

Міністерство освіти та науки України
Український державний морський технічний університет
Херсонський філіал

Проектування редуктора вантажопідйомного механізму
крана з електроприводом

Курсова робота
ХФ УГМТУ 7.092201.3367Т 17 КР

Виконавець
Циплаков А. Д.
Керівник
Шорохов Г. Г.

2003

ЗМІСТ ТА ОБСЯГ КУРСОВОЇ РОБОТИ

1. Розрахунково-пояснювальна записка.

- 1.1 Визначення потрібної потужності електродвигуна.
- 1.2 Вибір електродвигуна.
- 1.3 Вибір діаметра каната та барабана вантажопідйомного механізму крану.
- 1.4 Визначення передаточних відношень ступенів редуктора.
- 1.5 Визначення обертових моментів на валах редуктора.
- 1.6 Визначення частот обертання валів редуктора.
- 1.7 Визначення міжосьової відстані валів редуктора.
- 1.8 Визначення модулів зачеплення зубчастих пар редуктора.
- 1.9 Визначення числа зубців зубчатих пар та остаточних значень міжосьової відстані.
- 1.10 Визначення основних розмірів зубчастих шестірьон і коліс редуктора.
- 1.11 Визначення основних розмірів валів.
- 1.12 Вибір підшипників редуктора за динамічною вантажопідйомністю.
- 1.13 Визначення розмірів шпонок для з'єднання зубчастих колес з валами.

2. Графічна частина проекту

- 2.1. Збірне креслення редуктору у двох проекціях.
- 2.2. Робочі креслення деталей.

					<i>ХФ УГМТУ 7.092201.3367Т 17 КР</i>			
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Цыплаков А. Д.						
Перевір.		Шорохов Г.						
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.								
					Літ.	Арк.	Аркушів	

1.1 Визначення потрібної потужності електродвигуна

Потрібну потужність через параметри N , V , що задано, знаходять за формулою:

$$P_n = N \cdot V / \eta, \text{ (кВт)} \quad (1)$$
$$P_n = 15 \cdot 0,15 / 0,86 = 2,61 \text{ кВт}$$

де N – тягове зусилля (окружна сила) на барабані (кН);
 V – швидкість вибирання барабаном вантажного канату (м/с);
 η – коефіцієнт корисної дії (ККД) редуктора з муфтами та барабаном. Величину ККД визначають за формулою:

$$\eta = \eta_b \cdot \eta_m^2 \cdot \eta_z^2 \cdot \eta_n^6, \quad (2)$$
$$\eta = 0,96 \cdot 0,98^2 \cdot 0,98^2 \cdot 0,995^6 = 0,86$$

де η_b – ККД барабана, який дорівнює $\eta_b=0,96$;
 η_m – ККД муфт, які дорівнюють $\eta_m=0,98$;
 η_z – ККД зачеплення зубців, який дорівнює $\eta_z=0,98$;
 η_n – ККД підшипників, які дорівнюють $\eta_n=0,995$.

1.2 Вибір електродвигуна

Після визначення потрібної потужності роблять вибір електродвигуна, що можна виконати за допомогою табл. 1 із [4] для двигунів кранової серії МТКФ при тривалості включення ПВ=25%.

У цій таблиці наведено потужність на валу P_v і частота обертання n_d електродвигунів.

Таблиця 1.

Тип Електродвигунів	МТКФ								
	011-6	012-6	111-6	112-6	211-6	311-6	312-6	411-6	412-6
Потужність на валу P_v (кВт)	1,7	2,7	4,1	5,8	9,0	13,0	17,5	27,0	36,0
Частота обертання n_d (хвил. $^{-1}$)	835	835	850	870	885	895	910	915	920

Вибір двигуна зроблено вірно, якщо P_v не менше P_n .
Двигун МТКФ 012-6

$$P_v = 2,7 \text{ (кВт)}$$
$$n_d = 835 \text{ (хвил. } ^{-1} \text{)}$$

					ХФ УГМТУ 7.092201.3367Т 17 КР	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.3 Визначення діаметрів каната та барабана вантажопідйомного механізму крана

Діаметр каната d_k приймають у залежності від розривного зусилля N_p , яке визначають за формулою:

$$N_p = N \cdot K / Z, \quad (\text{кН})$$
$$N_p = 15 \cdot 6 / 4 = 22,5 \text{ кН}$$
(3)

де K - коефіцієнт запасу міцності, який дорівнює $K=6$,
 Z - кількість гілок канату на барабані, яка дорівнює $Z=4$.

Залежність між d_k та N_p наведена у табл. 2 із [5] для канатів типа ЛК-Р.

Таблиця 2.

Діаметр Канату, d_k (мм)	11	12	13	14	15	16,5	18	19,5	21	22,5	24	5,5	27	28
Розривне зусилля, N_p (кН)	63	72	81	99	114	126	139	191	222	251	287	324	365	396

Діаметр барабана D_6 визначають за формулою із [5]:

$$D_6 = e \cdot d_k, \quad (\text{мм})$$
$$D_6 = 25 \cdot 11 = 275 \text{ мм}$$

де e - коефіцієнт, що дорівнює $e=25$;
 d_k - діаметр канату із табл. 2.

Отримане значення D_6 треба округлити до ближчого стандартного відповідно ряду: 160; 200; 250; 300; 400; 450; 500; 630; 710; 800; 900, 1000.

$$D_6 = 300 \text{ мм}$$

1.4 Визначення передаточних відношень ступенів редуктора

Частоту обертання барабана n_6 можна визначити за формулою:

$$n_6 = 60 \cdot V \cdot 10^3 / (\pi \cdot D_6), \quad (\text{хвил}^{-1})$$
$$n_6 = 60 \cdot 0,15 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 300) = 9,6 \text{ хвил}^{-1}$$
(4)

Загальне передаточне відношення редуктора U_p буде дорівнювати:

$$U_p = n_a / n_6,$$
$$U_p = 835 / 9,6 = 86,9.$$

					ХФ УГМТУ 7.092201.3367Т 17 КР	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де n_d - частота обертання електродвигуна із табл. 1.

Передаточне відношення першого та другого ступенів зубчастих пар редуктора можна визначити за формулами:

$$\begin{aligned}U_1 &= (1,3 \cdot U_p)^{0,5} \\U_1 &= (1,3 \cdot 53,439)^{0,5} = 10,6 \\U_2 &= U_1 / 1,3 \\U_2 &= 8,335 / 1,3 = 8,2\end{aligned}$$

1.5 Визначення обертових моментів на валах редуктора

На тихохідному валу обертовий момент T_3 можна визначити за формулою:

$$\begin{aligned}T_3 &= \frac{N \cdot D_{\phi}}{2\eta_{\phi}\eta_m}, \quad (\text{кНмм}) \\T_3 &= \frac{15 \cdot 300}{2 \cdot 0,96 \cdot 0,98} = 239,6 \quad \text{кНмм}\end{aligned} \quad (5)$$

де η_{ϕ} і η_m - вищевказані ККД барабана та муфт.

Обертовий момент на проміжному валу T_2 дорівнює:

$$\begin{aligned}T_2 &= \frac{T_3}{U_1\eta_3\eta_n^2}, \quad (\text{кНмм}) \\T_2 &= \frac{239,6}{10,5 \cdot 0,98 \cdot 0,995^2} = 231 \quad \text{кНмм}\end{aligned} \quad (6)$$

де η_3 і η_n - вищевказані ККД зачеплення і підшипників.

Обертовий момент на швидкохідному валу T_1 дорівнює:

$$\begin{aligned}T_1 &= \frac{T_2}{U_2\eta_3\eta_n^2}, \quad (\text{кНмм}) \\T_1 &= \frac{231}{8,2 \cdot 0,98 \cdot 0,998^2} = 28,9 \quad \text{кНмм}\end{aligned}$$

1.6 Визначення частот обертання валів редуктора

					ХФ УГМТУ 7.092201.3367Т 17 КР	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Через те, що обертання тихохідного вала співпадає з обертанням барабана, то для частоти цього вала n_3 маємо:

$$n_3 = n_6, \quad (\text{хвил}^{-1})$$

$$n_3 = 9,6 \text{ хвил}^{-1}$$

де n_6 - частота обертання барабана, що вищезнайдено за формулою (4).
Частота обертання проміжного вала n_2 дорівнює

$$n_2 = n_3 \cdot U_1, \quad (\text{хвил}^{-1})$$

$$n_2 = 9,6 \cdot 10,6 = 101,8 \text{ хвил}^{-1}$$

Частота обертання швидкохідного вала n_1 аналогічно дорівнює

$$n_1 = n_2 \cdot U_2, \quad (\text{хвил}^{-1})$$

$$n_1 = 101,8 \cdot 8,2 = 834,4 \text{ хвил}^{-1}$$

Обчислювання частот вважають вірними, якщо буде виконуватися умова:

$$n_1 \approx n_{\partial.}$$

$$834,4 = 835$$

1.7 Визначення міжосьової відстані валів редуктора

Вибір міжосьової відстані забезпечує міцність зубців коліс на дію контактних напружень. Допустиме контактне напруження $[\sigma_H]$ залежить від твердості матеріалу.

Для зубчастих пар обох ступенів можливо прийняти матеріал: сталь 45 із термічною обробкою поліпшення для шестір'єв та нормалізація для коліс.

Величину $[\sigma_H]$ визначають за формулою із [3]:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{HO} K_{HL}}{S_H}, \quad \left(\frac{H}{\text{мм}^2} \right) \quad (7)$$

де S_H - коефіцієнт безпеки, який дорівнює $S_H = 1,2$;

K_{HL} - коефіцієнт витривалості,

σ_{HO} - границя витривалості.

Величина σ_{HO} зв'язана з твердістю HB формулою:

$$\sigma_{HO} = 2(HB) + 70. \quad \left(\frac{H}{\text{мм}^2} \right)$$

					ХФ УГМТУ 7.092201.3367Т 17 КР	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Величина K_{HL} визначають за формулою із [3] годин

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} \geq 1, \quad (8)$$

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{1,5 \cdot 10^7}{625800000}} = 0,66 \approx 1$$

де N_{HO} - кількість циклів навантаження зубців при базових випробуваннях еталонного зразка, яка дорівнює $K_{HO} = 1,5 \cdot 10^7$;

N_{HE} - кількість циклів навантаження за часів терміну служіння $t_c = 12500$ годин.

Величину N_{HE} обчислюють за формулою

$$\begin{aligned} N_{HE} &= 60 n_1 t_c, \\ N_{HE} &= 60 \cdot 834,4 \cdot 12500 = 625800000 \end{aligned} \quad (9)$$

де n_1 - частота обертання швидкохідного вала редуктора.

Для вибраного матеріалу і термообробки можна призначити твердість зубчастих пар на таких рівнях:

а) для шестір'єв $HV = 300$,

б) для коліс $HV = 250$, що дає для формули (7) σ_{H0} у розмірі:

$$\sigma_{H0} = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \frac{H}{\text{мм}^2}$$

Збільшення твердості шестерні на 50 одиниць дозволяє прискорити припрацювання зубців зубчастих пар.

Обчислювання σ_H за формулами (7) - (9) дає значення $[\sigma_H]$.

$$[\sigma_H] = \frac{570 \cdot 1}{1,2} = 475 \frac{H}{\text{мм}^2}$$

Для прийнятих кінематичних схем редуктора (рис. 1) міжосьову відстань першого ступеня a_{w1} та другого ступеня a_{w2} визначають за формулами:

$$\begin{cases} a_{w1} = 43,0(U_1 + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{\beta 1} \cdot 10^3}{[\sigma_H]^2 U_1^2 \psi_a}}, & (\text{мм}); \\ a_{w2} = 49,5(U_2 + 1) \sqrt[3]{\frac{T_3 K_{\beta 2} \cdot 10^3}{[\sigma_H]^2 U_2^2 \psi_a}}, & (\text{мм}), \end{cases} \quad (10)$$

де ψ_a – коефіцієнт, який дорівнює $\psi_a = 0,3$;

					ХФ УГМТУ 7.092201.3367Т 17 КР	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

T_2, T_3 – обертові моменти (кНмм);

$K_{\beta 1}, K_{\beta 2}$ – коефіцієнти концентрації навантаження (уздовж зубців), які визначають у залежності у залежності від коефіцієнтів $\psi_{\beta 1}, \psi_{\beta 2}$ пов'язані з ψ_a та U_1, U_2 формулами :

$$\begin{aligned}\psi_{\beta 1} &= 0,5 \psi_a (U_1 + 1); \\ \psi_{\beta 1} &= 0,5 \cdot 0,3 (10,6 + 1) = 1,7 \\ \psi_{\beta 2} &= 0,5 \psi_a (U_2 + 1); \\ \psi_{\beta 2} &= 0,5 \cdot 0,3 (8,2 + 1) = 1,4\end{aligned}\quad (11)$$

Залежність між $K_{\beta 1}, K_{\beta 2}$ і $\psi_{\beta 1}, \psi_{\beta 2}$ наведена у табл. 3.

Таблиця 3.

$\psi_{\beta 1}, \psi_{\beta 2}$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
$K_{\beta 1}$	1,02	1,05	1,08	1,11	1,15	1,19	1,23	1,28	1,33
$K_{\beta 2}$	1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,10	1,13	1,16	1,19

$$K_{\beta 1} = 1,33$$

$$K_{\beta 2} = 1,13$$

$$\begin{cases} a_{w1} = 43,0(10,6 + 1) \sqrt[3]{\frac{231,6 \cdot 1,33 \cdot 10^3}{475^2 \cdot 10,6^2 \cdot 0,3}} = 171,2 \text{ мм} \\ a_{w1} = 49,5(8,2 + 1) \sqrt[3]{\frac{2391,6 \cdot 1,13 \cdot 10^3}{475^2 \cdot 8,2^2 \cdot 0,3}} = 382,7 \text{ мм} \end{cases}$$

Таблиця 3 складана на основі графіків залежності із [3], від яких дозволяє лінійно інтерполювати дані цієї таблиці. Отримані міжосьові відстані треба далі збільшити до ближчого стандартного значення за табл.4.

Таблиця 4.

1-й ряд	50; 53; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630
2-й ряд	50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 180; 225; 280; 355; 450; 560; 710

$$a_{w1} = 200$$

$$a_{w2} = 450$$

1.8 Визначення модулів зачеплення зубчастих пар редуктора.

					ХФ УГМТУ 7.092201.3367Т 17 КР	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Модулі зачеплення можливо визначити за формулами:

$$\begin{cases} m_1 = (0,01 \dots 0,02) a_{w1}, \\ m_2 = (0,01 \dots 0,02) a_{w2}. \end{cases} \quad (12)$$

$$\begin{cases} m_1 = 0,01 \cdot 200 = 2 \\ m_2 = 0,01 \cdot 450 = 4.5 \end{cases}$$

Обчислені максимальні і мінімальні значення надають інтервал, серед якого треба узяти який більше стандартне значення за допомогою табл. 5.

Таблиця 5.

Модулі m; (мм)	1-й ряд	1; 1,5; 2; 3; 4; 5; 6; 8; 10
	2-й ряд	1,25; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 5,5; 7; 9.

$$\begin{aligned} m_1 &= 2 \\ m_2 &= 5,5 \end{aligned}$$

1.9 Визначення числа зубців зубчастих пар та остаточних значень міжосьової відстані.

Число зубців косозубої шестерні (перший ступень) знаходять за формулою:

$$Z_{11} = \frac{2a_{w1} \cos \beta}{m_1 (U_1 + 1)}, \quad (13)$$

$$Z_{11} = \frac{2 \cdot 200 \cdot 0,966}{2(10,6 + 1)} = 16,6 \approx 17$$

де β - кут нахилу зубців, який дорівнює $\beta = 15^\circ$; ($\cos 15^\circ = 0,966$).

Число зубців прямозубої шестерні (другий ступінь) знаходять за формулою:

$$Z_{21} = \frac{2a_{w2}}{m_2 (U_2 + 1)}.$$

$$Z_{21} = \frac{2 \cdot 450}{5.5(8,2 + 1)} = 17,7$$

Знайдені числа зубців округляють до ближчого цілого числа. Якщо Z_{11} або Z_{21} виявляються менше числа $Z_{\min} = 17$, то треба їх збільшити до 17

$$Z_{11} = 17$$

					ХФ УГМТУ 7.092201.3367Т 17 КР	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Z_{21} = 17,7$$

Число зубців косозубого колеса Z_{12} і прямозубого колеса Z_{22} знаходять за формулами:

$$\begin{aligned} Z_{12} &= Z_{11} U_1; \\ Z_{12} &= 17 \cdot 10,6 = 180 \\ Z_{22} &= Z_{21} U_2. \\ Z_{22} &= 17,7 \cdot 8,2 = 145,8 \end{aligned}$$

Отримані значення Z_{12} та Z_{22} округляють до ближчого цілого числа.

$$\begin{aligned} Z_{12} &= 180 \\ Z_{22} &= 146 \end{aligned}$$

З урахуванням округлення числа зубців та прийняттям остаточних значень модулів треба обчислити остаточне значення міжосьової відстані ступенів редуктора за формулами:

$$\begin{cases} a_{w1} = \frac{m_1}{2 \cos \beta} (Z_{11} + Z_{12}), & (мм) \\ a_{w2} = \frac{m_2}{2} (Z_{21} + Z_{22}). & (мм) \end{cases} \quad (14)$$

$$\begin{cases} a_{w1} = \frac{2}{2 \cdot 0,966} (17 + 180) = 204 \quad мм \\ a_{w2} = \frac{5,5}{2} (17,7 + 146) = 450 \quad мм \end{cases}$$

1.10 Визначення основних розмірів зубчастих шестірньон і коліс редуктора.

З початку тут треба визначити діаметри ділільних кіл за формулами:

$$\begin{cases} d_{11} = \frac{m_1}{\cos \beta} Z_{11}; \quad d_{12} = \frac{m_1}{\cos \beta} Z_{12}; & (мм) \\ d_{21} = m_2 Z_{21}; \quad d_{22} = m_{22} Z_{22}. & (мм) \end{cases} \quad (15)$$

$$\begin{cases} d_{11} = \frac{2}{0,966} \cdot 17 = 35,2; \quad d_{12} = \frac{2}{0,966} \cdot 180 = 372,7; & мм \\ d_{21} = 5,5 \cdot 17,7 = 97,4; \quad d_{22} = 5,5 \cdot 146 = 803. & мм \end{cases}$$

Потім розраховують діаметри виступів та западин зубчастого вінця.

					ХФ УГМТУ 7.092201.3367Т 17 КР	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Діаметри виступів визначають за формулами:

$$\begin{cases} d_{a11} = d_{11} + 2m_1; & d_{a12} = d_{12} + 2m_1; & (мм) \\ d_{a21} = d_{21} + 2m_2; & d_{a22} = d_{22} + 2m_2. & (мм) \end{cases} \quad (16)$$

$$\begin{cases} d_{a11} = 35,2 + 2 \cdot 2 = 39,2; & d_{a12} = 372,7 + 2 \cdot 2 = 376,7; & мм \\ d_{a21} = 97,4 + 2 \cdot 5,5 = 108; & d_{a22} = 803 + 2 \cdot 5,5 = 814. & мм \end{cases}$$

Діаметри западин визначають за формулами:

$$\begin{cases} d_{f11} = d_{11} - 2,5m_1; & d_{f12} = d_{12} - 2,5m_1; & (мм) \\ d_{f21} = d_{21} - 2,5m_2; & d_{f22} = d_{22} - 2,5m_2. & (мм) \end{cases} \quad (17)$$

$$\begin{cases} d_{f11} = 35,2 - 2,5 \cdot 2 = 30,2; & d_{f12} = 372,7 - 2,5 \cdot 2 = 367,7; & мм \\ d_{f21} = 97,4 - 2,5 \cdot 5,5 = 83,7; & d_{f22} = 803 - 2,5 \cdot 5,5 = 789,3. & мм \end{cases}$$

Ширину зубчастих вінців шестирьон визначають за формулами:

$$\begin{cases} e_{11} = \psi_a a_{w1} + 5; & (мм) \\ e_{21} = \psi_a a_{w2} + 5. & (мм) \end{cases} \quad (18)$$

$$\begin{cases} e_{11} = 0,3 \cdot 204 + 5 = 66,2; & мм \\ e_{21} = 0,3 \cdot 450,2 + 5 = 140 & мм \end{cases}$$

Ширину зубчастих вінців у коліс приймають на 5мм менше ніж у шестирьон.

Конструкцію шестирьон і валів можна виготовляти із однієї заготовки, тобто робити вал-шестірні.

Конструкцію коліс приймають у вигляді окремих від валів деталей, які мають обід маточину і диск між ними.

Розміри цих коліс беруть на основі досвіду проектування, тобто на основі довідкової літератури, наприклад [1], [2], [6].

Для з'єднання коліс з валами можна використати шпонки, виконуючи їх посадку з натягом відповідно полю допуску H7/P6.

1.11 Визначення основних розмірів валів.

Діаметри ділянок, що виступають з корпусу для швидкохідного і тихохідного валів, а також діаметр проміжного вала визначають за формулами:

					ХФ УГМТУ 7.092201.3367Т 17 КР	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_{B1} = \sqrt[3]{\frac{5T_1 \cdot 10^3}{[\tau]}}; \quad d_{B2} = \sqrt[3]{\frac{5T_2 \cdot 10^3}{[\tau]}}; \quad d_{B3} = \sqrt[3]{\frac{5T_3 \cdot 10^3}{[\tau]}}. \quad (19)$$

$$d_{B1} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 28,9 \cdot 10^3}{25}} = 17,9 \approx 18; \quad d_{B2} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 231 \cdot 10^3}{25}} = 35,9 \approx 40; \quad d_{B3} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 2391,6 \cdot 10^3}{25}} = 78,2 \approx 80$$

де T_1, T_2, T_3 - знайдені вище обертові моменти на валах (кНмм),

$[\tau]$ - допустиме напруження при роботі на кручення валів з урахуванням ще роботи на згинання; яке дорівнює $[\tau] = 25 \text{ Н/мм}^2$.

Діаметри опорних часток валів (цапф) треба збільшувати до розмірів кратних 5мм згідно з отворами стандартних підшипників.

Діаметри часток валів, що передбачені для посадки маточин коліс треба ще збільшувати на 2...5 мм.

Розмір часток валів, що застосовують для розкріплення маточин коліс і підшипників належить визначати використовуючи досвід проектування, тобто на основі довідкової літератури [1], [2], [6].

Довжину ділянок валів, що виступають за корпус можна знайти за формулами:

$$\begin{aligned} \ell_{B1} &= (1,5 \dots 2) d_{B2}; \\ \ell_{B1} &= 2 \cdot 35,9 = 71,8; \\ \ell_{B3} &= (1,5 \dots 2) d_{B3}; \\ \ell_{B3} &= 1,5 \cdot 78,2 = 156,4. \end{aligned}$$

1.12 Вибір підшипників редуктора за динамічною вантажопідйомністю.

Геометричне вибір підшипників є вибір внутрішнього діаметра його (за каталогом підшипників), рівного номінальному діаметру (без допуску на посадку) вала.

Працездатність та ресурс підшипника забезпечують вибором його за динамічною вантажопідйомністю.

Перевірку працездатності виконують за нерівністю:

$$C_n \leq C_r, \quad (20)$$

де C_n - потрібна вантажопідйомність,

C_r - таблична вантажопідйомність за каталогом підшипників.

Величину C_n розраховують за формулою:

$$C_n = K_\sigma (X R_r + Y F_a) \sqrt[5]{\frac{6 L n}{10^5}}. \quad (\text{кН})$$

де K_σ - коефіцієнт безпеки, який дорівнює $K_\sigma = 1,3$;

					ХФ УГМТУ 7.092201.3367Т 17 КР	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

X - коефіцієнт радіального навантаження R_r на підшипник;
Y - коефіцієнт осьового навантаження F_a на підшипник;
L - потрібна витривалість підшипника (ресурс), яка дорівнює $L = t_c$;
n - частота обертання внутрішнього кільця сумісного з валом на який воно насаджено;

α - показник радикалу, який дорівнює для радіальних підшипників $\alpha = 3$, а для радіально - упорних $\alpha = 3,3$.

Визначення C_p для підшипників всіх трьох валів потребує значного об'єму обчислювання, тому буде достатньо лише підбора радіальних підшипників для тихохідного вала, де $F_a = 0$.

Тоді динамічну вантажопідйомність можна визначити за формулою:

$$C_p = 1,17 R_r \sqrt[3]{n_3} \cdot (\text{кН}) \quad (21)$$

$$C_p = 1,17 \cdot 4,2 \cdot \sqrt[3]{9,5} = 10,9 \text{ кН}$$

Радіальне навантаження R_r на підшипники при несиметричному розташуванні колеса відносно них складає:

$$R_r = 0,7 F_t, \quad (\text{кН})$$

$$R_r = 0,7 \cdot 5,9 = 4,2 \text{ кН}$$

де F_t - окружна сила у зачепленні зубчастої пари другого ступеня.

Величина сили F_t пов'язана з обертовим моментом T_3 і ділительним діаметром колеса d_3 формулою:

$$F_t = \frac{2T_3}{d_{22}} \cdot (\text{кН}) \quad (22)$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 2391,6}{803} = 5,9 \text{ кН}$$

$$10,9 \leq C_r$$

Вибір радіального кулькового підшипника (однакового для обох опор вала) можна зробити за допомогою табл. 6 із [6] для підшипників легкої серії.

					ХФ УГМТУ 7.092201.3367Т 17 КР	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 6.

Визначення типу	Розміри підшипників, мм					Вантажо-підйомність $C_T, \text{кН}$
	D	Д	B	D ₁	Д ₁	
204	20	47	14	28	40	10,0
205	25	52	15	33	44	11,0
206	30	62	16	40	52	15,3
207	35	72	17	46	61	20,1
208	40	80	18	52	68	23,6
209	45	85	19	57	73	25,7
210	50	90	20	61	78	27,5
211	55	100	21	68	87	34,0
212	60	110	22	75	95	41,1
213	65	120	23	82	103	44,9
214	70	125	24	87	108	48,8
215	75	130	25	92	113	51,9
216	80	140	26	98	122	57,0
217	85	150	28	106	129	65,4
218	90	160	30	112	139	75,3
219	95	170	32	118	147	85,3
220	100	180	34	125	155	95,8
221	105	190	36	131	164	104,0
222	110	200	38	138	172	113,0
224	120	215	40	149	186	120,0
226	130	230	40	163	198	122,0
228	140	250	42	178	214	126,0
230	150	270	45	190	230	149,0
232	160	290	48	204	246	158,0

В табл. 6 прийняті такі позначення розмірів підшипників:

d - внутрішній діаметр підшипника,

Д - зовнішній діаметр підшипника,

d₁ - більший діаметр внутрішнього кільця,

Д₁ - менший діаметр зовнішнього кільця.

Згідно з прийняттям обмежень розрахунків динамічної вантажопідйомності для швидкохідного та проміжного валів вибір підшипників можна робити лише за діаметрами цапф валів.

При несиметричному розташуванні коліс в редукторі для цих валів треба застосувати радіально-упорні конічні підшипники середньої серії за табл. 7 із [6].

					ХФ УГМТУ 7.092201.3367Т 17 КР	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 7.

Визначення типу	Розміри підшипників, мм					C _т , кН
	D	Д	B	D ₁	Д ₁	
7304	20	52	16	34	43	25,0
7305	25	62	17	42	52	29,6
7306	30	72	19	50	60	40,0
7307	35	80	21	54	68	48,1
7308	40	90	23	61	76	61,0
7309	45	100	26	69	85	76,1
7310	50	110	29	74	94	96,6
7311	55	120	29	82	100	102,0
7312	60	130	31	91	111	118,0
7313	65	140	33	99	119	134,0
7314	70	150	3	103	129	168,0
7315	80	160	37	110	135	178,0
7317	85	180	41	127	152	221,0
7316	90	190	43	128	161	240,0

Зміст величин d, Д, В, d₁, Д₁ тут той же що і у табл. 6.

При проектуванні підшипникових опор редуктора належить урахувати, що внутрішні кільця підшипників насаджуються з натягом відповідно полю допуску валів К6, а зовнішні кільця в гнізда корпусу за перехідною посадкою відповідно полю допуску отворів Н7.

Для кришок підшипників можна узяти посадку Н7/н8.

Змащення підшипників та зубців коліс і шестірьон здійснюють за рахунок розбризкування мастила при обертанні коліс для чого треба занурити зубці їх на повну висоту у мастило марки И-70А.

1.13 Визначення розмірів шпонок з'єднання зубчастих коліс з валами.

Для з'єднання коліс з валами можна застосувати призматичні стандартні шпонки, розміри перерізу котрих залежно від діаметра вала подані в табл. 8 із [6]

Таблиця 8.

Інтервал діаметрів Вала, мм	Розміри у перерізу шпонки, мм		Глибина пазу на валу – t, мм
	Ширина - в	Висота - h	
17-22	6	6	3,5
22-30	8	7	4,0
30-38	10	8	5,0
38-44	12	8q	5,0

					ХФ УГМТУ 7.092201.3367Т 17 КР	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовження таблиці 8.

44-50	14	9	5,5
50-58	16	10	6,0
58-65	18	11	7,0
65-75	20	12	7,5
75-85	22	14	9,0
85-95	25	14	9,0
95-110	28	16	10,0
110-130	32	18	11,0
130-150	36	20	12,0
150-170	40	22	13,0
170-200	45	25	15,0

Довжину шпонки для проміжного вала ℓ_2 і для тихохідного вала ℓ_3 знаходять з умови забезпечення їх міцності на зминання, тобто за формулами:

$$\begin{cases} l_2 = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_{2м} (h_2 - t_2) [\sigma_{3м}]} + e_2 \quad (мм) \\ l_3 = \frac{2T_3 \cdot 10^3}{d_{3м} (h_3 - t_3) [\sigma_{3м}]} + e_3 \quad (мм) \end{cases} \quad (23)$$

де $d_{2м}$, $d_{3м}$ – діаметри валів у місцях посадки маточних коліс, мм;

$[\sigma_{3м}]$ – допустиме напруження на зминання шпонки, яке дорівнює $[\sigma_{3м}] = 120 \text{ Н/мм}^2$

$$\begin{cases} l_2 = \frac{2 \cdot 231 \cdot 10^3}{40(8 - 5) \cdot 120} = 32 \quad (мм) \\ l_3 = \frac{2 \cdot 2391.6 \cdot 10^3}{80(14 - 9) \cdot 120} = 100 \quad (мм) \end{cases}$$

$$\ell_2 = 14704 / 18 (2,5) 120 + 213,8 = 2,6$$

$$\ell_3 = 43526 / 25,7 (2,5) 120 + 138,8 = 5,5$$

Одержані величини довжини збільшують до ближчого стандартного за табл. 11

Таблица 9.

Довжина шпонки ℓ , мм
10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250

					ХФ УГМТУ 7.092201.3367Т 17 КР	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Список використаної літератури

1. Анфимов М.И. Редукторы. Альбом конструкций и расчетов. – М.: Машиностроение, 1972
2. Баласян Р.А. Атлас деталей машин. Навчальний посібник. – Харків: Основа, 1996
3. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1984.
4. Иванченко Ф.К. и др. Расчеты грузоподъемных и транспортных машин. - Киев: Вища школа, 1978.
5. Курсовое проектирование грузоподъемных машин. (Под ред. С.А. Казака) – М.: Высшая школа, 1989.
6. Цехнович Л.И., Петриченко И.П. Атлас конструкций редукторов. – Киев: Вища школа, 1979.

					<i>ХФ УГМТУ 7.092201.3367Т 17 КР</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		