

Міністерство освіти і науки України

Нікопольський коледж
Дніпропетровського державного
аграрно-економічного університету



Методичні рекомендації
до виконання курсового проекту
з дисципліни «Технічна механіка»
для студентів спеціальності 5.10010201
«Експлуатація та ремонт машин і обладнання
агропромислового виробництва»



Нікополь 2015

Методичні рекомендації розробили викладачі Нікопольського коледжу Дніпропетровського державного аграрного університету Романій Сергій Іванович і Рябко Олександр Миколайович.

Методичні рекомендації до виконання курсового проекту з дисципліни «Технічна механіка»/ Нікопольський коледж Дніпропетровського державного аграрного університету; Скл. Романій С. І., Рябко О. М. – 7-е вид., перероб. і доп. – Нікополь, 2015, 92 с.

Зміст.

Розрахункова частина

1. Вибір електродвигуна і кінематичний розрахунок приводу.....
2. Розрахунок зубчастого зачеплення редуктора.....
3. Розрахунок ланцюгової передачі
4. Проектний розрахунок валів
5. Конструктивні розміри шестерні та колеса
6. Конструктивні розміри корпусу редуктора
7. Ескізна компоновка редуктора
8. Перевірка довговічності підшипників
9. Перевірка міцності шпонкових з'єднань
10. Перевірочний розрахунок валів
11. Посадки деталей редуктора

Технологічна частина

1. Розробка технології складання редуктора

Організаційна частина

1. Вибір оливи для мащення редуктора і підшипників
2. Техніка безпеки при експлуатації приводу
3. Література

Графічна частина

Методичні рекомендації призначені для виконання курсового проекту з дисципліни «Деталі машин» для студентів спеціальності 5.10010201 «Експлуатація та ремонт машин і обладнання агропромислового виробництва» денного та заочного відділення.

Передмова.

У даних методичних рекомендаціях наведені основні методи і принципи розрахунків деталей машин загального призначення на прикладі проектного розрахунку приводу стрічкового транспортера. Методичні рекомендації мають таблиці для вибору основних коефіцієнтів. Також представлений приклад виконання пояснювальної записки та графічної частини курсового проекту.

Студенти відділення «Експлуатація та ремонт машин і обладнання агропромислового виробництва» виконують курсовий проект з дисципліни «Деталі машин» згідно з виданим індивідуальним завданням. Після виконання курсового проекту студенти зобов'язані здати його до кабінету «Технічна механіка» для перевірки. Після перевірки та усунення недоліків (якщо такі мають місце) студенти допускаються до захисту курсового проекту.

Для перевірки розрахунків студенти можуть використовувати сценарій, який знаходиться на офіційному сайті коледжу в розділі «Посібники - Перевірочний розрахунок курсового проекту», повна адреса - <http://nkddau.org.ua/posibnik/tm/rozchast/index.php>

Розрахункова частина.

При виконанні розрахунків необхідно заокруглювати розраховані значення до трьох значущих цифр. Наприклад:

- значення потужностей, крутних моментів, частот обертання, кутових швидкостей до цілих одиниць;
- передаточні числа, діаметри дільних кіл зубчатої передачі, коефіцієнти, коліві швидкості – до сотих;
- значення сил, опорних реакцій – до десятків.

1. Вибір електродвигуна і кінематичний розрахунок приводу.

Значення ККД механічних передач та пар підшипників наведені у табл. 1.1.

Значення ККД механічних передач та пар підшипників

Таблиця 1.1

Передача	ККД
Пара підшипників	0,99...0,995
Зубчаста у закритому корпусі (редукторі):	
циліндричними колесами	0,97...0,98
конічними колесами	0,96...0,97
Зубчаста відкрита	0,95...0,96
Черв'ячна в редукторі при кількості витків черв'яка:	
$z_1 = 1$	0,70...0,75
$z_1 = 2$	0,80...0,85
$z_1 = 4$	0,85...0,95
Ланцюгова закрита	0,95...0,97
Ланцюгова відкрита	0,90...0,95
Пасова:	
плоским пасом	0,96...0,98
клиновим пасом	0,95...0,97

Електродвигуни асинхронні серії 4А, закриті обдунні
(ГОСТ 19523-81, зі скороченнями).

Таблиця 1.2

Тип	Потужність, $P_{\text{дв}}$, кВт	Асинхронна частота обертання, $n_{\text{дв}}$, об/хв
Синхронна частота обертання $n_c = 3000$ об/хв		
4A100S2Y3	4,0	2900
4A100L2Y3	5,5	2900
4A112M2Y3	7,5	2930
4A132M2Y3	11,0	2930
4A160S2Y3	15,0	2940
4A160M2Y3	18,5	2940
4A180S2Y3	22,0	2940
4A180M2Y3	30,0	2940
Синхронна частота обертання $n_c = 1500$ об/хв		
4A100L4Y3	4,0	1430
4A112M4Y3	5,5	1450
4A132S4Y3	7,5	1460
4A132M4Y3	11,0	1460
4A160S4Y3	15,0	1470
4A160M4Y3	18,5	1470
4A180S4Y3	22,0	1470
4A180M4Y3	30,0	1470
Синхронна частота обертання $n_c = 1000$ об/хв		
4A112MB6Y3	4,0	950
4A132S6Y3	5,5	970
4A132M6Y3	7,5	970
4A160S6Y3	11,0	970
4A160M6Y3	15,0	970
4A180M6Y3	18,5	970
4A200M6Y3	22,0	970
4A200L6Y3	30,0	980

Загальний ККД приводу визначається як добуток всіх ККД передач (і пар підшипників), які входять до складу приводу

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \eta_k, \quad (1.1)$$

де $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_k$ – ККД складових ланок приводу (при наявності декількох пар підшипників їх ККД береться в степені, показник якого відповідає кількості пар підшипників), табл. 1.1.

Потрібну потужність визначають за формулою, **кВт**

$$P_{номп} = \frac{P}{\eta}, \quad (1.2)$$

де P (або P_4) – потужність на вихідному валу приводу, **кВт**.

Вибір електродвигуна виконується по потрібній потужності згідно з ГОСТ 19523-81 (табл. 1.2). Перед остаточним вибором двигуна треба задатись його частотою обертання. Орієнтовно можна задатись значенням частоти обертання електродвигуна за формулою

$$n'_{де} = n_4 \cdot (4 \dots 25), \quad (1.3)$$

Потім необхідно вибрати тип двигуна з табл. 1.2.
Загальне передаточне відношення приводу

$$i = \frac{n_{де}}{n_4}, \quad (1.4)$$

де $n_{де}$ – асинхронна частота обертання двигуна, обрана за ГОСТ 19523-81, табл. 1.2, **об/хв**.

Передаточне відношення зубчатої передачі редуктора обирають згідно з ГОСТ 2185-66, табл. 1.3.

Орієнтовно можна визначити передаточне відношення редуктора за рекомендацією:

$$i_p \approx 1,2 \cdot \sqrt{i}, \quad (1.5)$$

*Передаточні відношення (числа) зубчастих передач, ГОСТ 2185-66.
Таблиця 1.3*

Передаточні відношення (числа) зубчастих передач
1; 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4,0; 4,5; 5,0; 5,6; 6,3; 7,1; 8,0; 9,0; 10,0; 11,2.

Передаточне відношення ланцюгової передачі визначають за формулою

$$i_n = \frac{i}{i_p}, \quad (1.6)$$

Далі визначають потужності (***Pm***), частоти обертання (***об/хв***), кутові швидкості (***рад/с***) та крутні моменти (***Нм***) на валах привода за наступними залежностями

$$P_i = P_{i-1} \cdot \eta_i^n, \quad (1.7)$$

$$n_i = \frac{n_{i-1}}{i_i}, \quad (1.8)$$

$$\omega_i = \frac{\pi \cdot n_i}{30}, \quad (1.9)$$

$$T_i = \frac{P_i}{\omega_i}, \quad (1.10)$$

Приклад кінематичного розрахунку привода із заданими силою тяги стрічки транспортера ***F***, частотою обертання барабана ***n*** та його діаметром ***D*** наведений у додатку 1 (с. 45).

Приклад кінематичного розрахунку привода із заданими потужністю ***P*** на барабані транспортера, кутовою швидкістю барабана ***ω*** та його діаметром ***D*** наведений у додатку 2 (с. 85).

2. Розрахунок зубчатого зачеплення редуктора.

Перед початком розрахунків необхідно обрати матеріал для виготовлення шестерні і зубчатого колеса. Для закритих зубчатих передач рекомендовано використовувати вуглецеву або леговану сталь з термообробкою нормалізація або покращення. При виборі термообробки гартування потрібно розраховувати розміри зубів на витривалість по напруженнях згину.

Механічні властивості основних марок сталей наведені у табл. 2.1

Рекомендується призначати для шестерні і колеса сталь однієї марки, але забезпечувати твердість поверхні зубів шестерні на 20 – 30 одиниць більше, ніж колеса.

Коефіцієнт довговічності роботи, при числі циклів навантаження більше базового приймається: $K_{HL} = 1$.

Коефіцієнт безпеки при контактній деформації $[S_H]$: для коліс з нормалізованої та покращеної сталі – $1, 1, \dots, 1, 2$, при поверхневому зміцненні зубів – $1, 2, \dots, 1, 3$.

Проектний розрахунок циліндричного зубчатого зачеплення полягає у визначенні міжосьової відстані та послідуячому розрахунку геометричних параметрів передачі. Міжосьова відстань (мм) визначається за формулою:

$$a \geq K_a \cdot (i_p + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot i_p^2 \cdot \psi_{ba}}}, \quad (2.1)$$

Коефіцієнт, який враховує конструкцію зубчатих коліс та їх матеріал, для прями зубих передач $K_a = 49,5$, для косозубих $K_a = 43$.

Механічні властивості сталей.

Таблиця 2.1

Марка сталі	Діаметр заготовки, мм	Границя міцності, Н/мм ²	Границя текучості, Н/мм ²	Твердість НВ	Термообробка
45	100-500	570	290	190	Нормалізація
45	До 90	780	440	230	Покращення
	90-120	730	390	210	
	Більше 120	690	340	200	
30ХГС	До 140	1020	840	260	
	Більше 140	930	740	250	
40Х	До 120	930	690	270	
	120-160	880	590	260	
	Більше 160	830	540	245	
40ХН	До 150	930	690	280	
	150-180	880	590	265	
	Більше 180	835	540	250	

40Л	-	520	290	160	Нормалізація
45Л		540	310	180	
35ГЛ	-	590	340	190	Покращення
35ХГЛ		790	590	220	

Коефіцієнт нерівномірності розподілення напружень по довжині контактної лінії $K_{НВ}$ приймається при проектному розрахунку орієнтовно за табл. 2.2. Слід зазначити, що у випадку симетричного розташування коліс відносно опор, коли на вихідний кінець веденого валу встановлюється зірочка ланцюгової передачі, необхідно приймати значення коефіцієнту для **несиметричного** розташування.

Коефіцієнт ширини вінця по міжосьовій відстані ψ_{ba} приймається для прямозубих передач 0,125...0,25, для косозубих – 0,40...0,63 з ряду по ГОСТ 2185-66 (табл. 2.3).

Після визначення міжосьової відстані a за формулою (2.1) треба прийняти найближче стандартне значення з ряду за ГОСТ 2185-66 (табл. 2.4).

Орієнтовні значення коефіцієнту $K_{НВ}$ для зубчатих передач редукторів.
Таблиця 2.2

Навантаження	Розташування коліс відносно опор	Твердість НВ поверхні зубів	
		≤ 350	> 350
Постійне	-	1,0	1,0
Змінне	Симетричне	1,00 – 1,15	1,05 – 1,25
	Несиметричне	1,10 – 1,25	1,15 – 1,35
	Консольне	1,20 – 1,35	1,25 – 1,45

*Коефіцієнт ширини вінця по міжосьовій відстані ψ_{ba} ,
ГОСТ 2185-66.*

Таблиця 2.3

Коефіцієнт ширини вінця по міжосьовій відстані ψ_{ba}
0,125; 0,16; 0,25; 0,315; 0,40; 0,50; 0,63; 0,80; 1,00.

Міжосьова відстань a , ГОСТ 2185-66.

Таблиця 2.4

Міжосьова відстань a , мм
50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250.

Модуль зачеплення вибирають з рекомендації

$$m_n = (0,01...0,02) \cdot a, \quad (2.2)$$

та приймають найближче стандартне значення з ряду за ГОСТ 9563-60* (табл. 2.5).

Модуль зачеплення m_n , ГОСТ 9563-60*.

Таблиця 2.5

Модуль зачеплення m_n , мм
1; 1,25; 1,375; 1,75; 2; 2,25; 2,5; 2,75; 3; 3,5; 4; 4,5; 6; 7; 8; 9; 10.

Слід зауважити, що для зубчатих передач загального призначення не рекомендується приймати модуль менше **2 мм**, тому, що виникає загроза перегартування зубів при термообробці.

Для косозубих коліс при визначенні геометричних параметрів кут нахилу зубів β попередньо приймається рівним 10° . Після остаточного розрахунку та вибору кількості зубів цей кут уточнюється. При цьому значення повинно знаходитись у межах $\beta = 8^\circ...15^\circ$. Допускається значення β до 20° .

Ширину шестерні і зубчатого колеса необхідно узгоджувати зі стандартним рядом **Ra 40** (табл. 4.2).

В залежності від колової швидкості в зачепленні обирається ступінь точності передачі (табл. 2.6).

Ступінь точності зубчастої передачі, ГОСТ 1643-81.

Таблиця 2.6

Тип передачі	Колова швидкість v , м/с	Ступінь точності
Прямозуба	до 5	8
	більше 5	7
Косозуба	до 10	8
	10 ... 20	7

Коефіцієнт навантаження для контактних напружень K_H є добутком трьох складових:

K_{Ha} – коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження між зубами зубчатого колеса (табл. 2.7);

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілення навантажень по довжині контактної лінії (табл. 2.8);

K_{HV} – динамічний коефіцієнт (табл. 2.9).

Якщо на вихідному кінці одного з валів встановлена зірочка ланцюгової передачі або шків пасової передачі, то, навіть при симетричному розташуванні коліс відносно до опор, треба обирати значення коефіцієнту $K_{H\beta}$ для несиметричного розташування.

При перевірці контактних напружень недовантаження ($\sigma_H < [\sigma_H]$) повинно складати не більше 10%, перевантаження ($\sigma_H > [\sigma_H]$) – не більше 5%.

Значення коефіцієнту $K_{H\alpha}$.

Таблиця 2.7

Ступінь точності	Колова швидкість v , м/с				
	до 1	5	10	15	20
7	1,02	1,05	1,07	1,10	1,12
8	1,06	1,09	1,13	-	-

Примітка: Для прямозубих колес $K_{H\alpha} = 1$.

Значення коефіцієнту $K_{H\beta}$.

Таблиця 2.8

Ψ_{bd}	Твердість поверхні зубів					
	HB \leq 350			HB $>$ 350		
	I	II	III	I	II	III
0,4	1,15	1,04	1,00	1,33	1,08	1,02
0,6	1,24	1,06	1,02	1,50	1,14	1,04
0,8	1,30	1,08	1,03	-	1,21	1,06
1,0	-	1,11	1,04	-	1,29	1,09
1,2	-	1,15	1,05	-	1,36	1,12
1,4	-	1,18	1,07	-	-	1,16
1,6	-	1,22	1,09	-	-	1,21
1,8	-	1,25	1,11	-	-	-
2,0	-	1,03	1,14	-	-	-

Примітка: Дані, що приведені у стовпчику I, відносяться до передач з консольним розташуванням зубчатого колеса; II – до передач з несиметричним розташуванням коліс відносно до опор; III – до передач з симетричним розташуванням.

Значення коефіцієнту K_{HV} .

Таблиця 2.9

Передача	Твердість поверхні зубів, HB	Колова швидкість v , м/с			
		до 5	10	15	20
		Ступінь точності			
		8		7	
Прямозуба	≤ 350	1,05	-	-	-
	> 350	1,10	-	-	-
Косозуба	≤ 350	1,00	1,01	1,02	1,05
	> 350	1,00	1,05	1,07	1,10

Коефіцієнт навантаження для згинальних напружень K_F є добутком трьох складових:

$K_{F\alpha}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження між зубами зубчатого колеса. Для одноступінчатих циліндричних редукторів $K_{F\alpha} = 1$;

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілення навантажень по довжині контактної лінії (табл. 2.10);

K_{FV} – динамічний коефіцієнт (табл. 2.11).

Якщо на вихідному кінці одно з валів встановлена зірочка ланцюгової передачі або шків пасової передачі, то, навіть при симетричному розташуванні коліс відносно до опор, треба обирати значення коефіцієнту $K_{F\beta}$ для несиметричного розташування.

Коефіцієнт осьового перекриття $K_{F\varepsilon}$ залежить від ступені точності передачі. Значення коефіцієнту $K_{F\varepsilon}$ для коефіцієнту перекриття $\varepsilon = 1,5$ наведені у табл. 2.12.

Коефіцієнт, що враховує форму зуба Y_F визначається за еквівалентним числом зубів згідно з табл. 2.13.

Границя витривалості $\sigma_{F \lim b}^0$, що відповідає базовій кількості циклів, залежить від матеріалу та термообробки. Вона визначається за допомогою табл. 2.14.

Коефіцієнт безпеки $[S_F]$ є добутком двох складових:

$[S_F]'$ – коефіцієнт безпеки, що враховує нестабільність властивостей матеріалу (табл. 2.14);

$[S_F]''$ – коефіцієнт безпеки, що враховує метод отримання заготовки зубчатого колеса (табл. 2.15).

Подальший розрахунок на згинальну витривалість зубів необхідно вести для шестерні або колеса в залежності від відношення $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$.

Розрахунок ведеться для того елемента, для якого знайдене відношення

менше. Тому у кінцевій формулі перевірки згинальних напружень використовується та ширина (шестерні b_1 , або колеса b_2) та той коефіцієнт, що враховує форму зуба (Y_{F1} або Y_{F2}), для якого ведеться розрахунок (для якого відношення $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ менше).

Значення коефіцієнту $K_{F\beta}$.

Таблиця 2.10

Ψ_{bd}	Твердість поверхні зубів							
	HB ≤ 350				HB > 350			
	I	II	III	IV	I	II	III	IV
0,2	1,00	1,04	1,18	1,10	1,03	1,05	1,35	1,20
0,4	1,03	1,07	1,37	1,21	1,07	1,10	1,70	1,45
0,6	1,05	1,12	1,62	1,40	1,09	1,18	-	1,72
0,8	1,08	1,17	-	1,59	1,13	1,28	-	-
1,0	1,10	1,23	-	-	1,20	1,40	-	-
1,2	1,13	1,30	-	-	1,30	1,53	-	-
1,4	1,19	1,38	-	-	1,40	-	-	-
1,6	1,25	1,45	-	-	-	-	-	-
1,8	1,32	1,53	-	-	-	-	-	-

Примітка: Дані, що приведені у стовпчику I, відносяться до передач з симетричним розташуванням зубчатих коліс відносно опор; II – до передач з несиметричним розташуванням коліс відносно до опор; III – до передач з консольним розташуванням на кулькових підшипниках, IV – до передач з консольним розташуванням на роликових підшипниках.

Значення коефіцієнту K_{Fv} .

Таблиця 2.11

Степінь точності	Твердість поверхні зубів, HB	Колова швидкість v , м/с		
		3	3 – 8	8 – 12,5
6	≤ 350	1/1	1,2/1	1,3/1,1
	> 350	1/1	1,15/1	1,25/1
7	≤ 350	1,15/1	1,35/1	1,45/1,2
	> 350	1,15/1	1,25/1	1,35/1,1
8	≤ 350	1,25/1,1	1,45/1,3	-/1,4
	> 350	1,2/1,1	1,35/1,2	-/1,3

Примітка: У чисельнику вказані значення коефіцієнту K_{Fv} для прямозубих передач, у знаменнику – для косозубих.

Для виконання умови міцності дійсні згинальні напруження шестерні або колеса повинні бути менше допустимих для тої ж деталі.

Значення коефіцієнту $K_{F\varepsilon}$

для коефіцієнту торцевого перекриття $\varepsilon = 1,5$.

Таблиця 2.12

Ступінь точності	Коефіцієнт $K_{F\varepsilon}$
7	0,83
8	0,92

Значення коефіцієнту Y_F .

Таблиця 2.13

z_V	17	20	25	30	40	50	60	70	80	100	> 100
Y_F	4,28	4,09	3,9	3,8	3,7	3,66	3,62	3,61	3,61	3,6	3,6

Значення границі витривалості $\sigma_{F\lim b}^0$ та коефіцієнту $[S_F]'$.

Таблиця 2.14

Марка сталі	Термічна або термохімічна обробка	$\sigma_{F\lim b}^0$, $\frac{H}{\text{мм}^2}$	$[S_F]'$
40, 45, 30ХГС, 40Х, 40ХН, 40Л, 45Л, 35ГЛ, 35ХГСЛ	Нормалізація, покращення	$1,8 \cdot HB$	1,75
40Х, 40ХН, 40ХФА	Об'ємне гартування	500...550	1,8
40ХН, 40ХН2МА	Гартування СВЧ	700	1,75
20ХН, 20ХН2М, 12ХН2, 12ХН3А	Цементация	950	1,55

Значення коефіцієнту $[S_F]''$.

Таблиця 2.15

Метод отримання заготовки	$[S_F]''$
Поковки та штамповки	1,0
Прокат	1,15
Литі заготовки	1,3

Приклад розрахунку косозубого зубчатого зачеплення редуктора з твердістю зубів $HВ < 350$ наведений у додатку 1 (с. 48)

3. Розрахунок ланцюгової передачі.

Розрахунок ланцюгової передачі полягає у виборі приводного ланцюга на основі допустимого тиску $[p]$ в шарнірах ланцюга та послідуочій перевірці коефіцієнту безпеки s .

Розрахунковий коефіцієнт навантаження K_E є добутком шести складових:

$$K_E = K_d \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_p \cdot K_{zm} \cdot K_n, \quad (3.1)$$

K_d – динамічний коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження між зубами зубчатого колеса (табл. 3.1);

K_a – коефіцієнт, що враховує вплив міжосьової відстані (табл. 3.2).
Рекомендується $a_d = (30 \dots 50) \cdot t$;

K_n – коефіцієнт, що враховує вплив нахилу ланцюга (табл. 3.3);

K_p – коефіцієнт впливу метода регулювання натягу ланцюга (табл. 3.4);

K_{zm} – коефіцієнт впливу метода мащення ланцюга (табл. 3.5);

K_n – коефіцієнт впливу періодичності роботи (табл. 3.6).

Значення коефіцієнту K_d .

Таблиця 3.1

Характер навантаження	K_d
Спокійне	1,0
Легкі поштовхи	1,25
Ударне навантаження	2,5

Так як величина допустимого тиску в шарнірах залежить від шагу ланцюга t (а крок (шаг) – від допустимого тиску), то проектний розрахунок виконують методом послідовних наближень: попередньо приймають орієнтовне значення $[p_{ТАБ}]$ у відповідності до припустимих значень t згідно з рекомендаціями табл. 3.7. Рекомендується для невеликих потужностей орієнтуватись на $t = 19,05$ мм.

Значення коефіцієнту K_a .

Таблиця 3.2

Залежність міжосьової відстані a_L від шагів ланцюга t	K_a
$a_L \leq 25 \cdot t$	1,25
$a_L = (30...50) \cdot t$	1,00
$a_L = (50...75) \cdot t$	1,00...0,875
$a_L = (75...100) \cdot t$	0,875...0,75

Значення коефіцієнту K_n .

Таблиця 3.3

Регулювання натяжіння	Нахил ланцюга	K_n
Періодичне	$\leq 60^\circ$	1,0
	$> 60^\circ$	1,25
Автоматичне	Любий	1,0

Значення коефіцієнту K_p .

Таблиця 3.4

Метод регулювання	K_p
Автоматичний	1,0
Періодичний	1,25

Значення коефіцієнту $K_{зм}$.

Таблиця 3.5

Мащення	$K_{зм}$
Картерне	0,8
Безперервне	1,0
Періодичне	1,3...1,5

Значення коефіцієнту K_n .

Таблиця 3.6

Періодичність роботи	$K_{зм}$
Одна зміна	1,0
Дві зміни	1,25
Три зміни	1,5

Допустимий тиск в шарнірах ланцюга $[p_{ТАБ}]$, МПа.

Таблиця 3.7

n_3 , $\frac{об}{хв}$	Крок (шаг) ланцюга t , мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
50	46	43	39	36	34	31	29	27
100	37	34	31	29	27	25	23	22
200	29	27	25	23	22	19	18	17
300	26	24	22	20	19	17	16	15
500	22	20	18	17	16	14	13	12
750	19	17	16	15	14	13	-	-
1000	17	16	14	13	13	-	-	-
1250	16	15	13	12	-	-	-	-

Примітка: Для двохрядних ланцюгів значення $[p]$ зменшують на 15%.

Розрахунковий крок (шаг) ланцюга (мм) визначається за формулою (3.2)

$$t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_e \cdot T_3}{Z_3 \cdot [p_{ТАБ}]}} \quad (3.2)$$

Після визначення розрахункового кроку (шагу) ланцюга треба обрати ланцюг за ГОСТ 13568 – 75 (табл. 3.8).

Потім визначається швидкість ланцюга, колова сила, порівнюється тиск в шарнірах ланцюга з уточненим допустимим тиском (МПа), який визначається за формулою

$$[p] = [p_{ТАБ}] \cdot [1 + 0,01 \cdot (Z_3 - 17)], \quad (3.3)$$

де $[p_{ТАБ}]$ – табличне значення допустимого тиску в шарнірах (табл. 3.7) для обраного за стандартом ланцюга.

Ланцюги приводні роликові однорядні ПР (ГОСТ 13568 – 75).

Таблиця 3.8

$t, \text{ мм}$	$Q, \text{ кН}$	$q, \frac{\text{кг}}{\text{м}}$	$A_{\text{оп}}, \text{ мм}^2$
12,7	18,2	0,75	39,6
15,875	22,7	1,0	54,8
19,05	31,8	1,9	105,8
25,4	60,0	2,6	179,7
31,75	88,5	3,8	262
38,1	127,0	5,5	394
44,45	172,4	7,5	473
50,8	226,8	9,7	646

Примітка: Приклад позначення ланцюга приводного роликового однорядного з кроком (шагом) $t = 19,05 \text{ мм}$ та руйнуючим навантаженням $Q = 31,8 \text{ кН}$:

ПР – 19,05 – 31,8 ГОСТ 13568 – 75

$a_t = \frac{a_L}{t}$ узгоджується з обраною раніше кількістю ланок у міжосьовій відстані (див. формулу 3.1, коеф. K_a). Рекомендується вибирати в межах $a_t = 30 \dots 50$.

Розраховану кількість ланок ланцюга необхідно заокруглити до парного числа. Можливий вибір непарної кількості ланок, але, при цьому, необхідно вказати на наявність перехідної з'єднувальної ланки.

При визначенні сили від провисання F_f значення коефіцієнту k_f залежить від кута нахилу ланцюга до горизонталі. Коефіцієнт обирається згідно табл. 3.9.

Значення коефіцієнту k_f .

Таблиця 3.9

Розташування передачі	k_f
Горизонтальне (0°)	6,0
Похиле ($\sim 45^\circ$)	1,5
Вертикальне (90°)	1,0

Розраховавши параметри передачі, необхідно перевірити обраний ланцюг на міцність, визначивши коефіцієнт безпеки s (формула 3.4), та порівнявши його з допустимим значенням $[s]$ (табл. 3.10).

Коефіцієнт безпеки

$$s = \frac{Q}{F_{ul} + F_v + F_f}, \quad (3.4)$$

Умова міцності має вигляд

$$s \leq [s], \quad (3.5)$$

Нормативні коефіцієнти безпеки $[s]$ приводних роликових ланцюгів серії ПР

Таблиця 3.10

$\frac{n_3}{об}$ $хв$	Крок (шаг) ланцюга t , мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
50	7,1	7,2	7,2	7,3	7,4	7,5	7,6	7,6
100	7,3	7,4	7,5	7,6	7,8	8,0	8,1	8,3
300	7,9	8,2	8,4	8,9	9,4	9,8	10,3	10,8
500	8,5	8,9	9,4	10,2	11,0	11,8	12,5	-
750	9,3	10,0	10,7	12,0	13,0	14,0	-	-
1000	10,0	10,8	11,7	13,3	15,0	-	-	-
1250	10,6	11,6	12,7	14,5	-	-	-	-

У пояснювальній записці курсового проекту доцільно показати ескіз ланцюгової передачі із вказаними основними розмірами.

Приклад підбирання та розрахунку приводного однорядного ланцюга серії ПР наведений у додатку 1 (с. 57).

4. Проектний розрахунок валів редуктора.

Проектний розрахунок валів полягає у визначенні діаметрів їх вихідних кінців за пониженими напруженнями на кручення. Діаметр вихідного кінця валу (мм) визначається за формулою 4.1.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (4.1)$$

де T – крутний момент, який передає вал, Нмм;

[τ] – знижені допустимі дотичні напруження, $\frac{H}{\text{мм}^2}$.

Понижені допустимі напруження для проектного розрахунку валів рекомендується приймати згідно з рекомендаціями табл. 4.1.

Понижені допустимі напруження для проектного розрахунку валів.

Таблиця 4.1

Особливості монтажу валу	Допустимі напруження, $\frac{H}{\text{мм}^2}$.
На вихідному кінці валу встановлена муфта.	25
На вихідному кінці валу встановлена деталь передачі.	20

Якщо на вихідному кінці валу є шпонкова канавка, то його діаметр треба збільшити на 8...10%.

Отриманий результат необхідно заокруглити до найближчого більшого значення згідно зі стандартним рядом **Ra40** (табл. 4.2).

Вали редукторів виготовляються ступеньчастими з метою зручності складання та розбирання вузлів валів. Діаметри ступеней валів повинні відрізнятися їх розмірами. Наприклад діаметр під підшипник вибирається більшим за діаметр вихідного кінця, а діаметр під зубчате колесо – більший за діаметр під підшипник.

Стандартний ряд Ra40, ГОСТ 6636-69.

Таблиця 4.2

Стандартний ряд Ra40
10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 33; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; далі через 10 мм

При конструюванні валів слід враховувати, що розмір діаметра в місці посадки підшипників повинен бути кратним 5. При цьому допускається вибір розміру **35 мм**, який відсутній у ряді **Ra40**.

В пояснювальній записці курсового проекту доцільно показати ескізи валів редуктора із вказаними розрахованими (та обраними конструктивно) діаметрами.

Приклад попереднього розрахунку валів редуктора наведений у додатку 1 (с. 62).

Приклад виконання робочого креслення валу веденого наведений у додатку 3 (с. 92).

5. Конструктивні розміри шестерні та колеса.

При невеликих розмірах шестерні зубчатої передачі доцільно виготовляти ведучій вал редуктора разом (заодно) з шестернею.

Орієнтовно розміри сталюого циліндричного зубчатого колеса можна визначити за наступними формулами.

Діаметр маточини, *мм*

$$d_m \approx 1,6 \cdot d_{k2} , \quad (5.1)$$

де d_{k2} – діаметр вала в місці посадки зубчатого колеса, *мм*.

Довжина маточини, *мм*

$$l_m \approx (1,2 \dots 1,5) \cdot d_{k2} , \quad (5.2)$$

Товщина обода, *мм*

$$\delta_o \approx (2,5 \dots 4) \cdot m_n , \quad (5.3)$$

Товщина обода за умови технологічності виготовлення повинна бути не менше **8 мм**.

Товщина диска, *мм*

$$c \approx 0,3 \cdot b_2 , \quad (5.4)$$

Отримані значення необхідно округлити до найближчого значення згідно зі стандартним рядом **Ra40** (табл. 4.2).

Для полегшення конструкції та економії матеріалу у дисках коліс передбачаються отвори. Їх діаметр повинен складати не менше **20 мм**. У тому випадку, якщо отвори такого діаметру зробити не можна, то їх не роблять.

В пояснювальній записці курсового проекту доцільно показати ескізи шестерні та зубчатого колеса із вказаними розрахованими та обраними розмірами.

Приклад розрахунку конструктивних елементів циліндричного колеса наведений у додатку 1 (с. 65).

Приклад виконання робочого креслення циліндричного колеса наведений у додатку 3 (с. 91).

6. Конструктивні розміри корпусу редуктора.

Орієнтовно розміри корпусу і кришки редуктора можна визначити за наступними формулами.

Товщина стінок корпусу, *мм*

$$\delta = 0,025 \cdot a + 1 , \quad (6.1)$$

Товщина стінок кришки, *мм*

$$\delta_1 = 0,02 \cdot a + 1 , \quad (6.2)$$

Товщина стінок корпусу і кришки за умови технологічності виготовлення повинна бути не менше **8 мм**.

Товщина фланців поясів корпусу і кришки, *мм*:
верхнього пояса корпусу і пояса кришки

$$b = 1,5 \cdot \delta , \quad (6.3)$$

пояса кришки

$$b_2 = 1,5 \cdot \delta_1 , \quad (6.4)$$

нижнього поясу корпусу

$$p = 2,35 \cdot \delta , \quad (6.5)$$

Отримані значення необхідно округлити до найближчого значення згідно зі стандартним рядом **Ra40** (табл. 4.2).

Діаметри болтів: фундаментних

$$d_{Б1} = (0,03 \dots 0,036) \cdot a + 12 , \quad (6.6)$$

з'єднуючих кришку з корпусом біля підшипників

$$d_{Б2} = (0,7 \dots 0,75) \cdot d_1, \quad (6.7)$$

з'єднуючих кришку з корпусом

$$d_{Б3} = (0,5 \dots 0,6) \cdot d_1, \quad (6.8)$$

Отримані значення необхідно округлити до найближчого значення згідно з ГОСТ 9150 – 59 (табл. 6.1).

Різьба метрична, ГОСТ 9150 – 59 (зі скороченнями).

Таблиця 6.1

Діаметр різьби з крупним кроком (шагом)
3; 3,5; 4; 4,5; 5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 24; 27; 30

Ширина фланців нижнього пояса корпусу (K_1) верхнього пояса корпусу і пояса кришки біля підшипників (K_2) верхнього пояса корпусу і пояса кришки (K_3) (від внутрішньої стінки редуктора) приймається в залежності від діаметрів болтів на відповідних фланцях згідно з рекомендаціями табл. 6.2.

Ширина фланців поясів корпусу і кришки.

Таблиця 6.2

Діаметр болтів, мм	6	8	10	12	14	16	18	20
K_1, K_2, K_3 мм	30	32	36	41	44	48	52	56

7. Ескізна компоновка редуктора.

Компоновочне креслення редуктора призначене для приблизного визначення положення зубчатих коліс і зірочки ланцюгової передачі відносно до опор валів для наступного визначення реакцій опор, підбору підшипників і перевірного розрахунку валів.

Ескізна компоновка редуктора виконується в одній проекції – розріз по осях валів при знятій кришці редуктора, в масштабі 1:1 на форматі А3.

Рекомендується виконання компоновочного креслення на міліметровому папері.

При виконанні креслення потрібно користуватись наступними рекомендаціями.

Зазор між торцем маточини або шестерні (в залежності від того, яка з цих деталей більше віддаляється від лінії симетрії шестерні та колеса) і внутрішньою стінкою редуктора **10 мм**.

Зазор між вершинами зубів шестерні та колеса і внутрішньою стінкою редуктора **15 мм**.

Необхідно попередньо обрати тип і серію підшипників. При використанні циліндричної косозубої передачі рекомендується призначати радіально-упорні роликові конічні підшипники легкої серії згідно з ГОСТ 333-79 (табл. 8.1). Підшипники обираються за відповідним діаметром вала під підшипник d_n , який повинен співпадати з діаметром внутрішнього кільця підшипника d за табл. 8.1.

При установці конічних радіально-упорних підшипників та наступному визначенні плечей діючих сил потрібно пам'ятати, що точка прикладання радіальних сил зміщена на відстань " a_n " від торця підшипника

$$a_n = \frac{T_{max}}{2} + \frac{(d + D) \cdot e}{6}, \quad (7.1)$$

Розмір l_2 від осі колеса до точки прикладання реакцій опор і розмір l_3 між точкою реакції опори і серединою маточини зірочки визначається шляхом заміру на ескізній компоновці.

8. Перевірка довговічності підшипників.

Для визначення довговічності підшипників необхідно попередньо визначити реактивні сили, які діють в місці встановлення підшипників на вал. Для цього вал розглядають як двохопорну балку. На балку (вал) діють сили в зубчатому зачепленні та сили, що виникають в ланцюговій (або пасовій) передачі. Реакції розраховуються в горизонтальній та вертикальній площинах за методами статyki. На підшипники діють сумарні реакції, які є геометричною сумою горизонтальних та вертикальних реакцій.

Дані для розрахунків довговічності радіально-упорних конічних підшипників вибираються з ГОСТ 333-79 (табл. 8.1).

Після визначення осьових складових реакцій у роликів радіально-упорних підшипниках розраховуються їх осьові навантаження за формулами у табл. 8.2.

Потім розрахунки ведуться паралельно для обох підшипників з метою визначення того підшипника, який більш навантажений.

По відношенню $\frac{F_a}{F_r}$ визначається, чи слід враховувати осьову силу при розрахунку еквівалентного навантаження. Якщо відношення $\frac{F_a}{F_r}$ менше коефіцієнта осьового навантаження e (табл. 8.1), то осьова сила не враховується, якщо відношення $\frac{F_a}{F_r}$ менше коефіцієнта осьового навантаження e – осьова сила враховується. У відповідності від цього вибираються розрахункові коефіцієнти згідно з табл. 8.3.

Еквівалентне навантаження на підшипник визначається за формулою

$$F_e = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T, \quad (8.1)$$

де X , Y – коефіцієнти, відповідно радіального та осьового навантаження, табл. 8.3;

V – коефіцієнт обертання кільця, табл. 8.4;

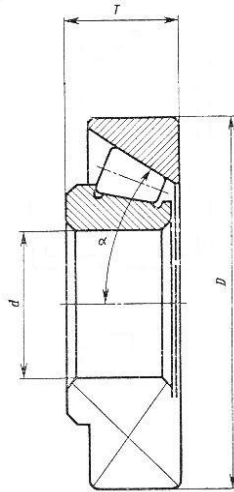
K_δ – коефіцієнт безпеки, табл. 8.5;

K_T – температурний коефіцієнт, табл. 8.6.

Після визначення еквівалентного навантаження F_e розраховується на довговічність той підшипник, у якого більше це навантаження.

Роликові підшипники конічні однорядні, ГОСТ 333 – 79
(зі скороченнями).

Таблиця 8.1



Умовне позначення	d	D	T_{\max}	C	e	Y
	мм			кН		
7203	17	40	13,25	14,0	0,31	1,97
7204	20	47	15,25	21,0	0,36	1,67
7205	25	52	16,25	24,0	0,36	1,67
7206	30	62	17,25	31,5	0,36	1,64
7207	35	72	18,25	38,5	0,37	1,62
7208	40	80	19,25	46,5	0,38	1,56
7209	45	85	20,75	50,0	0,41	1,45
7210	50	90	21,75	56,0	0,37	1,60
7211	55	100	22,75	65,0	0,41	1,46
7212	60	110	23,75	78,0	0,35	1,71
7304	20	52	16,25	26	0,30	2,03
7305	25	62	18,25	33	0,36	1,67
7306	30	72	20,75	43	0,34	0,78
7307	35	80	22,75	54	0,32	1,38
7308	40	90	25,25	66	0,28	2,16
7309	45	100	27,25	83	0,28	2,16
7310	50	110	29,25	100	0,31	1,94
7311	55	120	31,5	107	0,33	1,80
7312	60	130	33,5	128	0,30	1,97

Формули для розрахунку осьових навантажень.

Таблиця 8.2

Умови навантаження	Осьові навантаження
$S_1 \geq S_2;$ $F_a \geq 0$	$F_{a1} = S_1;$
$S_1 \leq S_2;$ $F_a \geq S_2 - S_1$	$F_{a2} = S_1 + F_a$
$S_1 \leq S_2;$ $F_a \leq S_2 - S_1$	$F_{a1} = S_2 - F_a;$ $F_{a2} = S_2$

Значення коефіцієнтів X та Y для однорядних радіально-упорних роликкових підшипників.

Таблиця 8.3

$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} \geq e$	
X	Y	X	Y
1	0	0,4	По ГОСТ 333-79 (табл. 8.1)

Коефіцієнт обертання кільця V .

Таблиця 8.4

Кільце підшипника, що обертається	Коефіцієнт обертання кільця V
Внутрішнє	1
Зовнішнє	1,2

Розрахункова довговічність у мільйонах обертів визначається за формулою, *млн.об.*

$$L = \left(\frac{C}{F_e} \right)^{\frac{10}{3}}, \quad (8.2)$$

або

$$L = \left(\frac{C}{F_e} \right)^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{C}{F_e}}, \quad (8.3)$$

Коефіцієнт безпеки K_b .

Таблиця 8.5

Характер навантаження	K_b	Приклади використання
Спокійне без поштовхів	1,0	Ролики стрічкових конвеєрів
Легкі поштовхи, короткочасні перевантаження до 125%	1,0...1,2	Прецизійні зубчасті передачі, металорізальні верстати (крім стругальних і довбальних), блоки, легкі вентилятори
Помірні поштовхи, вібраційне навантаження, короткочасне перевантаження до 150%	1,3...1,5	Букси рейкового рухливого складу, зубчасті передачі 7-й і 8-й ступенів точності, редуктори всіх конструкцій, гвинтові конвеєри
Те ж в умовах підвищеної надійності	1,5...1,8	Центрифуги, потужні електричні машини, енергетичне обладнання

Температурний коефіцієнт K_T .

Таблиця 8.6

Робоча температура підшипника, $^{\circ}\text{C}$	≤ 100	125	150	175	200	225
Температурний коефіцієнт K_T	1,0	1,05	1,15	1,25	1,35	1,40

Розрахункова довговічність у годинах визначається за формулою, год.

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n}, \quad (8.4)$$

Для зубчатих редукторів ресурс роботи за ГОСТ 16162 – 85 може перевищувати 36000 год. (такий ресурс роботи самого редуктора), але повинен бути не менше 10000 год. (мінімально допустима довговічність за умови заміни підшипників при ремонті редуктора).

Приклад перевірконого розрахунку підшипників веденого валу наведений у додатку 1 (с. 69).

9. Перевірка міцності шпонкових з'єднань.

Для з'єднання валу з деталями, що передають обертальний рух, зручно використовувати призматичні шпонки зі сталей 45, Ст6 тощо. Призматичні шпонки обираються згідно з ГОСТ 23360 – 78 (табл. 9.2) в залежності від діаметру валу. Довжина шпонки приймається менше довжини маточини з табл. 9.2.

Шпонку перевіряють за деформацією зминання. Умова міцності при цьому має такий вигляд:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot (l - b)(h - t_1)} \leq [\sigma_{зм}], \quad (9.1)$$

де $\sigma_{зм}$ – напруження зминання, $\frac{H}{мм^2}$;

$[\sigma_{зм}]$ – допустимі напруження на зминання, $\frac{H}{мм^2}$, (табл. 9.1);

T – крутний момент на валу, $Hмм$;

d – діаметр валу, $мм$;

l – довжина шпонки, $мм$, (табл. 9.2);

b – ширина шпонки, $мм$, (табл. 9.2);

h – висота шпонки, $мм$, (табл. 9.2);

t_1 – глибина шпонкового пазу на валу, (табл. 9.2).

Допустимі напруження на зминання при сталій маточині.

Таблиця 9.1

Характер навантаження	Допустимі напруження $[\sigma_{зм}]$, $\frac{H}{мм^2}$
Спокійне без поштовхів	100
Легкі поштовхи	80
Ударні навантаження	60

Якщо умова міцності не виконується (тобто $\sigma_{зм} > [\sigma_{зм}]$), то допускається встановлення двох шпонок під кутом 180° . При цьому передбачається, що кожна шпонка сприймає половину навантаження.

В пояснювальній записці курсового проекту доцільно показати ескіз шпонкового з'єднання.

Приклад перевірного розрахунку шпонки під зубчатим колесом наведений у додатку 1 (с. 75).

10. Перевірочний розрахунок валів.

Перевірочний розрахунок валів полягає у визначенні коефіцієнтів безпеки s для небезпечних перерізів, та порівнянні їх з допустимими значеннями $[s]$.

Приймається для валів зубчатих редукторів, що нормальні напруження від згину змінюються за симетричним циклом, а дотичні від кручення – за віднульовим.

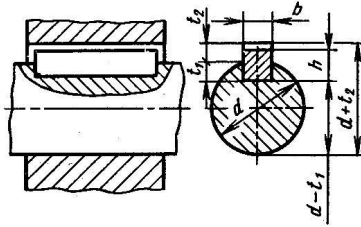
Границя витривалості матеріалу вала для згину визначається за формулою

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_B, \quad (10.1)$$

де σ_B – границя міцності матеріалу вала, $\frac{H}{мм^2}$, (табл. 2.1);

Шпонки призматичні, ГОСТ 23360 – 78 (зі скороченнями).

Таблиця 9.2



Діаметр вала d	Переріз шпонки $b \times h$	Глибина пазу		Фаска $s \times 45^\circ$
		вала t_1	втулки t_2	
Св. 10 до 12	4 × 4	2,5	1,8	0,08–0,16
» 12 » 17	5 × 5	3,0	2,3	0,16–0,25
» 17 » 22	6 × 6	3,5	2,8	
» 22 » 30	8 × 7	4,0	3,3	
» 30 » 38	10 × 8	5,0	3,3	0,25–0,40
» 38 » 44	12 × 8	5,0	3,3	
» 44 » 50	14 × 9	5,5	3,8	
» 50 » 58	16 × 10	6,0	4,3	
» 58 » 65	18 × 11	7,0	4,4	
» 65 » 75	20 × 12	7,5	4,9	0,40–0,60
» 75 » 85	22 × 14	9,0	5,4	
» 85 » 95	25 × 14	9,0	5,4	
» 95 » 110	28 × 16	10,0	6,4	

Примітки: 1. Довжину шпонки вибирають з ряду: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200 ... (до 500).

2. Матеріал шпонок - сталь чистотянута з тимчасовим опором розриву не менше 590 МПа.

3. Приклад умовного позначення шпонок переріз $b \times h = 20 \times 12$, довжина 90 мм:

Шпонка 20 × 12 × 90 ГОСТ 23360-78

Границя витривалості матеріалу вала для кручення:

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1}, \quad (10.2)$$

Для визначення амплітуди та середнього напруження циклу дотичних напружень необхідно знати полярний момент опору перерізу W_p . Для валів круглого поперечного перерізу полярний момент перерізу вказаний у табл. 10.1, для валів із шпонковим пазом – у табл. 10.2.

Моменти опору валів круглого перерізу.

Таблиця 10.1

Діаметр вала, d , мм	W_p , $см^3$	W_x , $см^3$
20	1,571	0,785
21	1,818	0,909
22	2,09	1,045
24	2,71	1,357
25	3,07	1,534
26	3,45	1,726
28	4,31	2,16
30	5,30	2,65
32	6,43	3,22
33	7,06	3,53
34	7,72	3,86
35	8,42	4,21
36	9,16	4,58
38	10,77	5,39
40	12,57	6,28
42	14,55	7,27
45	17,89	8,95
48	21,7	10,86
50	24,5	12,27
52	27,6	13,80
55	32,7	16,38
60	42,4	21,20

Амплітуда та середнє напруження циклу дотичних напружень визначається за формулою

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T}{2 \cdot W_p}, \quad (10.3)$$

Коефіцієнт безпеки по нормальних напруженнях

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\epsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_v + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}, \quad (10.4)$$

де k_{σ} – коефіцієнт концентрації нормальних напружень, для валів зі шпонковою канавкою по табл.10.3;

ϵ_{σ} – масштабний коефіцієнт по нормальних напруженнях, для валів зі шпонковою канавкою по табл.10.4;

ψ_{σ} – коефіцієнт який враховує вплив середніх нормальних напружень на міцність вала, табл. 10.5.

Для ділянок валів з напресованими деталями приймається відношення $\frac{k_{\sigma}}{\epsilon_{\sigma}}$ за табл. 10.6.

Коефіцієнт безпеки по дотичних напруженнях

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\epsilon_{\tau}} \cdot \tau_v + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}, \quad (10.4)$$

де k_{τ} – коефіцієнт концентрації дотичних напружень, для валів зі шпонковою канавкою по табл.10.3;

ϵ_{τ} – масштабний коефіцієнт по дотичних напруженнях, для валів зі шпонковою канавкою по табл.10.4;

ψ_{τ} – коефіцієнт який враховує вплив середніх дотичних напружень на міцність вала, табл. 10.5.

Моменти опору валів зі шпонковим пазом.

Таблиця 10.2

Діаметр вала, d , мм	W_P , см ³	W_x , см ³
20	1,44	0,655
21	1,68	0,770
22	1,94	0,897
24	2,55	1,192
25	2,81	1,275
26	3,18	1,453
28	4,01	1,855
30	4,97	2,32
32	5,94	2,73
33	6,55	3,02
34	7,19	3,33
35	7,87	3,66
36	8,59	4,01
38	10,04	4,66
40	11,79	5,51
42	13,72	6,45
45	16,74	7,80
48	20,5	9,62
50	22,9	10,65
52	25,9	12,10
55	30,8	14,51
60	40,0	18,76

Для діляниць валів з напресованими деталями приймається відношення $\frac{k_\tau}{\epsilon_\tau}$ за табл. 10.6.

Якщо у перерізі існує декілька концентраторів напружень, то враховується той, для якого відношення $\frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma}$ більше.

Значення k_σ та k_τ для валів зі шпонковою канавкою.

Таблиця 10.3

Коефіцієнти	$\sigma_B, \frac{H}{\text{мм}^2}$			
	600	700	800	900
k_σ	1,6	1,75	1,8	1,9
k_τ	1,5	1,6	1,7	1,9

Значення ϵ_σ та ϵ_τ для валів зі шпонковою канавкою.

Таблиця 10.4

Сталь		Діаметр вала $d, \text{мм}$						
		20	30	40	50	70	100	200
Вуглецева	ϵ_σ	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70	0,61
	ϵ_τ	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52
Легована	$\epsilon_\sigma, \epsilon_\tau$	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52

Значення ψ_σ та ψ_τ .

Таблиця 10.5

Сталь	ψ_σ	ψ_τ
Вуглецева	0,2	0,1
Легована	0,25...0,30	0,1

Результуючий коефіцієнт безпеки перевіряється за умовою міцності

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s], \quad (10.6)$$

де $[s]$ – допустимий коефіцієнт безпеки, табл. 10.7.

Приклад перевірконого розрахунку веденого валу редуктора наведений у додатку 1 (с. 76).

Значення $\frac{k_{\sigma}}{\epsilon_{\sigma}}$ для валів з напресованими деталями.

Таблиця 10.6

Діаметр вала d , мм	$\sigma_B, \frac{H}{\text{мм}^2}$			
	600	700	800	900
14	2,0	2,3	2,6	3,0
22	2,35	2,6	3,0	3,4
30	2,6	2,8	3,3	3,8
40	2,7	3,2	3,65	4,0
50	3,3	3,6	4,0	4,5
Примітка. Для дотичних напружень $\frac{k_{\tau}}{\epsilon_{\tau}} = 0,6 \cdot \frac{k_{\sigma}}{\epsilon_{\sigma}} + 0,4$				

Значення [s] для валів.

Таблиця 10.7

Тип розрахунків	Коефіцієнт [s]
Без додаткового розрахунку на жорсткість	2,5
З додатковим розрахунком на жорсткість	1,7

11. Посадки деталей редуктора.

Посадки деталей редуктора призначаються згідно з рекомендаціями ГОСТ 25347 – 82 (табл. 11.1).

Приклад вибору посадок деталей редуктора наведений у додатку 1 (с. 81).

Посадки деталей передач.

Таблиця 11.1

Посадки	Приклади з'єднань
$\frac{H7}{r6}$, $\frac{H7}{s6}$	Зубчаті та черв'ячні колеса на вали при важких ударних навантаженнях.
$\frac{H7}{p6}$, $\frac{H7}{r6}$	Зубчаті та черв'ячні колеса на вали, зубчаті муфти на вали при середніх та невеликих поштовхах.
$\frac{H7}{n6}$, $\frac{H7}{m6}$, $\frac{H7}{n6}$	Зубчаті колеса на вали при частому демонтажу, муфти.
$\frac{H7}{js6}$, $\frac{H7}{h6}$, $\frac{H7}{h7}$	Стакани кришок підшипників, розпірні втулки.
$\frac{H7}{js6}$, $\frac{H7}{h6}$	Шків і зірочки.
$\frac{H8}{h8}$	Розпірні кільця, манжети.
$k6$	Вали під внутрішні кільця підшипників кочення.*
$H7$	Корпус під зовнішні кільця підшипників кочення.*

* - для підшипників кочення вказуються відхилення валів та отворів, а не позначення полів допусків, тому що підшипники є готовими виробами, які йдуть на складання без додаткової обробки.

Технологічна частина.

1. Розробка технології складання редуктора.

В технологічній частині курсового проекту потрібно докладно розробити технологічні умови складання редуктора. При цьому необхідно враховувати, що складання виконують згідно зі складальним кресленням редуктора у відповідній технологічній послідовності.

Складання починають з вузлів валів: встановлюють спряжені деталі на вали.

Перед встановленням кришок підшипників, в них закладають манжетні ущільнення.

Зібрані вали встановлюють в корпус і проводять регулювання радіально-упорних роликових підшипників за допомогою регулювальних прокладок.

Після укрупчування пробок в порожнину заливають оливу і закривають кришку наглядного вікна.

Після складання редуктор підлягає обкатуванню та випробуванню згідно програми, встановленої технічними вимогами.

Приклад розробки технології складання редуктора наведений у додатку 1 (с. 82).

Організаційна частина.

1. Вибір оливи для мащення редуктора і підшипників.

Для редукторів при невеликій потужності, відсутності ударних навантажень і швидкістю в зачепленні до $12 \frac{м}{с}$ рекомендується мащення зубчатого зачеплення проводити занурюванням зубчатого колеса в оливу, яка залита у внутрішню порожнину корпусу редуктора. Колесо повинне занурюватись у оливу не менше, ніж на **10 мм**. Об'єм оливи, що заливається у редуктор, визначається з розрахунку $0,25 \text{ дм}^3$ оливи на **1 кВт** потужності за наступною формулою

$$V_o = 0,25 \cdot P_{номп} , \quad (12.1)$$

Залежно від контактних напружень за табл. 12.1 вибирається в'язкість оливи. Остаточний сорт оливи приймається згідно ГОСТ 20799 – 75 (табл. 12.2).

В'язкість оливи для зубчатих передач ($\cdot 10^6, \frac{м^2}{с}$).

Таблиця 12.1

Контактні напруження $\sigma_H, \frac{Н}{мм^2}$	Колова швидкість в зачепленні $v, \frac{м}{с}$		
	до 2	2...5	більше 5
до 600	34	28	22
600...1000	60	50	40
1000...1200	70	60	50

Підшипники рекомендується змащувати тією ж оливою шляхом розбризкування.

Індустріальні оливи для мащення зубчатих передач
(ГОСТ 20799 – 75, зі скороченнями).

Таблиця 12.2

Марка	Кінематична в'язкість оливи ($\cdot 10^6, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$).
И-12А	10...14
И-20А	17...23
И-25А	24...27
И-30А	28...33
И-40А	35...45
И-50А	47...55
И-70А	65...75
И-100А	90...118

Приклад вибору оливи для мащення редуктора і підшипників наведений у додатку 1 (с. 83).

2. Техніка безпеки при експлуатації приводу.

В цьому пункті необхідно послідовно описати заходи та вимоги з техніки безпеки при складанні та експлуатації приводу конвеєра.

Приклад заходів з техніки безпеки наведений у додатку 1 (с. 83).

3. Література.

Список використаної літератури наводиться у алфавітному порядку згідно з вимогами ЄСКД. Посилання на літературні джерела в розділах пояснювальної записки повинні відповідати номерам літературних джерел у списку.

Приклад списку використаної літератури наведений у додатку 1 (с. 84).

Графічна частина.

Графічна частина проекту складається зі складального креслення зубчатого редуктора, виконаного на аркуші формату А1 і робочих креслень двох спряжених деталей, виконаних на аркуші формату А2. Допускається виконання робочих креслень на двох аркушах формату А3. Креслення виконуються згідно з вимогами ЄСКД.

Складальне креслення зубчатого редуктора повинно містити дві проєкції: головний вид та вид зверху при знятій кришці корпусу. Основний напис (штамп) має розміри 55 x 185 мм. На складальному кресленні обов'язково потрібно вказати наступні розміри:

- габаритні (довжина, ширина і висота);
- під'єднувальні (розміри та розташування фундаментних отворів, розміри вихідних кінців валів);
- монтажні (розміри в місці посадки спряжених деталей із вказанням відхилень в цих з'єднаннях).

Відхилення на монтажних розмірах позначаються через дріб: в чисельнику вказується відхилення отвору, в знаменнику – вала. При вказуванні монтажних розмірів в тих випадках, коли використовуються стандартні вироби (наприклад підшипники), відхилення кільця не показується (див табл. 11.1).

Складовою частиною складального креслення є специфікація. Специфікацію необхідно виконувати на аркушах формату А4. Перший аркуш специфікації повинен містити основний напис (штамп) з розмірами 40 x 185 мм, наступні – 15 x 185 мм. Допускається виконання специфікації на складальному кресленні редуктора над основним написом (штампом).

Креслення повинно займати не менше 70 % поверхні аркуша.

Приклад виконання складального, робочих креслень та специфікації циліндричного зубчатого редуктора наведений у додатку 2 (с. 88).