

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
ЦЗДВФН
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ПГМ

«__» _____ 20__ р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему

Насос типу Д

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

Виконавець роботи _____ Гусаков А. А.
(підпис) (прізвище, ініціали)

Керівник _____ Гусак О. Г.
(підпис) (прізвище, ініціали)

Суми 2020

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

Спеціальність 8.131 – Прикладна механіка

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ПГМ

« ____ » _____ 20 ____ р.

ЗАВДАННЯ

до кваліфікаційної роботи магістра

Гусаков Андрій Андрійович

(прізвище, ім 'я , по батькові)

1. Тема роботи: Насос типу Д _____

затверджена наказом по університету від « ____ » _____ 20 ____ р. № _____

2. Термін здавання студентом закінченої роботи 12.12.2020 р. _____

3. Вихідні дані до роботи Q= 1000 м³/год; H=50 м; густина рідини $\rho = 1000$ кг/м³ _____

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) насоси типу Д; область застосування; обґрунтування вибору конструкції насоса і її опис; вибір моделі робочого колеса; розрахунок розмірів робочого колеса; розрахунок осьової і радіальної сил; розрахунок насоса на кавітацію; вибір кінцевого ущільнення вала; розрахунки для вибору електродвигуна; механічні розрахунки: вала на міцність, шпонкового з'єднання, підшипників; розділи охорони праці і економіки; висновки _____

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) монтажне креслення агрегату, складальне креслення насоса, креслення робочого колеса, (презентація) _____

6. Консультанти з роботи, із зазначенням розділів роботи

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ пор	Назва етапу кваліфікаційної роботи магістра	Термін виконання етапу роботи	Примітка
1.	Підбір матеріалів по темі магістерської роботи	22.09-27.09. 2020 р.	
2.	Аналіз конструкцій насосів типу Д	28.09-30.09. 2020 р.	
3.	Область застосування насосів	01.10-04.10. 2020 р.	
4.	Опис конструкції насоса. Виконання розділів практики.	05.10- 11.10.2020 р.	
5.	Складання звіту з переддипломної практики.	12.10-18.10.2020 р.	
6.	Розроблення насосного агрегату типу Д 1000-50: гідравлічні розрахунки	19.10-25.10.2020 р.	
7.	Механічні розрахунки. Монтажне креслення агрегату.	26.10-01.11.2020 р.	
8.	Складальне креслення насоса, креслення робочого колеса. Розділ охорони праці.	02.11-29.11.2020 р.	
9.	Економічна частина	30.11-03.12. 2020 р.	
10.	Оформлення РПЗ, графічних матеріалів та розробка презентації	04.12-12.12.2010 р.	

Дата видачі завдання «__22__» __09__ 2020 __р.

Студент _____ Гусаков А. А.
(підпис) (прізвище, ініціали)

Керівник _____ Гусак О. Г.
(підпис) (прізвище, ініціали)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 43 с., 5 рисунків, 1 таблиця,
12 літературних джерел.

Тема магістерської роботи – «Насос типу Д».

Графічні матеріали: 4 листи формату А4 (презентація) – монтажне креслення насосного агрегату, складальне креслення насоса, креслення робочого колеса, креслення ротора.

Мета роботи – розроблення електронасосного агрегату для перекачування води на параметри: $Q=1000 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H=50 \text{ м}$.

Відповідно до поставленої мети було:

- наведено опис конструкції;
- виконано гідравлічні розрахунки;
- виконано розрахунки для вибору двигуна;
- визначені сили, діючі на підшипник;
- проведені розрахунки на міцність, розрахована довговічність підшипників.

Розроблена конструкція насоса Д 1000-50.

У економічній частині розглянуто систему технічного обслуговування і ремонту устаткування.

У розділі охорони праці проведено аналіз потенційних небезпек і шкідливостей проектного агрегату і заходи щодо їх усунення.

Складено презентацію.

Ключові слова: НАСОСИ ТИПУ Д, КОНСТРУКЦІЇ, ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ, МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ, РОБОЧЕ КОЛЕСО, ПІДШИПНИК, ДОВГОВІЧНІСТЬ, МІЦНІСТЬ.

ЗМІСТ

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

РЕФЕРАТ

ВСТУП.....	6
1 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА	9
2 ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ НАСОСА.....	11
3 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ.....	12
3.1 Визначення основних розрахункових даних	12
3.2 Вибір модельних робочих органів.....	12
3.3 Визначення осьової сили, що діє на ротор насоса.....	13
3.4 Визначення радіальної сили	14
3.5 Розрахунок насоса на кавітацію	15
4 ВИБІР УЩІЛЬНЕННЯ ВАЛА.....	18
5 РОЗРАХУНКИ ДЛЯ ВИБОРУ ДВИГУНА.....	21
5.1 Вибір двигуна.....	21
5.2 Розрахунок пускової моментної характеристики.....	22
6 ВИЗНАЧЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ СКЛАДАЛЬНИХ ОДИНИЦЬ І ДЕТАЛЕЙ НАСОСА.....	25
6.1 Розрахунок реакцій в опорах.....	25
6.2 Розрахунок довговічності підшипників.....	26
6.3 Розрахунок вала на статичну міцність.....	28
6.4 Розрахунок шпонкових з'єднань (вала з колесом).....	30
7 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	32
Аналіз потенційних небезпек і шкідливостей проєктованого агрегату і заходи щодо їх усунення.....	32
8 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	37
Система технічного обслуговування і ремонту устаткування.....	37
ВИСНОВКИ.....	41
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	42

ВСТУП

Насоси двостороннього входу (конструктивний тип Д) надійні, перевірені в різних умовах експлуатації на об'єктах водопостачання для потреб ЖКГ і в промисловості [1]. Насоси Д (рис. 1) застосовуються на насосних станціях міського, промислового й сільського водопостачання, у системах іригації й в інших галузях промисловості.



Рисунок 1 – Насос типу Д [1]

Номінальні параметри насосів типу Д перебувають у межах наступних діапазонів: подача Q від 70 до 2000 м³/год; напір H від 10 до 125 м.

Агрегати з насосами двостороннього входу знайшли своє застосування [2]:

- у промисловому постачанні для подачі й холодної, і гарячої води;
- у різних системах водозабору, меліорації;
- на нафтових розробках для прокачування пластової рідини;
- на нафтопереробних підприємствах з метою перекачування води, що містить залишки нафтопродуктів;
- на об'єктах хімічної галузі;

- на теплових і атомних станціях для подачі технічної води;
- у металургії в складі систем охолодження;
- у комплексах пожежогасіння морських портів;
- промислових системах пожежогасіння при використанні установок з дизельним приводом.

Усі насоси, що відносяться до типу Д, є відцентровими, одноступінчастими, мають горизонтально розташований вал. Конструктивно-експлуатаційна особливість робочого колеса насоса Д полягає в режимах двостороннього напівспірального підведення рідини на вході й спірального відводу рідини на виході. За рахунок двостороннього входу відбувається взаємне зрівноважування осьових навантажень на вал. Із залишковими осьовими силами справляються підшипникові вузли.

Насос і приводний електродвигун з'єднуються за допомогою сполучної муфти. Основою агрегату служить загальна фундаментна рама, яка закріплюється на міцній бетонній підставі. Насос має литий чавунний або сталевий корпус, зі знімною верхньою частиною. У ряді моделей проточна частина виконується із чавуну з антикорозійним покриттям, хромонікелевої сталі, бронзи, що забезпечує підвищений термін служби й більш високі технічні характеристики насосів Д.

Завдяки тому, що патрубки розташовуються в нижній частині корпуса, розбирання й поточний ремонт насоса можна проводити, не знімаючи електродвигун і без демонтажу трубопроводів. Споживачі, що вибирають насоси для перекачування рідин з температурою більш 60°C, повинні забезпечити подачу охолодної рідини до сальникового ущільнення від додаткового джерела.

Переваги насосів типу Д:

- можливість роботи в хімічно активних середовищах: з морською водою, із пластовою водою й нетоксичними рідинами;
- добір діаметра робочого колеса залежно від вимог замовника забезпечує оптимальний вибір насоса з необхідними характеристиками;
- особливості конструктивного виконання дозволяють зменшити осьові сили й навантаження на підшипники;
- для високонапірних насосів знайдено рішення, яке дозволяє знизити радіальні навантаження на ротор (за рахунок виконання проточної частини у вигляді подвійної спіралі);
- легкість виконання поточних ремонтних робіт без відключення трубопроводів.

1 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА

Агрегат електронасосний АД 1000-50 призначений для перекачування води, що охолоджується, з комплексів холодопостачання до споживачів. Основний принцип роботи агрегату полягає в перетворенні механічної енергії приводного двигуна в гідравлічну енергію рідини за рахунок гідродинамічної взаємодії лопатевої системи робочого колеса, підведення і відведення в насосі.

Насос – відцентровий, горизонтальний, одноступінчастий з корпусом спірального типу з робочим колесом двостороннього входу, з горизонтальним роз'ємом.

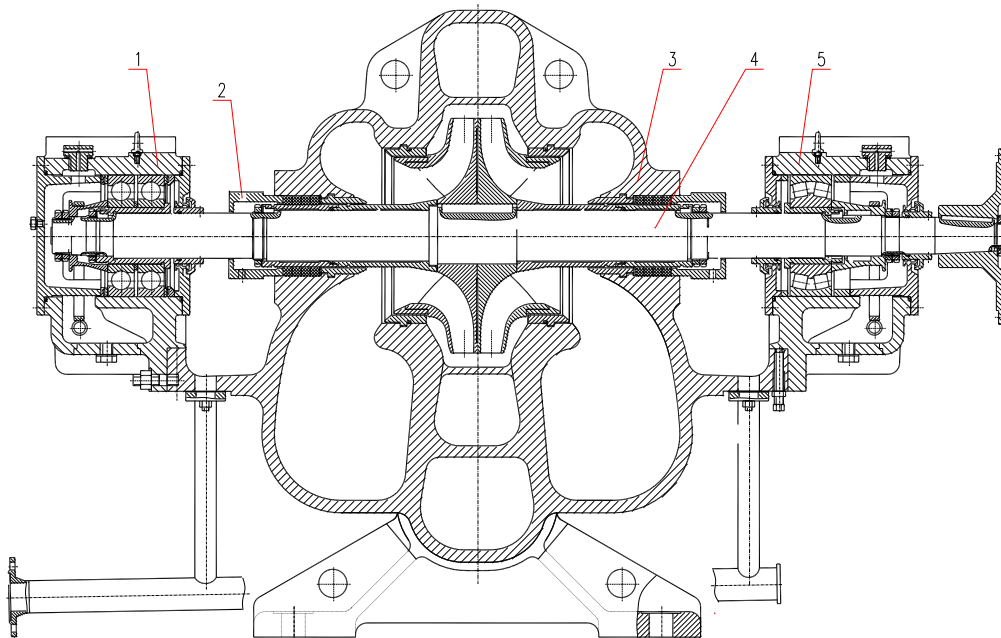


Рисунок 1 - Насос відцентровий типу Д:

- 1- два радіально-упорних шарикопідшипника; 2 – кінцеві ущільнення;
3 – корпус; 4 – ротор; 5 – роликовий дворядний підшипник.

Базовою складальною одиницею є корпус поз. 3 насоса. Всмоктувальний і напірний патрубкі з фланцями розташовані в нижній частині корпусу. Вони направлені горизонтально, в протилежні сторони і забезпечені фланцями, виконаними під приварювання до трубопроводів.

У корпусі насоса виконані опорні лапи, якими насос встановлюється на раму фундаментну, і жорстко кріпиться до неї болтами. Рама у свою чергу за допомогою болтів фундаментних закріплюється на фундаменті будівлі станції.

До корпусу насоса приєднані трубопровід випуску повітря і колектор зливу витоків з кінцевих ущільнень поз. 2.

Ротор поз. 4 насоса представляє самостійну складальну одиницю і складається з вала, робочого колеса, що складається з двох половин, комплекту захисних втулок і напівмуфти.

Опорами ротора служать підшипники кочення з рідким картерним змащуванням. Завдяки симетрії робочого колеса осьове зусилля практично урівноважене. Для сприйняття радіальної сили служить роликовий дворядний підшипник поз. 5, розташований з боку приводного кінця вала насоса. Для сприйняття радіальної і залишкової осьової сили служить два радіально-упорних шарикопідшипника поз. 1.

На корпусах підшипників встановлені масельнички, які призначені для заливання і підтримки номінального рівня масла в корпусах підшипників. Для контролю рівня масла в корпусах підшипників передбачені оглядові вікна максимального і мінімального рівнів.

Для герметизації місць виходу вала з корпусу насоса застосовуються механічні кінцеві ущільнення, що є одинарними торцевими ущільненнями.

Насос з електродвигуном з'єднується пружно-пластинчастою муфтою, яка захищена огорожею, закріпленою на фундаментній рамі. Насос і приводний двигун встановлюються на єдиній фундаментній рамі.

2 ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ НАСОСА

Вихідні дані: подача $Q = 1000 \text{ м}^3/\text{год}$; напір $H = 50 \text{ м}$; $\Delta h = 7,5 \text{ м}$.

Параметри запропонованого до розробки насоса відповідають ряду одноступінчастих насосів типу Д. Відповідно до цього, вибираємо відцентровий одноступінчастий насос з робочим колесом двостороннього входу і корпусом спірального типу.

Для вибору частоти обертання насоса розрахуємо коефіцієнт швидкохідності [3]:

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}\sqrt{y}}, \quad (2.1)$$

де n – частота обертання вала, об/хв;

Q – подача насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;

H – напір насоса, м.

y – число потоків рідини. Для проєктованого насоса $y = 2$.

Проведемо розрахунок для частоти обертання $n_1 = 1500 \text{ об/ хв}$.

$$n_{s1} = \frac{3,65 \cdot 1500 \sqrt{1000}}{60 \cdot 50^{3/4} \sqrt{2}} = 109.$$

При виборі частоти обертання потрібно врахувати, що чим більше частота, тим менше розміри насоса, більше n_s і вище за нього к.к.д. Проте можуть погіршуватися кавітаційні якості насоса.

Тому за розрахункову частоту обертання приймаємо $n_1 = 1500 \text{ об/ мин}$ (синхронна частота обертання). Дійсна частота обертання $n = 1455 \text{ об/ мин}$.

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 1455 \sqrt{400}}{60 \cdot 50^{3/4} \sqrt{2}} = 105.$$

Розрахунок n_s показує, що при $n = 1455 \text{ об/хв}$. значення $n_s = 105$ відповідає типу відцентрових насосів, для яких $n_s > 40$.

3 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ

3.1 Визначення основних розрахункових даних

Вихідні дані : подача $Q = 1000 \text{ м}^3/\text{Год}$; напір $H = 50 \text{ м}$; частота обертання насоса $n = 1455 \text{ об/ хв.}$; густина перекачуваної рідини $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Коефіцієнт швидкохідності насоса $n_s = 105$.

3.2 Вибір моделі робочого колеса

Визначимо заздалегідь діаметр робочого колеса за формулою [3]:

$$D_2 = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2gH}}{n}, \quad (3.1)$$

$$D_2 = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 50}}{1455} = 0,411 \text{ м.}$$

Виходячи з отриманих значень $n_s = 105$ і $D_2 = 411 \text{ мм}$, вибираємо модельну проточну частину із спіральним відводом ($n_s = 105$). Параметри моделі: $Q_m = 500 \text{ м}^3/\text{Год}$; $H_m = 22 \text{ м}$; $D_{2,m} = 360 \text{ мм}$, $n = 1450 \text{ об/мин}$, $\rho_m = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Для розрахунку характеристик насоса і визначення геометричних розмірів його проточної частини (робочого колеса, відводу) визначимо коефіцієнт геометричної подібності λ за формулою [3]:

$$\lambda = \sqrt[4]{\left(\frac{Q_n}{Q_m}\right)^2 \cdot \frac{H_m}{H_n}}, \quad (3.2)$$

де Q_n и Q_m – подача ступеня натурального і модельного насосів;
 H_n и H_m – напір ступеня натурального і модельного насосів;

$$\lambda = \sqrt[4]{\left(\frac{1000}{500}\right)^2 \cdot \frac{22}{50}} = 1,15.$$

Перерахуємо зовнішній діаметр натурального робочого колеса $D_{2н}$ через коефіцієнт λ [3]:

$$D_{2н} = \lambda \cdot D_{2м}, \quad (3.3)$$

де $D_{2м}$ - діаметр робочого колеса моделі.

$$D_{2н} = 1,152 \cdot 360 = 415 \text{ мм.}$$

Приймаємо $D_{2н} = 415 \text{ мм.}$

3.3 Визначення осьової сили, що діє на ротор насоса

Осьова гідравлічна сила складається з суми невірноважених сил, що діють на ротор насоса в осьовому напрямі.

Завдяки симетрії робочого колеса осьове зусилля теоретично повністю урівноважене.

Через неточність виготовлення або нерівномірного зносу ущільнення виникає невірноважена сила. Упорний підшипник насоса двостороннього входу розраховується на зусилля T_1^* при аварійному зносі ущільнення з однієї сторони колеса [3].

Ця сила буде рівна [3]:

$$T_1^* = \pi(r_2^2 - r_{y1}^2) \cdot \gamma \frac{u_2^2}{8 \cdot g} \left(\frac{r_2^2}{r_2^2 - r_{y1}^2} \cdot \ln \cdot \frac{r_2^2}{r_{y1}^2} + \frac{r_2^2 + r_{y1}^2}{2r_2^2} - 2 \right), \quad (3.4)$$

де r_2 - зовнішній радіус робочого колеса, м;

r_{y1} - радіус, м;

$\gamma = \rho g$ - питома вага, Н/м³.

З креслення робочого колеса:

$$r_{y1} = 0,140 \text{ м}; \quad r_{y2} = 0,2075 \text{ м};$$

Окружна швидкість на виході робочого колеса:

$$U_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}, \quad (3.5)$$

$$U_2 = \frac{3,14 \cdot 0,415 \cdot 1455}{60} = 31,6 \text{ м/с.}$$

$$T_1^* = 3,14 \cdot (0,2075^2 - 0,140^2) \cdot 1000 \cdot 9,81 \frac{31,6^2}{8 \cdot 9,81} \left(\frac{0,2075^2}{0,2075^2 - 0,140^2} \ln \frac{0,2075^2}{0,140^2} + \frac{0,2075^2 + 0,140^2}{2 \cdot 0,2075^2} - 2 \right) = 1583 \text{ Н.}$$

3.4 Визначення радіальної сили

Для визначення радіальної сили у відцентровому насосі із спіральним відводом використовуємо формулу [3]. Сила R збільшує навантаження на опори і може викликати погіршення вібраційного стану насоса.

$$R = K_R \left(1 - \left(\frac{Q}{Q_{\text{опт}}} \right)^2 \right) \rho \cdot g \cdot H \cdot D_2 \cdot v_2, \quad (3.6)$$

де $K_R \approx 0,36$ - безрозмірний коефіцієнт радіальної сили, залежить від $n_s=105$;

D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса, $D_2=0,415$ м.

v_2 - ширина колеса на виході, що включає і товщину його дисків $v_2=0,048$ м.

Максимальне значення радіальна сила досягає при подачі приблизно рівної 0, тому $Q=0$.

$$R = 0,36 \cdot 1 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 50 \cdot 0,415 \cdot 0,048 = 3517,5 \text{ Н.}$$

3.5 Розрахунок насоса на кавітацію

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

Мінімальний кавітаційний запас визначається за формулою [3]:

$$\Delta h = \lambda_1 \cdot \frac{v_o^2}{2g} + \lambda_2 \cdot \frac{W_1^2}{2g}, \quad (3.7)$$

де λ_1 і λ_2 - коефіцієнти;

v_o - середня абсолютна швидкість при вході потоку в колесо;

W_1 – середня відносна швидкість при вході потоку на лопаті колеса.

Для насосів при ненаголошеному вході на лопаті колеса, коефіцієнти λ_1 і λ_2 приймають рівними:

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

Швидкість v_o :

$$v_o = \frac{Q}{S_o}, \quad (3.8)$$

де S_o – площа вхідного перетину колеса, м².

$$S_o = \frac{\pi(D_o^2 - d_{вт}^2)}{4}, \quad (3.9)$$

де D_o – діаметр входу в колесо, $D_o = 0,240$ м (із креслення).

$d_{вт}$ – діаметр втулки, $d_{вт} = 0$ м.

$$S_o = \frac{3,14 \cdot (0,240^2 - 0)}{4} = 0,0452 \text{ м}^2.$$

$$v_o = \frac{1000}{3600 \cdot 0,0452} = 6,14 \text{ м/с}.$$

Швидкість $v_0 = 6,14$ м/с.

Відносна швидкість на вході:

$$W_1 = \sqrt{U_1^2 + v_{m1}^2}, \quad (3.10)$$

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

v_{m1} - меридіанна складова абсолютної швидкості.

Окружна швидкість на вході в колесо.

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}, \quad (3.11)$$

де D_1 – діаметр середньої точки на вході в колесо, м.

$$D_1 = 0,8 \cdot D_0; \quad D_1 = 0,8 \cdot 0,240 = 0,192 \text{ м.}$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,192 \cdot 1455}{60} = 14,62 \text{ м/с.}$$

Меридіанна складова абсолютної швидкості v_{m1} :

$$v_{m1} = k_1 \cdot v_0, \quad (3.12)$$

де $k_1 = 1,15 - 1,3$ - коефіцієнт стиснення на вході в колесо [3]. Приймаємо $k_1 = 1,2$.

$$v_{m1} = 1,2 \cdot 6,14 = 7,37 \text{ м/с.}$$

$$W_1 = \sqrt{14,62^2 + 7,37^2} = 16,37 \text{ м/с.}$$

Кавітаційний запас:

$$\Delta h = 1,2 \cdot \frac{6,14^2}{2 \cdot 9,81} + 0,3 \frac{16,37^2}{2 \cdot 9,81} = 6,41 \text{ м.}$$

Коефіцієнт кавітаційної швидкості:

$$C = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\Delta h^{\frac{3}{4}}}, \quad (3.13)$$

$$C = \frac{5,62 \cdot 1455 \cdot \sqrt{1000}}{60 \cdot 6,41^{0,75} \cdot \sqrt{2}} = 900.$$

Одержане значення $C=900$ показує, що насос має задовільні кавітаційні якості.

4 ВИБІР УЩІЛЬНЕННЯ ВАЛА

Вибір і оцінку ущільнень [4] неможливо провести на підставі якогось одного показника. Для цього необхідно розглядати комплекс вимог і встановлювати критерії порівняння. Наступні показники слід вважати необхідним мінімумом.

1. Робоче і навколишнє середовище, що визначають матеріали ущільнень виходячи з умов хімічної сумісності.
2. Ступінь герметичності.
3. Діапазон температур навколишнього середовища і діапазон температур працюючої апаратури.
4. Загальний термін експлуатації, зберігання і терміни роботи апаратури.
5. Габарити, можливість виготовлення на неспеціалізованих підприємствах.

Вимоги до пристроїв ущільнювачів і умови їх експлуатації визначаються перш за все тією галуззю техніки, в якій вони застосовуються.

Кінцеві ущільнення являються одними з найважливіших вузлів насоса, що характеризують його роботу.

В залежності від умов роботи до них застосовують наступні вимоги:

- надійність та довговічність роботи при різних параметрах та умовах експлуатації насоса;
- корозійна та ерозійна стійкість по відношенню до робочої рідини;
- зручність в складанні і розбиранні;
- простота і дешевизна в обслуговуванні і виготовленні.

Кінцеві ущільнення можуть бути розділені на три групи:

- 1) контактні;
- 2) безконтактні;
- 3) комбіновані.

У роботі застосовано контактне сальникове ущільнення, оскільки воно найбільш розповсюджене завдяки простому конструктивному виконанню і обслуговуванню. Сальники виготовляють із тканини, просоченої технічним жиром і графітом і спресованої в спеціальних формах або з фетру, азбесту, шкіри, гуми, пластиків та інших еластичних матеріалів.

Нажимне зусилля на сальник повинне бути мінімальним при забезпеченні необхідної герметичності. При правильній роботі сальникового ущільнення через нього

повинна протікати деяка кількість (тонкою цівкою) рідини для змащування кілець набивання і відведення частини тепла, що виділяється при терті.

Для рівномірного розподілу напруги число кілець сальникового набивання рекомендується застосовувати не більше чотирьох.

Чіткі рекомендації по вибору товщини кільця відсутні. Орієнтовно можна приймати $s = \sqrt{d}$ для валів с діаметром до 100 мм.

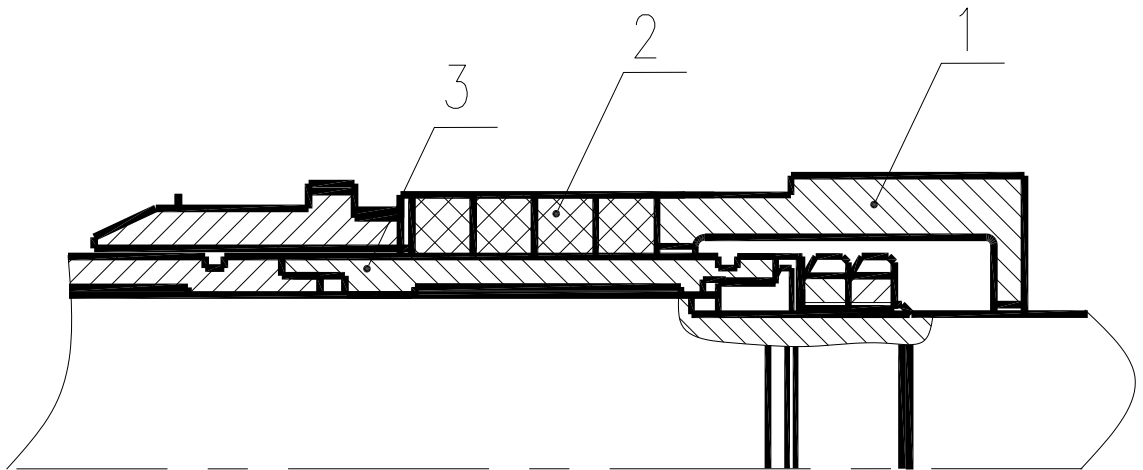


Рисунок 4.1 – Сальникове ущільнення:

- 1 – корпус сальника; 2 – кільця з м'якою сальниковою набивкою;
3 – втулка вала

Сальникове ущільнення в даному насосі не регульоване. Ущільнююча здатність ущільнення залежить від первісного натягу деталей і наступного зношування сальника. Конічна форма торцевих поверхонь сальника і його деталей, що затискають, полегшує перетворення осьових зусиль затягування в радіальні зусилля ущільнення.

Для забезпечення герметичності сальникового ущільнення потрібно, щоб на границі ущільнюючої порожнини підтримувався тиск $p_n \geq p_0$, де p_0 - тиск рідини в ущільнювальній порожнині.

Сальник у корпусі не повинен повертатись внаслідок того, що момент тертя сальника по корпусу буде більшим моменту тертя сальника по валу.

Тому втрати на тертя будуть мати місце на поверхні контакту сальника з валом.

Сальникове ущільнення створює велике зусилля тертя, тому що затягування цього ущільнення виконується виходячи з максимально можливого тиску, що ущільнює рідину. Герметичне сальникове ущільнення може надійно довгостроково працювати лише в тому випадку, що коли внаслідок досить інтенсивного виділення тертя, тепло виділяється в робочу рідину або в матеріал навколишніх деталей.

5 РОЗРАХУНКИ ДЛЯ ВИБОРУ ДВИГУНА

5.1 Вибір двигуна

Потужність насоса на номінальному режимі при густині $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$.

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

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 1000 \cdot 50}{1000 \cdot 0,81 \cdot 3600} = 168 \text{ кВт.}$$

де $\eta = 0,81$ - ККД насоса в робочій точці.

$$N_{\text{эд}} = K N, \quad (5.2)$$

де $K = 1,1-1,3$ - коефіцієнт, що враховує допустиме граничне відхилення напору. Приймаємо $K = 1,3$.

$$N_{\text{эд}} = 1,3 \cdot 168 = 218 \text{ кВт.}$$

Для приводу насоса вибираємо електродвигун АИР 355S4 [5] з параметрами:

Потужність – 250 кВт;

$n_c = 1500$ об/хв;

Напруга – 380/660 В.

Визначимо максимальний момент:

$$M_{\text{max}} = \frac{N_{\text{max}}}{\omega}, \quad (5.3)$$

де N_{max} - максимальна потужність насоса, кВт.

Кутова швидкість насоса обертання, 1/с:

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad (5.4)$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 1455}{30} = 152,29 \text{ 1/с.},$$

$$N_{\max} = N_{\text{эд}} = 250 \text{ кВт},$$

$$M_{\max} = \frac{25 \cdot 10^3}{152,29} = 1641,61 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Мінімальному моменту опору відповідає точка “С” з координатами:

$$n_c = 0,3n \quad \text{і} \quad M_c = 0,03 M_{\max}; \quad (5.5)$$

$$n_c = 0,3 \cdot 1455 = 436,5 \text{ 1/с};$$

$$M_c = 0,03 \cdot 1641,6 = 49,25 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Коефіцієнт параболи визначається по величині моменту при повному розвороті двигуна:

$$K = \frac{M_{\max}}{n^2}, \quad (5.6)$$

$$K = \frac{1641,61}{1455^2} = 27,54 \cdot 10^{-5}.$$

Частоту обертання (n) приймаємо – 1455 об/хв.

5.2 Розрахунок пускової моментної характеристики

Залежність моменту опору ротора насоса від частоти обертання при пуску насоса є параболою.

$$M = Kn^2, \quad (5.7)$$

де K - коефіцієнт параболи;

n - частота обертання ротора, об/хв.

$$M = 77,54 \cdot 10^{-5} \cdot 1455^2 = 1641,61 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Графік залежності моменту опору будується по трьом точкам:

- початкового моменту ($n=0$);
- мінімального моменту опору агрегату (точка С);
- повного розвороту електродвигуна ($n=1455$ об/хв).

У початковий момент при $n=0$:

$$M_o = 0,21M_{\text{НОМ}}, \quad (5.8)$$

де M_o - момент електродвигуна, Нм.

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{N_{\text{ДВ}}}{\omega}, \quad (5.9)$$

$N_{\text{ДВ}} = 250$ кВт- номінальна потужність двигуна.

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{250 \cdot 10^3}{152,29} = 1641,61 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_o = 0,21 \cdot 1641,61 = 344,74 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент опору агрегату при повному розвороті електродвигуна $M_{\text{max}} = 1641,61 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Результати розрахунків заносимо в таблицю 5.1.

Таблиця 5.1 – Пускова моментная характеристика.

n, об/хв.	0	291	582	873	1164	1455
M	0	65,66	262,65	590,95	1050,59	1641,6

Пускова моментная характеристика насосного агрегату представлена на рисунку 5.1.

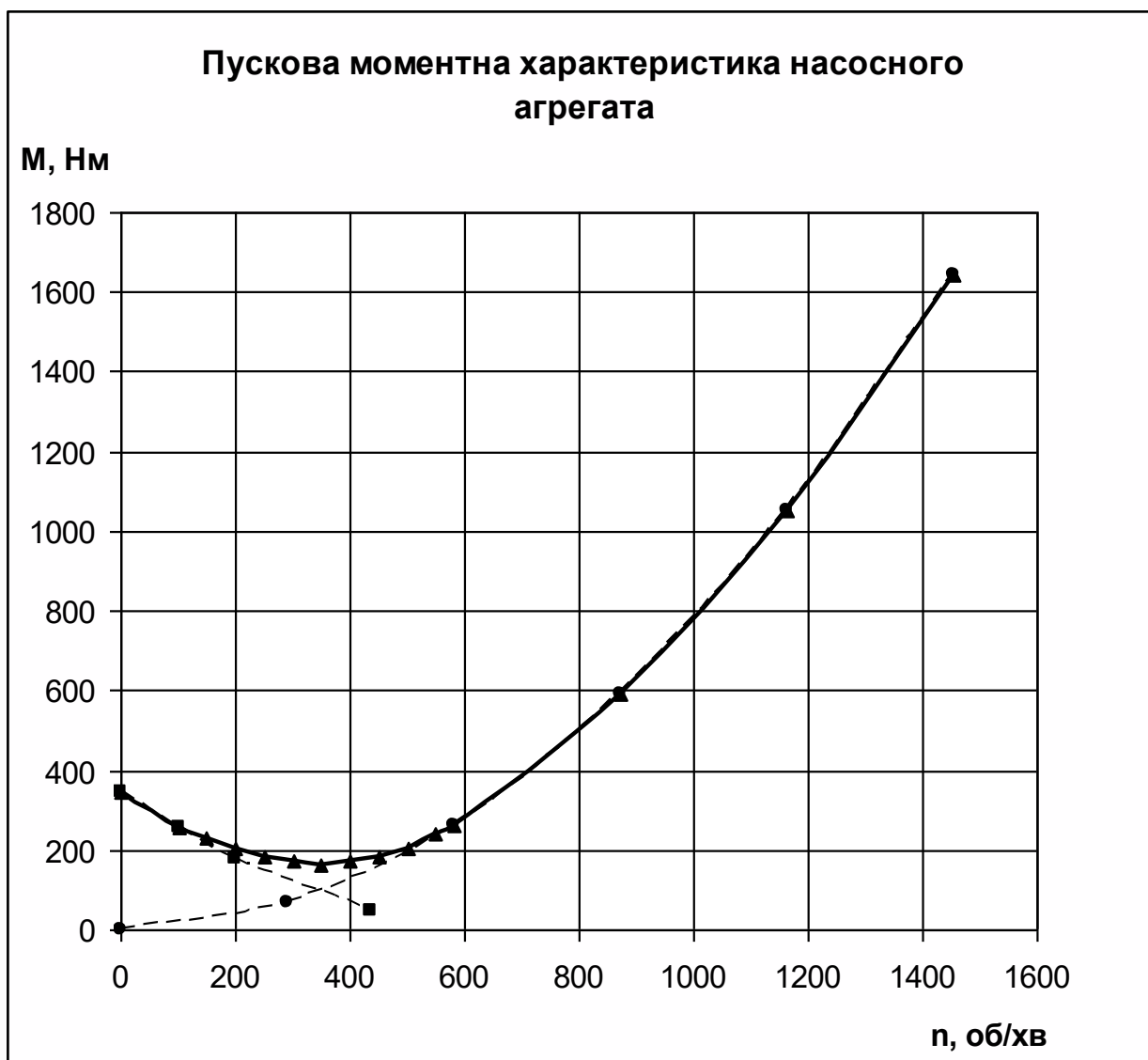


Рисунок. 5.1- Пускова моментная характеристика насосного агрегата

6 ВИЗНАЧЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ СКЛАДАЛЬНИХ ОДИНИЦЬ І ДЕТАЛЕЙ НАСОСА

6.1 Розрахунок реакцій в опорах вала

У конструкції насоса Д 1000-50 в передній опорі А встановлено два радіально-упорних шарикопідшипника, в опорі В встановлено роликовий дворядний підшипник. Розрахункова схема дії сил на ротор насоса показана на рис. 6.1.

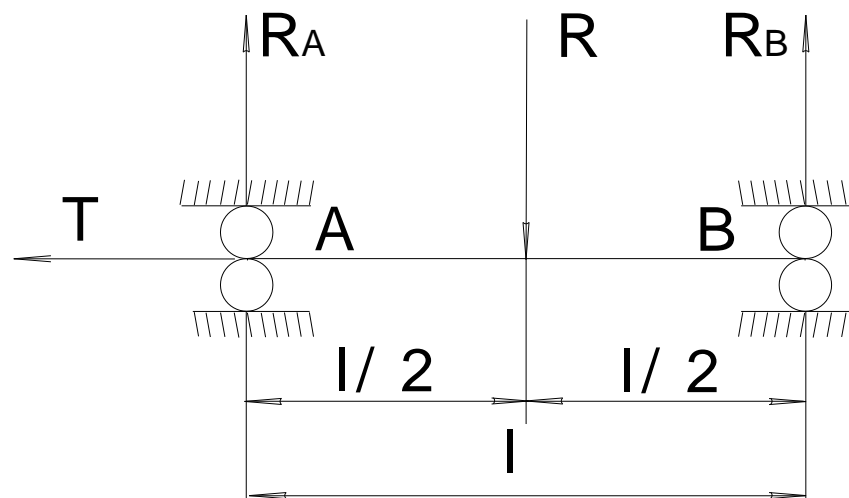


Рисунок 6.1 - Схема навантаження вала

Розрахуємо реакції в опорах вала згідно схеми його навантаження. Для визначення реакцій в підшипникових опорах складемо рівняння моментів сил відносно точок опор.

R_A і R_B – реакції в опорах А і В.

Розміри вала: $l = 1680$ мм = 1,68 м.

Сума моментів відносно опори А :

$$\sum M_A = R \cdot \frac{l}{2} + R_B \cdot l = 0. \quad (6.1)$$

$$R_B = \frac{R \cdot l/2}{l}. \quad (6.2)$$

Сума моментів відносно опори В:

$$\sum M_B = P_B \cdot l - R_B \cdot l_2 / 2 = 0. \quad (6.3)$$

Реакція в опорі R_A рівна:

$$R_A = \frac{R \cdot l / 2}{l}, \quad (6.4)$$

Таким чином, реакції в опорах однакові:

$$R_r = R_A = R_B = \frac{R}{2}, \quad (6.5)$$

де R – розрахункова радіальна сила без урахування ваги ротора (вала і робочого колеса), Н.

$$R_r = \frac{3517,5}{2} = 1758,75 \text{ Н.}$$

Можна вважати, що осьове навантаження на кожен з підшипників рівне половині осьової сили T^* :

$$F_a = \frac{T^*}{2}, \quad (6.6)$$

$$F_a = \frac{1583}{2} = 791,5 \text{ Н.}$$

6.2 Розрахунок довговічності підшипників

У конструкції насоса Д 1000-50 в передній опорі А встановлено два радіально-упорних шарикопідшипника, в опорі В встановлено роликовий дворядний підшипник.

По умові роботи підшипник опори А сприймає осьові і радіальні навантаження, тобто являється більш навантаженим.

По діаметру вала $d=80\text{мм}$ обираємо підшипник радіально-упорний однорядний (по ГОСТ 831-75) – 36216.

Перевіряємо його на довговічність.

Для підшипників 36316 динамічна вантажопідйомність $C=93,6$ кН, статична вантажопідйомність $C_0 = 65$ кН [6].

Розрахункова довговічність підшипника:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^3, \quad (6.7)$$

де C – динамічна вантажопідйомність підшипника, Н;

P – еквівалентне динамічне навантаження, Н.

Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник:

якщо $\frac{F_{a1}}{VF_{r1}} > e$, то

$$P = (XVF_{r1} + YF_{a1}) \cdot K_T \cdot K_\delta, \quad (6.8)$$

якщо $\frac{F_{a1}}{VF_{r1}} < e$, то

$$P = VF_{r1} \cdot K_T \cdot K_\delta, \quad (6.9)$$

За умовами роботи підшипника приймаємо: коефіцієнт безпеки $K_\delta = 1,2$; температурний коефіцієнт $K_T = 1,0$; коефіцієнт обертання $V=1$.

Радіальна і осьова сили, що діють на підшипник:

$$F_{r1} = R_r = 1758,75 \text{ Н}; \quad F_{a1} = 791,5 \text{ Н}.$$

Визначаємо відношення осьового навантаження до радіальної:

$$\frac{F_{a1}}{VF_{r1}} = \frac{791,5}{1 \cdot 1758,75} = 0,45.$$

Визначаємо відношення:

$$\frac{F_{a1}}{C_0} = \frac{791,5}{65000} = 0,012.$$

При цьому $e = 0,30$

Оскільки $\frac{F_{a1}}{VF_{r1}} > e$, то коефіцієнт радіального навантаження $X=0,45$.

Коефіцієнт осевого навантаження $Y=1,81$;

Динамічне навантаження:

$$P = (0,45 \cdot 1 \cdot 1758,75 + 1,81 \cdot 791,5) \cdot 1 \cdot 1,3 = 2891,3 \text{ Н.}$$

Розрахункова довговічність підшипника:

$$Lh = \frac{10^6}{60 \cdot 1455} \cdot \left(\frac{93600}{2891,3} \right)^3 = 0,39 \cdot 10^6 \text{ год.}$$

Підшипник 36316 задовольняє необхідним показникам надійності.

6.3 Розрахунок вала на статичну міцність

Перевірку вала насоса на статичну міцність проводять по найбільшому навантаженні.

Найбільший крутний момент на валу:

$$M_{кр} = 9551 \cdot \frac{N}{n}, \quad (6.10)$$

де N – потужність насоса; $N= 168$ Квт.

$$M_{кр} = 9551 \cdot \frac{168}{1455} = 1103 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Момент опору перерізу вала:

$$W_{и} = 0,1 \cdot d^3, \quad (6.11)$$

де $d= 80$ мм – діаметр вала під підшипником.

$$W_H = 0,1 \cdot 0,08^3 = 51,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Момент опору крученню:

$$W_{KP} = 0,2 \cdot d^3, \quad (6.12)$$

$$W_{KP} = 0,2 \cdot 0,08^3 = 102,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Напряга вигину:

$$\sigma_H = \frac{M_{kp}}{W_H}, \quad (6.13)$$

$$\sigma_H = \frac{1103}{51,2 \cdot 10^{-6}} = 21,54 \text{ МПа.}$$

Напряга кручення:

$$\tau_{KP} = \frac{M_{KP}}{W_{KP}}, \quad (6.14)$$

$$\tau_{KP} = \frac{1103}{102,4 \cdot 10^{-6}} = 10,8 \text{ МПа.}$$

Еквівалентна напряга:

$$\sigma_{ЭКВ} = \sqrt{\sigma_H^2 + 3 \cdot \tau_{KP}^2}, \quad (6.15)$$

$$\sigma_{ЭКВ} = \sqrt{21,54^2 + 3(10,8 \cdot 10^6)^2} = 28,5 \text{ МПа.}$$

Матеріал валу – Сталь 40 X ГОСТ 4343-71.

Межа текучості $\sigma_T = 785 \text{ МПа}$.

Запас міцності по межі текучості:

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{ЭКВ}}}, \quad (6.16)$$

$$n_T = \frac{785}{28,5} = 27,5$$

Умова міцності виконується.

6.4 Розрахунок з'єднання шпонки вала з колесом

Основні початкові дані для розрахунку:

Матеріал вала – Сталь 40 X ГОСТ 4343-71.

Межа текучості $\sigma_T = 785$ МПа.

Матеріал шпонки – Сталь 30X13 ГОСТ 25054-81

Межа текучості $\sigma_T = 588$ МПа.

Матеріал колеса – Сталь 20X13Л ГОСТ 977-88

Межа текучості $\sigma_T = 441$ МПа.

Крутний момент на валу:

$$M_{\text{КР}} = 1103 \text{ Нм.}$$

При розрахунку з'єднання шпонки вала з колесом визначальною є напруга зминання:

$$\sigma_{\text{СМ}} = \frac{2M_{\text{КР}}}{d \cdot l_p \cdot t_2}, \quad (6.17)$$

де l_p - робоча довжина шпонки, м;

t_2 – глибина різання шпонки в колесо, м;

d – діаметр вала, м.

Розмір шпонки під колесом, мм: $b \times h \times l = 28 \times 16 \times 125$.

$d = 100$ мм; $l_p = l - b = 100 - 28 = 42$ мм; $t_2 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 16 = 6,4$ мм.

$$\sigma_{\text{СМ}} = \frac{2 \cdot 1103}{0,100 \cdot 0,042 \cdot 0,0064} = 219 \cdot 10^6 \text{ Па} = 219 \text{ МПа.}$$

Допустиму напругу на зминання обчислюємо для матеріалу (колесо), що має найнижчу межу текучості.

Допустима напруга зминання:

$$[\sigma_{CM}] = 0,56 \cdot \sigma_T, \quad (6.18)$$

Для матеріалу колеса:

$$[\sigma_{CM}] = 0,56 \cdot 441 = 247 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{CM} < [\sigma_{CM}].$$

$$219 \text{ МПа} < 247 \text{ МПа.}$$

Умова міцності на зминання виконується.

7 ОХОРОНА ПРАЦІ

Аналіз потенційних небезпек і шкідливостей проектного агрегату і заходи щодо їх усунення

1 Загальні заходи безпеки

При роботі і обслуговуванні проектного насосного агрегату небезпечними і шкідливими виробничими факторами за ГОСТ 12.0.003-74 [10] можуть бути:

При обслуговуванні агрегату та під час його роботи:

- підвищене значення потужності в електричному ланцюзі споживання електродвигуна, замкнення якої може пройти через тіло людини;
- частини, що обертаються: муфта, відкриті ділянки валу насоса та електродвигуна;
- підвищений рівень шуму в робочій зоні;
- підвищений рівень вібрації;
- підвищена температура поверхонь агрегату і трубопроводів;
- розбризкування або вихід назовні рідини під високим тиском.

При монтажі та ремонті агрегату:

- рухомі машини і механізми, рухомі частини виробничого устаткування, вироби заготовки, що пересуваються, матеріали, конструкції, що руйнуються;
- підвищена запиленість і загазованість повітря робочої зони;
- підвищений рівень шуму на робочому місці;
- підвищений рівень вібрації;
- недостатня освітленість робочої зони;
- попадання на шкірний покрив або слизисті оболонки працюючих масел консервації, мастил, розчинників.

Джерелами цих небезпек можуть бути:

- електричний струм, що підводиться для живлення двигуна;
- сполучна муфта;
- шум і вібрація, що викликані працюючим агрегатом;
- нагріті поверхні агрегату при перекачуванні рідини з температурою вищою 45⁰ ;
- ненадійні ущільнення на валу (кінцеві ущільнення) і ущільнення корпусних деталей.

Відстань від стін і іншого устаткування повинна відповідати нормам, що діють.

При пусках і експлуатації біля агрегату не повинні знаходитися сторонні предмети, що заважають нормальному його обслуговуванню.

У конструкції насосів (агрегатів) повинні бути передбачені пристрої для строповки при транспортуванні, монтажі і ремонті.

Місця і схеми строповки повинні бути вказані в технічній документації.

Експлуатація агрегатів без контрольно-вимірювальних приладів не допускається.

Експлуатація агрегатів не вимагає постійної присутності обслуговуючого персоналу.

Підтяжка сальників ущільнень при роботі насоса не допускаються.

Поверхні насосів і трубопроводів, температура яких перевищує 45°C , повинні бути ізольовані теплоізоляцією на місці експлуатації або захищені.

Ремонт насоса повинен проводитися після його охолодження і спорожнення.

При монтажі і експлуатації насосного агрегату повинні бути виконані заходи, що забезпечують на робочому місці еквівалентні рівні звуку непостійного шуму не більше 85 дБА.

Періодичне обслуговування агрегатів повинне проводитися із застосуванням індивідуальних засобів захисту органів слуху протягом не більше 15 хв. в зміну (8 годин). Решту часу обслуговуючий персонал повинен знаходитися в приміщенні.

Персоналу під час роботи агрегата необхідно слідкувати:

за роботою підшипників - температура підшипників кочення не повинна перевищувати 80°C , а температура мастила в камері - 65°C .

Мастила починають старіти при температурі більш ніж 70°C , тому якщо температура підшипників нижча 70°C термін використання мастила подовжується.

Першу заміну змащення в підшипниках кочення виконати через 200-300 годин праці, в подальшому - через 2500-3000 годин;

2 Ураження електричним струмом

Основними джерелами ураження електричним струмом при експлуатації даного насоса є:

- випадковий дотик до струмопровідних частин, що знаходяться в даний момент під напругою;

- несправність захисних засобів, за допомогою яких відбувається контакт робітника з струмопровідними частинами;

- поява напруги на металевих частинах виробничого устаткування, останнє відбувається в результаті пошкодження ізоляції токопровідних частин електроустаткування;

- контакт металевого устаткування з приводом, що знаходиться під напругою.

Вимоги по електронезбезпеці регламентовані ГОСТ 12.1.030-81 «ССБТ. Электробезопасность. Защитное заземление. Зануление».

Даний насос живиться від напруги 380 В. Тому він повинен бути заземлений. Опір заземлюючого обладнання для обладнання напругою до 1000 В повинно бути не більше $R_z = 4$ Ом.

Захисне заземлення повинно забезпечувати захист людей від ураження електричним струмом при дотику до металевих нетоковедучих частин, які можуть виявитись під напругою.

Електроустаткування даного насосного агрегату виконується відповідно до діючих будівельних норм і правил пристрою електроустановок (ПУЕ-2009).

3 Небезпека отримання опіку при контакті людини з гарячими поверхнями

Для даного насосного агрегату небезпечним фактором є дотик людини до корпусів підшипників. Температура яких: для підшипників кочення не повинна перевищувати 80°C , а температура мастила в камері - 65°C .

4 Небезпека контакту з деталями, що обертаються

Механізмом, що рухається, насосного агрегату є вал електричного двигуна даного насоса, а також муфта. Вал насоса і електродвигуна безпеки не уявляють, оскільки знаходяться в корпусах.

Для захисту обслуговуючого персоналу передбачена захисна огорожа муфти.

5 Шум

В процесі роботи насоса шум створюється при обертанні ротора і вала електродвигуна.

У відповідності з ГОСТ 12.1.003-83 «ССБТ. Шум. Допустимые уровни в жилых и общественных зданиях» рівень шуму не повинен перевищувати 85 дБА. При роботі насосного агрегату створюється шум різної тональності, залежно від ступеня його навантаження і досконалості вузлів, а також від типу і конструкції. В проектуваному агрегаті передбачається шумова технічна характеристика в межах 95 дБА (коректований рівень звукової потужності).

У виробничих приміщеннях, на постійних робочих місцях допустимий рівень шуму не повинен перевищувати 85 дБА.

Зони з рівнем шуму вище 85 дБА повинні бути позначені знаком небезпеки. Працюючих в даній зоні повинні забезпечити засобами індивідуального захисту.

Шумова технічна характеристика насоса Д 1000-50 – середній рівень звуку на відстані 1 м від контуру агрегата на номінальній ($\pm 10\%$) подачі – не більше 95 дБа.

Основним засобом боротьби з виробничим шумом є зменшення шуму в самих джерелах, тобто удосконалення їх конструкцій, застосування оптимальних режимів роботи згідно технічних умов на даний тип машин.

6 Вібрації

При роботі й експлуатації агрегату повинні дотримуватись вимог й рекомендацій ГОСТу 12.1.012-90 «Система стандартів безпеки труда. Вибрационная безопасность. Общие требования». Цей стандарт встановлює класифікацію і гігієнічні норми вібрації, вимоги до вібраційних характеристик.

Вібраційна технічна характеристика насоса Д 1000-50 – середнє квадратичне значення віброшвидкості, що вимірюється на корпусах підшипникових опор насоса на номінальній ($\pm 10\%$) подачі – не більше ніж 4,5 мм/с, на інших режимах в робочому інтервалі подач – не більше 7,1 мм/с в діапазоні от 10 до 1000 Гц. Вібрація насоса вимірюється віброметрами не нижче 1 класа точності.

Вібраційні умови праці повинні бути забезпечені застосуванням вібробезпечних машин, застосування засобів віброзахисту, проектувальними рішеннями самого агрегату.

Для захисту від вібрації виключаються резонансні режими роботи, тобто налаштування власних частот агрегату та його окремих вузлів і деталей від частоти змушуючої сили.

7 Пожежонебезпека

Основною причиною пожеж, що виникають при експлуатації даного насосного агрегату є порушення, що пов'язані з технологічним режимом.

Вимоги регламентовані ГОСТ 12.1.004-91 «Система стандартів безпеки праці. Пожежна безпека. Загальні вимоги».

Пожежна безпека повинна забезпечуватися системою запобігання пожежі, системою протипожежного захисту, організаційно-технічними заходами.

У виробничому приміщенні застосовуються головним чином вуглекислотні вогнегасники, перевагою яких є висока ефективність гасіння пожежі, збереження електронного устаткування, діелектричні властивості вуглекислого газу, що дозволяє використовувати ці вогнегасники навіть у тому випадку, коли не вдається знеструмити електроустановку.

Причину пожежі даного насосного агрегату може викликати електродвигун. Електродвигун повинен бути обов'язково заземлений.

8 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

Система технічного обслуговування і ремонту насосного агрегату

1 Щозмінне і періодичне технічне обслуговування

Технічне обслуговування – комплекс робіт для підтримки справності або тільки працездатності насоса при підготовці до роботи і використуванні установки за призначенням.

Залежно від характеру і об'єму робіт, що проводяться, ГОСТ 18322-78 [8] передбачає щозмінне (ТО) і періодичне (ТО) технічне обслуговування.

Щозмінне технічне обслуговування – основний і вирішальний профілактичний захід, покликаний забезпечити надійну роботу устаткування між ремонтами.

В щозмінне технічне обслуговування даного насоса входять наступні основні роботи:

- слідкувати за роботою підшипників - температура підшипників кочення не повинна перевищувати 80°C , а температура мастила в камері - 65°C .

Мастила починають старіти при температурі більш ніж 70°C , тому якщо температура підшипників нижча 70°C термін використання мастила подовжується.

Першу заміну змащення в підшипниках кочення виконати через 200-300 годин праці, в подальшому - через 2500-3000 годин;

- слідкувати за станом сальників. При правильній установці вода через сальники просочується окремими краплями чи тонкою струминкою. при нагріві сальників слід послабити їх затяжку. Заміну набивки проводити у мірі її зносу;

- періодично через 2000 годин роботи перевіряти стан резинових втулок пружної муфти – на поверхні втулок не повинно бути дефектів;

- періодично контролювати затяжку усіх кріпильних деталей;

- періодично контролювати рівень вібрації агрегату;

- обтирання і чищення.

Щозмінне технічне обслуговування проводять, як правило, без зупинки технологічного процесу. Виявлені дефекти і несправності слід усувати в можливо

короткі терміни силами технологічного і чергового ремонтного персоналу даної зміни і фіксувати в змінному журналі.

Періодичне технічне обслуговування - це технічне обслуговування, виконуване через встановлену в експлуатаційній документації значення напрацювання або інтервалу часу. Планування періодичного ТО здійснюється в річному графіку.

Основне призначення періодичного ТО – усунення дефектів, які не можна знайти або усунути в період роботи устаткування. Основним методом ТО є огляд, під час якого визначають технічний стан найвідповідальніших вузлів і деталей устаткування, а також уточнюють об'єм майбутнього ремонту.

Залежно від характеру і об'єму майбутніх робіт для проведення періодичного ТО можна використовувати ремонтний персонал технологічного цеху або централізованого ремонтного підрозділу.

2 Розбирання і складання даного насоса.

Агрегат повинен обслуговуватися кваліфікованим персоналом, що пройшов навчання з питань експлуатації електронасосних установок та інструктаж по техніці безпеки.

Після доставки агрегату на місце експлуатації необхідно переконатися в цілості консерваційного і гарантійного пломбування, у наявності заглушок на всмоктувальному і напірному патрубках, перевірити наявність технічної документації і ЗІП.

Місце установки агрегату повинно задовольняти наступним вимогам:

- забезпечити вільний доступ до агрегату для його обслуговування під час експлуатації;
- всмоктувальний і напірний трубопроводи повинні бути закріплені на окремих опорах;
- для забезпечення безкавітаційної роботи насоса всмоктувальний трубопровід повинен бути по можливості коротким і прямим або вигнутим під кутом з ухилом від насоса до ємкості;
- на напірному трубопроводі повинна бути встановлена засувка;

- на всмоктувальному і напірному трубопроводах повинні бути встановлені прилади, що забезпечують вимір тиску рідини, що перекачується;
- до вузла кінцевого ущільнення повинно бути виконано підведення запірної рідини. Для відводу витоків з насоса повинен бути прокладений дренажний трубопровід. На лінії підведення запірної рідини повинен бути встановлено прилад для виміру тиску і вентиль.

Відхилення від горизонтальності не повинно перевищувати 0,5 мм на 1000 мм подовжньої і поперечної осей агрегату. Базою для установки рівня є фланець напірного патрубку. Забороняється усувати перекіс фланців підтяжкою болтів або установкою похилих прокладок.

Після монтажу перевірити центрування валів насоса й агрегату. При цьому допуск радіального і торцевого биття повинен бути не більше 0,05 мм.

В процесі експлуатації через рівні проміжки часу (не менш ніж один раз за зміну) записувати до змінного журналу слідуючі параметри:

- тиск на вході в насос;
- тиск на виході з насоса;
- потужність (струм) споживану двигуном.

Змінний журнал, як правило, ведуть начальники змін або бригади чергового ремонтного персоналу.

Перед розбиранням і складанням насоса необхідно виконати наступне:

- розборку насоса вести після повного його охолодження;
- підготувати відповідні місця для укладення складальних одиниць і деталей насоса;
- нанести мітки на деталі для виключення перестановки їх місцями. Наносити мітки на посадочні, ущільнюючі і стикові поверхні забороняється.
- підготувати повний набір універсального інструменту.

Розбирання насоса виконувати у наступній послідовності:

- зняти огороження муфти та роз'єдинити муфту (вийняти пальці з полумуфти двигуна);
- від'єднати трубопроводи охолодження підшипників;

- від'єднати трубопроводи підводу води до сальників та випуску повітря з корпусу насоса;
- зняти зі шпильок букси сальників;
- вийняти штифти конічні, відкрутити гайки и від'єднати від корпусу насоса корпус опір підшипників;
- за допомогою віджимних гвинтів віджати кришку насоса від корпусу і зняти її;
- вийняти ротор насоса та покласти на підставки;
- зняти з ротора полумуфту насоса за допомогою зйомника;
- відкрутити гайки, що кріплять торцеві кришки підшипників;
- зняти зовнішні кришки і корпуси підшипників;
- зняти ущільнюючі кільця корпусу:
- зняти шарикопідшипники, зняти деталі торцевих ущільнень;

Збірку насоса проводити в зворотній послідовності.

При збірці необхідно звернути увагу і виконати наступне:

- відремонтувати або замінити новими деталі, що вийшли з ладу;
- замінити новими кільця резинові та прокладки по роз'єму корпусу. Товщина прокладок повинна бути рівна 1 мм.
- вірно встановити робоче колесо за напрямком обертання. Напрямок обертання повинен бути за стрілкою, що розташована на корпусі насоса;
- ретельно застопорити круглі гайки ротора відгином штопорних шайб в один з пазів гайок.

ВИСНОВКИ

Мета магістерської роботи – розроблення електронасосного агрегату для перекачування води Д 1000-50 на параметри: $Q=1000 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H=50 \text{ м}$.

Для вирішення цієї мети було:

- проведено аналіз існуючих конструкцій насосів типу Д і вибрано оптимальну конструкцію;
- наведено опис конструкції;
- виконано гідравлічні розрахунки;
- виконано розрахунки для вибору двигуна;
- визначені сили, діючі на підшипник;
- проведені розрахунки на міцність, розрахована довговічність підшипників.

Розроблена конструкція насоса Д 1000-50.

У економічній частині розглянуто систему технічного обслуговування і ремонту устаткування.

У розділі охорони праці проведено аналіз потенційних небезпек і шкідливостей проєктованого агрегату і заходи щодо їх усунення

Складено презентацію.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Насосы. Каталог [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.hms.ru/pumps_catalog/?SECTION_ID=153&ELEMENT_ID=693.
2. Насос-центр. Насосы типа Д, 1Д, 2Д [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://nasoscentr.ru/catalog/nasosy-tipa-d-1d-2d/>.
3. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – Москва: Машиностроение, 1977. – 288 с.
4. Уплотнения и уплотнительная техника : справочник / Л. А. Кондаков, А. И. Голубев, В. Б. Овандер и др. ; под общ. ред. А. И. Голубева, Л. А. Кондакова. – Москва : Машиностроение, 1986. – 464 с.
5. Электродвигун АИР 355S4 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://aip.com.ua/katalog_elektrovdigatelei_air/air-355s4-250-kvt-1500-ob-min/.
6. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И.М. Чернин и др. - 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988. – 416 с.
7. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В. И. Анурьев ; под ред. И. Н. Жестковой. – 9-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 2006. – Т. 1. – 928 с.
8. ГОСТ 18322-78 Система технического обслуживания и ремонта техники. Термины и определения. С изменениями № 1, 2.
9. Справочник технолога-машиностроителя : в 2 т. – Т. 1 / под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва: Машиностроение, 1986. – Т. 1 – 656 с.
10. ГОСТ 12.0.003-74* «ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация».
11. Охорона праці (техніка безпеки) : навчальний посібник / І. П. Пістун, М. Ф. Мандзюк, М. Є. Ліщук, І. О. Трунова. – Луцьк : Вид-во «Волинянин», 2012. – 448 с.

12. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи магістра / укладачі: В. Ф. Герман, О. Г. Гусак, Е. В. Колісніченко. – Суми : Сумський державний університет, 2018. – 47 с.