

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ ГІДРОАЕРОМЕХАНІКИ

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на тему

«Хімічний відцентровий насос»

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

Виконавець роботи

Федюшин Костянтин Миколайович

прізвище, ім'я, по батькові

підпис, дата

Науковий керівник

Герман Віктор Федорович

прізвище, ім'я, по батькові

к.т.н., доцент

науковий ступінь, вчене звання

підпис, дата

Суми 2020

Сумський державний університет
(назва вузу)

Факультет TeSET Кафедра прикладної гідроаеромеханіки
Спеціальність 6.131 Прикладна механіка (освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Зав. кафедри

" ____ " _____ 2020 __ р.

ЗАВДАННЯ
на випускню роботу бакалавра

Федюшин Костянтин Миколайович
(прізвище, ім'я, по-батькові)

1. Тема роботи: “Хімічний відцентровий насос”

затверджена наказом по університету № _____ від " ____ " _____

2. Термін здачі студентом закінченої роботи 01.06. 2020 р.

3. Вихідні дані до роботи: подача насоса $Q = 100 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H = 80 \text{ м}$, частота обертів $n = 3000 \text{ об/хв}$, густина рідини $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їх належить розробити) : опис конструкції насоса, гідравлічні розрахунки, розрахунки з вибору електродвигуна, вибір кінцевого ущільнення, розрахунки на міцність, розрахунки з вибору підшипників, охорона праці, економічне питання

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): монтажне креслення насосного агрегату, складальне креслення насоса, теоретичне креслення відводу, креслення робочого колеса (всього 4 листа ф. А1)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Пор. №	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Підбір матеріалів до бакалаврської роботи	15.02 - 01.03. 2020	
2	Вибір конструктивної схеми насоса	02.03 - 15.03. 2020	
3	Опис конструкції вибраного насоса	16.03 - 29.03.2020	
4	Гідравлічні розрахунки	30.03 - 12.04.2020	
5	Теоретичне креслення відводу. Вибір двигуна	13.04 - 26.04.2020	
6	Механічні розрахунки. Вибір кінцевого ущільнення. Монтажне креслення агрегату	27.04 - 12.05.2020	
7	Охорона праці. Креслення робочого колеса	13.05 - 18.05.2020	
8	Складальне креслення насоса	19.05 – 24.05.2020	
9	Економічне питання	25.05 – 27.05.2020	
10	Оформлення розрахунково-пояснювальної записки та графічних матеріалів	28.05 – 31.05.2020	

Дата видачі завдання – 15.02.2020 р.

Студент _____
(підпис)

Керівник роботи _____ **В. Ф. Герман**
(підпис)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 41 сторінка, 8 рисунків, 1 таблиця, 15 літературних джерел.

Тема бакалаврської роботи: “Хімічний відцентровий насос”.

Графічні матеріали: 4 аркуші формату А1: монтажне креслення насосного агрегату, складальне креслення насоса, теоретичне креслення відводу, креслення робочого колеса.

Об'єкт розробки – хімічний горизонтальний насос на параметри: подача $Q = 100 \text{ м}^3/\text{год}$; напір $H = 80 \text{ м}$.

Розроблена конструкція одноступінчастого горизонтального хімічного насоса.

Дане обґрунтування вибору конструктивної схеми насоса.

Виконані гідравлічні розрахунки: розмірів робочого колеса, гідродинамічних сил, втрат і повного ККД насоса.

Обраний тип кінцевого ущільнення й двигуна насоса.

Проведені механічні розрахунки: реакцій в опорах вала, довговічності підшипників, вала на статичну міцність, шпонкового з'єднання.

В економічній частині проаналізована оцінка життєвого циклу насоса.

У розділі охорони праці розглянуті вимоги до експлуатації й обслуговуванню хімічних насосів.

Ключові слова: ХІМІЧНИЙ НАСОС, КОНСТРУКЦІЯ, РОБОЧЕ КОЛЕСО, ВІДВІД, УЩІЛЬНЕННЯ, ПІДШИПНИК, МІЦНІСТЬ

ЗМІСТ

ЗАВДАННЯ

РЕФЕРАТ

ВСТУП

РЕФЕРАТ	5
1 ОБґРУНТУВАННЯ ВИБОРУ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ НАСОСА	7
2 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА	9
3 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ	11
3.1 Визначення основних розрахункових даних	11
3.2 Вибір моделі робочого колеса	11
3.3 Розрахунки діаметра робочого колеса	12
3.4 Визначення осьової сили, що діє на ротор насоса	13
3.5 Визначення радіальної сили	15
3.6 Розрахунки насоса на кавітацію	16
4 ВИБІР КІНЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВАЛА	19
4.1 Вибір типу ущільнення	19
5 РОЗРАХУНКИ НА ВИБІР ДВИГУНА	20
5.1 Вибір двигуна	20
6 ВИЗНАЧЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ СКЛАДАЛЬНИХ ОДИНИЦЬ І ДЕТАЛЕЙ НАСОСА	21
6.1 Розрахунки реакцій в опорах	21
6.2 Розрахунки довговічності підшипників	23
6.3 Розрахунки вала на статичну міцність	26
6.4 Розрахунки шпонкового з'єднання вала з колесом	29
7 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА	31
7.1 Оцінка життєвого циклу насоса	31
8 ОХОРОНА ПРАЦІ	33
8.1 Основні вимоги до експлуатації й обслуговуванню хімічних насосів	33
ВИСНОВКИ	39
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	40

					6.131.04БР.000.00ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Федюшин			Агрегат электронасосный АХ 100-80 Пояснювальна записка	Лит.	Лист	Листов
Провер.		Герман					4	41
Т.Контр.		Герман				СумДУ, гр. ГМз – 610		
Н. Контр.		Алексеевко						
Утверд.								

ВСТУП

У хімічних виробництвах насосні установки є одним з основних видів устаткування, надійна робота якого забезпечує безперервність технологічного процесу.

Однією з особливостей хімічних виробництв є перекачування рідких вихідних речовин, напівфабрикатів і готової продукції, які транспортуються усередині підприємства по трубопроводах.

Для перекачування рідин у хімічних виробництвах застосовуються різні типи насосів: відцентрові, вихрові, шестеренні, гвинтові, поршневі й ін. Конструкції хімічних насосів (рис. 1) визначаються багатьма факторами: властивостями рідини, що перекачується, довжиною трубопроводів, вимогами технології виробництва й ін.

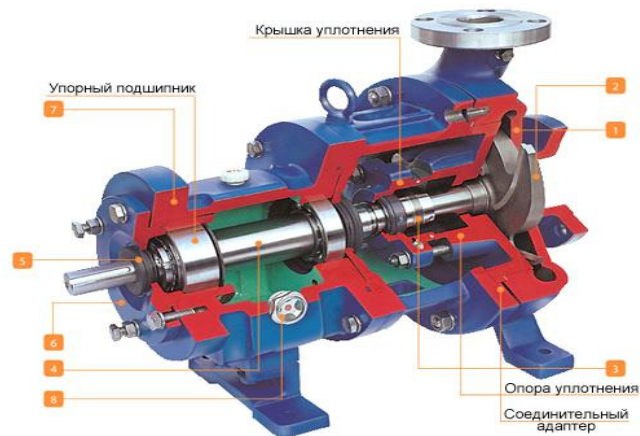


Рисунок 1 – Хімічний насос консольної конструкції [11] :

1- корпус насоса; 2- робоче колесо; 3- ущільнення вала;

4- вал; 5- ущільнення масляної камери підшипника;

6- опорний підшипник; 7- несуча опора; 8- вікно контролю рівня масла

Основним типом насосів, установлених у технологічних лініях хімічних виробництв, є відцентрові насоси типу X (рис. 2).

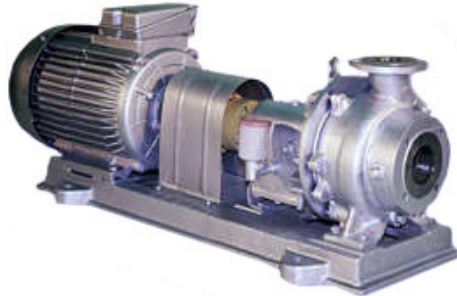


Рисунок 2 – Насос хімічний типу X [13]

Це одноступінчасті насоси консольного типу з робочими органами низької швидкохідності $n_s = 30 - 90$. Насоси застосовуються для перекачування хімічно активних і нейтральних рідин густиною не більше 1850 кг/м^3 , які включають тверді включення в кількості не більше $0,1 \%$. Це водяні розчини кислот, лугів, розчинів каустичної соди, повареної солі і таке ін.

Основними відмінностями хімічних насосів загального призначення є кінцеве ущільнення і широке застосування різноманітних матеріалів для їхнього виготовлення. Переважний тип ущільнення цих насосів – торцеве, а вибір матеріалу обумовлюється властивостями рідини, що перекачується.

1 ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ НАСОСА

Вихідні дані: подача $Q = 100 \text{ м}^3/\text{год}$; напір $H = 80 \text{ м}$.

Параметри запропонованого до розробки насоса відповідають ряду хімічних одноступінчастих насосів типу X [1]. Відповідно до цього вибираємо одноступінчастий насос консольного типу із закритим робочим колесом.

Для вибору частоти обертання насоса розрахуємо коефіцієнт швидкохідності [1]:

$$ns = \frac{3,65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \quad (1.1)$$

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 $n_1 = 1500$ об/хв і $n_2 = 3000$ об/хв.

$n_1 = 1500$ об/хв:

$$ns_1 = \frac{3,65 \cdot 1500 \cdot \sqrt{100}}{60 \cdot 80^{3/4}} = 34,1.$$

$n_2 = 3000$ об/хв:

$$ns_2 = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{100}}{60 \cdot 80^{3/4}} = 68,2.$$

При виборі частоти обертання необхідно врахувати, що зі збільшенням частоти зменшуються розміри насоса, більшим стають ns і ККД насоса, але погіршуються кавітаційні якості насоса.

Розрахунки η_s показують, що при $n_1 = 1500$ об/хв значення $\eta_{s1} = 34,1$ є замалим. Насоси при таких η_s мають дуже низький ККД.

У зв'язку із цим приймаємо розрахункову частоту обертання $n = 3000$ об/хв. При даній частоті значно зменшуються маса й габарити насоса, а його ККД збільшується. Приймаємо цю частоту обертання за розрахункову.

2 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ НАСОСА

Насос (рис. 2.1) призначений для подачі хімічно активних і слабоагресивних рідин, світлих нафтопродуктів, які можуть викликати корозію матеріалу проточної частини насоса, а також нейтральних рідин.

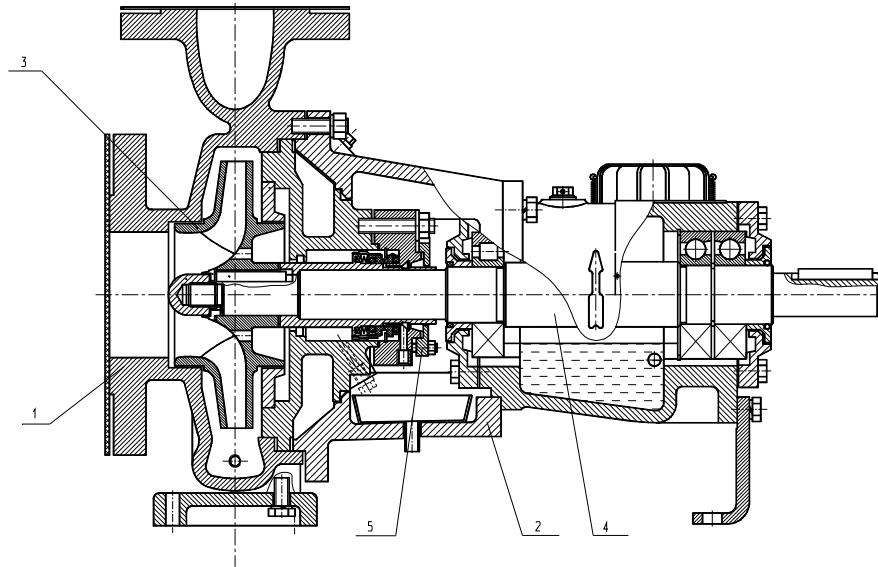


Рисунок 2.1 – Насос хімічний типу X :

1 – корпус; 2 – фонар; 3 – робоче колесо; 4 – вал; 5 – ущільнення торцеве

Насос X 100-80 – відцентровий, одноступінчастий, консольний, з горизонтальним розташуванням вала, з однобічним осьовим підведенням рідини до робочого колеса й вертикальним відводом.

Проточна частина насоса – корпус, робоче колесо, диск, гайка ротора виконано зі сталі 20Х13Л.

Базовою деталлю насоса є корпус.

Корпус насоса має опорні лапи й болтами кріпиться до рами. До корпуса через проміжну проставку кріпиться опорний вузол, у якому на шарикопідшипниках установлений вал насоса.

Кінцеве ущільнення насоса – одинарне торцеве. Матеріал пари тертя силіцирований графіт СГ – П. Дане ущільнення забезпечує герметичність і має великий ресурс роботи. Для охолодження ущільнення передбачене підведення води від стороннього джерела.

Відмінною рисою насоса є відсутність необхідності демонтажу трубопроводів при його розбиранні. Забезпечується це застосуванням сполучної пружної муфти із проміжною проставкою. Крім цього, при розбиранні насоса відпадає необхідність у знятті електродвигуна.

Насос призначений для подачі хімічно активних і слабоагресивних рідин, які можуть викликати корозію матеріалу проточної частини насоса, а також перекачування нейтральних рідин.

3 ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ

3.1 Визначення основних розрахункових даних

Вихідні дані: подача $Q = 100 \text{ м}^3/\text{год}$; напір $H = 80 \text{ м}$; частота обертання насоса $n = 3000 \text{ об/хв}$; густина рідини, що перекачується, $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Коефіцієнт швидкохідності насоса при частоті обертання $n = 3000 \text{ об/хв}$ за попередніми розрахунками:

$$ns = 68,2.$$

3.2 Вибір моделі робочого колеса

Визначимо попередньо діаметр робочого колеса за формулою [1]:

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

$$D_2 = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 80}}{3000} = 0,252 \text{ м.}$$

Виходячи з отриманих значень $ns = 68,2$ і $D_2 = 252 \text{ мм}$ вибираємо модельну проточну частину зі спіральним відводом ($ns = 60$). Параметри моделі: $D_{2M} = 195 \text{ мм}$; $n = 3000 \text{ об/хв}$; $\rho_M = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Характеристика моделі представлена в табл. 3.1

Таблиця 3.1 – Параметри модельного ступеня при $D_{2M} = 195$ мм;
 $n = 3000$ об/хв; $\rho_M = 1000$ кг/м³

$Q_M,$ м ³ /ГОД	0	10	20	30	40	50
$H_M,$ М	55,1	54	52	50	48	46
$N_M,$ КВт	4,0	4,2	5,1	6,2	7,9	9,8
$\eta_M,$ %	0	35	60	66	66	64

3.3 Розрахунки діаметра робочого колеса

Параметри моделі при $ns = 68,2$: $Q_M = 47,6$ м³/год; $H_M = 48,8$ м;
 $N_M = 9,73$ КВт; $\eta_M = 65$.

Для визначення геометричних розмірів проточної частини насоса (робочого колеса, відводу) визначимо коефіцієнт геометричної подоби λ за формулою [2]:

$$\lambda = \sqrt[4]{\left(\frac{Q_H}{Q_M}\right)^2 \cdot \frac{H_M}{H_H}}, \quad (3.2)$$

де Q_H і Q_M – подача ступеня натурального й модельного насосів;

H_H і H_M - напір ступеня натурального й модельного насосів;

$$\lambda = \sqrt[4]{\left(\frac{100}{47,6}\right)^2 \cdot \frac{48,8}{80}} = 1,33.$$

Розрахуємо зовнішній діаметр натурального робочого колеса D_{2H} через коефіцієнт λ [1]:

$$D_{2H} = \lambda \cdot D_{2M}, \quad (3.3)$$

де D_{2M} – діаметр робочого колеса моделі.

$$D_{2H} = 1,33 \cdot 195 = 260 \text{ мм.}$$

3.4 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 і за колесом (рис. 3.2).

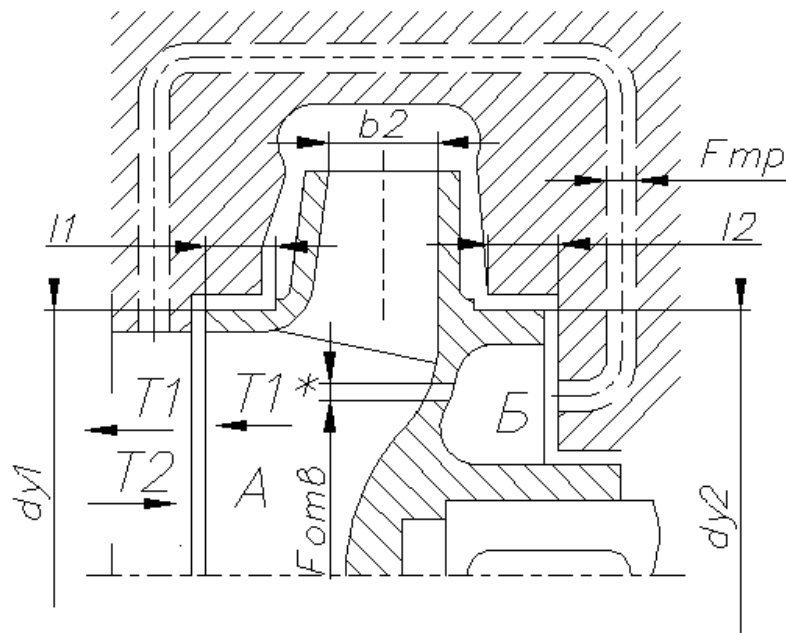


Рисунок 3.2 – Схема дії осьових сил у насосі

Однак повне зрівноважування осьової сили не забезпечується. Залишаються неврівноваженими сила від аварійного зношування ущільнення T_1^* і 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 [1]:

$$T_1^* = \pi (r_2^2 - r_{y1}^2) \gamma \frac{u_2^2}{8g} \left(\frac{r_2^2}{r_2^2 - r_{y1}^2} \ln \frac{r_2^2}{r_{y1}^2} + \frac{r_2^2 + r_{y1}^2}{2r_2^2} - 2 \right); \quad (3.12)$$

Із креслення робочого колеса:

$$r_{y1} = 0,0575 \text{ м}; \quad r_2 = 0,130 \text{ м}.$$

Окружна швидкість на виході робочого колеса

$$U_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}, \quad (3.13)$$

$$U_2 = \frac{3,14 \cdot 0,260 \cdot 3000}{60} = 40,8 \text{ м/с}.$$

$$T_1^* = 3,14 \cdot (0,130^2 - 0,0575^2) \cdot 9810 \cdot \frac{40,8^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(\frac{0,130^2}{0,130^2 - 0,0575^2} \cdot \ln \frac{0,130^2}{0,0575^2} + \frac{0,130^2 + 0,0575^2}{2 \cdot 0,130^2} - 2 \right) = 5517 \text{ Н}.$$

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 [1]:

$$T_2 = V \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot v_0, \quad (3.14)$$

де $V = 1$ - для радіальних коліс;

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

Швидкість v_0

$$v_0 = \frac{Q}{S_0}, \quad (3.15)$$

де S_0 - площа вхідного перетину колеса, м².

$$S_0 = \frac{\pi(D_o^2 - d_{BT}^2)}{4}, \quad (3.16)$$

де D_0 - діаметр входу в колесо, $D_0 = 0,1$ м;

d_{BT} - діаметр втулки, $d_{BT} = 0,049$ м.

$$S_0 = \frac{3,14 \cdot (0,1^2 - 0,049^2)}{4} = 0,00596 \text{ м}^2;$$

$$v_0 = \frac{100}{3600 \cdot 0,00596} = 4,66 \text{ м/с};$$

$$T_2 = \frac{9810 \cdot 100}{3600 \cdot 9,81} \cdot 4,66 = 129 \text{ Н}.$$

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо:

$$T = T_1^* - T_2. \quad (3.17)$$

$$T = 5517 - 129 = 5388 \text{ Н}.$$

3.5 Визначення радіальної сили

Для визначення радіальної сили у відцентровому насосі зі спіральним відводом використовуємо формулу [3]:

$$R = K_R \left(1 - \left(\frac{Q}{Q_{opt}} \right)^2 \right) \rho g H D_2 \epsilon_2, \quad (3.18)$$

де K_R – безрозмірний коефіцієнт радіальної сили;

D_2 - зовнішній діаметр робочого колеса,

$$D_2 = 0,26 \text{ м};$$

b_2 - ширина колеса на виході, що включає в себе й товщину його дисків,

$$b_2 = 0,03 \text{ м.}$$

Коефіцієнт K_R залежить від n_S . При $n_S = 68,2$ $K_R = 0,15$.

Максимальна сила буде на режимі $Q = 0$.

$$R = 0,15 \cdot 1 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 80 \cdot 0,26 \cdot 0,03 = 918 \text{ Н.}$$

3.6 Розрахунки насоса на кавітацію

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

Мінімальний кавітаційний запас визначається за формулою [1]:

$$\Delta h = \lambda_1 \frac{v_0^2}{2g} + \lambda_2 \frac{W_1^2}{2g}, \quad (3.19)$$

де λ_1 і λ_2 – коефіцієнти;

v_0 – 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 і λ_2 ухвалюють рівними:

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

Швидкість $v_0 = 4,66 \text{ м/с}$.

Відносна швидкість на вході

$$W_1 = \sqrt{U_1^2 + v_{m1}^2}, \quad (3.20)$$

де U_1 – окружна швидкість на вході в колесо;

v_{m1} – меридіанна складова абсолютної швидкості.

Окружна швидкість на вході колеса

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}, \quad (3.21)$$

де D_1 – діаметр середньої точки на вході в колесо.

$$D_1 = 0,8D_0; \quad D_1 = 0,8 \cdot 0,100 = 0,008 \text{ м.}$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,08 \cdot 3000}{60} = 12,6 \text{ м/с.}$$

Меридіанна складова абсолютної швидкості v_{m1} :

$$v_{m1} = \psi_1 \cdot v_0, \quad (3.22)$$

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

При $\psi_1 = 1,3$:

$$v_{m1} = 1,3 \cdot 4,66 = 6,0 \text{ м/с.}$$

$$W_1 = \sqrt{12,6^2 + 6,0^2} = 13,9 \text{ м/с.}$$

Кавітаційний запас

$$\Delta h = 1,2 \cdot \frac{4,66^2}{2 \cdot 9,81} + 0,3 \cdot \frac{13,9^2}{2 \cdot 9,81} = 4,3 \text{ м.}$$

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності

$$C = \frac{5,62 \cdot n \sqrt{Q}}{\Delta h^{3/4}}, \quad (3.23)$$

$$C = \frac{5,62 \cdot 3000 \cdot \sqrt{100}}{60 \cdot 4,3^{3/4}} = 942.$$

Отримане значення $C = 942$ показує, що насос має гарні кавітаційні якості [3].

4 ВИБІР КІНЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВАЛА

4.1 Вибір типу ущільнення

Кінцеві ущільнення передбачаються для ущільнення вала насоса в місці виходу його з корпусу й запобігають витокам перекачувальної рідини з насоса.

За умовами роботи хімічного насоса найбільш доцільне застосування торцевого ущільнення. Торцеві ущільнення мають ряд переваг: забезпечують практично повну герметичність, нормально працюють при підвищеній вібрації й не вимагають догляду.

У конструкції насоса застосоване одинарне торцеве ущільнення (рис. 4.1).

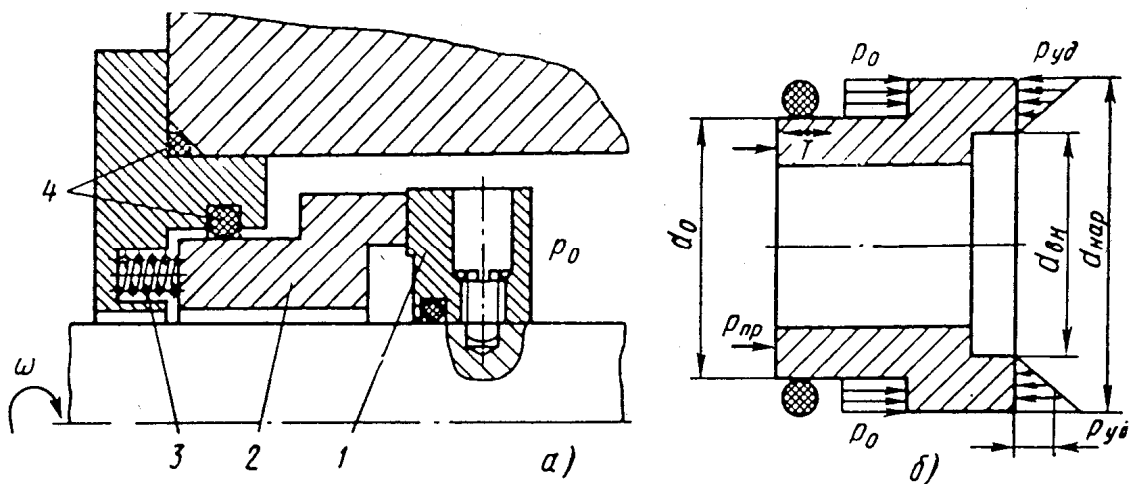


Рисунок 4.1 – Торцеве ущільнення [1]

5 РОЗРАХУНКИ НА ВИБІР ДВИГУНА

5.1 Вибір двигуна

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

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

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 100 \cdot 80}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,66} = 33,0 \text{ кВт,}$$

$\eta = 0,66$ – ККД насоса в робочій точці характеристики.

Потужність електродвигуна

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

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

Ухвалюємо $K = 1,1$.

$$N_{\text{эд}} = 1,1 \cdot 33,0 = 36,3 \text{ кВт.}$$

При роботі насоса на рідині з $\rho = 1100 \text{ кг/м}^3$ потужність насоса рівна:

$$N = \frac{1100 \cdot 9,81 \cdot 100 \cdot 80}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,66} = 36,3 \text{ кВт.}$$

Потужність двигуна $N_{\text{эд}} = 1,1 \cdot 36,3 = 40,0 \text{ кВт.}$

Для привода насоса вибираємо електродвигун 4AM200L2 з параметрами [14]:

Потужність – 45 кВт;

Напруга – 380 / 660 В;

Частота обертання (синхронна) – 3000 об/хв.

6 ВИЗНАЧЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ СКЛАДАЛЬНИХ ОДИНИЦЬ І ДЕТАЛЕЙ НАСОСА

6.1 Розрахунки реакцій в опорах вала

У конструкції насоса X 100-80 у передній опорі А встановлений роликівий радіальний підшипник 2309, в опорі В встановлено два кулькові радіально-упорні підшипники 66409. Схема навантаження вала показана на рис. 6.1.

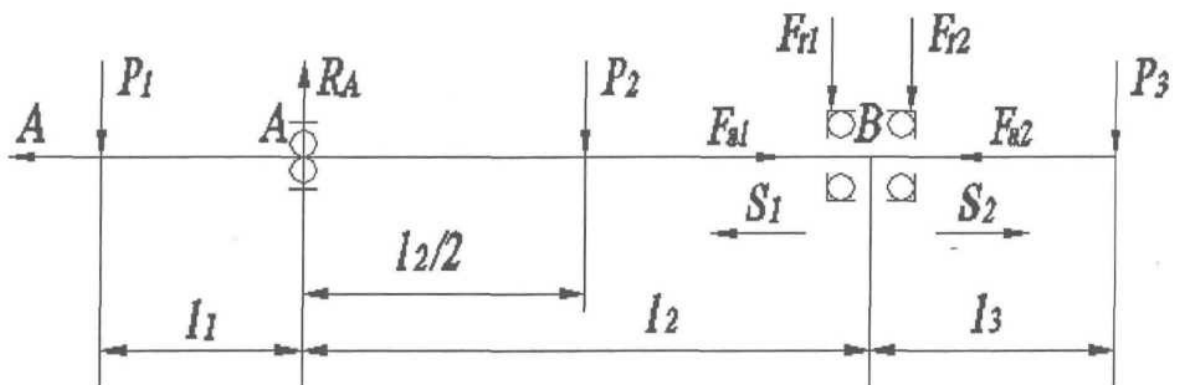


Рисунок 6.1 – Схема навантаження вала

При даній схемі навантаження осьове навантаження буде сприйматися 1-м підшипником опори А.

Уважаємо, що радіальне навантаження в опорі В розподіляється рівномірно на обидва підшипника.

$$F_{r1} = F_{r2} \text{ або } F_r = F_{r1} + F_{r2} = R_B$$

Навантаження P_1 визначається з виразу

$$P_1 = G_K + \frac{1}{3} G_{16} + R, \quad (6.1)$$

де G_K - вага робочого колеса, Н;

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

R - радіальна сила, Н.

$$G_K = 80 \text{ Н}; \quad G_{1\phi} = 19 \text{ Н}; \quad R = 918 \text{ Н}.$$

$$P_1 = 80 + \frac{1}{3} \cdot 19 + 918 = 1004 \text{ Н}.$$

Навантаження P_2 :

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

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

$$G_{2\phi} = 25,5 \text{ Н}; \quad P_2 = 0,625 \cdot 25,5 = 16 \text{ Н}.$$

Навантаження P_3 :

$$P_3 = G_{\text{ПМ}} + \frac{1}{3} G_{3\phi}, \quad (6.3)$$

де $G_{\text{ПМ}}$ - вага напівмуфти; $G_{3\phi}$ - вага вала на ділянці l_3 , Н.

$$G_{\text{ПМ}} = 44 \text{ Н}; \quad G_{3\phi} = 9,6 \text{ Н}.$$

$$P_3 = 44 + \frac{1}{3} \cdot 9,6 = 47 \text{ Н}.$$

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: $l_1 = 0,20$ м; $l_2 = 0,17$ м; $l_3 = 0,10$ м.

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

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

$$R_B = \frac{1004 \cdot 0,20 - 47 \cdot (0,17 + 0,10) - 16 \cdot \frac{0,17}{2}}{0,17} = 1098 \text{ Н.}$$

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

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

$$R_A = \frac{16 \cdot 0,17 / 2 + 1004 \cdot (0,20 + 0,17) - 47 \cdot 0,10}{0,17} = 2174 \text{ Н.}$$

6.2 Розрахунки довговічності підшипників

У радіально-упорних підшипниках 66409 виникають осьові складові сил S_1 і S_2 , викликані дією радіальних сил Fr_1 і Fr_2 .

Статична вантажопідйомність підшипника

$$C = 50000 \text{ Н.}$$

Динамічна вантажопідйомність

$$C_d = 65000 \text{ Н.}$$

Складові осьові сили обчислюють за формулами

$$\left. \begin{array}{l} S_1 = e' fr_1; \\ S_2 = e' fr_2. \end{array} \right\} , \quad (6.8)$$

де e' – допоміжний коефіцієнт для визначення осьових сил.

Для шарикопідшипників виконання 66000, що мають кут контакту $\alpha = 36^\circ$, значення e' рівне [7].

$$e' = 0,95.$$

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_r}{2} = \frac{R_B}{2} .$$

$$F_{r1} = \frac{1098}{2} = 549 \text{ Н.}$$

Тоді $S_1=S_2$.

$$S_1=0,95 \cdot 549 = 522 \text{ Н;}$$

$$S_2 = 522 \text{ Н.}$$

Умова рівноваги вала й додаткові умови

$$\left. \begin{array}{l} T - Fa_1 + Fa_2 = 0 \\ Fa_1 \geq S_1; Fa_2 \geq S_2 \end{array} \right\} \quad (6.9)$$

Ухвалюємо $Fa_2=S_2$ і обчислюємо

$$Fa_1 = T + Fa_2; \quad (6.10)$$

$$Fa_1 = 5388 + 522 = 5910 \text{ Н.}$$

Обчислюємо

$$Fa_{1-S1} = 5910 - 522 = 5388 \text{ Н.}$$

Оскільки $Fa_{1-S1} > 0$, осьові сили в опорах будуть рівні

$$Fa_1 = T + S_2; \quad Fa_2 = S_2. \quad (6.11)$$

$$Fa_1 = 5910 \text{ Н; } Fa_2 = 522 \text{ Н.}$$

За схемою навантаження вала найбільш навантаженим буде підшипник 1 опори В.

Перевіряємо його на довговічність.

Для підшипника 66409 динамічна вантажопідйомність $C_d=65000$ Н; статична $C = 50000$ Н.

Розрахункова довговічність підшипника [7]:

$$Lh = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^3, \quad (6.12)$$

де C – динамічна вантажопідйомність підшипника, Н;

P – еквівалентне динамічне навантаження, Н.

Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник

$$P = (XVFr_1 + YFa_1) \cdot K_T K_\delta. \quad (6.13)$$

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

Радіальна й осьова сили, що діють на підшипник:

$$Fr_1 = 549 \text{ Н}; \quad Fa_1 = 5910 \text{ Н}.$$

Визначаємо відношення осьового навантаження до радіального:

$$\frac{Fa_1}{VFr_1} = \frac{5910}{1 \cdot 549} = 10,8.$$

Визначаємо відношення

$$\frac{Fa_1}{C_o} = \frac{5910}{50000} = 0,12.$$

При цьому $e = 0,95$.

Т.к. $Fa_1 / V \cdot Fr_1 > e$, то коефіцієнт радіального навантаження $X = 0,37$.

Коефіцієнт осьового навантаження Y :

$$Y = 0,66.$$

Динамічне навантаження

$$P = (0,37 \cdot 1 \cdot 549 + 0,66 \cdot 5910) \cdot 1 \cdot 1,2 = 4104 \text{ Н}.$$

Розрахункова довговічність підшипника

$$Lh = \frac{10^6}{60 \cdot 3000} \cdot \left(\frac{65000}{4104} \right)^3 = 22000 \text{ ч}.$$

Підшипник 409 задовольняє необхідним показникам надійності.

6.3 Розрахунки вала на статичну міцність

Розрахунки проводимо за методикою [6].

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

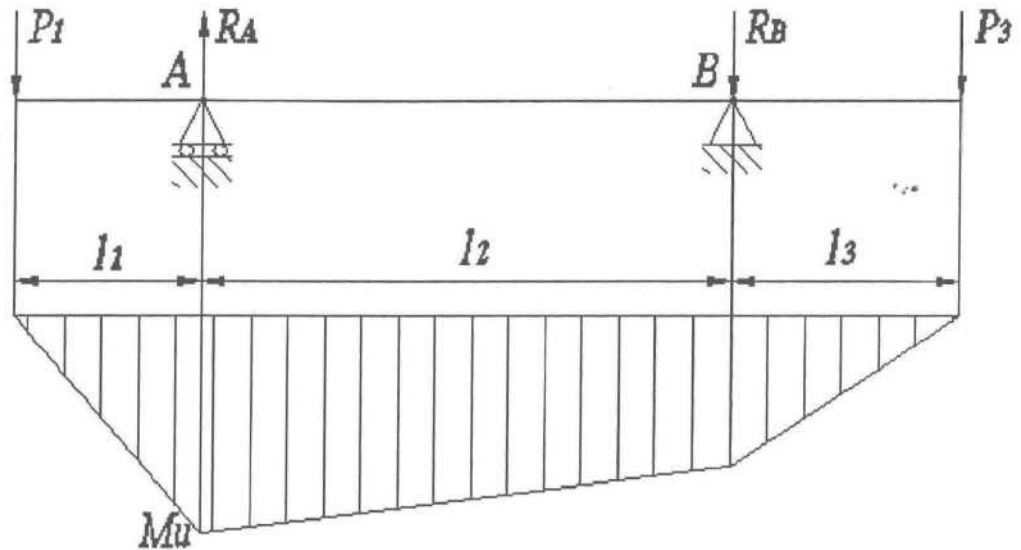


Рисунок 6.2 – Епюра згинальних моментів

Визначимо максимальний згинальний момент у перетині А

$$M_u = P_1 \cdot l_1, \quad (6.14)$$

$$P_1 = 1004 \text{ Н}; \quad l_1 = 0,20 \text{ м};$$

$$M_u = 1004 \cdot 0,20 = 201 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Найбільший крутний момент на валу

$$M_{KP} = 9551 \cdot \frac{N}{n}, \quad (6.15)$$

де N – потужність насоса; N = 33 кВт.

$$M_{KP} = 9551 \cdot \frac{33}{3000} = 105 \text{ Нм}$$

Момент опору перетину вала в точці А:

$$W_H = 0,1d^3, \quad (6.16)$$

де $d = 45$ мм – діаметр вала під підшипником.

$$W_H = 0,1 \cdot 0,045^3 = 9,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Момент опору крутінню

$$W_{KP} = 0,2d^3, \quad (6.17)$$

$$W_{kp} = 0,2 \cdot 0,045^3 = 18,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Напруга вигину

$$\sigma_H = \frac{M_u}{W_H}, \quad (6.18)$$

$$\sigma_H = \frac{201}{9,1 \cdot 10^{-6}} = 22,1 \cdot 10^6 \text{ Па} = 22,1 \text{ МПа.}$$

Напруга крутіння

$$\tau_{KP} = \frac{M_{KP}}{W_{KP}}, \quad (6.19)$$

$$\tau_{KP} = \frac{105}{18,2 \cdot 10^{-6}} = 5,8 \cdot 10^6 \text{ Па} = 5,8 \text{ МПа.}$$

Еквівалентна напруга

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma_H^2 + 3\tau_{\text{КР}}^2}, \quad (6.20)$$

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{22,1^2 + 3 \cdot 5,8^2} = 24,3 \text{ МПа.}$$

Матеріал вала – Сталь 40;

Границя текучості $\sigma_T = 330$ МПа.

Запас міцності по границі текучості

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{ЭКВ}}}, \quad (6.21)$$

$$n_T = \frac{330}{24,3} = 13,6.$$

Умова міцності виконується.

6.4 Розрахунки шпонкового з'єднання вала з колесом

Основні вихідні дані для розрахунків:

Матеріал вала – Сталь 40.

Границя текучості - $\sigma_T = 330$ МПа.

Матеріал шпонки – сталь 30Х13.

Границя текучості - $\sigma_T = 735$ МПа.

Матеріал колеса – 20Х13Л.

Границя текучості - $\sigma_T = 440$ МПа.

Крутний момент на валу

$$M_{\text{КР}} = 105 \text{ Нм.}$$

При розрахунках шпонкового з'єднання вала з колесом визначальним є напруга зминання

$$\sigma_{CM} = \frac{2M_{KP}}{d \cdot l_p \cdot t_2}, \quad (6.22)$$

де l_p – робоча довжина шпонки;

t_2 - глибина врізання шпонки в колесо;

d - діаметр вала.

Розмір шпонки під колесом, мм: $b \times h \times l=10 \times 8 \times 56$.

$$d = 32 \text{ мм}; \quad l_p = l - e = 56 - 10 = 46 \text{ мм}; \quad t_2 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 8 = 3,2 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{CM} = \frac{2 \cdot 105}{0,032 \cdot 0,046 \cdot 0,0032} = 44,6 \cdot 10^6 \text{ Па} = 44,6 \text{ МПа}.$$

Допустиму напругу зминання обчислюємо для матеріалу вала, що має найнижчу границю текучості.

Допустиме напруження зминання

$$[\sigma_{CM}] = 0,56 \cdot \sigma_T. \quad (6.23)$$

Для матеріалу вала

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

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

Умова міцності на зминання виконується.

7 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

7.1 Оцінка життєвого циклу насоса

В оцінці насосного встаткування використовується методика оцінки вартості його життєвого циклу. Аналіз усіх витрат, пов'язаних з експлуатацією насосного встаткування, починаючи з його придбання, монтажу, налагодження, капітальних витрат на будівництво, витрат на електроенергію, обслуговування і т.д., і аж до його утилізації. Методика допомагає споживачеві прийняти оптимальне рішення при виборі насосного встаткування.

Ціна життєвого циклу (LCC) = ціна насоса + ціна спожитої електроенергії + ціна сервісу.

Кожний вид витрат для різних типів насосного встаткування різний. Параметрами, які впливають на вартість життєвого циклу насоса, є: енергоспоживання, термін служби й початкова вартість (рис. 7.1).



Рисунок 7.1 – Життєвий цикл насоса:

вартість –10%; тех. обслуговування –5%; електроенергія – 85%

Розрахунок вартості життєвого циклу насоса залежить від коректності вихідних даних і даних про енергоспоживання насоса,

оскільки витрати на електроенергію становлять найбільшу частину в LCC практично для всіх насосів.

При оцінці енергоспоживання насосного встаткування не можна розглядати насос у відриві від мережі, на яку він працює. Енергоефективність насосної системи багато в чому визначається правильністю вибору насоса з необхідними параметрами подачі й напору, що забезпечить роботу насоса в межах робочого діапазону з максимальним ККД.

У якості вихідних даних у розрахунках ураховуються витрати на придбання встаткування, вартість монтажу насоса й витрати на електроенергію. Оскільки повний термін служби насоса у великому ступені залежить від умов експлуатації, то справедливо за розрахунковий період брати гарантійні строки експлуатації встаткування.

Після закінчення гарантійного строку умовно передбачається заміна насоса й, відповідно, додаткові витрати на придбання нового насоса і його монтаж [12].

8 ОХОРОНА ПРАЦІ

8.1 Основні вимоги до експлуатації й обслуговуванню хімічних насосів

1 Загальні вимоги

- 1 Електронасосний агрегат повинен відповідати вимогам безпеки за ГОСТ 12.2.003- 91.
- 2 При експлуатації агрегат повинен бути заземлений. Заземлення за ГОСТ 12.1.030-81.
- 3 При роботі агрегату всі обертові частини агрегату повинні бути обгороджені.
- 4 Робота електронасосного агрегату без запірної арматури на лініях усмоктування й нагнітання не допускається.
- 5 Усі запірні пристрої й арматура перед монтажем, а також після кожного ремонту повинні підлягати випробуванню на герметичність і міцність пробним тиском за ГОСТ 356-80.
- 6 Пуск агрегату без попереднього заповнення рідиною, що перекачується, не допускається. Пуск насоса повинен здійснюватися при закритій засувці при нагнітанні. Час роботи насоса при закритій засувці не повинне перевищувати 2-х хвилин.
- 7 При проведенні ремонтних робіт двигун повинен бути повністю відключений від електричного ланцюга.
- 8 При роботі насосного агрегату необхідно стежити за температурою деталей насоса (корпуса ущільнення, підшипників). Торкання обертового вала об нерухливі деталі й нагрівання при цьому деталей за рахунок тертя неприпустимі.

- 9 Регулярно контролювати витік рідини, що перекачується, через ущільнення. У випадку виявлення витоків, більш припустимих, негайно зупинити насосний агрегат і усунути несправність.
- 10 Пуск електронасосного агрегату після монтажу або капітального ремонту повинен бути здійснений після перевірки безпеки його експлуатації.
- 11 На робочих місцях у виробничих приміщеннях при експлуатації електронасосних агрегатів повинні бути, при необхідності, передбачені заходи щодо зниження шуму й вібрації.
- 12 При виконанні ремонтних робіт двигун повинен бути відключений від джерела електричного струму, при цьому повинні бути вжиті заходи, що виключають можливість його включення, у тому числі й випадкового, до закінчення всіх робіт.
- 13 Тривала й безперебійна робота насосів у значній мірі залежить від правильного їхнього складання й уважного догляду за ними. Під час роботи насоса необхідно перевіряти:
- а) періодично показання манометра й вакуумметра;
 - б) температуру підшипників, яка не повинна перевищувати 82°C ;
 - в) середньоквадратичне значення віброшвидкості, заміряне на корпусі підшипника насоса й електродвигуна, не повинне перевищувати $4,5\text{ мм/с}$;
 - г) зовнішні витoki через торцеві ущільнення не повинні перевищувати $5 \times 10^{-6}\text{ м}^3/\text{год}$. При збільшенні зовнішніх витоків необхідно зробити відновлення шорсткості й площинності ущільнюючих поверхонь кілець пари тертя шляхом їхнього притирання. Доведення виконують до одержання рівної матової поверхні.
 - д) зовнішні витoki через сальникові ущільнення не повинні перевищувати $3 \times 10^{-3}\text{ м}^3/\text{год}$.

- 14 Обслуговування агрегату періодичне. Управління агрегату дистанційне й (або) з місцевого щита. Періодичне обслуговування агрегату повинне проводитися із застосуванням індивідуальних засобів захисту органів слуху протягом часу не більш 15 хв. у зміну (8 годин).
- 15 Після виробітку повного терміну служби, насос, якщо він не підлягає відновленню, повинен бути утилізований. У своєму составі насос не містить небезпечних і шкідливих матеріалів і повністю підлягає утилізації без розбирання на складові частини. Утилізація двигуна здійснюється згідно з його супровідною документацією.
- 16 На місці експлуатації агрегат повинен бути оснащений засобами захисту від роботи в нерозрахованих режимах і контрольно-вимірювальними приладами.
- 17 Приміщення й місця експлуатації агрегатів повинні бути забезпечені системою запобігання й гасіння пожежі.

2 Вказівки по монтажу, пуску й обкатуванню насоса. Заходи безпеки

1. До монтажу, експлуатації, технічного обслуговування й ремонту електронасоса допускається кваліфікований персонал віком не молодше 18 років, що пройшов відповідно до чинного законодавства попередній при вступі на роботу й періодичний медогляди з обліком шкідливих виробничих факторів, застережених нижче, що володіє досвідом монтажу, експлуатації, технічного обслуговування й ремонту електронасосів, а також вивчив посібник з експлуатації. Монтаж електронасоса, виконання робіт з технічного обслуговування й ремонту необхідно проводити відповідно до посібника з експлуатації.

2. Вимоги безпеки при вантажно-розвантажувальних роботах за ГОСТ 12.3.009-76, ГОСТ 12.03.020-80. Вантажно-розвантажувальні роботи слід робити у відповідності зі схемою стропування зазначеної на габаритному кресленні. Забороняється піднімати агрегат за вал насоса. У конструкції фундаментних плит агрегатів передбачені спеціальні строповочні вікна. Стропити агрегат за патрубки насоса й інші виступаючі частини забороняється.

3. При будівництві, розширенні, технічному переозброєнні, модернізації, реконструкції об'єктів, де застосовуються електронасоси, повинна залучатися проектна організація для розробки проекту прив'язки встаткування до промислових площ замовника відповідно до вимог діючих стандартів, норм і правил, а також експлуатаційної документації на електронасос.

Електронасос повинен бути встановлений з урахуванням зручності й безпечного ведення монтажних робіт, експлуатації й обслуговування. Відстань від стін і іншого встаткування повинне відповідати діючим нормам. При пусках і експлуатації біля електронасоса не повинні перебувати сторонні предмети, що заважають нормальному його обслуговуванню.

4. Підйом і опускання електронасоса повинне здійснюватися вантажопідйомним пристроєм, номінальною вантажопідйомністю не менш ваги електронасоса. Не допускається транспортування агрегату, заповненого рідиною, що перекачується.

5. Забороняється пуск агрегату в роботу без попереднього заповнення його рідиною й без підведення запірної води в торцеве ущільнення насоса.

6. Перед пуском необхідно перевірити обертання ротора насоса. Напрямок обертання зазначений стрілкою, розташованою на опорі корпуса

або насоса. подача робочої рідини в торцеве ущільнення повинна припинитися тільки після зняття тиску в корпусі насоса.

7. При працюючому агрегаті забороняється підтягувати сальникове ущільнення й усувати які-небудь неполадки.

8. Перед тем як приступитися до робіт з ремонту електронасоса він повинен бути відключений від електричної мережі, запірні арматури на вхідному й напірному трубопроводах закрита, вода, що залишилася, злита.

9. Ремонт електронасоса повинен проводитися в приміщеннях задовольняючих вимогам ГОСТ 12.1.003-83 і ГОСТ 12.1.012-90.

10. Мікроклімат непостійної робочої зони в холодний і теплий періоди року при технічному обслуговуванні електронасоса повинен відповідати категорії робіт по навантаженню Па, при проведенні ремонтних робіт - Пб відповідно до ГОСТ 12.1.005-88.

11. Виконання робіт при технічному обслуговуванні електронасоса відноситься до розряду V, підрозряду «б» зорових робіт, при проведенні ремонтних робіт - розряду V, підрозряду «в» зорових робіт згідно СНіП II-4-79 «Природне й штучне освітлення» (у редакції 1991 р.).

Переважне використання джерела освітлення - лампи розжарювання. Визначення мінімальних рівнів освітленості повинне проводитися згідно СНіП 11-4-79.

12. Категорія вібрації -3, тип «а» відповідно до ГОСТ 12.1.012-90.

13. Приміщення, у якому буде проводитися ремонт електронасоса, повинне бути обладнане знаками безпеки відповідно до ГОСТ 12.4.026-76.

14. Підключення електронасоса до мережі і його експлуатація повинні проводитися відповідно до «Правил технічної експлуатації електроустановок споживачів» і «Правилами техніки безпеки при експлуатації електроустановок споживачів» (ПТЕ й ПТБ).

15. Для огляду, контролю й у випадку ремонту потрібно забезпечити максимальний вільний простір над двигуном електронасоса.

ВИСНОВКИ

У бакалаврській роботі розроблена конструкція одноступінчастого горизонтального хімічного насоса з параметрами: подача $Q = 100 \text{ м}^3/\text{год}$; напір $H = 80 \text{ м}$.

У розрахунково-пояснювальній записці дане обґрунтування вибору конструктивної схеми насоса, описана його конструкція, виконані гідравлічні розрахунки розмірів робочого колеса, гідродинамічних сил, розрахунки на кавітацію.

Обраний тип двигуна насоса.

Проведені механічні розрахунки вала, шпонкового з'єднання, підшипників.

В економічній частині проаналізована оцінка життєвого циклу насоса.

У розділі охорони праці розглянуті вимоги до експлуатації й обслуговуванню хімічних насосів.

Обсяг графічного матеріалу – 4 аркуші ф. А1.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – Москва : Машиностроение, 1977. – 288 с.
2. Конструкция и расчет насосов высокого давления / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – Москва : Машиностроение, 1971. – 304 с.
3. 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.
4. Бакланов Н. А. Насосы в химической промышленности / Н. А. Бакланов. – 2-е изд., перераб. – Ленинград : Химия, 1977. – 71 с.
5. Общетехнический справочник / Е.А. Скороходов и др. – 4-е изд., – М.: Машиностроение, 1990.
6. 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.
7. Иванов М. Н. Детали машин: учеб. для студентов высш. техн. учеб. заведений.– М.: Высш. шк., 1991.
8. ГОСТ 12.0.003-74 «Система стандартов безопасности труда. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация».
9. Долин П.А. Справочник по технике безопасности. – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 824 с.
10. Средства защиты в машиностроении. Расчет и проектирование: справочник / под общ. ред. С. В. Белова. – М.: Машиностроение, 1989. – 360 с.
11. Химические насосы, насосы для химической промышленности [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу:
http://www.ence-pumps.ru/himicheskie_nasosy.php.

12. Новые ресурсосберегающие продукты ИТТ [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу:
<http://www.rosdiler-electro.ru/files/doklad2010.pdf>.
13. Насос типа X [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу:
<http://promsnab.kiev.ua/nasos-x>
14. Электродвигатели 4А, 4АМ [Электронный ресурс]. – Режим доступа к ресурсу: <http://electronpo.ru/electrodvigateli-4a-4am>.
15. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи бакалавра / укладачі: В. Ф. Герман, О. Г. Гусак, В. О. Панченко. – Суми : Сумський державний університет, 2018. – 32 с.