

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 відцентрового насоса типу ОН-6 для перекачування
пропано – бутанової суміші на параметри: $Q = 65\text{м}^3/\text{год}$, $H = 350\text{ м}$

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

Виконавець роботи

(підпис)

(прізвище, ініціали)

Керівник

(підпис)

(прізвище, ініціали)

Суми 2018

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 107 с., 24 рисунків, 5 таблиць, 37 літературних джерел.

Тема магістерської роботи – «Розробка відцентрового насоса типу ОН-6 для пропано – бутанової суміші на параметри: $Q = 65\text{м}^3/\text{год}$, $H = 650\text{ м}$ ».

Графічні матеріали: монтажне креслення насосного агрегата (А1), складальне креслення насоса (А1), креслення робочого колеса (А1), креслення корпусу (А2*4), Теоретичне креслення робочого колеса (А2), теоретичне креслення спірального відводу (А2).

Мета роботи – Провести розрахунки та спроектувати відцентровий насосний агрегат типу ОН-6 для перекачування пропано – бутанової суміші на параметри: $Q = 65\text{м}^3/\text{год}$, $H = 650\text{ м}$

Відповідно до поставленої мети було:

- обґрунтовано вибір конструктивної схеми насоса;
- виконано опис конструкції;
- виконано гідравлічні розрахунки робочого колеса насоса;
- виконано розрахунок отвода корпусу насоса;
- викона розрахунок мультиплікатора на число оборотів вала на виході;
- виконано розрахунок на міцність: вала, шпонкових з'єднань;
- виконано розрахунок довговічності підшипників.

У розділі економіки визначали собівартість і проекту оптової ціни проектованої конструкції.

У розділі охорони праці виконано аналіз потенційних небезпек та шкідливостей проектованого агрегата.

Ключові слова: насос, колесо робоче, сили гідродинамічні, міцність, мультиплікатор, отвод

Зміст

Завдання	
Реферат	
Вступ.....	4
1 Опис конструктивної схеми насоса.....	5
2 Гідрравлічні розрахунки.....	6
2.1 Розрахунок зовнішнього діаметра робочого колеса.....	6
2.2 Розрахунок складових повного ККД.....	7
2.3 Розрахунки з вибору електродвигуна.....	9
2.4 Визначення діаметра валу і втулки робочого колеса.....	9
2.5 Розрахунок і проектування робочого колеса насоса.....	10
2.6 Визначення числа лопатей та їхньої товщини.....	12
2.7 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку.....	13
2.8 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса.....	15
2.9 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням числа лопатей.....	17
2.10 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку.....	18
2.11 Визначення ширини робочого колеса на виході.....	20
3 Проектування меридіанного перерізу робочого колеса.....	21
3.1 Загальні положення.....	21
3.2 Методика побудови меридіанного перерізу.....	21
3.3 Розрахунок рівно швидкісного потоку.....	24
3.4 Профілювання лопаті.....	24
3.5 Вибір положення вхідної кромки і визначення кутів входу.....	26
3.6 Побудова меридіанних перетинів поверхні лопатей на меридіанну проекцію РК.....	28
4 Розрахунок отвода.....	30
4.1 Розрахунок і проектування спіральної камери.....	30
4.2 Розрахунок і проектування дифузорної ділянки.....	35

5 Розрахунок мультиплікатора по параметрам.....	37
5.1 Технічне завдання на проектування.....	37
5.2 Розрахунок основних параметрів привода.....	38
5.3 Розрахунок першого ступеню мультиплікатора – косозубої циліндричної зубчастої передачі.....	41
5.4 Розрахунок другого ступеню мультиплікатора – прямозубої циліндричної зубчастої передачі.....	50
5.5 Попередній розрахунок валів мультиплікатора.....	57
5.6 Визначення конструктивних розмірів деталей мультиплікатора.....	60
5.7 Визначення конструктивних розмірів корпусу мультиплікатора і кріпильних деталей.....	64
5.8 Розрахунок шпонкових з'єднань редуктора.....	65
5.9 Визначення радіальних сил в підшипниках ковзання.....	67
5.10 Розрахунок підшипників ковзання.....	74
5.11 Уточнений розрахунок небезпечного перерізу вихідного вала редуктора.....	81
5.12 Вибір сорту мастила	83
6 Розрахунок на кавітацію.....	84
7 Економічна частина.....	86
7.1 Визначення собівартості і проекту оптової ціни проектованої конструкції.....	86
8 Охорона праці.....	96
8.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів досліджувального об'єкту.....	96
Список використаної літератури.....	104

ВСТУП

Відцентрові насоси знайшли широке застосування у народному господарстві. Вони використовуються для комунального та промислового водопостачання, зрошення та осушування полів, перекачування конденсату, мережної та охолодженої води у системах теплових станцій та централізованого водопостачання, цукрових заводів та інших підприємств.

Значного поширення ці насоси набули за рахунок простоти конструкції, широкого діапазону основних параметрів (подачі, напору), високої надійності та довговічності, зручності монтажу та експлуатації, відносно низької вартості, малої трудомісткості обслуговування та ремонту, широкого асортименту матеріалів, з яких виготовляють деталі проточної частини.

Конструкція консольних насосів забезпечує можливість швидкого розбирання під час ремонту без від'єднання корпусу від трубопроводів.

Насоси виготовляються з подачею 5–360 м³/год, напором 10–90 м (тиском 0,1–0,9 МПа), ККД 50–84% і з допустимим кавітаційним запасом 4–5,5 м. Коефіцієнт швидкохідності $n_s = 60–250$. Напір на вході не більше 5 м.

Сучасні лопатеві насоси випускаються відповідно до стандартизованих рядів, які задовольняють різноманітний попит споживачів. До цих рядів динамічних насосів відносять і ряд консольних насосів, створений відповідно до міжнародного стандарту ISO2858-75.

Насоси за стандартом ISO2858-75 зручні в експлуатації та мають гарантований ресурс роботи 20 – 25 тис. год. Аналіз попиту виявив, що такі насоси необхідні у народному господарстві.

1. Опис конструктивної схеми насоса

Швидкохідні одноступінчасті консольні насоси з вбудованим шестерним механізмом привода повинні позначатися ОН6. Ці насоси оснащені мультиплікатором для збільшення швидкості, що становить одне ціле з насосом. Робоче колесо монтується безпосередньо на вихідному валу коробки передач. Муфта між коробкою передач і насосом відсутня; однак коробка передач пов'язана з її приводним механізмом муфтою (МКС2-34). Насоси можуть орієнтуватися у вертикальному або горизонтальному напрямку.

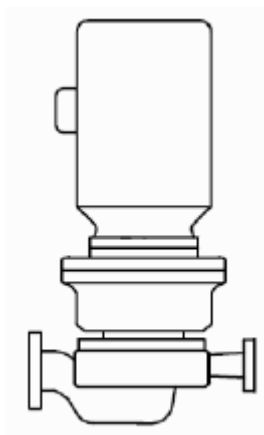


Рисунок 1.1 - Насос типу ОН6

2 Гідравлічні розрахунки

2.1 Розрахунок зовнішнього діаметра робочого колеса

Меридіанний переріз робочого колеса з основними геометричними параметрами показано на рис. 2.

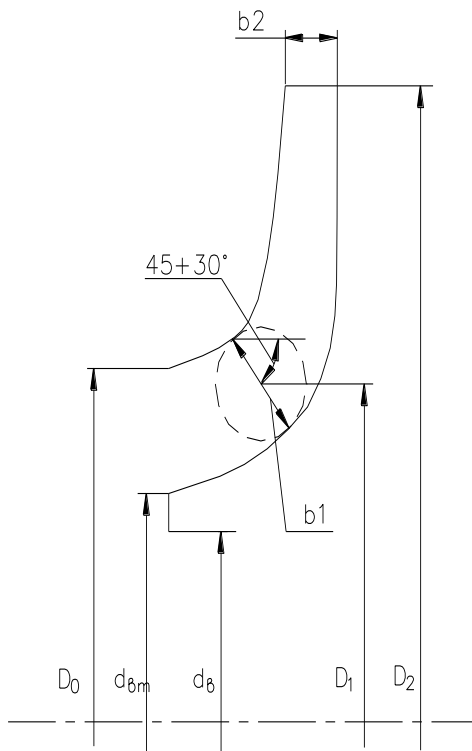


Рисунок 2.1

Вихідні дані для розрахунку

Тип робочого колеса	однопоточний ($\alpha = 1$)
Число ступеней, i	1
Густина рідини ρ , кг/м ³	568
Подача насоса Q , $\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$ ($\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$)	65 (0,0181)
Частота обертання n , об/хв	12000
Напір насоса H , м	350

Коефіцієнт швидкохідності:

$$n_s = \frac{3.65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{0.75}}, \quad (2.1)$$

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 12000 \cdot \sqrt{0,0181}}{(350)^{0.75}} = 73.$$

Приведений діаметр робочого колеса визначаємо за формулою Суханова:

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

де $K_{вх} = 3.5 \div 5.0$ – коефіцієнт вхідної кромки.

Приймаємо $K_{вх} = 4.5$.

$$D_{1пр} = 4,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,0181}{12000}} = 0,052 \text{ м.}$$

2.2 Розрахунок складових повного ККД

Втрати в насосі поділяються на: гідравлічні, механічні, об'ємні та втрати гідравлічного гальмування. Оскільки втрати гідравлічного гальмування не впливають на зниження напору, а збільшують споживану потужність, то їх можна віднести до механічних втрат.

На розрахунковому режимі втрати гідравлічного гальмування відсутні, тому повний ККД можна визначити з відношення:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_{г} \cdot \eta_{мех.в} \cdot \eta_{мех.з}, \quad (2.3)$$

де η_o – об'ємний ККД насоса;

$\eta_{г}$ – гідравлічний ККД;

$\eta_{мех.в}$ – внутрішній механічний ККД;

$\eta_{мех.з}$ – зовнішній механічний ККД.

Об'ємний ККД:

$$\eta_o = \frac{1}{1+0.68 \cdot n_s^{-2/3}}, \quad (2.4)$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 73^{-2/3}} = 0,9625.$$

Гідравлічний ККД:

$$\eta_r = 1 - \frac{0.42}{(\log D_{1пр} - 0,172)^2}, \quad (2.5)$$

де $D_{1пр}$ – приведений діаметр робочого колеса, мм.

$$\eta_r = 1 - \frac{0,42}{(\log 0,052 - 0,72)^2} = 0,8019.$$

Внутрішній механічний ККД:

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

$$\eta_{мех.в} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 73^{-2}} = 0,9652.$$

Зовнішній механічний ККД приймаємо $\eta_{мех.в.} = 0,97$.

Тоді повний ККД насоса буде:

$$\eta = 0,9625 \cdot 0,8019 \cdot 0,9652 \cdot 0,97 = 0,7226$$

2.3 Розрахунки з вибору електродвигуна

Вибір електродвигуна

Потужність насоса при роботі на номінальному режимі визначається за формулою, Вт:

$$N = \frac{\rho g Q \left(\frac{H}{i}\right)}{\eta}, \quad (2.7)$$

$$N = \frac{568 \cdot 9,81 \cdot 0,0181 \cdot 350}{0,7226} = 48849 \text{ Вт} = 48,8 \text{ кВт}$$

Як привід насоса вибирають електродвигун за таким параметром:

$$N_{\text{дв}} = k \cdot N, \quad (2.8)$$

де $k = 1,1 \div 1,3$ - коефіцієнт запасу. Приймаємо $k = 1,2$

$$N_{\text{дв}} = 1,2 \cdot 48,8 = 58,6 \text{ кВт.}$$

Для забезпечення робото здатності насосного агрегату обираємо електродвигун вистроєним мультиплікатором з потужністю $N = 75$ кВт, та частотою обертання ротора $n = 3000 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$.

2.4 Визначення діаметра валу і втулки робочого колеса

У першому наближенні діаметр валу визначається з розрахунку на крутіння:

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (2.9)$$

де M – крутний момент валу насоса, Н · м;

$[\tau]$ – знижена напруга, що допускається, на крутіння, $\frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$.

Крутний момент визначається за формулою:

$$M = \frac{30 \cdot N_{\text{max}}}{\pi \cdot n}, \quad (2.10)$$

де $N_{\text{max}} = N_{\text{дв}}$ – максимальна потужність насоса, кВт.

$$M = \frac{30 \cdot 48849}{3,14 \cdot 12000} = 38,89 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Знижену напругу, що допускається, приймаємо $[\tau] = 15 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$.

Тоді:

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 38,89}{3,14 \cdot 15 \cdot 10^6}} = 0,024 \text{ м}$$

За ГОСТ 6636-69 приймаємо $d_{\text{в}} = 25 \text{ мм}$.

Діаметр втулки:

$$d_{\text{вт}} = 1,48 \cdot d_{\text{в}}, \quad (2.11)$$

$$d_{\text{вт}} = 1,48 \cdot 0,025 = 0,04 \text{ м}.$$

2.5 Розрахунок і проектування робочого колеса насоса

2.5.1 Визначення основних параметрів

Діаметр входної кромки робочого колеса визначаємо за формулою:

$$D_{\text{1пр}} = \sqrt{D_0^2 - d_{\text{вт}}^2}, \quad (2.12)$$

$$D_0 = \sqrt{D_{\text{1пр}}^2 + d_{\text{вт}}^2}, \quad (2.13)$$

$$D_0 = \sqrt{0,052^2 + 0,04^2} = 0,066 \text{ м}.$$

Швидкість потоку на вході в робоче колесо знаходимо з рівняння нерозривності:

$$v_0 = \frac{4Q}{\pi \cdot (D_0^2 - d_{\text{вт}}^2)}, \quad (2.14)$$

де $Q_{\text{рк}}$ – подача робочого колеса, $\text{м}^3/\text{с}$.

Подача робочого колеса визначається:

$$Q_{\text{рк}} = \frac{Q}{\eta_0}, \quad (2.15)$$

$$Q_{\text{рк}} = \frac{0,0181}{0,9625} = 0,0188 \frac{\text{м}^3}{\text{с}},$$

$$v_0 = \frac{4 \cdot 0,0188}{3,14 \cdot (0,066^2 - 0,03^2)} = 6,93 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Задаємося положенням вхідної кромки лопаті насоса:

$$D_1 = 0,8 \cdot D_0, \quad (2.16)$$

$$D_1 = 0,8 \cdot 0,084 = 0,068$$

У першому наближенні меридіанну складову швидкості v'_{1m} без урахування стиснення потоку лопатями приймаємо рівної v_0 . При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості зростає і визначається за формулою:

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

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

Приймаємо $\psi_1 = 1$.

$$v_{1m} = 1,2 \cdot 6,93 = 8,316 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Кут потоку на вході в лопать розраховуємо з трикутника швидкостей:

$$\beta_{1п} = \arctg \frac{v_{1m}}{U_1 - v_{1u}}, \quad (2.17)$$

де U_1 – переносна швидкість на вході в робоче колесо, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$;

v_{1u} – окружна складова абсолютної швидкості на вході, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$;

Оскільки в проектуваному насосі відсутня початкова циркуляція на вході, то:

$$v_{1u} = 0.$$

Окружна складова на вході в робоче колесо:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}, \quad (2.18)$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,05 \cdot 12000}{60} = 31,4 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

$$\beta_{1п} = \arctg \frac{8,316}{31,4} = 15^\circ$$

Кут нахилу лопаті на вході в робоче колесо:

$$\beta_1 = \beta_{1п} + \Delta\beta, \quad (2.19)$$

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

Кут атаки вводиться з метою зменшення гідравлічних втрат в області робочого колеса і поліпшення його кавітаційних якостей, приймаємо $\Delta\beta = 8^\circ$.

$$\beta_1 = 15^\circ + 8^\circ = 23^\circ.$$

2.6 Визначення числа лопатей та їхньої товщини

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

Товщину лопаті робочого колеса визначають з технологічних міркувань (у залежності від матеріалу робочого колеса, його розмірів і технологічних ливарних можливостей підприємства). Орієнтовно можна прийняти товщину лопаті на вході в робоче колесо $S_1 = 2 \div 10$ мм при $D_2 = 150 \div 500$ мм. Товщина лопаті на виході з робочого колеса S_2 часто приймають рівною S_1 , а до середини товщина плавно зростає.

Виходячи з вищесказаного, приймаємо товщину лопаті $S_1 = S_2 = 3.0$ мм, а число лопатей $z = 7$ шт.

2.7 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку

Після вибору числа лопатей та їх товщини уточнюють значення ψ_1' за формулою:

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{S_1 \cdot z}{2\pi R_1 \sin \beta_1}}, \quad (2.20)$$

Повинна бути забезпечена умова $|\Psi_1' - \Psi_1| \leq 0,01$. Якщо ця умова не виконується, то роблять друге наближення, задаючись $\Psi_1'' = \Psi_1'$, визначають v_{1m} , потім $\beta_{1\pi}$ та $\Delta\beta$. Обчислення повторюють, поки не буде виконана умова $|\Psi_1' - \Psi_1| \leq 0,01$.

1. Перше наближення:

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{3 \cdot 7}{2 \cdot 3,14 \cdot 25 \cdot \sin 23^\circ}} = 1,52.$$

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

$$|1,52 - 1,3| \geq 0,01$$

2. Друге наближення:

$$v_{1m} = 1,52 \cdot 6,93 = 10,54 \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

$$\beta_{1\pi} = \text{arctg} \frac{10,54}{31,4} = 19^\circ$$

$$\beta_1 = 19^\circ + 8^\circ = 27^\circ$$

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{S_1 \cdot z}{2\pi R_1 \sin \beta_1}} = \frac{1}{1 - \frac{3 \cdot 7}{2 \cdot 3,14 \cdot 25 \cdot \sin 27^\circ}} = 1,41$$

$$|1,41 - 1,52| \geq 0,01$$

3. Третє наближення:

$$v_{1m} = 1,41 \cdot 6,93 = 9,77 \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

$$\beta_{1\pi} = \text{arctg} \frac{9,77}{31,4} = 17^\circ$$

$$\beta_1 = 17^\circ + 8^\circ = 25^\circ$$

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{S_1 \cdot z}{2\pi R_1 \sin \beta_1}} = \frac{1}{1 - \frac{3 \cdot 7}{2 \cdot 3,14 \cdot 25 \cdot \sin 25^\circ}} = 1,46$$

$$|1,46 - 1,41| \geq 0,01$$

4. Четверте наближення:

$$v_{1m} = 1,46 \cdot 6,963 = 10,12 \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

$$\beta_{1п} = \arctg \frac{10,12}{31,4} = 18^\circ$$

$$\beta_1 = 18^\circ + 8^\circ = 26^\circ$$

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{S_1 \cdot z}{2\pi R_1 \sin \beta_1}} = \frac{1}{1 - \frac{3 \cdot 7}{2 \cdot 3,14 \cdot 25 \cdot \sin 26^\circ}} = 1,44$$

$$|1,46 - 1,44| \geq 0,01$$

5. П'яте наближення:

$$v_{1m} = 1,44 \cdot 6,93 = 9,98 \frac{\text{М}}{\text{с}}$$

$$\beta_{1п} = \arctg \frac{9,98}{31,4} = 18^\circ$$

$$\beta_1 = 18^\circ + 8^\circ = 26^\circ$$

$$\psi_1' = \frac{1}{1 - \frac{S_1 \cdot z}{2\pi R_1 \sin \beta_1}} = \frac{1}{1 - \frac{3 \cdot 7}{2 \cdot 3,14 \cdot 25 \cdot \sin 26^\circ}} = 1,44$$

$$|1,44 - 1,44| \leq 0,01$$

Умова виконується.

З рівняння нерозривності знаходимо ширину робочого колеса на вході:

$$b_1 = \frac{Q_{рк}}{\pi \cdot D_1 \cdot v_{1m}}, \quad (2.21)$$

$$b_1 = \frac{0,0188}{3,14 \cdot 0,05 \cdot 9,98} = 0,012 \text{ м.}$$

2.8 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса

Попереднє значення зовнішнього діаметра робочого колеса (при нескінченному числі лопатей z) може бути визначена спрощено з основного рівняння роботи лопатевих насосів Ейлера $v_{1u} = 0$ і $v_{2u} = 0.5 \cdot U_2$. Тоді колова швидкість на виході з робочого колеса:

$$U'_2 = \sqrt{2gH_T}, \text{ м/с} \quad (2.22)$$

де H_T - теоретичний напір робочого колеса.

Теоретичний напір робочого колеса визначається за формуло:

$$H_m = \frac{H}{\eta_e}, \text{ м} \quad (2.23)$$

$$H_T = \frac{H}{\eta_o} = \frac{350}{0,9625} = 363,63 \text{ м}$$

Находим колова швидкість на виході з робочого колеса :

$$U'_2 = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 363,63} = 84,37 \text{ м/с}$$

Діаметр на виході з робочого колеса при нескінченному числі лопатей:

$$D'_2 = \frac{60U'_2}{\pi n}, \text{ м} \quad (2.24)$$

$$D'_2 = \frac{60 \cdot 84,37}{3,14 \cdot 12000} = 0,1343 \text{ м.}$$

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

Меридіанна швидкість без урахування стиснення на виході з робочого колеса:

$$v'_{2m} = (0.5 \div 1.0) \cdot v'_{1m}, \quad (2.25)$$

Менші значення беруть у тому випадку, коли для полегшення відливання необхідно збільшити ширину робочого колеса на виході b_2

$$v'_{2m} = 0,5 \cdot 12,795 = 6,4 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Кут на виході з робочого колеса β_2 визначають із трикутника швидкостей в залежності від прийнятого значення v'_{2m} так, щоб одержати бажане відношення $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$.

$$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{W_1}{W_{2\infty}} \cdot \frac{\psi_2}{\psi_1} \cdot \frac{v'_{2m}}{v'_{1m}} \cdot \sin \beta_1 \right), \quad (2.26)$$

де $\Psi_2 = 1,05 - 1,1$ - коефіцієнт стиснення потоку лопатями на виході з робочого колеса;

W_1 - відносна швидкість на вході у робоче колесо;

$W_{2\infty}$ - відносна швидкість на виході з робочого колеса при нескінченному числі лопатей.

Відношення $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$ залежить від n_s . Графічна залежність $\frac{W_1}{W_{2\infty}} = f(n_s)$ наведена на

рис. .

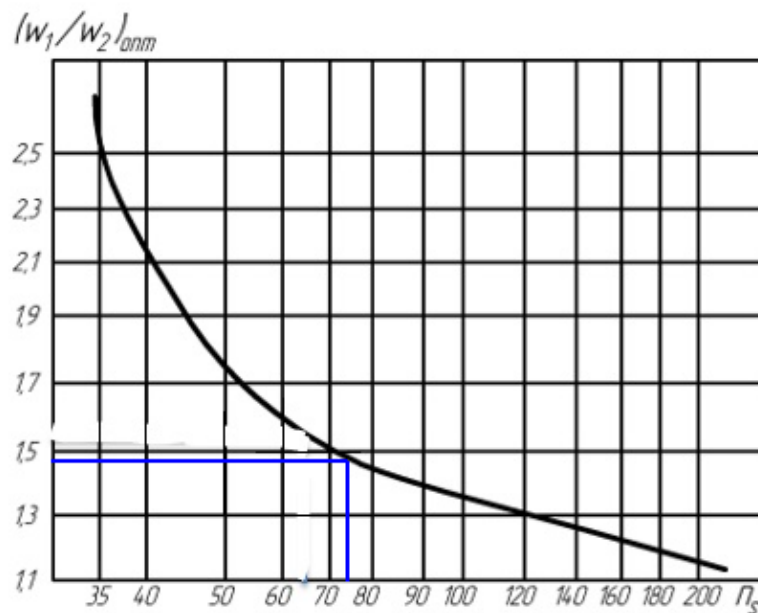


Рисунок 2.2 - Залежність $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$ від n_s

$$\frac{W_1}{W_{2\infty}} = 1,42$$

$$\beta_2 = \arcsin \left(1,42 \cdot \frac{1,07}{1,44} \cdot \frac{6,4}{12,795} \cdot \sin 26 \right) = 13,4^\circ$$

Для збільшення напору кут β_2 може бути збільшений, але при цьому складніше отримати повільно спадаючу напірну характеристику.

2.9 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням числа лопатей

Окружна швидкість на вході в робоче колесо:

$$U_2 = \frac{v_{2m}}{2tg\beta_2} + \sqrt{\frac{v_{2m}^2}{(2tg\beta_2)^2} + gH_{T\infty}}, \quad (2.27)$$

де v_{2m} – меридіанна швидкість на виході з урахуванням стиснення, м/с.

$$V_{m2} = \psi_2 \cdot V'_{2m}, \quad (2.28)$$

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

$$H_{T\infty} = \frac{H_{pk}}{\eta_r \cdot K_z}, \quad (2.29)$$

де K_z – виправлення на кінцеве число лопатей.

Виправлення на кінцеве число лопатей K_z будемо визначати по формулі Пфлейдерера:

$$K_z = \frac{1}{1+p}, \quad (2.30)$$

де

$$p = 2 \cdot \frac{\psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}, \quad (2.31)$$

Коефіцієнт ψ визначається залежно від n_s , при $n_s < 150$:

$$\psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \sin \beta_2, \quad (2.32)$$

$$\psi = 0,6 + 0,6 \sin 13,4^\circ = 0,739$$

$$p = 2 \cdot \frac{0,739}{7} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,05}{0,1343}\right)^2} = 0,245,$$

$$K_z = \frac{1}{1 + 0,245} = 0,8,$$

$$H_{T\infty} = \frac{350}{0,8019 \cdot 0,8} = 545,6 \text{ м.}$$

$$V_{m2} = 1,07 \cdot 6,4 = 6,848 \text{ м/с}$$

$$U_2 = \frac{6,848}{2 \operatorname{tg} 13,4} + \sqrt{\left(\frac{6,848}{2 \operatorname{tg} 13,4}\right)^2 + 9,81 \cdot 545,6} = 88,9 \text{ м/с}$$

$$D_2 = \frac{60 U_2}{\pi \cdot n},$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 88,9}{3,14 \cdot 12000} = 0,142 \text{ м}$$

2.10 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку

Коефіцієнт стиснення потоку на виході з робочого колеса по формулі:

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_2}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_2}}, \quad (2.33)$$

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 3}{3,14 \cdot 142 \cdot \sin 13,4^\circ}} = 1,07.$$

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

$$|1,26 - 1,07| \geq 0,01$$

Оскільки умова не виконується, то робимо друге наближення.

Задаємося $\psi_2'' = \psi_2' = 1,26$, тоді:

$$v_{2m} = 1,26 \cdot 6,4 = 8,064 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$\beta_2 = \arcsin\left(1,44 \cdot \frac{1,26}{1,44} \cdot \frac{6,4}{12,795} \cdot \sin 26^\circ\right) = 16^\circ$$

$$\psi = (0,6) + 0,6 \sin 16^\circ = 0,765$$

$$p = 2 \cdot \frac{0,765}{7} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,05}{0,1343}\right)^2} = 0,254,$$

$$K_z = \frac{1}{1 + 0,254} = 0,797$$

$$H_{\infty} = \frac{350}{0,8019 \cdot 0,798} = 540,6 \text{ м.}$$

$$U_2 = \frac{8.064}{2tg16^\circ} + \sqrt{\frac{8.064^2}{(2tg16^\circ)^2} + 9,81 \cdot 547,6} = 88,7 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 88,7}{3,14 \cdot 12000} = 0,141 \text{ м}$$

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 3}{3,14 \cdot 141 \cdot \sin 16^\circ}} = 1,21.$$

$$|1,26 - 1,21| \geq 0,01$$

Оскільки умова не виконується, то робимо третє наближення.

Задаємося $\psi_2''' = \psi_2'' = 1,21$, тоді:

$$v_{2m} = 1,21 \cdot 6,4 = 7,74 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$\beta_2 = \arcsin \left(1,44 \cdot \frac{1,21}{1,44} \cdot \frac{6,4}{12,795} \cdot \sin 26^\circ \right) = 15,17^\circ$$

$$\psi = (0,6) + 0,6 \sin 15,17^\circ = 0,757$$

$$p = 2 \cdot \frac{0,757}{7} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,05}{0,1343} \right)^2} = 0,251,$$

$$K_z = \frac{1}{1 + 0,251} = 0,799$$

$$H_{\infty} = \frac{350}{0,8019 \cdot 0,799} = 546,3 \text{ м.}$$

$$U_2 = \frac{7,74}{2tg15,17^\circ} + \sqrt{\frac{7,74^2}{(2tg15,17^\circ)^2} + 9,81 \cdot 546,3} = 88,87 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 88,87}{3,14 \cdot 12000} = 0,142 \text{ м}$$

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 3}{3,14 \cdot 142 \cdot \sin 15,17^\circ}} = 1,219.$$

$$|1.21 - 1.219| \geq 0.01$$

Умова виконується.

2.11 Визначення ширини робочого колеса на виході

Ширину робочого колеса на виході визначаємо з рівняння нерозривності:

$$b_2 = \frac{Q_{pk}}{\pi \cdot D_2 \cdot v_{2m}}, \quad (2.34)$$
$$b_2 = \frac{0,0188}{3,14 \cdot 0,142 \cdot 7,74} = 0,0055 \text{ м.}$$

3 Проектування меридіанного перерізу робочого колеса

3.1 Загальні положення

Контури меридіанного перерізу РК звичайно вибирають з урахуванням наступних вимог:

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

3.2 Методика побудови меридіанного перерізу

Контури меридіанного перерізу, що задовольняють застосованим вище вимогам, знаходять методом послідовних наближень:

- намічають попередньо («на око») контури крайніх ліній струму (рекомендується при цьому орієнтуватися на існуючі РК подібних n_s);
- наносять середню лінію каналу, що являє собою геометричне місце центрів вписаних окружностей (рис.2.2), звичайно від входу до виходу РК тонкими лініями вписується 8-10 окружностей; у зоні повороту потоку окружності розташовують густіше. Центри вписаних окружностей нумерують 1,2,3...;
- обчислюють площі нормальних перетинів по формулах:

Площа початкового нормального перерізу (на вході в РК), мм²

$$F_{\text{вх}} = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_{\text{вт}}^2), \quad (3.1)$$

$$F_{\text{вх}} = \frac{3.14}{4} (66^2 - 40^2) = 2163,46 \text{ мм}^2.$$

Площа кінцевого нормального перерізу (на виході з РК), мм²:

$$F_{\text{вих}} = \pi D_2 b_2, \quad (3.2)$$

$$F_{\text{вих}} = 3.14 \cdot 142 \cdot 5,5 = 2452,34 \text{ мм}^2.$$

Площа проміжного нормального перерізу, мм²:

$$F_i = 2\pi r_i b_i, \quad (3.3)$$

де r_i – відстань від осі РК до центра вписаної окружності, мм;

b_i – діаметр вписаної окружності, мм.

Розбивка меридіанного перерізу показана на рис. 3.1.

Результати розрахунків заносимо в таблицю 3.1.

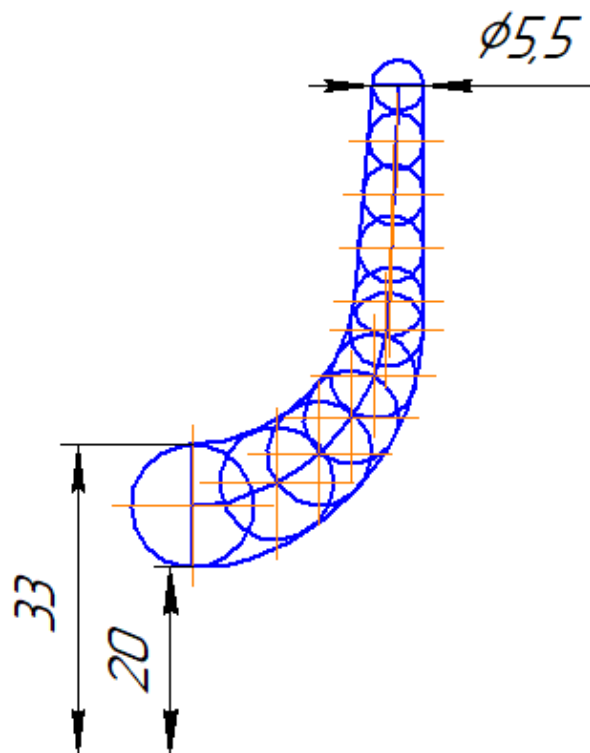


Рисунок 3.1

Таблиця 1. Результати розрахунків.

№	r_i	b_i	Δl_i	F_i
1	13	26,5	0	2163,46
2	12	28,89	9,33	2177,15
3	11	32,06	14,89	2214,71
4	10	35,88	19,97	2253,26
5	9	40,18	24,89	2270,94
6	8	45,6	30,02	2290,94
7	7,5	49,1	32,98	2312,61
8	7	53,7	38,63	2360,65
9	6,5	59,43	44,37	2425,93
10	6	65,15	50,09	2454,85
11	5,5	71	55,94	2452,34

За даними таблиці 1. будемо графік зміни площ меридіанального перерізу робочого колеса .

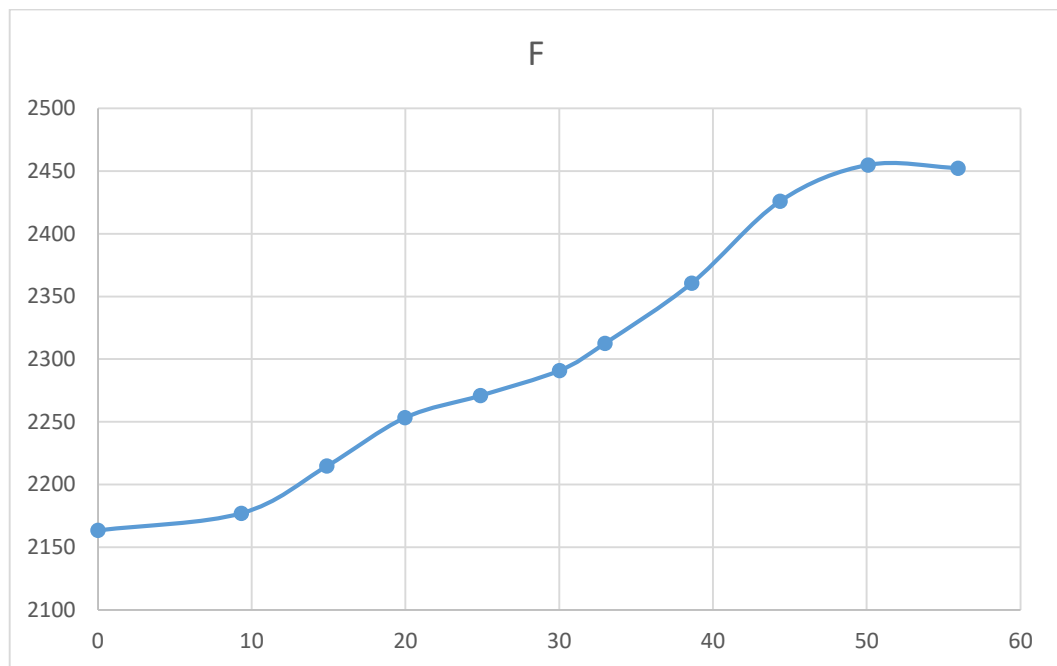


Рисунок 3.2 – Графік зміни площ меридіанного перерізу робочого колеса.

3.3 Розрахунок рівно швидкісного потоку

Будуємо екіпотенціальні поверхні та визначаємо координати відповідних точок (рисунок 13.1). При побудові поверхонь повинна виконуватися умова ортогональності.

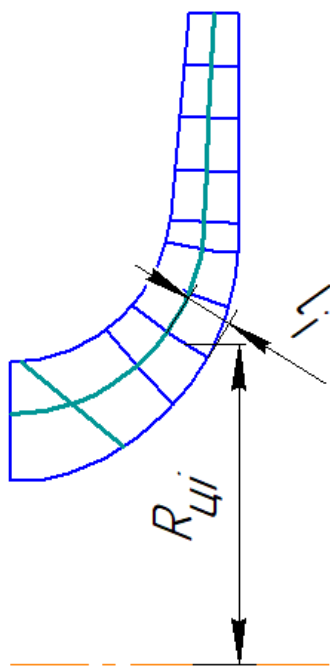


Рисунок 3.3 – Розбивка ліній струму

3.4 Профілювання лопаті

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

Профілювання лопаті здійснюється в наступній послідовності:

- будують конформну сітку на розгорненні циліндра і конформне відображення координатної сітки на поверхні току;
- профілюють поверхні лопаті на розгорненні циліндра;

- будують меридіанний перетин поверхні лопаті на меридіанній поверхні РК і лопаті в плані.

Для $n_s=73$:

- кількість потоків – 2;
- кількість розрахункових перерізів – 3
- кут $\Theta = 120^\circ$.

Профілювання проводимо по середній лінії течії. В якості відображаючої поверхні приймають циліндр. Для розрахунків приймають радіус циліндра $R_{к.ц.}=150-200$ мм. На розгортці комфортного циліндру проводимо лінії на відстані одна від іншої:

- вертикальні:

$$\Delta L = \frac{R_{к.ц.}}{c}, \quad (3.4)$$

де c – постійна, приймаємо $c=10$;

$$\Delta L = \frac{200}{10} = 20 \text{ мм};$$

- горизонтальні:

$$\Delta S = \frac{\pi \cdot R_{к.ц.} \cdot \Delta \varphi}{180^\circ}, \quad (3.5)$$

де $\Delta \varphi = 5 \div 10^\circ$. Приймаємо $\Delta \varphi = 10^\circ$;

$$\Delta S = \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 10}{180} = 34,9 \text{ мм}.$$

Розбиваємо лінії тока на ділянки у відповідності до умови комфортності:

$$\frac{r_{cp_i}}{\Delta l_i} = \frac{R_{к.ц.}}{\Delta L} = const = c, \quad (3.6)$$

де $\frac{r_{cp_i}}{\Delta l_i} = 10 \pm 2,5\%$.

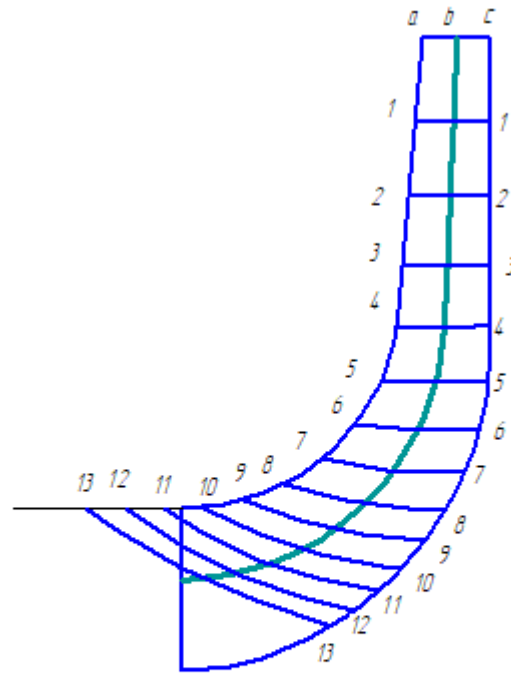


Рисунок 3.4 – Побудова конформного зображення

3.5 Вибір положення вхідної кромки і визначення кутів входу

Визначимо меридіанальну швидкість за формулою, м/с:

$$V_{1m}' = \frac{Q_{p.k.}}{3600 \cdot 2\pi k \cdot r_{цт} \cdot l}, \quad (3.7)$$

де k - число потоків;

$r_{цт}$ – відстань центра тяжіння нормалі від осі робочого колеса;

l – довжина номалі між даної і сусідніми лініями тока;

Визначимо окружну швидкість за формулою:

$$V_{1ma}' = \frac{0,0188}{2 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 0,03021 \cdot 0,00568} = 8,723 \text{ м/с}$$

$$V'_{1mb} = \frac{0.0188}{2 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 0,02518 \cdot 0,0069} = 8,615 \text{ м/с}$$

$$V'_{1mc} = \frac{0,0188}{2 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 0,02651 \cdot 0,00658} = 8,58 \text{ м/с}$$

Визначимо окружну швидкість за формулою:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_{\text{вх}} \cdot n}{60}, \quad (3.8)$$

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

$$D_{\text{вха}} = 33,04 \text{ мм}, D_{\text{вхб}} = 28,44 \text{ мм}, D_{\text{вхс}} = 23,73 \text{ мм}.$$

$$U_{1a} = \frac{3,14 \cdot 0,03304 \cdot 12000}{60} = 20,75 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$U_{1b} = \frac{3,14 \cdot 0,02844 \cdot 12000}{60} = 17,86 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$U_{1c} = \frac{3,14 \cdot 0,02373 \cdot 12000}{60} = 14,9 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Визначимо кут потоку на вході в робоче колесо з урахуванням стиснення за формулою:

$$\beta'_{1n} = \arctg \frac{v'_{1m} \cdot \psi}{U_1}, \quad (3.9)$$

$$\beta_{1na} = \arctg \frac{8,723 \cdot 1,44}{20,75} = 31,19,$$

$$\beta_{1nb} = \arctg \frac{8,615 \cdot 1,44}{17,86} = 34,78^\circ,$$

$$\beta_{1nc} = \arctg \frac{8,58 \cdot 1,44}{14,9} = 39,67^\circ.$$

Кут нахилу лопаті на вході в робоче колесо:

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

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

Кут атаки вводиться з метою зменшення гідравлічних втрат в області робочого колеса і поліпшення його кавітаційних якостей, приймаємо $\Delta\beta = 8^\circ$.

$$\beta_a = 31,19^\circ + 8^\circ = 39,19^\circ$$

$$\beta_b = 34,78^\circ + 8^\circ = 42,78^\circ$$

$$\beta_c = 39,67^\circ + 8^\circ = 47,67^\circ$$

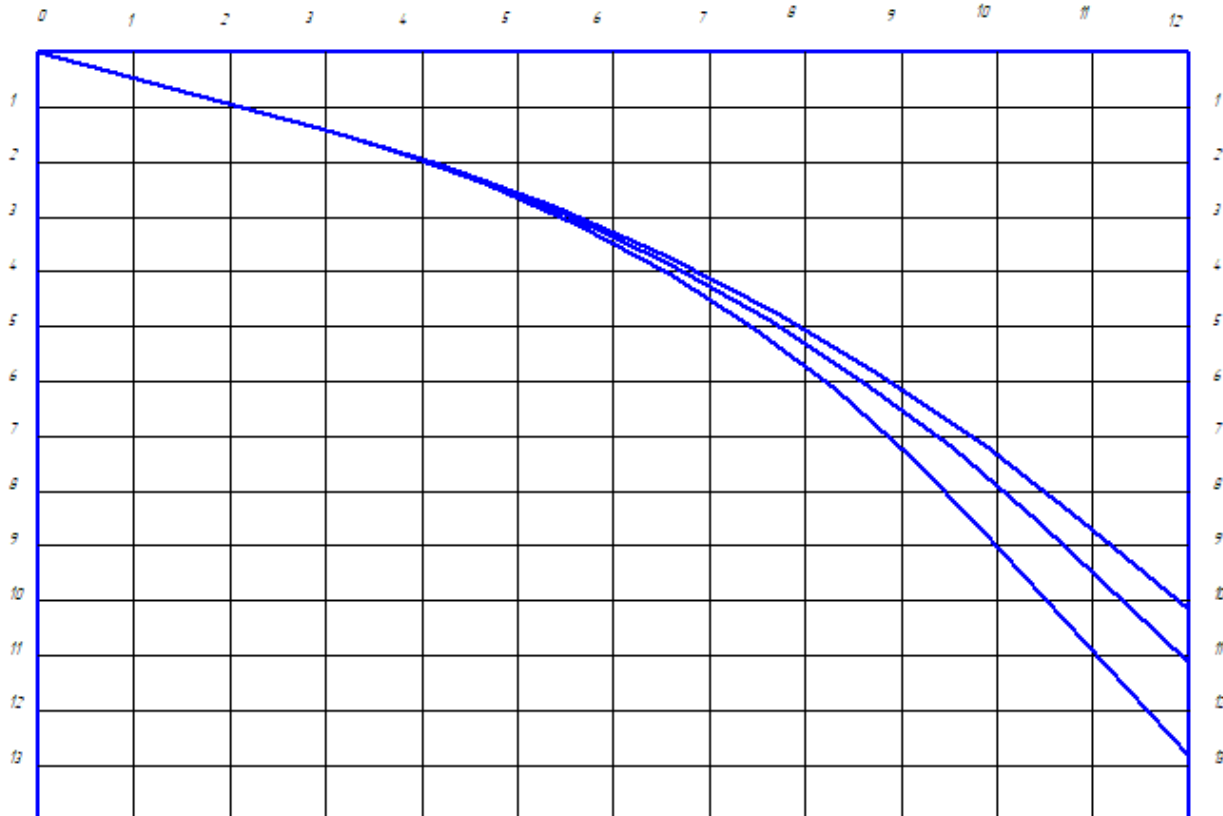


Рисунок 3.5 – конформна діаграма.

3.6 Побудова меридіанних перетинів поверхні лопатей на меридіанну проекцію РК

Меридіанними перетинами називаються лінії перетинання поверхні лопаті з площинами, що проходять через вісь РК. Побудова меридіанних перетинів поверхні лопаті на меридіанній проекції здійснюється на основі конформної діаграми. Побудова допоміжного графіка приводить до погрешностей; у даному випадку для переносу відповідних точок з конформної діаграми на лінії струму меридіанного перерізу використовується співвідношення .

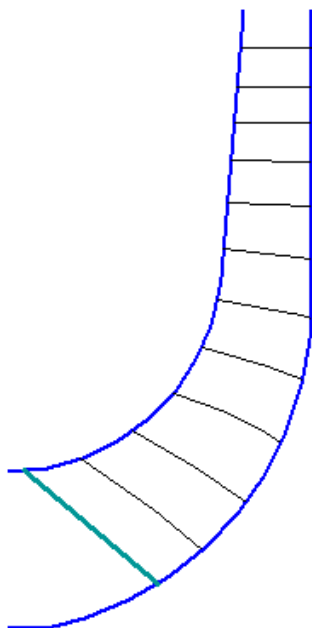


Рисунок 3.6 - Меридіанні перетини поверхні лопаті на меридіанній проекції РК.

Проекцію лопаті на площину, перпендикулярну осі обертання РК, називають планом лопаті .

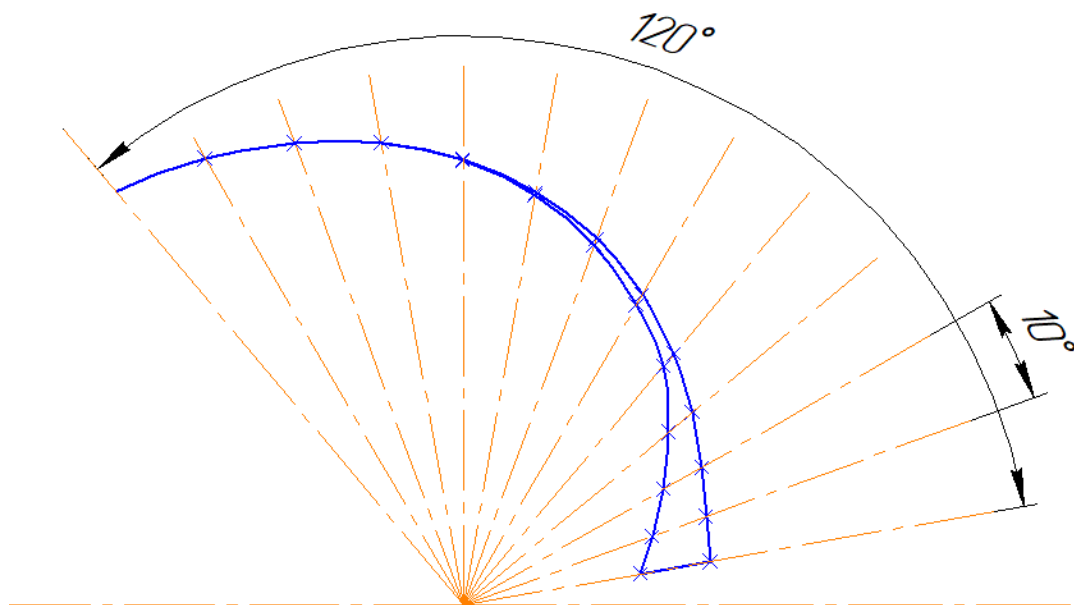


Рисунок 3.7 – Лопать у плані

4 Розрахунок отвода

4.1 Розрахунок і проектування спіральної камери

Під час руху рідини усередині спірального відвода від початкового перерізу до вихідного її витрата зростає пропорційно куту φ . При цьому витрату рідини через проміжний переріз можна оцінити математично:

$$Q_\varphi = \frac{Q}{360} \cdot \varphi^\circ, \quad (4.1)$$

$$Q_\varphi = \frac{65}{360} \cdot 360^\circ = 65 \text{ м}^3 / \text{год}.$$

Витрата в спіральному відводі буде збільшуватися аж до вихідного перерізу, де вона дорівнюватиме подачі насоса $Q_{\text{вих}} = Q$.

Тому розрахунок спірального відвода зводиться до визначення площі вихідного (розрахункового) перерізу спіралі, через який буде забезпечена подача насоса Q

Вихідними даними для розрахунку є: подача насоса Q , напір H , частота обертання n , коефіцієнт швидкохідності n_s , момент швидкості на виході з робочого колеса K_2 , зовнішній діаметр робочого колеса D_2 , ширина робочого колеса на виході b_2 , гідравлічний ККД η_2 .

Значення n_s , D_2 , b_2 , η_2 визначають при розрахунку робочого колеса.

Як вже зазначалося вище, спіральний відвід складається із двох елементів: камери змінного перерізу – спіральна ділянка, розміщена навколо робочого колеса, і дифузора. Перерізам спіральної ділянки в меридіанній площині надається одна з форм, поданих на рис. 2.1 (а – трапецієподібна; б – кругла; в – прямокутна). Найпоширенішою в насособудуванні є трапецієподібна форма. Але для насосів малого розміру й низької швидкохідності часто застосовується прямокутна форма. Дифузор може бути з прямою віссю або непрямою віссю.

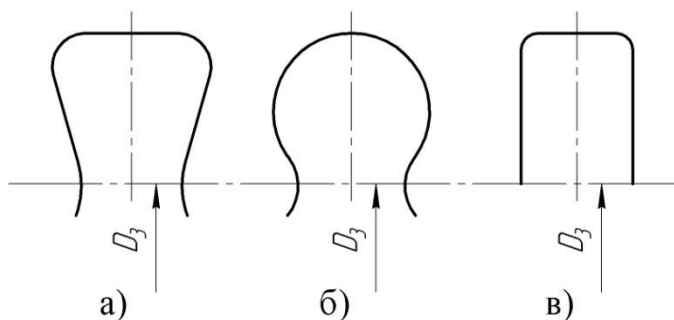


Рисунок 4.1 – Форми меридіанного перерізу спірального відвода

Діаметр початкової окружності D_3 рекомендують вибирати з умови мінімальних гідравлічних втрат у зазорі між робочим колесом і відводом і мінімальною віброактивністю насоса. Цю умову задовольняє такий вираз для D_3 , м:

$$D_3 = 2R_3 = 2(1,03 - 1,05)R_2, \quad (4.2)$$

$$D_3 = (1,03 - 1,05) \cdot 0,142 = 0,14626 - 0,1491 = 0,148 \text{ м}$$

Ширину b_3 вибирають залежно від ширини b_2 і діаметра D_2 на виході лопатевого колеса:

$$b_3 \approx b_2 + 0,05D_2, \quad (4.3)$$

$$b_3 \approx 0,0055 + 0,05 \cdot 0,142 = 0,0126 \text{ м}.$$

Нахил бічних стінок може задаватися відношенням a/h або кутом γ (див. рис. 2.2).

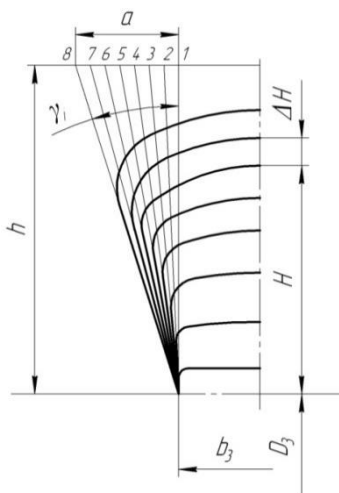


Рисунок 4.2 – Нахил бічних стінок спірального відвода

Кут нахилу бічних стінок можна задати, знаючи коефіцієнт швидкохідності.

Так, для спірального відводу з тангенціальним виходом приймаємо $\gamma = 21^\circ$

Кут обхвату спіралі $\varphi_{cn} = 350^\circ$

Для визначення площі розрахункового перерізу може бути використаний графоаналітичний метод, за яким розрахункова площа розбивається на n елементарних площадок однакової висоти (див. рис. 2.3). 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 ($Q_{\text{розрах}} \approx 1,05Q$).

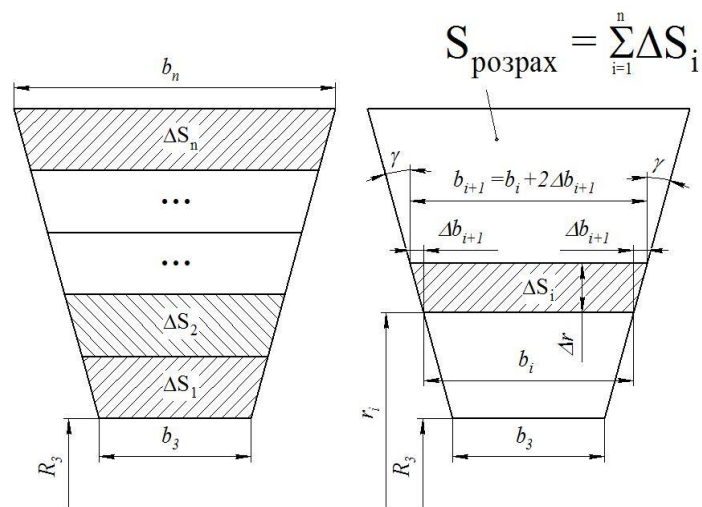


Рисунок 4.3 – Схема визначення площі розрахункового перерізу спіралі й основних розмірів елементарних площадок цього перерізу

Ширина проміжних перерізів b_{i+1} (див. рис. 2.3) визначається за формулою

$$b_{i+1} = b_i + 2\Delta b_{i+1} = b_i + 2 \cdot \Delta r \cdot \operatorname{tg}(\gamma). \quad (4.4)$$

Момент швидкості K_2 , $\text{м}^2/\text{с}$, на виході з робочого колеса для насосів типу К і В визначається так:

$$K_2 = V_{u_2} \cdot R_2 = \frac{g \cdot H_m}{\omega}, \quad (4.5)$$

де V_{u_2} – окружна складова абсолютної швидкості потоку на виході з робочого колеса, $\text{м}/\text{с}$;

R_2 – зовнішній радіус робочого колеса, м ;

H_m – теоретичний напір, м ;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння;

$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ – кутова швидкість обертання робочого колеса, с^{-1} .

Витрата ΔQ_i , $\text{м}^3/\text{с}$, через елементарну площадку визначається за формулою

$$\Delta Q_i = K_2 \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r \cdot \frac{360}{\varphi_{cn}}. \quad (4.6)$$

Таблиця 4.1 – Розрахунки до визначення розрахункового перерізу у спіралі

Номер точки	r_i , м	b_i , м	$B_i = \frac{b_i}{r_i}$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2}$	$K_2 \cdot \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta$
1	0,074	0,0126	-	-	-
2	0,075	0,013285	0,177131	0,272376	0,000796
3	0,076	0,01397	0,183811	0,282222	0,000825
4	0,077	0,014654	0,190317	0,291815	0,000853
5	0,078	0,015339	0,196656	0,301164	0,00088
6	0,079	0,016024	0,202835	0,310278	0,000907
7	0,08	0,016709	0,20886	0,319166	0,000933
8	0,081	0,017394	0,214736	0,327836	0,000958
9	0,082	0,018078	0,220468	0,336297	0,000983
10	0,083	0,018763	0,226063	0,344555	0,001007
11	0,084	0,019448	0,231524	0,352618	0,00103
12	0,085	0,020133	0,236856	0,360493	0,001053
13	0,086	0,020818	0,242065	0,368187	0,001076
14	0,087	0,021502	0,247154	0,375704	0,001098
15	0,088	0,022187	0,252127	0,383052	0,001119
16	0,089	0,022872	0,256989	0,390237	0,00114
17	0,09	0,023557	0,261742	0,397262	0,001161
18	0,091	0,024242	0,266391	0,404135	0,001181
19	0,092	0,024926	0,270939	0,410859	0,001201
20	0,093	0,025611	0,275389	0,417439	0,00122

21	0,094	0,026296	0,279745	0,423881	0,001239
22	0,095	0,026981	0,284008	0,430188	0,001257
23	0,096	0,027666	0,288183	0,436364	0,001275

При радіусі $r_i = 0,096$ м подача насоса перевищує $Q_{\text{розрах}} = 65$ м³/год.

За табличними даними будується графік $Q = f(r)$, який сполучається з меридіанним перерізом спіралі. На рис. 2.4 показаний приклад побудови розрахункового й проміжного перерізів. На прикладі побудова проводиться для спіралі з 8 перерізами. Тобто $Q_{\text{розрах}} = Q_8$. Для 12 й 16 перерізів підхід до побудови точно такий самий, тільки розрахункові перерізи будуть відповідати 12 й 16 перерізам. По осі Q відкладається $Q = Q_{\text{розрах}}$. Йому відповідає розмір H'_8 (для 8-го перерізу спіралі), що обмежить площу трапеції, яка відповідає площі розрахункового перерізу. Гострі кути трапеції скругляються радіусом R_8 за умови забезпечення рівності статичних моментів площ F_x і F_y :

$$F_x \cdot r_x = F_y \cdot r_y, \quad (4.7)$$

де r_x і r_y – радіуси розміщення центрів ваги площ F_x і F_y .

Після чого визначають дійсну висоту розрахункового перерізу H_8 . Вона буде більшою, ніж H'_8 .

При цьому висота трапеції збільшиться до величини H_8 .

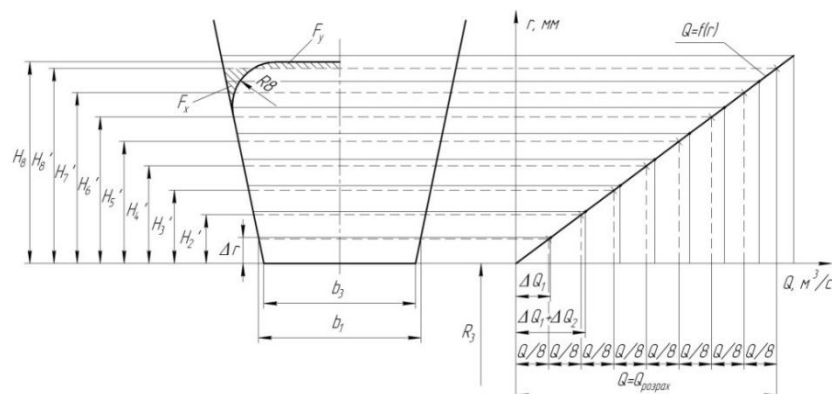


Рисунок 4.4 – Визначення розмірів розрахункового восьмого ($F_{\text{розрах}} = F_8$) і проміжних ($F_1 - F_7$) перерізів

4.2 Розрахунок і проектування дифузornoї ділянки

Дифузornoна ділянка (див. рис. 4.5) починається від розрахункового перерізу 8 і закінчується окружністю напірного патрубку діаметром $D_{вих}$. При розрахунку дифузора можна використовувати такі рекомендації:

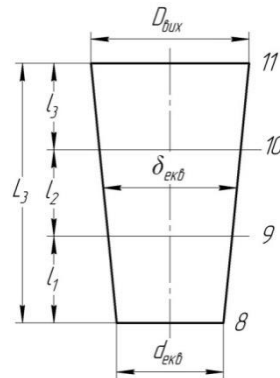


Рисунок 4.5 – Основні розміри дифузornoї ділянки

- середня швидкість на виході з насоса ($V_{вих}$) повинна лежати в межах від 2 до 8 м/с;
- діаметр напірного патрубка визначається з умови нерозривності потоку з урахуванням рекомендацій попереднього пункту за формулою

$$D_{вих} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot V_{вих}}}, \quad (4.8)$$

$$D_{вих} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0181}{3,14 \cdot 6}} = 0,062 \text{ м}$$

- після розрахунку $D_{вих}$ його значення повинне бути скореговане відповідно до такого ряду: 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100, 125, 150, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500, 600, 700, 800, 900, 1000, 1200, 1400 мм і т. д..

Обираємо $D_{вих} = 65 \text{ мм}$

- довжина дифузора L і кут його конусності повинні визначатися з умови мінімальних гідравлічних втрат:

$$\varepsilon_{opt} = 2 \arctg \left(\frac{D_{вих} - d_{екв}}{2L} \right), \quad (4.9)$$

де $\varepsilon_{opt} = 8-10^\circ$ – оптимальний кут конусності дифузора;

$$d_{екв} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{роз}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000352}{3,14}} = 0,023 \text{ мм}$$

– еквівалентний діаметр розрахункового перерізу (див. рис. 3.1, 3.2).

Остаточний вибір L здійснюється з урахуванням конструктивних міркувань. Величина L повинна виражатися круглою цифрою, що закінчується на 0 або 5. Приймаємо $L = 250$ мм.

Для виготовлення моделі корпусу необхідно задати, щонайменше, два проміжних перерізи дифузора (див. рис.3.1, 3.2). Рекомендації з їхнього проектування такі:

а) сполучають окружність діаметром $D_{вих}$ і нижню основу дифузора таким чином, щоб центр окружності збігався із серединою висот нижньої основи (див. рис. 3.2);

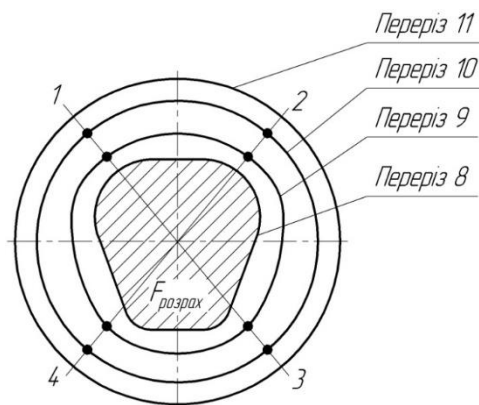


Рисунок 4.6 – Схема побудови проміжних перерізів дифузора

б) 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 відрізкам l_1 , l_2 і l_3 (див. рис. 4.5, 4.6). 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 мультиплікатора по параметрам

5.1 Технічне завдання на проектування

Спроекувати двоступінчастий мультиплікатор за заданою кінематичною схемою (рис. 19.1).

Вихідні дані:

$P = 75$ кВт – потужність привідного двигуна;

$n_1 = 3000$ об/хв. – синхронна частота обертання вхідного валу – валу електродвигуна;

$n_4 = 12000$ об/хв. – частота обертання вихідного валу мультиплікатора;

в редукторі прийняти підшипники ковзання.

*Мультиплікатор циліндричний
двоступінчастий співвісний вертикальний*

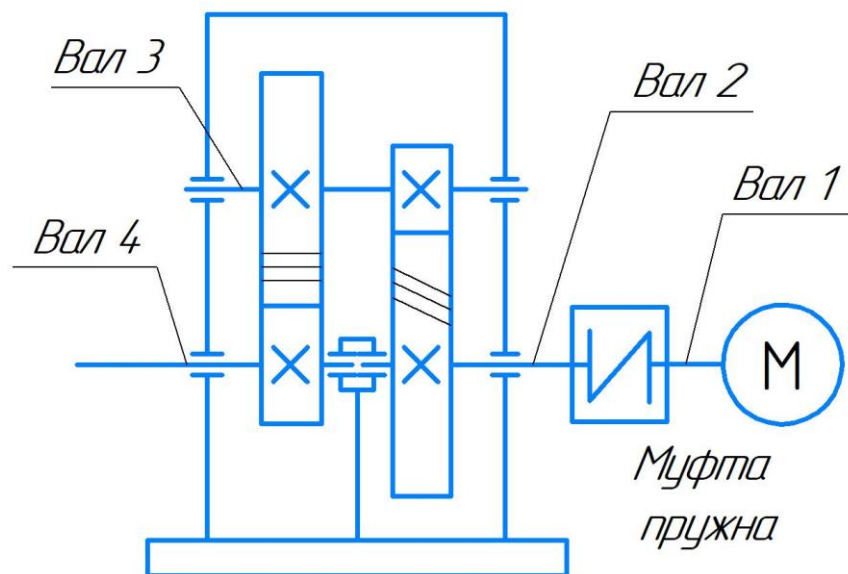


Рисунок 5.1. - Кінематична схема привода

Склад привода:

- електродвигун;
- компенсаційна муфта;
- циліндричний двоступінчастий вертикальний мультиплікатор.

5.2 Розрахунок основних параметрів привода

Визначаємо загальний ККД привода

$$\eta_{\text{пр}} = \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{зп}}^2 \cdot \eta_{\text{пш}}^3, \quad (5.1)$$

де $\eta_{\text{м}} = 0,98$ – ККД муфти;

$\eta_{\text{зп}} = 0,98$ – ККД зубчастої передачі (показник ступеню в $\eta_{\text{зп}}^2$ дорівнює кількості зубчастих закритих передач);

$\eta_{\text{пш}} = 0,98$ – ККД пари підшипників ковзання для підшипників з бабітовою заливкою (показник ступеню в $\eta_{\text{пш}}^3$ дорівнює кількості пар підшипників у приводі).

$$\eta_{\text{пр}} = 0,98 \cdot 0,98^2 \cdot 0,98^3 = 0,886$$

Визначаємо потужність на вихідному валу мультиплікатора

$$P_4 = P \cdot \eta_{\text{пр}}, \quad (5.2)$$

$$P_4 = 75000 \cdot 0,886 = 66438 \text{ Вт}$$

За заданою потужністю електродвигуна та синхронною частотою обертання валу вибираємо за стандартом двигун 4A250S2 з відносним ковзанням $S = 1,4 \%$.

Визначаємо номінальну (асинхронну) частоту обертання валу двигуна

$$n_{\text{ном}} = n_1 = n_c \cdot (1 - S) = 3000 \cdot \left(1 - \frac{1,4}{100}\right) = 2958 \frac{\text{об}}{\text{хв}}. \quad (5.3)$$

$$n_{\text{ном}} = 3000 \cdot \left(1 - \frac{1,4}{100}\right) = 2958 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

Визначаємо загальне передаточне число мультиплікатора

$$u_{\text{мул}} = \frac{n_4}{n_1} = \frac{12000}{2958} = 4,057 \quad (5.4)$$

$$u_{\text{мул}} = \frac{12000}{2958} = 4,057$$

Загальне передаточне число привода для співвісного мультиплікатора розбивається по ступенях передаточне число першого прискорювального ступеню

$$u_{1\text{пр}} = 0,9 \cdot \sqrt{u_{\text{мул}}} = 0,9 \cdot \sqrt{4,057} = 1,813 \quad (5.5)$$

$$u_{1\text{пр}} = 0,9 \cdot \sqrt{4,057} = 1,813$$

Приймаємо стандартне значення передаточного числа першого прискорювального ступеню

$$u_{1\text{пр}} = 1,8$$

Тоді передаточне число другого прискорювального ступеню

$$u_{2\text{пр}} = \frac{u_{\text{мул}}}{u_{1\text{пр}}} = \frac{4,057}{1,8} = 2,254 \quad (5.6)$$

$$u_{2\text{пр}} = \frac{4,057}{1,8} = 2,254$$

Приймаємо стандартне значення передаточного числа другого прискорювального ступеню

$$u_{2\text{пр}} = 2,24$$

Тоді загальне передаточне число мультиплікатора

$$u_{\text{мул}}^{\phi} = u_{1\text{пр}} \cdot u_{2\text{пр}} \quad (5.7)$$

$$u_{\text{мул}}^{\phi} = 1,8 \cdot 2,24 = 4,032$$

Відхилення від заданого передаточного числа мультиплікатора

$$\delta_u = \frac{|u_{\text{мул}} - u_{\text{мул}}^{\phi}|}{u_{\text{мул}}} \cdot 100\% = \frac{|4,057 - 4,032|}{4,057} \cdot 100\% = 0,62\% < 3\% \quad (5.8)$$

$$\delta_u = \frac{|4,057 - 4,032|}{4,057} \cdot 100\% = 0,62\% < 3\%$$

Визначаємо основні параметри валів мультиплікатора: частоту обертання n ; кутову швидкість ω ; потужність P ; момент обертання T .

Для валу 1:

$$n_1 = 2958 \text{ об/хв.};$$

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} \quad (5.9)$$

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot 2958}{30} = 309,76 \text{ рад/с}$$

$$P_1 = 75,0 \text{ кВт};$$

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (5.10)$$

$$T_1 = \frac{75,0 \cdot 10^3}{309,76} = 242,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Для валу 2:

$$n_2 = n_1 = 2958 \text{ об/хв.};$$

$$\omega_2 = \omega_1 = 309,76 \text{ рад/с}$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_m \cdot \eta_{пш}, \text{ кВт}$$

(5.11)

$$P_2 = 75,0 \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 72,03 \text{ кВт}$$

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{72,03 \cdot 10^3}{309,76} = 232,53 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Для валу 3:

$$n_3 = n_2 \cdot u_{1пр} = 2958 \cdot 1,8 = 5324,4 \text{ об/хв.}$$

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot 5324,4}{30} = 557,57 \text{ рад/с}$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{пш} = 72,03 \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 69,178 \text{ кВт}$$

$$T_3 = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{69,178 \cdot 10^3}{557,57} = 124,07 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Для валу 4:

$$n_4 = 5324,4 \cdot 2,24 = 11927 \text{ об/хв.}$$

$$\omega_4 = \frac{\pi \cdot 11927}{30} = 1249 \text{ рад/с}$$

$$P_4 = 69,178 \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 66,439 \text{ кВт}$$

$$T_4 = \frac{66,439 \cdot 10^3}{1249} = 53,19 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Результати розрахунків заносимо до підсумкової таблиці 5.1.

Таблиця 5.1. – Результати розрахунку основних параметрів мультиплікатора

Вал	n, об/хв	ω , рад/с	P, кВт	T, Н м	u		
1	2958	309,76	75,0	242,1	1	-	-
2	2958	309,76	72,03	232,53			
3	5324,4	557,57	69,178	124,07		1,8	
4	11927	1249	66,439	53,19	-	-	2,24

5.3 Розрахунок першого ступеню мультиплікатора – косозубої циліндричної зубчастої передачі

Вибираємо матеріали, вид термічної обробки та твердість поверхні зубців шестерні і зубчастого колеса

Для шестерні: сталь 40ХН; термообробка – поліпшення; діаметр заготовки – до 150 мм; середня твердість $HV_1 = 280$.

Для колеса: сталь 40ХН; термообробка – поліпшення; діаметр заготовки – більше 180 мм; середня твердість $HV_2 = 250$.

Визначаємо допустимі контактні напруження $[\sigma_H]$ для зубчастої передачі за формулою

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\limb} \cdot K_{HL}}{[S_H]}, \quad (5.12)$$

де $\sigma_{H\limb}$ – межа контактної витривалості при базовому числі циклів навантаження, яку для сталених зубчастих коліс з поліпшеною термообробкою розраховуємо за формулою

$$\sigma_{H\limb} = 2 \cdot HB + 70: \quad (5.13)$$

- для шестерні

$$\sigma_{H\limb1} = 2 \cdot HB_1 + 70 = 2 \cdot 280 + 70 = 630 \text{ МПа};$$

- для колеса

$$\sigma_{H \text{ lim}b2} = 2 \cdot HB_2 + 70 = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа};$$

K_{HL} – коефіцієнт довговічності по контактних напруженнях, враховує строк служби і режим навантаження передачі; при постійному навантаженні та необмеженому строку служби $K_{HL} = 1$

$[S_H] = 1,15$ – коефіцієнт безпеки

Тоді допустиме контактне напруження:

- для шестерні

$$[\sigma_{H1}] = \frac{630 \cdot 1}{1,15} = 548 \text{ МПа},$$

- для колеса

$$[\sigma_{H2}] = \frac{570 \cdot 1}{1,15} = 496 \text{ МПа}.$$

Розрахункове допустиме контактне напруження для передачі

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]), \quad (5.14)$$

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (548 + 496) = 470 \text{ МПа}.$$

Перевіряємо для допустимого контактного напруження умову

$$[\sigma_H] \leq 1,23 \cdot [\sigma_{Hmin}], \quad (5.15)$$

де $[\sigma_{Hmin}] = [\sigma_{H2}] = 496 \text{ МПа}$.

$$470 \leq 1,23 \cdot 496 = 610 \text{ МПа}.$$

Перевірні умова виконується.

Виконуємо проектний розрахунок передачі. Визначаємо міжосьову відстань першого ступеню мультиплікатора a_w за формулою

$$a_{1m} = K_a (u_{1пр} + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_H \beta}{[\sigma_H]^2 \cdot u_{1пр}^2 \cdot \psi_{ba}}}, \quad (5.16)$$

де $T_2 = 232,53 \text{ Н м}$ – момент обертання на колесі;

K_a – допоміжний коефіцієнт, який для косозубих передач $K_a = 43 \text{ (МПа)}^{1/3}$;

$u_{1пр} = 1,8$ – передаточне число зубчастої передачі першого ступеню мультиплікатора;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по ширині вінця, який вибираємо за рекомендаціями для несиметричного розташування коліс відносно підшипників $K_{H\beta} = 1,2$;

$\psi_{ba} = 0,4$ – коефіцієнт ширини колеса по міжосьовій відстані для косозубих передач .

Тоді

$$a_{1M} = 43 \cdot (1,8 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{232,53 \cdot 10^3 \cdot 1,2}{470^2 \cdot 1,8^2 \cdot 0,4}} = 119,4 \text{ мм.}$$

Приймаємо найближче значення міжосьової відстані за стандартом

$$a_{1M} = 125 \text{ мм.}$$

Визначаємо нормальний модуль зачеплення m_n

$$m_n = (0,01 - 0,02) \cdot a_{1M}. \quad (5.17)$$

$$m_n = (0,01 - 0,02) \cdot 125 = 1,25 - 2,5 \text{ мм.}$$

Згідно з ГОСТ 9563-60 приймаємо $m_n = 2,5$ мм

Попередньо призначаємо кут нахилу зубців $\beta = 10^\circ$.

Визначаємо число зубців шестерні z_1

$$z_1 = \frac{2 \cdot a_{1M} \cdot \cos \beta}{(u_{1np} + 1) \cdot m_n}. \quad (5.18)$$

$$z_1 = \frac{2 \cdot 125 \cdot \cos 10^\circ}{(1,8 + 1) \cdot 2,5} = 35,2$$

Приймаємо $z_1 = 35$.

Число зубців колеса:

$$z_2 = z_1 \cdot u_{1np} = 35 \cdot 1,8 = 63.$$

Уточнюємо кут нахилу зубців β :

$$\cos \beta = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m_n}{2 \cdot a_{1M}}. \quad (5.19)$$

$$\cos \beta = \frac{(35 + 63) \cdot 2,5}{2 \cdot 125} = 0,98$$

$$\beta = 11,4783^\circ, \quad \beta = 11^\circ 28' 42''.$$

Визначаємо коловий модуль зачеплення m_t :

$$m_t = m_n / \cos \beta = 2,5 / 0,98 = 2,55 \text{ мм.} \quad (5.20)$$

Визначаємо ділильні діаметри шестерні d_1 та колеса d_2 за формулою:

$$d = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta}. \quad (5.21)$$

Для шестерні:

$$d_1 = \frac{2,5 \cdot 35}{0,98} = 89,29 \text{ мм.}$$

Для колеса:

$$d_2 = \frac{2,5 \cdot 63}{0,98} = 160,71 \text{ мм.}$$

Перевіряємо міжосьову відстань:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}. \quad (5.22)$$

$$a_w = \frac{89,29 + 160,71}{2} = 125 \text{ мм.}$$

Визначаємо діаметри кола вершин зубців d_a за формулою:

$$d_a = d + 2m_n. \quad (5.23)$$

Для шестерні:

$$d_{a1} = 89,29 + 2 \cdot 2,5 = 94,29 \text{ мм.}$$

Для колеса:

$$d_{a2} = 160,71 + 2 \cdot 2,5 = 165,71 \text{ мм.}$$

Визначаємо діаметри кола западин зубців d_f за формулою:

$$d_f = d - 2,5 m_n. \quad (5.24)$$

Для шестерні:

$$d_{f1} = 89,29 - 2,5 \cdot 2,5 = 83,04 \text{ мм.}$$

Для колеса:

$$d_{f2} = 160,71 - 2,5 \cdot 2,5 = 154,46 \text{ мм.}$$

Визначаємо ширину вінця колеса b_2 :

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w. \quad (5.25)$$

$$b_2 = 0,4 \cdot 125 = 50 \text{ мм}$$

Ширина шестерні b_1 :

$$b_1 = b_2 + 5. \quad (5.26)$$

$$b_1 = 50 + 5 = 55 \text{ мм}$$

Визначаємо коефіцієнт ширини шестерні за діаметром:

$$\psi_{bd} = b_1 / d_1 = 55 / 89,29 = 0,62. \quad (5.27)$$

Визначаємо колову швидкість коліс v ,:

$$v = \frac{\omega_2 \cdot d_2}{2000} \quad (5.28)$$

$$v = \frac{309,76 \cdot 160,71}{2000} = 24,89 \text{ м/с}$$

Призначаємо для косозубих коліс при коловій швидкості більше 15 до 30 м/с 6-й ступінь точності передачі.

Виконуємо перевірений розрахунок передачі на контактну витривалість.

Визначаємо уточнене значення коефіцієнту навантаження передачі K_H за формулою:

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{Hv}, \quad (5.29)$$

де $K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубців при $\psi_{bd} = 0,62$, твердості зубців $HВ \leq 350$ і несиметричному розташуванні коліс відносно опор $K_{H\beta} = 1,062$;

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями, для 6-го ступеня точності передачі і колової швидкості коліс $v = 24,89$ м/с $K_{H\alpha} = 1,07$;

K_{Hv} – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, яке виникає в зачепленні, для косозубої передачі, твердості зубців $HВ \leq 350$ і колової швидкості коліс $v = 24,89$ м/с $K_{Hv} = 1,07$.

Тоді

$$K_H = 1,062 \cdot 1,07 \cdot 1,07 = 1,22.$$

Визначаємо контактне напруження σ_H на поверхні зубців за формулою :

$$\sigma_H = \frac{270}{a_{1m}} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H \cdot (u_{1np} + 1)^3}{b_2 \cdot u_{1np}^2}} \quad (5.30)$$

$$\sigma_H = \frac{270}{125} \cdot \sqrt{\frac{232,53 \cdot 10^3 \cdot 1,22 \cdot (1,8 + 1)^3}{50 \cdot 1,8^2}} = 423 \text{ МПа.}$$

Умова контактної витривалості зубців $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ забезпечена, тому що:

$$\sigma_H = 423 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 470 \text{ МПа.}$$

Визначаємо розбіжність Δ розрахункового і допустимого значень контактних напружень:

$$\Delta = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100\%.$$

$$\Delta = \frac{470 - 423}{470} \cdot 100\% = 10\%$$

Розбіжність складає 10%, тому визначаємо нову ширину колеса b_{2H} для зменшення розбіжності $[\sigma_H]$ і σ_H за формулою:

$$b_{2H} = b_2 \cdot \left(\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \right)^2. \quad (5.31)$$

$$b_{2H} = 50 \cdot \left(\frac{423}{470} \right)^2 = 40,5 \text{ мм.}$$

Приймаємо $b_2 = 42$ мм.

Ширина шестерні:

$$b_1 = b_2 + 5. \quad (5.32)$$

$$b_1 = 42 + 5 = 47 \text{ мм}$$

Визначаємо фактичне контактне напруження σ_H :

$$\sigma_H = \frac{270}{125} \cdot \sqrt{\frac{232,53 \cdot 10^3 \cdot 1,22 \cdot (1,8+1)^3}{42 \cdot 1,8^2}} = 461 \text{ МПа.}$$

Уточнюємо коефіцієнт ширини шестерні за діаметром:

$$\psi_{bd} = b_1 / d_1. \quad (5.31)$$

$$\psi_{bd} = 47 / 89,286 = 0,53$$

Визначаємо сили, які діють в зачепленні коліс .

Колова сила:

$$F_t = 2 \cdot T_2 / d_2, \quad (5.32)$$

$$F_t = 2 \cdot 232,53 \cdot 10^3 / 160,71 = 2894 \text{ Н}$$

де $T_2 = 232,53$ Н м – момент обертання на колесі.

Радіальна сила:

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta, \quad (5.33)$$

де $\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення.

$$F_r = 2894 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ / 0,98 = 1075 \text{ Н}$$

Осьова сила:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}\beta. \quad (5.34)$$

$$F_a = 2894 \cdot \operatorname{tg}11,4783^\circ = 588 \text{ Н}$$

Виконуємо перевірний розрахунок зубців на витривалість при згині.

Визначаємо коефіцієнт навантаження K_F за формулою:

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV}, \quad (5.35)$$

де $K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубців, при $\psi_{bd} = 0,53$, твердості зубців $HV \leq 350$ і несиметричному розташуванні коліс відносно опор $K_{F\beta} = 1,1$;

K_{FV} – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, яке виникає в зачепленні, для косозубої передачі 6-го ступеню точності, твердості зубців $HV \leq 350$ і коловій швидкості коліс

$$v = 24,89 \text{ м/с} \quad K_{FV} = 1,2.$$

Тоді

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV} = 1,1 \cdot 1,2 = 1,32.$$

Визначаємо коефіцієнти форми зубців шестерні Y_{F1} та колеса Y_{F2}

Еквівалентне число зубців z_v :

- у шестерні

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{35}{0,98} = 37,2$$

- у колесі

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{63}{0,98} = 67$$

Згідно з ГОСТ 21354-75 отримуємо коефіцієнти форми зубців шестерні $Y_{F1} = 3,73$ та колеса $Y_{F2} = 3,613$.

Визначаємо допустиме напруження згинання зубців $[\sigma_F]$ шестерні та колеса за формулою

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flimb}^0}{[S_F]}, \quad (5.36)$$

де σ_{Flimb}^0 – межа витривалості по напруженням згинання; для поліпшеної сталі 40ХН

при твердості $HB \leq 350$

$$\sigma_{F\text{limb}}^0 = 1,8 \cdot HB.$$

Тоді для шестерні

$$\sigma_{F\text{limb}1}^0 = 1,8 \cdot 280 = 504 \text{ МПа},$$

для колеса

$$\sigma_{F\text{limb}2}^0 = 1,8 \cdot 250 = 450 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт безпеки $[S_F]$

$$[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]'' = 1,75 \cdot 1,0 = 1,75,$$

де $[S_F]' = 1,75$ – коефіцієнт, який враховує нестабільність властивостей матеріалу зубчастих коліс

$[S_F]'' = 1,0$ – коефіцієнт, який враховує тип заготовки для коліс

Допустиме напруження згинання:

- для шестерні

$$[\sigma_{F1}] = \frac{504}{1,75} = 288 \text{ МПа};$$

- для колеса

$$[\sigma_{F2}] = \frac{450}{1,75} = 257 \text{ МПа}.$$

Знаходимо відношення $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$:

- для шестерні

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{288}{3,73} = 77,21 \text{ МПа};$$

- для колеса

$$\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{257}{3,613} = 71,13 \text{ МПа}.$$

Подальший перевірний розрахунок на витривалість при згинанні проводимо для зубців колеса, оскільки одержане відношення $\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}}$ для неї менше.

Визначаємо для зубців напруження згину σ_F за формулою перевіряємо умову витривалості зубців на згин $\sigma_F \leq [\sigma_F]$:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha}}{b_2 \cdot m_n} \leq [\sigma_F]. \quad (5.37)$$

Визначаємо коефіцієнт Y_β , який враховує кут нахилу зубців, за формулою:

$$Y_\beta = 1 - \beta^\circ / 140. \quad (5.38)$$

$$Y_\beta = 1 - 11,4783 / 140 = 0,92$$

Коефіцієнт $K_{F\alpha}$, який враховує розподіл навантаження між зубцями, приймаємо за рекомендаціями $K_{F\alpha} = 0,92$.

Тоді напруження згинання:

$$\sigma_{F2} = \frac{2894 \cdot 1,32 \cdot 3,613 \cdot 0,92 \cdot 0,92}{42 \cdot 2,5} = 111,3 \text{ МПа.}$$

Умова витривалості зубців на згинання $\sigma_F \leq [\sigma_F]$ забезпечена, тому щ

$$\sigma_{F2} = 111,3 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 257 \text{ МПа.}$$

Результати розрахунку першого степеню мультиплікатора заносимо у підсумкову таблицю 5.2.

Таблиця 5.2. – Результати розрахунку першого степеню мультиплікатора

Параметр	Розмірність	Значення	Параметр	Розмірність	Значення
$u_{1пр}$	–	1,8	b_1	мм	47
$a_{1м}$	мм	125	b_2	мм	42
z_1	–	35	v	м/с	24,89
z_2	–	63	F_t	Н	2894
β	град.	11°28'42"	F_r	Н	1075
m_n	мм	2,5	F_a	Н	588
m_t	мм	2,55	σ_H	МПа	461
d_1	мм	89,29	$[\sigma_H]$	МПа	471
d_{a1}	мм	94,29	σ_{F2}	МПа	111,3
d_{f1}	мм	83,04	$[\sigma_{F2}]$	МПа	257
d_2	мм	160,71			
d_{a2}	мм	165,71			
d_{f2}	мм	154,46			

5.4 Розрахунок другого ступеню мультиплікатора – прямозубої циліндричної зубчастої передачі

Вибираємо матеріали, вид термічної обробки та твердість поверхні зубців шестерні і зубчастого колеса

Для шестерні: сталь 40ХН; термообробка – поліпшення; діаметр заготовки – до 150 мм; середня твердість $HV_1 = 280$.

Для колеса: сталь 40ХН; термообробка – поліпшення; діаметр заготовки – більше 180 мм; середня твердість $HV_2 = 250$.

Визначаємо допустимі контактні напруження $[\sigma_H]$ для зубчастої передачі за формулою:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b} \cdot K_{HL}}{[S_H]},$$

де $\sigma_{H \lim b}$ – межа контактної витривалості при базовому числі циклів навантаження, яку для сталевих зубчастих коліс з поліпшеною термообробкою розраховуємо за формулою :

$$\sigma_{H \lim b} = 2 \cdot HV + 70 :$$

- для шестерні:

$$\sigma_{H \lim b1} = 2 \cdot HV_1 + 70 = 2 \cdot 280 + 70 = 630 \text{ МПа};$$

- для колеса:

$$\sigma_{H \lim b2} = 2 \cdot HV_2 + 70 = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа};$$

K_{HL} – коефіцієнт довговічності по контактних напруженнях, враховує строк служби і режим навантаження передачі; при постійному навантаженні та необмеженому строку служби $K_{HL} = 1$

$[S_H] = 1,15$ – коефіцієнт безпеки

Тоді допустиме контактне напруження:

- для шестерні:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{630 \cdot 1}{1,15} = 548 \text{ МПа},$$

- для колеса:

$$[\sigma_{H2}] = \frac{570 \cdot 1}{1,15} = 496 \text{ МПа}.$$

Розрахункове допустиме контактне напруження для передачі:

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H1}] = 548 \text{ МПа}.$$

Виконуємо проектний розрахунок передачі. Так як редуктор співвісний, то міжосьова відстань:

$$a_{2ш} = a_{1ш} = 125 \text{ мм}$$

Визначаємо нормальний модуль зачеплення m_n :

$$m_n = (0,01 - 0,02) \cdot a_T = (0,01 - 0,02) \cdot 125 = 1,25 - 2,5 \text{ мм}.$$

Згідно з ГОСТ 9563-60 приймаємо $m_n = 2,0$ мм.

Розраховуємо сумарну кількість зубів шестерні та колеса:

$$z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot a_{2ш}}{m_n} = \frac{2 \cdot 125}{2} = 125 \text{ зубців}$$

Визначаємо число зубців шестерні z_1 :

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u_{2пр} + 1} = \frac{125}{2,44 + 1} = 38,58.$$

Приймаємо $z_1 = 39$.

Тоді число зубців колеса:

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 125 - 39 = 86.$$

Фактичне передаточне число:

$$u_{2\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{86}{39} = 2,21$$

Відхилення від заданого передаточного числа:

$$\delta_{2м} = \frac{|u_{2пр} - u_{2\phi}|}{u_{2пр}} \cdot 100\% = \frac{|2,24 - 2,21|}{2,24} \cdot 100\% = 1,34\% < 2,5\%$$

Визначаємо ділильні діаметри шестерні d_1 та колеса d_2 за формулою

$$d = m_n \cdot z.$$

Для шестерні:

$$d_1 = m_n \cdot z_1 = 39 \cdot 2 = 78 \text{ мм}.$$

Для колеса:

$$d_2 = m_n \cdot z_2 = 86 \cdot 2 = 172 \text{ мм.}$$

Перевіряємо міжосьову відстань:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{78 + 172}{2} = 125 \text{ мм.}$$

Визначаємо діаметри кола вершин зубців d_a за формулою :

$$d_a = d + 2m_n.$$

Для шестерні:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 78 + 2 \cdot 2 = 82 \text{ мм.}$$

Для колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 172 + 2 \cdot 2 = 176 \text{ мм.}$$

Визначаємо діаметри кола западин зубців d_f за формулою:

$$d_f = d - 2,5 m_n.$$

Для шестерні:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 78 - 2,5 \cdot 2 = 73 \text{ мм.}$$

Для колеса:

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 172 - 2,5 \cdot 2 = 167 \text{ мм}$$

Визначаємо ширину вінця колеса b_2 :

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_T = 0,25 \cdot 125 = 31,25 \text{ мм.}$$

Приймаємо $b_2 = 32 \text{ мм.}$

Ширина шестерні b_1 :

$$b_1 = b_2 + 5 = 32 + 5 = 37 \text{ мм.}$$

Визначаємо коефіцієнт ширини шестерні за діаметром:

$$\psi_{bd} = b_1 / d_1 = 37 / 78 = 0,47.$$

Визначаємо колову швидкість коліс v :

$$v = \frac{\omega_1 \cdot d_2}{2000} = \frac{557,57 \cdot 172}{2000} = 47,95 \text{ м/с.}$$

Призначаємо для прямозубих коліс при коловій швидкості до 50 м/с 4-й ступінь точності передачі:

Виконуємо перевірений розрахунок передачі на контактну витривалість.

Визначаємо уточнене значення коефіцієнту навантаження передачі K_H за формулою :

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{Hv},$$

де $K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, який враховує розподіл навантаження між зубцями, для 4-го ступеню точності передачі і коллової швидкості коліс $v = 47,95$ м/с $K_{H\alpha} = 1,0$;

K_{Hv} – коефіцієнт, який враховує динамічне навантаження, яке виникає в зачепленні, для косозубої передачі, твердості зубців $HВ \leq 350$ і коллової швидкості коліс $v = 47,95$ м/с $K_{Hv} = 1,25$.

Тоді:

$$K_H = 1,0 \cdot 1,25 = 1,25.$$

Визначаємо контактне напруження σ_H на поверхні зубців за формулою :

$$\sigma_H = \frac{310}{a_{2m}} \sqrt{\frac{T_3 \cdot K_H \cdot (u_{2np} + 1)^3}{b_2 \cdot u_{2np}^2}}. \quad (5.39)$$

$$\sigma_H = \frac{310}{125} \sqrt{\frac{124,07 \cdot 10^3 \cdot 1,25 \cdot (2,24 + 1)^3}{32 \cdot 2,24^2}} = 431,2 \text{ МПа}$$

Умова контактної витривалості зубців $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ забезпечена, тому що :

$$\sigma_H = 431,2 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 496 \text{ МПа}.$$

Визначаємо розбіжність Δ розрахункового і допустимого значень контактних напружень :

$$\Delta = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100\% = \frac{496 - 431,2}{496} \cdot 100\% = 13,06 \%.$$

Розбіжність складає більше, ніж 13 %, тому визначаємо нову ширину колеса b_{2H} для зменшення розбіжності $[\sigma_H]$ і σ_H за формулою :

$$b_{2H} = b_2 \cdot \left(\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \right)^2 = 32 \cdot \left(\frac{431,2}{496} \right)^2 = 24,2 \text{ мм}.$$

Приймаємо $b_2 = 25$ мм.

Ширина шестерні :

$$b_1 = b_2 + 5 = 25 + 5 = 30 \text{ мм}.$$

Визначаємо фактичне контактне напруження σ_H :

$$\sigma_H = \frac{310}{250} \sqrt{\frac{124,07 \cdot 10^3 \cdot 1,25 \cdot (2,24+1)^3}{25 \cdot 2,24^2}} = 488 \text{ МПа.}$$

Уточнюємо коефіцієнт ширини шестерні за діаметром

$$\psi_{bd} = b_1 / d_1 = 30 / 78 = 0,38.$$

Визначаємо сили, які діють в зачепленні коліс.

Колова сила :

$$F_t = 2 \cdot T_3 / d_2 = 2 \cdot 124,07 \cdot 10^3 / 172 = 1443 \text{ Н,}$$

де $T_3 = 124,07 \text{ Н м}$ – момент обертання на колесі.

Радіальна сила :

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1443 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 526 \text{ Н,}$$

де $\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення.

Виконуємо перевірений розрахунок зубців на витривалість при згинанні.

Визначаємо коефіцієнт навантаження K_F за формулою :

$$K_F = K_{FV} ,$$

де K_{FV} – коефіцієнт, який враховує динамічне навантаження, яке виникає в зачепленні, для прямозубої передачі 4-го ступеня точності, твердості зубців $HV \leq 350$ та коловій швидкості коліс :

$$v = 47,95 \text{ м/с } K_{FV} = 1,25.$$

Визначаємо коефіцієнти форми зубців шестерні Y_{F1} та колеса Y_{F2}

Згідно з ГОСТ 21354-75 коефіцієнти форми зубців шестерні :

$$Y_{F1} = 3,71 \text{ та колеса } Y_{F2} = 3,61.$$

Визначаємо допустиме напруження згинання зубців $[\sigma_F]$ шестерні та колеса за формулою :

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\text{limb}}^0}{[S_F]} ,$$

де $\sigma_{F\text{limb}}^0$ – межа витривалості за напруженнями згинання; для поліпшеної сталі 40ХН при твердості $HV \leq 350$:

$$\sigma_{F\text{limb}}^0 = 1,8 \cdot HV.$$

Тоді для шестерні :

$$\sigma_{F\text{limb}1}^0 = 1,8 \cdot 280 = 504 \text{ МПа},$$

для колеса :

$$\sigma_{F\text{limb}2}^0 = 1,8 \cdot 250 = 450 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт безпеки $[S_F]$:

$$[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]'' = 1,75 \cdot 1,15 = 2,01,$$

де $[S_F]' = 1,75$ – коефіцієнт, який враховує нестабільність властивостей матеріалу зубчастих коліс

$[S_F]'' = 1,15$ – коефіцієнт, який враховує тип заготовки для коліс

Допустиме напруження згинання:

- для шестерні :

$$[\sigma_{F1}] = \frac{504}{2,01} = 250 \text{ МПа};$$

- для колеса :

$$[\sigma_{F2}] = \frac{450}{2,01} = 224 \text{ МПа}.$$

Знаходимо відношення $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$:

- для шестерні :

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{251}{3,71} = 67,39 \text{ МПа};$$

- для колеса :

$$\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{224}{3,61} = 62,05 \text{ МПа}.$$

Подальший перевірений розрахунок на витривалість при згинанні проводимо для зубців колеса, оскільки одержане відношення $\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}}$ для неї менше.

Визначаємо для зубців напруження згинання σ_F за формулою і перевіряємо умову витривалості зубців на згинання $\sigma_F \leq [\sigma_F]$:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F}{b_2 \cdot m_n} \leq [\sigma_F]$$

Тоді напруження згинанням :

$$\sigma_{F2} = \frac{1443 \cdot 1,25 \cdot 3,61}{25 \cdot 2} = 130,2 \text{ МПа.}$$

Умова витривалості зубців на згинання $\sigma_F \leq [\sigma_F]$ забезпечена, тому що

$$\sigma_{F2} = 130,2 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 224 \text{ МПа.}$$

Результати розрахунку другого степеню мультиплікатора заносимо у підсумкову таблицю 5.3.

Таблиця 5.3. – Результати розрахунку другого степеню мультиплікатора

Параметр	Розмірність	Значення	Параметр	Розмірність	Значення
$u_{2пр}$	-	2,24	b_1	мм	30
$a_{2м}$	мм	125	b_2	мм	25
z_1	-	39	v	м/с	47,95
z_2	-	86	F_t	Н	1443
β	град.	–	F_r	Н	526
m_n	мм	2,0	F_a	Н	0
m_t	мм	–	σ_H	МПа	488
d_1	мм	78	$[\sigma_H]$	МПа	496
d_{a1}	мм	82	σ_{F2}	МПа	130,2
d_{f1}	мм	73	$[\sigma_{F2}]$	МПа	224
d_2	мм	172			
d_{a2}	мм	176			
d_{f2}	мм	167			

5.5 Попередній розрахунок валів мультиплікатора

Попередній розрахунок вихідного валу мультиплікатора

Визначаємо мінімальний діаметр вихідного валу із розрахунку на чисте кручення (без урахування згину) за зниженими допустимими напруженнями кручення за формулою :

$$d_{min} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_4}{\pi \cdot [\tau_{кр}]}} \quad (5.40)$$

$$d_{min} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 53,19 \cdot 10^3}{\pi \cdot 20}} = 23,8 \text{ мм},$$

де $T_4 = 53,19 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ – обертальний момент на вихідному валу редуктора;
 $[\tau_{кр}] = 20 \text{ МПа}$ – знижені допустимі напруження кручення.

Призначаємо за конструктивними міркуваннями і вибраним аналогом редуктора діаметри для різних ділянок вала:

- а) хвостовик вала приймаємо циліндричної форми діаметром $d_{min} = 25 \text{ мм}$;
- б) діаметр вала під підшипниками:

$$d_{п} = d_{min} + (5 \div 8 \text{ мм}); \quad (5.41)$$

$$d_{п} = 25 + 5 = 30 \text{ мм};$$

в) діаметри вала під шестерню (за розрахунком другого ступеню мультиплікатора):

- ділительний діаметр $d_1 = 78 \text{ мм}$;

- діаметр вершин зубців $d_{a1} = 82 \text{ мм}$.

Виконуємо ескіз вала.

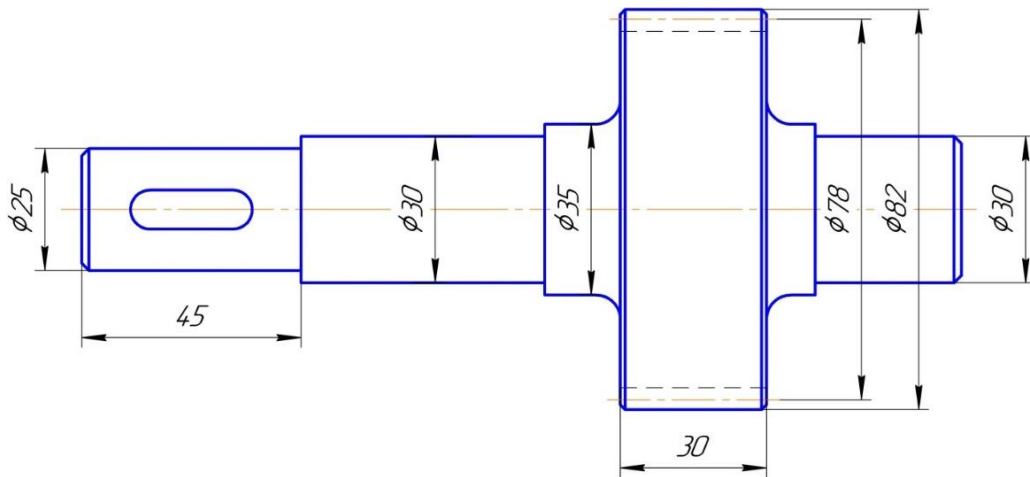


Рисунок 5.2. – Схема та ескіз вихідного вала мультиплікатора

Попередній розрахунок проміжного вала мультиплікатора

Визначаємо мінімальний діаметр проміжного вала із розрахунку на чисте кручення (без урахування згину) за зниженими допустимими напруженнями кручення за формулою

$$d_{min} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_3}{\pi \cdot [\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 124,07 \cdot 10^3}{\pi \cdot 20}} = 31,6 \text{ мм},$$

де $T_3 = 124,07 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ – обертальний момент на проміжному валу редуктора;
 $[\tau_{кр}] = 20 \text{ МПа}$ – знижені допустимі напруження кручення.

Призначаємо за конструктивними міркуваннями і вибраним аналогом редуктора діаметри для різних ділянок вала:

а) діаметр вала під підшипниками:

$$d_{п} = d_{min} = 35 \text{ мм};$$

б) діаметр вала під колесом:

$$d_{к} = d_{п} + (5 \div 8 \text{ мм}); \quad (5.42)$$

$$d_{к} = 35 + 5 = 40 \text{ мм};$$

в) діаметр вільної поверхні вала для осьової фіксації деталей:

$$d_{в} = d_{к} + (5 \div 8 \text{ мм}) = 40 + 5 = 45 \text{ мм};$$

г) діаметри вала під шестерню (за розрахунком першого ступеню мультиплікатора):

- ділительний діаметр $d_1 = 89,29$ мм;
- діаметр вершин зубців $d_{a1} = 94,29$ мм.

Виконуємо ескіз вала.

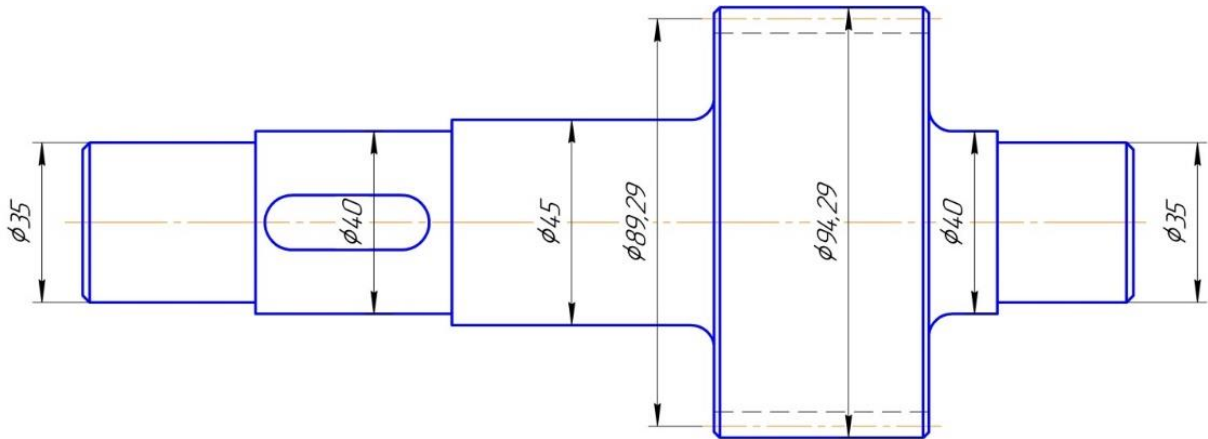


Рисунок 5.3 – Схема та ескіз проміжного вала мультиплікатора

Попередній розрахунок вхідного вала мультиплікатора

Визначаємо мінімальний діаметр вхідного вала із розрахунку на чисте кручення (без урахування згину) за зниженими допустимими напруженнями кручення за формулою

$$d_{min} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_2}{\pi \cdot [\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 232,53 \cdot 10^3}{\pi \cdot 20}} = 38,9 \text{ мм,}$$

де $T_2 = 232,53 \cdot 10^3$ Н · мм – обертальний момент на вхідному валу редуктора;
 $[\tau_{кр}] = 20$ МПа – знижені допустимі напруження кручення.

Призначаємо за конструктивними міркуваннями і вибраним аналогом редуктора діаметри для різних ділянок вала:

а) хвостовик вала приймаємо циліндричної форми під муфту, яка розрахована на передачу моменту 250 Н*м з діаметром $d_{min} = 40 \text{ мм}$ для з'єднання з двигуном 4A250S2.

б) діаметр вала під підшипниками

$$d_{п} = d_{min} + (5 \div 8 \text{ мм}) = 40 + 5 = 45 \text{ мм}$$

в) діаметр вільної поверхні вала для осьової фіксації підшипників – діаметр вала під колесом

$$d_{к} = d_{п} + (5 \div 8 \text{ мм}) = 45 + 5 = 50 \text{ мм};$$

г) діаметр вільної поверхні вала для осьової фіксації деталей

$$d_{в} = d_{к} + (5 \div 8 \text{ мм}) = 50 + 5 = 55 \text{ мм};$$

Виконуємо ескіз вала.

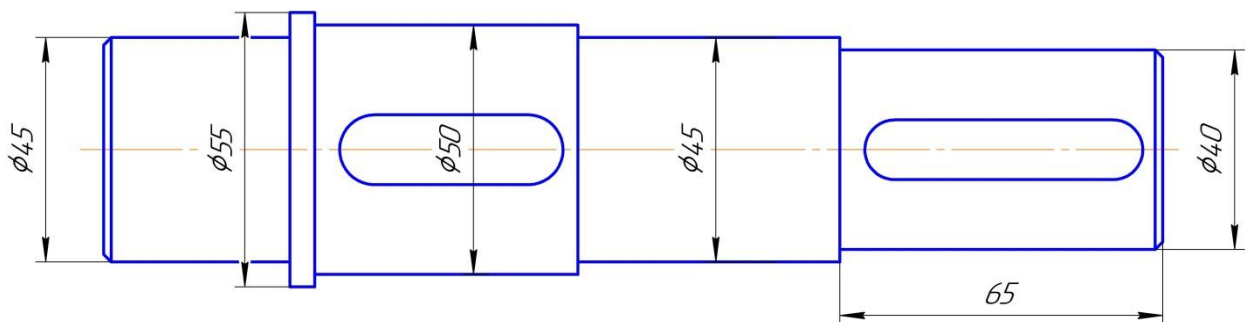


Рисунок 5.4. – Схема і ескіз вхідного вала мультиплікатора

5.6 Визначення конструктивних розмірів деталей мультиплікатора

Розрахунок основних розмірів циліндричного зубчастого колеса (першого ступеню мультиплікатора)

Розміри колеса:

- ділительний діаметр $d_2 = 160,71 \text{ мм};$
- діаметр вешин зубців $d_{a2} = 165,71 \text{ мм};$
- довжина маточини $l_{ст} = (1,2 \div 1,5) b_2 = (1,2 \div 1,5) 42 = 50,4 \div 63 \text{ мм},$

де $b_2 = 42$ мм – ширина зубців;

Приймаємо $l_{ст} = 55$ мм.

- діаметр маточини $d_{ст} = 1,6 \cdot d_k = 1,6 \cdot 50 = 80$ мм,

де $d_k = 50$ мм – діаметр вала під колесом;

Приймаємо $d_{ст} = 80$ мм.

- товщина обода $\delta_0 = (2,5 \div 4) m = (2,5 \div 4) 2,5 = 6,25 \div 10$ мм,

де $m = 2,5$ мм – модуль зубчастої передачі;

Приймаємо $\delta_0 = 8$ мм.

- товщина диска $C = 0,25 \cdot b_2 = 0,25 \cdot 42 = 10,5$ мм;

Приймаємо $C = 12$ мм.

- діаметр кола центрів отворів;

$$D_{отв} = 0,5(D_0 + d_{ст}). \quad (5.43)$$

$$D_{отв} = 0,5((154,46 - 2 \cdot 8) + 80) = 109,23 \text{ мм.}$$

де D_0 – діаметр внутрішнього обода.

$$D_0 = d_{f2} - 2\delta_0 \quad (5.44)$$

Приймаємо $D_{отв} = 110$ мм.

- діаметр отвору ;

$$d_{отв} \approx \left(\frac{D_0 - d_{ст}}{4} \right). \quad (5.45)$$

$$d_{отв} \approx \left(\frac{138,46 - 80}{4} \right) = 14,6 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_{отв} = 15$ мм.

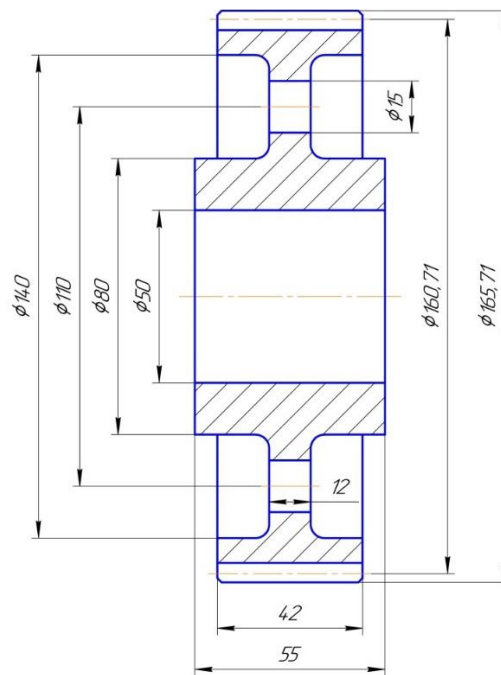


Рисунок 5.5. – Ескіз циліндричного зубчастого колеса першого ступеню мультиплікатора

Розрахунок основних розмірів циліндричного зубчастого колеса (другого ступеню мультиплікатора)

Розміри колеса:

- ділильний діаметр $d_2 = 172$ мм;
- діаметр вешин зубців $d_{a2} = 176$ мм;
- довжина маточини $l_{ст} = (1,2 \div 1,5) b_2 = (1,2 \div 1,5) 25 = 30 \div 37,5$ мм,
де $b_2 = 25$ мм – ширина зубців;

Приймаємо для можливості встановлення шпонки $l_{ст} = 45$ мм.

- діаметр маточини $d_{ст} = 1,6 \cdot d_k = 1,6 \cdot 40 = 64$ мм,
де $d_k = 40$ мм – діаметр вала під колесом;

Приймаємо $d_{ст} = 65$ мм.

- товщина обода

$$\delta_0 = (2,5 \div 4) m = (2,5 \div 4) 2,0 = 5,0 \div 8 \text{ мм},$$

де $m = 2,0$ мм – модуль зубчастої передачі;

Приймаємо $\delta_0 = 6$ мм.

- товщина диска

$$C = 0,25 \cdot b_2 = 0,25 \cdot 25 = 6,25 \text{ мм};$$

Приймаємо $C = 7$ мм.

- діаметр кола центрів отворів

$$D_{\text{отв}} = 0,5(D_0 + d_{\text{ст}}) = 0,5((167 - 2 \cdot 6) + 65) = 110 \text{ мм.}$$

де D_0 - діаметр внутрішнього обода.

$$D_0 = d_{f2} - 2\delta_0$$

Приймаємо $D_{\text{отв}} = 110$ мм

- діаметр отвору

$$d_{\text{отв}} \approx \left(\frac{D_0 - d_{\text{ст}}}{4} \right) \approx \left(\frac{155 - 65}{4} \right) = 22,5 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_{\text{отв}} = 25$ мм.

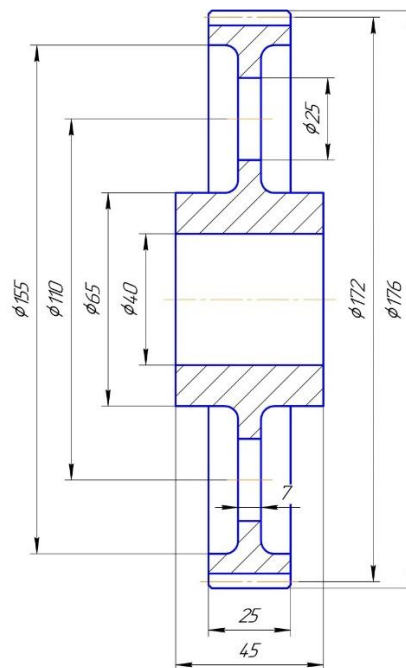


Рисунок 5.6. – Ескіз циліндричного зубчастого колеса другого ступеню мультиплікатора

5.7 Визначення конструктивних розмірів корпусу мультиплікатора і кріпильних деталей

Товщина стінок корпусу та кришки:

$$\delta = 0,025a_{1M} + 3; \quad (5.45)$$

$$\delta = 0,025 \cdot 125 + 3 = 6,13 \text{ мм}$$

Приймаємо $\delta = 8 \text{ мм}$.

$$\delta_1 = 0,02a_{1M} + 3; \quad (5.46)$$

$$\delta_1 = 0,02 \cdot 125 + 3 = 5,5 \text{ мм};$$

Приймаємо $\delta_1 = 8 \text{ мм}$.

Товщина фланців поясів корпусу та кришки:

- верхнього поясу корпусу та поясу кришки

$$b = 1,5 \cdot \delta; \quad (5.47)$$

$$b_1 = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм};$$

- нижнього поясу корпусу

$$p = 2,35 \cdot \delta; \quad (5.48)$$

$$p = 2,35 \cdot 8 = 18,8 \text{ мм};$$

Приймаємо $p = 20 \text{ мм}$.

Діаметр болтів:

- які прикріплюють кришку до корпусу біля підшипників;

$$d_2 = (0,7 \div 0,75)d_1; \quad (5.49)$$

$$d_2 = (0,7 \div 0,75) \cdot 16 = 11,2 \div 12 \text{ мм}$$

Приймаємо болти з різьбою M12.

- які з'єднують кришку з корпусом;

$$d_3 = (0,5 \div 0,6)d_1; \quad (5.50)$$

$$d_3 = (0,5 \div 0,6) \cdot 16 = 8 \div 9,6 \text{ мм};$$

Приймаємо болти з різьбою M10.

5.8 Розрахунок шпонкових з'єднань редуктора

Розрахунок шпонкових з'єднань вхідного вала

Вибираємо для шпонкового з'єднання вхідного вала з муфтою для з'єднання з двигуном призматичну шпонку із закругленими торцями.

Матеріал шпонки – сталь 45 нормалізована.

Розрахункове допустиме напруження зминання $[\sigma_{зм}] = 100$ МПа для такого шпонкового з'єднання вибираємо за рекомендаціями

Для вала з діаметром $d = 40$ мм вибираємо за ГОСТ 23360–78 розміри поперечного перерізу шпонки $b \times h$ (ширину $b = 12$ мм, висоту $h = 8$ мм) і глибину паза на валу $t_1 = 5$ мм.

Розрахунковий момент обертання на валу $T_2 = 232,53$ Н·м.

Визначаємо робочу довжину шпонки l_p із умови міцності шпонкового з'єднання на зминання за формулою;

$$l_p = \frac{2 \cdot T_2}{d \cdot [\sigma_{зм}] \cdot (h - t_1)} \quad (5.51)$$

$$l_p = \frac{2 \cdot 232,53 \cdot 10^3}{40 \cdot 100 \cdot (8 - 5)} = 38,8 \text{ мм}$$

Довжина шпонки;

$$l = l_p + b. \quad (5.52)$$

$$l = 38,8 + 12 = 50,8 \text{ мм.}$$

Згідно ГОСТ 23360 – 78 обираємо довжину $l = 110$ мм.

Для вала під зубчастим колесом з діаметром $d = 50$ мм вибираємо за ГОСТ 23360–78 розміри поперечного перерізу шпонки $b \times h$ (ширину $b = 14$ мм, висоту $h = 9$ мм) і глибину паза на валу $t_1 = 5,5$ мм.

Визначаємо робочу довжину шпонки l_p із умови міцності шпонкового з'єднання на зминання за формулою;

$$l_p = \frac{2 \cdot 232,53 \cdot 10^3}{50 \cdot 100 \cdot (9 - 5,5)} = 26,6 \text{ мм.}$$

Довжина шпонки;

$$l = l_p + b = 26,6 + 14 = 40,6 \text{ мм.}$$

Згідно ГОСТ 23360 – 78 обираємо довжину $l = 45$ мм.

Таким чином, для шпонкового з'єднання вхідного вала з з'єднувальною муфтою вибираємо призматичну шпонку $b \times h \times l = 12 \times 8 \times 56$ ГОСТ 23360 – 78.

Для шпонкового з'єднання вхідного вала із зубчастим колесом вибираємо призматичну шпонку $b \times h \times l = 14 \times 9 \times 45$ ГОСТ 23360 – 78.

Розрахунок шпонкового з'єднання проміжного вала

Вибираємо для шпонкового з'єднання проміжного вала із зубчастим колесом призматичну шпонку із закругленими торцями.

Матеріал шпонки – сталь 45 нормалізована.

Розрахункове допустиме напруження зминання $[\sigma_{зм}] = 100$ МПа для такого шпонкового з'єднання вибираємо за рекомендаціями

Для вала під зубчастим колесом з діаметром $d = 40$ мм вибираємо за ГОСТ 23360–78 [15, с. 169] розміри поперечного перерізу шпонки $b \times h$ (ширину $b = 12$ мм, висоту $h = 8$ мм) і глибину паза на валу $t_1 = 5$ мм.

Розрахунковий момент обертання на валу $T_3 = 124,07$ Н·м.

Визначаємо робочу довжину шпонки l_p із умови міцності шпонкового з'єднання на зминання за формулою

$$l_p = \frac{2 \cdot T_3}{d \cdot [\sigma_{зм}] \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 124,07 \cdot 10^3}{40 \cdot 100 \cdot (8 - 5)} = 20,7 \text{ мм.}$$

Довжина шпонки

$$l = l_p + b = 20,7 + 12 = 32,7 \text{ мм.}$$

Згідно ГОСТ 23360 – 78 [обираємо довжину $l = 36$ мм.

Таким чином, для шпонкового з'єднання проміжного вала із зубчастим колесом вибираємо призматичну шпонку $b \times h \times l = 12 \times 8 \times 36$ ГОСТ 23360 – 78.

Розрахунок шпонкових з'єднань вихідного вала

Для вихідного кінця вала діаметром $d = 25$ мм вибираємо за ГОСТ 23360–78 розміри поперечного перерізу шпонки $b \times h$ (ширину $b = 8$ мм, висоту $h = 7$ мм) і глибину паза на валу $t_1 = 4$ мм.

Розрахунковий момент обертання на валу $T_4 = 53,19$ Н·м.

Визначаємо робочу довжину шпонки l_p із умови міцності шпонкового з'єднання на зминання за формулою

$$l_p = \frac{2 \cdot T_4}{d \cdot [\sigma_{3M}] \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 53,19 \cdot 10^3}{25 \cdot 100 \cdot (7 - 4)} = 14,2 \text{ мм.}$$

Довжина шпонки

$$l = l_p + b = 14,2 + 8 = 22,2 \text{ мм.}$$

Згідно ГОСТ 23360 – 78 обираємо довжину $l = 25$ мм.

Таким чином, для шпонкового з'єднання вихідного кінця вала вибираємо призматичну шпонку $b \times h \times l = 8 \times 7 \times 25$ ГОСТ 23360 – 78.

5.9 Визначення радіальних сил в підшипниках ковзання

Вхідний вал мультиплікатора

Вихідні дані:

а) сили, які діють на вал:

- колова сила на колесі $F_{t2} = 2894$ Н;

- радіальна сила на колесі $F_{r2} = 1075$ Н;

- осьова сила на колесі $F_{a2} = 588$ Н;

б) момент обертання на валу $T_2 = 232,53$ Н·м;

в) діаметр колеса $d_2 = 160,71$ мм;

г) відстані між деталями на валу (із компонування):

$l_1 = 43,5$ мм; $l_2 = 49,5$ мм; $l_3 = 89$ мм.

Складаємо розрахункову схему вхідного вала (рис. 5.7).

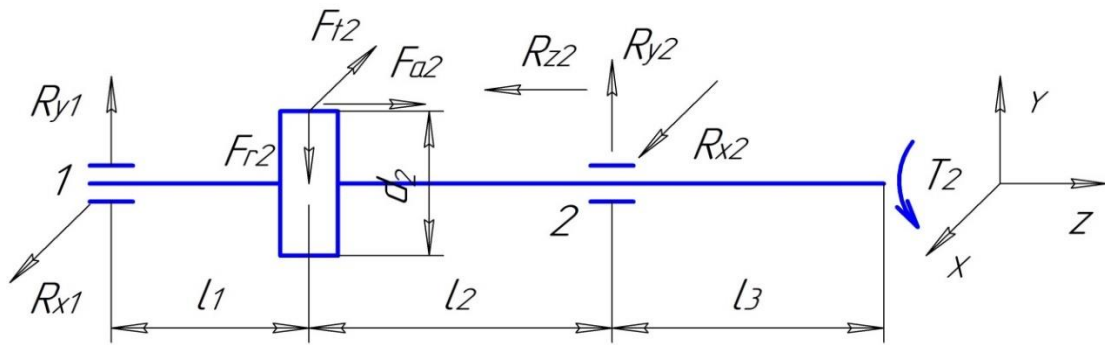


Рисунок 5.7. – Розрахункова схема вхідного вала

Визначаємо сили реакцій в підшипниках із умов рівноваги.

Площина XOZ .

$$\Sigma M_{y1} = 0; F_{t2} \cdot l_1 - R_{x2} \cdot (l_1 + l_2) = 0$$

$$R_{x2} = \frac{F_{t2} \cdot l_1}{l_1 + l_2} \quad (5.52)$$

$$R_{x2} = \frac{2894 \cdot 43,5}{43,5 + 49,5} = 1353,6 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_{y2} = 0; R_{x1} \cdot (l_1 + l_2) - F_{t2} \cdot l_2 = 0$$

$$R_{x1} = \frac{F_{t2} \cdot l_2}{l_1 + l_2}$$

$$R_{x1} = \frac{2894 \cdot 49,5}{43,5 + 49,5} = 1540,4 \text{ Н}$$

Перевірка.

$$\Sigma F_{ix} = 0; R_{x1} - F_{t2} + R_{x2} = 0$$

$$1540,4 - 2894 + 1353,6 = 0$$

Умова перевірки виконується.

Площина YOZ .

$$\Sigma M_{x1} = 0; F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{r2} \cdot l_1 - R_{y2} \cdot (l_1 + l_2) = 0$$

$$R_{y2} = \frac{F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{r2} \cdot l_1}{l_1 + l_2} \quad (5.53)$$

$$R_{y2} = \frac{588 \cdot \frac{160,71}{2} + 1075 \cdot 43,5}{43,5 + 49,5} = 1011 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_{x_2} = 0; R_{y_1} \cdot (l_1 + l_2) + F_{a_2} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{r_2} \cdot l_2 = 0$$

$$R_{y_1} = \frac{-F_{a_2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{r_2} \cdot l_2}{l_1 + l_2} \quad (5.54)$$

$$R_{y_1} = \frac{-588 \cdot \frac{160,71}{2} + 1075 \cdot 49,5}{43,5 + 49,5} = 64 \text{ Н}$$

Перевірка.

$$\Sigma F_{iy} = 0; R_{y_1} - F_{r_2} + R_{y_2} = 0$$

$$64 - 1075 + 1011 = 0$$

Умова рівноваги виконується.

Осьове зусилля на валу:

$$\Sigma F_{iz} = 0; -R_{z_2} + F_{a_2} = 0$$

$$R_{z_2} = F_{a_2} = 1075 \text{ Н}$$

Визначаємо сумарні радіальні сили реакції, що діють на підшипники ведучого вала:

- на підшипник 1

$$P_{r_1} = \sqrt{R_{x_1}^2 + R_{y_1}^2} = \sqrt{1540,4^2 + 64^2} = 1542 \text{ Н}; \quad (5.56)$$

- на підшипник 2

$$P_{r_2} = \sqrt{R_{x_2}^2 + R_{y_2}^2} = \sqrt{1353,6^2 + 1011^2} = 1690 \text{ Н}. \quad (5.57)$$

Проміжний вал мультиплікатора

Вихідні дані:

а) сили, які діють на вал:

- колова сила на шестерні першого ступеню мультиплікатора $F_{t_1} = 2894 \text{ Н}$;

- радіальна сила на шестерні першого ступеню мультиплікатора

$F_{r_1} = 1075 \text{ Н}$;

- осьова сила на шестерні першого ступеню мультиплікатора $F_{a_1} = 588 \text{ Н}$;

- колова сила на колесі другого ступеню мультиплікатора $F_{t_2} = 1443 \text{ Н}$;

- радіальна сила на колесі другого ступеню мультиплікатора $F_{r2} = 526 \text{ Н}$;

б) момент обертання на валу $T_3 = 124,07 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

в) діаметр шестерні $d_1 = 94,29 \text{ мм}$, діаметр колеса $d_2 = 172 \text{ мм}$;

г) відстані між деталями на валу (із компоновання):

$l_1 = 39,5 \text{ мм}$; $l_2 = 126 \text{ мм}$; $l_3 = 47,5 \text{ мм}$.

Складаємо розрахункову схему проміжного вала (рис. 5.8).

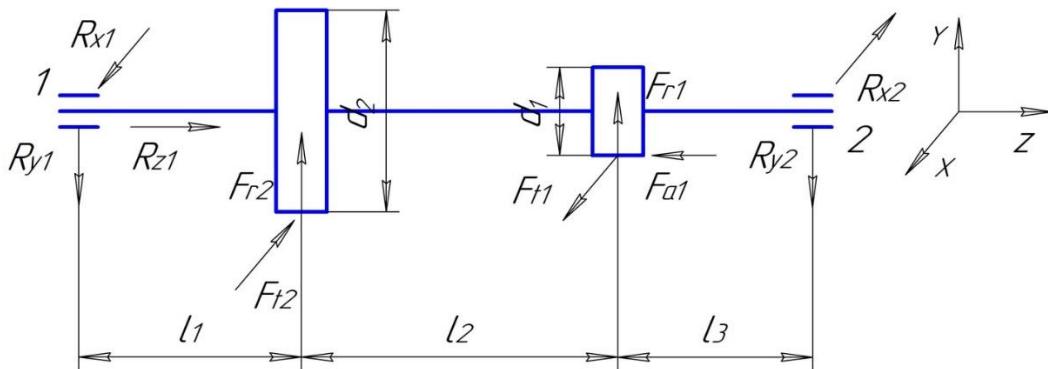


Рисунок 5.8. – Розрахункова схема проміжного вала

Визначаємо сили реакцій в підшипниках із умов рівноваги.

Площина XOZ .

$$\sum M_{y1} = 0; F_{t2} \cdot l_1 - F_{t1} \cdot (l_1 + l_2) + R_{x2} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0$$

$$R_{x2} = \frac{-F_{t2} \cdot l_1 + F_{t1} \cdot (l_1 + l_2)}{l_1 + l_2 + l_3} \quad (5.58)$$

$$R_{x2} = \frac{-1443 \cdot 39,5 + 2894 \cdot (39,5 + 126)}{39,5 + 126 + 47,5} = 1981 \text{ Н}$$

$$\sum M_{y2} = 0; R_{x1} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - F_{t2} \cdot (l_2 + l_3) + F_{t1} \cdot l_3 = 0$$

$$R_{x1} = \frac{F_{t2} \cdot (l_2 + l_3) - F_{t1} \cdot l_3}{l_1 + l_2 + l_3} \quad (5.58)$$

$$R_{x1} = \frac{1443 \cdot (126 + 47,5) - 2894 \cdot 47,5}{39,5 + 126 + 47,5} = 530 \text{ Н}$$

Перевірка

$$\sum F_{ix} = 0; R_{x1} - F_{t2} + F_{t1} - R_{x2} = 0$$

$$530 - 1443 + 2894 - 1981 = 0$$

Умова рівноваги виконується.

Площина YOZ.

$$\Sigma M_{x1} = 0;$$

$$-F_{r2} \cdot l_1 + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} - F_{r1} \cdot (l_1 + l_2) + R_{y2} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0$$

$$R_{y2} = \frac{F_{r2} \cdot l_1 - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} + F_{r1} \cdot (l_1 + l_2)}{l_1 + l_2 + l_3} \quad (5.59)$$

$$R_{y2} = \frac{526 \cdot 39,5 - 588 \cdot \frac{94,29}{2} + 1075 \cdot (39,5 + 126)}{39,5 + 126 + 47,5} = 803 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_{x2} = 0;$$

$$R_{y1} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - F_{r2} \cdot (l_2 + l_3) - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} - F_{r1} \cdot l_3 = 0$$

$$R_{y1} = \frac{F_{r2} \cdot (l_2 + l_3) + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} + F_{r1} \cdot l_3}{l_1 + l_2 + l_3} \quad (5.60)$$

$$R_{y1} = \frac{526 \cdot (126 + 47,5) + 588 \cdot \frac{94,29}{2} + 1075 \cdot 47,5}{39,5 + 126 + 47,5} = 798 \text{ Н}$$

Перевірка.

$$\Sigma F_{iy} = 0; -R_{y1} + F_{r2} + F_{r1} - R_{y2} = 0$$

$$-798 + 526 + 1075 - 803 = 0$$

Умова рівноваги виконується.

Осьове зусилля на валу:

$$\Sigma F_{iz} = 0; -F_{a1} + R_{z1} = 0$$

$$R_{z1} = F_{a1} = 588 \text{ Н}$$

Визначаємо сумарні радіальні сили реакції, які діють на підшипники проміжного вала:

- на підшипник 1

$$P_{r1} = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{530^2 + 798^2} = 958 \text{ Н}; \quad (5.61)$$

- на підшипник 2

$$P_{r2} = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{1981^2 + 803^2} = 2138 \text{ Н.} \quad (5.62)$$

Вихідний вал мультиплікатора

Вихідні дані:

а) сили, які діють на вал:

- колова сила на шестерні $F_{t1} = 1443 \text{ Н}$;

- радіальна сила на шестерні $F_{r1} = 526 \text{ Н}$;

б) момент обертання на валу $T_4 = 53,19 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

в) діаметр шестерні $d_1 = 78 \text{ мм}$;

г) радіальне зусилля на вихідному кінці вала $F_b = 548 \text{ Н}$;

д) відстані між деталями на валу (із компонування):

$l_1 = 104,5 \text{ мм}$; $l_2 = 38,5 \text{ мм}$; $l_3 = 33 \text{ мм}$.

Складаємо розрахункову схему вихідного вала .

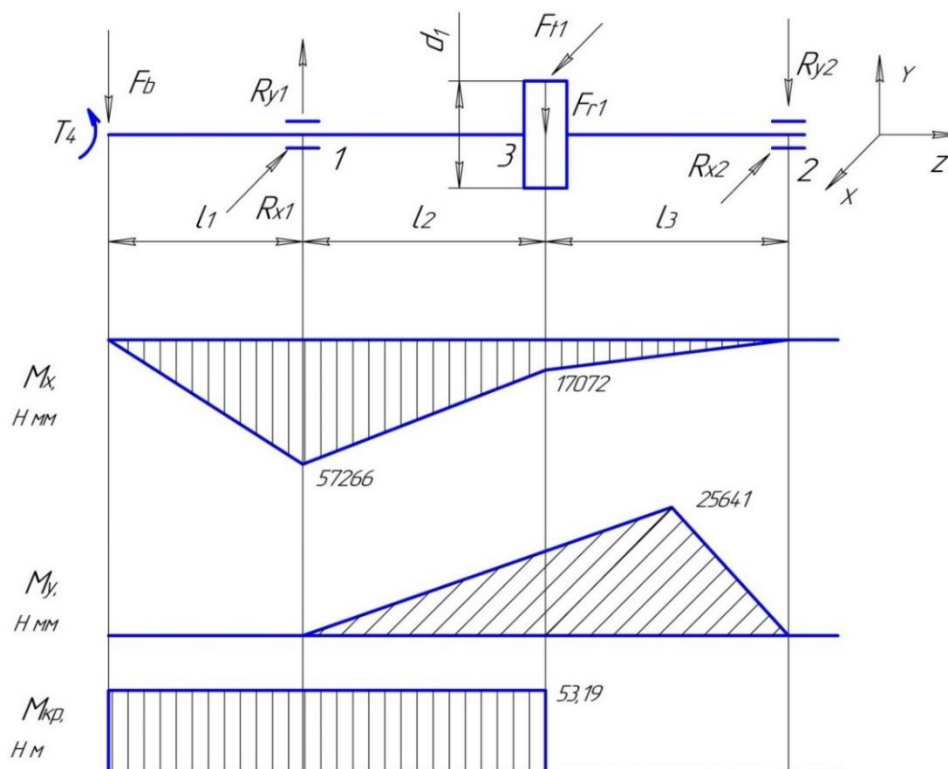


Рисунок 5.9. – Розрахункова схема веденого вала та епюри згинальних і крутного моментів

Визначаємо сили реакцій в підшипниках із умов рівноваги.

Площина XOZ.

$$\begin{aligned}\Sigma M_{y1} = 0; & F_{t1} \cdot l_2 - R_{x2} \cdot (l_2 + l_3) = 0 \\ R_{x2} = & F_{t1} \cdot \frac{l_2}{l_2 + l_3}.\end{aligned}\quad (5.62)$$

$$R_{x2} = 1443 \cdot \frac{38,5}{38,5 + 33} = 777 \text{ Н}$$

$$\begin{aligned}\Sigma M_{y2} = 0; & R_{x1} \cdot (l_2 + l_3) - F_{t1} \cdot l_3 = 0 \\ R_{x1} = & F_{t1} \cdot \frac{l_3}{l_2 + l_3}\end{aligned}\quad (5.63)$$

$$R_{x1} = 1443 \cdot \frac{33}{38,5 + 33} = 666 \text{ Н}$$

Перевірка.

$$\begin{aligned}\Sigma F_{ix} = 0; & -R_{x1} + F_{t1} - R_{x2} = 0 \\ -666 + & 1443 - 777 = 0\end{aligned}$$

Умова рівноваги виконується.

Площина YOZ.

$$\begin{aligned}\Sigma M_{x1} = 0; & F_B \cdot l_1 - F_{r1} \cdot l_2 - R_{y2} \cdot (l_2 + l_3) = 0 \\ R_{y2} = & \frac{F_B \cdot l_1 - F_{r1} \cdot l_2}{l_2 + l_3}\end{aligned}\quad (5.64)$$

$$R_{y2} = \frac{548 \cdot 104,5 - 526 \cdot 38,5}{38,5 + 33} = 518 \text{ Н}$$

$$\begin{aligned}\Sigma M_{x2} = 0; & -F_B \cdot (l_1 + l_2 + l_3) + R_{y1} \cdot (l_2 + l_3) - F_{r1} \cdot l_3 = 0 \\ R_{y1} = & \frac{F_B \cdot (l_1 + l_2 + l_3) + F_{r1} \cdot l_3}{l_2 + l_3}\end{aligned}\quad (5.65)$$

$$R_{y1} = \frac{548 \cdot (104,5 + 38,5 + 33) + 526 \cdot 33}{38,5 + 33} = 1592 \text{ Н}$$

Перевірка.

$$\begin{aligned}\Sigma F_{iy} = 0; & -F_B + R_{y1} - F_{r1} - R_{y2} = 0 \\ -548 + & 1592 - 526 - 518 = 0\end{aligned}$$

Умова рівноваги виконується.

Визначаємо сумарні радіальні сили реакції, які діють на підшипники вихідного вала:

- на підшипник 1:

$$P_{r1} = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2}; \quad (5.66)$$

$$P_{r1} = \sqrt{666^2 + 1592^2} = 1726 \text{ Н}$$

- на підшипник 2:

$$P_{r2} = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2}. \quad (5.67)$$

$$P_{r2} = \sqrt{777^2 + 518^2} = 934 \text{ Н.}$$

Будуємо епюри згинаючих і крутного моментів для вихідного вала .

Епюра M_x :

$$M_{x1} = -F_B \cdot l_1 = -548 \cdot 104,5 = -57266 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{x3} = -F_B \cdot (l_1 + l_2) + R_{y1} \cdot l_2 \quad (5.68)$$

$$M_{x3} = -548 \cdot (104,5 + 38,5) + 1592 \cdot 38,5 = -17072 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Епюра M_y :

$$M_{y3} = -R_{x1} \cdot l_2 = -666 \cdot 38,5 = -25641 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Епюра $M_{кр}$:

$$T_4 = 53,19 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

5.10 Розрахунок підшипників ковзання

Для всіх підшипників ковзання приймаємо відношення довжини підшипника до діаметра рівним 0,8.

Ведучий вал редуктора

Приймаємо для ведучого вала редуктора підшипники ковзання з матеріалу – бабіт Б-83 ГОСТ 1320-74.

З двох підшипників ведучого вала більш навантажений підшипник 2 ($P_{r2} = 1690 \text{ Н} > P_{r1} = 1542 \text{ Н}$), тому подальший розрахунок виконуємо для нього.

Визначаємо довжину підшипника ковзання:

$$l = 0,8 \cdot d = 0,8 \cdot 30 = 24 \text{ мм}$$

Розраховуємо тиск в підшипнику ковзання за формулою :

$$p = \frac{P_{r2}}{l \cdot d} \leq [p] \quad (5.69)$$

Допустимий тиск в підшипнику ковзання з бабіту Б83 $[p] = 150 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$

$$p = \frac{1690}{24 \cdot 30} = 2,35 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} = 23,5 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} \leq [p] = 150 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$$

Швидкість ковзання в підшипнику, м/с:

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 1000}, \quad (5.70)$$

$$v = \frac{\pi \cdot 30 \cdot 2958}{60 \cdot 1000} = 4,65 \text{ м/с}$$

Кутова швидкість в підшипнику: $\omega = 309,76 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$

Добуток тиску на швидкість:

$$p \cdot v = 23,5 \cdot 4,65 = 109,3 \frac{\text{кгс} \cdot \text{м}}{\text{см}^2 \cdot \text{с}} \quad (5.71)$$

Допустимий добуток тиску на швидкість $[p \cdot v] = 750 \frac{\text{кгс} \cdot \text{м}}{\text{см}^2 \cdot \text{с}}$

Зазор в підшипнику.

Приймаємо відносний зазор $\psi = 0,002$

Знаходимо зазор:

$$\delta = \psi \cdot d = 0,002 \cdot 30 = 0,06 \text{ мм}$$

Підбираємо посадку, в якій середній зазор посадки близький до вирахованого.

$$\emptyset 30 \frac{H7}{r6} \begin{matrix} +33 \\ 0 \\ -20 \\ -53 \end{matrix}$$

В цій посадці:

$$\delta_{min} = 20 \text{ мкм}; \quad \delta_{max} = 86 \text{ мкм}; \quad \delta_{сер} = 53 \text{ мкм}$$

Розраховуємо коефіцієнт: $\psi = \frac{\delta_{сер}}{d} = \frac{0,053}{30} = 0,00177$

Коефіцієнт знаходиться в допустимих межах: 0,001 – 0,002.

В якості змащувального матеріалу вибираємо масло «Індустріальне 30» та його середню температуру $t_{\text{сер}} = 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

За графіком знаходимо в'язкість мастила

$$\mu = 0,0014 \text{ кгс} \cdot \text{с} / \text{м}^2$$

Розраховуємо відношення:

$$\frac{p \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega} = \frac{23,5 \cdot 10^4 \cdot 0,00177^2}{0,0014 \cdot 309,76} = 1,7 \quad (5.71)$$

За графіком знаходимо: $\chi \approx 0,73$

За формулою знаходимо товщину масляного шару:

$$h = \frac{\delta_{\text{сер}}}{2} \cdot (1 - \chi) \quad (5.72)$$

$$h = \frac{53}{2} \cdot (1 - 0,73) = 7,16 \text{ мкм}$$

За формулою критична товщина масляного шару:

$$h_{\text{кр}} = 1,5 \cdot (R_{z1} + R_{z2}) \quad (5.73)$$

де R_{z1} та R_{z2} – шорсткість поверхонь цапфи та вкладиша, мкм.

Згідно з рекомендаціями приймаємо $R_{z1} = R_{z2} = 0,8 \text{ мкм}$.

Тоді:

$$h_{\text{кр}} = 1,5 \cdot (0,8 + 0,8) = 2,4 \text{ мкм}$$

Коефіцієнт запасу надійності підшипника:

$$n_h = \frac{h}{h_{\text{кр}}} \leq [n_h] \quad (5.73)$$

$$n_h = \frac{7,16}{2,4} = 2,98 \geq [n_h] = 1,5$$

Коефіцієнт запасу надійності підшипника достатній.

Вибираємо спосіб мащення.

$$\sqrt{p \cdot v^3} = \sqrt{23,5 \cdot 4,65^3} = 48,6 < 50$$

Згідно з рекомендаціями достатнє мащення за допомогою масла змащувального кільця. Ми будемо змащувати подачею масла під тиском.

Проміжний вал редуктора

Приймаємо для проміжного вала редуктора підшипники ковзання з матеріалу – бабіт Б-83 ГОСТ 1320-74.]

З двох підшипників проміжного вала більш навантажений підшипник 2 ($P_{r2} = 958 \text{ Н}$ $> P_{r1} = 2138 \text{ Н}$), тому подальший розрахунок виконуємо для нього.

Визначаємо довжину підшипника ковзання:

$$l = 0,8 \cdot d = 0,8 \cdot 35 = 28 \text{ мм}$$

Розраховуємо тиск в підшипнику ковзання за формулою

$$p = \frac{P_{r2}}{l \cdot d} \leq [p]$$

Допустимий тиск в підшипнику ковзання з бабіту Б83 $[p] = 150 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$

$$p = \frac{2138}{28 \cdot 35} = 2,18 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} = 21,8 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} \leq [p] = 150 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$$

Швидкість ковзання в підшипнику, м/с:

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 35 \cdot 5324,4}{60 \cdot 1000} = 9,76 \text{ м/с}$$

Кутова швидкість в підшипнику: $\omega = 557,57 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$

Добуток тиску на швидкість:

$$p \cdot v = 21,8 \cdot 9,76 \approx 213 \frac{\text{кгс} \cdot \text{м}}{\text{см}^2 \cdot \text{с}}$$

Допустимий добуток тиску на швидкість $[p \cdot v] = 750 \frac{\text{кгс} \cdot \text{м}}{\text{см}^2 \cdot \text{с}}$

Зазор в підшипнику.

Приймаємо відносний зазор $\psi = 0,002$

Знаходимо зазор:

$$\delta = \psi \cdot d = 0,002 \cdot 35 = 0,07 \text{ мм}$$

Підбираємо посадку, в якій середній зазор посадки близький до вирахованого.

$$\emptyset 35 \frac{H7}{r6} \frac{+39}{0} / \frac{-25}{-64}$$

В цій посадці:

$$\delta_{min} = 25 \text{ мкм}; \delta_{max} = 103 \text{ мкм}; \delta_{сер} = 64 \text{ мкм}$$

$$\text{Розраховуємо коефіцієнт: } \psi = \frac{\delta_{сер}}{d} = \frac{0,064}{35} = 0,0018$$

Коефіцієнт знаходиться в допустимих межах: 0,001 – 0,002.

В якості змащувального матеріалу вибираємо масло «Індустріальне 30» та його середню температуру $t_{сер} = 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

За графіком [16, с. 323, рис. 15.7] знаходимо в'язкість мастила $\mu = 0,0014 \text{ кгс} \cdot \text{с} / \text{м}^2$

Розраховуємо відношення:

$$\frac{p \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega} = \frac{21,8 \cdot 10^4 \cdot 0,0018^2}{0,0014 \cdot 557,57} = 0,9$$

За графіком знаходимо: $\chi \approx 0,6$

За формулою знаходимо товщину масляного шару:

$$h = \frac{\delta_{сер}}{2} \cdot (1 - \chi) = \frac{64}{2} \cdot (1 - 0,6) = 12,8 \text{ мкм}$$

За формулою критична товщина масляного шару:

$$h_{кр} = 1,5 \cdot (R_{z1} + R_{z2})$$

де R_{z1} та R_{z2} – шорсткість поверхонь цапфи та вкладиша, мкм.

Згідно з рекомендаціями приймаємо $R_{z1} = R_{z2} = 0,8 \text{ мкм}$.

Тоді:

$$h_{кр} = 1,5 \cdot (0,8 + 0,8) = 2,4 \text{ мкм}$$

Коефіцієнт запасу надійності підшипника:

$$n_h = \frac{h}{h_{кр}} \leq [n_h]$$

$$n_h = \frac{12,8}{2,4} = 5,3 \geq [n_h] = 1,5$$

Коефіцієнт запасу надійності підшипника достатній.

Вибираємо спосіб мащення.

$$\sqrt{p \cdot v^3} = \sqrt{21,8 \cdot 9,76^3} = 142,3 > 100$$

Згідно з рекомендаціями необхідне циркуляційне мащення під тиском.

Ведений вал редуктора

Приймаємо для веденого вала редуктора підшипники ковзання з матеріалу – бабіт Б-83 ГОСТ 1320-74.

З двох підшипників веденого вала більш навантажений підшипник 1 ($P_{r1} = 1726 \text{ Н} > P_{r2} = 934 \text{ Н}$), тому подальший розрахунок виконуємо для нього.

Визначаємо довжину підшипника ковзання:

$$l = 0,8 \cdot d = 0,8 \cdot 45 = 36 \text{ мм}$$

Розраховуємо тиск в підшипнику ковзання за формулою

$$p = \frac{P_{r2}}{l \cdot d} \leq [p]$$

Допустимий тиск в підшипнику ковзання з бабіту Б83 $[p] = 150 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$

$$p = \frac{1726}{36 \cdot 45} = 1,07 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} = 10,7 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} \leq [p] = 150 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$$

Швидкість ковзання в підшипнику, м/с:

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 45 \cdot 11927}{60 \cdot 1000} = 28,1 \text{ м/с}$$

Кутова швидкість в підшипнику: $\omega = 1249 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$

Добуток тиску на швидкість:

$$p \cdot v = 10,7 \cdot 28,1 = 300,7 \frac{\text{кгс} \cdot \text{м}}{\text{см}^2 \cdot \text{с}}$$

Допустимий добуток тиску на швидкість $[p \cdot v] = 750 \frac{\text{кгс} \cdot \text{м}}{\text{см}^2 \cdot \text{с}}$

Зазор в підшипнику.

Приймаємо відносний зазор $\psi = 0,002$

Знаходимо зазор:

$$\delta = \psi \cdot d = 0,002 \cdot 45 = 0,09 \text{ мм}$$

Підбираємо посадку, в якій середній зазор посадки близький до вирахованого.

$$\text{Ø}45 \frac{H7}{r6} \frac{+39}{-50} \frac{0}{-89}$$

В цій посадці:

$$\delta_{min} = 50 \text{ мкм}; \delta_{max} = 128 \text{ мкм}; \delta_{сер} = 89 \text{ мкм}$$

$$\text{Розраховуємо коефіцієнт: } \psi = \frac{\delta_{сер}}{d} = \frac{0,089}{45} = 0,00198$$

Коефіцієнт знаходиться в допустимих межах: 0,0015 – 0,0025.

В якості змащувального матеріалу вибираємо масло «Індустріальне 30» та його середню температуру $t_{сер} = 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

За графіком знаходимо в'язкість мастила

$$\mu = 0,0014 \text{ кгс} \cdot \text{с} / \text{м}^2$$

Розраховуємо відношення:

$$\frac{p \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega} = \frac{10,7 \cdot 10^4 \cdot 0,00198^2}{0,0014 \cdot 1249} = 0,24$$

За графіком знаходимо: $\chi \approx 0,43$

За формулою знаходимо товщину масляного шару:

$$h = \frac{\delta_{сер}}{2} \cdot (1 - \chi) = \frac{89}{2} \cdot (1 - 0,43) = 25,4 \text{ мкм}$$

За формулою критична товщина масляного шару:

$$h_{кр} = 1,5 \cdot (R_{z1} + R_{z2})$$

де R_{z1} та R_{z2} – шорсткість поверхонь цапфи та вкладиша, мкм.

Згідно з рекомендаціями приймаємо $R_{z1} = R_{z2} = 0,8 \text{ мкм}$.

Тоді:

$$h_{кр} = 1,5 \cdot (0,8 + 0,8) = 2,4 \text{ мкм}$$

Коефіцієнт запасу надійності підшипника:

$$n_h = \frac{h}{h_{кр}} \leq [n_h]$$

$$n_h = \frac{25,4}{2,4} = 10,6 \geq [n_h] = 1,5$$

Коефіцієнт запасу надійності підшипника достатній.

Вибираємо спосіб мащення.

$$\sqrt{p \cdot v^3} = \sqrt{10,7 \cdot 28,1^3} = 487 > 100$$

Згідно з рекомендаціями необхідне циркуляційне мащення під тиском.

5.11 Уточнений розрахунок небезпечного перерізу вихідного вала редуктора

Метою цього розрахунку є визначення коефіцієнту запасу втомної міцності S у небезпечному перерізі вихідного вала редуктора і порівняння його з допустимим $[S] = 2 - 2,5$. Міцність забезпечується, якщо $S \geq [S]$.

Приймаємо при розрахунку вала на втомну міцність, що напруження згину змінюються за симетричним циклом, а напруження кручення – за віднульовим (пульсуючим) циклом.

Проводимо розрахунок для небезпечного перерізу вала біля підшипника ковзання – перехід 30/35 мм, де концентрація напружень обумовлена наявністю галтелі.

Так як вихідний вал редуктора виконується за одне ціле з шестернею, то матеріал вала – сталь 40ХН, легована, нормалізована, границя міцності

$$\sigma_B = 930 \text{ МПа.}$$

Визначаємо границю витривалості матеріалу вала на згинання при симетричному циклі зміни напружень

$$\sigma_{-1} = 0,35 \cdot \sigma_B + 70 = 0,35 \cdot 930 + 70 = 395 \text{ МПа.}$$

Визначаємо границю витривалості матеріалу вала на кручення при симетричному циклі зміни напружень

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 395 = 229 \text{ МПа.}$$

Визначаємо коефіцієнт запасу втомної міцності S у небезпечному перерізі вихідного вала

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}, \quad (5.74)$$

де S_σ і S_τ – коефіцієнти запасу міцності за нормальними напруженнями згинання і дотичними напруженнями кручення.

Коефіцієнти S_σ і S_τ визначаємо за формулами:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma/\varepsilon_\sigma)\sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}; \quad (5.75)$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau/\varepsilon_\tau)\tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}, \quad (5.76)$$

де $K_\sigma = 2,89$, $K_\tau = 1,74$ – ефективні коефіцієнти концентрації напружень відповідно при згині та крученні для вала згалтеллю 30/35 мм з радіусом скруглення 0,5 мм

$\varepsilon_\sigma = 0,77$, $\varepsilon_\tau = 0,77$ – масштабні фактори відповідно для нормальних і дотичних напружень при згинанні та крученні, для легованої сталі та діаметра вала $d_k = 30$ мм;

$\psi_\sigma = 0,25$, $\psi_\tau = 0,1$ – коефіцієнти чутливості легованої сталі до асиметрії циклу навантажень, вибираємо за рекомендаціями

σ_a , τ_a – амплітуди циклів зміни напружень відповідно при згинанні й крученні;

$\sigma_m = 0$ і τ_m – середні напруження за цикл відповідно при згинанні й крученні.

Визначаємо амплітудні напруження σ_a (напруження згинання $\sigma_{зг}$) в небезпечному перерізі вала

$$\sigma_a = \sigma_{зг} = M_{зг}/W_{зг,нетто} = 30804/2827 = 10,9 \text{ МПа},$$

де $M_{зг}$ – сумарний момент згину в небезпечному перерізі вала

$$M_{зг} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{17072^2 + 25641^2} = 30804 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

де $M_x = 17072 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ – згинаючий момент у вертикальній площині, визначаємо з епюри M_x для веденого вала редуктора (рис. 10.3);

$M_y = 25641 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ – згинаючий момент у горизонтальній площині, визначаємо з епюри M_y для веденого вала редуктора (рис. 10.3);

$W_{зг,нетто}$ – момент опору перерізу (нетто) згинання, визначаємо за формулою

$$W_{зг,нетто} = \frac{\pi \cdot d_k^3}{32} = \frac{\pi \cdot 30^3}{32} = 2827 \text{ мм}^3,$$

Визначаємо амплітудні τ_a і середні τ_m напруження кручення в небезпечному перерізі вала

$$\tau_a = \tau_m = M_{кр} / W_{к\text{ нетто}} = 53190 / 5655 = 9,41 \text{ МПа},$$

де $M_{кр} = 53190 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ – момент кручення в небезпечному перерізі вала, визначаємо з епюри $M_{кр}$ для веденого вала редуктора (рис. 8.3);

$W_{к\text{ нетто}}$ – момент опору перерізу (нетто) крученню, визначаємо за формулою

$$W_{к\text{ нетто}} = \frac{\pi \cdot d_k^3}{16} = \frac{\pi \cdot 30^3}{16} = 5655 \text{ мм}^3.$$

Тоді

$$S_\sigma = \frac{395}{(2,89/0,77) \cdot 10,9} = 9,65,$$

$$S_\tau = \frac{229}{(1,74/0,77) \cdot 9,41 + 0,1 \cdot 9,41} = 10,3,$$

Таким чином

$$S = \frac{9,65 \cdot 10,3}{\sqrt{9,65^2 + 10,3^2}} = 7,0.$$

Розрахунковий коефіцієнт запасу міцності вала в небезпечному перерізі під колесом $S = 7,0 \geq [S] = 2,5$, тому втомна міцність вала в цьому перерізі забезпечена.

5.12 Вибір сорту мастила

Змащування зубчастого зачеплення виконується подачею мастила під тиском.

Прийнятий сорт мастила – «Індустріальне 30». (ГОСТ 20799-75).

6 Розрахунок насоса на кавітацію

Для розрахунку насоса на кавітацію приймають коефіцієнт Руднева

$$c = \frac{5,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\Delta h_{кр}^{3/4}}, \quad (6.1)$$

де n – частота обертання, об/хв.;

Q – подача насоса, m^3 / c ;

$\Delta h_{кр}^{3/4}$ – критичний кавітаційний запас для першого режиму, м.

Виникнення кавітації у лопатевих насосів насамперед пов'язано з висотою всмоктування. Перед пуском насоса в роботу трубопровід повинен бути заповнений водою. Перший критичний режим відноситься до появи перших ознак впливу кавітації на характеристику насоса. Практично кавітація настає раніше, але носить локальний характер. Коефіцієнт C змінюється в межах 800...1000.

З формули знаходимо значення критичного кавітаційного запасу для першого критичного режиму.

Розрахуємо кавітаційний запас за формулою:

$$\Delta h_{кр} = \sqrt[3]{\frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{c}} \quad (6.2)$$

$$\Delta h_{кр} = \sqrt[3]{\frac{5,62 \cdot 12000 \cdot \sqrt{0,0181}}{800 \dots 1000}} = 26 \dots 19 (м)$$

Кавітаційний запас для першого критичного режиму в даному насосі лежить в межах від 26 до 19 м.

Радіальна сила виникає внаслідок колової нерівномірності параметрів потоку на всмоктувальній та напірній сторонах робочого колеса.

Радіальна сила визначається за формулою:

$$R = K_R \left(1 - \frac{Q}{Q_{опт}}\right)^2 \gamma H D_2 b_2, \quad (6.3)$$

де $K_R = 0.36$ – експериментальний коефіцієнт;

$Q_{опт}$ - подача при оптимальному режимі/

Максимальна радіальна сила виникає при нульовій подачі, тому максимальна радіальна сила буде визначатися з формули:

$$R_{max} = K_R \gamma H_{pk} D_2 b_2 i,$$

$$R_{max} = 0.36 \cdot 568 \cdot 9.81 \cdot 350 \cdot 0.0055 \cdot 0.142 = 548 \text{ Н.}$$

7 Економічна частина

7.1 Визначення собівартості і проекту оптової ціни проектованої конструкції

На стадії проектування при визначенні собівартості виготовлення конструкції можуть бути використані укрупнені методи розрахунку. Вибір того чи іншого методу залежить від ступеня новизни прийнятого технічного рішення. При цьому можливі три варіанти:

- а) проектована конструкція є модернізацією базової;
- б) проектована нова конструкція має виріб-аналог;
- в) проектована конструкція є принципово новою, яка не має аналогів.

У першому варіанті собівартість проектованої конструкції може бути визначена "методом коригування". У атом випадку собівартість проектованої машини визначається за формулою

$$C_{\text{п}} = C_{\text{а}} - C_{\text{ан}} + C_{\text{спр}} + C_{\text{сб}} \quad (7.1)$$

де $C_{\text{п}}$ - собівартість проектованої машини;

$C_{\text{а}}$ - собівартість існуючої машини-аналога;

$C_{\text{ан}}$ - собівартість анульованих елементів;

$C_{\text{спр}}$ - собівартість знову проектованих елементів;

$C_{\text{сб}}$ - зміна собівартості складальних робіт, що впливають з виробничих конструктивних змін.

$$C_{\text{п}} = 250000 -$$

$$(31000 + 1000 + 600 + 50 * 6 + 25 * 4 + 1000 + 300 * 2 + 200 * 2 + 500 + 300 + 210 + 310) + (600 + 2100 + 2000 + 400) + 20000 = 173\,220 \text{ грн}$$

Визначення витрат на основні матеріали і покупні вироби

Якщо склад і структура матеріалів і напівфабрикатів, необхідних для нової машини, подібні аналогічним освоєної у виробництві конструкції, то розрахунок величини Див може здійснюватися таким чином:

$$C_{\text{м}} = C_{\text{м}}' * C_{\text{спр}}, \quad (7.2)$$

де C_m - матеріальні витрати на виготовлення нового обладнання, грн. ;

C_m' - питомі матеріальні витрати при виготовленні аналогічної конструкції обладнання, грн. / Т;

$S_{пр}$ - вага проектного обладнання, т .

$$C_m = 1\,250 * 180 = 225\,000 \text{ грн}$$

Питомі матеріальні витрати в собівартості конструкції-аналога визначаються за формулою

$$C_m' = Z_a / Q_a, \quad (7.3)$$

де Z_a - вартість матеріалів, комплектуючих виробів, покупних напівфабрикатів, напівфабрикатів власного виробництва в собівартості машини-аналога, грн. Визначається, виходячи з калькуляції собівартості виробу-аналога (за даними заводу-виготовлювача);

Q_a - маса виробу-аналога, т *

$$C_m' = 225\,000 / 200 = 1\,250 \text{ грн. / Т}$$

При істотному розходженні в складі і структурі використовуваних матеріалів, напівфабрикатів і покупних виробів матеріальні витрати визначаються за формулами

а) витрати на основні матеріали (Z_m):

$$Z_m = \sum C_i \cdot N_i - C_{отх} \quad (7.4)$$

$$Z_m = (600 + 2100 + 20000 + 400) - 100 = 23\,000 \text{ грн}$$

б) витрати на покупні вироби і напівфабрикати ($Z_{пок}$):

$$Z_{пок} = \sum C_{покi} \cdot N_{покi} \quad (7.5)$$

$$\begin{aligned} Z_{пок} &= 31000 + 1000 + 600 + 50 * 6 + 25 * 4 + 1000 + 300 * 2 + 200 * 2 \\ &+ 500 + 300 + 210 + 310 = 35\,960 \text{ грн} \end{aligned}$$

де C_i , $C_{покi}$ - відповідно оптова ціна 1-го виду матеріалу і типорозміру покупного

вироби;

N_i, N_{pi} - відповідно норма витрати на одиницю виробу 1-го матеріалу і власного виробництва;

$N_{пок1}$ - кількість покупних виробів 1-го типорозміру на одиницю виробу, шт

$C_{отх}$ - вартість зворотних (реалізованих) відходів;

n - число видів матеріалів, напівфабрикатів і покупних виробів.

Величина транспортно-заготівельних витрат визначається за даними заводу-виготовлювача конструкції-аналога або збільшене но в розмірі 10-15% від вартості матеріалів, комплектуючих виробів.

Розрахунок трудомісткості і заробітної плати виробничих робітників

Основна заробітна плата виробничих робітників (C_3) визначається за формулою

$$C_3 = C_ч * K_{ср} * T_н * K_{пр}, \quad (7.6)$$

де $C_ч$ - годинна тарифна ставка першого розряду робітників-відрядників з нормальними умовами праці. Визначається за даними заводу-виготовлювача або збільшитись може бути прийнята в розмірі 0.41 грн. / год.

$K_{ср}$ - тарифний коефіцієнт, що відповідає середньому розряду робіт.

$T_н$ - трудомісткість нового виробу, н.час.

$K_{пр}$ -коэф., Що враховує розмір премії ($K_{пр} = 1,4$).

$$C_3 = 18 * 2 * 3 * 1,4 = 151,2 \text{ грн}$$

Трудомісткість нового виробу визначається за формулою

$$T_н = T_a \cdot \sqrt[3]{(Q_н/Q_п)} \cdot K_{нов} \quad (7.7)$$

де T_a - трудомісткість робіт виробу-аналога, н.час.

$Q_н, Q_п$ - відповідно маса проекрованої конструкції і виробу-аналога, т;

$K_{нов}$ - коефіцієнт новизни проекрованої конструкції. Допускається використовувати значення даного коефіцієнта, виходячи з експертної оцінки.

$$T_H = 4 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{0,18}{0,2}\right)} \cdot 0,96 = 3,7 \text{ час}$$

Визначення витрат на спеціальні пристосування і інструменти

Витрати на відшкодування зносу спеціальних пристосувань і інструментів визначається за даними заводу-виготовлювача машини-аналога але можуть прийматися в розмірі 50-70% від основної заробітної плати виробничих робітників.

Визначення накладних витрат

До накладних витрат відносяться: витрати по утриманню та експлуатації обладнання, цехові, загальнозаводські і поза виробничі витрати.

Витрати за змістом і експлуатації обладнання

Вони визначаються у відсотку від основної заробітної плати виробничих робітників за формулою

$$C_{p.c} = C_a * K_{p.c} / 100 \quad (7.8)$$

де C_a - основна заробітна плата виробничих робітників, грн .;

$K_{p.c}$ - відсоток витрат по утриманню та експлуатації обладнання до основної заробітної плати виробничих робітників. Приймається за даними заводу-виготовлювача машини-аналог. При відсутності даних цей показник збільшено може бути прийнятий в розмірі 220-250%.

$$C_{p.c} = 3200 * 220 / 100 = 7,040 \text{ грн}$$

Цехові витрати

Визначаються у відсотку від основної заробітної плати виробничих робітників за формулою:

$$C_{c.p} = C_z * K_{c.p} / 100, \quad (7.9)$$

де $K_{c.p}$ - відсоток цехових витрат до основної заробітної плати виробничих робітників.

Приймається за даними заводу-виготовлювача машини-аналога. При відсутності даних укрупнено цей показник може бути прийнятий в розмірі 150-200%.

$$C_{ц.p} = 151,2 * 150 / 100 = 226,8 \text{ грн}$$

Загальнозаводські витрати

Загальнозаводські витрати визначаються у відсотку від основної заробітної плати виробничих робітників за формулою:

$$C_{з.p} = C_{з} * K_{з.p} / 100, \quad (7.10)$$

де $K_{з.p}$ - відсоток загальногосподарських витрат до основної заробітної плати виробничих робітників. Визначається за даними заводу-виготовлювача або укрупнено в розмірі 350-400% від основної заробітної плати.

$$C_{з.p} = 151,3 * 350 / 100 = 529,2 \text{ грн}$$

Визначення планових накопичень і договірної ціни проєктованого виробу

Планові накопичення (прибуток) визначаються виходячи з умови рентабельності виробу до повної його собівартості за формулою:

$$П = C_{полн} * P / 100, \quad (7.11)$$

де $C_{полн}$. - повна собівартість проєктованого виробу, тис. Грн .;

P - рентабельність виробу. %. Приймається за даними заводу-виробника виробу-аналога. При їх відсутності рентабельність даного виду продукції може бути прийнята на рівні 25%.

$$П = 250\ 000 * 25 / 100 = 62\ 500 \text{ грн.}$$

Договірна оптова ціна визначається методом "витрати + прибуток" як сума повної собівартості проєктованого виробу і планових накопичень.:

$$Ц = (Зм + Зпок) + П \quad (7.12)$$

$$Ц = (23\,000 + 35\,960) + 62\,500 = 121\,460 \text{ Грн}$$

Визначення експлуатаційних витрат споживача

Експлуатаційні витрати споживача, який застосовує нову техніку, в загальному випадку включають такі види витрат:

- витрати на електроенергію;
- затрати на мастильні, охолоджуючі та інші матеріали, обумовлені експлуатацією машини;
- витрати на оплату праці обслуговуючого персоналу з нарахуваннями;
- амортизаційні відрахування;
- витрати на ремонт обладнання.

Розрахунок витрат на електроенергію

Вартість електроенергії, споживаної машиною, визначається за формулою:

$$Зл = N_{\text{пот}} * Fд * В, \quad (7.13)$$

де $N_{\text{пот}}$ - потужність, споживана з мережі, кВт. Визначається як розрахункова потужність на валу машини, поділена на К.К.Д. електродвигуна;

$Fд$ - річний дійсний фонд часу роботи обладнання, год. Визначається, виходячи з режиму роботи машини і перерв на технічне обслуговування і ремонт;

$В$ - ціна 1 кВт.год електроенергії, що споживається, грн. за 1 кВт.год. Визначається, виходячи з діючих тарифів плати за електроенергію на момент виконання розрахунків.

$$\underline{Зл = 75 * 200 * 1.68 = 25\,200 \text{ грн}}$$

Розрахунок витрат на мастильні матеріали, охолоджуючу рідину і матеріали, що використовуються при експлуатації машин

Витрати на мастильні, охолоджуючі та експлуатаційні матеріали визначаються, виходячи з річного споживання цих матеріалів і діючих цін на момент розрахунку. При цьому слід враховувати, що мастильні та охолоджуючі матеріали, як правило, постійно циркулюють в системі. Тому річна потреба в них буде визначатися виходячи з частоти їх повної заміни і дозаправки, викликані втратами.

Тоді витрати за даними видами матеріалів будуть визначатися за формулою

$$Z_m = ((n+1) Q + m * F_d) * C_m \quad (7.14)$$

де n- число повних замін відповідних відомих матеріалів в системі в течії року;

Q - кількість замінюючих матеріалу, нат. од.;

m - годинні втрати відповідного матеріалу, нат. од. на годину;

C_m - ціна відповідно мастильних, охолоджувальних та робочих матеріалів за од.

$$Z_m = ((6 + 1) 3 + 5 * 200) * 600 + 200 = 816\ 800 \text{ грн}$$

Розрахунок витрат на оплату праці обслуговуючого персоналу

Витрати на оплату праці обслуговуючого персоналу визначаються, виходячи з прийнятої системи оплати праці (відрядна, почасово-преміальна, тощо.), Норм обслуговування, процент з додаткової оплати праці і нарахувань по заробітній платі за формулою

$$Z_o = N_o * C_{ч} * F_d * K_{см} * K_{пр} * K_{доп} * K_{нач} \quad (7.15)$$

N_о - норма обслуговування, що характеризує кількість обслуговуючого персоналу в розрахунку на одну машину в зміну, чол. Для насосного обладнання приймається по дан ним підприємства-замовника;

C_ч - годинна тарифна ставка машиніста відповідного розряд, гр. за годину.;

F_д - річний дійсний фонд часу одного робітника, год. Визначається, виходячи з кількості робочих днів в році, тривалості зміни і планованих невиходів на роботу. У

розрахунках можна прийняти рівним тисячі восьмистам сорока (1840) ч .;

Ксм - коефіцієнт змінності, враховує режим роботи обладнання. При повному завантаженні в одну зміну приймається рівним 1; в дві зміни - 2; в три зміни - 3 або проміжним значенням, виходячи з фактичної роботи по змінах;

Кпр - коефіцієнт, що враховує доплати за почасово-преміальною системою. Приймається рівним 1.4;

Кдоп - коефіцієнт, що враховує додаткову оплату праці, приймається в розрахунках - 1.16;

Кнач - коефіцієнт, що враховує нарахування на заробітну плату, приймаємо рівним - 1.49

$$Z_0 = 4 * 2 * 1840 * 2 * 1,4 * 1,16 * 1,49 = 71\ 238 \text{ грн}$$

Розрахунок витрат на ремонт обладнання

При розрахунку експлуатаційних витрат витрати на ремонт обладнання включають витрати на капітальний ремонт у розрахунку на рік і витрати на поточні ремонти, що проводяться протягом року.

Укрупнено витрати на капітальний ремонт у річному обчисленні можуть визначатися у відсотку від вартості обладнання. Відсоток витрат на капітальний ремонт відцентрового насоса становить 5,6%.

В цьому випадку витрати на капітальний ремонт у розрахунку на рік визначаються за формулою

$$Z_{к.р.} = N_{к.р.}/100 * Ц_{об} \quad (7.17)$$

де $N_{к.р.}$ - відсоток річних витрат на капітальний ремонт %;

$Ц_{об}$ - оптова ціна обладнання, яка приймається до розрахунку в цінах поточного періоду, грн.

$$Z_{к.р.} = 5,6/100 * 6000 = 336 \text{ грн}$$

Витрати на поточний ремонт визначаються, виходячи з кількості поточних ремонтів, проведених протягом року, і витрат на один поточний ремонт. Число поточних ремонтів обладнання визначається згідно розробленої системи технічного обслуговування і ремонту устаткування.

Витрати на один поточний ремонт визначаються укрупнено у відсотку від вартості обладнання. Відсоток витрат на поточний ремонт визначається, виходячи з норми витрат на капітальний ремонт і коефіцієнта, що враховує співвідношення між трудомісткістю поточного і капітального ремонтів. У цьому випадку витрати на поточний ремонт обладнання визначається за формулою

$$Зт. р. = Птр * I * \frac{Нк.р.}{100} * \frac{Тт.р.}{Тк.р.} \quad (7.19)$$

де Птр - кількість поточних ремонтів, проведених протягом року.

Визначається як частка від ділення 8640 год на періодичність поточного ремонту, вираженого в годинах;

I - періодичність капітального ремонту (тривалість ремонтного циклу), г;

Тт.р, Тк.р - відповідно трудомісткість поточного і капітального ремонтів, н. година.

(Тт.р. = 360 , Тк.р. = 810).

$$Зт. р. = 2 * 5 * \frac{5,6}{100} * \frac{360}{810} = 0,25$$

Розрахунок амортизаційних відрахувань на реновацію (повне відновлення)

Річні амортизаційні відрахування на повне відновлення основних фондів визначається з встановлених норм амортизації та балансової вартості обладнання. Балансова вартість обладнання включає крім вартості самого устаткування витрати на транспортування (якщо ці витрати не входять у вартість обладнання), пристрій фундаменту, будівельно-монтажні роботи, підведення комунікацій, налагодження і освоєння обладнання. В укрупнених розрахунках ці витрати можуть бути враховані відповідними коефіцієнтами.

У цьому випадку формула для розрахунку амортизації прийме наступний вигляд:

$$Z_{ам} = \frac{N_{ам}}{100} * Цоб * Kт * Kс * Kм \quad (7.20)$$

де $N_{ам}$ - норма амортизації на повне відновлення, приймається рівною 15%;

$Kт$ - коефіцієнт, що враховує транспортно-заготівельні витрати, пов'язані з придбанням обладнання. У укрупнених розрахунках може бути прийнятий в межах 1.1-1.2;

$Kс$ - коефіцієнт, що враховує витрати на будівельно-монтажні роботи (в тому числі і на фундамент). У укрупнених розрахунках може бути прийнятий в межах 1.08-1.15;

$Kм$ - коефіцієнт, що враховує витрати на монтаж і налагодження обладнання.

У укрупнених розрахунках приймається в межах 1.06-1.12

$$Z_{ам} = \frac{15}{100} * 6000 * 1,2 * 1,1 * 1,1 = 1309 \text{ грн}$$

8 Охорона праці

8.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів досліджувального об'єкту

При проведенні аналізу роботи насоса були враховані небезпечні і шкідливі фактори його функціонування. В якості досліджування об'єкту розглядається агрегат О 35-650

Насос знаходиться на відкритій місцевості перекачувальній станції. Потужність двигуна 75 кВт, напруга підведена - 380В , частота обертання двигуна 3000 об/хв, напір - 350 м, подача - 65 м³/год., перекачувальна суспензія – пропано - бутанова суміш.

Групи факторів яку діють на агрегат небезпечні фактори поділяються (з ГОСТ 12.0.003-74 ССБТ):

- фізичні;
- хімічні;

Фізичні небезпечні виробничі фактори поділяються:

- оборудований виробничого рухомі частини, матеріали;
- руйнуються конструкції;
- підвищений рівень вібрації;
- відсутність або недолік природного світла;

Хімічні небезпечні і шкідливі виробничі фактори поділяються:

за характером впливу на організм людини на:

- токсичний;
- дратуючий;

по шляху проникнення в організм людини через:

- органи дихання;

Основними небезпеками є: небезпека механічних ушкоджень (Механічна небезпека), небезпека поразки електричним струмом (Енергетична небезпека) і загорання газу (пожежна небезпека) .

Механічна небезпека (з ДНАОП 0.00-1.07-94)

Джерелом механічних травм на приводі може привести муфта, яка не закрита не чим. Основними заходами, спрямованими на недопущення механічних ушкоджень, є: обгороджування усіх механізмів, що обертаються, облаштування спеціальних проходів.

Щоб запобігти будь яких травм зі з боку муфти треба захистити захисною кожухом.

Електрична небезпека

На агрегаті встановлений двигун з потужністю 75 кВт, може з цього вивести що проведена електромережа до електродвигуна насоса становить 380 В.

Поразка електричним струмом може статися торкані до відкритих струмоведучих частинам, при ушкодженні ізоляції провідників, при зіткненні з устаткуванням, що випадково виявилось під напругою. Небезпечним для людини є струм промислової частоти 50 Гц і величиною 0,05 А (50 мА).

Захист від поразки струмом досягається ізоляцією струмоведучих частин, захисним заземленням. Опір контуру заземлення біля насоса - 4 Ом.

Вибуховихі речовини і сумішей

Вибуховою сумішью в насосі є пропано – бутанова суміш.

Пропан-бутан – суміш двох нафтових вуглеводневих газів, пропану і бутану. Пропан-бутанова суміш в газоподібному стані є безбарвною, не отруйною, важче повітря, володіє різким запахом від одорантів –

сильнопахнущих речовин, що додаються в газ для виявлення можливого витоку. При зниженні температури і підвищення тиску суміш переходить у рідкий стан.

Небезпечні фактори і заходи безпеки при роботі з пропан-бутаном (згідно ГОСТ 20448-90):

Зріджені вуглеводневі гази вибухо - і пожежонебезпечні вони утворюють з повітрям вибухонебезпечні суміші при вмісті парів пропану в діапазоні 2,1–9,5%,

нормального бутану 1,5–8,5% (за об'ємом) при тиску 1 атм і температурі від 15 до 20°C;

Температура самозаймання газів у повітрі при тиску 760 мм рт. ст.

- пропану – 466°C;
- нормального бутану – 405°C;
- ізобутану – 462°C;
- при попаданні на тіло людини зріджені гази викликають обмороження;
- зріджені вуглеводневі гази впливають на організм наркотичну дію;
- при невеликих концентраціях газів у повітрі для захисту від кисневого голодування застосовують фільтруючі протигази, при високих концентраціях – ізолюючі шлангові протигази з примусовою подачею чистого повітря;
- виробничі приміщення повинні обладнуватися припливно-витяжною вентиляцією;
- при загорянні використовують такі засоби пожежогасіння як пінні і вуглекислотні вогнегасники, сухий пісок.

Характерними видами шкідливих факторів на людину біля насоса:

- повітря робочої зони;
- виробниче освітленість;
- шум;
- вібрація.

За ступенем впливу на відкриті місцевості на організм, гази відносяться до речовин 4-го класу небезпеки (згідно ГОСТ 12.1.007.)

Пропано-бутанові суміші значно важчий за повітря, тому при витoku газу вони можуть накопичуватися в нижніх шарах атмосфери, що може привести до утворення вибухонебезпечних концентрацій.

Зріджені гази утворюють з повітрям вибухонебезпечні суміші при концентрації парів пропану від 2,1 до 9,5%, нормального бутану від 1,5 до 8,5% (за обсягом) при тиску 98066 Па (1 атм) і температурі 15-20 ° С.

Гранично допустима концентрація (ГДК) в повітрі робочої зони граничних вуглеводнів 300 мг / м³. ненасичених вуглеводнів - 100 мг / м³.

ГДК на повітрі не повинна перевищувати:

Межа запаху пропана – 1000 ppm;

Межа запаху бутану – 800 ppm.

Для забезпечення нормальних умов праці при обслуговуванні агрегату в нічний час необхідно забезпечити освітлення (згідно з ДБН В.2.5-28-2006) робочої площадки згідно встановлених норм. Згідно загальна мінімальна освітленість устя насосного агрегату - 13 лк, при поточному і капітальному ремонті -26 лк.

На автоматизованих підприємствах, для обслуговуються тільки в денний час, встановлення світильників не обов'язкове. Для включення переносних світильників (при проведенні аварійних робіт в нічний час) біля насоса встановлюється розетка.

Шум (згідно з ДНС 3.3.6.037-99) створюється при роботі електродвигуна і мультиплікатора, призводить до швидкої стомлюваності, втрати працездатності, порушенню слуху. Рівень шуму не повинен перевищувати 80 дБ, фактичний рівень шуму досягає 102 дБ. Для пониження рівня шуму устаткування, що є його джерелом, закривається звукоізолюючими кожухами або видавати робочому спец навушники.

Експлуатація електродвигунів приводу машини віброживильників призводить до виникнення вібрації (згідно з ГОСТ 12.1.012 -90). Вібрація впливає на нервову систему, шлунково-кишковий тракт, м'язи, кістково-суглобовий апарат. Допустимий рівень вібрації дорівнює 85 дБ , фактичний рівень досягає 86 дБ. Для зниження вібрації електродвигуни встановлюють на окремі фундаменти і прокладення з гуми, віброживильники встановлюються на амортизаторах.

Пожежна безпека (згідно з ГОСТ 12.1.004-91 ССБТ)

Загальна характеристика безпеки.

Газове паливо є сумішшю різних газів. Його горюча частина може складатися з метану, етану, пропану, бутану, водню, окису вуглецю та деяких важких вуглеводів. Усі види газового палива спроможні при змішуванні з повітрям у відповідних співвідношеннях утворювати вибухонебезпечні суміші.

Пожежна безпека при експлуатації газового господарства виникає тоді, коли порушена щільність і міцність газопроводів і обладнання, встановленого на них, в результаті чого можливі витік газу в навколишнє середовище і створення вибухонебезпечної концентрації.

Миттєвий спалах і горіння газоповітряної суміші у вказаних вище об'ємах супроводжується дуже швидким підвищенням температури і тиском нагрітих газів, що в свою чергу викликає прискорення хімічних реакцій горіння і підсилює руйнівний ефект.

Забезпечення пожежної безпеки газового господарства

Для забезпечення пожежної безпеки газового господарства при улаштуванні слід дотримуватися умов, які запобігають утворенню вибухонебезпечної газоповітряної суміші.

Для цього необхідно забезпечити:

- щільність газової апаратури, зводячи до мінімуму ймовірність витоку газу;
- ефективну, правильно організовану і постійну природну чи штучну вентиляцію та систематичний контроль за вмістом газу в повітрі.

Важливо також не допускати появи джерела вогню чи іскор, а також нагрітих до високої температури предметів. Для цього необхідно:

- забезпечити вибухобезпечність опалення, освітлення та телефонного зв'язку, а також застосування вибухобезпечного електрообладнання й інструменту;
- встановити правила ведення робіт і ремонту обладнання, а також контроль за їх виконанням у вибухонебезпечних приміщеннях.

Для підвищення пожежної безпеки газового господарства необхідно обмежити ефект можливого вибуху. Зведення до мінімуму зони його дії і руйнівних наслідків забезпечується:

- створення умов для вільного розповсюдження вибухової хвилі в найбезпечнішому напрямку;
- улаштуванням міцних стін і перекриттів в тих напрямках, в яких розповсюдження вибуху може спричинити найнебезпечніші наслідки;

Пожежний пост обладнується пожежним щитом, на якому розміщуються: вогнегасники, лопати, відра, багри, кошма. Крім того, біля щита встановлюється діжка з водою місткістю не менш як 200 л і ящик з піском місткістю не менш як 05 куб. м.

Вогнегасники повинні бути Аерозольні бром-метиллові типу ОА і ОУБ застосовуються для гасіння горючих, а також електроустановок, що знаходяться під напругою до 380 В.

При витіканні пропоно-бутонової суміші служба повинна бути забезпечена:

- переносними приладами для визначення рівня загазованості в приміщеннях
- шланговими протигазами;
- переносними вибухозахисними світильниками;
- контрольними манометрами;
- набором спеціальних пристосувань та інструментів;
- мастильними матеріалами;
- допоміжними матеріалами;
- запасними частинами арматури;
- засобами пожежогасіння (переносні вуглекислотні та пінні вогнегасники, азбестове полотно, брезент, кошма тощо).

БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Надзвичайна ситуація – це порушення нормальних умов життя і діяльності людей на об'єкті або території, спричинена аварією, катастрофою, стихійним лихом, епідемією, епізоотією, епіфітотією, пожежею, використанням засобів масового ураження, що призвело або може призвести до людських і матеріальних втрат.

Найбільш поширеними надзвичайними ситуаціями природного характеру в даному регіоні можуть бути буря, ураган, злива, ожеледь, град, повінь, блискавка.

Бурі, урагани – це рух повітряних мас зх. Величезною швидкістю (до 50 м/с і більше) і руйнівною силою та значною тривалістю.

Злива – це сильний дощ з кількістю опадів більше 50 мм і тривалістю по 12 годин.

Ожеледь – це шар щільного прозорого або матового льоду діаметром більше 20 мм, що наростає на дротах, земній поверхні, деревах, будівлях, предметах і техніці внаслідок намерзання крапель дощу, мряки або туману, тривалістю більше 12 годин.

Град – це частинки льоду, різні за розмірами, формою, структурою неоднорідні, випадають із шарувато – дощових хмар у теплий період року

Повінь – це тимчасове затоплення значних територій внаслідок злив, повеней великих річок, швидкого танення снігу, руйнування дамби, греблі, великих морських приливів.

Блискавка – це грозвий електричний розряд між хмарою та землею сила струму якого може досягати 40000А, повітря при цьому нагрівається до 30000 градусів при тиску від 10 до 30 атм. В полосі її проходження.

До надзвичайних ситуацій техногенного характеру цього регіону слід внести виробничі і транспортні аварії.

Аварія – це раптова зупинка роботи або порушення установленого процесу виробництва на об'єкті, залізниці, автомобільній трасі, в повітрі на вод, яка призводить до пошкодження або знищення матеріальних цінностей з невинними наслідками, зараження великих територій, а також травмування або загибелі людей.

Всі ці стихійні лиха негативно впливають на роботу, що руйнуються споруди, лінії зв'язку та електромережі, призводить до великих пожеж, виведення з ладу техніки, ,крім того, великих матеріальних збитків і психологічного та фізичного людей і тварин.

Список використаної літератури

1. Ржебаева Н.К., Ржебаев Э.Е. Расчет и конструирование центробежных насосов: Учебное пособие. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2009. – 220с.
2. Михайлов А.К. Малюшенко В.В. Лопасные насосы. Теория, расчет и конструирование. М., «Машиностроение» 1977.
3. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию «Проектирование центробежного рабочего колеса» / Сост. Н.К.Ржебаева – Харьков: ХГУ, 1991- 44с.
4. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию «Расчет и проектирование спирального отвода» по дисциплине «Расчет и конструирование насосов» для студентов специальности 12.11 дневной и заочной форм обучения
5. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию «Расчет и конструирование центробежных насосов» / Сост. Н.К.Ржебаева
6. Справочник металлиста. Под редакцией Чернавского. Том 1. М.; Машиностроение, 1976, 768с.
7. ГОСТ 22061-76 Машины и технологическое оборудование. Система классов точности балансировки.
8. SKF. Общий каталог, 2006, 1129с.
9. Биргер И.А. и др. Расчёт на прочность деталей машин: Справочник/ И.А. Бюргер, Б.Ф. Шор, Г.Б. Иосилевич. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979.-702с.
10. Методические указания к выполнению технологического раздела дипломного проекта по специальности 12.11 для студентов дневной и заочной формы обучения. Сост.: А.С. Мандрыка. –Сумы: Изд-во СумГУ, 1994.-23с
11. Методические указания к выполнению экономического раздела дипломного проекта для студентов специальности «Гидравлические машины, гидропривод и гидропневмоавтоматика» - 1997.
12. Ломакин А.А. «Центробежные и осевые насосы»

13. Методические указания по оформлению текстовых документов (курсовых и дипломных проектов)/ Сост.: Ю.В. Хмельницкий.- Сумы: Изд-во СумГУ, 1997. - 43с.
14. Приводы машин: Атлас конструкций: В 5 ч. Ч. I. Редукторы и мотор-редукторы. Конструкция, параметры и основы конструирования: Учеб. пособие/ П.Н.Учаев, А.В.Васильев, Е.Д.Роговой и др.; Под общ. ред. П.Н.Учаева.- К.:Вища шк., 2001. – 455 с.
15. Приводы машин: Атлас конструкций: В 5 ч. Ч. II. Типовые изделия приводов. Конструкция, параметры и основы конструирования: Учеб. пособие/ П.Н.Учаев, А.В.Васильев, С.А.Дорошенко и др.; Под общ. ред. П.Н.Учаева.- Сумы: Издательство – фирма «АЛАН-ЕКС», 2002. – 456 с.
16. Детали машин: Атлас конструкций/ Под ред. Д.Н.Решетова. – М.: Машиностроение, 1979.
17. Анфимов М.И. Редукторы. Конструкции и расчет. Альбом. – М.: Машиностроение, 1972.–284 с.
18. Боков В.Н. и др. Детали машин: Атлас. Учеб. пособие для машиностроительных техникумов/ В.Н.Боков, Д.В.Чернилевский, П.П.Будько.; Под общ. ред. В.М.Журавеля.- М.: Машиностроение, 1983. – 164 с.
19. Курсовое проектирование деталей машин/ В.Н.Кудрявцев, Ю.А.Державец, И.И.Арефьев и др.; Под общ. ред. В.Н.Кудрявцева: Учеб. пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов. – Л.: Машиностроение, 1984. – 400 с.
20. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для вузов. - М.: Высш. школа, 1978. – 352 с.
21. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. - М.: Высш. школа, 1985. – 415 с.
22. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов. - М.: Высш. школа, 1990. – 399 с.

23. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. - М.: Высш. школа, 1991. – 430 с.
24. Расчет и проектирование деталей машин: Учеб. пособие для вузов/ К.П.Жуков, А.К.Кузнецова, С.И.Масленникова и др.; Под ред. Г.Б.Столбина и К.П.Жукова. - М.: Высш. школа, 1978. – 247 с.
25. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. - М.: Машиностроение, 1982.–Т.1-3.
26. Справочник техника-конструктора. Самохвалов Я.А., Левицкий М.Я., Григораш В.Д. – К.: Техніка, 1978. – 592 с.
27. Завдання до виконання курсового проекту з курсу „Деталі машин та ПТМ” для студентів інженерно-механічних спеціальностей денної та заочної форм навчання / Укладач В.В.Стрелец. – Суми: Вид-во СумДУ, 2005. – 69 с.
28. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов/ С.А.Чернавский, К.Н.Боков, И.М.Чернин и др. - М.: Машиностроение, 1988. – 416 с.
29. Иванов М. Н. Детали машин. Учебник для вузов. Изд. 3-е, доп. И перераб. М., «Высш. школа», 1976. 399 с. с ил.
30. ГОСТ 1320-74 Баббиты оловянные и свинцовые. Технические условия.
31. Охорона праці (техніка безпеки) : начальний посібник / І. П. Пістун, М. Ф. Мандзюк, М. Є. Ліщук, І. О. Трунова. – Луцьк : Вид-во «Волинянин», 2012. – 448 с.
32. Охорона праці (практикум) / І. П. Пістун, А. П. Березовський, І. І. Кельман та ін. – Львів : Тріада плюс, 2011. – 463 с.
33. ГОСТ 12.0.003.74 ССБТ. «Опасные и вредные производственные факторы. Классификация. Система стандартов безопасного труда» (электронный ресурс). Режим доступа: <http://docs.cntd.ru/document/5200224>
34. ДНАОП 0.00-1.32-01 « Правила будови електроустановок. Електрообладнання спеціальних установок» (електронний ресурс). – режим доступу: https://dnaop.com/html/43848/doc-ДНАОП_0.00-1.32-01/

35. ДНАОП 0.00-1.07-94 «Правла побудовита безпечності експлуатаційної посудин, що працюють під тиском» (електронний ресурс). – режим доступу:

https://dnaop.com/html/88/doc-НПАОП_0.00-1.07-94/

36. ГОСТ 12.1.004-91 ССБТ «Пожарна безпека. Общие требования. Система стандартов безопасности труда» (електронний ресурс). – режим доступу:

<http://docs.cntd.ru/document/9051953>

37. «Метедичні вказівки до виконання економічного розділу дипломного проекту»: канд. екон. наук, доц. Дегтяренко Александр Григорьевич, Жулавский Аркадий Юрьевич: - Суми, "Ризоцентр" СумГУ, 1997. – 50 с.