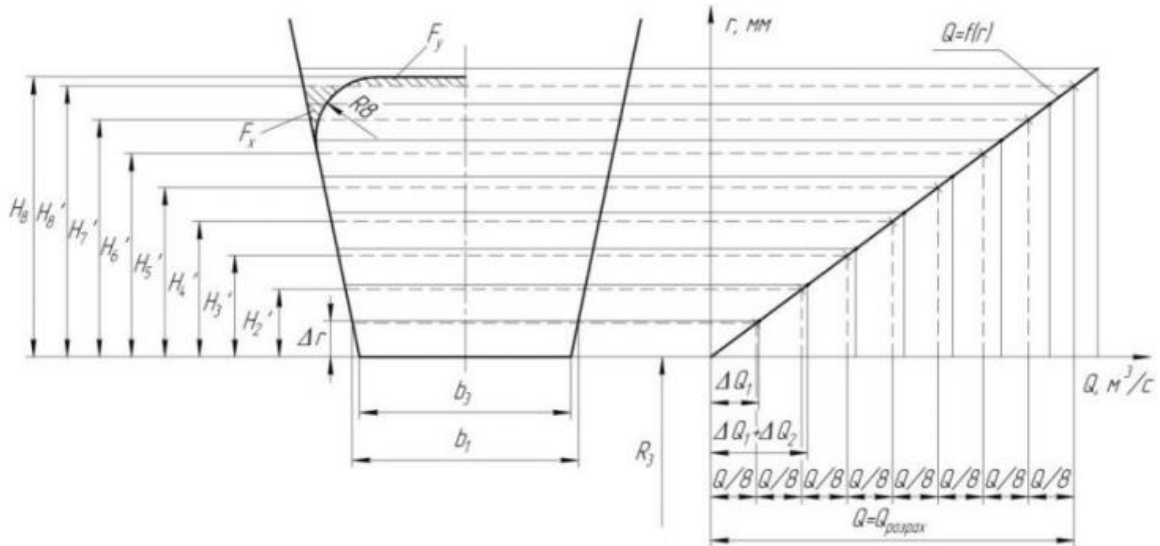


Рисунок 4.3 - Побудова меридіанних перерізів відводу.

4.5 Розрахунок і проектування дифузорної ділянки

Дифузорна ділянка (див. рис. 4.4) починається від розрахункового перерізу δ і закінчується окружністю напірного патрубку діаметром $D_{\text{вих}}$. При розрахунку дифузора можна використовувати такі рекомендації:

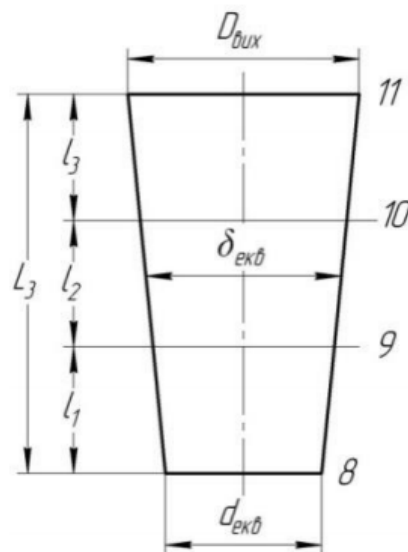


Рисунок 4.5 – Основні розміри дифузорної ділянки

Діаметр напірного патрубку визначається з умови нерозривності потоку з урахуванням рекомендацій попереднього пункту за формулою

$$D_{\text{вих}} = \sqrt{4Q/\pi V_{\text{вих}}} = 120 \text{ мм}$$

Для виготовлення моделі корпусу необхідно задати, щонайменше, два проміжних перерізи дифузора. Рекомендації з їхнього проектування такі: а) сполучають окружність діаметром $D_{\text{вих}}$ і нижню основу дифузора таким чином, щоб центр окружності збігався із серединою висот нижньої основи (див. рис. 4.1);

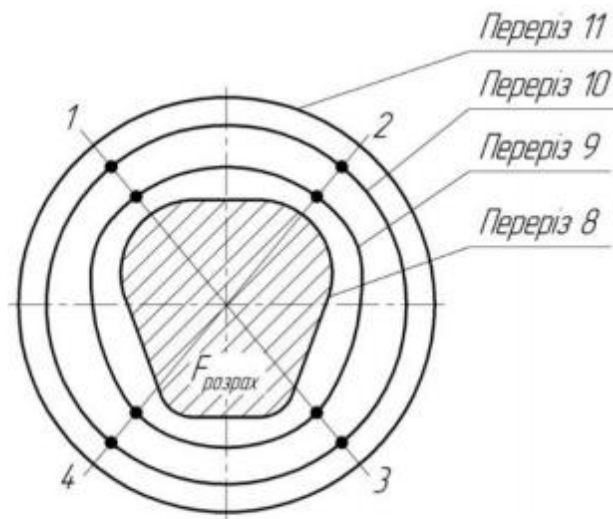


Рисунок 4.5 – Схема побудови проміжних перерізів дифузора

Довільно проводять промені 1, 2, 3 і т. д. і ділять відрізки цих променів між контурами основ конуса (між перетинами 8 й 11) на частини, пропорційні відріzkам 1 1, 2 1 і 3 1 (див. рис. 4.4, 4.5). Отримані точки з'єднуються плавними кривими, які і будуть шуканими перерізами 9–9 й 10–10. На кресленні відвода дані перерізи повинні бути позначені необхідними для побудови розмірами.

5. РОЗРАХУНОК ВИБОРУ ПРИВОДА НАСОСА

5.1 Вибір електродвигуна

Представлені розрахунки виконані за загальноприйнятою методикою [2].

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

Потужність насоса при роботі на номінальному режимі визначається за формулою

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot \eta} \quad (5.1)$$

$$N = \frac{681.4 \cdot 9.81 \cdot 400 \cdot 610}{1000 \cdot 3600 \cdot 0.76} = 596 \text{ кВт}$$

Потужність електродвигуна:

$$N_{\text{эд}} = k \cdot N, \quad (5.2)$$

де k – коефіцієнт запасу, який обирають залежно від потужності (1,1-1,3).

$$N = 1,1 \cdot 596 = 655 \text{ кВт.}$$

За проведеними розрахунками обираю електродвигун

4А3М-800/6000 УХЛ4

(рис. 5.1, 5.2) з параметрами :

Номінальна потужність $N_{\text{ел}} = 800$ [кВт];

Напруга $U = 6000$ [В];

Частота обертання $n = 3000$ [об/хв].



Рисунок 5.1 – Зовнішній вигляд асинхронного електродвигуна

4А3М-800/6000 УХЛ4

Таблиця 4.1 – Габаритні та встановлювальні розміри електродвигуна

4А3М-800/6000 УХЛ4

Тип двигуна	Габаритні розміри, мм		Встановлювальні та приєднувальні розміри, мм										
	L	HD	B	BB	AC	AB	A	AD	C	BA	AA	HA	H
4А3М- 1000/6000 УХЛ4	2065	1110	1250	1495	1380	900	710	720	170	370	230	35	400

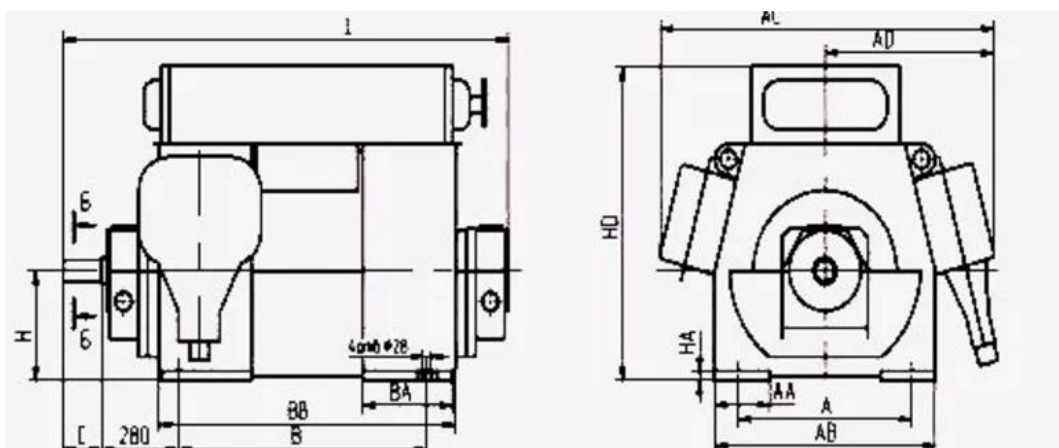


Рисунок 5.2 – Габаритне креслення електродвигуна серії 4А3М

4.2 Розрахунок пускової моментної характеристики

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

Графік залежності моменту опору будується за трьома точками:

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

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

$$M_A = 0,21M_{\text{ном}}, \quad (5.3)$$

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

$$M = \frac{N}{\omega} \quad (5.4)$$

Тому:

$$M = \frac{596000}{314} = 1898 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Звідси:

$$M_A = 0,21 \cdot 1898 = 398,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна:

$$M_{max} = 1898 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0,3n_{ном}, \quad (5.6)$$

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

$$n_B = 0,3 \cdot 2973 = 891,9 \text{ об/хв.}$$

$$M_B = 0,03M_{max}, \quad (5.7)$$

Отже:

$$M_B = 0,03 \cdot 891,9 = 154,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коефіцієнт параболи визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$k = \frac{M_{max}}{n^2} \quad (5.8)$$

$$k = \frac{1898}{3000^2} = 2,1 \cdot 10^{-4}$$

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

$$M = kn^2. \quad (5.9)$$

Результати розрахунку заносяться до табл. 5.2.

Таблиця 5.2 – Пускова моментна характеристика

n, об/хв	0	500	1000	1500	2000	2500	3000
M, Н·м	0	77.5	310	697.5	1240	1937.5	2790

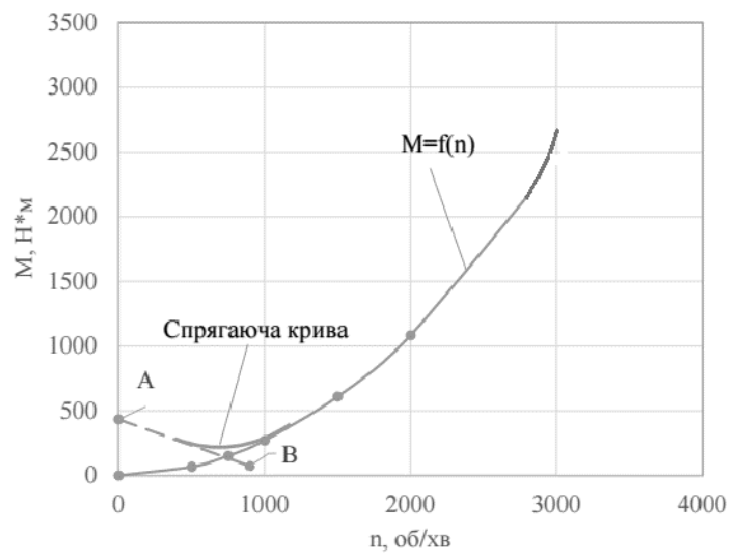


Рисунок 5.3 – Пускова моментна характеристика

6. РОЗРАХУНОК ГІДРОДИНАМІЧНИХ СИЛ

6.1 Осьові сили, що діють на ротор

Представлені розрахунки виконані за загальноприйнятою методикою [4].

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

Для врівноваження осьової сили в насосі застосовано барабан.

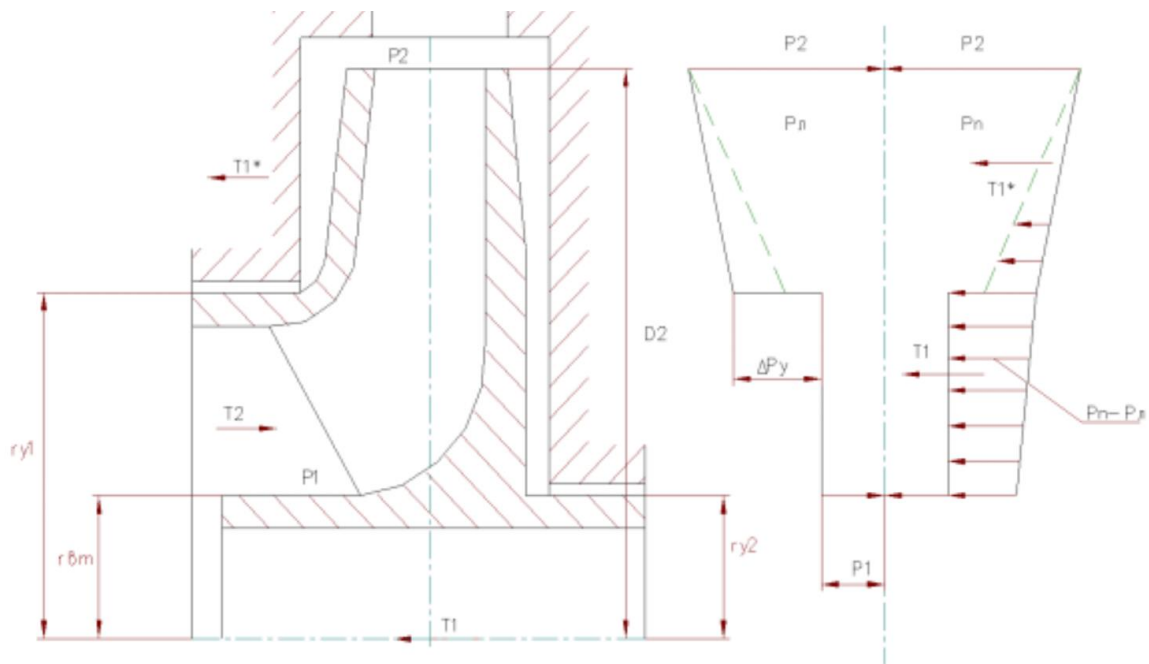


Рисунок 6.1 – Схема дії осьових сил в насосі.

У практиці насособудування для обчислення осьової сили широко використовується спрощена методика, запропонована А.А.Ломакінім для двох граничних випадків:

- нормальної роботи ущільнень, коли витік (витратна течія в пазусі) q близька до 0. У цьому випадку рідина обертається в обох пазухах як тверде тіло з кутовий швидкістю, яка дорівнює половині кутової швидкості обертання робочого колеса, і розподіл тиску по радіусах дисків описується параболічним законом, а осьова сила, спрямована в бік всмоктування, визначається за формулою

$$T_1 = \pi \rho g \cdot (r_{y1}^2 - r_{y2}^2) \cdot \left[H_p - \frac{U_2^2}{8 \cdot g} \cdot \left(1 - \frac{r_{y1}^2 + r_{y2}^2}{2 \cdot r_2^2} \right) \right] \quad (6.1)$$

де H_p - потенційний напір робочого колеса

$$H_p = H_m \cdot \eta_{\text{г.к.}} \cdot \left(1 - \frac{g \cdot H_m}{2 \cdot u_2^2}\right) \quad (6.2)$$

де $\eta_{\text{г.к.}}$ - гідравлічний ККД робочого колеса (приймають $\eta_{\text{г.к.}} =$

$$\sqrt{\eta_{\text{г}}} = \sqrt{0,89} = 0,94)$$

Колова швидкість на виході з робочого колеса: $U_2=49,9$ м/с (див. пункт 2.7)

Знаходимо потенційний напір робочого колеса:

$$H_p = 137 \cdot 0,94 \cdot \left(1 - \frac{9,81 \cdot 137}{2 \cdot 49,9^2}\right) = 92,3 \text{ м}$$

З креслення робочого колеса: $r_{y1}^2 = 0,098 \text{ м}^2$; $r_{y2}^2 = 0,0575 \text{ м}^2$; $r_2 = 0,1525 \text{ м}$

$$T_1 = 3,14 \cdot 681,4 \cdot 9,81 \cdot (0,098^2 - 0,0575^2) \cdot \left[92,3 - \frac{49,9^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(1 - \frac{0,098^2 + 0,0575^2}{2 \cdot 0,1525^2}\right)\right] = 10415 \text{ Н}$$

- аварійного зносу ущільнення ($q \rightarrow \infty$), в цьому випадку рідина в передній пазусі рухається вільно по інерції по закону $V_{ur} = \text{const}$. Через збільшення протікання відбувається зміна епюри розподілу тиску в передній пазусі (рис.4.1, пунктирна - крутіша крива) і виникає додаткова осьова сила, спрямована в бік зношеного переднього ущільнення, значення якої можна підрахувати за формулою

$$T_1^* = \pi \rho g \cdot (r_{y1}^2 - r_{y2}^2) \cdot \frac{U_2^2}{8 \cdot g} \cdot \left(\frac{r_2^2}{r_2^2 - r_{y1}^2} \cdot \ln \frac{r_2^2}{r_{y1}^2} + \frac{r_{y1}^2 + r_{y2}^2}{2 \cdot r_2^2} - 2\right) \quad (6.3)$$

$$\begin{aligned} T_1^* &= 3,14 \cdot 681,4 \cdot 9,81 \cdot (0,098^2 - 0,0575^2) \cdot \frac{49,9^2}{8 \cdot 9,81} \\ &\cdot \left(\frac{0,1525^2}{0,1525^2 - 0,098^2} \cdot \ln \frac{0,1525^2}{0,098^2} + \frac{0,098^2 + 0,0575^2}{2 \cdot 0,1525^2} - 2\right) \\ &= 1676 \text{ Н} \end{aligned}$$

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 :

$$T_2 = B \cdot \frac{\rho g \cdot Q}{g} \cdot v_0 \quad (6.4)$$

Де $B = 1$ – для радіальних коліс;

v_0 – швидкість на виході в робоче колесо, м/с, $v_0 = 8,15$ м/с

$$T_2 = 1 \cdot \frac{681,4 \cdot 9,81 \cdot 400}{9,81} \cdot 8,16 = 915 \text{ Н}$$

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо дорівнює :

$$T = T_1 + T_1^* - T_2$$

$$T = 10415 + 1676 - 915 = 11176 \text{ Н}$$

Тоді сумарна осьова сила в багатоступеневому насосі:

$$T_{\text{сум}} = 13 \cdot T = 13 \cdot 11176 = 145288 \text{ Н}$$

6.2 Визначення радіальної сили

Представлені розрахунки виконані за загальноприйнятою методикою [4].

Максимального значення радіальна сила для насосів зі кільцевим відводом набуває при $Q_{\text{опт}}$.

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

$$R = k_R \left[1 - \left(\frac{Q}{Q_{\text{опт}}} \right)^2 \right] \rho g H D_2 b_{2Д} \quad (6.5)$$

де $k_R = 0,2$ - безрозмірний коефіцієнт радіальної сили

$b_{2Д}$ - ширина РК на виході, включно з товщиною диска;

$Q_{\text{опт}} = Q = 400 \text{ м}^3/\text{год}$ - подача насоса в оптимальному режимі;

D_2 - зовнішній діаметр робочого колеса.

Знайдемо радіальну силу:

$$R = 0,2 \cdot 1 \cdot 681,4 \cdot 9,81 \cdot 610 \cdot 0,305 \cdot 0,021 = 7362 \text{ Н}$$

7. РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ

7.1 Розрахунок реакцій в підшипниках

Представлені розрахунки виконані за загальноприйнятою методикою [7].

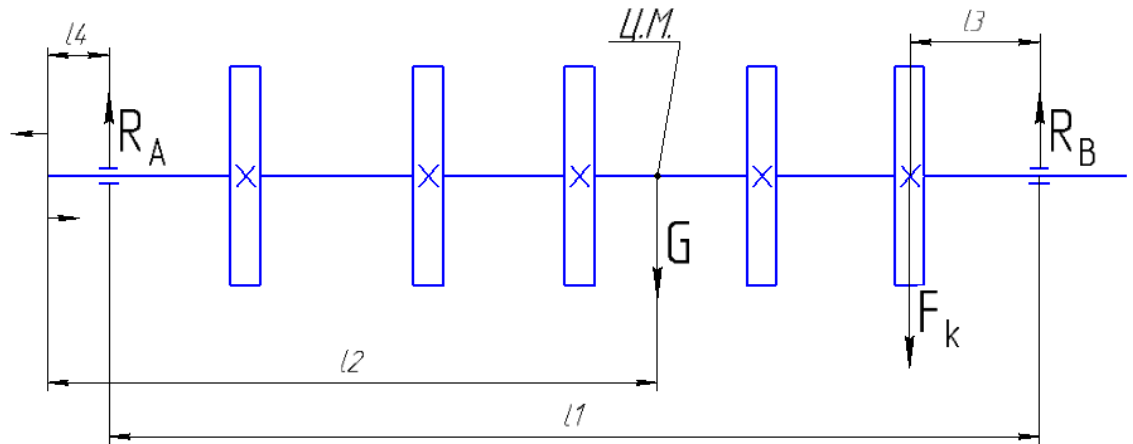


Рисунок 7.1 – Розрахункова схема ротора насоса

де G – вага ротора, Н;

R_A, R_B – реакції в підшипниках, Н;

M – момент на валу від двигуна, Н·м;

l_1 – відстань між підшипниками, м $l_1 = 1,935$;

l_2 – відстань між підшипником і центром мас ротора, м $l_2 = 1,306$;

l_3 – відстань між підшипником і точкою прикладення радіальної сили, м $l_3 = 0,834$;

l_4 – відстань від кінця вала до центра мас, м $l_4 = 0,256$;

Для підшипника A умову рівноваги

$$\Sigma M_A = R_B \cdot l_1 - M - G \cdot l_2 - F_k \cdot l_3 = 0, \quad (7.1)$$

Для підшипника B умову рівноваги

$$\Sigma M_B = R_A \cdot (l_1 + l_4) - M - G \cdot l_1/2 - F_k \cdot (l_1 - l_3) = 0, \quad (7.2)$$

Реакція в підшипнику A

$$R_A = \frac{F_k(l_1 - l_3) + M + G \cdot l_1 / 2}{l_1 + l_4}, \quad (7.3)$$

Реакція в підшипнику *B*

$$R_B = \frac{F_k \cdot l_3 + M + G \cdot l_1 / 2}{l_1}, \quad (6.4)$$

$$R_A = \frac{7362(1,935 - 0,834) + 2088 + 215 \cdot 1,935 / 2}{1,935 + 0,256} = 5720H$$

$$R_B = \frac{7362 \cdot 0,834 + 2088 + 215 \cdot 1,935 / 2}{1,935} = 4020H$$

Вибір підшипника та визначення номінальної довговічності проводяться по значенням еквівалентного динамічного навантаження *P*. Для радіальних підшипників це – стало радіальне навантаження, яке при прикладенні його до підшипника з обертаючимися внутрішнім та нерухомим зовнішнім кільцями забезпечує такий самий розрахунковий строк служби, як і при діючих умовах навантаження та обертання[7].

Для данної розрахункової схеми для підшипника «А» застосовуємо радіальний опорно-упорний підшипник ковзання, а для «В» радіально-опорний підшипник ковзання.

7.2 Розрахунок на довговічність

Вхідні данні:

Діаметр вкладиша підшипника, м $d = 0,180$ м

Довжина вкладиша підшипника, м $L = 0,07$ м

Температура мастила: $t = 40^\circ$

Реакції в опорах: $R_A = 5720H$; $R_B = 4020 H$.

Допустиме навантаження, H/m^2 :

$$K_{a(b)} = \frac{R_{a(b)}}{L \cdot d} \quad (7.4)$$

$$K_a = \frac{5720}{0,07 \cdot 0,180} = 391168,6 \text{ Н/м}^2$$

$$K_b = \frac{4020}{0,07 \cdot 0,180} = 274190,8 \text{ Н/м}^2$$

Швидкість ковзання, м/с:

$$V = \pi \cdot d \cdot \frac{n}{60} \quad (7.5)$$

$$V = 3,14 \cdot 0,180 \cdot \frac{3000}{60} = 28,8 \text{ м/с}$$

Потужність споживана підшипником[7]:

$$N_{a(b)} = 0,735 \cdot \left[0,15 \cdot V + \left(\frac{V}{25} \right)^2 \right] + \left(3 + \sqrt{\frac{V}{50}} \right) \cdot R_{a(b)} \cdot V \cdot 10^{-6} \quad (7.6)$$

$$N_a = 0,735 \cdot \left[0,15 \cdot 28,8 + \left(\frac{28,8}{25} \right)^2 \right] + \left(3 + \sqrt{\frac{28,8}{50}} \right) \cdot 12,7 = 4074 \text{ Н}$$

$$N_b = 3460 \text{ Н}$$

$$q_{a(b)} = 1,6 \cdot \frac{N_{a(b)}}{60} \cdot 10^{-3} \quad (7.7)$$

$$q_a = 1,6 \cdot \frac{4074}{60} \cdot 10^{-3} = 0,109 \cdot 10^{-3}$$

$$q_b = 0,0923 \cdot 10^{-3}$$

8. ВИБІР КІНЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ

8.1 Вибір типу ущільнення

Представлені розрахунки виконані за загальноприйнятою методикою [6].

Для розробленої конструкції насоса в якості кінцевого ущільнення вала застосоване блочна конструкція торцевого ущільнення типу Т (рис. 7.1). В якості матеріалу пари тертя вибираємо силіційований графіт СГ-П

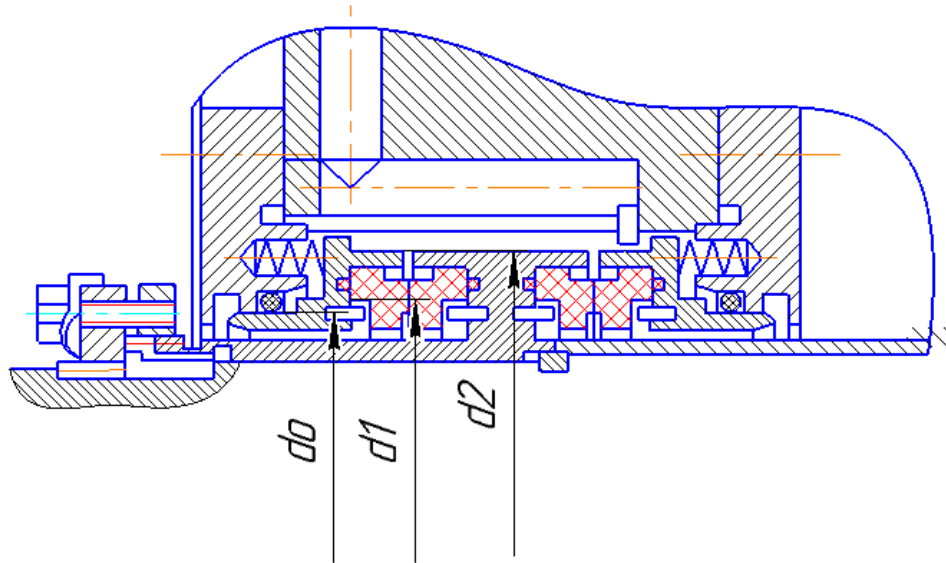


Рисунок 8.1 – Конструкція торцевого ущільнення

8.2 Визначення коефіцієнту розвантаження торцевого ущільнення

Знаходимо площу, на яку діє тиск p_0 :

$$f = \frac{\pi}{4} \cdot (d_2^2 - d_0^2) \quad (8.1)$$

де d_1 , d_2 , d_0 – конструктивні розміри робочих кілець;

Приймаємо $d_1=130$ [мм], $d_2=165$ [мм], $d_0=120$ [мм].

$$f = \frac{3,14}{4} \cdot (0,165^2 - 0,120^2) = 0,01 \text{ м}^2$$

Знаходимо площу контакту в ущільненні:

$$F = \frac{\pi}{4} \cdot (d_2^2 - d_1^2) \quad (8.2)$$

$$F = \frac{3,14}{4} \cdot (0,165^2 - 0,130^2) = 0,0081 \text{ м}^2$$

Знаходимо коефіцієнт розвантаження торцевого ущільнення:

$$k = \frac{f}{F} \quad (8.3)$$

$$k = \frac{0.01}{0.008} = 1.25$$

Торцеве ущільнення вважається розвантаженим якщо $=0,55 \dots 0,85$

8.3 Розрахунок втрат потужності в торцевому ущільненні

$$N_{\text{в.п.}} = 1,98 \cdot 10^{-2} \cdot (d_2 - d_1) \cdot (d_2 + d_1)^2 \cdot f \cdot n \cdot p_{\text{с.уд}} \quad (8.4)$$

де $f = 0,05 \dots 0,15$ – коефіцієнт тертя

$p_{\text{с.уд}} = 4 \cdot 10^6$ [Па] - середній питомий тиск в парі тертя.

$$N_{\text{в.п.}} = 1,98 \cdot 10^{-2} \cdot (0,165 - 0,130) \cdot (0,165 + 0,130)^2 \cdot 0,1 \cdot 3000 \cdot 4 \cdot 10^6 = 55,2 [\text{Вт}]$$

8.4 Розрахунок нагріву охолоджувальної середовища

В випадку, коли теплопровідність пари тертя низька і тепловідвід виконується за рахунок протікання через ущільнення, кількість тепла, що виділяється парю тертя за одиницю часу знайдемо за формулою:

$$N_p = G \cdot \sum N_{TY} \quad (8.5)$$

де $G = \frac{1}{427}$ [ккал/кг]

$\sum N_{TY}$ - сумарні втрати на тертя в торцевому ущільненні.

$$N_p = \frac{1}{427} (55,2 \cdot 2 \cdot 10^{-3} \cdot 784,6) = 0,2 [\text{кг/год}]$$

Знаходимо величину протікання через ущільнення:

$$q = \frac{N_p}{\rho \cdot c \cdot g \cdot \Delta t} \quad (8.6)$$

де $c = 4,191$ [кДж/кгК] - питома теплопровідність охолоджувальної рідини;

$\Delta t = 20^\circ\text{C}$ – величина нагрівання охолоджувальної води;

$$q = \frac{0,2}{998,28 \cdot 4,191 \cdot 9,81 \cdot 20} = 0,024[\text{м}^3/\text{год}]$$

Для надійної роботи торцевого ущільнення повинна виконуватися умова:

$$t + \Delta t \leq 70^\circ\text{C}$$

де $t = 10^\circ\text{C}$ - температура охолоджувальної води.

$$10 + 20 = 30 \leq 70^\circ\text{C}$$

Умова виконується.

9. МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ

9.1 Розрахунок вала на статичну міцність

Вихідні дані

Матеріал вала - сталь 14X17H2.

Межа плинності матеріалу вала - $\sigma_T = 293$ Мпа.

Максимальна потужність, споживана насосом - $N_{\max} = 950$ кВт.

Частота обертання вала - $n = 3000$ об / хв.

Розрахункова схема.

Вал насоса знаходиться в умовах спільної дії вигину і крутіння. Найбільш небезпечним є переріз А-А (рис. 8.1) під робочим колесом, оскільки в цьому перерізі діє максимальний крутний момент і сам переріз ослаблений шпонковим пазом [7].

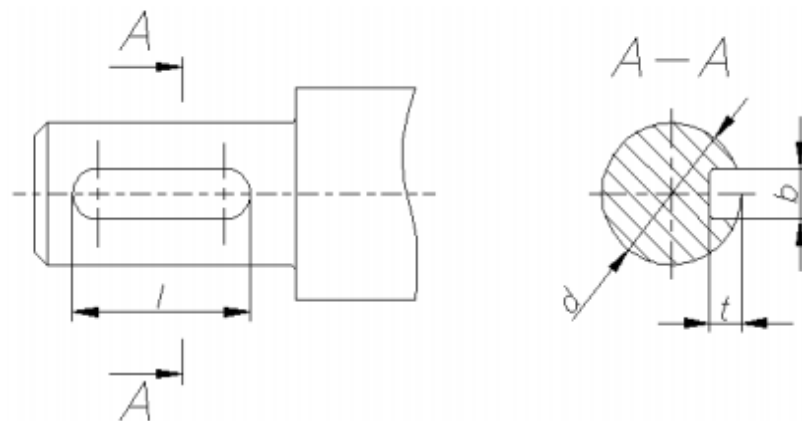


Рисунок 9.1 – Переріз вала під колесом

Розрахунок небезпечного перерізу на статичну міцність

Крутний момент, що передається валом

$$M_{кр} = 9551 \frac{N}{n} \quad (9.1)$$

$$M_{кр} = 9551 \cdot \frac{655}{3000} = 2085 \text{ Нм}$$

Максимальний згинальний момент приймаємо

$$M_u = 0,1 \cdot M_{кр}; \quad (9.2)$$

$$M_u = 0,1 \cdot 2085 = 208,5 \text{ Нм}$$

Моменти опору перерізу кручення і вигину з урахуванням ослабленого перерізу шпонковим пазом обчислюють за формулами

$$W_{кр} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t_1)^2}{2d} \quad (9.3)$$

$$W_u = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t_1)^2}{2d} \quad (9.4)$$

де d – діаметр вала в місці установки колеса, м;

t_1 - глибина паза вала, м;

b - ширина шпонки, м.

Розміри перерізу: $d=0,1$ м; $t_1=0,005$ м; $b=0,012$ м.

$$W_{кр} = \frac{3,14 \cdot 0,1^3}{16} - \frac{0,012 \cdot 0,005(0,1 - 0,005)^2}{2 \cdot 0,1} = 1,9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$$

$$W_u = \frac{3,14 \cdot 0,1^3}{32} - \frac{0,012 \cdot 0,005(0,1 - 0,005)^2}{2 \cdot 0,1} = 0,95 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$$

Напруга обертання і вигину відповідно

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} \quad (9.5)$$

$$\tau_{кр} = \frac{2085}{1,9 \cdot 10^{-4}} = 11 \text{ МПа}$$

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} \quad (9.6)$$

$$\sigma_u = \frac{208,5}{0,9 \cdot 10^{-4}} = 2,3 \text{ МПа}$$

Еквівалентне напруження в небезпечному перерізі

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau_{кр}^2} \quad (9.7)$$

$$\sigma_{екв} = \sqrt{2,1^2 + 3 \cdot 11^2} = 19,2 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт запасу за межою текучості

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{экв}} \quad (9.8)$$

$$n_T = \frac{294}{19,2} = 15,3$$

Допустимий запас $[n]=2,2$;

$$n > [n]. \quad (9.9)$$

Умова міцності виконується

9.2 Розрахунок шпоночного з'єднання під колесом

Вихідні дані для розрахунку:

Розмір шпонки, м, $b \times h$	0,052x0,012
Матеріал шпонки	Сталь 30X13
Границя текучості $\sigma_{0,2}$, МПа	540
Матеріал колеса	Сталь 20X13Л
Границя текучості $\sigma_{0,2}$, МПа	441
Матеріал вала	Сталь 14X17Н2
Границя текучості $\sigma_{0,2}$, МПа	800
Крутний момент $M_{кр}$, Нм	3025

Крутний момент, який передається шпоночним з'єднанням[7]:

$$M'_{кр} = \frac{M_{кр}}{i}, \quad (9.10)$$

де i – число ступіней.

$$M'_{кр} = \frac{2085}{5} = 417 \text{ Нм}$$

Напруження зім'яття в шпоночному з'єднанні визначається за формулою:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d \cdot l_p \cdot t}, \quad (9.11)$$

де d - діаметр вала під колесом, м;

l_p - робоча довжина шпонки, м;

t - висота шпоночного паза в ступиці колеса $t = 18 - 11 = 7$ мм.

$$l_p = l - b, \quad (9.12)$$

$$\sigma_{з.м} = \frac{2 \cdot 2085}{0,1 \cdot 0,052 \cdot 0,007} = 115 \text{ МПа}.$$

Допустиме напруження зминання для матеріалу (шпонка, вал, колеса), який має найширшу границю текучості 441 МПа

Умова міцності на зминання:

$$\sigma_{з.м} = 115 \text{ МПа} < [\sigma_{з.м}] = 441 \text{ МПа} \quad - \text{ умова виконується.}$$

9.3 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою

Вихідні дані для розрахунку:

- матеріал шпонки – Сталь 30Х13.

Розміри шпонки під напівмуфтою ($d_m=80$ мм) вибираємо згідно ГОСТу 23360-78 :

$$b \times h \times l = 22 \times 14 \times 110$$

Напруження на згинання:

$$\sigma_{з.м} = \frac{2 \cdot 2085}{0,08 \cdot 0,11 \cdot 0,007} = 67,7 \text{ МПа}.$$

Допустиме напруження зминання для матеріалу (шпонка, вал, колеса), який має найширшу границю текучості 441 МПа

Умова міцності на зминання:

$$\sigma_{з.м} = 67,7 \text{ МПа} < [\sigma_{з.м}] = 441 \text{ МПа} \quad - \text{ умова виконується.}$$

10. ДОСЛІДНИЦЬКА ЧАСТИНА

Вибір типів розвантажувальних конструкцій осьової сили

Барабан

Відомо розвантажувальний пристрій відцентрового насоса, що включає розвантажувальний барабан, розташований за останнім робочим колесом, і нерухому втулку, між якими є кільцева щілина з зазором 0,2 - 0,3 мм на сторону, через яку відбувається дроселювання рідини .

У камері перед барабаном тиск рідини дорівнює тиску після робочого колеса останньої ступені, в камері після барабана тиск дорівнює тиску у вхідному патрубку насоса, що забезпечується трубопроводом розвантаження, який з'єднує камеру після барабана з вхідним патрубком. Різниця тисків перед барабаном і після барабана, що діють на торцеві поверхні барабана, створюють осьову силу, спрямовану в бік нагнітання.

Діаметр барабана розраховується таким чином, щоб при номінальному режимі роботи насоса осьова сила, що виникає на розвантажувальному барабані, врівноважувала осьову силу, що виникає на робочих колесах ротора насоса.

Недоліками пристрою є:

- незадовільні показники врівноваження осьових сил з огляду на те, що розрахунки барабана і щілини виконуються для певного режиму, а в процесі роботи цей режим постійно змінюється;
- великий обсяг витоків рідини через кільцеву щілину, обумовлений розмірами щілини і тиском нагнітання;
- значні поздовжні габаритні розміри насоса, безпосередньо пов'язані з поздовжніми розмірами барабана.

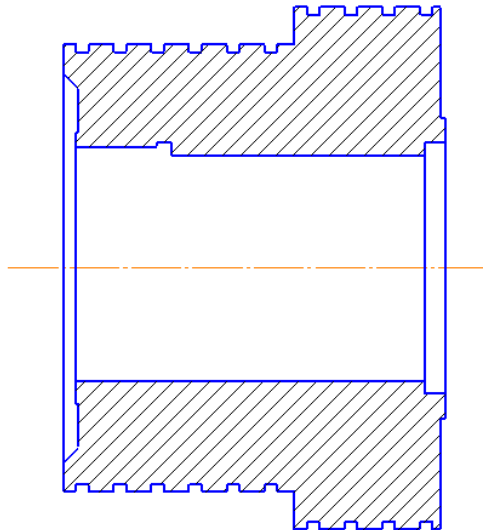


Рисунок 2 – Барабан

Для врівноваження залишкової осьової сили в конструкції насоса передбачений завзятий підшипник типу Мітчелл.

Завзятий підшипник типу Мітчелл складається з корпусу з кришкою, наполегливої диска, жорстко закріпленого на валу насоса, наполегливих колодок, закріплених в корпусі підшипника. В пазухи між колодками подається масло для змащування наполегливих поверхонь і відводу тепла, яке виділяється в результаті тертя, що труться. Завзятий підшипник типу Мітчелл вимагає примусової мастила від стороннього джерела. Таким джерелом є індивідуальна маслоустановка.

Гідроп'ята

Гідравлічна п'ята є саморегульованим пристроєм.

Під час роботи насоса, внаслідок тиску рідини на нерівні по площаді бічні поверхні робочих коліс, виникає осьове зусилля, яке прагнути змістити ротор насоса в бік всмоктування. Для врівноваження зазначеного осьового зусилля в насосі застосовується гідравлічна п'ята, що складається з диска гідравлічної п'яти, подушки гідравлічної п'яти і втулки. Диск гідравлічної п'яти і втулка виконуються як єдина деталь.

Торцевий зазор гідроп'яти за рахунок осьових зсувів ротора автоматично встановлюється таким, що різниця сил тиску по обидва боки диска п'яти дорівнює силі на роторі насоса.

Якщо осьова сила ротора збільшиться, то ротор насоса зміститься в бік всмоктування, торцевий зазор зменшиться, витік рідини через нього стане менше, перепад тиску в гідроп'яте, пропорційний витокам в другому ступені, зменшиться, що приведе до зростання тиску в проміжній камері гідроп'яти, і, отже, до збільшення розвантажує сили. При цьому остання стане дорівнює осьової силі.

Якщо осьова сила ротора зменшиться, то ротор насоса зміститься в бік нагнітання, торцевий зазор збільшиться, витік рідини через нього побільшає, перепад тиску в гідроп'яте, пропорційний витокам в другому ступені, збільшиться, що призведе до зменшення тиску в проміжній камері гідроп'яти, і, отже, до зменшення розвантажує сили. При цьому остання також стане дорівнює осьової силі.

Гідравлічна п'ята розраховується таким чином, щоб величина торцевого зазору при роботі насоса лежала в межах 0,04-0,11 мм.

При розвантаженні осьової сили за допомогою гідравлічної п'яти напологливі підшипники не потрібні. Недоліком гідравлічної п'яти є додаткові виток і тертя диска про рідину, що зменшують ККД насоса.

11. РОЗДІЛ З ОХОРОНИ ПРАЦІ

11.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що можуть виникати під час роботи хімічного підприємства

Небезпечні і шкідливі виробничі фактори, які мають властивості хімічного впливу на організм працюючої людини, звані для стислості хімічними речовинами, являють собою фізичні об'єкти (або їх складові компоненти) живої та неживої природи, що знаходяться в певному фізичному стані і володіють такими хімічними властивостями, які при взаємодії з організмом людини в рамках біохімічних процесів його функціонування призводять до пошкоджень цілісності тканин організму і (або) порушення його нормального функціонування.

Хімічні речовини можуть перебувати в твердому, пасти чи порошку, у рідкому, пароподібному, газоподібному, аерозольному станах, в тому числі нанорозмірів.

1. Ступінь небезпеки хімічних речовин пов'язана зі шляхами їх потрапляння в організм людини, який поділяють на такі групи проникнення:

- через органи дихання (Інгаляційний шлях)
- через шлунково-кишковий тракт (пероральні шлях)
- через шкірні покриви і слизові оболонки (шкірний шлях)
- через відкриті рани;
- при проникає пораненнях;
- при внутрішньом'язових, підшкірних, внутрішньовенних ін'єкціях.

2. За характером результуючого хімічного впливу на організм людини хімічні речовини поділяють на:

- токсичні (отруйні) дратівливі;
 - сенсibiliзуючі;
 - канцерогенні;
 - мутагенні;
 - впливають на репродуктивну функцію.
3. За складом хімічні речовини поділяють на:
- індивідуальні речовини;
 - суміші.
4. За критерієм небезпечної трансформації хімічні речовини поділяють на:
- використовувані у виробничій діяльності без подальшої трансформації хімічних властивостей;
 - використовувані у виробничій діяльності для навмисних технологічних обумовлених хімічних реакцій, що викликають виникнення нових речовин з іншими хімічними властивостями;
 - виникають ненавмисно в процесі виробництва і трудових операцій нові хімічні речовини з іншими хімічними властивостями.
5. За критерієм небезпечного і (або) шкідливого впливу на організм працюючого хімічні речовини поділяють на:
- безпосередньо діючі на організм працюючого як небезпечні і шкідливі виробничі фактори хімічної природи дії;
 - побічно діють на організм працюючого як небезпечні і шкідливі виробничі фактори фізичної природи дії, обумовлені властивостями ЦИХ хімічних речовин займатися, горіти, тліти, вибухати і ін.
6. Для цілей розробки засобів захисту виділяють окремі групи хімічних речовин, пов'язаних з хімічною продукцією і специфічні впливає на людину:
- ❖ речовини, що володіють гострою токсичністю по впливу на організм (отруйні речовини / хімікати / хімічна продукція);

- ❖ речовини, що викликають ураження (некроз / омертвіння або роздратування) шкіри;
- ❖ речовини, що викликають серйозні пошкодження або подразнення очей;
- ❖ мутагенні речовини;
- ❖ канцерогенні речовини;
- ❖ сенсibiliзуючі (алергенні) речовини;
- ❖ речовини, що впливають на функцію відтворення;
- ❖ речовини, що володіють виборче токсичністю на органи-мішені і (або) системи при одноразовому впливі;
- ❖ речовини, що володіють виборче токсичністю на органи-мішені і (або) системи при багаторазових або тривалого дії;
- ❖ речовини, які становлять небезпеку при аспірації.

11.2 Конструкція і безпечна експлуатація посудин під тиском

Конструкція посудин повинна забезпечувати працездатність, надійність, довговічність і безпеку експлуатації протягом розрахункового терміну служби, а також забезпечувати можливість технічного огляду, повної очистки, миття, очищення, ремонту, оперативного контролю металу та з'єднань. Для кожної посудини необхідно встановити і вказати в паспорті пристрою, що перешкоджають зовнішньому і внутрішньому огляду суден (мішалки, котушки, снаряди, плити, перегородки та інші прилади), вони, як правило, повинні бути знімними.

У разі використання зварювальних пристроїв, ви повинні мати можливість видалити їх з подальшою установкою. Розбирання і установка цих пристроїв повинні бути вказані в інструкції по установці і експлуатації. Якщо конструкція посудин не дозволяє проводити зовнішні і внутрішні перевірки або гідравлічні випробування, необхідні правилами, розробник проекту посудин повинен вказати в інструкціях з експлуатації і методологію

управління, періодичність і масштаб, які дозволять своєчасно виявляти та усувати дефекти. Конструкція внутрішніх пристроїв повинна забезпечувати видалення повітря і води з судин після гідравлічного випробування та під час гідравлічного випробування.

Посудини повинні мати штуцери для наповнення і зливу води, а також видалення повітря при гідравлічному випробуванні. Кожна посудина повинна бути оснащена клапаном, краном чи іншим пристроєм, що дозволяє перевірити відсутність тиску в посудині перед його відкриттям, а розвантаження середовища повинно бути спрямована в безпечне місце для обслуговуючого персоналу. Розрахунок міцності посудин і їх елементів повинен проводитися за чинним НД, погодженою з Державною інспекцією України. Посудини, призначені для роботи при циклічних і альтернативних навантаженнях, повинні бути розраховані на міцність з урахуванням цих навантажень. Посудини повинні мати штуцери для наповнення і зливу води, а також видалення повітря при гідравлічному випробуванні., які змінюють своє положення в просторі під час роботи, повинні мати пристрої, які запобігають їх самопошкодження.

Конструкція посудини повинна мати штуцери для наповнення і зливу води, а також видалення повітря при гідравлічному випробуванні., нагрітих гарячими газами, повинна забезпечувати надійне охолодження стінок під тиском до розрахункової температури. 75 Посудини, що працюють під тиском, повинні піддаватися технічному огляду (зовнішнього, внутрішнього огляду і гідравлічному випробуванню) після складання і періодично під час роботи і після позачергового огляду в разі необхідності, щоб почати роботу.

Судини під тиском повинні бути оснащені запірними клапанами, пристроями для тиску, температури, запобіжними пристроями, індикаторами рівня рідини. В організації має бути призначена особа, відповідальна за благополучне і безпечне переміщення судів з числа фахівців організації, що

пройшли перевірку знань (атестацію) в установленому порядку. Начальник повинен бути відповідальним за безпечне і безпечне переміщення суден. Всі посудини повинні мати штуцери для наповнення і зливу води, а також видалення повітря при гідравлічному випробуванні., що знаходяться в експлуатації, повинні бути записані організацією в спеціальну бухгалтерську та інспекційну книгу судів, яку проводить особа, яка спостерігає за судами. посудини повинні бути забезпечені пластинами, що вказують час наступного технічного огляду і допустимі параметри робочого середовища.

Системи, що працюють під тиском, є рішеннями високої небезпеки, оскільки при порушенні режимів герметизації і роботи можливі вибухи високої потужності із-за вивільнення потенційної енергії стисненого газу та впливу кінетичної енергії[9].

11.3 Вимоги пожежної безпеки до шляхів евакуації

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

Загальні вимоги до евакуаційних шляхів і виходів Як евакуаційні виходи можуть використовуватися дверні отвори, якщо вони ведуть з приміщень: - безпосередньо назовні;

- на сходову клітку з виходом назовні безпосередньо або через вестибюль; в прохід або коридор з безпосереднім виходом назовні або на сходову площадку;

- в сусідні приміщення того ж поверху з вогнестійкістю не нижче III ступеня, не містять виробництв, що відносяться по вибухопожежній і пожежній

небезпеці до категорій А, Б і В, і мають безпосередній вихід назовні або на сходову площадку.

У разі необхідності при вимушеній евакуації можуть використовуватися виходи, якими не користуються при звичайному русі (так звані запасні виходи). До евакуаційних шляхів відносять провідні до евакуаційного виходу і забезпечують рух протягом певного часу. Найпоширенішими шляхами евакуації є проходи, коридори, сходи, тамбури, фойє, холи, вестибюлі.

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

Для безпечної евакуації шляхи і виходи повинні відповідати наступним вимогам:

- евакуаційні шляхи і виходи повинні міститися вільними, не захаращуватися і в разі необхідності забезпечувати евакуацію всіх людей, що знаходяться в приміщеннях;
- кількість та розміри евакуаційних виходів, їх конструктивні рішення, умови освітленості, забезпечення незадимленості, протяжність шляхів евакуації, їх оздоблення повинні відповідати протипожежним вимогам будівельних норм.
- якщо евакуаційні виходи і шляхи евакуації з будівель, які є пам'ятниками архітектури й історії, неможливо привести у відповідність до вимог будівельних норм, то їх експлуатація дозволяється за наявності проектної документації, погодженої з органами державного пожежного нагляду відповідно до вимог чинних нормативно-правових актів;
- у разі розміщення технологічного, експозиційного та іншого обладнання в приміщеннях повинні забезпечуватися евакуаційні проходи сходових клітин та інших шляхів евакуації згідно будівельних норм;

- розміщення крісел в актових і конференц-залах, залах зборів і нарад та в інших подібних приміщеннях повинно відповідати протипожежним вимогам будівельних норм;

- у приміщенні, яке має один евакуаційний вихід, дозволяється одночасно розміщувати не більше 50 осіб.

При знаходженні в приміщенні більше 50 осіб, в ньому повинно бути мінімум два виходи, які відповідають вимогам будівельних норм;

- двері на шляхах евакуації повинні відчинятися в напрямку виходу з будівель (приміщень).

Допускається влаштування дверей з відкриванням всередину приміщення в разі одночасного перебування в ньому більше 15 осіб, а також в санвузлах, з балконів, лоджій, майданчиків зовнішніх евакуаційних сходів (за винятком дверей, що ведуть в повітряну зону незадимлюваного сходового майданчика);

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

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

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

Опалення та освітлення шляхів евакуації

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

площадками та маршами. На незадимлюваних сходових майданчиках допускається встановлювати лише прилади опалення.

Сходові клітини, внутрішні відкриті і зовнішні сходи, коридори, проходи та інші шляхи евакуації повинні забезпечувати евакуаційним освітленням згідно з вимогами будівельних норм і правил улаштування

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

Світлові покажчики «Вихід» повинні постійно бути справними. У залах для глядачів, виставкових, актових залах та інших подібних приміщеннях їх слід вмикати на весь час перебування людей. На випадок відключення електроенергії персонал будівель, де у вечірній та нічний час можливе масове перебування людей (кінотеатри, готелі, гуртожитки, ресторани, лікарні, інтернати, дитячі дошкільні заклади тощо), повинен мати електричні ліхтарі. Кількість ліхтарів визначається адміністрацією, виходячи з особливостей об'єкта, наявності чергового персоналу, кількості людей у

будівлі (але не менше одного ліхтаря на кожного працівника, який чергує на об'єкті у вечірній або нічний час).

При влаштуванні евакуаційних шляхів і виходів не допускається:

- влаштовувати на шляхах евакуації пороги, виступи, турнікети, двері розсувні, підйомні, обертові та інші пристрої, які перешкоджають вільній евакуації людей;
- захаращувати шляхи евакуації меблями, обладнанням, різними матеріалами та готовою продукцією, навіть якщо вони не зменшують нормативну ширину;
- забивати, заварювати, замикати на навісні замки, болтові з'єднання та інші запори, важко відкриваються зсередини, зовнішні евакуаційні двері будівель;
- застосовувати на шляхах евакуації (крім будівель V ступеня вогнестійкості) горючі матеріали для облицювання стін і стель, а також сходів та сходових площадок;
- розташовувати в тамбурах виходів, за винятком квартир і індивідуальних житлових будинків, Гардероби, Вішалки для одягу, сушарки, пристосовувати їх для торгівлі, а також зберігання, в тому числі тимчасового, будь-якого інвентарю і матеріалу;
- захаращувати меблями, обладнанням та іншими предметами двері, люки на балконах і лоджіях, переходи в суміжні секції і виходи на зовнішні евакуаційні сходи;
- знімати встановлені на балконах (лоджіях) сходи; - влаштовувати на сходових клітинах приміщення будь-якого призначення, в т. ч. кіоски, ларьки, а також виходи з вантажних ліфтів (підйомників), прокладати газопроводи, трубопроводи з ЛЗР і ГР, повітроводи;
- влаштовувати в загальних коридорах комори і вбудовані шафи, за винятком шаф для інженерних комунікацій;

- зберігати в шафах (нішах) для інженерних комунікацій горючі матеріали, а також інші сторонні предмети;
- розташовувати в ліфтових холах Комори, кіоски, намети і т. д;
встановлювати телекамери в проходах таким чином, щоб вони перешкоджали евакуації людей;
- робити скління або закладення жалюзі і отворів повітряних зон на незадимлюваних сходових майданчиках;
- знімати передбачені проектом двері вестибюлів, холів, тамбурів і сходових майданчиків;
- замінювати армоване скло на звичайне в дверях і фрамугах всупереч передбаченому за проектом;
- знімати пристрої для самозачинення дверей сходових кліток, коридорів, холів, тамбурів тощо, а також фіксувати самозакривні двері у відкритому положенні;
- розвішувати в сходових клітинах на стінах стенди, панно тощо;
влаштовувати слизьку підлогу на шляхах евакуації[10].

12 РОЗДІЛ 3 ТЕХНОЛОГІЇ ВИРОБНИЦТВА

12.1 Розробка технологічного процесу виготовлення деталі "Робоче колесо"

Відповідно до завдання на дипломний проект було потрібно розробити маршрутний технологічний процес виготовлення деталі "Барабан"

Барабан для відцентрових насосів усіх типів і розмірів виготовляють, як правило штампуванням або прокатом [13].

Основна механічна обробка робочих коліс відцентрових і вільновихрових насосів полягає в точінні посадкових поверхонь (отворів і торців) для з'єднання з валом, а також циліндричних поверхонь ущільнень і деяких інших поверхонь [14,15].

При цьому повинні дотримуватися жорсткі технічні вимоги до точності розташування оброблених поверхонь між собою, а також відносно необроблюваних робочих поверхонь. Останнє досягається розміткою перед обробкою і відповідною установкою на верстаті. Обробка проводиться на токарних верстатах. Свердлильні, розточувальні та фрезерні операції здійснюються на єдиній базі на універсальних розточувальних верстатах [12].

12.2 Якісна оцінка технологічності деталі

Якісні показники характеризують технологічність конструкції більш загально на основі досвіду виконавця. До якісних показників відносяться: матеріал деталі, установка в верстаті (базування та закріплення), розміщення розмірів, допуски форми та розміщення, геометрична форма, можливість використання прогресивних способів обробки поверхонь [12].

Матеріал деталі - вуглецева конструкційна сталь 20Х13 ГОСТ 4543-71 . Замінники - відсутні .

Клас: сталь для відливок з особливими властивостями.

Призначення : для виготовлення відливок деталей, що піддаються ударним навантаженням (турбінних лопаток, клапанів гідравлічних пресів,

арматури крекінг-установок, сегментів сопел, форм для скла, рам садочних вікон, предметів домашнього вжитку та ін.), а також виробів, що піддаються дії щодо слабких агресивних середовищ (атмосферних опадів, вологої пари, водних розчинів солей органічних кислот при кімнатній температурі);

Таблиця 12.1 - Механічні властивості сталі 20X13 для штамповки за ГОСТ 4543-71

Операція	Перетин, мм	$\sigma_{0,2}$	σ_B	δ_5	ψ	КСУ, Дж/см ²	НВ, не більше
		Н/мм ²		%			
		не менше					
Отжиг 950 °С. Закалка 1050 °С, масло или воздух. Отпуск 750 °С, воздух	До 100	450	600	16	40	40	187-206

Технологічні властивості сталі 20X13

Температура початку затвердіння, °С: від 1489 до 1497. 98

Зварюваність – обмежено зварювана.

Рекомендується підігрів і наступна термообробка. Показник тріщиностійкості, Кт.у .: 0,6.

Схильність до утворення усадкової раковини, Ку.р.: 0,8.

Жидкотікучість, Кж.т: 1,0.

Лінійна усадка, %: 2.2-2,3

Схильність до утворення усадочної пористості, Ку.п.: 1,0.

Враховуючи вище згадане можна зробити висновок, що за використанням матеріалу для виготовлення даної деталі вона є технологічною, так як

матеріал відноситься до гарно оброблюваних сталей та механічна обробка буде відбуватись нескладно.

З точки зору зручності базування дана деталь є не технологічною, так як необхідне застосування спеціальних пристосувань та зажимних пристроїв на певних стадіях обробки.

Простановка розмірів виконана грамотно, відповідно до ГОСТу, що забезпечує легке читання креслення, вільне виконання і контроль розмірів в процесі механічної обробки. Тому рахуємо деталь за цим пунктом технологічною.

Аналізуючи форму поверхонь деталі з точки зору можливості застосування високопродуктивного обладнання, можна зазначити, що більшість поверхонь є простими (циліндричні, плоскі), що значно полегшує обробку, так як в більшій мірі досягнута точність обробки залежить від простоти конструкційних форм, тому при аналізі поверхонь можна сказати що за цим показником деталь технологічна. Аналізуючи деталь за використанням необроблюваних поверхонь можемо зробити висновок що вона не технологічна, так як деталь відповідальна, більшість поверхонь виконують різноманітні функції, тому необроблюваними, з великою шорсткістю, бути не можуть.

Маса заготовки складає 30 кг, що свідчить про те що при закріпленні потрібно використовувати допоміжні підйомні механізми (кран-балки, мостові крани). Отже за масою заготовка не технологічна.

Поверхні деталі є достатньо розвинутими, що полегшує умови базування та закріплення на механічних операціях. Також необхідно відзначити що деталь досить масивна та має порівняно великі товщини стінок, тому можна говорити про те що деталь жорстка, та при чистових операціях можна застосовувати продуктивні режими різання, для зменшення вібрацій закріплювати заготовку з необхідним (розрахунковим) зусиллям.

Вище приведені зауваження є не технологічними, але вони є конструктивними: необхідні для використання деталі в вузлі, а отже змінити їх не має можливості.

Поверхні, які мають шорсткість 1,6 мкм потребують відповідної кількості операцій, переходів, що в результаті буде відзначатися на собівартості виробу в цілому, дана шорсткість призначена для всіх зовнішніх і внутрішніх поверхонь окрім різбових отворів, тому можна сказати що за шорсткістю поверхонь деталь не технологічна.

Також треба відзначити, що конструктором пред`явлені жорсткі вимоги як до допусків розміщення як базових так і виконавчих поверхонь. Для досягнення даних вимог треба застосовувати відповідну кількість операцій з використанням режимів різання котрі дозволять виконати ці допуски та забезпечити необхідну якість поверхонь.

Необхідно відмітити, що для досягнення як точності розмірів так і точності розміщення поверхонь необхідно використовувати точне обладнання бажано з ЧПК що не технологічно так як воно досить дороге.

12.3 Вибір способу отримання заготовки, проектування прогресивної заготовки

Основною умовою раціональної технології є максимальне приближення форми і розмірів заготовки до форми готової деталі [13].

Проаналізувавши матеріал деталі, розміри та конфігурацію деталі, пропонованим методом отримання заготовки є штамповка

Штампування як технологічний процес обробки заготовок, виготовлених з металу, дозволяє отримати готові вироби плоского або об'ємного типу, що відрізняються як своєю формою, так і розмірами. Як робочий інструмент при виконанні штампування може виступати штамп, закріплений на пресі або обладнанні іншого типу. Залежно від умов виконання штампування металу

буває гаряча і холодна. Ці два види даної технології передбачають використання різного обладнання і дотримання певних технологічних норм.

12.4 Розробка технологічного процесу обробки деталі

В умовах середньосерійного виробництва, необхідно використовувати принцип диференціації техпроцесу, де операції чорнової, чистової, напівчистової і тонкої обробки розділяються і виконуються на різному устаткуванні відповідної точності [12].

Крім цього, механічна обробка може багаторазово перериватися операціями термообробки і контролю. Тому, на початку проектування за допомогою довідкової літератури необхідно визначити послідовність методів обробки кожної поверхні, необхідних для досягнення заданих розмірів, фізико-механічних параметрів поверхонь [12].

Після операцій механічної обробки потрібно передбачити контрольні операції, що виконуються на цьому ж робочому місці виконавцем.

Після кожної групи однотипних операцій доцільно запропонувати контрольну операцію, виконувану контролером ВТК.

№ операції	Назва операції Обладнання	Обладнання
1	2	3
005	Заготівельна Штамповка	Прес
010	Вхідний контроль	Стіл ВТК
015	Токарно-гвинторізна	16P25
020	Термічка	
025	Токарна з ЧПК	16A20Ф3
030	Контроль ВТК	
035	Свердувальна	
040	Вертикально фрезерна	6P12
040К	Контроль на робочому місці	
045	Довбальна	7A420
050	Контроль ВТК	
055	Слюсарна	
060	Маркувальна	
065	Контроль ВТК	

ВИСНОВКИ

Метою данною роботи було розроблення насоса на параметри $Q=400$ м³/год; $H=610$ м.

Насос ХБ 400-610 використовується для перекачування рідкого аміака для виготовлення карбоміду.

Відповідно до поставленої мети було зроблено:

- опис і обґрунтування обраної конструкції насоса ;
- розрахунок та проектування робочого колеса;
- розрахунок напрямного апарату;
- розрахунок вибору привода насоса;
- виконано розрахунки на міцність;
- розділ з охорони праці;
- технологія виготовлення РК;
- конструкторські заходи.

Під час виконання даної роботи закріпив навички розрахунку та проектування колеса робочого. Набув навички розрахунку та проектування направляючого апарата з преривчастою перевідною зоною.

Використання направляючого апарата цього типу призводить до зменшення масогабаритних характеристик насосного обладнання, собівартості, підвищенню технічного рівня і конкурентоспроміжності.

Також набув навичок розрахунку та проектування торцевого ущільнення вала та підшипників ковзання.

ЛИТЕРАТУРА

1. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи магістра / укладачі: В. Ф. Герман, О. Г. Гусак, Е. В. Колісніченко. – Суми : Сумський державний університет, 2018. – 48 с.
2. Ржебаева Н. К. Расчет и конструирование центробежных насосов: учеб. пособие / Н. К. Ржебаева, Э. Е. Ржебаев. – Сумы : СумГУ, 2009. – 220 с.
3. Ольштынський, П. Л. Учет особенностей рабочего процесса направляющего аппарата для повышения технического уровня центробежного насоса [Текст] : диссертация на соискание научной степени канд. техн. наук / Ольштынський П. Л. ; науч. рук. И.Б. Твердохлеб. – Сумы : СумГУ, 2016. – 166 с.
4. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы/ А.А.Ломакин.– Ленинград: Машиностроение, 1966. – 364 с.
5. Михайлов А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – Москва : Машиностроение, 1977. – 288 с. 8.
6. Марцинковский В.А., Ворона П.Н. Насосы атомных электростанций. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 256с.
7. Биргер И.А., Шор Б.Ф. Расчет на прочность деталей машин. 3 издание. – М.:Машиностроение, 1979.
8. <https://vp-alliance.ru/magazin/product/elektrovdigatel-asinkhronnyy-4azm-800/6000-ukhl4>
9. <https://leg.co.ua/knigi/pravila/pravila-budovi-ta-bezpechnoyi-ekspluataciyi-posudin-scho-pracyuyut-pid-tiskom-2.html>
10. Вимоги пожежної безпеки до утримання евакуаційних шляхів і виходів [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://oppb.com.ua/docs/vimogipozhezhoiyibezpeki-do-utrimannya-evakuaciynih-shlyahiv-i-vihodiv>.

11. Живильний насос із паротурбінним приводом для АЕС $Q=3420$ м³/год, $H=640$ м; $n=3120$ об/хв [Електронний ресурс], – 2018. – Режим доступу: <https://essuir.sumdu.edu.ua/handle/>
12. Обработка материалов резанием: Справочник технолога / А. А. Панов, В. В. Аникин, Н. Г. Бойм и др.; Под общ. Ред. А. А. Панова. – М.: Машиностроение 1988. - 736 с.: ил
13. Боженко Л.І. Технологія машинобудування. Проектування та виробництво заготовок. – Львів: вид. «Світ», 1996. - 367 с.
14. Справочник технолога - машиностроителя. В 2-х т. Т. 1 / Под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. - 496 с., ил
15. Справочник технолога - машиностроителя. В 2-х т. Т. 2 / Под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. - 496 с., ил.