

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

Відцентровий консольний насос

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

Виконавець роботи _____
(підпис)

Вялик В. О.
(прізвище, ініціали)

Керівник _____
(підпис)

Кулініч С. П.
(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

Вялик Володимир Олексійович

(прізвище, ім 'я , по батькові)

1. Тема роботи: Відцентровий консольний насос

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

2. Термін здавання студентом закінченої роботи 12.12.2020 р.

3. Вихідні дані до роботи Q= 315 м3/год; Н=49 м; густина рідини $\rho = 1000$ кг/м³

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) відцентрові консольні насоси; насоси типу К, призначення; обґрунтування вибору конструкції насоса і її опис, вибір частоти обертання і моделі робочого колеса; гідравлічні розрахунки: розрахунок осьової і радіальної сил, розрахунок насоса на кавітацію; вибір кінцевого ущільнення вала; розрахунки для вибору двигуна; механічні розрахунки: реакцій в опорах вала, довговічності підшипників, вала на міцність, шпонкового з'єднання; розділи охорони праці і економіки, висновки

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) складальне креслення насоса, креслення робочого колеса, теоретичне креслення відводу (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 конструктивних схем консольних насосів	28.09-30.09. 2020 р.	
3.	Обґрунтування вибору конструкції насоса	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 К 315-49: гідравлічні розрахунки	19.10-25.10.2020 р.	
7.	Механічні розрахунки. Теоретичне креслення відводу.	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 _____ Вялик В. О.
(підпис) (прізвище, ініціали)

Керівник _____ Кулініч С. П.
(підпис) (прізвище, ініціали)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 44 с., 9 рисунків, 13 літературних джерел.

Тема магістерської роботи – «Відцентровий консольний насос».

Графічні матеріали: 4 листи формату А4 (презентація) – складальне креслення насоса, креслення робочого колеса, теоретичне креслення відводу, плакат.

Мета роботи – аналіз основних конструктивних схем відцентрових насосів і розроблення відцентрового горизонтального насоса типу К на задані параметри.

Відповідно до поставленої мети було:

- розглянуто основні види відцентрових насосів загальнопромислового призначення й проведено їх аналіз;
- обґрунтовано й обрано оптимальну конструкцію насоса;
- наведено його опис;
- проведені гідравлічні розрахунки: розмірів робочого колеса, осьової і радіальної сил, кавітаційних якостей;
- обрані тип кінцевого ущільнення вала й двигун насоса;
- виконано механічні розрахунки.

Розроблена конструкція одноступінчастого горизонтального насоса К 315-49.

У розділі охорони праці проведено аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів при роботі на насосній установці .

У економічній частині розглянута наукова організація праці та її впровадження на підприємстві.

Ключові слова: ВІДЦЕНТРОВІ НАСОСИ, НАСОС ТИПУ К, ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ, МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ, РОБОЧЕ КОЛЕСО, ПІДШИПНИК, ДОВГОВІЧНІСТЬ, МІЦНІСТЬ.

ЗМІСТ

ЗАВДАННЯ	
РЕФЕРАТ	
ВСТУП	6
1 ВІДЦЕНТРОВІ КОНСОЛЬНІ НАСОСИ	8
2 ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ І ОПИС КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА	11
2.1 Вибір частоти обертання насоса	11
2.2 Опис конструкції насоса	12
3 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ	15
3.1 Вихідні дані	15
3.2 Вибір моделі робочого колеса	15
3.3 Визначення осьової сили, що діє на ротор насоса	16
3.4 Визначення радіальної сили	19
3.5 Розрахунки насоса на кавітацію	19
4 ВИБІР КІНЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВАЛА	22
5 РОЗРАХУНКИ НА ВИБІР ДВИГУНА	24
Вибір двигуна	24
6 МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ	25
6.1 Розрахунки реакції в опорах вала	25
6.2 Розрахунки довговічності підшипників	27
6.3 Розрахунки вала на статичну міцність	28
6.4 Розрахунки шпонкових з'єднання вала з колесом	30
7 ОХОРОНА ПРАЦІ	32
Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів при роботі на насосній установці	32
8 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА	37
Наукова організація праці та її впровадження на підприємстві	37
ВИСНОВКИ	42
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	43

ВСТУП

Відцентрові насоси використовуються для транспортування рідин шляхом перетворення кінетичної енергії обертання в гідравлічну енергію потоку рідини. Обертальна енергія, як правило, передається від двигуна або електродвигуна. Рідина надходить у робоче колесо насоса вздовж або поблизу до осі обертання, і прискорюється колесом, тече радіально назовні в [дифузор](#) або спіральну камеру. По суті насос відцентровий – це [насос лопатевий](#), який діє за допомогою відцентрових сил і в якому рідке середовище переміщується через робоче колесо від центра до периферії (рис. 1) [1].

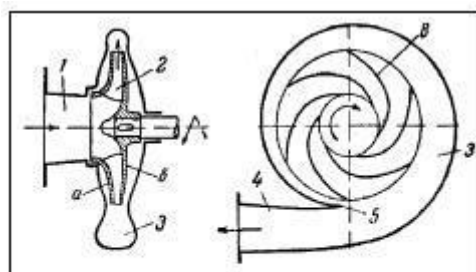


Рис. Схема відцентрового насоса: а – передній диск; б – задній диск; в – лопаті; 1 – підвід; 2 – робоче колесо; 3 – відвід; 4 – прямовісний дифузор; 5 – язик.

Рисунок 1 – Схема відцентрового насоса

Основними елементами відцентрових насосів є: посаджене на вал робоче колесо з лопатями і спіральний корпус. До всмоктуючого патрубку приєднана всмоктувальна труба, а до нагнітального – нагнітальний трубопровід. Циркуляція рідини усередині корпусу усувається ущільненням між корпусом і робочим колесом, що ізолює зону всмоктування від зони нагнітання.

Відцентровий насос перед пуском заповнюється рідиною. При обертанні робочого колеса лопаті захоплюють рідину в обертний рух навколо осі вала. Під дією відцентрової сили рідина рухається уздовж лопатей від центру колеса до його периферії і через спіральний корпус подається в нагнітальний трубопровід. На вході в колесо і у всмоктувальній створюється розрідження, а на виході з робочого колеса і спіральної камери тиск підвищується. Передача енергії з вала відцентрового

насоса потоку рідини відбувається безпосередньою силовою взаємодією лопатей робочого колеса з рідиною. Вал насоса ущільнюють сальники.

Відцентрові консольні насоси типу К (рис 2) призначені для подачі в стаціонарних умовах чистою або злегка забрудненої води рН=6.9, температурою від 0 до 85°C і інших рідин, схожих з водою по густині, в'язкості і хімічної активності.



Рисунок 2 – Відцентровий консольний насос типу К [2]

Насоси типу К виконуються з одинарним сальниковим або торцевим ущільненням. Конструкція насосів відповідає стандарту ISO 2858.

До групи консольних насосів відносяться відцентрові одноступінчасті чавунні насоси з одnobічним підведенням рідини до робочого колеса. Колесо такого насоса розташовується на кінці вала (консолі), закріпленого в підшипниках корпусу насоса або електродвигуна. Таку ж конструкцію мають і інші типи насосів (хімічні, фекальні, ґрунтові та ін.).

Відцентрові насоси використовуються для перекачування води, каналізації, нафти і нафтопродуктів.

1 ВІДЦЕНТРОВІ КОНСОЛЬНІ НАСОСИ

Консольний насос є, з точки зору гідравліки, характерний тип відцентрового насоса, робочим органом якого є відцентрове колесо. Відцентрове колесо (рис. 1.1) складається з двох дисків, між якими, сполучаючи їх в єдину конструкцію, знаходяться лопаті, плавно зігнуті у бік, протилежну напрямку обертання колеса. При обертанні колеса на кожну частку рідини, що знаходиться усередині колеса, діє відцентрова сила, прямо пропорційна відстані частки від центру колеса і квадрату кутової швидкості обертання колеса.



Рисунок 1.1 – Відцентрове робоче колесо [3]

Під дією цієї сили рідина викидається в напірний трубопровід з робочого колеса, внаслідок чого в центрі колеса створюється розрідження, а в периферійній його частині - підвищений тиск. Рух рідини по всмоктуючому трубопроводу відбувається унаслідок різниці тиску над вільною поверхнею рідини в приймальному резервуарі і в центральній області колеса, де є розрідження.

Різновиди відцентрових насосів

Насоси відцентровані класифікують за кількома ознаками [1]:

- 1 За кількістю робочих коліс: одноколісні, двоколісні і багатокілісні (насоси секційні), в яких рідина проходить послідовно крізь ряд коліс, причому загальний

напір насоса дорівнює сумі напорів, які створюються кожним колесом. У багатоступінчастому відцентровому насосі на вал насаджено декілька коліс. Рідина через всмоктуючий патрубок підводиться до центру 1-го колеса, від периферії цього колеса до центру наступного колеса і далі до нагнітального патрубка. У колеса (2, 3, 4 і так далі) рідина надходить під тиском. Кожне колесо збільшує тиск рідини. Багатоколісні насоси створюють великі тиски.

2 За створюваним тиском:

- низьконапірні (до 2 атм);
- середньонапірні (2–6 атм);
- високонапірні (понад 6 атм).

3 За способом підведення рідини до робочого колеса: насоси с одnobічним підведенням і насоси з двобічним підведенням.

4 За розташуванням вала – горизонтальні та вертикальні. Вертикальні насоси застосовуються для відкачування рідини з глибоких колодязів і свердловин, а також з фабричних зумпфів, куди вони опускаються.

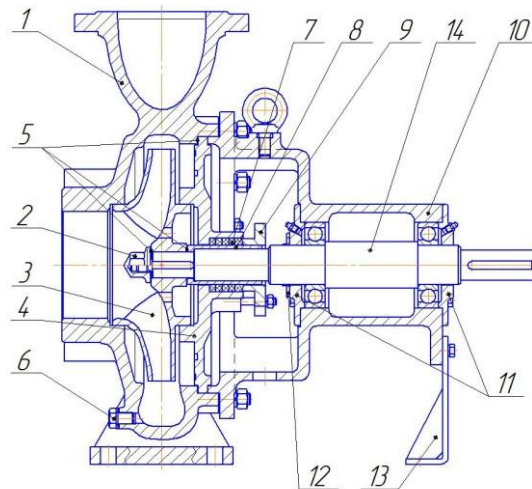
5 За конструкцією корпусу – з вертикальним роз'єднанням і горизонтальним роз'єднанням.

6 За відводом рідини з робочого колеса – спіральні та турбінні, в яких рідина до спірального каналу надходить через спрямовуючий апарат (нерухоме колесо з лопатями).

7 За способом з'єднання з двигуном – приводні (зі шківом або редуктором), з'єднані безпосередньо через муфту та моноблок–насоси, де робоче колесо встановлене на подовженому кінці вала електродвигуна.

8 За родом рідини, яка перекачується – вугільні, ґрунтові, а також водопровідні, каналізаційні, теплофікаційні, кислотні і т. ін.

На практиці найбільше поширення має відцентровий одноступеневий консольний насос типу К (рис. 1.2).



1-корпус насоса; 2-гайка рабочего колеса; 3-колесо рабочее; 4-крышка корпуса; 5-прокладки; 6-продка; 7-надбійка сальниковая; 8-втулка защитная; 9-фланец сальника; 10-корпус подшипников; 11-крышка подшипника; 12-отбойник; 13-опора; 14-вал.

Рисунок 1.2 – Конструкція насоса типу К

Насоси типу К знайшли широке застосування в народному господарстві: комунальне й промислове водопостачання, перекачування холодної води в системах теплових станцій, цукрових заводів, хімічних та інших виробництв. Насоси мають високу надійність і довговічність, зручність монтажу й експлуатації, невеликі витрати на ремонт та обслуговування.

2 ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ І ОПИС КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА

2.1 Вибір частоти обертання насоса

Вихідні дані: подача $Q = 315 \text{ м}^3/\text{год}$; напір $H = 49 \text{ м}$.

Параметри запропонованого до розробки насоса відповідають ряду одноступінчастих насосів типу К. Відповідно до цього, вибираємо одноступінчастий насос консольного типу із закритим робочим колесом.

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

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

де n – частота обертання вала, об/хв;

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

H – напір насоса, м.

Кількість ступенів і потоків для проектованого насоса рівна 1.

Проведемо розрахунки для двох частот обертання $n_1 = 1500 \text{ об/ хв}$ і $n_2 = 3000 \text{ об/хв}$.

$n_1 = 1500 \text{ об/ хв}$:

$$n_{s1} = \frac{3,65 \cdot 1500 \cdot \sqrt{315}}{60 \cdot 49^{3/4}} = 87. \quad (2.2)$$

$n_2 = 3000 \text{ об/хв}$:

$$n_{s2} = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{315}}{60 \cdot 49^{3/4}} = 169.$$

При виборі частоти обертання необхідно враховувати, що зі збільшенням частоти зменшуються розміри насоса, стає більше η_s і вище його к.к.д. Однак можуть погіршуватися кавітаційні якості насоса.

Розрахунки η_s показує, що при $n_1 = 1500$ об/хв значення $\eta_s = 87$. При даних обертах і η_s насоси мають більші габарити й менший к.к.д. У зв'язку із цим ухвалюємо розрахункову частоту обертання $n_2 = 3000$ об/хв. При даній частоті значно зменшуються маса й габарити насоса, а його к.к.д. збільшується.

2.2 Опис конструкції насоса

Насос типу К (рис. 2.1) - відцентровий, консольний, горизонтальний з осьовим підведенням середовища, що перекачується.

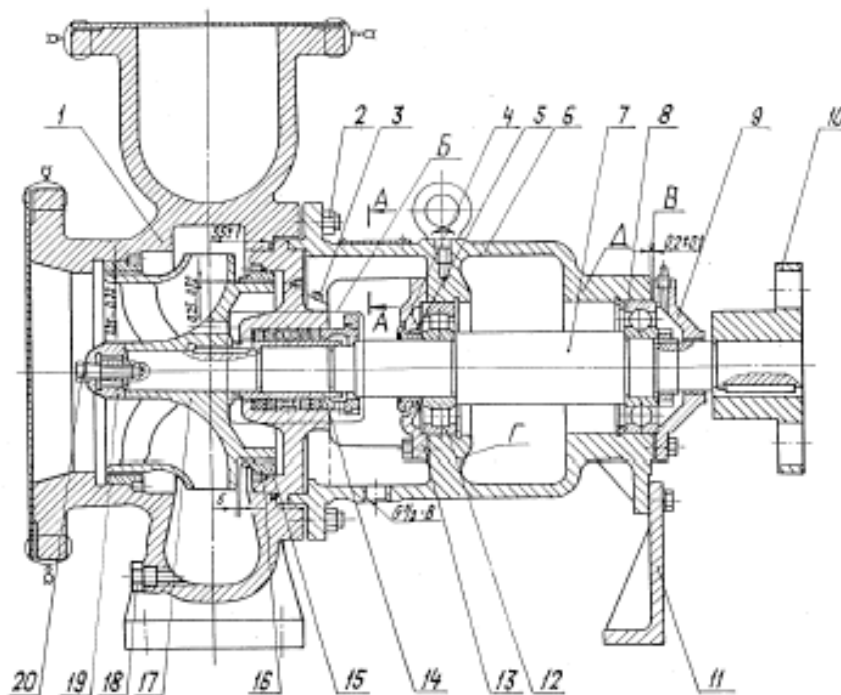


Рисунок 2.1– Схема насоса К 315-49

Базовою деталлю насоса є литий корпус, що має спіральний відвід, напірний патрубок, який спрямований вертикально нагору.

Опорні лабети насоса розташовані в нижній частині корпусу.

Основними складальними одиницями насоса є корпус 1 і виймальна частина.

Виймальна частина являє собою самостійну складальну одиницю, що дозволяє робити її ремонт, не від'єднуючи корпус насоса від трубопроводів, що підводять і відводять рідину.

До складу виймальної частини входять: кронштейн 6, корпус сальника 16, колесо робоче 17, вал 7, напівмуфта насоса 10, ущільнення вала й кріпильні вироби.

В ущільненні вала застосовне м'яке сальникове набивання з одношаровим обплітанням сердечника марки АГІ за ГОСТ 5152-84.

Підтягування набивання 22 у процесі експлуатації здійснюється за допомогою втулки 23, що складається із двох половин і натискного фланця 24.

Кільце 21 захищає від видавлювання набивання в порожнину розвантажувальної камери.

Для виключення підсмоктування повітря в порожнину насоса при тиску на вході нижче атмосферного й створення умов нормальної його роботи до сальника необхідно подати замикаючу воду. Місце підведення води закрито пробкою 3.

Розвантаження ротора від осьових гідравлічних сил забезпечено вибором діаметра щільного ущільнення на тильній стороні основного диска робочого колеса. Відвід рідини з розвантажувальної камери здійснюється через отвори в колесі.

Залишкові (неврівноважені) зусилля сприймаються підшипниками кочення, які є опорами ротора.

Напрямок обертання ротора – за годинниковою стрілкою, якщо дивитися з боку привода.

Передача крутного моменту від двигуна до насоса здійснюється за допомогою пружної втулочно – пальцевої муфти .

Принцип роботи насоса полягає в перетворенні підведеної до нього механічної енергії від зовнішнього джерела (двигуна) у гідравлічну енергію потоку середовища, що перекачується .

Середовище, що перекачується, через вхідний патрубок надходить у робоче колесо. У результаті силової взаємодії між лопатками обертового робочого колеса й потоком середовища відбувається перетворення енергії привода в енергію потоку. З колеса середовище, що перекачується, надходить у спіральний відвід .

Призначення спірального відводу - перетворити кінетичну енергію потоку середовища, що перекачується, і виходить із насоса, в енергію тиску й забезпечити відвід середовища, що перекачується, з насоса в напірний трубопровід.

3 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ

3.1 Вихідні дані

Вихідні дані: подача $Q = 315 \text{ м}^3/\text{год}$; напір $H = 49 \text{ м}$; частота обертання насоса $n = 3000 \text{ об/хв}$; густина рідини, що перекачується, $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Коефіцієнт швидкохідності насоса $ns = 169$.

3.2 Вибір моделі робочого колеса

Визначимо попередньо діаметр робочого колеса за формулою [5]:

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

$$D_2 = 19,1 \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 49}}{3000} = 0,19 \approx 0,200 \text{ м.}$$

Виходячи з отриманих значень $ns = 169$ і $D_2 = 200 \text{ мм}$ вибираємо модельну проточну частину зі спіральним відводом ($ns = 170$). Параметри моделі: $D_{2i} = 300 \text{ мм}$, $n = 3000 \text{ об/хв}$, $\rho_i = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Параметри моделі при $ns = 170$: $Q_m = 396 \text{ м}^3/\text{год}$; $H_m = 20,54 \text{ м}$; $\eta_m = 0,71$, $D_{2i} = 300 \text{ мм}$.

Для визначення геометричних розмірів його проточної частини (робочого колеса, відводу) визначимо коефіцієнт геометричної подоби λ за формулою

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

де Q_n і Q_m – подача ступеня натурального й модельного насосів;

H_n і H_m – напір ступеня натурального й модельного насосів;

$$\lambda = \sqrt[4]{\left(\frac{315}{396}\right)^2} \cdot \frac{20.5}{49} = 0,713.$$

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

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

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

$$D_{2н} = 0,713 \cdot 300 = 214 \text{ мм} .$$

3.3 Визначення осьової сили, що діє на ротор насоса

Осьова гідравлічна сила складається із суми неврівноважених сил, що діють на ротор насоса в осьовому напрямку.

Для зрівноважування осьової сили в насосі застосоване симетричне ущільнення по обидві сторони робочого колеса й виконані розвантажувальні отвори в основному диску колеса, які вирівнюють тиск у порожнинах А і Б перед та за колесом (рис. 3.1).

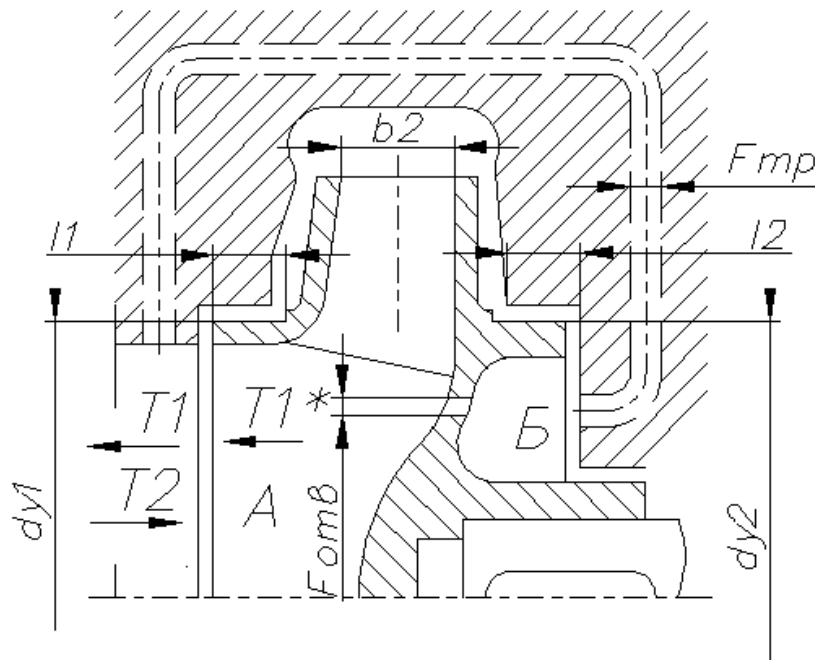


Рисунок 3.1 - Схема дії осьових сил у насосі

Однак повне зрівноважування осьової сили не забезпечується. Залишаються невіднованими сила від аварійного зношування ущільнення T_1^* й сила T_2^* , що виникає внаслідок зміни напрямку руху потоку рідини в робочому колесі.

При аварійному зношуванні ущільнення виникає додаткова осьова сила T_1^* , спрямована у бік усмоктування.

Ця сила буде рівна [5]:

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

Із креслення робочого колеса:

$$r_{y1} = 0,085 \text{ м}; \quad r_2 = 0,107 \text{ м}.$$

Окружна швидкість на виході робочого колеса

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

$$U_2 = \frac{3,14 \cdot 0,214 \cdot 3000}{60} = 33,59 \text{ м/с}.$$

$$T_1^* = 3,14 \cdot (0,107^2 - 0,085^2) \cdot 9810 \cdot \frac{33,59^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(\frac{0,107^2}{0,107^2 - 0,085^2} \cdot \ln \frac{0,107^2}{0,085^2} + \right.$$

$$+ \frac{0,107^2 + 0,085^2}{2 \cdot 0,107^2} - 2 = 1449 \text{ Н.}$$

По осі насоса діє також динамічна сила T_2 , обумовлена натіканням потоку на колесо, а також зміною осьового напрямку його руху на радіальний.

Сила T_2 рівна [5,6]:

$$T_2 = B \cdot \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot v_0, \quad (3.6)$$

де $B=1$ – для радіальних коліс;

v_0 - швидкість на вході в робоче колесо, м³/с.

Швидкість v_0

$$v_0 = \frac{Q}{S_0}, \quad (3.7)$$

де S_0 – площа вхідного перетину колеса, м².

$$S_0 = \frac{\pi(D_o^2 - d_{em}^2)}{4}, \quad (3.8)$$

де D_o – діаметр входу в колесо, $D_o = 0,165$ м;

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

$$S_0 = \frac{3,14 \cdot (0,165^2 - 0)}{4} = 0,02137 \text{ м}^2 ;$$

$$v_0 = \frac{315}{3600 \cdot 0,02137} = 4,09 \text{ м}^3/\text{с} ;$$

$$T_2 = \frac{9810 \cdot 315}{3600 \cdot 9,81} \cdot 4,09 = 357,9 \text{ Н.}$$

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо:

$$T = T_1^* - T_2, \quad (3.9)$$

$$T = 1449 - 357,9 = 1091,2 \text{ Н.}$$

3.4 Визначення радіальної сили

Для визначення радіальної сили у відцентровому насосі зі спіральним відводом використовуємо формулу [5]:

$$R = K_R \left(1 - \left(\frac{Q}{Q_{\text{отп}}} \right)^2 \right) \rho \cdot g \cdot H \cdot D_2 \cdot e_2, \quad (3.10)$$

де K_R - безрозмірний коефіцієнт радіальної сили;

D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса, $D_2 = 0,214$ м ;

e_2 - ширина колеса на виході, що включає в себе й товщину його дисків,
 $e_2 = 49,3$ мм = 0,0493 м .

Коефіцієнт K_R залежить від ns , $K_R = 0,38$.

Максимальна сила буде на режимі $Q=0$.

$$R = 0,38 \cdot 1 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 49 \cdot 0,214 \cdot 0,0493 = 1996 \text{ Н.}$$

3.5 Розрахунки насоса на кавітацію

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

Мінімальний кавітаційний запас визначається по формулі [5]:

$$\Delta h = \lambda_1 \cdot \frac{v_o^2}{2g} + \lambda_2 \cdot \frac{W_1^2}{2g}, \quad (3.11)$$

де λ_1 й 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 безударному вході на лопаті колеса, коефіцієнти λ_1 й λ_2 ухвалюють рівними:

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

Швидкість $v_o = 4,09$ м/с.

Відносна швидкість на вході:

$$W_1 = \sqrt{U_1^2 + v_{m1}^2}, \quad (3.12)$$

де U_1 – окружна швидкість на вході в колесо;

v_{m1} - меридіанна складова абсолютної швидкості.

Окружна швидкість на вході в колесо.

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}, \quad (3.13)$$

де D_1 – діаметр середньої точки на вході в колесо.

$$D_1 = 0,8 \cdot D_0; \quad D_1 = 0,8 \cdot 0,165 = 0,132 \text{ м.}$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,132 \cdot 3000}{60} = 20,7 \text{ м/с.}$$

Меридіанна складова абсолютної швидкості v_{m1} :

$$v_{m1} = \psi_1 \cdot v_o, \quad (3.14)$$

де $\psi_1 = 1,15 - 1,3$ - коефіцієнт стиснення на вході в колесо.

При $\psi_1 = 1,3$:

$$v_{m1} = 1,3 \cdot 4,09 = 5,09 \text{ м/с ;}$$

$$W_1 = \sqrt{20,7^2 + 5,317^2} = 21,37 \text{ м/с.}$$

Кавітаційний запас:

$$\Delta h = 1,2 \cdot \frac{4,09^2}{2 \cdot 9,81} + 0,3 \cdot \frac{21,37^2}{2 \cdot 9,81} = 8 \text{ м.}$$

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності:

$$C = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\Delta h^{\frac{3}{4}}}, \quad (3.15)$$

$$C = \frac{5,62 \cdot 3000 \cdot \sqrt{315}}{60 \cdot 3,5^{\frac{3}{4}}} = 1048.$$

Отримане значення $C = 1048$ показує, що кавітаційні якості насоса задовольняють необхідним умовам [6].

Сальникове ущільнення створює велике зусилля тертя, тому що затягування цього ущільнення проводиться виходячи з максимально можливого тиску рідини, що ущільнюється .

Герметичне сальникове ущільнення може надійно працювати лише в тому випадку, що коли виділяємо внаслідок тертя тепло достатнє інтенсивно відводиться в робочу рідину або в матеріал навколишніх деталей. Якщо цього зробити неможливо або недоцільно, то через сальникове ущільнення з метою зменшення тертя необхідно пропускати де-яку кількість рідини, для чого повинна бути обрана відповідна величина затягування сальника, яке, природно, буде менше величини, знайденої з умов повної герметичності .

Величина витоків через сальникове ущільнення може бути встановлена тільки експериментально, тому що нещільності, що залишаються між сальником та ущільнюваною поверхнею після затягування, ущільненню не піддаються .

5 РОЗРАХУНКИ НА ВИБІР ДВИГУНА

Вибір двигуна

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

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

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 315 \cdot 49}{1000 \cdot 0,80 \cdot 60} = 64,5 \text{ КВт},$$

де $\eta = 0,80$ к.к.д. насоса в робочій точці з характеристики насоса.

$$N_{\text{эд}} = K N, \quad (5.2)$$

де $K = 1,1-1,3$ - коефіцієнт, що враховує припустиме відхилення напору .

Ухвалюємо $K = 1,1$.

$$N_{\text{эд}} = 1,1 \cdot 64,5 = 71,5 \text{ КВт} .$$

Для привода насоса вибираємо електродвигун 4АМУ250S2

с параметрами:

Потужність – $N = 75 \text{ КВт}$;

Напруга – $380/660 \text{ В}$;

Частота обертання (n) - 3000 об/хв .

6 МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ

6.1 Розрахунки реакцій в опорах вала

У конструкції насоса К 315 – 49 в опорах А і В установлені кулькові й роликові підшипники. Схема навантаження вала показана на рис. 6.1. Механічні розрахунки проводимо за рекомендаціями [7, 8].

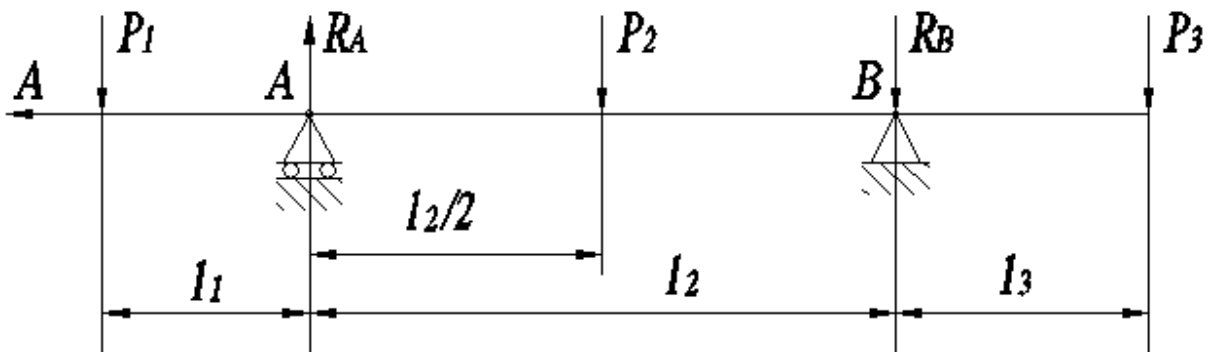


Рисунок 6.1 – Схема навантаження вала

$$\text{Навантаження } P_1 = G_k + \frac{1}{3} G_{1\epsilon} + R, \quad (6.1)$$

де G_k - вага робочого колеса, Н ;

$G_{1\epsilon}$ - вага вала на ділянці l_1 , Н ;

R – радіальна сила, Н.

$$G_k = 61 \text{ Н ;}$$

$$G_{1\epsilon} = 16 \text{ Н ;}$$

$$R = 1996 \text{ Н.}$$

$$P_1 = 64 + \frac{1}{3} 16 + 1996 = 2065 \text{ Н.}$$

Навантаження P_2 :

$$P_2 = 0,625 G_{2\epsilon}, \quad (6.2)$$

де $G_{2\epsilon}$ - вага вала між опорами

$$G_{2e} = 29 \text{ Н.}$$

$$P_2 = 0,625 \cdot 29 = 18 \text{ Н.}$$

$$P_3 = G_{nm} + \frac{1}{3} G_{3e}, \quad (6.3)$$

де G_{nm} - вага напівмуфти,

G_{3e} - вага вала на ділянці l_3 , Н.

$$G_{nm} = 67 \text{ Н}; \quad G_{3e} = 18 \text{ Н.}$$

$$P_3 = 67 + \frac{1}{3} \cdot 18 = 72 \text{ Н.}$$

Для визначення реакцій у підшипникових опорах складемо рівняння моментів сил щодо точок опор .

R_A і R_B - реакції в опорах А і В .

Розміри вала : $l_1 = 0,3$ м; $l_2 = 0,18$ м; $l_3 = 0,143$ м .

$$\sum M_A = P_2 \frac{l_2}{2} + R_B l_2 + P_3 (l_2 + l_3) - P_1 l_1 = 0. \quad (6.4)$$

$$R_B = \frac{P_1 l_1 - P_3 (l_2 + l_3) - P_2 \cdot l_2 / 2}{l_2} \quad (6.5)$$

$$R_B = \frac{2065 \cdot 0,3 - 72(0,18 + 0,143) - 18 \frac{0,18}{2}}{0,18} = 3303 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = P_2 l_2 / 2 + P_1 (l_1 + l_2) - R_A l_2 - P_3 l_3 = 0. \quad (6.6)$$

$$R_A = \frac{P_2 \cdot l_2 / 2 + P_1(l_1 + l_2) - P_3 \cdot l_3}{l_2} \quad (6.7)$$

$$R_A = \frac{18 \cdot 0,09 + 2065(0,3 + 0,18) - 72 \cdot 0,143}{0,18} = 5458 \text{ Н.}$$

6.2 Розрахунки довговічності підшипників

В опорі А встановлений роликовий підшипник. В опорі В кульковий підшипник ковзання.

По діаметру вала 42 мм вибираємо підшипник роликовий радіальний з короткими циліндричними роликами за ГОСТ 8328 -75.

Статична вантажопідйомність

$$C_0 = 25500 \text{ Н.}$$

Динамічна вантажопідйомність

$$C = 44000 \text{ Н.}$$

За умовами роботи передній підшипник (опора А) сприймає осьове й радіальне навантаження .

Перевіряємо його на довговічність .

Розрахункова довговічність підшипника [9]:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^3, \quad (6.8)$$

де С – динамічна вантажопідйомність підшипника, Н ;

Р – еквівалентне динамічне навантаження, Н.

Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник

$$P = (X Y F_r + Y F_a) \cdot K_T \cdot K_\delta . \quad (6.9)$$

За умовами роботи підшипника ухвалюємо : коефіцієнт безпеки

$$K_\delta = 1,2, K_T = 1,0, V = 1 .$$

Радіальна й осьова сили, що діють на підшипник :

$$F_r = R_A = 5458 \text{ Н}; \quad F_a = A = T = 1091 \text{ Н}.$$

Визначаємо відношення осьового навантаження до радіального :

$$\frac{F_a}{VF_r} = \frac{1091}{1 \cdot 5458} = 0,20.$$

Визначаємо відношення

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{1091}{25500} = 0,044.$$

При цьому $e = 0,24$.

Тому що, $\frac{F_a}{VF_r} \leq e$, $X = 1$, $Y = 0$.

Динамічне навантаження

$$P = (1 \cdot 1 \cdot 5458 + 0 \cdot 1091) \cdot 1 \cdot 1,2 = 6550 \text{ Н}.$$

Розрахункова довговічність підшипника

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 3000} \cdot \left(\frac{44000}{6550} \right)^3 = 1682 \text{ г}.$$

6.3 Розрахунки вала на статичну міцність

Для визначення напруг у перетинах вала побудуємо епюру згинальних моментів (рис. 6.2).

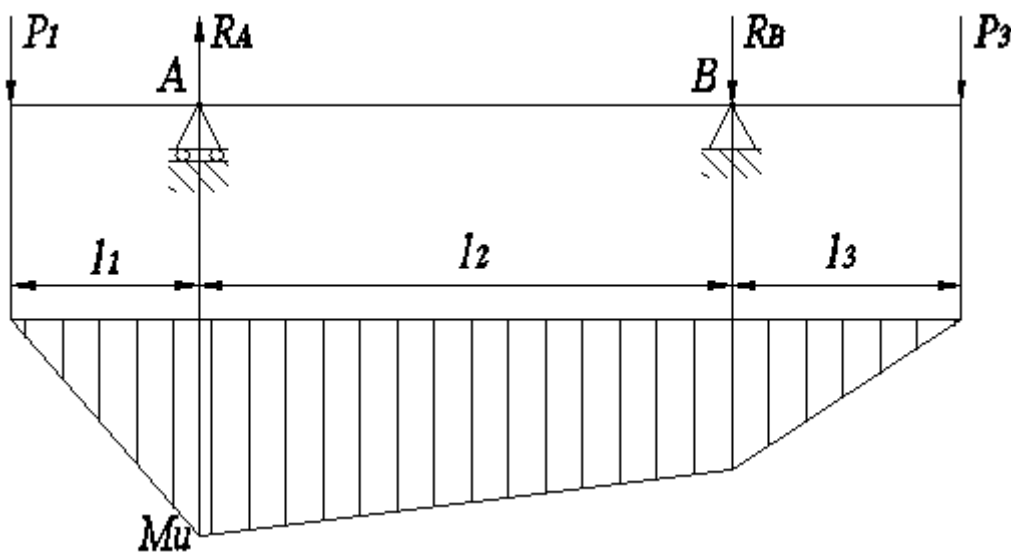


Рисунок 6.2 – Епюра згинальних моментів

Визначимо максимальний згинальний момент у перетині А

$$M_u = P_1 \cdot l_1, \quad (6.10)$$

$$P_1 = 2065 \text{ Н}; \quad l_1 = 0,3 \text{ м};$$

$$M_u = 2065 \cdot 0,3 = 619,5 \text{ Н м}.$$

Найбільший крутний момент на валу

$$M_{кр} = 9551 \cdot \frac{N}{n}, \quad (6.11)$$

де N – потужність двигуна ; $N = 75 \text{ кВт}$.

Момент опору перетину вала в кінці А :

$$W_u = 0,1 d^3, \quad (6.12)$$

де $d = 42 \text{ мм}$ – діаметр під підшипником

$$W_u = 0,1 \cdot 0,042^3 = 7,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 .$$

Момент опору крутінню

$$W_{кр} = 0,2 d^3,$$

$$W_{кр} = 0,2 \cdot 0,042^3 = 14,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 .$$

Напруга вигину

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u}, \quad (6.13)$$

$$\sigma_u = \frac{619,5}{7,4 \cdot 10^{-6}} = 83,7 \text{ МПа} .$$

Напруга крутіння

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

$$\tau_{кр} = \frac{238,78}{14,8 \cdot 10^{-6}} = 16,1 \text{ МПа} .$$

Еквівалентна напруга

$$\sigma_{эkv} = \sqrt{\sigma_u^2 + \tau_{кр}^2}, \quad (6.15)$$

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{83,7^2 + 16,1^2} = 85 \text{ МПа} .$$

Матеріал вала- Сталь 40.

Границя текучості - $\sigma_T = 330 \text{ МПа} .$

Запас міцності по границі текучості

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

$$n_T = \frac{330}{85} = 3,8 .$$

Умова міцності виконується .

6.4 Розрахунки шпонкового з'єднання вала з колесом

Основні вихідні дані для розрахунків:

Матеріал вала – Сталь 40.

Границя текучості - $\sigma_T = 330 \text{ МПа}.$

Матеріал шпонки – Сталь 45.

Матеріал колеса – Сталь 20Х13Л.

Крутний момент на валу

$$M_{\text{кр}} = 238,78 \text{ Нм}.$$

При розрахунках шпонкового з'єднання вала з колесом визначальним 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;

t_2 - глибина врізання шпонки в колесо ;

d - діаметр вала .

Розмір шпонки під колесом, мм : $b \times h \times l = 8 \times 7 \times 30$

$$d=36 \text{ мм} ; \quad l_p = l - b = 30-8 = 22 \text{ мм} ; \quad t_2 = 0,4 \quad h = 3,2 \text{ мм} .$$

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot 238,78}{0,036 \cdot 22 \cdot 3,2} = 108 \text{ МПа} .$$

Напругу змінання, що допускається, обчислюємо для матеріалу (колесо), що має найнижчу границю текучості .

Напруга на змінання, що допускається:

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

Для матеріалу колеса

$$[\sigma_{cm}] = 0,56 \cdot 330 = 185 \text{ МПа} .$$

$$\sigma_{cm} \leq [\sigma_{cm}] .$$

Умова міцності на змінання виконана.

7 ОХОРОНА ПРАЦІ

Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів при роботі на насосній установці

При роботі на насосній установці можлива наявність деяких небезпек і шкідливих чинників. У нашому випадку будуть мати місце механічні небезпечні і шкідливі виробничі фактори. Хімічні, біологічні, психофізичні небезпечно-шкідливі фактори розглядати не будемо.

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

- 1) ураження електричним струмом;
- 2) рухомі елементи з'єднувальної муфти;
- 3) мікроклімат;
- 4) шум і вібрація, викликані працюючим агрегатом;
- 5) освітленість робочої зони;
- 6) пожежна безпека;

Розглянемо основні з них.

1 Ураження електричним струмом

Основними джерелами ураження електричним струмом при експлуатації і обслуговуванні агрегату є електричний струм, який підводиться для живлення двигуна агрегату ($U=380V$).

Для забезпечення електробезпеки доцільно застосовувати захисне заземлення, з'єднане з агрегатом. Усі з'єднання електричних дротів повинні бути заізольованими.

Електроустановки агрегату монтується відповідно до діючих будівельних норм і правил улаштування електроустановок ПУЕ-2009.

2 Рухомі елементи з'єднувальної муфти

У розглянутому агрегаті деталю, що рухається являється муфта. Тому, щоб уникнути травматизму, відповідно до ГОСТ 12.2.003 – 81 “Установки виробничі.

Огородження захисне” муфта повинна мати надійно закріплене захисне огороження (кожух).

3 Мікроклімат

Для нормальних умов праці на ділянці повинна підтримуватися оптимальна температура повітря, його вологість та запиленість не залежно від пори року. Так, для приміщень, в яких виконуються середні роботи по тяжкості, вологість повітря повинна бути 40-60 %, а температура повітря в межах 18-20 ° С.

Так як підтримання оптимальних кліматичних умов найважче у літній період року, коли виділяється багато теплової енергії від сонця та обладнання, то для цього періоду року повинна бути передбачена примусова вентиляція робочого приміщення, щоб забезпечити нормальні умови праці. Враховуючи, що забруднені рідини не є токсичними речовинами, то вентиляцію потрібно розраховувати за надлишковим теплом та вологістю.

В холодний період року вентиляція відбувається за рахунок щілин у віконних та дверних прольотах. В цей період потрібно використовувати систему опалення, яка забезпечить відповідні умови мікроклімату у робочій зоні.

При роботі даного агрегату в місцях, де перекачуються шкідливі речовини, наприклад на асенізаційних станціях, можливі небажані витоки речовин, таких як H_2S (безбарвний, дуже отруйний, горючий газ з характерним неприємним запахом). Щоб забезпечити рівень концентрації нижчий гранично допустимої норми (для H_2S – 7 мг/м³) в приміщенні де розташований агрегат встановлюють додаткові вентиляційні системи (місцеві відсмоктувачі повітря), в залежності від типу відходів і їх кількості.

4 Шум та вібрація

При роботі насосного агрегату створюється шум різної тональності. В залежності від ступеня його навантаження і досконалості застосовуваних вузлів, а також від типу і конструкції, він може досягати 70 дБ.

Основними джерелами коливань являються:

- механічна неврівноваженість ротора;
- підшипники ковзання;

- неоднорідність потоку;
- кавітаційні процеси;
- вихрові процеси у рідині.

ГОСТ 12.1.003 – 83 «Система стандартів безпеки праці. Шум. Загальні вимоги безпеки. Зі зміною № 1 (СТ СЭВ 1930-79)» встановлює класифікацію шумів, припустимі рівні шуму, загальні вимоги до шумових характеристик. У виробничих приміщеннях, на постійних робочих місцях припустимий рівень шуму не повинний перевищувати 80 дБА.

Зони з рівнем шуму вище 80 дБА повинні бути позначені знаками безпеки. Працюючих у даній зоні повинні забезпечувати засобами індивідуального захисту. Періодичне обслуговування агрегату повинне проводитися з застосуванням індивідуальних засобів захисту органів слуху. Основним засобом боротьби з шумом у насосному агрегаті є зменшення шуму в самих джерелах, тобто удосконалення конструкції розглянутого агрегату, експлуатація насоса на оптимальних режимах роботи, згідно технічних умов.

Вібрація. При порушенні режимів і ТУ експлуатації, розцентровки і розбалансування агрегату, недосконалості конструкції може виникнути вібрація установки.

При роботі і експлуатації агрегату повинні дотримуватися вимоги і рекомендації ГОСТ 12.1.012-90 «Система стандартів безпеки праці. Вибраційна безпека. Общие требования». Допустимим значенням віброшвидкості при третьому класі точності балансування є $V=1\text{мм/с}$.

Для виконання вібраційних умов праці необхідно забезпечити машини засобами віброзахисту.

5 Освітленість робочої зони

Розрізняють два типи освітлення: природне та штучне.

Штучне освітлення поділяється в залежності від призначення на робоче, аварійне, евакуаційне та охоронне. Розрізняють такі системи штучного освітлення: загальне, місцеве та комбіноване.

Згідно СНиП 23-05-95 "Естественное и искусственное освещение", монтажні, обслуговувальні та ремонтні роботи відносяться до IV розряду зорового навантаження, отже приміщення, де встановлено агрегат, передбачає використання загального освітлення з освітленістю 200 лк. Також воно повинно бути обладнаним аварійним 10 лк і евакуаційним 0,5 лк освітленням.

6 Пожежна безпека

При експлуатації та обслуговуванні агрегату основними джерелами виникнення пожежі можуть бути:

- джерела запалення, пов'язані з електричним приводом насоса;
- перевантаження мережі.

Дія пожежі на людину може викликати небезпечні наслідки: опіки, отруєння димом.

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

Пожежна безпека об'єкта і його складових частин повинна забезпечуватися як при експлуатації, так і в разі реконструкції.

Заходи щодо боротьби з пожежею:

1. Застосування електроустаткування у відповідній пожежній і вибухонебезпечній зоні відповідно до вимог правил пристрою електроустаткуванні.

2. Дотримання правил пожежної безпеки. Протипожежний захист повинен забезпечуватись:

- застосуванням засобів пожежогасіння;
- застосуванням автоматичних установок пожежної сигналізації і пожежогасіння;
- застосування індивідуального і колективного захисту людей від небезпечних чинників пожежі.

3. Робочим середовищем являється - вода, яка не є горючою. Тому категорія приміщення у якому розташований агрегат - Д .

У виробничому приміщенні застосовуються, головним чином, вуглекислотні вогнегасники (ВВК1,4, ВВК2, ВВК3,5), 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.

Висновок. Для продуктивної і безпечної експлуатації проєктованого агрегату та забезпечення відповідності вимогам нормативної документації, необхідно виконувати усі вищезазначені вимоги та заходи безпеки.

8 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

Наукова організація праці та її впровадження на підприємстві

Організація праці – це система заходів, що забезпечує функціонування живої праці з ціллю зростання її ефективності та досягнення найповнішого використання засобів виробництва [11].

Науковою варто вважати таку організацію праці, за якої практичному впровадженню конкретних заходів передує ретельний науковий аналіз процесів праці й умов їхнього перебігу, а самі заходи ґрунтуються на досягненнях сучасної науки і практичного досвіду.

Наукова організація праці – це процес внесення до існуючої організації праці здобутих наукою і практикою удосконалень, що підвищують загальну її продуктивність.

За сучасних умов науковою вважається така організація праці, яка ґрунтується на використанні досягнень науки і передового досвіду, прогресивних форм господарювання, застосуванні технічних засобів, створюючи тим самим умови для ефективної праці працівників, для збереження їхнього здоров'я і працездатності.

До елементів наукової організації праці (НОП) належать:

- розподіл і кооперування праці в межах підприємства загалом і кожного його структурного підрозділу зокрема;
- підбір та розміщення працівників, забезпечення необхідного їхнього кваліфікаційного рівня відповідно до покладених на них обов'язків;
- організація процесів праці у виробництві та управлінні;
- організація й оснащення робочих місць;
- створення сприятливих умов праці;

– нормування праці.

Усі завдання НОП тісно пов'язані між собою.

На вирішення цих завдань повинен спрямовуватися кожен елемент організації праці. Так, раціональний розподіл праці, встановлюючи оптимальне співвідношення між окремими категоріями персоналу, забезпечує економію заробітної плати, краще використання творчого потенціалу працівників і разом з тим робить працю більш цікавою, привабливою, престижною. Отже, забезпечує вирішення економічного і соціального завдань.

Створення сприятливих умов праці, розроблення раціональних режимів праці і відпочинку безпосередньо впливають на підвищення працездатності і збереження її протягом тривалого періоду, на збереження здоров'я. Нормальний психологічний клімат у колективі, усуваючи зайву нервово-емоційну напругу, сприяє збереженню здоров'я працівників і підвищенню їхньої працездатності. Таким чином, вирішується психофізіологічне завдання.

Раціональна організація робочих місць зумовлює зниження витрат праці на виконання різних операцій і втоми працівників, тобто сприяє вирішенню економічного і психофізіологічного завдань.

Обгрунтоване нормування праці дає можливість не тільки знизити трудомісткість робіт, але і забезпечити нормальну інтенсивність праці та повну зайнятість працівника. Тим самим вирішуються економічні і психофізіологічні завдання.

Розглянемо основні принципи НОП, тобто основні вимоги, якими варто керуватися при вирішенні методичних і практичних питань її проектування та впровадження; Це принципи комплексності, системності, регламентації, спеціалізації, стабільності, цілеспрямованої творчості.

Сутність *принципу комплексності* полягає в тому, що удосконалення організації праці повинно здійснюватися за всіма елементами (напрямами), з огляду на всі її аспекти – організаційний, правовий, економічний, технічний, психофізіологічний і соціальний – та охоплювати працю всіх працівників.

Принцип системності доповнює принцип комплексності. Якщо комплексність вимагає повноти охоплення всіх напрямків і аспектів НОП, то системність припускає взаємозв'язок всіх її елементів з ціллю усунення протиріч, що можуть виникати за ізольованого їхнього вирішення.

Необхідно підкреслити особливо тісний зв'язок елементів організації процесів праці з таким елементом, як "розподіл і кооперування праці", якому належить визначальна роль. Розподіл праці визначає вимоги до розміщення та підбору працівників, інформаційного обслуговування, змісту процесів праці і їхньої організації тощо.

Принцип регламентації припускає встановлення і суворе дотримання визначених правил, положень, інструкцій, нормативів, що базуються на об'єктивних закономірностях, властивих НОП. При цьому важливо розмежувати елементи організації праці, які вимагають жорсткої регламентації, від тих її елементів, для яких можлива "саморегламентація" праці, тобто вільний вибір форм і методів організації праці на підставі наявних рекомендацій.

Принцип стабілізації – один з основних принципів організації будь-якого виду праці. Спеціалізація праці полягає в закріпленні за кожним структурним підрозділом підприємства і за кожним працівником визначених функцій, робіт або операцій. Забезпечується спеціалізація різними видами і формами розподілу праці.

Принцип стабільності припускає відому сталість виконуваних робіт, функцій, операцій, способів їхнього здійснення, структури управлінського апарату. Зазвичай сталість не можна розуміти як незмінність. Організація праці повинна бути гнучкою,

здатною до перебудови організації праці, якій повинен передувати аналіз зумовлюючих його факторів і ретельна оцінка існуючого становища.

Принцип цілеспрямованої творчості переслідує дві взаємозалежні цілі: забезпечення творчого підходу при плануванні та впровадженні НОП і максимальне використання творчого потенціалу працівників.

Як і в будь-якій галузі науки, творчий процес в галузі організації праці і управління повинен містити: аналіз існуючої практики і протиріч; вивчення досягнень науки і передового досвіду; висування нових ідей, підготовку і впровадження експериментів; аналіз їхніх результатів; внесення необхідних корективів, визначення можливої сфери застосування нововведення; прийняття відповідного рішення і творче використання його в конкретних умовах.

Повніше використання творчого потенціалу працівників досягається значною мірою внаслідок впровадження наукової організації їхньої праці. Так, раціональний розподіл праці звільняє працівників від виконання невласних їхній кваліфікації робіт і дає можливість витратити основну частину часу аналітичній та конструктивній діяльності, пошуку прогресивних рішень. Оснащення робочих місць найновішими технічними засобами вивільняє працівників від виконання рутинних операцій. Внаслідок цього значно спрощується процес розроблення багатоваріантних рішень. Орієнтуючись на науково обґрунтовані методи праці, організації трудових процесів і організації робочих місць, НОП об'єктивно сприяє реалізації принципу цілеспрямованої творчості.

Кожен із розглянутих принципів має визначене самостійне значення. Разом з тим вони доповнюють один одного, розкриваючи той чи інший бік наукового підходу до організації праці. Тому найбільша дієвість принципів виявляється за їхнього спільного використання. За ступенем дотримання всіх розглянутих принципів можна робити висновок про якість розроблення і впровадження НОП.

Поряд із зазначеними принципами варто керуватися також економічними і соціальними вимогами, такими як економія часу, мотивація праці, тощо.

Важливого значення набуває економічне обґрунтування планових заходів НОП, розрахунок економічного ефекту, що може бути отриманий від їхнього впровадження.

План НОП формується у вигляді програми заходів щодо комплексного удосконалення організації праці на робочих місцях, у підрозділах, на підприємстві загалом протягом календарного року.

Групуючи заходи за строками, потрібно забезпечити найбільш раціональну послідовність їхньої реалізації, щоб здійснення одних заходів створювало необхідні умови для впровадження всіх інших заходів.

Після остаточного визначення заходів, які повинні вводитися до плану НОП, їхнього економічного обґрунтування, строків виконання і виконавців, приступають безпосередньо до складання планів. Цю роботу проводить або творча бригада, що здійснювала аналіз і проектувала захід, або функціональні служби цеху, підприємства.

Економічна ефективність планових заходів розраховується зазвичай економістами. Після цього плани повертаються до служби НОП.

У роботі зі впровадження НОП активну участь беруть усі зацікавлені структурні підрозділи і працівники підприємства. Керує цією роботою керівник підприємства або його заступник.

ВИСНОВКИ

У виконаній магістерській роботі проведено аналіз основних конструктивних схем відцентрових насосів і розроблення відцентрового горизонтального насоса типу К на задані параметри.

Відповідно до поставленої мети було:

- обґрунтовано й обрано оптимальну конструкцію насоса;
- наведено його опис;
- проведені гідравлічні розрахунки: розмірів робочого колеса, осьової і радіальної сил, кавітаційних якостей;
- обрані тип кінцевого ущільнення вала й двигун насоса;
- виконано механічні розрахунки.

Розроблена конструкція одноступінчастого горизонтального насоса К 315-49.

У розділі охорони праці проведено аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів при роботі на насосній установці .

У економічній частині розглянута наукова організація праці та її впровадження на підприємстві.

Виконано основні креслення насоса.

Складено презентацію.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Відцентровий насос [Електронний ресурс]. – Режим доступу : https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%92%D1%96%D0%B4%D1%86%D0%B5%D0%BD%D1%82%D1%80%D0%BE%D0%B2%D0%B8%D0%B9_%D0%BD%D0%B0%D1%81%D0%BE%D1%81.
2. Насоси консольні відцентрові К та моноблочні типу КМ [Електронний ресурс]. – Режим доступу : https://electrosvit.com/index.php?page=shop.browse&category_id=317&option=com_virtuemart&Itemid=4&lang=uk.
3. Робоче колесо [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <https://www.google.com.ua/url?sa=i&rct=j&q=&esrc=s&source=images&cd=&cad=rja&uact=8&ved=2ahUKEwjx3uej5p3mAhUD0aYKHexUA4sQjRx6BAgBEAQ&url=http%3A%2F%2Fwww.lvm74.com%2Fkatalog%2Fkolyosa-rabochie%2F&psig=AOvVaw19-gz6xEyqmGLbMkIXVVdz&ust=1575610753833274>.
4. Відцентровий насос типу К [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <https://www.google.com.ua/url?sa>.
5. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – Москва : Машиностроение, 1977. – 288 с.
6. Лопастные насосы : справочник / В. А. Зимницкий, А. В. Каплун, А. Н. Папир, В. А. Умов ; под общ. ред. В. А. Зимницкого и В. А. Умова. – Ленинград : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986. – 334 с.
7. Дунаев П. Ф Конструирование узлов и деталей машин /П. Ф Дунаев , О. П. Леликов: учебное пособие для машиностроительных вузов. – М.: Высшая школа, 1985.
8. Биргер И. А. и др. Расчет на прочность деталей машин: справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1993. — 640 с.
9. Иванов М. Н. Детали машин: учеб. для студентов втузов /под ред. В. А. Финогенова.– 6-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 2000. – 383 с.
10. ГОСТ 12.0.003-74 Опасные и вредные производственные факторы. Классификация.

11. Наукова організація праці та її впровадження на підприємстві [Електронний ресурс]. – Режим доступу:
https://pidruchniki.com/92363/finansi/naukova_organizatsiya_pratsi_vprovadzhennya_pid_priyemstvi.
12. 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.
13. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи магістра / укладачі: В. Ф. Герман, О. Г. Гусак, Е. В. Колісніченко. – Суми : Сумський державний університет, 2018. – 47 с.