

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

“ Хімічний насос типу ХБ для виробництва карбаміду на параметри:

$Q = 600 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 620 \text{ м}$ ”

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»

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

Виконавець роботи _____ Калачніков Павло Віталійович
(підпис)

Керівник _____ Ковальов Ігор Олександрович
(підпис)

Суми 2020

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 82 сторінок, 17 рисунків, 8 таблиць, 16 літературних джерел.

Тема магістерської роботи: «Хімічний насос типу ХБ для виробництва карбаміду на параметри: $Q = 600 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 620 \text{ м}$ ».

Графічні матеріали: складальне креслення насосу (A2x4), креслення робочого колеса (A3x3), теоретичне креслення робочого колеса (A4x4), складальне креслення ротора (A3x5), монтажне креслення агрегату (A1), креслення валу (A3x6).

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 випускну роботу

Реферат

Вступ.....	7
1 Опис конструктивної схеми насоса.....	8
1.1 Призначення й область застосування.....	8
1.2 Опис конструкції насоса.....	8
2 Розрахунок та проектування робочого колеса	10
2.1 Визначення основних геометричних параметрів	11
2.2 Визначення діаметра вхідної кромки	16
2.3 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса.....	18
2.4 Проектування меридіанного перерізу робочого колеса	22
2.5 Підготовка меридіанного перетину робочого колеса для профілювання лопаті	24
2.6 Профілювання лопаті	27
2.7 Вибір положення вхідної кромки і визначення кутів входу	29
3 Розрахунок напрямного апарату.....	31
3.1 Визначення діаметра початкової окружності D3.....	32
3.2 Вибір числа лопаток H.A.....	32
3.3 Визначення кута установки лопатки H.A.....	33
3.4 Вибір й уточнення розміру спіральної ділянки каналу в плані.....	34
3.5 Проектування дифузорних каналів.....	35

4	Розрахунок вибору привода насоса.....	37
4.1	Вибір електродвигуна.....	37
4.2	Розрахунок пускової моментної характеристики.....	39
5	Розрахунок гідродинамічних сил	42
5.1	Визначення осьової сили що діє на ротор насоса	42
5.2	Визначення радіальної сили	45
6	Розрахунок підшипників.....	46
6.1	Розрахунок реакцій в підшипниках.....	46
6.2	Розрахунок на довговічність.....	47
7	Вибір кінцевого ущільнення	49
7.1	Вибір типу ущільнення	49
7.2	Визначення коефіцієнту розвантаження торцевого ущільнення	49
7.3	Розрахунок втрат потужності в торцевому ущільненні	50
7.4	Розрахунок нагріву охолоджувальної середовища	50
8	Механічні розрахунки.....	52
8.1	Розрахунок вала на статичну міцність.....	52
8.2	Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з колесом	55
8.3	Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою ...	56
9	Дослідницька частина.....	57
10	Розділ с охорони праці.....	64
10.1	Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, що виникають на хімічному виробництві, а саме карбаміду.....	64

10.2	Правила виконання ремонтних робіт на хімічному підприємстві...	66
10.3	Порядок дій працівників підприємства при розливі аміаку.....	68
11	Розділ з технології виробництва	70
11.1	Розробка технологічного процесу виготовлення деталі “ Робоче колесо ”	70
11.2	Якісна оцінка технологічності деталі	71
11.3	Вибір способу отримання заготівки, проектування прогресивної заготівки.....	74
11.4	Розробка технологічного процесу обробки деталі	75
	Висновок	78
	Список використаної літератури	79
	Додаток А	81

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 600-620 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 пружних муфт [16]

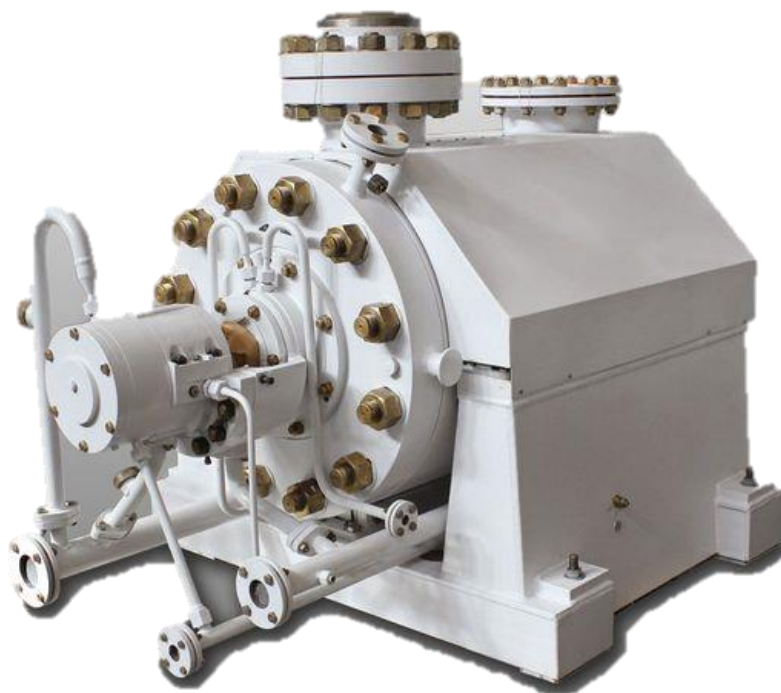


Рисунок 1.1 – Насос ХБ

2. 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.

2.1 Визначення основних геометричних параметрів

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

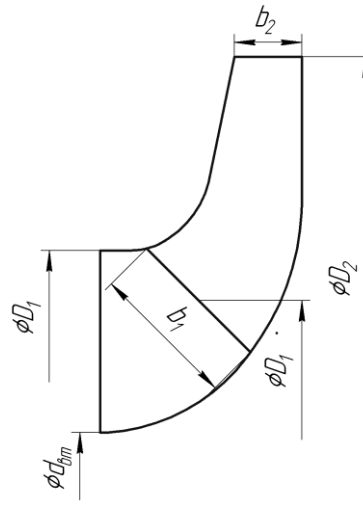


Рисунок 2.1 – Меридіанний переріз

Вихідні данні:

Подача: $Q_p = 600$ [м³/год].

Напір: $H = 620$ [м].

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

Число ступеней $-i = 5$.

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

Коефіцієнт швидкохідності:

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

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{600 / 3600}}{\left(\frac{620}{5}\right)^{3/4}} = 120,3$$

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

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

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot 3000 \cdot \sqrt{600/3600}}{\left(\frac{3}{1,2} \right)^{3/4}} = 3462$$

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

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

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 $k_{вх} = 4,1$.

$$D_{1np} = 4,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{600}{3600 \cdot 3000}} = 0,155 \text{ м}$$

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.

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

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 120,3^{-2/3}} = 0,97$$

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

$$\eta_\Gamma = 1 - \frac{0,42}{[\lg(0,155 \cdot 10^3) - 0,172]^2} = 0,9$$

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

$$\eta'_m = \frac{1}{1 + 820 \cdot 120,3^{-2}} = 0,95$$

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

$$\text{Тоді } \eta = 0,97 \cdot 0,9 \cdot 0,95 \cdot 0,96 = 0,8$$

Потужність, яка споживається насосом:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{3600 \cdot \eta}, \quad (2.8)$$

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

$$N = \frac{681,4 \cdot 9,81 \cdot 600 \cdot 620}{3600 \cdot 0,8} = 863419 \text{ Вт} = 863,4 \text{ кВт}$$

Теоретичний напір робочого колеса:

$$H_m = \frac{H}{\eta_{\Gamma}}; \quad (2.9)$$

$$H_m = \frac{124}{0,9} = 137,7 \text{ м}$$

Максимальна потужність на валу насоса:

$$N_{\max} = 1,1 \cdot N; \quad (2.10)$$

$$N_{\max} = 1,1 \cdot 863,4 = 950 \text{ кВт}$$

В першому наближенні діаметр вала визначаємо з розрахунку на кручення:

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (2.11)$$

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.

$$M = \frac{30 \cdot N_{\max}}{\pi \cdot n}; \quad (2.12)$$

$$M = \frac{30 \cdot 950000}{3.14 \cdot 3000} = 3026 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Тоді:

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3026}{3.14 \cdot 150 \cdot 10^5}} = 0,100 \text{ м}$$

Згідно ГОСТ 6636-69 приймаємо розмір вала $d_e = 100 \text{ мм}$

Діаметр втулки приймаємо $d_{em} = 115 \text{ мм}$

Діаметр вхідної воронки робочого колеса визначають з виразу:

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

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

$$D_0 = \sqrt{0.155^2 + 0.115^2} = 0.190 \text{ м}$$

Швидкість на вході у робоче колесо знаходять з рівняння нерозривності:

$$V_0 = \frac{4 \cdot Q_{p.k.}}{\pi \cdot D_{1np}^2} \quad (2.15)$$

де $Q_{p.k.}$ – витрата, що проходить через робоче колесо, м³/с.

$$Q_{p.k.} = \frac{Q}{\eta_o}; \quad (2.16)$$

$$Q_{p.k.} = \frac{600}{3600 \cdot 0,97} = 0,172 \text{ м}^3/\text{с}$$

Тоді:

$$V_0 = \frac{4 \cdot 0,172}{3,14 \cdot 0,155^2} = 9,12 \text{ м/с}$$

2.2 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:

$$D_1 = 0,8 \cdot D_0; \quad (2.17)$$

$$D_1 = 0,8 \cdot 0,190 = 0,150 \text{ м}$$

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

$$V_{1m} = \psi_1 \cdot V'_{1m}, \quad (2.18)$$

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 $\psi_1 = 1,17$.

$$V'_{1m} = V_0 = 9,12 \text{ м/с}$$

$$V_{1m} = 1,17 \cdot 9,12 = 10,7 \text{ м/с}$$

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

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}}, \quad (2.19)$$

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

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}; \quad (2.20)$$

$$U_1 = \frac{3.14 \cdot 0.150 \cdot 3000}{60} = 25,9 \text{ м/с}$$

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

$$\beta_{1n} = \left(\arctg \frac{10,7}{25,9-0} \right) = 22,2^\circ$$

Кут нахилу лопаті на вході в робоче колесо

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta \quad (2.21)$$

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 $\Delta\beta = 3,5^\circ$.

Тоді

$$\beta_1 = 22,2^\circ + 3,5^\circ = 25,7^\circ$$

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:

$$\psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_1}{2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot \sin \beta_1}} \quad (2.22)$$

Тоді:

$$\psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{8 \cdot 0.004}{2 \cdot 3.14 \cdot 0.075 \cdot \sin 25.7^\circ}} = 1.17$$

Повинна бути забезпечена умова:

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

$|1.17 - 1.17| = 0 < 0.01$ - умова виконується.

Ширину робочого колеса на вході знаходимо з рівняння нерозривності:

$$b_1 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi \cdot D_1 \cdot V'_{1m}}; \quad (2.23)$$

$$b_1 = \frac{0.172}{3.14 \cdot 0.150 \cdot 9.12} = 0.04 \text{ м}$$

2.3 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 $V_{2n} = 0,5U_2$.

$$D'_2 = m_2 \cdot \frac{\sqrt{2g \cdot H}}{n}, \quad (2.24)$$

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 $n_s = 120,3$ то

$$m_2 = 19,2 \cdot \left(\frac{120,3}{100} \right)^{1/6} = 19,8$$

$$D'_2 = 19,8 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot \frac{620}{5}}}{3000} = 0,325 \text{ м}$$

Кінцево D_2 визначаємо з урахуванням поправки на кінцеве число лопатей.

Меридіанна складова швидкості без урахування стиснення на виході з РК:

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

$$V_{2m}' = 0,58 \cdot 9,12 = 5,37 \text{ м/с}$$

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

Приймаємо $\beta_2 = 23,2^\circ$

Коефіцієнт стиснення перерізу потоку лопатями на виході з РК приймаємо $\psi_2 = 1,08$ ($\psi_2 = 1,05 \div 1,1$).

Меридіанна швидкість на виході з РК:

$$V_{2m} = V_{2m}' \cdot \psi_2 = 1,08 \cdot 5,37 = 5,8 \text{ м/с}$$

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:

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + g \cdot H_{T\infty}}, \quad (2.25)$$

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

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_{\Gamma} \cdot k_z}, \quad (2.26)$$

де k_z – поправка на кінцеве число лопатей.

За формулою Пфлейдерера:

$$k_z = \frac{1}{1+p}, \quad (2.27)$$

де

$$p = 2 \cdot \frac{\psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2} \quad (2.28)$$

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

$$\psi = (0,55 \dots 0,65) + 0,6 \sin \beta_2 \quad (2.29)$$

$$\psi = 0,55 + 0,6 \sin 23,2 = 0,886.$$

$$p = 2 \cdot \frac{0,886}{8} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,160}{0,325}\right)^2} = 0,478;$$

$$k_z = \frac{1}{1+0,478} = 0,677;$$

$$H_{T\infty} = \frac{124}{0,9 \cdot 0,677} = 179 \text{ м};$$

$$U_2 = \frac{5,8}{2 \operatorname{tg} 23,2^\circ} + \sqrt{\left(\frac{5,8}{2 \operatorname{tg} 23,2^\circ}\right)^2 + 9,81 \cdot 179 + 0 \cdot 25,9} = 49,9$$

Діаметр робочого колеса:

$$D_2 = \frac{60 \cdot 49,9}{3,14 \cdot 3000} = 0,320 \text{ м}$$

Уточнений коефіцієнт стиснення:

$$\psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S}{2\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_2}}; \quad (2.30)$$

$$\psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{8 \cdot 0,004}{3,14 \cdot 0,320 \cdot \sin 23,2}} = 1,08$$

Повинна бути забезпечена умова:

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

$1,08 - 1,08 = 0 \leq 0,01$ - умова виконується.

Ширину робочого колеса на виході знаходимо з рівняння нерозривності:

$$b_2 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{2m}}; \quad (2.31)$$

$$b_2 = \frac{0,172}{3,14 \cdot 0,320 \cdot 5,8} = 0,0295 \text{ м}$$

2.4 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 n_s .

б) Наносять середню лінію каналу, яка представляє собою геометричне місце центрів вписаних кіл, зазвичай від входу до виходу РК тонкими лініями вписується 8-10 кіл. У зоні повороту потоку кіл зазвичай розміщують густіше. Центри вписаних кіл нумерують цифрами 1, 2, 3, ...

в) Вираховуємо площі нормальних перерізів за формулами:

на вході:

$$F_{\text{вх}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_0^2 - d_{\text{вн}}^2) \quad (2.32)$$

$$F_{\text{вх}} = \frac{3,14}{4} \cdot (190^2 - 115^2) = 17957 \text{ мм}^2$$

на виході:

$$F_{\text{вих}} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2; \quad (2.33)$$

$$F_{\text{вих}} = 3,14 \cdot 320 \cdot 29,5 = 29642 \text{ мм}^2$$

проміжна:

$$F_i = 2\pi \cdot r_i \cdot b_i, \quad (2.34)$$

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

b_i - діаметр вписаного кола.

Розрахунок наведемо в табличній формі

Таблиця 2.1 – 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	17035	35	77,5	0
2	17035	35	77,5	20
3	17985	36,22	79,07	39
4	19464	36,58	84,73	53
5	20670	36,03	91,35	64
6	22174	34,23	103,15	78
7	23252	31,88	116,14	92
8	24628	30,96	126,67	102
9	26726	29,63	143,63	119
10	29642	29,5	160	136

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

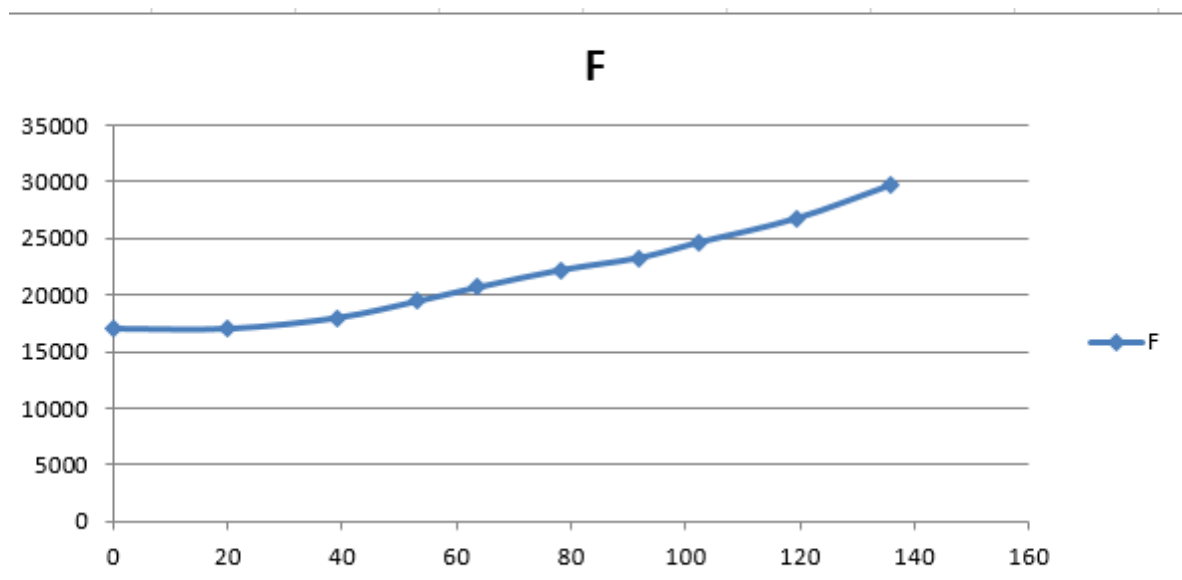


Рисунок 2.2 – Графік зміни площі меридіанного перерізу робочого колеса

2.5 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, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$q = \frac{Q_{p.k.}}{3600K} = 2\pi \cdot V_m \cdot (r_{ц.т.} \cdot l)_k \quad (2.35)$$

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. Кореговку закінчуємо, якщо відхилення $\delta l/l \leq 0,05$.

Таблиця 2.2 – 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	87,25	15,5	1352,375	-3,875	-0,003	9,81
b	69,75	19,5	1360,125	3,875	0,003	9,75
c						
Нормаль №2						
a	87,25	15,5	1352,375	-3,875	-0,003	9,81
b	69,75	19,5	1360,125	3,875	0,003	9,75
c						
Нормаль №3						
a	90	16,5	1485	22,5	0,02	8,93
b	72	20	1440	-22,5	-0,02	9,21
c						
Нормаль №4						
a	93,46	16,1	1504,706	-57,397	-0,04	8,82
b	79	20,5	1619,5	57,397	0,04	8,19
c						
Нормаль №5						
a	97,91	16	1566,56	-78,9095	-0,05	8,47
b	85,79	20,1	1724,379	78,9095	0,05	7,69
c						
Нормаль №6						
a	107,05	15,76	1687,108	-72,2493	-0,04	7,86
b	97,79	18,73	1831,6067	72,2493	0,04	7,24
c						
Нормаль №7						
a	120,22	15,07	1811,7154	-61,169	-0,03	7,32
b	116,02	16,67	1934,0534	61,169	0,03	6,86
c						

Продовження таблиці 2.2

Нормаль №8						
a	133,42	14,79	1973,2818	-45,9273	-0,02	6,72
b	131,37	15,72	2065,1364	45,9273	0,02	6,42
c						
Нормаль №9						
a	147,38	14,77	2176,8026	1,4738	0,000677048	6,09
b	147,38	14,75	2173,855	-1,4738	-0,00067796	6,10
c						
Нормаль №10						
a	160	14,75	2360	0	0	5,62
b	160	14,75	2360	0	0	5,62
c						

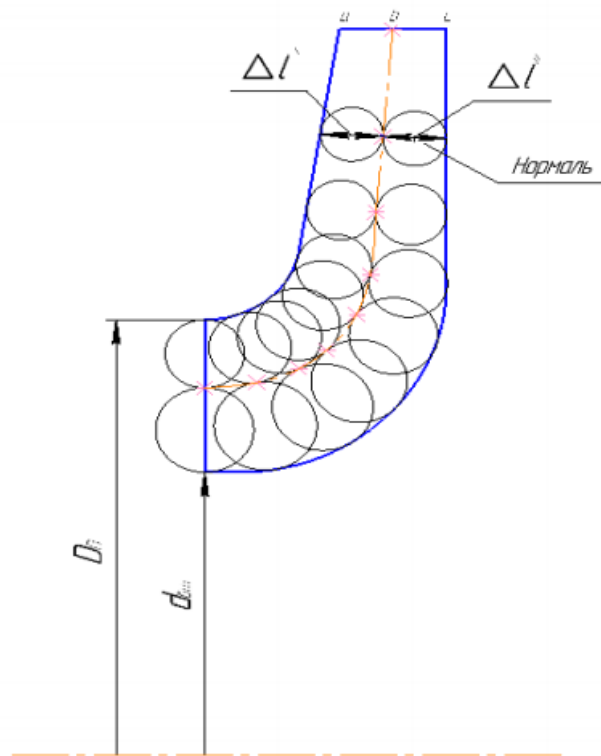


Рисунок 2.3 – Ескіз до розрахунку рівношвидкісного потоку

2.6 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 зображеного циліндра, радіус якого приймаємо рівним:

$$R_{к.ц.}=R_2= 160 \text{ мм.}$$

Геометричні розміри ячійки розгортки:

$$\Delta L = \frac{R_{к.ц.}}{c}, \quad (2.37)$$

де $c=10$ – стала.

$$\Delta S = \frac{\pi \cdot R_{к.ц.} \cdot \Delta\varphi}{180^\circ} \quad (2.38)$$

Тоді:

$$\Delta L = \frac{160}{10} = 16 \text{ мм;}$$

$$\Delta S = \frac{3,14 \cdot 160 \cdot 10}{180^\circ} = 27,9 \text{ мм}$$

Лінійний крок лопаті на розгортці цилиндра:

$$t = \frac{2\pi \cdot R_{к.ц.}}{z}; \quad (2.39)$$

$$t = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 160}{8} = 125,6\text{мм}$$

.Орієнтовно на $n_s=198.8$, приймаємо кут охоплення лопаті $\theta=120^\circ$.

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

$$\frac{r_{cpi}}{\Delta l_i} = \frac{R_{к.ц.}}{C} = 0,1r_{cp}, \quad (2.40)$$

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

$$\Delta l_i = \frac{r_{cpi}}{c} = 0,1r_{cpi} \quad (2.41)$$

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

Таблиця 2.3 – Розрахунки по розбивці ліній струму на відрізки

№, Δl	a		b		c	
	Δl _i , мм	r _{срі} , мм	Δl _i , мм	r _{срі} , мм	Δl _i , мм	r _{срі} , мм
1	15,23	152,39	15,24	152,38	15,24	152,38
2	13,78	137,9	13,79	137,88	13,79	137,87
3	12,48	124,92	12,48	124,82	12,47	124,75
4	11,37	113,76	11,32	113,23	11,3	112,95
5	10,5	105,06	10,33	103,32	10,24	102,44
6	9,91	99,13	9,53	95,31	9,33	93,29
7	9,59	95,96	8,91	89,08	8,55	85,54
8	9,5	95,02	8,43	84,32	7,91	79,07
9			8,11	81,12	7,38	73,77
10			7,98	79,79	6,95	69,49
11					6,61	66,12

2.7 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:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_{\text{вх}} \cdot n}{60} \quad (2.42)$$

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

Струйка a:

$$U_{1a} = \frac{3.14 \cdot 0.190 \cdot 3000}{60} = 29.83 \text{ м/с}$$

Струйка b:

$$U_{1b} = \frac{3.14 \cdot 0.160 \cdot 3000}{60} = 25.12 \text{ м/с}$$

Струйка c:

$$U_{1c} = \frac{3.14 \cdot 0.129 \cdot 3000}{60} = 20.25 \text{ м/с}$$

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

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}} \quad (2.43)$$

Струйка а:

$$\beta_{1na} = \arctg \frac{10.7}{29.83 - 0} = 21.8^\circ$$

Струйка b:

$$\beta_{1nb} = \arctg \frac{10.7}{25.12 - 0} = 25.3^\circ$$

Струйка с:

$$\beta_{1nc} = \arctg \frac{10.7}{20.25 - 0} = 28.9^\circ$$

Знаходимо кут потоку на вході з урахуванням кута атаки:

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta, \quad (2.44)$$

$$\beta_{1a} = 21.8 + 5.2 = 27^\circ$$

$$\beta_{1b} = 25.3 + 14.7 = 40^\circ$$

$$\beta_{1c} = 28.9 + 14.1 = 43^\circ$$

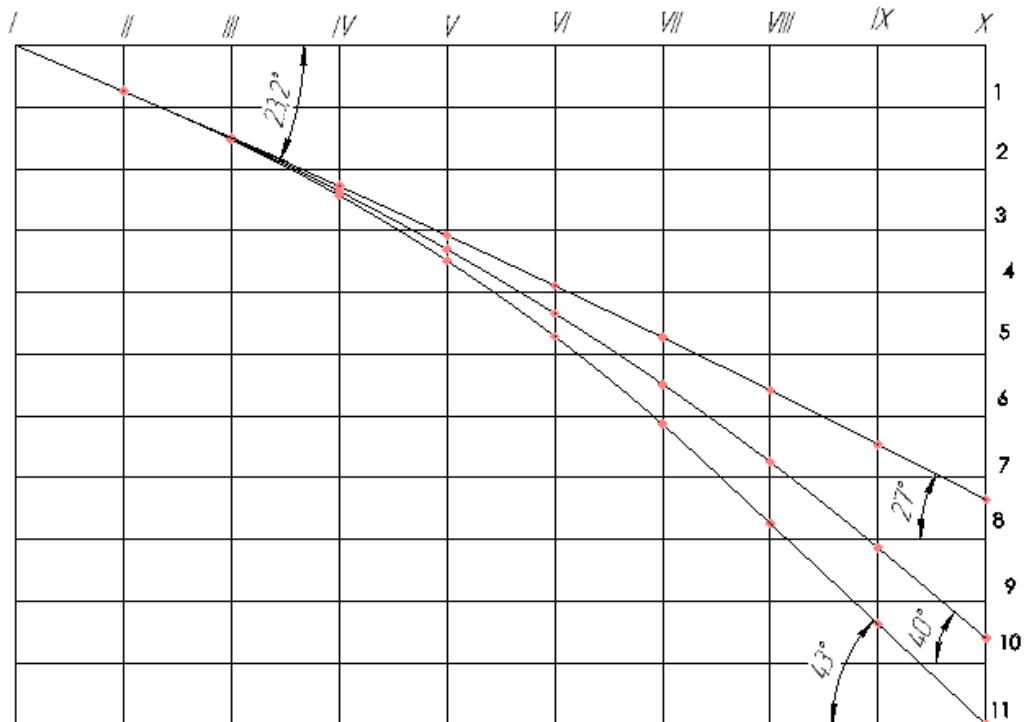


Рисунок 2.4 – Конформна діаграма

3. РОЗРАХУНОК НАПРЯМНОГО АПАРАТУ

Вихідні данні для розрахунку:

Подача, $Q = 600 \text{ м}^3/\text{год}$

Напор, $H = 620 \text{ м}$

Зовнішній діаметр робочого колеса $D_2 = 0,320 \text{ м}$

Ширина робочого колеса на виході, $b_2 = 0.0295 \text{ м}$

Частота обертання робочого колеса, $n = 3000 \text{ об/мин}$

Н.А. застосовується в багатоступінчастих насосах і використовується для відводу рідини від РК попередньої ступені й підведення її до РК наступної ступені, тобто виконує функції підведення й відводу.

У кожному каналі типового Н.А. можна виділити наступні 4 елементи:

- спіральна ділянка, що грає ту ж роль, що й спіраль у спіральному відводі;
- дифузорний канал, у якому відбувається основне перетворення кінетичної енергії потоку в потенційну;
- перевідний канал, що забезпечує поворот потоку;
- зворотний канал, що забезпечує рівномірне підведення рідини з мінімальними втратами із заданою циркуляцією до наступної ступні насоса.

Розрахунок і проектування напрямного апарату насоса робимо за методикою, наведеної у [2].

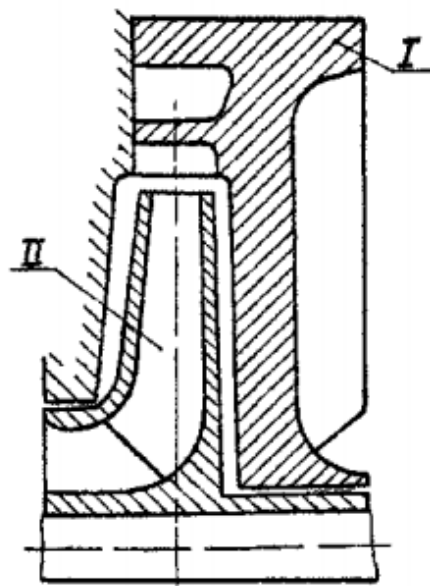


Рисунок 3.1 – Схема ступені з Н.А.

3.1 Визначення діаметра початкової окружності D_3

Діаметр початкової окружності обираємо з умови забезпечення оптимального зазору між робочим колесом та напрямним апаратом з метою вирівнювання поля швидкостей після робочого колеса за формулою[3]:

$$D_3 = (1,02 \div 1,05)D_2 \quad (3.1)$$

$$D_3 = 1,05 \cdot 0,320 = 0,330 \text{ (м)}$$

Визначається ширина направляючого апарату в меридіональному перерізі b_3 за формулою:

$$b_3 = b_2 + (2 - 4) \quad (3.2)$$

$$b_3 = 29,5 + 4 = 33,5 \text{ мм}$$

Приймаємо $b_3 = 34 \text{ мм}$

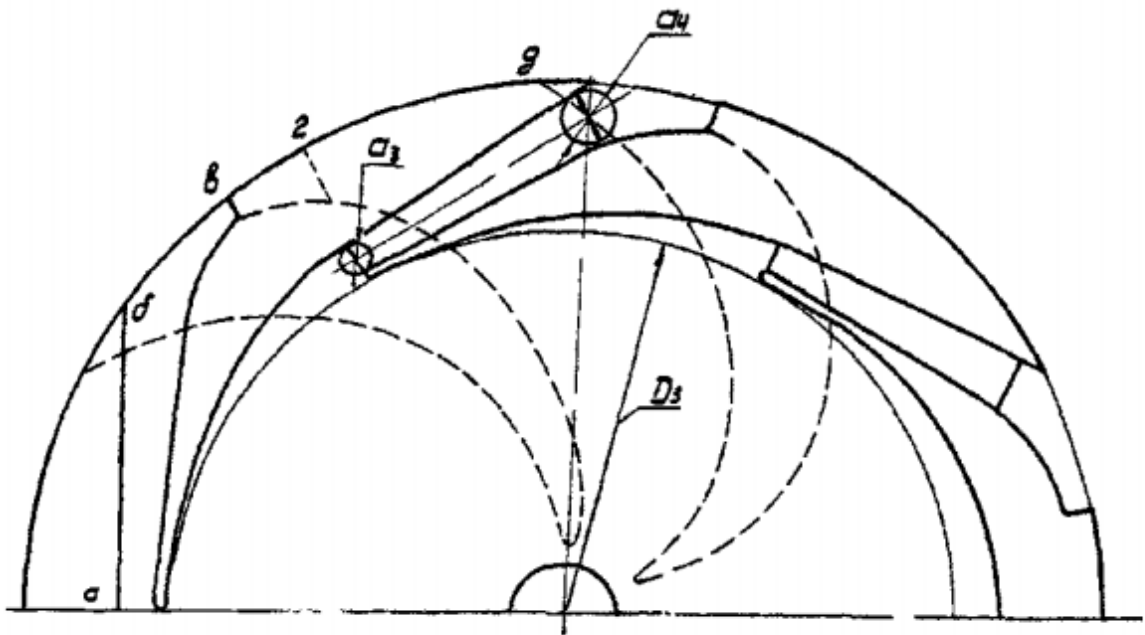


Рисунок 3.2 – План Н.А

3.2 Вибір числа лопаток Н.А.

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

Приймаємо $z = 9$

3.3 Визначення кута установки лопатки Н.А.

Визначаємо кут установки лопатки напрямного апарату $\alpha_{3л}$.

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

$$V_{m3} = \frac{Q}{\pi D_3 b_3} \quad (3.3)$$

$$V_{m3} = \frac{600}{3,14 \cdot 0,330 \cdot 0,034 \cdot 3600} = 4,73 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

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

$$V_{u3} = V_{u2} \frac{D_2}{D_3} \quad (3.4)$$

$$V_{u2} = \frac{2 \left(\frac{30g \cdot H_T}{\pi \cdot n} \right)}{D_2} \quad (3.5)$$

$$V_{u2} = \frac{2 \left(\frac{30 \cdot 9,81 \cdot 137,7/5}{3,14 \cdot 300} \right)}{0,320} = 8,3 \text{ (м/с)}$$

$$V_{u3} = 8,3 \cdot \frac{0,320}{0,330} = 8 \text{ (м/с)}$$

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

$$\alpha_{3п} = \arctg \frac{V_{m3}}{V_{u3}} \quad (3.6)$$

$$\alpha_{3п} = \arctg \frac{4,73}{8} = 30,5^\circ$$

З врахуванням стиснення:

$$\alpha'_{3п} = \arctg \frac{V_{m3}}{\psi_3 V_{u3}} \quad (3.7)$$

$$\alpha'_{3п} = \arctg \frac{4,01}{0,68 \cdot 8} = 5,77^\circ$$

де ψ_3 – коефіцієнт стиснення потоку

$$\psi_3 = 1 - \frac{\delta}{t_3 \sin \alpha_{3\pi}} \quad (3.8)$$

$$\psi_3 = 1 - \frac{0,003}{0,110 \cdot \sin 30,5^\circ} = 0,68$$

де t_3 – крок лопаток напрямного апарату;

δ – нормальна товщина лопатки напрямного апарату на вході.

$$t_3 = \frac{\pi D_3}{Z_{\text{на}}} \quad (3.9)$$

$$t_3 = \frac{3,14 \cdot 0,330}{9} = 0,110$$

Кут встановлення лопатки напрямного апарату на вході:

$$\operatorname{tg} \alpha_{3\text{л}} = \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha'_{3\pi} \quad (3.10)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{3\text{л}} = 1,2 \cdot \tan 5,77^\circ = 0,149$$

$$\alpha_{3\text{л}} = 10^\circ$$

3.4 Вибір й уточнення розміру спіральної ділянки каналу в плані

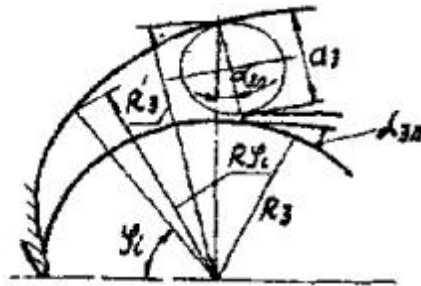


Рисунок 3.4 – Розрахункова схема спіральної частини Н.А

Спіральну ділянку лопатки виконують по логарифмічній спіралі.

$$\frac{R'_3}{R_3} = e^{\frac{2\pi}{Z_{\text{на}}} \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha_{3\pi}} \quad (3.11)$$

$$\frac{R'_3}{R_3} = e^{\frac{2 \cdot 3,14}{9} \cdot 1,04 \cdot 0,05} = 0,180$$

Висота вхідного перерізу

$$a_3 = (R'_3 - R_3) \cos \alpha_{3л} - \delta \quad (3.12)$$

$$a_3 = (0.180 - 0.160) \cdot \cos 8.45^\circ - 0.003 = 0.0121[\text{м}]$$

Для спрощення виготовлення накреслена ділянка спіралі заміняють близькою дугою окружності постійного радіуса

3.5 Проектування дифузорних каналів

Правильний вибір параметрів дифузорного каналу в значній мірі визначає якість Н.А. в цілому (рис. 3.5). Початковим перетином дифузора є розрахунковий перетин спіральної ділянки (азхБз), що визначає оптимальний режим роботи ступені й насоса в цілому. З погляду гідродинаміки й технології перевага віддається прямоосним дифузорам з розширенням у двох напрямках: осьовому й радіальному. Досконалість дифузорних каналів визначається коефіцієнтом використань кінетичної енергії потоку. Дифузорна частина визначає гідродинамічну досконалість Н.А., як перетворювача кінетичної енергії потоку в потенційну. Найкращі умови перетворення енергії забезпечують прямоосні дифузори.

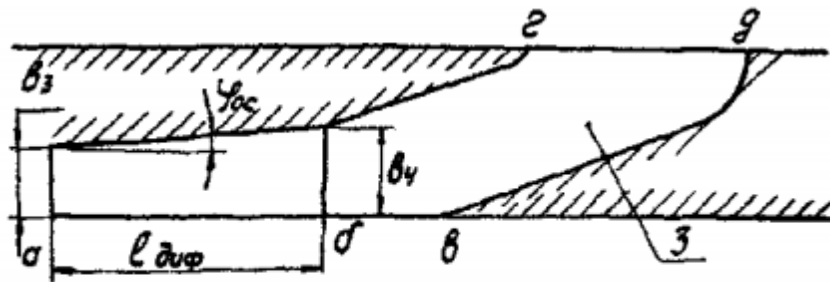


Рисунок 3.5 – Розгорнення дифузорного й перевідного каналу по середній лінії

Визначаються розміри дифузорного каналу.

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

Довжина дифузорного каналу визначається за відношенням:

$$l_{\text{диф}} = a_3(3 \div 5) \quad (3.13)$$

$$l_{\text{диф}} = 0,0121 \cdot 4,05 = 0,057$$

Площа входу в дифузорний канал

$$F_3 = a_3 \cdot b_3 \quad (3.14)$$

$$F_3 = 0,0121 \cdot 0,034 = 0,0004 \text{ (м}^2\text{)}$$

Площа входу з дифузорного каналу

$$F_4 = a_4 \cdot b_4 \quad (3.15)$$

$$F_4 = 0,019 \cdot 0,042 = 0,0008 \text{ (м}^2\text{)}$$

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

$$\phi_{\text{ЭКВ}} = 2 \arctg \frac{\sqrt{\frac{F_4}{4}} - \sqrt{\frac{F_3}{4}}}{l_{\text{диф}}} \quad (3.16)$$

$$\phi_{\text{ЭКВ}} = 2 \arctg \frac{\sqrt{\frac{0,0004}{4}} - \sqrt{\frac{0,0008}{4}}}{0,057} = 7,1^\circ$$

$$\frac{F_4}{F_3} = 1,2 \dots 2,0 \quad (3.17)$$

$$\frac{0,008}{0,004} = 2$$

4. РОЗРАХУНОК ВИБОРУ ПРИВОДА НАСОСА

4.1 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

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot \eta} \quad (4.1)$$

$$N = \frac{681.4 \cdot 9.81 \cdot 600 \cdot 620}{1000 \cdot 3600 \cdot 0.8} = 863 \text{ кВт}$$

Потужність електродвигуна:

$$N_{\text{эд}} = k \cdot N, \quad (4.2)$$

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

$$N = 1,1 \cdot 863 = 949 \text{ кВт.}$$

За проведеними розрахунками обираю електродвигун

4А3М-1000/6000 УХЛ4

(рис. 4.1, 4.2) з параметрами [3]:

Номінальна потужність $N_{\text{ел}} = 1000$ [кВт];

Напруга $U = 6000$ [В];

Частота обертання $n = 3000$ [об/хв].



Рисунок 4.1 – Зовнішній вигляд асинхронного електродвигуна

4А3М-1000/6000 УХЛ4

Таблиця 4.1 – Габаритні та встановлювальні розміри електродвигуна

4А3М-1000/6000 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

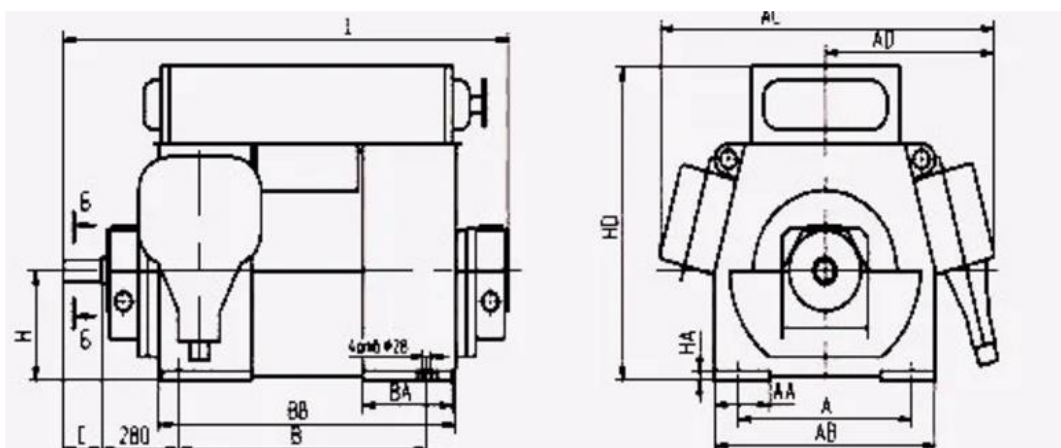


Рисунок 4.2 – Габаритне креслення електродвигуна серії 4А3М

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 ($n_A=0$):

$$M_A = 0,21M_{\text{ном}}, \quad (4.3)$$

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

$$M = \frac{N}{\omega} \quad (4.4)$$

Тому:

$$M = \frac{863000}{314} = 2748,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Звідси:

$$M_A = 0,21 \cdot 2748,4 = 577,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна:

$$M_{max} = 2748.4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0,3n_{ном}, \quad (4.6)$$

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

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

$$M_B = 0,03M_{max}, \quad (4.7)$$

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:

$$k = \frac{M_{max}}{n^2} \quad (4.8)$$

$$k = \frac{2748.4}{3000^2} = 3.1 \cdot 10^{-4}$$

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

$$M = kn^2 . \quad (4.9)$$

Результати розрахунку заносяться до табл. 4.2.

Таблиця 4.2 – 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

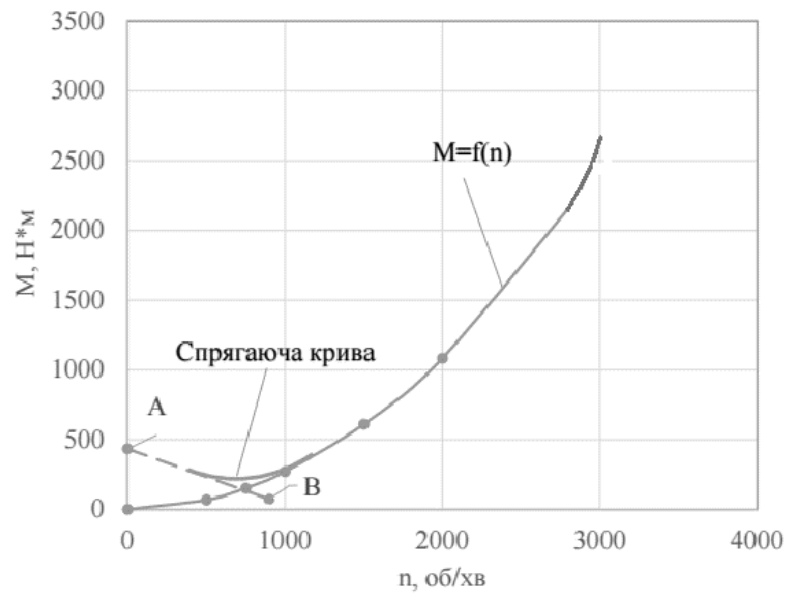


Рисунок 4.3 – Пускова моментна характеристика

5. РОЗРАХУНОК ГІДРОДИНАМІЧНИХ СИЛ

5.1 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.

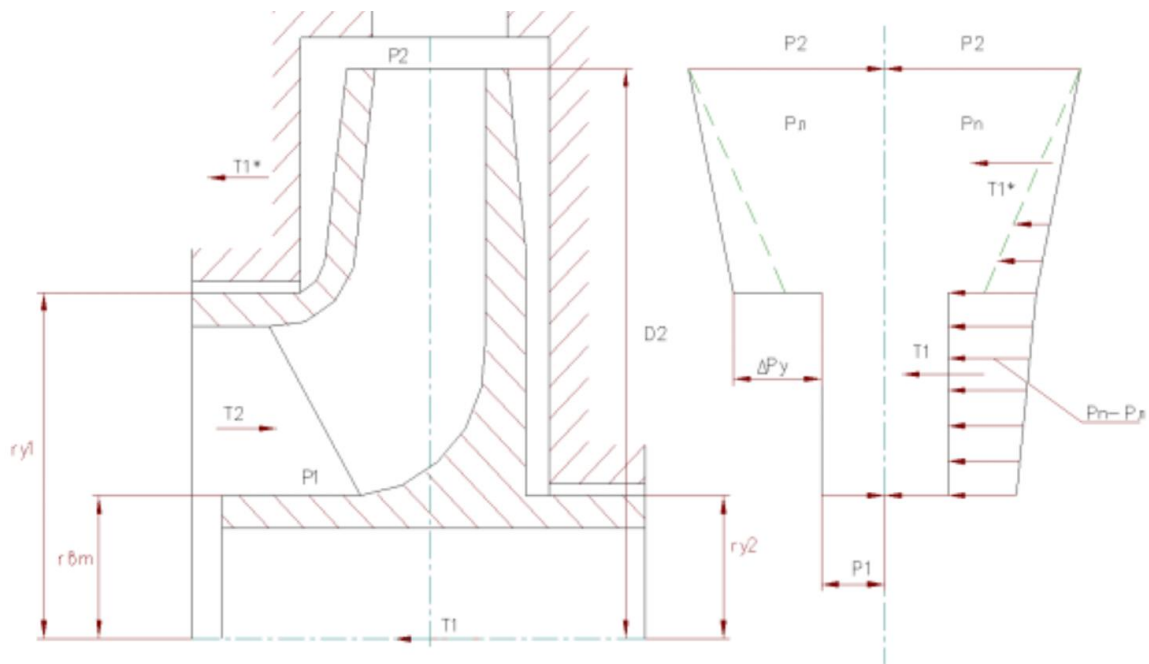


Рисунок 5.1 – Схема дії осьових сил в насосі.

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 кутовою 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

$$T_1 = \pi \rho g \cdot (r_{y1}^2 - r_{y2}^2) \cdot \left[H_p - \frac{U_2^2}{8 \cdot g} \cdot \left(1 - \frac{r_{y1}^2 + r_{y2}^2}{2 \cdot r_2^2} \right) \right] \quad (5.1)$$

де H_p - потенційний напір робочого колеса

$$H_p = H_m \cdot \eta_{\text{г.к.}} \cdot \left(1 - \frac{g \cdot H_m}{2 \cdot u_2^2}\right) \quad (5.2)$$

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

$$\sqrt{\eta_{\text{г.к.}}} = \sqrt{0,9} = 0,95)$$

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

Знаходимо потенційний напір робочого колеса:

$$H_p = 137,7 \cdot 0,95 \cdot \left(1 - \frac{9,81 \cdot 137,7}{2 \cdot 49,9^2}\right) = 93,6 \text{ м}$$

З креслення робочого колеса: $r_{y1}^2 = 0,105\text{м}$; $r_{y2}^2 = 0,06\text{м}$; $r_2 = 0.160\text{м}$

$$T_1 = 3,14 \cdot 681,4 \cdot 9,81 \cdot (0,105^2 - 0,06^2) \cdot \left[93,6 - \frac{49,9^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(1 - \frac{0,105^2 + 0,06^2}{2 \cdot 0,160^2}\right)\right] = 11080 \text{ Н}$$

- аварійного зносу ущільнення ($q \rightarrow \infty$), в цьому випадку рідина в передній пазусі рухається вільно по інерції по закону $V_u r = \text{const}$. 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

$$T_1^* = \pi \rho g \cdot (r_{y1}^2 - r_{y2}^2) \cdot \frac{U_2^2}{8 \cdot g} \cdot \left(\frac{r_2^2}{r_2^2 - r_{y1}^2} \cdot \ln \frac{r_2^2}{r_{y1}^2} + \frac{r_{y1}^2 + r_{y2}^2}{2 \cdot r_2^2} - 2\right) \quad (5.3)$$

$$T_1^* = 3,14 \cdot 681,4 \cdot 9,81 \cdot (0,105^2 - 0,06^2) \cdot \frac{49,9^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(\frac{0,160^2}{0,160^2 - 0,105^2} \cdot \ln \frac{0,160^2}{0,105^2} + \frac{0,105^2 + 0,06^2}{2 \cdot 0,160^2} - 2\right) = 1783 \text{ Н}$$

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 :

$$T_2 = B \cdot \frac{\rho g \cdot Q}{g} \cdot v_0 \quad (5.4)$$

Де $B = 1$ – для радіальних коліс;

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

$$T_2 = 1 \cdot \frac{681,4 \cdot 9,81 \cdot 600}{9,81} \cdot 8,15 = 925 \text{ Н}$$

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо дорівнює :

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

$$T = 11080 + 1783 - 925 = 11938 \text{ Н}$$

Тоді сумарна осьова сила в багатоступеневому насосі:

$$T_{\text{сум}} = 13 \cdot T = 13 \cdot 11938 = 155194 \text{ Н}$$

5.2 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:

$$R = k_R \left[1 - \left(\frac{Q}{Q_{\text{опт}}} \right)^2 \right] \rho g H D_2 b_{2д} \quad (5.5)$$

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

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

$Q_{\text{опт}} = Q = 600 \text{ м}^3/\text{год}$ - подача насоса в оптимальному режимі;

D_2 - зовнішній діаметр робочого колеса.

Знайдемо радіальну силу:

$$R = 0,2 \cdot 1 \cdot 681,4 \cdot 9,81 \cdot 620 \cdot 0,320 \cdot 0,0295 = 7825 \text{ Н}$$

6. РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ

6.1 Розрахунок реакцій в підшипниках

Представлені розрахунки виконані за загальноприйнятою методикою [7].

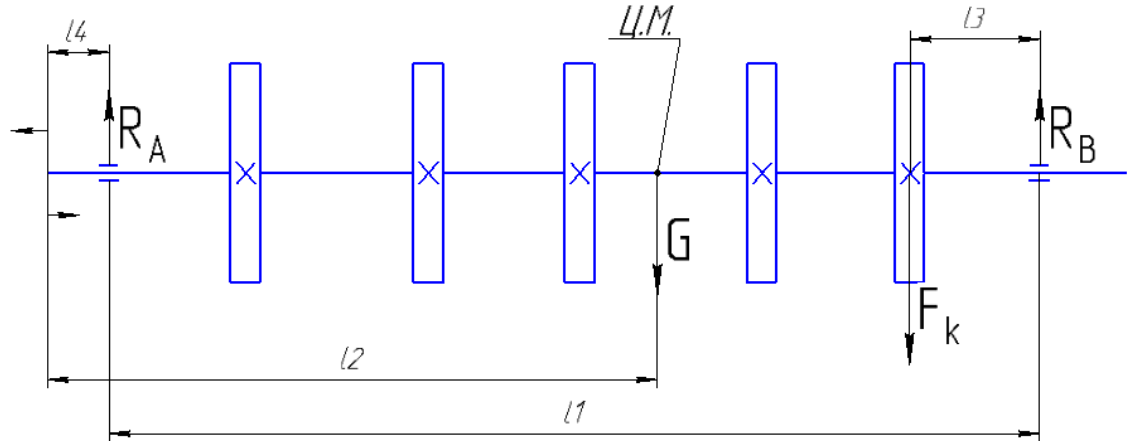


Рисунок 6.1 – Розрахункова схема ротора насоса

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 $l_1 = 2,080$;

l_2 – відстань між підшипником і центром мас ротора, м $l_2 = 1,390$;

l_3 – відстань між підшипником і точкою прикладення радіальної сили, м $l_3 = 0,840$;

l_4 – відстань від кінця вала до центра мас, м $l_4 = 0,273$;

Для підшипника A умову рівноваги

$$\Sigma M_A = R_B \cdot l_1 - M - G \cdot l_1 / 2 - F_k \cdot l_3 = 0, \quad (6.1)$$

Для підшипника B умову рівноваги

$$\Sigma M_B = R_A \cdot (l_1 + l_4) - M - G \cdot l_1 / 2 - F_k \cdot (l_1 - l_3) = 0, \quad (6.2)$$

Реакція в підшипнику A

$$R_A = \frac{F_k(l_1 - l_3) + M + G \cdot l_1 / 2}{l_1 + l_4}, \quad (6.3)$$

Реакція в підшипнику *B*

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

$$R_A = \frac{7825(2,080 - 0,840) + 3026 + 230 \cdot 2,080 / 2}{2,080 + 0,273} = 6086H$$

$$R_B = \frac{7825 \cdot 0,840 + 3026 + 230 \cdot 2,080 / 2}{2,080} = 4266H$$

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.

6.2 Розрахунок на довговічність

Вхідні данні:

Діаметр вкладиша підшипника, м $d = 0,195$ м

Довжина вкладиша підшипника, м $L = 0,075$ м

Температура мастила: $t = 40^\circ$

Реакції в опорах: $R_A = 6086$ Н; $R_B = 4266$ Н.

Допустиме навантаження, Н/м²:

$$K_{a(b)} = \frac{R_{a(b)}}{L \cdot d} \quad (6.4)$$

$$K_a = \frac{6086}{0,075 \cdot 0,195} = 416136,8 \text{ Н/м}^2$$

$$K_b = \frac{4266}{0,075 \cdot 0,195} = 291692,3 \text{ Н/м}^2$$

Швидкість ковзання, м/с:

$$V = \pi \cdot d \cdot \frac{n}{60} \quad (6.5)$$

$$V = 3,14 \cdot 0,195 \cdot \frac{3000}{60} = 30,6 \text{ м/с}$$

Потужність споживана підшипником[7]:

$$N_{a(b)} = 0,735 \cdot \left[0,15 \cdot V + \left(\frac{V}{25} \right)^2 \right] + \left(3 + \sqrt{\frac{V}{50}} \right) \cdot R_{a(b)} \cdot V \cdot 10^{-6} \quad (6.6)$$

$$N_a = 0,735 \cdot \left[0,15 \cdot 30,6 + \left(\frac{30,6}{25} \right)^2 \right] + \left(3 + \sqrt{\frac{30,6}{50}} \right) \cdot 12,7 = 4,334 \text{ Н}$$

$$N_b = 3,682 \text{ Н}$$

$$q_{a(b)} = 1,6 \cdot \frac{N_{a(b)}}{60} \cdot 10^{-3} \quad (6.7)$$

$$q_a = 1,6 \cdot \frac{4,334}{60} \cdot 10^{-3} = 0,116 \cdot 10^{-3}$$

$$q_b = 0,0982 \cdot 10^{-3}$$

7. ВИБІР КІНЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ

7.1 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

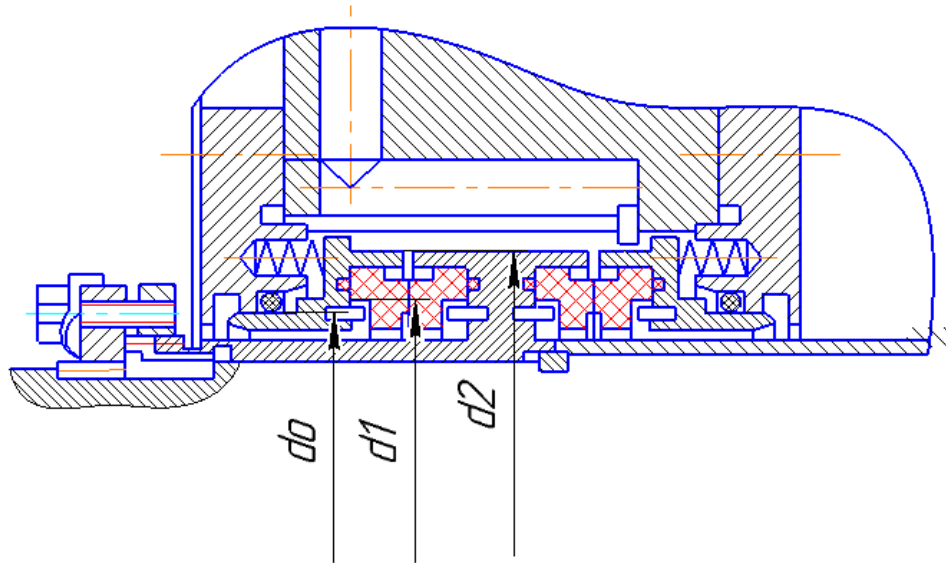


Рисунок 7.1 – Конструкція торцевого ущільнення

7.2 Визначення коефіцієнту розвантаження торцевого ущільнення

Знаходимо площу, на яку діє тиск p_0 :

$$f = \frac{\pi}{4} \cdot (d_2^2 - d_0^2) \quad (7.1)$$

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:

$$F = \frac{\pi}{4} \cdot (d_2^2 - d_1^2) \quad (7.2)$$

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

Знаходимо коефіцієнт розвантаження торцевого ущільнення:

$$k = \frac{f}{F} \quad (7.3)$$

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

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

7.3 Розрахунок втрат потужності в торцевому ущільненні

$$N_{\text{в.п.}} = 1,98 \cdot 10^{-2} \cdot (d_2 - d_1) \cdot (d_2 + d_1)^2 \cdot f \cdot n \cdot p_{\text{с.уд}} \quad (7.4)$$

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

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

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

7.4 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:

$$N_p = G \cdot \sum N_{TY} \quad (7.5)$$

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:

$$q = \frac{N_p}{\rho \cdot c \cdot g \cdot \Delta t} \quad (7.6)$$

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.

8. МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ

8.1 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].

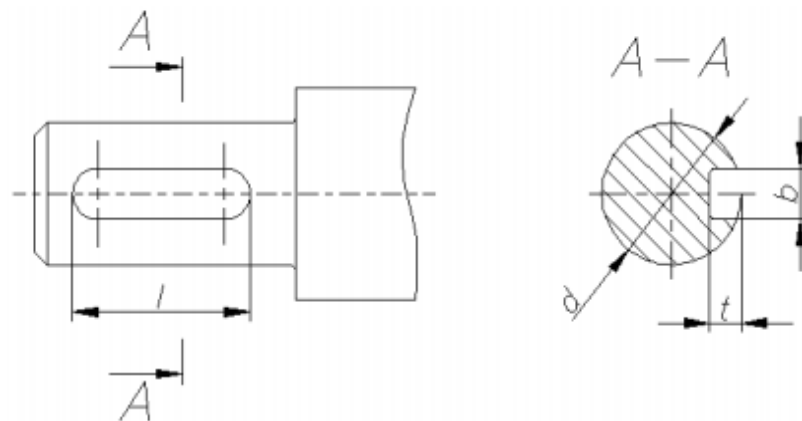


Рисунок 8.1 – Переріз вала під колесом

Розрахунок небезпечного перерізу на статичну міцність

Крутний момент, що передається валом

$$M_{кр} = 9551 \frac{N}{n} \quad (8.1)$$

$$M_{кр} = 9551 \cdot \frac{950}{3000} = 3025 \text{ Нм}$$

Максимальний згинальний момент приймаємо

$$M_u = 0,1 \cdot M_{кр}; \quad (8.2)$$

$$M_u = 0,1 \cdot 3025 = 303 \text{ Нм}$$

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

$$W_{кр} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t_1)^2}{2d} \quad (8.3)$$

$$W_u = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t_1)^2}{2d} \quad (5.8)$$

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

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} \quad (8.4)$$

$$\tau_{кр} = \frac{3025}{1,9 \cdot 10^{-4}} = 15,9 \text{ МПа}$$

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} \quad (8.5)$$

$$\sigma_u = \frac{303}{0,9 \cdot 10^{-4}} = 3,5 \text{ МПа}$$

Еквівалентне напруження в небезпечному перерізі

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau_{кр}^2} \quad (8.6)$$

$$\sigma_{экв} = \sqrt{3,5^2 + 3 \cdot 15,9^2} = 27,8 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт запасу за межою текучості

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{экв}} \quad (8.7)$$

$$n_T = \frac{294}{27,8} = 10,6$$

Допустимий запас $[n]=2,2$;

$$n > [n]. \quad (8.8)$$

Умова міцності виконується

8.2 Розрахунок шпоночного з'єднання під колесом

Вихідні дані для розрахунку:

Розмір шпонки, м, $b \times h$	0,056x0,012
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]:

$$M'_{кр} = \frac{M_{кр}}{i}, \quad (8.9)$$

де i – число ступіней.

$$M'_{кр} = \frac{3025}{5} = 605 \text{ Нм}$$

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

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d \cdot l_p \cdot t}, \quad (8.10)$$

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.

$$l_p = l - b, \quad (8.11)$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 3025}{0,1 \cdot 0,056 \cdot 0,007} = 154 \text{ МПа.}$$

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

Умова міцності на зминання:

$$\sigma_{зм} = 154 \text{ МПа} < [\sigma_{зм}] = 441 \text{ МПа} \quad - \text{ умова виконується.}$$

8.3 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:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 3025}{0,08 \cdot 0,11 \cdot 0,007} = 98,2 \text{ МПа.}$$

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

Умова міцності на зминання:

$$\sigma_{зм} = 98,2 \text{ МПа} < [\sigma_{зм}] = 441 \text{ МПа} \quad - \text{ умова виконується.}$$

9. ДОСЛІДНИЦЬКА ЧАСТИНА

Аналіз основних вимог до розробки хімічного насосу

Аміак (NH_3) – безбарвний газ з характерним різким запахом і їдким смаком. Він майже у два рази легший від повітря.

За звичайних умов аміак легко зріджується під тиском, а при випаровуванні поглинає тепло – сильно охолоджується. Ця властивість використовується у промислових та побутових холодильниках на м'ясокомбінатах, молокозаводах, овочевих базах, тобто там, де є необхідність в охолодженій продукції. Крім того, він є сировиною багатьох хімічних виробництв. Аміак зберігається і транспортується у зрідженому стані.

Він один з найважливіших продуктів сучасної хімічної промисловості. Головною галуззю його застосування є виробництво нітратної кислоти і азотних добрив. Крім того, аміак використовують для виробництва багатьох інших хімічних продуктів. Останнім часом зріджений аміак і водний розчин аміаку стали широко застосовувати безпосередньо як азотне добриво.

При $-33,35^{\circ}C$ і звичайному тиску аміак скраплюється в безбарвну рідину, а при $-77,75^{\circ}C$ замерзає, перетворюючись у безбарвну кристалічну масу. Його зберігають і транспортують у рідкому стані в сталевих балонах під тиском 6–7 атм.

Як рідина, аміак легший за воду, має меншу густину і при виході на повітря утворює слабкий дим. Вогненебезпечний, створює вибухові суміші з повітрям, отруйний. Особливо небезпечний для очей.

У воді аміак розчиняється дуже добре:

- при $0^{\circ}C$ і звичайному тиску в 1 об'ємі води розчиняється близько 1200 об'ємів NH_3 ;

- при $20^{\circ}C$ – 700 об'ємів NH_3 .

Концентрований розчин містить 25% NH_3 і має густину $0,91 \text{ г/см}^3$. Розчин аміаку у воді називають *аміачною водою* або *нашатирним спиртом*. Звичайний медичний нашатирний спирт містить 10% NH_3 . При нагріванні розчину аміак легко випаровується.

Вражаючі властивості.

Діє на нервову систему і мозок, викликає роздратування очей, верхніх дихальних шляхів і шкіри. Гранично припустима концентрація (ГПК) в атмосфері населених пунктів - $0,2 \text{ мг/м}^3$, у повітрі робочої зони виробничих приміщень - 20 мг/м^3 . Поріг нюхового відчуття - $0,5 \text{ мг/м}^3$. При концентраціях $40 - 80 \text{ мг/м}^3$ відбувається різке роздратування очей, верхніх дихальних шляхів, аж до рефлекторної затримки подиху, головний біль, при 120 мг/м^3 - кашель, можливий набряк легенів, $1500 - 2700 \text{ мг/м}^3$ при експозиції $0,5-1 \text{ г}$ смертельні. Середня гранична токсодоза, що викликає початкові симптоми поразки при інгаляційному впливі: $15 \text{ мг} \cdot \text{хв/л}$.

Конструкторські заходи

Вибір матеріалу для основних деталей насосу

Основні корпусні деталі (кришки, секції, направляючі апарати) і деталі ротора (робочі колеса, розвантажувальний поршень), в залежності від рідини, що перекачується, виконуються або з хромонікелевої сталі аустенітного класу, або з якісної вуглецевої сталі і чавуну.

Так як рідкий аміак не визиває корозії у вуглецевих сталей для корпусних деталей насоса (сталь 20, сталь 30) які являються самими дешевими з конструкційних сталей.

В місцях установки ущільнюючих колек, а так же в посадочних местах виконані антиерозійна наплавка.

Таблиця 9.1 – Основні деталі корпусу

Деталі	Матеріал
Корпус	Сталь 20
Кришка	Сталь 20
Корпус торцевого ущільнення	Сталь 20

Таблиця 9.2 – Деталі виймальної частини

Деталі	Матеріал
Робоче колесо	20X13Л
Вал	14X17H2
Поршень	20X13
Направляючий апарат	20X13Л
Секція	20X13

Вибір торцевого ущільнення

Подвійні торцеві ущільнення практично повністю усувають ймовірність витоку продукту або газу при роботі насоса. Вони використовуються при перекачуванні токсичних, отруйних та інших небезпечних рідин, тобто там, де є неприпустимою навіть мінімальна протікання. Крім того, на багатьох нафтопереробних підприємствах існує строгий регламент, відповідно до якого, використання подвійного торцевого ущільнення обов'язково навіть на таких рідинах, як бітум, мазут, гудрон, нафта і т.д.

Використання подвійного торцевого ущільнення виправдано в наступних випадках:

- перекачування небезпечної рідини;
- перекачування дорогих рідин (фармацевтичні препарати, косметичні засоби і т.д.);
- перекачування рідин схильних до кристалізації;
- перекачування газоподібних або мультіфазну рідин.

У тих випадках, коли одинарне торцеве ущільнення занадто швидко виходить з ладу (в цьому випадку слід виключити такі помилки, як некоректна отцентровка вала і фізичну сумісність перекачується (і її технічних параметрів) і механічного ущільнення.

Дуже важлива перевага подвійного торцевого ущільнення перед одинарним - це наявність «замикаючої рідини», тобто поверхні, що труться ущільнень ізольовані від середовища, що перекачується, а наявність «рідкої плівки» забезпечує «замикає рідина». Тим самим забезпечується не тільки надійний захист від протікання, але і значно збільшується термін служби самого ущільнення.

У ролі «замикаючої рідини» може виступати звичайна вода, масла на мінеральній або синтетичній основі і ряд інших рідин. Існує три основних конфігурації подвійних торцевих ущільнень;

"Спина до спини"

"Тандем";

"Обличчям до обличчя"

Для даного насоса я вибираю подвійне торцеве ущільнення "Спина до спини"

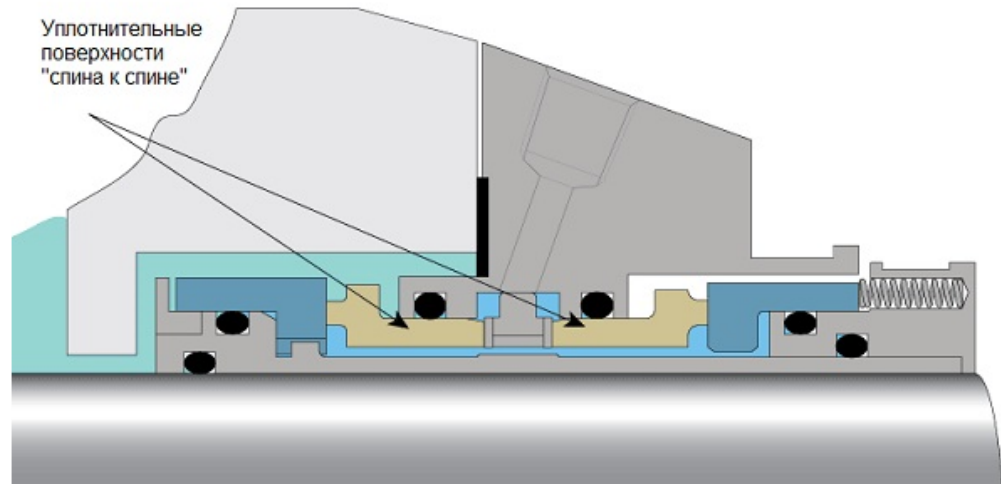


Рисунок 9.1 - Подвійне торцеве ущільнення "Спина до спини"

У цій конфігурації подвійного ущільнення дві поверхні ущільнення встановлюються впритул протилежно один до одного. Ця конфігурація популярна в даний час.

Переваги:

- легке вирівнювання ковзних поверхонь (що утруднено в типі подвійного ущільнення «тандем»);
- не схильне до фреттинг зносу;
- компактний розмір;
- часто пропонується у вигляді зручного картриджа;
- високий рівень продуктивності (може працювати на високих швидкостях обертання валу), в значній мірі пов'язаний з охолоджуючим ефектом бар'єрної рідини, що протікає як по внутрішнім, так і за зовнішніми ущільнень.

Недоліки:

Обмежене тиск «закриваючої рідини» через ризик поломки ущільнення; «Закриваюча рідина» при поломці ущільнення може потрапити в перекачується продукт.

Особливості роботи

Для правильної роботи подвійного торцевого ущільнення «спина до спини» потрібно «замикаюча рідина», тиск якої повинно бути вище, ніж в камері насоса. Для незбалансованого торцевого ущільнення тиск «замикаючої рідини» має бути більше, ніж в камері насоса на 1 бар. У цьому випадку «замикає рідина» знаходиться під тиском вище тиску в камері насоса, тому зовнішні поверхні ущільнення несуть велике навантаження і з більшою ймовірністю першими вийдуть з ладу.

Коли це станеться, «замикає» тиск буде втрачено, що призведе до протікання рідини в бачок з «замикаючої рідиною». Іншими словами - якщо ущільнення працюють правильно, обидва ущільнення вийдуть з ладу одночасно. Це не дуже хороша резервна захист. Якщо це ущільнення має подвійну збалансовану конструкцію, рідина між внутрішніми і зовнішніми поверхнями ущільнення може мати більш високу (замикає) або нижчу (буферне) тиск, ніж тиск в камері насоса. Це означає, що в разі втрати замикаючої / буферної рідини обидва ущільнення залишаться закритими і будуть надійно працювати.

При нормальній роботі немає ризику витoku в атмосферу. Зміна рівня рідини в баку «замикаючої рідини» вказує на стан ущільнення. Якщо перекачується рідина є «небезпечною», повинен бути встановлений датчик рівня рідини. Якщо внутрішнє ущільнення вийде з ладу першим, «замикає рідина» потрапить в камеру насоса і, відповідно, в перекачується продукт. Тому «замикає рідина» варто вибирати таким чином, щоб вона не була занадто критична для перекачується.

Так як в мене перекачується рідкий аміак, тому для замикаючої рідини я вибираю етиленгліколь

Розвантаження осьової сили

Для даного насоса, я вибираю в якості розвантаження осьової сили розвантажувальний 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 .

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.

Відомо також розвантажувальний пристрій, що включає корпус з виступом з металевого і еластичного кілець, що утворюють з обертовим диском торцеву дроселюючію щілину

Недоліки пристрою:

- значний обсяг перетікання рідини через щілину в порожнину приймального патрубку;
- технологічна складність виготовлення еластичного кільця з характеристикою, що задовольняє змінюється тиску насоса;
- значні осьові сили, що діють на зав'язаний підшипник під час запуску насоса і при різких змінах в ньому тиску.

10. РОЗДІЛ 3 ОХОРОНИ ПРАЦІ

10.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, що виникають на хімічному виробництві, а саме карбаміду

Небезпеку для людини представляють явища, процеси, об'єкти, особливості, які за певних умов можуть завдати шкоди здоров'ю або життю людини або системам, що забезпечують життєдіяльність людей. Залежно від впливу на організм людини певних шкідливих факторів вони класифікуються як шкідливі і небезпечні. Шкідливими факторами називають ті фактори середовища проживання, які призводять до погіршення самопочуття, зниження працездатності, захворювання і навіть смерті в результаті хвороби.

Небезпечними факторами є фактори середовища, які призводять до травм, опіків, обморожень, інших пошкоджень організму або окремих його органів і навіть до раптової смерті.

Хімічні заводи-це газові та пожежонебезпечні галузі, тому безпека має першорядне значення. Сировиною для карбаміда є аміачна рідина, що володіє токсичними властивостями і надає шкідливий вплив при попаданні в шкіру людини і вдиханні парів. Вдихання їх у великих кількостях призводить до гострої інтоксикації, що супроводжується втратою свідомості і смертю потерпілого. Сировина та продукти переробки є вибухонебезпечними та вогнетривкими легкозаймистими речовинами. Особливості (небезпечного) технологічного процесу: великий тиск, висока температура, використання небезпечних і шкідливих хімічних речовин.

За ступенем впливу на організм людини шкідливі речовини діляться на 4 класи:

- надзвичайно небезпечно;
- небезпечно;
- помірно небезпечно;

- це трохи небезпечно.

Застосування відкритого вогню, поява іскор може призвести до загоряння, загоряння, вибуху. В процесі обробки задіяно різне обладнання: виправні колони, резервуари для зберігання, реактори, трубопроводи, насоси, компресори, механізми трансмісії. Багато обладнання знаходяться в нагрітому стані, мають обертові і рухомі частини.

При роботі у виробництві карбонату можливі наступні небезпеки:

- пожежа і вибух відбуваються в разі порушення обладнання, трубопроводів і технологічного потоку;
- парове отруєння шкідливими речовинами;
- заморожування при роботі зі зрідженими газами;
- термічні опіки при роботі з нагрітими частинами обладнання, трубопроводами, водою, водяною парою;
- пошкодження обертових і рухомих частин насосів, компресорів та інших машин;
- травми при падінні під час обслуговування обладнання на висоті;
- обвуглювання і подальше спалювання горючих матеріалів;
- виділення вуглеводневих парів з резервуарів і створення локальних вибухів;
- виникнення пожежі та вибухонебезпечної ситуації;
- електричний шок у разі заземлення струмопровідних частин електрообладнання або несправності електричної ізоляції;
- можливість падіння в обслуговуванні резервуарів, технологічних труб в разі поломки зон обслуговування сходів і відсутності огорож.

Крім того, група психофізіологічних небезпечних і шкідливих факторів виробництва впливає на людину:

- фізичні (статичні та динамічні) перевантаження, які в першу чергу впливають на ремонтний персонал при ремонті устаткування і приладів;
- нейропсихиатрическая перевантаження.

Це психічне перевантаження, емоційне перевантаження. Дії цих факторів більше підходять для виконавчого персоналу, майстрів зміни і операторів [9].

10.2 Правила виконання ремонтних робіт на хімічному підприємстві

Ремонтними роботами, крім оформлення спеціальної технічної передус складання плану підготовчих робіт, організація виготовлення необхідних вузлів і деталей, а також придбання необхідного обладнання, арматури, труб, матеріалів, запасних частин і т. П.

До початку ремонтних робіт підрядник розробляє проект виконання робіт (ППР), мережевий (лінійний) графік для найбільш складних і трудомістких робіт.

Проекти виконання робіт узгоджуються з адміністрацією цеху, а при необхідності і з головним механіком, головним енергетиком і службою з нагляду і ремонту виробничих будівель (головним архітектором) замовника.

Керівник робіт зобов'язаний ознайомити з ППР всіх виконавців. Все ознайомлені з ППР повинні розписатися в журналі спеціального інструктажу підрядника.

При проведенні ремонтних робіт в діючому виробництві або на території діючих підприємств повинно бути забезпечено дотримання вимог стандартів ССБТ, правил, норм та інструкцій з техніки безпеки стосовно характеру даного виробництва і запланованих робіт.

Важливим заходом забезпечення безпеки при ремонтних роботах є система допусків (дозволів, нарядів) на проведення таких робіт. Сенс її полягає в тому, що ремонтний персонал підрядника не допускається до ремонтних робіт без спеціального документа (наряду-допуску).

Наряд-допуск на проведення ремонтних, а також аварійно-відновлювальних робіт є письмовим дозволом на ведення робіт у відведеній ремонтній зоні. Право видачі наряду-допуску надається начальнику цеху замовника.

Зобов'язання про виконання всіх заходів, передбачених в наряді-допуску, підписують особи, відповідальні за підготовку та здачу обладнання в ремонт від замовника і безпосередній керівник робіт від підрядника.

Без акту здачі-приймання обладнання в ремонт наряд-допуск не видається. Наряд-допуск оформляє замовник на певний обсяг робіт.

У наряді-допуску повинні бути зазначені ремонтується обладнання, комунікації, арматура на даній ділянці. Наряд-допуск діє протягом усього часу, необхідного для виконання зазначеного обсягу ремонту, але начальник зміни і керівник робіт щодня підтверджують можливість проведення ремонтних робіт, вказуючи дату і час початку робіт.

Після закінчення ремонту наряд-допуск оформляється, т. Е. Його підписують безпосередній керівник робіт, а також начальник зміни і механік (енергетик) цеху, які беруть роботи.

Коли при проведенні ремонту потрібно застосування вогневих і (або) газонебезпечних робіт, крім наряду-допуску має бути оформлено дозвіл на проведення вогневих робіт і (або) наряд-допуск на проведення газонебезпечних робіт, про що обов'язково робиться відмітка в наряді-допуску на проведення робіт .

Дозвіл на вогневі роботи і наряд-допуск на газонебезпечні роботи оформляє замовник відповідно до вимог Типових інструкцій * і видає їх безпосереднього керівника робіт підрядника.

У плані підготовчих робіт до ремонту передбачають послідовність проведення всіх ремонтних операцій, встановлюють перелік так званих несумісних ремонтних операцій.

Важливим фактором безпеки при проведенні ремонтних робіт є розміщення працюючих по висоті. Ремонтні роботи не можна проводити одночасно на різних відмітках по одній вертикалі, так як падіння з великої висоти гайки, шматки металу, дошки, інструменту може заподіяти працює внизу серйозну травму. У разі крайньої необхідності такі роботи допускається проводити тільки при обов'язковому улаштуванні захисних настилів, що забезпечують безпеку ремонтників на всіх нижніх відмітках.[10].

10.3 Порядок дій працівників підприємства при розливі аміаку

У випадку розливу рідкого аміаку і його концентрованих розчинів не можна доторкатися до розливої рідини.

Коли виникає розлив аміаку на підприємстві, спочатку повідомляють про це начальнику зміни. Не торкатися проливої речовини. Одразу одягнути противогази, суконний костюм та рукавиці. Обов'язково на ноги одягнути резинові сапоги.

Засипати аміак кальценірованою содою для погашення аміаку. Усунути течі або перекачати речовину в цілу ємкість з дотриманням запобіжних заходів.

Ознаки отруєння аміаком:

- нежить, кашель, важке дихання, задуха;
- підвищене серцебиття, порушена частота пульсу;
- при контакті з рідким аміаком виникає обмороження, можливий опік з пухирями, виразки.

Перша допомога при отруєнні аміаком:

- одягніть протигаз і виведіть ураженого на свіже повітря;
- дайте подихати зволоженим повітрям (теплыми водяними парами 10%-ного розчину ментолу в хлороформі);
- дайте йому теплого молока з «Боржомі» або харчовою содою;
- при задусі необхідний кисень;
- при спазмі голосових щілин забезпечте тепло на ділянку шиї, теплі ванночки, інгаляцію;
- при зупинці дихання проведіть серцево-легеневу реанімацію;
- при потраплянні в очі – промийте водою або 0,5-1%-ним розчином квасців, вазеліновою або оливковою олією;
- при ураженні шкіри – обмийте чистою водою, зробіть примочки з 5%-ного розчину оцтової, лимонної або соляної кислоти[11].

11 РОЗДІЛ З ТЕХНОЛОГІЇ ВИРОБНИЦТВА

11.1 Розробка технологічного процесу виготовлення деталі "Робоче колесо"

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

Робочі колеса для відцентрових насосів усіх типів і розмірів виготовляють, як правило, суцільнолитими [12].

Основна частина профілю робочих коліс утворюється при литті. Передбачається механічна обробка лише посадкових і ущільнювальних поверхонь, канали проточної частини залишаються литими і тільки зачищуються. Деталь повинна базуватись при механічній обробці таким чином, щоб литі канали і лопаті були б правильно орієнтованими щодо посадкового отвору і осі обертання робочого колеса. До геометричної точності литих каналів і шорсткості їх поверхонь застосовують високі вимоги.

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 [13,14].

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 токарно-карусельних верстатах. Спочатку робітники вивіряють колесо відносно кромки лопатей і фланця, які є технологічною базою, і проточують циліндричну поверхню та торець, які слугуватимуть базою при виконанні наступних операцій. Свердлильні, розточувальні та фрезерні операції здійснюються на єдиній базі на універсальних розточувальних верстатах [15].

11.2 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 [15].

Матеріал деталі - вуглецева конструкційна сталь 20Х13Л ГОСТ 977-88 . 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 11.1 - Механічні властивості сталі 20Х13Л для відливок за ГОСТ 977-88

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 20Х13Л

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 17 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 різьбових 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.

11.3 Вибір способу отримання заготовки, проектування прогресивної заготовки

Основною умовою раціональної технології є максимальне приближення форми і розмірів заготовки до форми готової деталі [12].

Проаналізувавши матеріал деталі, розміри та конфігурацію деталі, пропонованим методом отримання заготовки є лиття по виплавлюваних моделях.

Литтям по виплавлюваних моделях називається спосіб отримання виливків в оболонковій формі, виготовленій методом нанесення вогнетривкого покриття на легкоплавкі моделі. Останні потім виплавляються, в результаті чого в оболонковій формі утворюються порожнини, що відповідають контурам майбутньої виливки.

Для отримання високої чистоти поверхні виливків оболонкові форми прокалюють при температурі 900-950°. При цій температурі форма заливається рідким металом. Для запобігання деформації і руйнування тонкої оболонкової форми остання перед випаленням засипається піском або іншим наповнювачем [12].

Литтям по виплавлюваних моделях можна одержувати виливки будь-якої складності з різною товщиною стінок, які майже або зовсім не потребують механічної обробки. Цим методом відливаються деталі з будь-яких чорних і кольорових сплавів, включаючи високолеговані жароміцні і надтверді сплави. Відливки отримують з точністю розмірів в середньому 4 – 5-го класів і шорсткістю поверхні 5 – 7-го класів [12].

Недоліком цього способу є висока собівартість виливків. Тому його слід застосовувати тільки для виготовлення таких деталей, які неможливо отримати іншими методами лиття (наприклад, дрібні тонкостінні деталі з важко оброблюваних сплавів зі складною конфігурацією).

Матеріалом для виготовлення легкоплавких моделей може служити, наприклад, суміш парафіну і стеарину у співвідношенні 1:1.

Процес виготовлення моделей включає підготовку прес-форм, запресовування в її порожнину модельного складу, витримку до затвердіння, витяг моделі та її охолодження у проточній воді з подальшою зачисткою [12].

11.4 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 [15].

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 [15].

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 Лиття по виплавлюваних моделях	Ливарна оснастка
010	Очистка відливки	Гідропіскоструйна камера
015	Вхідний контроль	Стіл ВТК
020	Токарно-гвинторізна	16P25
<p>Патрон 3-ьох кулачковий токарний діаметром D=350 мм Позначення: Патрон 7108-0022 ГОСТ 2571-71. Ріжучий інструмент: PI №1 Різець PCLDR2525-M12 T5K10 PI №2 Різець S25Q-PWKFR06 T5K10 Вимірювальний інструмент: Штангенциркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-89, Штангенциркуль ШЦ-III-400-0,1 ГОСТ 166-89.</p>		
020К	Контроль на робочому місці	
025	Токарна з ЧПК	16A20Ф3
<p>Патрон 3-ьох кулачковий токарний діаметром D=350 мм Позначення: Патрон 7108-0022 ГОСТ 2571-71. Ріжучий інструмент: PI №1 Різець PCLDR2525-M12 T15K6 PI №2 Різець S25Q-PWKFR06 T30K4 Вимірювальний інструмент: Штангенциркуль ШЦ-I-150-0,1 ГОСТ 166-89, Штангенциркуль ШЦ-III-630-0,1 ГОСТ 166-89, Калібр-пробка 8140-0007 Н7 П-ПР ГОСТ 14820-69, Калібр-пробка 8140-0057 Н7 П-НЕ ГОСТ 14821-69.</p>		
025К	Контроль на робочому місці	

Продовження

030	Контроль ВТК	
035	Зварювальна	
040	Токарна з ЧПК	16A20Ф3
<p>Оснащення:</p> <p>Оправка цангова самоцентруюча d120 спеціальна.</p> <p>Ріжучий інструмент:</p> <p>PI №1 Різець PCLAR2525-M12 T30K4 для обробки поверхонь 1, 2, 4, 5;</p> <p>PI №2 Різець PSDAR2525-M12 T30K4;</p> <p>PI №3 Різець S25Q-PLFAR06 T30K4 для обробки поверхні 3.</p> <p>Вимірювальний інструмент:</p> <p>Штангенциркуль ШЦ-II-250-0,1 ГОСТ 166-89,</p> <p>Калібр-скоба d320h11 ГОСТ 18365-93.</p>		
045	Токарна з ЧПК	16A20Ф3
045К	Контроль на робочому місці	
050	Контроль ВТК	
055	Контроль	
060	Вертикально-свердлувальна	
065	Довбальна	7A420
<p>Оснащення:</p> <p>Оправка цангова самоцентруюча d120 спеціальна.</p> <p>Ріжучий інструмент:</p> <p>Довб'як 2184-0573 T5K10 ГОСТ 9323-79.</p> <p>Вимірювальний інструмент:</p> <p>Штангенциркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-89,</p>		
070	Контроль ВТК	
075	Слюсарна	
080	Балансування	Станок балансувальний мод.Н4V
085	Контроль	
090	Маркувальна	
095	Контроль ВТК	

ВИСНОВКИ

Метою данною роботи було розроблення насоса на параметри $Q=600$ м³/год; $H=620$ м.

Насос ХБ 600-620 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-1000/6000-ukhl4>
9. <https://www.sop.com.ua/article/206-qqq-16-m6-13-06-2016-nebezpechn-ta-shkdliiv-virobnich-faktori>
10. <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0850-10#Text>
11. <https://www.vmr.gov.ua/Executives/Lists/DivisionOfEmergencyEvents/ShowContent.aspx?ID=4>
12. Боженко Л.І. Технологія машинобудування. Проектування та виробництво заготованок. – Львів: вид. «Світ», 1996. - 367 с.

13. 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
14. 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.
15. 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
16. 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/>