

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЦЗДВН
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

ВИПУСКНА РОБОТА БАКАЛАВРА

На тему «Розробка трьох гвинтового насоса на параметри: тиск 4550166 Па, число обертів 1600об/хв., витрати 0,003929 м³/сек.»

Зі спеціальності 131 «Прикладна механіка» (Освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика»)

Виконавець роботи Костенко Сергій Сергійович
прізвище, ім'я, по-батькові

Підпис, дата

Науковий керівник
к.т.н, доц. Ігнат'єв О.С

науковий ступінь, вчене звання
прізвище, ім'я, по-батькові

підпис, дата

Суми 2021 р.

Сумський державний університет
Факультет ТеСЕТ _____

Кафедра ПГМ _____

Спеціальність 131 – Прикладна механіка

ЗАТВЕРДЖУЮ
Зав. кафедрою ПГМ
_____ І.О.Ковальов
« ____ » _____ 2021р.

ЗАВДАННЯ
на бакалаврську кваліфікаційну роботу студентіві
Костенко Сергію Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Розробка трьох гвинтового насоса

затверджена наказом по університету від" _____ р. № _____

2. Термін здачі студентом закінченої роботи _____

3. Вихідні дані до роботи: тиск 4550166 Па, число обертів 1600 об/хв,
витрати 0,003929 м³/сек .

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які необхідно вирішити): будова та принцип дії.

Гідравлічні розрахунки: гвинтів,

патрубків, каналів, ущільнення, клапана, дроселя, тиска на обойму поршень.

Розрахунки на міцність: шпонки, корпусу, кришки, болтів, вала, підшипника

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): складальне креслення насоса;
деталювання.

Зміст

Технічне завдання	
Реферат	
Вступ	5
1.Конструкція насосу та принцип дії	6
2.Гідравлічні розрахунки:	12
2.1 Розрахунок гвинтів трьохгвинтового насоса;	12
2.2 Профілювання гвинтів насосу.	16
3.Розрахунки ведучого гвинта.	19
4.Розрахунок переливного клапану.	26
5.Розрахунки на міцність:	31
-розрахунок підшипника;	
-розрахунок товщини кришки;	
-розрахунок товщини корпусу;	
-розрахунок шпильки.	
6.Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.	35
Література	46

					<i>131.01.BP.000.00</i>		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Костенко			Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Ігнат'єв					
Реценз.					Пояснювальна записка <i>СумДУ ГМЗ-71с</i>		
Н. Контр.							
Затверд.							

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка:

- Сторінок 46
- рисунків 9
- таблиць
- літературні джерела 7

Тема роботи Розробка трьох гвинтового насосу

Графічні матеріали Складальні креслення агрегата,насоса,корпуса.

Мета роботи: підтвердження працездатності насосу.

Відповідно до поставленої мети виконані розрахунки:

- розрахунок гвинтів трьох гвинтового насоса;
- профілювання гвинтів насосу;
- розрахунки ведучого гвинта;
- розрахунок переливного клапану;
- розрахунок підшипника;
- розрахунок корпусу;
- розрахунок кришки;
- розрахунок шпильки;

Ключові слова:

ведучий гвинт, ведений гвинт, профілювання, клапан, підшипник, пружина , корпус, кришка.

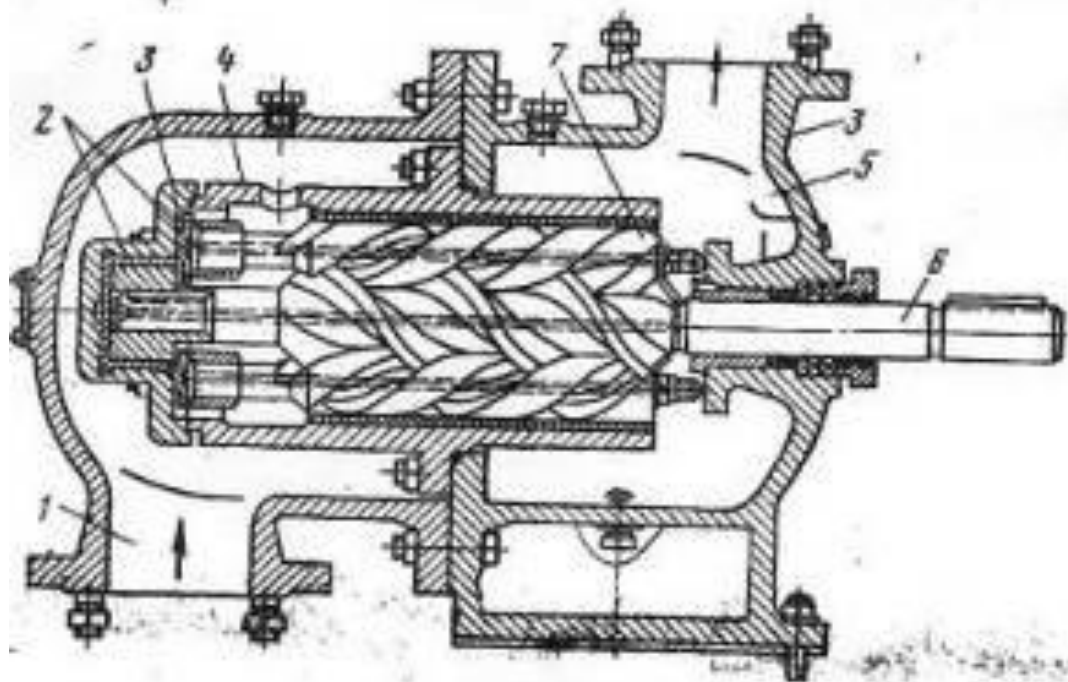


Рис. 2. Трѐх гвинтовий горизонтальний насос

Инв. №подл.	Подп. и дата	Взаим. инв.	Инв. №дубл.	Подп. и дата

Из	Лис	№ докум.	Подп.	Дат

Лис

8

середню швидкість п'яти, яка обертається сумісно з валом, та нерухомим підп'ятником. Для того щоб тиск не став більшим припустимого крізь канал в кришці рідини поступає до кулькового клапану, і далі на всмоктування. Розміри каналу клапана та сідла зумовлені тиском в порожнині, та кількістю рідини, яка протікає крізь ущільнення на утовщенні ведучого гвинта. Сідло клапана виготовляють з противдарного матеріалу як окрему деталь.

При відкритті клапану кулька повинна рухатися з швидкістю не більше критичної швидкості стиснення витків пружини, щоб уникнути ударів витків. Виходячи з того що критична швидкість залежить від матеріалу пружини, модуля зсуву, та класу пружини, швидкість руху кульки становить менша, або таку ж величину. Знаючи швидкість руху кульки та витрати крізь канал, можливо вирахувати розміри кульки та зовнішній діаметр пружини.

По зусиллю, яке витримує пружина при згиненому клапані, та в робочому стані, можливо знайти діаметр проволочки. По справочним даним, знаючи жорсткість одного витка аналогічної пружини, знаходимо кількість витків та висоту пружини.

Знаючи розміри гвинтів, тиск та матеріал знаходимо товщину корпусу, кришки, діаметр шпильок.

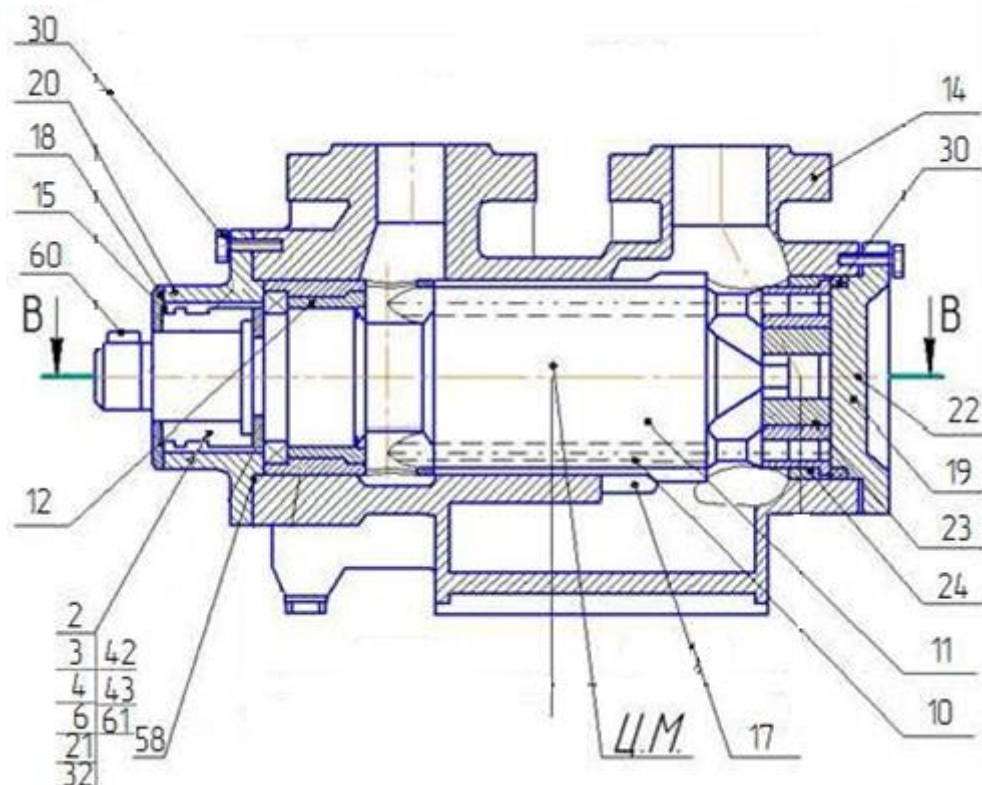


Рис.3 - Схема трьохгвинтового насоса

Инов. №подл.	Подп. и дата
Взаим. инв.	Инов. №дубл.
Подп. и дата	

Из	Лис	№ докум.	Подп.	Дат

2. Гідравлічні розрахунки

2.1 Розрахунок гвинтів трьохгвинтового насоса

Для трьохгвинтового насоса з однобічним підведенням рідини зовнішній діаметр веденого гвинта визначається по формулі.

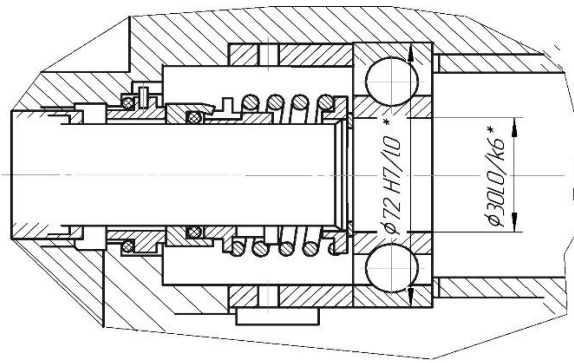


Рис.5.Торцеве ущільнення

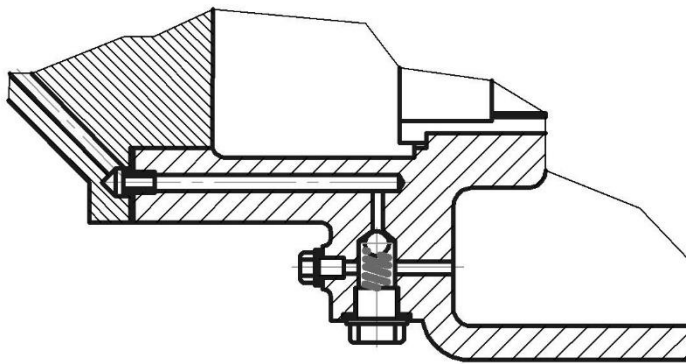


Рис.6.Клапан переливний

$$d_{зв} = \sqrt[3]{\frac{Q_T * 60}{4,15 * n}}; \quad (1)$$

$$d_{зв} = \sqrt[3]{\frac{3,929 * 10^3 * 60}{4,15 * 1600}} = 32 * 10^3 \text{ мм};$$

Инва. №подл.	Подп. и дата
Взаим. инв.	Инва. №дубл.
Подп. и дата	Подп. и дата

Изва	Лис	№ докум.	Подп.	Дат
------	-----	----------	-------	-----

де, Q_T – теоретичні витрати, м³/с;
 $Q_T = 3,929 \cdot 10^3$, м³/с;
 n_p – число обертів об/хв;
 $n_p = 1600$ об/хв.
 $d_{зв}$ – зовнішній діаметр веденого гвинта, мм.
 $d_{зв} = 32$ мм.

Зовнішній діаметр ведучого гвинта:

$$D_{зв} = \frac{5}{3} d_{зв}; \quad (2)$$

$$D_{зв} = \frac{5}{3} \cdot 32 = 53,3 \text{ мм.}$$

де, $D_{зв}$ – зовнішній діаметр ведучого гвинта, мм;
 $d_{зв}$ – зовнішній діаметр веденого гвинта, мм;

Внутрішній діаметр нарізки веденого гвинта:

$$d_B = \frac{1}{3} d_{зв}, \quad (3)$$

$$d_B = \frac{1}{3} \cdot 32 = 10,6 \text{ мм.}$$

де, d_B – внутрішній діаметр нарізки веденого гвинта, мм;

Крок гвинта:

$$t = \frac{10}{3} d_{зв}, \quad (4)$$

$$t = \frac{10}{3} \cdot 32 = 106,6 \text{ мм.}$$

де, t – крок гвинта, мм;

Довжина гвинта:

$$L = z \cdot t, \quad (5)$$

$$L = 2 \cdot 106,6 = 213,2 \text{ мм,}$$

Инва. №подл.	Подп. и дата
Взаим. инв.	Инва. №дубл.
Подп. и дата	

Изва	Лис	№ докум.	Подп.	Дат	Лис
					13

де, $[p]$ - приймальний тиск для Бронзи Бр О \varnothing 10-1

Умова міцності:

$$K_y < [p] \quad (14)$$

$$2404051 < 3846150$$

Умова виконується

2.2 Профілювання гвинтів насосу:

Глибина нарізки, дорівнює різниці зовнішнього R_3 та внутрішнього R_B радіусів гвинта.

Визначення радіуса, точок ділення глибини нарізки:

$$\Delta = R_3 - R_B; \quad (15)$$

$$\Delta = 26,65 - 16 = 10,65 \text{ мм}$$

де, Δ - глибина нарізки, мм;
 R_3 - зовнішній радіус веденого гвинта;
 R_3 - 26,65 мм;
 R_B - внутрішній діаметр веденого гвинта, мм;
 R_B - 16 мм;

Крок розбивки глибини нарізки:

$$\Delta' = \frac{\Delta}{i} \quad (16)$$

$$\Delta' = \frac{10,65}{8} = 1,33 \text{ мм};$$

де, Δ' - крок розбивки глибини нарізки;

i - 8 кіл.

Инва. № подл.	Подп. и дата
Взаим. инв.	Инва. № дубл.
Подп. и дата	

Изва	Лис	№ докум.	Подп.	Дат
------	-----	----------	-------	-----

Визначення радіуса, точок ділення глибини нарізки:

$$R_1 = R_B + n \cdot \Delta', \tag{17}$$

$$\begin{aligned} R_0 &= 16 + 0 \cdot 1,33 = 16 \\ R_1 &= 16 + 1 \cdot 1,33 = 17,33 \\ R_2 &= 16 + 2 \cdot 1,33 = 18,66 \\ R_3 &= 16 + 3 \cdot 1,33 = 19,99 \\ R_4 &= 16 + 4 \cdot 1,33 = 21,32 \\ R_5 &= 16 + 5 \cdot 1,33 = 22,65 \\ R_6 &= 16 + 6 \cdot 1,33 = 23,98 \\ R_7 &= 16 + 7 \cdot 1,33 = 25,31 \\ R_8 &= 16 + 8 \cdot 1,33 = 26,65 \end{aligned}$$

Визначасмо кути розташування точок профелю:

$$\gamma = \arccos \left(\frac{A^2 + R_1^2 - r_3^2}{2 \cdot R_1 \cdot A} \right), \tag{18}$$

$$\begin{aligned} \gamma &= \arccos \left(\frac{32^2 + 16^2 - 16^2}{2 \cdot 16 \cdot 32} \right) = 15,6^\circ \\ \gamma_2 &= 20,8^\circ, \\ \gamma_3 &= 24,146^\circ, \\ \gamma_4 &= 26,38^\circ, \\ \gamma_5 &= 27,92^\circ, \\ \gamma_6 &= 28,95^\circ, \\ \gamma_7 &= 29,59^\circ, \\ \gamma_8 &= 30,6^\circ. \end{aligned}$$

$$\alpha = \arccos \left(\frac{A^2 + r_3^2 - R_1^2}{2 \cdot r_3 \cdot A} \right), \tag{19}$$

$$\begin{aligned} \alpha &= \arccos \left(\frac{32^2 + 16^2 - 16^2}{2 \cdot 16 \cdot 32} \right) = 18,1^\circ, \\ \alpha_2 &= 25,8^\circ, \\ \alpha_3 &= 31,7^\circ, \\ \alpha_4 &= 36,8^\circ, \\ \alpha_5 &= 42,2^\circ, \\ \alpha_6 &= 47,1^\circ, \\ \alpha_7 &= 51,6^\circ, \end{aligned}$$

Инва. №подл.	Подп. и дата
Взаим. инв.	Инва. №дубл.
Подп. и дата	

Из	Лис	№ докум.	Подп.	Дат
----	-----	----------	-------	-----

$$\alpha_8 = 56,6^\circ,$$

$$\beta_1 = \alpha_1 - \gamma_1, \quad (20)$$

$$\beta_1 = 18,1^\circ - 15,6^\circ = 2,5^\circ,$$

$$\beta_2 = 5^\circ,$$

$$\beta_3 = 7,55^\circ,$$

$$\beta_4 = 10,42^\circ,$$

$$\beta_5 = 14,28^\circ,$$

$$\beta_6 = 18,15^\circ,$$

$$\beta_7 = 22,01^\circ,$$

$$\beta_8 = 26^\circ.$$

Инв. №подл.	Подп. и дата	Взаим. инв.	Инв. №дубл.	Подп. и дата						Лис
										18
					Из	Лис	№ докум.	Подп.	Дат	

3. Розрахунки ведучого гвинта

Діаметр напірного патрубку:

$$d_H = \sqrt{\frac{4Q}{\pi[V]_H}}; \quad (21)$$

$$d_H = \sqrt{\frac{4 * 3,929 * 10^{-3}}{3.14 * 1.35}} = 60 * 10^{-3} \text{ мм};$$

де, d_H – діаметр напірного патрубку, мм;
 $[V]_H$ – допустима швидкість;
 $[V]_H = 1,35 \frac{\text{м}}{\text{с}}$;

Діаметр всмоктувального патрубку:

$$d_{BC} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi[V]_{BC}}}; \quad (22)$$

$$d_{BC} = \sqrt{\frac{4 * 3,929 * 10^{-3}}{3.14 * 0,84}} = 77 * 10^{-3} \text{ мм};$$

де, d_{BC} – діаметр всмоктувального патрубку;
 $[V]_{BC}$ – допустима швидкість, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$;
 $[V]_{BC} = 0,84$

Обертальний момент:

$$M = \frac{p * Q * 60}{\eta 2\pi n}; \quad (23)$$

$$M = \frac{4.5 * 10^{-3} * 3,929 * 10^{-3} * 60}{0.75 * 2 * 3.14 * 1600} = 142,33 \text{ Н*м}$$

де, M - обертальний момент;
 η – загальний ККД;
 $\eta = 0,75$

Инва. №подл.	Подп. и дата
Взаим. инв.	Инва. №дубл.
Подп. и дата	Подп. и дата

Из	Лис	№ докум.	Подп.	Дат
----	-----	----------	-------	-----

Діаметр валу:

$$d_{\text{вал}} = \sqrt[3]{\frac{5M}{[\tau]}}; \quad (24)$$

$$d_{\text{вал}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 142,33}{29,1 \cdot 10^6}} = 0,029 \text{ м};$$

де, $d_{\text{вал}}$ – діаметр валу;

Довжина шпоночного пазу:

$$l_{\text{шп}} = \frac{4M}{[\sigma_{\text{зм}}] \cdot d_{\text{вал}} \cdot h_{\text{шп}}}; \quad (25)$$

$$l_{\text{шп}} = \frac{4 \cdot 142,33}{105 \cdot 10^6 \cdot 0,029 \cdot 4 \cdot 10^{-3}} = 0,046 \text{ м}$$

де, $h_{\text{шп}}$ – висота шпонки.

$$h_{\text{шп}} = 4 \cdot 10^{-3}.$$

$[\sigma_{\text{зм}}]$ – допустиме напруження на зминання

$$[\sigma_{\text{зм}}] = 75 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$l_{\text{шп}}$ – довжина шпоночного пазу;

Обертальна швидкість розвантажувального утовщення:

$$V_1 = \frac{d_1 \cdot 2\pi n}{2 \cdot 60}; \quad (26)$$

$$V = \frac{0,055 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 1600}{2 \cdot 60} = 4,6053 \text{ м/с}.$$

де, V_1 - обертальна швидкість розвантажувального утовщення;

Припустимий тиск бронзи Бр ОФ10-1:

$$P_{\text{прип2}} \cdot V_1 = 10^7 \text{ Па} \quad (27)$$

$$P_{\text{прип2}} = \frac{10^7}{4,6} = 2173910 \text{ Па}$$

де, $P_{\text{прип2}}$ - припустимий тиск бронзи Бр ОФ10-1.

Підп. і дата
Инв. №дубл.
Взам. инв.
Підп. і дата
Инв. №подл.

Из	Лис	№ докум.	Подп.	Дат
----	-----	----------	-------	-----

$$f_{ГВ2} = 0,4193 * 32^2 = 4,293 * 10^{-4} \text{ м}^2$$

де, $f_{ГВ2}$ – площа перерізу веденого гвинта;

Об'єм веденого гвинта:

$$V_{ГВ2} = f_{ГВ2} * L_{ГВ2} + \frac{\pi d_3^2}{4} * d_{BC} \quad (36)$$

$$V_{ГВ2} = 4,293 * 10^{-4} * 292,2 * 10^{-3} + \frac{3,14 * (32 * 10)^2}{4} 100 * 10^{-3} = 0.0001873$$

де, $V_{ГВ2}$ – об'єм веденого гвинта;

Маса веденого гвинта:

$$m_{ГВ2} = V_{ГВ2} * \rho_{ст}; \quad (37)$$

$$m_{ГВ2} = 0,0001873 * 7.8 * 10^3 = 1,46 \text{ кг}$$

де, $m_{ГВ2}$ – маса веденого гвинта

Площа гвинта:

$$F_{ГВ} = f_{ГВ1} + 2f_{ГВ2} \quad (38)$$

$$F_{ГВ} = 2,58 * 10^{-3} + 2 * 4,293 * 10^{-4} = 34,386 * 10^{-4} \text{ м}^2$$

де, $F_{ГВ}$ – площа гвинта;

Швидкість гальмування:

$$V_{гал} = \frac{Q}{F_{ГВ}}; \quad (39)$$

$$V_{гал} = \frac{3,929 * 10^{-3}}{34,386 * 10^{-4}} = 1,142 \text{ м/с}$$

де, $V_{гал}$ – швидкість гальмування ;

Довжина шляха гальмування:

$$l_{гал} = 0,5d_3 \quad (40)$$

Инва. №подл.	Подп. и дата
Взаим. инв.	Инва. №дубл.
Подп. и дата	Подп. и дата

Из	Лис	№ докум.	Подп.	Дат
----	-----	----------	-------	-----

$$l_{\text{гал}} = 11 * 10^{-3}$$

де, $l_{\text{гал}}$ – довжина шляха гальмування;

Тиск гальмування ведучого гвинта:

$$\Delta P_{\text{гал}} = \frac{m_{\text{гв1}} \frac{V_{\text{гал}}^2}{2}}{l_{\text{гал}} * \frac{\pi d_3^2}{4}} \quad (41)$$

$$\Delta P_{\text{гал}} = \frac{5,7 * \frac{1,142^2}{2}}{11 * 10^{-3} * \frac{3,14 * 0,022^2}{4}} = 880343,1 \text{ Па}$$

де, $\Delta P_{\text{гал}}$ – тиск гальмування ведучого гвинта
 $l_{\text{гал}}$ – довжина шляха гальмування

Діаметр отвору діафрагми ведучого гвинта:

$$d_{\text{діафр1}} = d_2 \sqrt{\frac{V_{\text{гал}}}{\mu \sqrt{\frac{2 \Delta P_{\text{гал1}}}{\rho}}}}; \quad (42)$$

$$d_{\text{діафр1}} = 22 \sqrt{\frac{1,172}{0,82 \sqrt{\frac{2 * 880343,1}{1000}}}} = 4,05 \text{ Па}$$

де, $d_{\text{діафр1}}$ – діаметр отвору діафрагми ведучого гвинта
 μ – коефіцієнт витрат діафрагми

$$\mu = \sqrt{\frac{1}{1,5}} = 0,82$$

ρ – щільність води;

$$\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$$

Тиск гальмування веденого гвинта:

$$P_{\text{гал2}} = \frac{m_{\text{гв2}} \frac{V_{\text{гал}}^2}{2}}{l_{\text{гал}} \frac{\pi d_2^2}{4}}; \quad (43)$$

Инва. №подл.	Взаим. инв.	Инва. №дубл.	Подп. и дата

Из	Лис	№ докум.	Подп.	Дат

$$d_{\text{кан}} = \sqrt{\frac{4 * 3,1 * 10^{-6}}{3,14 * 5}} = 0,0008$$

де, $d_{\text{кан}}$ – діаметр каналу;
 $[V]$ – припустима швидкість в каналі
 $[V] = 5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$;

Критична швидкість руху кільця пружини:

$$V_{\text{кр}} = \frac{\tau_{\text{зд}} b_{\text{п}}}{\sqrt{2G\rho_{\text{ст}}}}; \quad (52)$$

$$V_{\text{кр}} = \frac{630 * 10^6 * 0,1}{\sqrt{2 * 8 * 10^{10} * 8 * 10^3}} = 1,76 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

де, $V_{\text{кр}}$ – критична швидкість руху кільця пружини;
 $\tau_{\text{зд}}$ – напруження здвигу;
 $\tau_{\text{зд}} = 630 \text{ МПа}$;
 G – модуль здвигу;
 $G = 8 * 10^{10} \text{ Па}$;
 $\rho_{\text{ст}}$ – щільність сталі;
 $\rho_{\text{ст}} = 8 * 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;
 $b_{\text{п}}$ – розмір зазора;
 $b_{\text{п}} = 0,1 \text{ мм}$

Діаметр кульки:

$$d_{\text{кул}} = \sqrt{\frac{4\Delta Q}{\pi V_{\text{кр}}}}; \quad (53)$$

$$d_{\text{кул}} = \sqrt{\frac{4 * 3,1 * 10^{-6}}{3,14 * 1,76}} = 0,014 \text{ мм}$$

де, $d_{\text{кул}}$ – діаметр кульки;

Втрати підйому кульки:

Ив. №подл.	Подп. и дата
Взаим. инв.	Ив. №дубл.
Подп. и дата	

Ив. №подл.	Подп. и дата	Ив. №дубл.	Подп. и дата
Ив. №подл.	Подп. и дата	Ив. №дубл.	Подп. и дата
Ив. №подл.	Подп. и дата	Ив. №дубл.	Подп. и дата

$$h_k = \frac{\Delta Q}{\pi d_{кул} \mu_k \sqrt{\frac{2 \cdot p'}{\rho}}}; \quad (54)$$

$$h_k = \frac{3,1 \cdot 10^{-6}}{3,14 \cdot 0,0014 \cdot 0,72 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1,9 \cdot 10^6}{1000}}} = 1,5 \cdot 10^{-5}$$

де, $d_{кул}$ – діаметр кульки;
 $d_{кул} = 10 \cdot 10^{-3}$ м;
 μ_k – коефіцієнт витрат кульки;
 $\mu_k = 0,72$;

Сила попередньої деформації пружини:

$$p_1 = \frac{\pi d_c^2}{4} \cdot p'; \quad (55)$$

$$p_1 = \frac{3,14 \cdot 0,008^2}{4} \cdot 1,9 \cdot 10^6 = 95,4 \text{ Н}$$

де, p_1 – сила попередньої деформації пружини;
 $d_c = d_{кан}$;

Сила робоча деформації пружини:

$$p_2 = \frac{\pi d_{кул}^2}{4} \cdot p'; \quad (56)$$

$$p_2 = \frac{3,14 \cdot 0,014^2}{4} \cdot 1,9 \cdot 10^6 = 292,3 \text{ Н};$$

де, p_2 – сила робоча деформації пружини;

Сила максимальної деформації:

$$p_3 = \frac{p_2}{1 - \beta_n}; \quad (57)$$

$$p_3 = \frac{292,3}{1 - 0,1} = 324,7 \text{ Н};$$

Ив. №подл.	Подп. и дата
Взаим. инв.	Ив. №дубл.
Подп. и дата	

Ив.	Лис	№ докум.	Подп.	Дат
-----	-----	----------	-------	-----

5 Розрахунок на міцність

Підшипник №306, D=30м, ширина=19м, C=2000кгс, C₀=1510кгс.

Еквівалентне статичне навантаження:

$$P_0 = xF_r + F_a * y; \quad (61)$$

$$F_r = P_r = 6527;$$

$$F_a = P_{\text{вісь}} = -176,51;$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{-176,51}{6527} = 0,027;$$

приймаємо x=1, y=0 (якщо <0,5).

$$P_0 = 6527 * 1 + [-176,51] * 0 = 6527;$$

де, P₀ – еквівалентне статичне навантаження;

P_r – радіальне зусилля;

P_{вісь} – сумарне вісьове зусилля;

Номінальна довговічність:

$$L = \left(\frac{c}{P_0}\right)^P; \quad (62)$$

$$L = \left(\frac{22000}{6527}\right)^3 = 38,29 \frac{\text{об}}{\text{хв}};$$

де, L – номінальна довговічність;

c – статичне навантаження підшипника;

Годинна довговічність:

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n}; \quad (63)$$

Підп. и дата
Инва. №дубл.
Взам. инв.
Подп. и дата
Инва. №подл.

Из	Лис	№ докум.	Подп.	Дат
----	-----	----------	-------	-----

Лис

31

$$L_h = \frac{10^6 * 38,29}{60 * 1600} = 399 \text{ год.}$$

де, L_h – годинна довговічність;

Товщина стінки обійми:

$$\delta_0 = 0,1 * 3d_3; \quad (64)$$

$$\delta_0 = 0,1 * 3 * 32 = 9,3 \text{ мм};$$

де, δ_0 – товщина стінки обійми;

Товщина стінки корпусу:

$$\delta_{\text{кор}} = \left(\frac{3d_3}{2} + \delta_0 \right) \sqrt{\left(\frac{[\sigma_p] + 0,4P}{[\sigma_p] - 1,3P} - 1 \right)} + a; \quad (65)$$

$$\delta_{\text{кор}} = \left(\frac{3*32}{2} + 9,3 \right) \left(\sqrt{\frac{250*10^5 + 0,4*4,5*10^6}{250*10^5 - 1,3*4,5*10^6} - 1} \right) + 5 = 15,4 \text{ мм};$$

де, $\delta_{\text{кор}}$ – товщина стінки корпусу;

$[\sigma_p]$ – припустиме напруження на розтягування;

$[\sigma_p] = 250 * 10^5 \text{ Па};$

a – літійний припуск;

$a = 5 \text{ мм};$

Товщина кришки:

$$\delta_{\text{кр}} = \left(\frac{3d_3}{2} + \delta_0 \right) \sqrt{\frac{0,75*P}{[\sigma_p]}}; \quad (66)$$

$$\delta_{\text{кр}} = \left(\frac{3 * 32}{2} + 9,3 \right) \sqrt{\frac{0,75 * 4,5 * 10^6}{250 * 10^5}} = 21 * 10^{-3} \text{ мм};$$

де, $\delta_{\text{кр}}$ – товщина кришки;

Розрахунок шпильки:

Инв.№подл.	Подп. и дата	Взаим. инв.	Инв. №дубл.	Подп. и дата	Лис

**58,3 < [σ] 64 МПа;
Умова виконується.**

де, $d_{шп}$ – діаметр шпільки;
 $d_{шп} = 12$ мм;
 z – кількість шпільок;
 $z = 8$ шт.

Инва. № подл.	Подп. и дата	Взаим. инв.	Инва. № дубл.	Подп. и дата

Изва	Лист	№ докум.	Подп.	Дат	Лист
					34

Відповідно до наявності у найпростіших одномасових систем 6 ступенів свободи вібрація в загальному випадку реалізується в 6 формах (рис. 6.1).

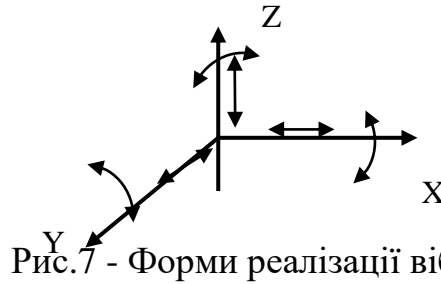


Рис.7 - Форми реалізації вібрацій

Вібрація - це рух точки або механічної системи, при якому відбувається почергове зростання або зменшення за часом значень, принаймні, однієї координати.

Причинами вібрації можуть бути:

- 1) неврівноважені силові дії (зубчасті зачеплення, кривошипно-шатунний механізм в двигунах і компресорах);
- 2) неврівноважені елементи, які обертаються: нерівномірний розподіл продукту в млинах, центрифугах, сепараторах, що обертаються. Не симетричний знос викликає биття. Дисбаланс через дефекти литва, не симетричний розподіл маси та ін.;
- 3) вітровий резонанс (на цю причину до 50-х років минулого сторіччя не звертали уваги).

У місті Волгограді є пам'ятник на Мамаєвому кургані - висота 52 метри і ще 28 метрів меч. Стали помічати, що пам'ятник, особливо у вітряну погоду, дзвенить. Верхолази після обстеження помітили, що меч у основи дає тріщину, а амплітуда коливання верхівки меча складає 0,5 метрів. Дослідження показали, що при обтіканні меча повітряними потоками рівномірний ламінарний рух порушувався, завихрення, що зриваються з гострих кромки, спричинюють меч до коливань, частота яких збігалася з власною частотою коливання меча. Виникав резонанс і всі вищезазначені наслідки.

За рекомендаціями вчених меч замінили. Новий меч має закруглені кромки і наскрізні отвори для проходження повітря. Ці заходи ліквідували явище вітрового резонансу.

Класифікація вібрацій

1 За способом передачі на людину вібрація поділяється на:

Загальну - що передається через опорні поверхні на тіло людини, яка сидить або стоїть.

Локальну - що передається через руки людини.

2 За напрямом дії вібрації поділяються:

а) такі, що діють вздовж осей системи координат X, Y, Z для загальної вібрації, де Z вертикальна вісь;

б) такі, що діють вздовж осей системи координат X_p , Y_p , Z_p - для локальної вібрації, де вісь X_p - збігається з віссю місць обхвату робочого

Ив. №подл.	Подп. и дата
Взаим. инв.	Ив. №дубл.
Подп. и дата	

Ив. №подл.										Лис
Ив. №подл.	Из	Лис	№ докум.	Подп.	Дат					37

інструменту, вісь Z_p - лежить в площині, створеною віссю X_p і напрямом подачі або прикладання сили.

3 Загальна вібрація за джерелом її виникнення поділяється на

- а) транспортну вібрацію (під час руху машин по місцевості);
- б) транспортно-технологічну (при роботі машин, що виконують технологічну операцію в стаціонарному режимі);
- в) технологічну - при роботі стаціонарних машин, або передається на робочі місця, що не мають джерел вібрації.

Характеристика вібрацій

Умовно всі найскладніші вібрації або коливання можна подати як суму простих. Найпростішими з коливань є гармонійні коливання, що здійснюються за синусоїдальним законом.

Основними параметрами вібрації, що здійснюються за синусоїдальним законом, є:

- 1 Амплітуда вібропереміщення - X_m .
- 2 Амплітуда коливальної швидкості - V_m .
- 3 Амплітуда коливального прискорення - A_m .
- 4 Період коливань - T .
- 5 Частота - f , пов'язана з періодом співвідношенням $f=1/T$.

Вібропереміщення у разі синусоїдальних коливань визначається за формулою

$$X = X_m \cdot \sin(\omega t + \varphi), \quad (72)$$

де ω - кутова швидкість, $\omega = 2\pi f$;

φ - початкова фаза вібропереміщення.

У більшості випадків початкова фаза у завданнях охорони праці значення не має і може не враховуватися.

Через специфічні властивості органів чуття людини визначальними є не амплітудні, а діючі значення параметрів, що характеризують вібрацію.

Так, діюче значення віброшвидкості є середньоквадратичне миттєвих значень швидкості $V(t)$ за час усереднювання T_y .

Математично це виглядає так:

$$V_d = \sqrt{\frac{1}{T_y} \int_0^{T_y} V^2(t) dt}. \quad (73)$$

Враховуючи, що абсолютне значення даних параметрів вібрації змінюються в дуже широкому діапазоні (до 16 порядків) у практиці

Підп. і дата
Инв. №дубл.
Взам. инв.
Підп. і дата
Инв. №подл.

Це солі нікелю, міді, цинку, кадмію та ін. металів, солі хрому, хромовий ангідрид, нітрат натрію, ціаністий натрій і калій.

6.4 Загальні методи зниження вібрацій

Основними напрямками вирішення проблеми віброзахисту є автоматизація виробництва і впровадження робототехніки[7].

У тих випадках, коли це зробити не можливо, застосовують спеціальні методи, більшість з яких заснована на вирішенні диференціальних рівнянь руху коливальних систем.

Ці рівняння дуже складні.

З точки зору охорони праці найбільший інтерес становлять вібрації поблизу резонансу. В цьому випадку завдання спрощується, оскільки машини і агрегати можна розглядати як коливальні системи з одним ступенем вільності.

Розглянемо систему у вигляді зосередженої маси (m), що лежить на пружині, інший кінець пружини жорстко закріплений. Система, крім того, володіє тертям μ (рис 6.2).

У цій системі елементи пружності, маси і тертя відокремлені один від одного. Такі системи називаються системами із **зосередженими параметрами**. Для простоти аналізу вважатимемо, що на систему діє змінна збуджуюча сила, що змінюється за синусоїдальним законом:

$$F = F_m \cdot \sin \omega t. \quad (75)$$

Рівняння коливального руху тіла m у цьому випадку має вигляд

$$mx'' + \mu x' + gx = F_m \cdot \sin \omega t, \quad (76)$$

де m - маса системи, кг;

g - жорсткість пружини, яка чисельно дорівнює силі, яку необхідно прикласти до пружини, щоб викликати її одиничну деформацію, Н/м;

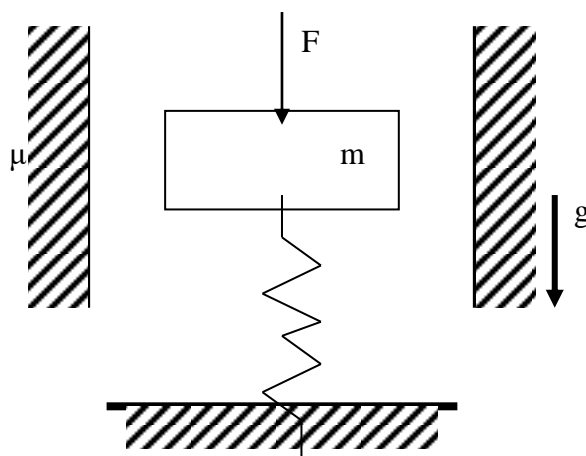


Рис.8 - Коливальна система з зосередженими параметрами.

Инва. №подл.	Подп. и дата
Взаим. инв.	Инва. №дубл.
Подп. и дата	

Из	Лис	№ докум.	Подп.	Дат

2 Усунення резонансних режимів при роботі технологічного устаткування може бути здійснено двома шляхами:

- а) зміною маси і жорсткості системи;
- б) встановленням нового режиму роботи, тобто зміною частоти збуджуючої сили.

Як можна змінити жорсткість системи?

Жорсткість системи змінюються введенням в конструкцію ребер жорсткості або зміною її пружних характеристик.

3 Вібродемпферування - це зменшення рівня вібрацій об'єкта, що захищається, шляхом перетворення енергії механічних коливань даної системи, що коливається, в інші види енергії.

Збільшення втрат енергії в системі може здійснюватися:

- а) використанням конструкційних матеріалів з великим внутрішнім тертям (гума, дерево, пластмаси, сплави);
- б) нанесенням шару пружних матеріалів, що мають великі втрати на внутрішнє тертя (мастика - антивібріт на основі епоксидної смоли), застосовується для покриття днищ автомобіля;
- в) використанням поверхневого тертя (наприклад, при коливаннях двох скріплених і щільно прилеглих одна до одної пружних пластин).

4 Віброгасіння. Під віброгасінням розуміють зменшення рівня вібрацій об'єкта, що захищається, шляхом введення в систему додаткових мас (реактивного імпедансу):

а) найчастіше віброгасіння реалізується шляхом установки агрегатів на самостійні фундаменти. Масу фундаменту підбирають так, щоб амплітуда коливань підшви фундаменту у будь-якому випадку не перевищувала 0,1-0,2 мм;

б) шляхом установки віброгасителів.

Принцип роботи: додаткова коливальна система з масою "m", яка пружно пов'язана з основною з масою "M", має частоту, яка налаштована на основну частоту коливань системи з масою "M", але знаходиться з нею у протифазі.

Цей метод боротьби з вібрацією зручний, коли частота коливань постійна, наприклад, вібрація суднових двигунів. У компресоробудуванні до цього методу боротьби з вібрацією можна віднести установку на нагнітальному трубопроводі буферних місткостей.

5 Віброізоляція здійснюється за допомогою введення в коливальну систему пружного додаткового зв'язку, який перешкоджає передачі вібрації від машини (джерела коливань), до основи або суміжних елементів конструкції (рис.6.3).

Ефективність віброізоляції оцінюється коефіцієнтом передачі (КП):

$$КП = \frac{F_m}{F} < 1, \quad (78)$$

Підп. и дата
Инв. №дубл.
Взам. инв.
Підп. и дата
Инв. №подл.

										Лис
ИЗ	Лис	№ докум.	Подп.	Дат						43

де F_m - сила, що діє на основу за наявності пружного зв'язку;
 F - сила, що діє на основу при жорсткому зв'язку.

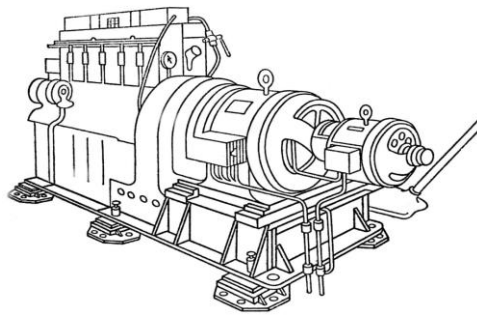


Рис.9 - Система з віброізоляцією.

Якщо $KП = \left(\frac{1}{8} \div \frac{1}{15}\right)$, то віброізоляція добра. Коефіцієнт передачі розраховується за формулою:

$$KП = \frac{1}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^2 - 1}, \quad (79)$$

де f - частота збуджуючої сили;
 f_0 - власна частота коливань системи на віброізоляторах.

Ив. №подл.	Подп. и дата
Взам. инв.	Ив. №дубл.
Подп. и дата	
Ив. №подл.	

Ив. №подл.	Лис	№ докум.	Подп.	Дат
------------	-----	----------	-------	-----

Література

1. Чиняев И.А. Роторные насосы (справочное пособие) -М.: Машиностроение, 1964, 216с.
2. Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для студентов высш. техн. учеб. заведений.-5е изд., перераб.-М.: Высш.шк., 1991.-383с.
3. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т.1-4е изд., перероб. и доп.- М.: Машиностроение 1980. -576с.
4. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т.2-4е изд., перероб. и доп.- М.: Машиностроение 1979. -559с.
5. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т.3-4е изд., перероб. и доп.- М.: Машиностроение 1980. -557с.
6. Чугаев Р.Р. Гидравлика(Учебник для вузов)-Л.: Энергия, 1975.-600с.
7. Конспект лекцій з курсу «Охорона праці в галузі». А.Ф.Денисенко Вид-во СумДУ 2008, 141с.

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв.	Инв. № дубл.	Подп. и дата	Лис