

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
імені адмірала Макарова
Первомайський політехнічний інститут

А.Ю. ЛИСИХ, В.В. НЕСТЕРЕНКО

"ДЕТАЛІ МАШИН"

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

ДЛЯ ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

(розрахунки конічного зубчастого редуктора та зубчастої передачі)

Рекомендовано Методичною Радою ППІ НУК

Первомайськ 2016

УДК 621.81 (075)
ББК 34.44
Л-63

Рекомендовано Методичною Радою ППІ НУК
протокол № 4/2017 від 23.11.2016 р.

Кафедра фундаментальних та загальнотехнічних дисциплін

А.Ю. Лисих, В.В. Нестеренко Методичні вказівки для виконання курсового проекту з курсу "Деталі машин" (розрахунки конічного зубчастого редуктора і зубчастої передачі). – Первомайськ: Видавництво НУК. – 48 с.

УДК 621.81 (075)

Вказівки містять методику вибору матеріалів, визначення допустимих напружень, виконання проектувальних та перевірочних розрахунків конічних та циліндричних передач. Також наведено методику проектувальних та перевірочних розрахунків валів, підшипників кочення, шпонкових з'єднань, вибору посадок окремих деталей. Розрахунки супроводжуються значною кількістю довідникової літератури. Методичні вказівки призначені для студентів, які навчаються за напрямками 6.050503 "Машинобудування" та 6.050502 "Інженерна механіка" денної і заочної форм навчання.

Рецензент: кандидат технічних наук, доцент О.О. Лобов

© А.Ю. Лисих, В.В. Нестеренко, 2016
© Первомайський політехнічний інститут
© Національний університет
кораблебудування, 2016
© Видавництво НУК, 2016

ВСТУП

Для закріплення теоретичного матеріалу з дисципліни "Деталі машин" і отримання практичних навиків із формулювання та розв'язання задач щодо проектування механічних пристроїв студенти виконують курсовий проект.

Виконання курсового проекту дає можливість студентам отримати навички користування технічною літературою, розвивати конструкторські уміння та уміння розв'язувати технологічні завдання, що пов'язані з литвом, зварюванням, куванням, штампуванням, механічним і термічним оброблюванням, а також виконанням складальних операцій.

Головна мета курсового проектування полягає у формуванні навичок конструювання та самостійної творчої роботи на прикладі конкретного приводу машин.

Працюючи над проектом, студенти виконують розрахунки за сучасними методами, вчаться раціональному вибору матеріалів і форм деталей, намагаючись забезпечити їх високу економічність, надійність та довговічність. Вони широко застосовують стандарти, навчальну та довідникову літературу. Виконання курсового проекту закріплює та поглиблює знання, здобуті при вивченні курсу "Деталі машин", а також інших загальнотехнічних дисциплін: теоретичної механіки, опору матеріалів, технології конструкційних матеріалів, креслення, комп'ютерної графіки тощо.

Проектування – творчий процес. Тому знання теоретичного матеріалу, методів розрахунків часто недостатньо. Потрібно вміти аналізувати конструкцію, для якої необхідно виконати проект, з різних точок зору на всіх етапах її створення. Досвід, набутий студентами при розрахунках і проектуванні елементів машин, становить базу для наступного засвоєння ними дисциплін спеціального циклу та виконання дипломного проекту.

У курсовому проектуванні студенти навчаються раціонально обирати і науково обґрунтовувати прийняті технічні рішення. Під час проектування студенти мають набувати теоретичні та практичні знання і вміння порівнювати

отримані розв'язки задач з різними чинниками, оцінювати машину в цілому та окремі її деталі, у кінцевому результаті вибирати оптимальний варіант.

Основними завданнями проектування є:

1. Закріпити, розширити та поглибити знання матеріалу з дисципліни "Деталі машин".
2. Розширити отримані навички з практичних розрахунків.
3. Навчити читати та створювати креслення, які є мовою спеціаліста.
4. Набути навички з використання державних стандартів та інших нормативних документів. Дотримання стандартів під час курсового проектування є обов'язковим.
5. Засвоїти основні конструктивні форми деталей, складальних одиниць.
6. Навчитись аналізувати розрахунки та конструкції деталей, складальних одиниць з різних точок зору.
7. Підготувати студентів до виконання наступних проектів, у тому числі дипломного проектування.

При викладенні навчального матеріалу прийнято єдину систему позначень основних параметрів і їх одиниць вимірювання: потужність P в кВт; крутний момент T в Нм; згинаючий момент M в Нм; зусилля F та реакції R в Н; лінійні розміри в мм; лінійна швидкість V в м/с; кутова швидкість ω в с^{-1} ; частота обертання n в хв^{-1} ; механічне напруження σ і τ в МПа (відповідає Н/мм^2).

Курсовий проект має дві частини: текстову документацію (пояснювальна записка) і графічну частину. Пояснювальну записку оформлюють за виконаними чорновими розрахунками на аркушах формату А4 машинописним способом. На всіх аркушах пояснювальної записки вздовж короткої сторони формату виконують основний напис.

Зміст пояснювальної записки поділяють на розділи і підрозділи. Розділи та підрозділи позначають арабськими цифрами з крапками в межах усього документу. Нумери підрозділів формують із номерів розділів і підрозділів, які відділяються між собою крапкою. Кожен новий розділ починають з нової сторінки.

Послідовність розрахунків визначається конкретною величиною, яка обчислюється. Розрахунки супроводжують необхідними розрахунковими схемами та ескізами розроблених елементів конструкції. Схеми викреслюють у довільному масштабі, ескізи компоновки – в натуральну величину.

Викладення та оформлення змісту записки має бути стислим і чітким. Скорочення слів у тексті та написах не допускають, за винятком скорочень, що встановлені відповідним стандартом.

До текстової документації відноситься також специфікація. Вона розробляється на кожне складальне креслення на окремих аркушах формату А4. Специфікація прикладається до пояснювальної записки.

Кожен текстовий та графічний документ курсового проекту має свій шифр. Шифр відповідає позначенню спеціальності, групи, року виконання, варіанту тощо.

Технічне завдання для курсового проектування

Виконати розрахунки одноступінчастого конічного редуктора приводу станції підвісного конвеєра.

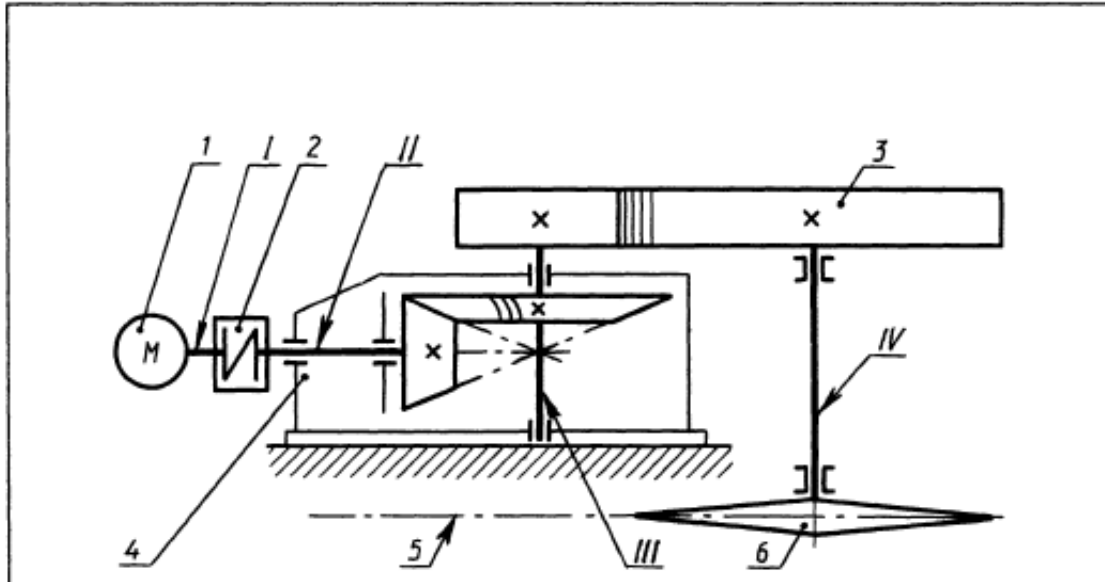


Рис. 1 Привод станції підвісного конвеєра.

1 – двигун, 2 – пружна муфта зі зірочкою, 3 – циліндрична зубчаста передача, 4 – конічний редуктор, 5 – ланцюгова передача, 6 - зірочка

Вихідні данні	Варіанти															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Тягова сила ланцюга F, кН	5	6	11	8	3	4	5	13	10	6	7	8	3	4	5	13
Швидкість вантажного ланцюга V, м/с	0,25	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,35	0,25	0,30	0,40	0,25	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45
Крок вантажного ланцюга p, мм	100	125	150	150	100	125	100	125	150	100	125	100	150	80	120	145
Число зубців зірочки z	10	9	7	7	11	8	10	9	7	11	10	14	11	12	14	9
Кут нахилу ланцюгової передачі θ , град	30	45	60	45	30	60	60	30	45	60	30	60	60	30	45	60
Допустиме відхилення швидкості вантажного ланцюга, %	5	4	7	6	3	4	5	6	7	6	7	6	5	4	4	6
Термін роботи привода L_r , років	3	6	7	5	5	6	4	3	5	7	4	5	3	5	4	6

1. Кінематичний розрахунок приводу

1.1 Визначаємо необхідну потужність робочої машини [1, с. 39].

$$P_{pm} = F \cdot V; \quad (1.1)$$

де F – тягова сила ланцюга, Н; V – лінійна швидкість.

1.2 Визначаємо загальний коефіцієнт корисної дії приводу [1, с. 39].

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_{вп} \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{пкоч}^2 \cdot \eta_{пковз}^2; \quad (1.2)$$

де η_m – коефіцієнт корисної дії (ККД) муфти;

$\eta_{вп}$ – ККД відкритої передачі;

$\eta_{зп}$ – ККД закритої передачі;

$\eta_{пкоч}$ – ККД пари підшипників кочення;

$\eta_{пковз}$ – ККД пари підшипників ковзання;

Значення ККД передач і підшипників вибираємо з таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 Значення ККД механічних передач
(без врахування втрат у підшипниках)

Тип передачі	Закрита	Відкрита
Зубчаста:		
циліндрична	0,96...0,97	0,93...0,95
конічна	0,95...0,97	0,92...0,94

Примітки:

1. Втрати у підшипниках на тертя оцінюються наступними коефіцієнтами: для однієї пари підшипників кочення $\eta_{пк} = 0,99...0,995$; для однієї пари підшипників ковзання $\eta_{пс} = 0,98...0,99$.

2. Втрати у муфті приймаються $\eta_m = 0,98$.

1.3 Визначаємо необхідну потужність двигуна [1, с. 40].

$$P_{дв.пот} = \frac{P_{pm}}{\eta}. \quad (1.3)$$

1.4 Обираємо тип двигуна за номінальною потужністю та можливою частотою обертання [1, с. 40; 1, с. 384, табл. К9].

Кожному значенню номінальної потужності $P_{ном}$ відповідає, в більшості, декілька типів двигунів із різними синхронними частотами обертання (таблиця 1.2).

Таблиця 1.2 Технічні дані двигунів асинхронних короткозамкнених трифазних серії 4А загально-промислового використання; закритих, що обдуваються

Номі- нальна потуж- ність $P_{\text{ном}}$, кВт	Синхронна частота обертання, хв^{-1}							
	3000		1500		1000		750	
	Тип двигуна	Номі- нальна частота n , хв^{-1}	Тип двигуна	Номі- нальна частота n , хв^{-1}	Тип двигуна	Номі- нальна частота n , хв^{-1}	Тип двигуна	Номі- нальна частота n , хв^{-1}
0,25	4AAM56B2Y3	2760	4AAM63A4Y3	1370	4AAM63B6Y3	890	4AM71B8Y3	680
0,37	4AAM63A2Y3	2740	4AAM63B4Y3	1365	4AM71A6Y3	910	4AM80A8Y3	675
0,55	4AAM63B2Y3	2710	4AM71A4Y3	1390	4AM71B6Y3	900	4AM80B8Y3	700
0,75	4AM71A2Y3	2840	4AM71B4Y3	1390	4AM80A6Y3	915	4AM90LA8Y3	700
1,1	4AM71B2Y3	2810	4AM80A4Y3	1420	4AM80B6Y3	920	4AM90LB8Y3	700
1,5	4AM80A2Y3	2850	4AM80B4Y3	1415	4AM90L6Y3	935	4AM100L8Y3	700
2,2	4AM80B2Y3	2850	4AM90L4Y3	1425	4AM100L6Y3	950	4AM112MA8Y3	700
3,0	4AM90L2Y3	2840	4AM100S4Y3	1435	4AM112MA6Y3	955	4AM112MB8Y3	700
4,0	4AM100S2Y3	2880	4AM100L4Y3	1430	4AM112MB6Y3	950	4AM132S8Y3	720
5,5	4AM100L2Y3	2880	4AM112M4Y3	1445	4AM132S6Y3	965	4AM132M8Y3	720
7,5	4AM112M2Y3	2900	4AM132S4Y3	1455	4AM132MY3	970	4AM160S8Y3	730

При виборі типу двигуна $P_{\text{ном}}$ повинно бути обрано найближче число більше за $P_{\text{дв.пот}}$. Обрані типи двигунів занести в таблицю 1.3.

Таблиця 1.3 Вибір типу двигуна

Варіант	Тип двигуна	Номінальна потужність $P_{\text{ном}}$, кВт	Частота обертання при номінальному режимі $n_{\text{ном}}$, хв^{-1}
1			
2			
3			
4			

1.5 Визначаємо частоту обертання приводного вала робочої машини [1, с. 41].

$$n_{\text{рм}} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot v}{p \cdot z}, \quad (1.4)$$

де p – крок тягового ланцюга; z – число зубців ведучої зірочки тягового органа.

1.6 Визначаємо передаточне число приводу для кожного варіанта двигуна [1, с. 41].

$$\begin{aligned} u_1 &= \frac{n_{\text{ном1}}}{n_{\text{рм}}}; & u_2 &= \frac{n_{\text{ном2}}}{n_{\text{рм}}}; \\ u_3 &= \frac{n_{\text{ном3}}}{n_{\text{рм}}}; & u_4 &= \frac{n_{\text{ном4}}}{n_{\text{рм}}}. \end{aligned} \quad (1.5)$$

1.7 Визначаємо передаточні числа ступенів приводу [1, с. 42–43].

Таблиця 1.4

Рекомендовані значення передаточних чисел

Закриті зубчасті передачі (редуктори) одноступінчасті циліндричні та конічні (СТ СЕВ 221–75):						
1-й ряд	– 2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3
2-й ряд	– 2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1

Відкриті зубчасті передачі: 3...7

Примітки: Значенням 1-го ряду слід надавати перевагу.

Приймаємо: $u_{зп} = \dots$ (стандартне значення) [1, с. 43, табл. 2.3]

Обчислюємо значення передаточних чисел відкритої передачі для кожного обраного типу двигуна

$$\begin{aligned} u_{вп1} &= \frac{u_1}{u_{зп}}; & u_{вп2} &= \frac{u_2}{u_{зп}}; \\ u_{вп3} &= \frac{u_3}{u_{зп}}; & u_{вп4} &= \frac{u_4}{u_{зп}}. \end{aligned} \quad (1.6)$$

Результати розрахунків заносимо в таблицю 1.5.

Таблиця 1.5

Результати розрахунків передаточних чисел

Передатне число	Варіант			
	1	2	3	4
Загальне для приводу				
Відкритої передачі				
Косозубого редуктора				

1.8 Згідно розрахунків обираємо електричний двигун з таблиці 1.3.

Приймаємо електричний двигун: $4A\dots\dots$; $P_{ном} = \dots$ кВт; $n_{ном} = \dots$ хв⁻¹.

1.9 Визначаємо максимально допустиме відхилення частоти обертання вала робочої машини [1, с. 43].

$$\Delta n_{рм} = \frac{n_{рм} \cdot \delta}{100}, \quad (1.7)$$

де δ – допустиме відхилення швидкості тягового ланцюга.

1.10 Визначаємо допустиму частоту обертання валу робочої машини з урахуванням відхилень [1, с. 45].

$$[n_{рм}] = n_{рм} \pm \Delta n_{рм}. \quad (1.8)$$

1.11 Визначаємо фактичне передаточне число приводу [1, с. 43].

$$u_{\phi} = \frac{n_{ном}}{[n_{рм}]}. \quad (1.9)$$

1.12 Уточнюємо передаточне число відкритої передачі [1, с. 43].

$$u_{вп\phi} = \frac{u_{\phi}}{u_{зп}}. \quad (1.10)$$

1.13 Визначаємо силові параметри приводу [1, с. 45, табл. 2.4].

Потужності на валах, кВт:

– двигуна:

$$P_{ном} = \dots,$$

$$\text{– швидкохідного валу редуктора: } P_1 = P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{пкоч}}, \quad (1.11)$$

$$\text{– тихохідного валу редуктора: } P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{зн}} \cdot \eta_{\text{пкоч}}, \quad (1.12)$$

$$\text{– робочої машини: } P_{\text{рм}} = P_2 \cdot \eta_{\text{вп}} \cdot \eta_{\text{пковз}}, \quad (1.13)$$

Частоти обертання валів, хв^{-1} :

$$\text{– двигуна: } n_{\text{ном}} = \dots,$$

$$\text{– швидкохідного валу редуктора: } n_1 = \frac{n_{\text{ном}}}{u_{\text{впф}}}, \quad (1.14)$$

$$\text{– тихохідного валу редуктора: } n_2 = \frac{n_1}{u_{\text{зн}}}, \quad (1.15)$$

$$\text{– робочої машини: } n_{\text{рм}} = n_2.$$

Кутові швидкості валів, с^{-1} :

$$\text{– двигуна: } \omega_{\text{ном}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{ном}}}{30}, \quad (1.16)$$

$$\text{– швидкохідного валу редуктора: } \omega_1 = \frac{\omega_{\text{ном}}}{u_{\text{впф}}}, \quad (1.17)$$

$$\text{– тихохідного валу редуктора: } \omega_2 = \frac{\omega_1}{u_{\text{зн}}}, \quad (1.18)$$

$$\text{– робочої машини: } \omega_{\text{рм}} = \omega_2.$$

Крутні моменти на валах, Нм:

$$\text{– двигуна: } T_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{ном}} \cdot 10^3}{\omega_{\text{ном}}}, \quad (1.19)$$

$$\text{– швидкохідного валу редуктора: } T_1 = T_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{пкоч}}, \quad (1.20)$$

$$\text{– тихохідного валу редуктора: } T_2 = T_1 \cdot u_{\text{зн}} \cdot \eta_{\text{зн}} \cdot \eta_{\text{пкоч}}, \quad (1.21)$$

$$\text{– робочої машини: } T_{\text{рм}} = T_2 \cdot u_{\text{впф}} \cdot \eta_{\text{вп}} \cdot \eta_{\text{пковз}}. \quad (1.22)$$

2. Розрахунок конічної зубчастої передачі редуктора

2.1. Вибір матеріалу та визначення допустимих напружень

2.1.1 Обираємо для виготовлення зубчастих коліс сталь [1, с. 50, табл. 3.2].

Таблиця 2.1 Механічні характеристики матеріалів зубчастих коліс

Марка сталі	$D_{\text{гран}}, \text{мм}$	$S_{\text{гран}}, \text{мм}$	Термо-обробка	Твердість заготовки		$\sigma_{\text{в}}, \text{МПа}$	$\sigma_{\text{т}}, \text{МПа}$	$\sigma_{-1}, \text{МПа}$
				поверхні	серцевини			
35	будь-який	будь-яка	Н	163...192 НВ		550	270	235
40	120	60	П	192...228 НВ		700	400	300
45			Н	179...207 НВ		600	320	260
45	125	80	П	235...262 НВ		780	540	335
45	80	50	П	269...302 НВ		890	650	380
40Х	200	125	П	235...265 НВ		790	640	375
40Х	125	80	П	269...302 НВ		900	750	410
40Х	125	80	П+СВЧ	45...50 HRC	269...302 НВ	900	750	410
40ХН	315	200	П	235...262 НВ		800	630	380
40ХН	200	125	П	269...302 НВ		920	750	420
40ХН	200	125	П+СВЧ	48...53 HRC	269...302 НВ	920	750	420

Продовження таблиці 2.1

35ХМ	315	200	П	235...262 HB		800	670	380
35ХМ	200	125	П+СВЧ	48...53 HRC	269...302 HB	920	790	420
35Л			Н	163...207 HB		550	270	235

Примітки: Види термообробки: Н – нормалізація; П – поліпшення; СВЧ – загартування струмами високої частоти.

Приймаємо:

– для виготовлення шестерні сталь 45 з термообробкою П до твердості 269...302 HB;

– для виготовлення зубчастого колеса сталь 45 з термообробкою П до твердості 269...302 HB.

Механічні характеристики матеріалу:

σ_B – границя тимчасового зміцнення;

$$\sigma_B = \dots \text{ МПа};$$

σ_T – границя текучесті;

$$\sigma_T = \dots \text{ МПа};$$

σ_{-1} – границя витривалості;

$$\sigma_{-1} = \dots \text{ МПа}.$$

2.1.2 Визначаємо середню твердість зубчастих коліс [1, с. 52].

– шестерні:

$$HB_{cp1} = 0,5 \cdot (HB_{min} + HB_{max}); \quad (2.1)$$

– колеса:

$$HB_{cp2} = 0,5 \cdot (HB_{min} + HB_{max}). \quad (2.2)$$

2.1.3 Визначаємо коефіцієнти довговічності [1, с. 51–52].

За контактними напруженнями:

– коефіцієнт довговічності шестерні:

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO1}}{N_{H1}}}. \quad (2.3)$$

– коефіцієнт довговічності колеса:

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO2}}{N_{H2}}}, \quad (2.4)$$

$$N_{HO1} = HB_{cp1}^3, \quad (2.5)$$

$$N_{HO2} = HB_{cp2}^3, \quad (2.6)$$

$$N_{H1} = 60 \cdot n_2 \cdot L_h, \quad (2.7)$$

$$N_{H2} = N_2 \cdot u_{3п}, \quad (2.8)$$

де N_{HO1} – базове число циклів шестерні, млн. циклів; N_{HO2} – базове число циклів зубчастого колеса, млн. циклів; N_{H1} – дійсне число циклів шестерні, млн. циклів;

N_{H2} – дійсне число циклів зубчастого колеса, млн. циклів; n_2 – частота обертання колеса; L_{hp} – ресурс роботи приводу, год. [1, с. 36].

$$L_{hp} = 365 \cdot L_T \cdot t_{3M} \cdot L_{3M}, \quad (2.9)$$

де L_T – число років роботи приводу, год.; t_{3M} – тривалість зміни; $t_{3M} = 8$ год.; L_{3M} – число змін за добу.

Прийняти час простою машинного агрегату 15% ресурсу [1, с. 36]. Тоді:

$$L_h = L_{hp} \cdot 0,85. \quad (2.10)$$

Робочий ресурс приводу заокруглити в більшу сторону.

Якщо K_{HL1} або K_{HL2} відповідають умові $1 \leq K_{HL} \leq K_{HLmax}$ – тоді приймаємо розрахункові значення; якщо K_{HL1} або $K_{HL2} < 1$, тоді приймаємо $K_{HL1} = 1$, $K_{HL2} = 1$; якщо K_{HL1} або $K_{HL2} > K_{HLmax}$, тоді приймаємо $K_{HL1} = K_{HLmax}$, $K_{HL2} = K_{HLmax}$; $K_{HLmax} = 2,6$.

Коефіцієнт довговічності на згинання:

– коефіцієнт довговічності шестерні:

$$K_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{H1}}}. \quad (2.11)$$

– коефіцієнт довговічності колеса:

$$K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{H2}}}. \quad (2.12)$$

Якщо K_{FL1} або K_{FL2} відповідають умові $1 \leq K_{FL} \leq K_{FLmax}$ – тоді приймаємо розрахункові значення; якщо K_{FL1} або $K_{FL2} < 1$, тоді приймаємо $K_{FL1} = 1$, $K_{FL2} = 1$; якщо K_{FL1} або $K_{FL2} > K_{FLmax}$, тоді приймаємо $K_{FL1} = K_{FLmax}$, $K_{FL2} = K_{FLmax}$; $K_{FLmax} = 2,08$.

2.1.4 Визначаємо значення допустимих напружень, відповідних базовому числу циклів [1, с. 49, табл. 3.1].

Контактні напруження:

– шестерні:

$$[\sigma]_{HO1} = 1,8 \cdot HB_{cp1} + 67, \quad (2.13)$$

– колеса:

$$[\sigma]_{HO2} = 1,8 \cdot HB_{cp2} + 67, \quad (2.14)$$

Напруження на згинання:

– шестерні:

$$[\sigma]_{FO1} = 1,03 \cdot HB_{cp1}, \quad (2.15)$$

– колеса:

$$[\sigma]_{FO2} = 1,03 \cdot HB_{cp2}. \quad (2.16)$$

2.1.5 Визначаємо допустиме контактне напруження [1, с. 51].

– шестерні:

$$[\sigma]_{H1} = K_{HL1} \cdot [\sigma]_{HO1}, \quad (2.17)$$

– колеса:

$$[\sigma]_{H2} = K_{HL2} \cdot [\sigma]_{HO2}. \quad (2.18)$$

В якості розрахункового приймаємо напруження для сталей із твердістю ≤ 350 HB.

$$[\sigma]_H = 0,45 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}). \quad (2.19)$$

2.1.6 Визначаємо допустимі напруження на згинання [1, с. 52].

– шестерні:

$$[\sigma]_{F1} = K_{FL1} \cdot [\sigma]_{FO1}, \quad (2.20)$$

– колеса:

$$[\sigma]_{F2} = K_{FL2} \cdot [\sigma]_{FO2}. \quad (2.21)$$

Для виготовлення шестерні та колеса приймаємо сталь 45 ГОСТ 1050–88, термообробка поліпшення.

Допустиме контактне напруження $[\sigma]_H = \dots$; допустимі напруження згинання – $[\sigma]_{F1} = \dots$, $[\sigma]_{F2} = \dots$.

2.2 Визначення параметрів конічної передачі

2.2.1 Визначаємо зовнішній дільний діаметр колеса [1, с. 65]

$$d_{e2} = 165 \cdot \sqrt[3]{\frac{u \cdot T_2 \cdot 10^3}{\vartheta_H \cdot [\sigma]^2}} \cdot K_{H\beta}, \text{ мм}; \quad (2.23)$$

де T_2 – крутний момент на тихохідному валу;

$K_{H\beta} = 1$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця;

ϑ_H – коефіцієнт виду конічних коліс, для прямозубих коліс $\vartheta_H = 1$;

Одержане значення заокруглити до найближчого значення з ряду нормальних лінійних розмірів [1, с. 312, табл. 13.15].

Таблиця 2.2 Нормальні лінійні розміри (ГОСТ 6636-69), мм

Ряди			Додаткові розміри	Ряди			Додаткові розміри	Ряди			Додаткові розміри
R _a 10	R _a 20	R _a 40		R _a 10	R _a 20	R _a 40		R _a 10	R _a 20	R _a 40	
8,0	8,0	8,0 8,5	8,2 8,8	40	40	40 42	41 44	200	200	200 210	205
	9,0	9,0 9,5	9,2 9,8		45	45 48	46 49		220	220 240	230
10	10	10 10,5	10,2 10,8	50	50	50 53	52 55	250	250	25 260	
	11	11 11,5	11,2 11,8		56	56 60	58 62		280	280 300	270 290 310
12	12	12 13	12,5	63	63	63 67	65	320	320	320 340	330
	14	14 15	13,5 14,5 15,5		71	71 75	70 73 78		360	360 380	350 370

Продовження таблиці 2.2

Ряди			Додаткові розміри	Ряди			Додаткові розміри	Ряди			Додаткові розміри
R _a 10	R _a 20	R _a 40		R _a 10	R _a 20	R _a 40		R _a 10	R _a 20	R _a 40	
16	16	16	16,5	80	80	80	82	400	400	400	410
		17	17,5			85				420	440
	18	18	18,5		90	90			450	450	460
20		19	19,5	100		95	102	500		480	490
	20	20	20,5		100	100			500	500	515
		21				105				530	
25		22	21,5	125	110	110	112	630	560	560	545
	22	22	23,0			120				600	580
		24				115					
32				160		118	155	800			
	25	25			125	125			630	630	650
		26				130				670	
32		28	27	160	140	140	135	800	710	710	730
	28	28	29			150				750	
		30				145					
32	32	32	31	160	160	160	175	900	800	800	775
		34	33			170				850	825
		36	35		180	180			900	900	875
32		38	37	160		190	185	800		950	925
			39								975

2.2.2 Визначаємо кути ділільних конусів шестерні δ_1 і колеса δ_2 [1, с. 66].

$$\delta_2 = \arctg u; \quad (2.24)$$

$$\delta_1 = 90^0 - \delta_2. \quad (2.25)$$

2.2.3 Визначаємо зовнішню конусну відстань R_e , мм [1, с. 66]

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2}, \text{ мм}; \quad (2.26)$$

Одержане значення до цілого числа не заокруглювати.

2.2.4 Визначаємо ширину зубчастого вінця шестерні і колеса b , мм [1, с. 66]

$$b = \psi_R \cdot R_e, \quad (2.27)$$

де $\psi_R = 0,285$ – коефіцієнт ширини вінця;

Одержане значення заокруглити до цілого числа з ряду нормальних лінійних розмірів

2.2.5 Визначаємо зовнішній коловий модуль m_e ; мм [1, с. 66]

$$m_e = \frac{14 \cdot T_2 \cdot 10^3}{9_F \cdot d_{e2} \cdot b \cdot [\sigma]_F} \cdot K_{F\beta}; \quad (2.28)$$

де $K_{F\beta} = 1$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця;

$9_F = 0,85$ – коефіцієнт виду конічних коліс.

Значення модуля до стандартного значення не заокруглювати. В силових конічних передачах прийняти $m_e = 1,5$ мм.

2.2.6 Визначаємо число зубців колеса z_2 і шестерні z_1 [1, с. 67]

$$z_2 = \frac{d_{e2}}{m_e}; \quad (2.29)$$

$$z_1 = \frac{z_2}{u}. \quad (2.30)$$

Одержане значення заокруглити до цілого числа.

2.2.7 Визначаємо фактичне передавальне число u_ϕ і перевіряємо його відхилення Δu від заданого u [1, с. 67] по формулах:

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1}. \quad (2.31)$$

$$\Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} \cdot 100\% \leq 3\%$$

2.2.8 Визначаємо дійсні кути ділительних конусів шестерні δ_1 і колеса δ_2 [1, с. 67]

$$\delta_2 = \arctg u_\phi; \quad (2.32)$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2. \quad (2.33)$$

2.2.9 Вибираємо коефіцієнт зсуву інструменту шестерні $x_{e1} = \dots$ [1, с. 68, табл. 4.6].

Коефіцієнт зсуву інструменту колеса: $x_{e2} = -x_{e1}$.

2.2.10 Визначаємо зовнішні діаметри шестерні і колеса, мм [1, с. 68]

Ділительний діаметр шестерні:

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1, \quad (2.34)$$

Ділительний діаметр колеса:

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2, \quad (2.35)$$

Діаметр вершин зубців шестерні:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2(1 + x_{e1})m_e \cdot \cos \delta_1, \quad (2.36)$$

Діаметр вершин зубців колеса:

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2(1 - x_{e1})m_e \cdot \cos \delta_2, \quad (2.37)$$

Діаметр западин зубців шестерні:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2(1,2 - x_{e1})m_e \cos \delta_1, \quad (2.38)$$

Діаметр западин зубців колеса:

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2(1,2 + x_{e1})m_e \cos \delta_2, \quad (2.39)$$

Середній коловий модуль:

$$m \approx 0,857 \cdot m_e, \quad (2.40)$$

Середній ділильний діаметр шестерні:

$$d_{m1} = m \cdot z_1, \quad (2.41)$$

Середній ділильний діаметр колеса:

$$d_{m2} = m \cdot z_2, \quad (2.42)$$

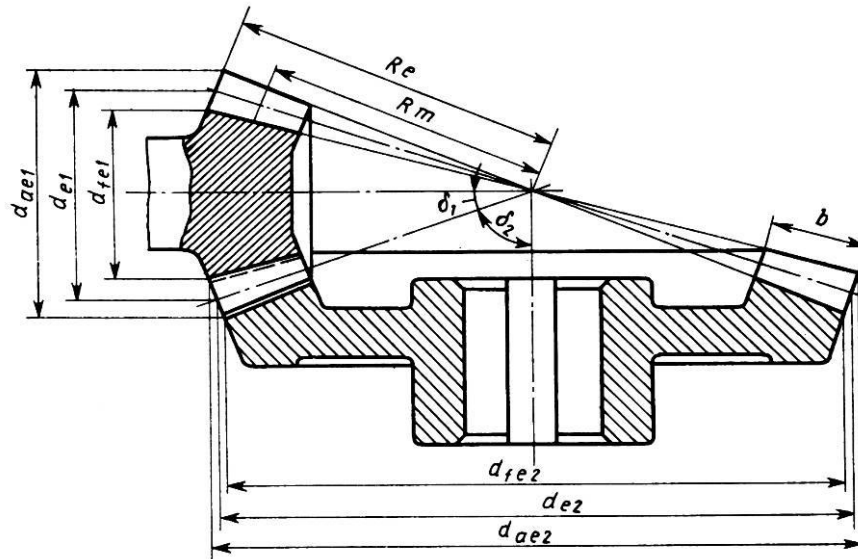


Рис. 2. Геометричні параметри конічної зубчастої передачі

2.2.11 Визначаємо зусилля в зачепленні [1, с. 69]

- колова сила

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_{m2}}, \quad (2.43)$$

- радіальна сила

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1, \quad (2.44)$$

де $\alpha = 20^\circ$

- осьова сила

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1, \quad (2.45)$$

2.3 Перевірний розрахунок передачі

2.3.1 Перевіряємо міцність за контактними напруженнями [1, с. 69]

$$\sigma_H = 470 \cdot \sqrt{\frac{F_{t2} \cdot \sqrt{u_\phi^2 + 1}}{9_H \cdot d_{e2} \cdot b}} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} \leq [\sigma]_H, \quad (2.46)$$

де $K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, враховуючий розподілення навантажень між зубцями колеса ($K_{H\alpha} = 1$);

K_{Hv} – коефіцієнт, враховуючий додаткові динамічні навантаження;

Визначаємо колову швидкість [1, с. 69]

$$v_k = \frac{\omega_2 \cdot d_2}{2 \cdot 10^3}, \text{ м/с} \quad (2.47)$$

2.3.2 Перевіряємо недовантаження або перевантаження передачі:

$$\Delta\sigma_H = \frac{[\sigma]_H - \sigma_H}{[\sigma]_H} \cdot 100\%; \quad (2.48)$$

Якщо $\Delta\sigma_H \leq 10\%$ – то передача перевантажена в межах допустимого.

Якщо $\Delta\sigma_H \geq 5\%$ – то передача недовантажена в межах допустимого.

Допускається недовантаження передачі ($\sigma_H < [\sigma]_H$) не більше 10% і перевантаження ($\sigma_H > [\sigma]_H$) до 5%.

2.3.3 Перевіряємо зубці за напруженням згинання

Перевіряємо зубці колеса:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot Y_\beta \cdot \frac{F_t}{z_H \cdot b \cdot m_e} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_\beta \cdot K_{Fv}, \quad (2.49)$$

де Y_{F2} – коефіцієнт форми зубця колеса;

Y_β – коефіцієнт, що враховує величину кута нахилу зубців, $Y_\beta = 1$;

$K_{F\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження між зубцями колеса;

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження за шириною зубчастого колеса;

K_{Fv} – коефіцієнт, що враховує додаткові динамічні навантаження;

Визначаємо еквівалентне числа зубців шестерні z_{1v} [1, с. 70]

$$z_{1v} = \frac{z_1}{\cos\delta_1}, \quad (2.50)$$

Визначаємо еквівалентне числа зубців колеса z_{2v} [1, с. 70]

$$z_{2v} = \frac{z_2}{\cos\delta_2}, \quad (2.51)$$

Перевіряємо зубці шестерні [1, с. 69]

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \cdot \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma]_{F1}; \quad (2.52)$$

де Y_{F1} - коефіцієнт форми зубця шестерні;

Зубці шестерні та колеса відповідають умові контактної міцності та умові міцності за напруженнями згинання.

3. Конструювання редуктора

3.1. Проектувальні розрахунки вала.

3.1.1 Призначаємо матеріал для виготовлення валів. З метою зменшення номенклатури використаних матеріалів рекомендується приймати сталь 45 ГОСТ 1050–88 [1, с. 50, табл. 3.2]

Вказуємо механічні характеристики матеріалу:

$\sigma_B = \dots$ МПа – границя міцності;

$\sigma_{\tau} = \dots$ МПа – границя текучості;

$\sigma_{-1} = \dots$ МПа – границя витривалості.

3.1.2 Визначаємо діаметри вихідних кінців ведучого та веденого валів [1, с. 108].

$$d_{1ш} = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_k]}}, \quad (3.1)$$

$$d_{1т} = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_k]}}, \quad (3.2)$$

де $d_{1ш}$ – діаметр вихідного кінця швидкохідного валу; $d_{1т}$ – діаметр вихідного кінця тихохідного вала; $[\tau_k] = 10$ МПа – значення допустимих напружень валу на кручення для швидкохідного валу; $[\tau_k] = 20$ МПа – значення допустимих напружень валу на кручення для тихохідного валу; T_1 – обертальний момент на ведучому валі редуктора; T_2 – обертальний момент на веденому валі редуктора.

Прийняти стандартні значення $d_{1ш}$ та $d_{1т}$ [1, с. 174, табл. 10.8].

3.1.3 Визначаємо довжину вихідних кінців швидкохідного та тихохідного валів [1, с. 109, табл. 7.1].

– тихохідного під зубчасте колесо:

$$l_{1ш(т)} = (1,0 \div 1,5) \cdot d_{1ш(т)}; \quad (3.4)$$

– швидкохідного під муфту:

$$l_{1\text{ш(т)}} = (1,2 \div 1,5) \cdot d_{1\text{ш(т)}}. \quad (3.7)$$

Приймаємо $l_{1\text{ш}}$ та $l_{1\text{т}}$ відповідно з [1, с. 174, табл. 10.8].

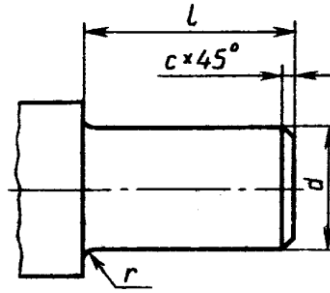


Рис. 3. Циліндричні кінці валів

Таблиця 3.1 Циліндричні кінці валів (ГОСТ 12080-66)

d	l	r	c	d	l	r	c
20	36	1,6	1,0	45	82	2,0	1,6
22	30	1,6	1,0	50	82	2,5	2,0
25	42	1,6	1,0	55	82	2,5	2,0
28	42	1,6	1,0	60	105	2,5	2,0
32	58	2,0	1,6	70	105	2,5	2,0
36	58	2,0	1,6	80	130	3,0	2,5
40	82	2,0	1,6	90	130	3,0	2,5

3.1.4 Знаходимо діаметри ступені валу під підшипники [1, с. 109, табл. 7.1].

$$d_2 = d_1 + 2 \cdot t, \quad (3.8)$$

де t – висота бортика.

Таблиця 3.2

d	17...24	25...30	32...40	42...50	52...60	62...70	71...85
t	2	2,2	2,5	2,8	3	3,3	3,5
r	1,6	2	2,5	3	3	3,5	3,5
f	1	1	1,2	1,6	2	2	2,5

Примітки: Значення висоти бортика t , орієнтовні величини фаски маточини f і координати фаски підшипника r визначаються в залежності від діаметра ступеня d

– швидкохідний вал:

$$d_{2\text{ш}} = d_{1\text{ш}} + 2 \cdot t_{\text{ш}};$$

– тихохідний вал:

$$d_{2\text{т}} = d_{1\text{т}} + 2 \cdot t_{\text{т}}.$$

Заокруглюємо до числа, що ділиться на 5 без залишку.

3.1.5 Знаходимо довжини другої ступені швидкохідного та тихохідного валів [1, с. 109, табл. 7.1].

$$l_{2\text{ш}} = 1,5 \cdot d_{2\text{ш}}, \quad (3.9)$$

$$l_{2\text{т}} = 1,5 \cdot d_{2\text{т}}. \quad (3.10)$$

Заокруглюємо до стандартного значення [табл. 3.1].

3.1.6 Знаходимо діаметри ступеня вала під різьбу

– швидкохідний вал [1, с. 109, с. 177 табл. 10.11]:

$$d_{5u} = \dots \quad (3.11)$$

– тихохідний вал [1, с. 109]:

$$d_{5T} = d_{3T} + 3 \cdot f, \quad (3.12)$$

3.1.7 Знаходимо довжину п'ятого ступеня швидкохідного та тихохідного валів [1, с. 108]:

$$l_{5u} = 0,4 \cdot d_{4u} \quad (3.13)$$

3.1.8 Знаходимо діаметри четвертого ступеня вала під підшипники [1, с. 108]

– швидкохідний вал:

$$d_{4u} = d_{5u} + (2 \dots 4). \quad (3.14)$$

– тихохідний вал:

$$d_{4T} = d_{2T}. \quad (3.15)$$

3.1.9 Знаходимо довжину четвертого ступеня швидкохідного та тихохідного валів [1, с. 108]:

l_{4u} знаходимо за ескізною компоновкою.

$$l_{4T} = B, \quad (3.16)$$

де B – ширина внутрішнього кільця підшипника.

3.1.10 Знаходимо розміри посадового ступеня швидкохідного вала під шестерню і тихохідного валу під колесо [1, с. 108]

– швидкохідний вал:

$$d_{3u} = d_{4u} + 3,2 \cdot r, \quad (3.17)$$

– тихохідний вал:

$$d_{3T} = d_{2T} + 3,2 \cdot r, \quad (3.18)$$

3.1.7 Знаходимо величину ступені під колесо та шестерню.

Цю величину знаходимо за ескізною компоновкою.

3.2. Ескізне компонування редуктора

На міліметровому папері в дійсних розмірах зображуємо поперечний переріз редуктора, на якому вказуємо зубчасті колеса, вали, підшипники, а також внутрішню поверхню корпусу редуктора [1, с. 110–113].

Ескізне компонування встановлює положення коліс редукторної пари, елемента відкритої передачі і муфти щодо опор (підшипників); визначають відстань l_A, l_O між точками прикладення реакцій підшипників швидкохідного й тихохідного валів, а також точки прикладення сили тиску елемента відкритої передачі і муфти на відстані l_{en} і l_m від реакції суміжного підшипника.

Ескізне компонування виконується відповідно до вимог ЕСКД на міліметровому папері формату А1 олівцем у контурних лініях масштабом 1:1 і повинне містити: ескізне зображення редуктора у двох проекціях і таблицю розмірів.

Ескізне компонування редуктора рекомендується виконати в такій послідовності:

1. Намітити розташування проекцій компонування відповідно до кінематичної схеми привода і найбільшими розмірами коліс.

2. Провести осі проекцій і осьові лінії валів. У конічному редукторі осі валів перетинаються під кутом 90° .

3. Викреслити редукторну пару відповідно до геометричних параметрів, що отримані в результаті проектного розрахунку:

- а) для конічного колеса і шестерні – $R_e, d_{e1}, d_{e2}, \delta_1, \delta_2; h_{ae} = m_{te}, h_{f2} = 1,2m_{te}, b, b_3$ [1, с. 118].

4. Для попередження задівання поверхонь коліс, що обертаються, за внутрішні стінки корпусу контур стінок провести з зазором $x = 8 \dots 10$ мм; такий самий зазор слід врахувати між підшипниками і контуром стінок. Відстань між дном корпусу і поверхнею коліс прийняти $y \geq 4x$. Також слід врахувати симетричність корпусу відносно осі швидкохідного валу $c_1 = c_2$ (рис. 4)

Дійсний контур корпуса редуктора залежить від його кінематичної схеми, розмірів деталей передач способу транспортування, змащення і т.п., визначається при розробці.

5. Накреслити ступені вала на відповідних осях по розмірам d та l , отриманими під час проектного розрахунку валів.

Ступені тихохідного вала викреслити в послідовності від 5-ї до 1-ї ступені. При цьому довжини 5-ї та 3-ї ступені визначаються конструктивно [1, с. 118].

6. На 2-й та 4-й ступені викреслити контури підшипників за розмірами d , D , B (T , c) в залежності від їх розташування.

7. Визначити відстань l_B та l_T між точками прикладання реакцій підшипників швидкохідного та тихохідного валів [1, с. 119].

8. Визначити точки прикладання консольних сил [1, с. 119-120].

Попередньо в якості опор ведучого валу приймаємо кулькові підшипники радіально упорні однорядні, для веденого валу приймаємо роликові підшипники радіально упорні однорядні [1, с. 410, табл. К 27].

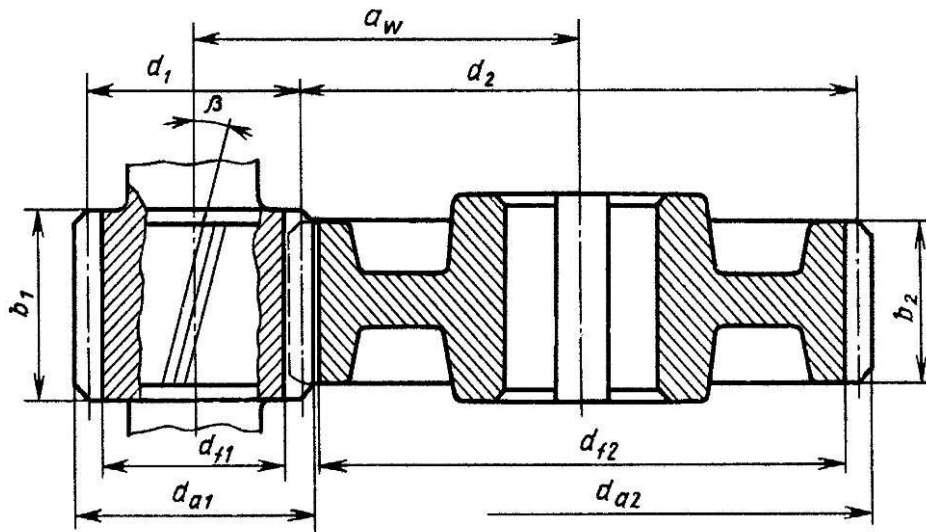


Рис. 5 Геометричні параметри циліндричної зубчастої передачі

$$\psi_a = \frac{b_2}{a_w}. \quad (4.2)$$

4.1.2 Визначаємо попередні розміри зубчастого колеса [1, с. 59].

$$d_2' = \frac{2 \cdot a_w \cdot u_{зп}}{u_{зп} + 1}, \quad (4.3)$$

де d_2' – попередній дільний діаметр зубчастого колеса;

$$b_2 = \psi_a \cdot a_w, \quad (4.4)$$

де b_2 – ширина вінця зубчастого колеса.

Заокруглюємо значення b_2 в більшу сторону до стандартного значення (табл. 2.2).

Приймаємо: $b_2 = \dots$ мм. [1, с. 312, табл. 13.15]

4.1.3 Визначаємо модуль передачі [1, с. 59].

$$m' = \frac{2 \cdot K_m \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2' \cdot b_2 \cdot [\sigma]_{F2}}, \quad (4.5)$$

де K_m – допоміжний коефіцієнт. Для прямозубих передач $K_m = 6,8$, для косозубих передач $K_m = 5,8$.

Приймаємо стандартне значення модуля $m = \dots$ мм.

m , мм	1-й ряд –	1,0	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10
	2-й ряд –	1,25	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	

4.1.4 Сумарна кількість зубців:

$$Z_\Sigma = \frac{2 \cdot a_w}{m}, \quad (4.6)$$

Сумарне число зубців заокруглюємо до найближчого меншого цілого значення.

Приймаємо $Z_\Sigma = \dots$

4.1.5 Знаходимо кількість зубців шестерні та зубчастого колеса [1, с. 60].

– шестерні:

$$Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{(u_{\text{зп}} + 1)}. \quad (4.7)$$

Z_1 заокруглюємо до найближчого меншого цілого значення: $Z_{\min} = 17$ із умов непідрізання.

— колеса:

$$Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1. \quad (4.8)$$

4.1.6 Знаходимо відхилення фактичного передаточного числа від стандартного значення [1, с. 60].

$$u_{\phi} = \frac{Z_2}{Z_1}. \quad (4.9)$$

$$|\Delta u| = \frac{|u_{\phi} - u_{\text{зп}}|}{u_{\text{зп}}} \cdot 100\% \leq 4\%. \quad (4.10)$$

4.1.7 Знаходимо фактичну міжосьову відстань [1, с. 60].

$$a_{\omega} = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m}{2}. \quad (4.11)$$

4.1.8 Знаходимо основні геометричні параметри передачі [1, с. 61].

$$d_1 = m \cdot z_1, \quad (4.12)$$

$$d_2 = m \cdot z_2. \quad (4.13)$$

де d_1 — діаметр ділильного кола шестерні; d_2 — діаметр ділильного кола зубчастого колеса.

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m, \quad (4.14)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m. \quad (4.15)$$

де d_{a1} — діаметр кола виступів шестерні; d_{a2} — діаметр кола виступів зубчастого колеса.

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m, \quad (4.16)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m, \quad (4.17)$$

де d_{f1} — діаметр кола западин шестерні; d_{f2} — діаметр кола западин зубчастого колеса.

$$b_1 = b_2 + (2 \div 4). \quad (4.18)$$

де b_1 — ширина вінця шестерні.

Приймаємо $b_1 = \dots$.

[табл. 2.2]

4.1.9 Перевіряємо придатність заготовки. Розглядаємо заготовку під вал-шестерню [1, с. 50, табл. 3.2].

$$D_{\text{заг}} = d_{a1} + 6, \quad (4.19)$$

$$D_{\text{заг}} \leq D_{\text{доп}}. \quad (4.20)$$

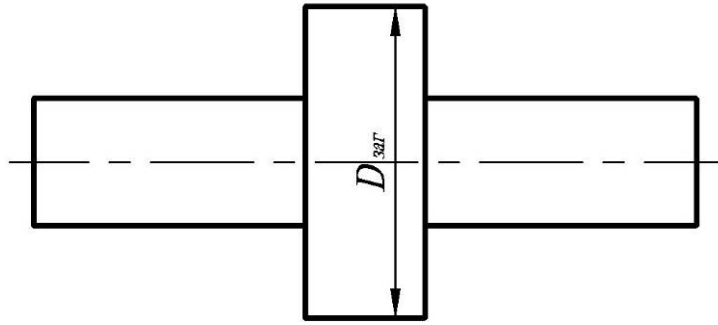


Рис. 6. Заготовка під вал-шестерню

Умова виконується $D_{\text{заг}} \leq D_{\text{доп}}$ – заготовка придатна

Перевіряємо придатність заготовки під колесо

$$S_{\text{заг}} = 8 \cdot m, \quad (4.21)$$

$$C_{\text{заг}} = 0,5 \cdot b_2, \quad (4.22)$$

$$S_{\text{заг}} \leq S_{\text{доп}}. \quad (4.23)$$

$S_{\text{доп}}$ прийняти за [1, с. 50, табл. 3.2].

Умова виконується $S_{\text{заг}} \leq S_{\text{доп}}$ – заготовка придатна.

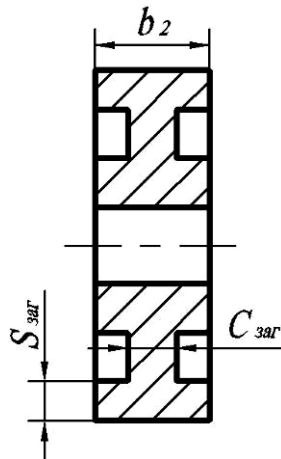


Рис. 7. Заготовка під зубчасте колесо

4.1.10 Визначаємо зусилля в зачепленні [1, с. 97, табл. 6.1].

В зачепленні виникають однакові зусилля як на шестерні, так і на колесі.

$$F_t = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2}, \quad (4.24)$$

де F_t – колова сила;

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{d_2}, \quad (4.25)$$

де F_r – радіальна сила;

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (4.26)$$

де F_a – осьова сила.

4.2. Перевірочний розрахунок передачі

4.2.1 Перевіряємо міцність за контактними напруженнями [1, с. 97].

$$\sigma_H = K \cdot \sqrt{\frac{F_2 \cdot (u_\phi + 1) \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}}{d_2 \cdot b_2}} \leq [\sigma]_H, \quad (4.27)$$

де u_ϕ – фактичне передаточне число закритої передачі (див. (2.32)); $K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, враховуючий нерівномірність розподілення навантажень між зубцями колеса; K_{Hv} – коефіцієнт, враховуючий додаткові динамічні навантаження [1, с. 62, табл. 4.3]; K – допоміжний коефіцієнт, який залежить від матеріалу зубця: $K = 376$ – для косозубців та шевронних, $K = 436$ – для прямозубих.

Колова швидкість [1, с. 61]:

$$V_k = \frac{\omega_2 \cdot d_2}{2 \cdot 10^3}. \quad (4.28)$$

Встановлюємо ступінь точності в залежності від розрахункової колової швидкості.

Таблиця 2.3 Ступінь точності зубчастих передач

Ступінь точності	Колові швидкості обертання коліс $V_{\text{к}}$, м/с							
	прямозубих				косозубців			
	циліндричних		конічних		циліндричних		конічних	
6	До	15	До	12	До	30	До	20
7	»	10	»	8	»	15	»	10
8	»	6	»	4	»	10	»	7
9	»	2	»	1,5	»	4	»	3

4.2.2 Перевіряємо перевантаження або недовантаження передачі [1, с. 61–62].

$$\Delta\sigma_H = \frac{[\sigma]_H - \sigma_H}{[\sigma]_H} \cdot 100\% \quad (4.29)$$

Якщо $\Delta\sigma_H \leq -5\%$ – то передача перевантажена в межах допустимого.

Якщо $\Delta\sigma_H \geq 10\%$ – то передача недовантажена в межах допустимого.

Допускається недовантаження передачі ($\sigma_H < [\sigma]_H$) не більше 15% і перевантаження ($\sigma_H > [\sigma]_H$) до 5%. Якщо умова міцності не виконується, то слід змінити ширину вінця зубчастого колеса та повторити розрахунок передачі.

4.2.3 Перевіряємо зубці за напруженням згинання [1, с. 63–64].

Перевіряємо зубці колеса:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot Y_\beta \cdot \frac{F_t}{b_2 \cdot m} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \leq [\sigma]_{F2}, \quad (4.30)$$

де Y_{F2} , Y_β – коефіцієнти форми зубця; $K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження по ширині зубчастого колеса; K_{Fv} – коефіцієнт, що враховує додаткові динамічні навантаження; $K_{F\alpha}$ – коефіцієнт, що

враховує нерівномірність розподілення навантаження між зубцями колеса;
 Y_β – коефіцієнт, що враховує величину кута нахилу зубців: $Y_\beta = 1$

Перевіряємо зубці шестерні:

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \cdot \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma]_{F1}. \quad (4.31)$$

Зубці шестерні та колеса відповідають умові контактної міцності та умові міцності за напруженням згинання.

5. Перевірятьні розрахунки

5.1. Вибір та перевірочні розрахунки підшипників кочення

5.1.1 Визначаємо напрямки зусиль у зачепленні передачі та складаємо схему навантаження передачі

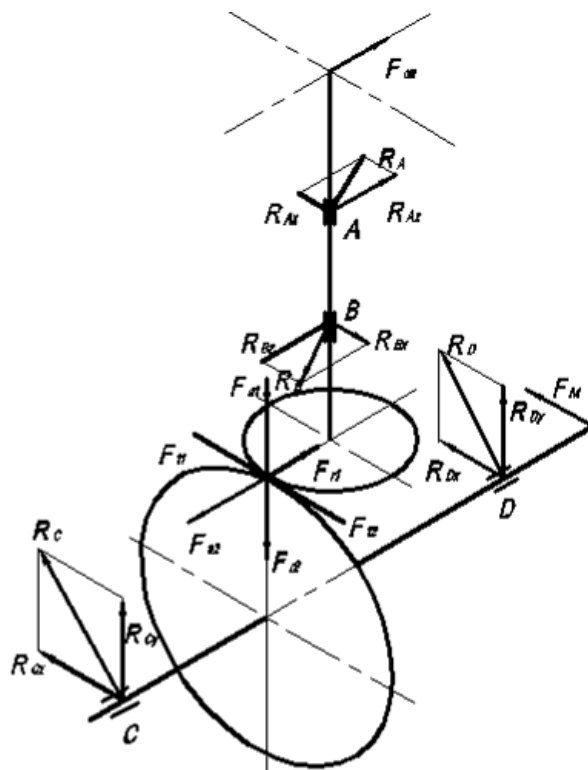


Рис. 8. Схема зусиль в зубчастому конічному редукторі

5.1.2 Вибираємо підшипники ведучого валу редуктора.

В якості опори ведучого валу приймаємо підшипники:

Розміри підшипника:

$d = \dots$ мм – діаметр внутрішнього кільця;

$D = \dots$ мм – діаметр зовнішнього кільця;

$C = \dots$ мм – ширина зовнішнього кільця;

$b = \dots$ мм – ширина внутрішнього кільця.

Вантажопідйомність:

$C_r = \dots$ кН – динамічна;

$C_{0r} = \dots$ кН – статична.

Фактори навантаження:

$e = \dots$ – коефіцієнт впливу осьового навантаження;

$Y = \dots$ – коефіцієнт осьового навантаження.

5.1.3 Знаходимо відстань зміщення точок прикладення опорних реакцій.

– для кулькових [2, с. 318]:

$$a = 0,5 \cdot [B + 0,5 \cdot (D + d) \cdot \operatorname{tg} \alpha]; \quad (5.1)$$

– для роликових [1, с. 412, табл. К28]:

$$a = 0,5 \cdot T + \frac{(D + d) \cdot e}{6}. \quad (5.2)$$

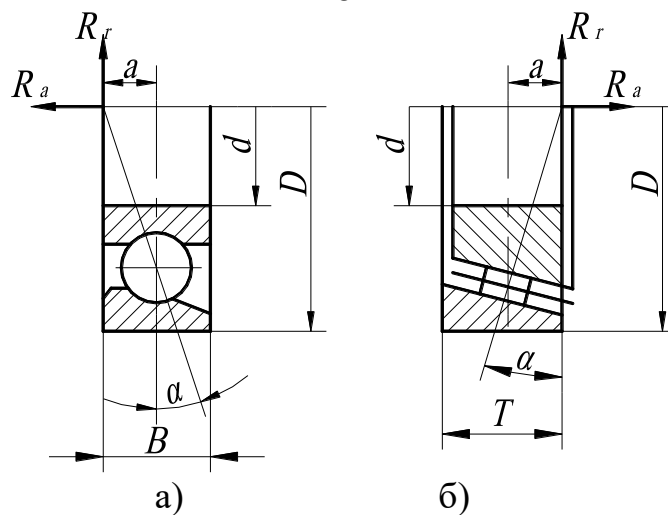


Рис. 9. Реакції в підшипниках

а) реакції в кульковому підшипнику;

б) реакції в роликовому підшипнику.

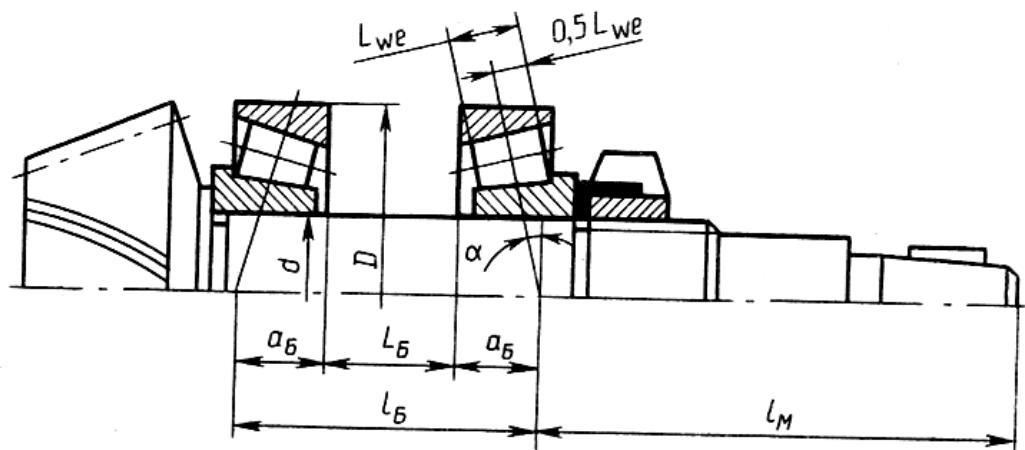


Рис. 10. Визначення відстані між точками прикладення реакцій в підшипниках

5.1.4 Визначаємо радіальні реакції підшипників.

Консольна сила, що діє на вал з боку зубчастої передачі $F_{K1} = 13 \cdot \sqrt[3]{T_1^2}$, консольна сила, що діє на вал з боку муфти: – для муфти з неметалевими пружинними елементами $F_{K2} = 2,5 \cdot \sqrt[3]{T_2^2}$; – для муфт з металевими пружинними елементами $F_{K2} = 13 \cdot \sqrt[3]{T_2^2}$.

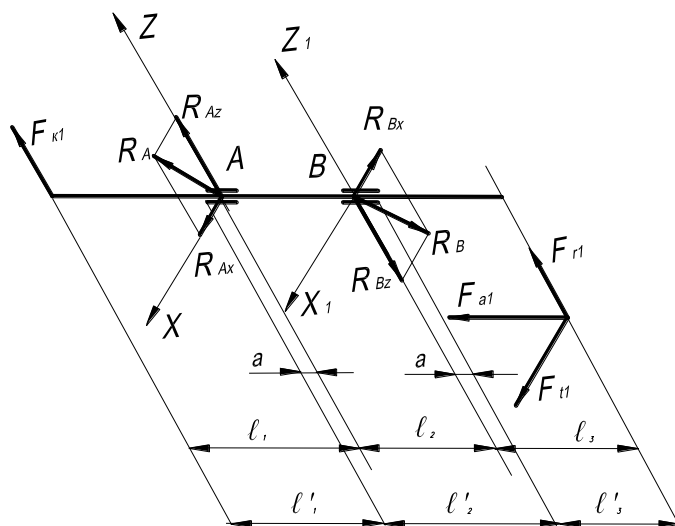


Рис. 11. Розрахункова схема реакцій ведучого валу

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum M_X(F_i) = 0; -F_{K1} \cdot l_1' - R_{BZ} \cdot l_2' - F_{a1} \cdot \frac{d_{e1}}{2} + F_{r1} \cdot (l_2' + l_3') = 0 \\ \sum M_{X1}(F_i) = 0; -F_{K1} \cdot (l_1' + l_2') - R_{AZ} \cdot l_2' - F_{a1} \cdot \frac{d_{e1}}{2} + F_{r1} \cdot l_3' = 0 \\ \sum M_Z(F_i) = 0; R_{BX} \cdot l_2' - F_{t1} \cdot (l_3' + l_2') = 0 \\ \sum M_{Z1}(F_i) = 0; +R_{AX} \cdot l_2' - F_{t1} \cdot l_3' = 0 \end{array} \right.$$

З рівнянь визначаємо величину радіальних складових опорних реакцій:

$$R_{BZ} = \frac{-F_{K1} \cdot l_1' - F_{a1} \cdot \frac{d_{e1}}{2} + F_{r1} \cdot (l_2' + l_3')}{l_2'}, \text{ Н}$$

$$R_{AZ} = \frac{-F_{K1} \cdot (l_1' + l_2') - F_{a1} \cdot \frac{d_{e1}}{2} + F_{r1} \cdot l_3'}{l_2'}, \text{ Н}$$

$$R_{BX} = \frac{F_{t1} \cdot (l_3' + l_2')}{l_2'}, \text{ Н} \quad R_{AX} = \frac{F_{t1} \cdot l_3'}{l_2'}, \text{ Н}$$

Складаємо рівняння для перевірки обчислених значень:

$$\begin{cases} \sum F_{iX} = 0; & F_{K1} + R_{AZ} + F_{r1} - R_{BZ} = 0 \\ \sum F_{iZ} = 0; & R_{AX} + F_{t1} - R_{BX} = 0 \end{cases}$$

Сумарні радіальні реакції дорівнюють:

$$R_r = \sqrt{R_X^2 + R_Y^2}. \quad (5.3)$$

5.1.5 Визначаємо осьові складові реакції підшипників [1, с. 140].

Для кулькових [1, с. 129, табл. 9.1]:

$$R_{s1} = e \cdot R_{r1}; \quad (5.4)$$

$$R_{s2} = e \cdot R_{r2}. \quad (5.5)$$

Для роликів [1, с. 129, табл. 9.1]:

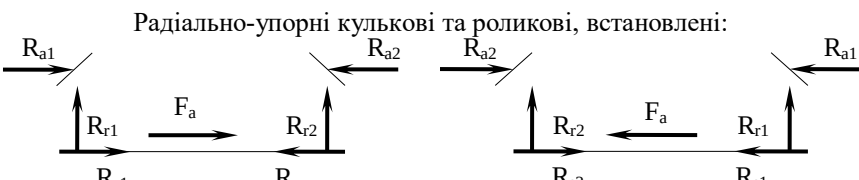
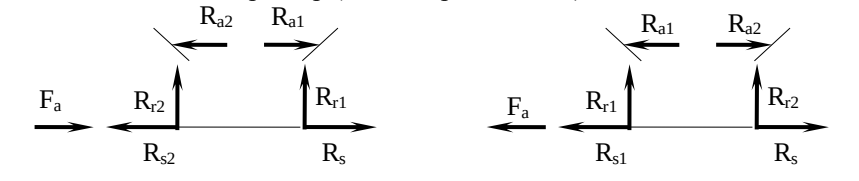
$$R_{s1} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r1}, \quad (5.6)$$

$$R_{s2} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r2}, \quad (5.7)$$

де e – коефіцієнт осьового навантаження.

5.1.6 Визначаємо осьове навантаження R_a [1, с. 136, табл. 9.6].

Таблиця 5.1 Формули для визначення осьового навантаження R_a

Схеми навантаження підшипників	Співвідношення сил	Осьове навантаження
Радіально-упорні кулькові та роликові, встановлені:  враспор (1, с.132, рис.9.1, б, в)  врозтяж (1, с.132, рис.9.1, г)	$R_{s1} \geq R_{s2};$ $F_a \geq 0$ $R_{s1} < R_{s2};$ $F_a \geq R_{s1} - R_{s2}$ $R_{s1} < R_{s2};$ $F_a < R_{s2} - R_{s1}$	$R_{a1} = R_{s1};$ $R_{a2} = R_{s1} + F_a$ $R_{a1} = R_{s2} - F_a;$ $R_{a2} = R_{s2}$

Визначаємо коефіцієнти навантаження [1, с. 129, табл. 9.1]

Якщо $\frac{R_{a1}}{V \cdot R_{r1}} > e$, то приймаємо $X_1 = \dots$ $Y_1 = \dots$

$\frac{R_{a1}}{V \cdot R_{r1}} < e$, то приймаємо $X_1 = 1$ $Y_1 = 0$.

Якщо $\frac{R_{a2}}{V \cdot R_{r2}} > e$, то приймаємо $X_2 = \dots$ $Y_2 = \dots$

$\frac{R_{a2}}{V \cdot R_{r2}} < e$, то приймаємо $X_2 = 1$ $Y_2 = 0$.

5.1.7 Визначаємо еквівалентне динамічне навантаження кожного підшипника [1, с. 129, табл. 9.1].

$$R_{e1} = (X_1 \cdot V_1 \cdot R_{r1} + Y_1 \cdot R_{a1}) \cdot K_6 \cdot K_T, \quad (5.8)$$

$$R_{e2} = (X_2 \cdot V_2 \cdot R_{r2} + Y_2 \cdot R_{a2}) \cdot K_6 \cdot K_T, \quad (5.9)$$

де X – коефіцієнт радіального навантаження; Y – коефіцієнт осьового навантаження; V – коефіцієнт обертання [1, с. 130, табл. 9.1]; K_6 – коефіцієнт безпеки [1, с. 133, табл. 9.5]; K_T – температурний коефіцієнт [1, с. 130, табл. 9.1].

Таблиця 5.2 Значення коефіцієнтів e і Y для радіально-упорних кулькових підшипників, $\alpha = 12^\circ$

$\frac{iR_a}{C_{0r}}$	0,014	0,029	0,057	0,086	0,11	0,17	0,29	0,43	0,57
e	0,30	0,34	0,37	0,41	0,45	0,48	0,52	0,54	0,54
Y	$\frac{1,81}{2,08}$	$\frac{1,62}{1,84}$	$\frac{1,46}{1,60}$	$\frac{1,34}{1,52}$	$\frac{1,22}{1,39}$	$\frac{1,13}{1,30}$	$\frac{1,04}{1,20}$	$\frac{1,01}{1,16}$	$\frac{1,00}{1,16}$

Таблиця 5.3 Значення коефіцієнту безпеки K_6 і потрібної довговічності підшипників L_h

Машина, обладнання і характер навантаження	L_h	K_6
Спокійне навантаження (без поштовхів); стрічкові транспортери, які працюють під дахом при вантажі, що не порошить, блоки вантажопідйомних машин	$(3...8) \cdot 10^3$	1...1,1
Легкі поштовхи. Короточасні перевантаження до 125% від розрахункового навантаження: металорізальні верстати, елеватори, внутрішньоцехові конвейєри, редуктори із шліфованими зубцями, крани електричні, які працюють у легкому режимі, вентилятори;	$(8...12) \cdot 10^3$	1,1...1,2
машини для однозмінної роботи, які експлуатуються не завжди з повним навантаженням, стаціонарні електродвигуни, редуктори	$(10...25) \cdot 10^3$	1,2...1,3
Помірні поштовхи і вібрації. Короточасні перевантаження до 150% розрахункового навантаження: редуктори з фрезерованими зубцями 7-ї степені точності, крани електричні, які працюють у середньому режимі;	$(20...30) \cdot 10^3$	1,3...1,4
шліфувальні, строгальні і довбальні верстати, центрифуги і сепаратори, зубчаті приводи 8-ї степені точності, гвинтові конвейєри, крани електричні.	$(40...50) \cdot 10^3$	1,5...1,7
Значні поштовхи і вібрації. Короточасні перевантаження до 200% від розрахункового навантаження: кувальні машини, галтовочні барабани, зубчаті приводи 9-го степеня точності.	$(60...100) \cdot 10^3$	1,7...2

5.1.8 Визначаємо розрахункову довговічність найбільш навантаженого підшипника [1, с. 128].

$$L_{10h} = \frac{10^6}{573 \cdot \omega_1} \cdot \left(\frac{C \cdot 10^3}{R_E} \right)^m, \quad (5.10)$$

де m – показник степені: $m=3$ – для кулькових підшипників, $m=3,33$ – для роликових підшипників.

В якості опор ведучого вала приймаємо кулькові підшипники радіально-упорні (роликові радіально-упорні) ГОСТ

Приймаємо накладні кришки.

5.1.9 Вибираємо підшипники веденого вала редуктора.

В якості опори веденого вала приймаємо підшипники:

Розміри підшипника:

$d = \dots$ мм – діаметр внутрішнього кільця;

$D = \dots$ мм – діаметр зовнішнього кільця;

$B = \dots$ мм – монтажна ширина кулькового підшипника.

Вантажопідйомність:

$C_r = \dots$ кН – динамічна;

$C_{0r} = \dots$ кН – статична.

Фактори навантаження:

$e = \dots$ – коефіцієнт впливу осьового навантаження;

$Y = \dots$ – коефіцієнт осьового навантаження.

Знаходимо відстань зміщення точок прикладення опорних реакцій.

– для кулькових [2, с. 318]:

$$a = 0,5 \cdot [B + 0,5 \cdot (D + d) \cdot \operatorname{tg} \alpha]. \quad (5.11)$$

– для роликових [1, с. 412, табл. К 28]:

$$a = 0,5 \cdot T + \frac{(D + d) \cdot e}{6}. \quad (5.12)$$

Визначаємо радіальні реакції підшипників.

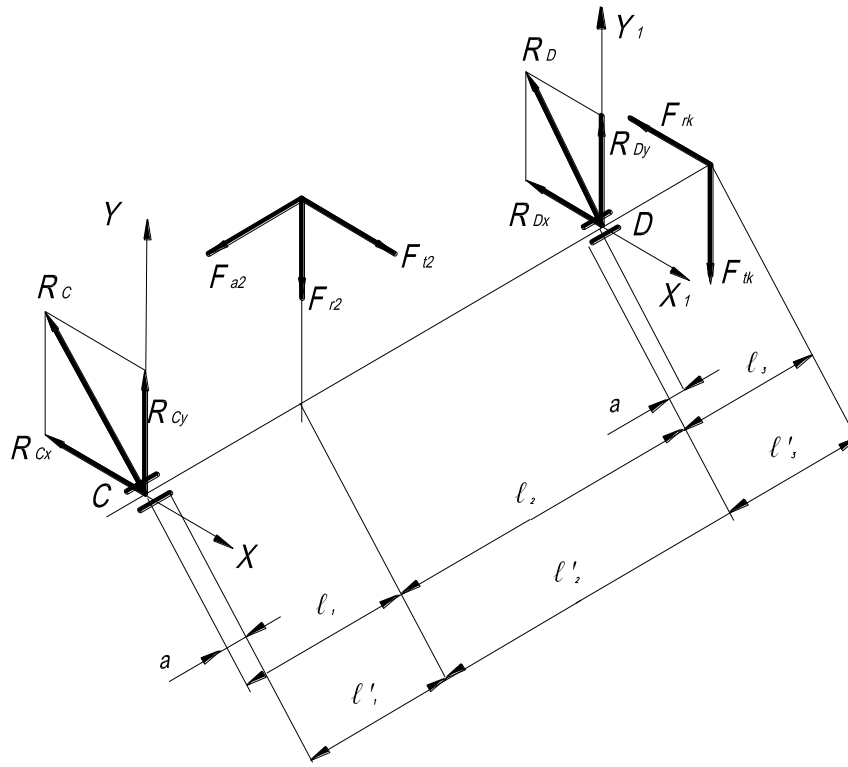


Рис. 12. Розрахункова схема реакцій веденого валу

$$\begin{cases} \sum M_X(F_i) = 0; & -F_{r2} \cdot \ell'_1 + F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} - F_{tk} \cdot (\ell'_1 + \ell'_2 + \ell'_3) + R_{DY} \cdot (\ell'_2 + \ell'_1) = 0 \\ \sum M_{X1}(F_i) = 0; & -R_{CY} \cdot (\ell'_2 + \ell'_1) - F_{tk} \cdot \ell'_3 + F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} + F_{r2} \cdot \ell'_2 = 0 \\ \sum M_Y(F_i) = 0; & -F_{t2} \cdot \ell'_1 + F_{rk} \cdot (\ell'_1 + \ell'_2 + \ell'_3) + R_{DX} \cdot (\ell'_2 + \ell'_1) = 0 \\ \sum M_{Y1}(F_i) = 0; & -R_{CX} \cdot (\ell'_2 + \ell'_1) + F_{t2} \cdot \ell'_2 + F_{rk} \cdot \ell'_3 = 0 \end{cases}$$

$$R_{DY} = \frac{F_{r2} \cdot \ell'_1 - F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} + F_{tk} \cdot (\ell'_1 + \ell'_2 + \ell'_3)}{(\ell'_2 + \ell'_1)}, \text{ Н}$$

$$R_{CY} = \frac{-F_{tk} \cdot \ell'_3 + F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} + F_{r2} \cdot \ell'_2}{(\ell'_2 + \ell'_1)}, \text{ Н}$$

$$R_{DX} = \frac{F_{t2} \cdot \ell'_1 - F_{rk} \cdot (\ell'_1 + \ell'_2 + \ell'_3)}{(\ell'_2 + \ell'_1)}, \text{ Н}$$

$$R_{CX} = \frac{F_{t2} \cdot \ell'_2 + F_{rk} \cdot \ell'_3}{(\ell'_2 + \ell'_1)}, \text{ Н}$$

Складаємо рівняння для перевірки обчислених значень:

$$\begin{cases} \sum F_{iX} = 0; & -F_{tk} + R_{CY} - F_{r2} + R_{DY} = 0 \\ \sum F_{iY} = 0; & -R_{CX} + F_{t2} - R_{DX} - F_{rk} = 0 \end{cases}$$

Сумарні радіальні реакції дорівнюють:

$$R_r = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} . \quad (5.13)$$

Для веденого вала зробити аналогічні розрахунки, починаючи з п.5.1.5.

В якості опор веденого вала приймаємо кулькові підшипники радіально-упорні (роликові радіально-упорні) ГОСТ

Приймаємо закладні кришки.

5.2 Добирання посадки підшипників кочення

В проєктованих редукторах внутрішнє кільце підшипника обертається відносно радіального навантаження, зазнаючи так зване циркуляційне навантаження.

З'єднання внутрішніх кілець, що обертаються відносно радіального навантаження, з валом здійснюється з натягом. Це виключає повертання та обкочування кільцем спряженої ступені вала.

Посадки нерухомих зовнішніх кілець, відносно радіального навантаження, обирають більш вільними, такими, що дозволяють періодично повертатись в корпусі. Це змінює положення зони його навантаження. Крім того, така посадка полегшує монтаж та регулювання зазору підшипників.

Підшипник є стандартним комплектуючим виробом. Необхідні посадки в з'єднанні підшипників кочення досягають призначенням відповідних полів допусків на діаметри вала і отвору в корпусі.

Для проєктованих редукторів при циркуляційному навантаженні рекомендовано прийняти такі поля допусків:

- для вала: для кулькових підшипників – $js6, k6$; для роликових – $k6, m6$;
- для отвору в корпусі – $H7$.

5.3 Посадки основних деталей редуктора

Посадки основних деталей редуктора наведено в таблиці 5.4 [4, с. 52-54].

Таблиця 5.4 Посадки основних деталей редуктора

Посадка	Застосування	Умови складання та розбирання
$H/r; H/s; H/t; H/u; H/x; H/z$	Зубчасті колеса на вали при важких ударних навантаженнях. Сприймають великі осьові навантаження без додаткових кріплень.	Під пресом
H/p	Зубчасті колеса і зубчасті муфти на вали. Осьові навантаження сприймають в більшості випадків без додаткових кріплень.	Під пресом
H/n	Шестерні на валах електродвигунів, фрикційні і кулачкові муфти, черв'ячні вінці. Для сприйняття осьових навантажень потребують додаткових кріплень.	Під пресом, молотками, зйомниками
H/m	Конічні шестерні і колеса при частому демонтажі для зменшення зношування посадочних місць.	Під пресом, дерев'яними ручниками, зйомниками
H/h	Стакани під підшипники кочення в корпус редуктора.	Від руки
H/e	Кришки торцевих вузлів на підшипниках кочення.	Від руки
H/g	Розпірні кільця, ущільнюючі манжети, вали під підшипники на конічних втулках.	Від руки
H/f	Вали в підшипниках ковзання, ущільнюючі манжети.	Від руки

5.4 Призначення шпонкового з'єднання

5.4.1 Для з'єднання веденого вала з веденим колесом добираємо звичайну призматичну шпонку [1, с. 427].

Приймаємо шпонку: $b = \dots$ мм
 $h = \dots$ мм

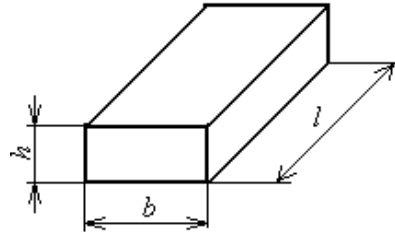


Рис. 13. Шпонка звичайна призматична

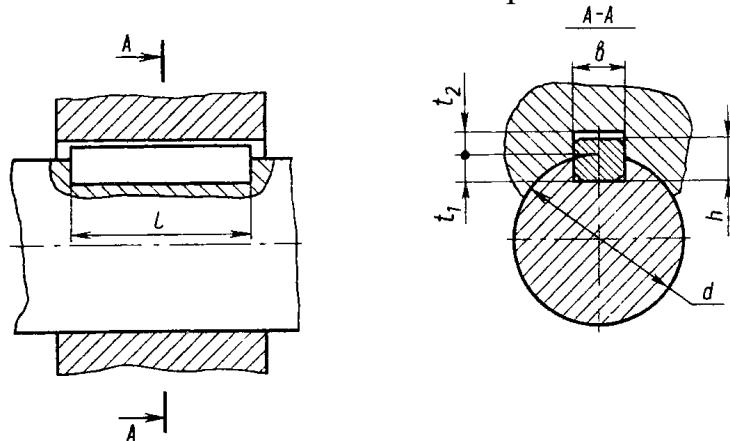


Рис. 14. Шпонкове з'єднання призматичною шпонкою

Таблиця 5.5 Шпонкові з'єднання з призматичними шпонками (ГОСТ 23360–78)

Діаметр вала d , мм	Переріз шпонки		Фаска	Глибина пазу		Довжина l , мм
	b	h		вала t_1	маточини t_2	
Вище 12 до 17	5	5	0,25...0,4	3	2,3	10...56
Вище 17 до 22	6	6		3,5	2,8	14...70
Вище 22 до 30	8	7		4	3,3	18...90
Вище 30 до 38	10	8	0,4...0,6	5	3,3	22...110
Вище 38 до 44	12			5,5	3,8	28...140
Вище 44 до 50	14	9		6	4,3	36...160
Вище 50 до 58	16	10		7	4,4	45...180
Вище 58 до 65	18	14	0,6...0,8	7,5	4,9	50...200
Вище 65 до 75	20			9	5,4	56...220
Вище 75 до 85	22					63...250
Вище 85 до 95	25					70...280

Примітка: 1. Довжини призматичних шпонок l обирають із наступного ряду: 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.

2. Приклад умовного позначення шпонки виконання 1, розмірами $b = 16$ мм, $h = 10$ мм, $l = 50$ мм.

Призначаємо шпонку: Шпонка 160x10x50 ГОСТ 23360-78.

5.4.2 Визначаємо розрахункову довжину шпонки [1, с. 251]

$$l_p = \frac{2T}{d(h-t_1)[\sigma_{\text{ст}}]}, \quad (5.14)$$

де $[\sigma_{\text{ст}}] = 110 \text{ МПа}$ – допустиме напруження на зминання.

5.4.3 Приймаємо шпонку $b \times h \times l$ ГОСТ 23360-78 [1, с. 427, примітка, табл. К 42].

5.4.4 Приймаємо шпонку для вихідного кінця веденого валу $b \times h \times l$ ГОСТ 23360–78 [1, с. 427, примітка, табл. К 42].

Визначаємо розрахункову довжину шпонки [1, с. 251]

$$l_p = \frac{2T}{d(h-t_1)[\sigma_{\text{ст}}]}.$$

Для вихідного кінця веденого валу приймаємо шпонку $b \times h \times l$ ГОСТ 23360–78.

5.4.5 Приймаємо шпонку для вихідного кінця ведучого валу $b \times h \times l$ ГОСТ 23360–78 [1, с. 427, примітка, табл. К 42].

Визначаємо розрахункову довжину шпонки [1, с. 251]

$$l_p = \frac{2T}{d(h-t_1)[\sigma_{\text{ст}}]}.$$

Для вихідного кінця ведучого валу приймаємо шпонку $b \times h \times l$ ГОСТ 23360–78.

5.5 Перевірочні розрахунки веденого валу

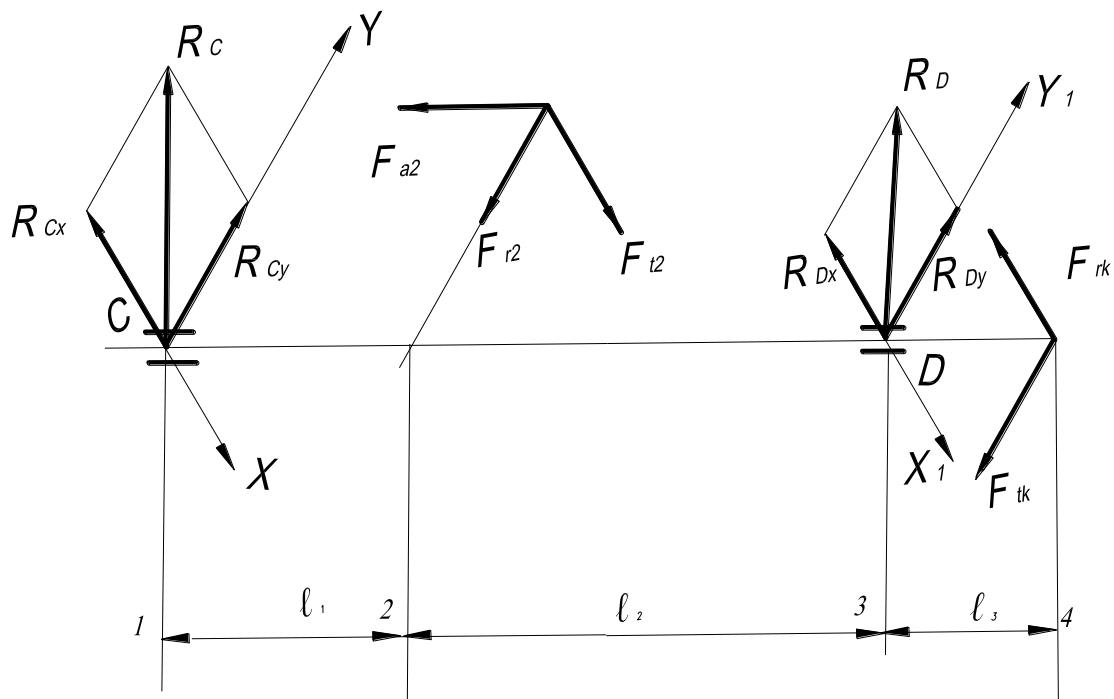


Рис. 15 Розрахункова схема реакцій веденого валу

5.5.1 Визначаємо опорні реакції вала, згинаючі моменти та будуємо епюри згинаючих та крутних моментів.

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum M_X(F_i) = 0; \quad -F_{r2} \cdot \ell_1 + F_{a2} \cdot \frac{d_{2m}}{2} - F_{tk} \cdot (\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) + R_{DY} \cdot (\ell_2 + \ell_1) = 0 \\ \sum M_{X1}(F_i) = 0; \quad -R_{CY} \cdot (\ell_2 + \ell_1) - F_{tk} \cdot \ell_3 + F_{a2} \cdot \frac{d_{2m}}{2} + F_{r2} \cdot \ell_2 = 0 \\ \sum M_Y(F_i) = 0; \quad -F_{t2} \cdot \ell_1 + F_{rk} \cdot (\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) + R_{DX} \cdot (\ell_2 + \ell_1) = 0 \\ \sum M_{Y1}(F_i) = 0; \quad -R_{CX} \cdot (\ell_2 + \ell_1) + F_{t2} \cdot \ell_2 + F_{rk} \cdot \ell_3 = 0 \end{array} \right.$$

Обчислюємо величину опорних реакцій:

$$R_{DY} = \frac{F_{r2} \cdot \ell_1 - F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} + F_{tk} \cdot (\ell_1 + \ell_2 + \ell_3)}{(\ell_2 + \ell_1)}, \text{ Н}$$

$$R_{CY} = \frac{-F_{tk} \cdot \ell_3 + F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} + F_{r2} \cdot \ell_2}{(\ell_2 + \ell_1)}, \text{ Н}$$

$$R_{DX} = \frac{F_{t2} \cdot \ell_1 - F_{rk} \cdot (\ell_1 + \ell_2 + \ell_3)}{(\ell_2 + \ell_1)}, \text{ Н} \quad R_{CX} = \frac{F_{t2} \cdot \ell_2 + F_{rk} \cdot \ell_3}{(\ell_2 + \ell_1)}, \text{ Н}$$

Складаємо рівняння для перевірки обчислених значень:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_{iX} = 0; \quad -F_{tk} + R_{CY} - F_{r2} + R_{DY} = 0 \\ \sum F_{iY} = 0; \quad -R_{CX} + F_{t2} - R_{DX} - F_{rk} = 0 \end{array} \right.$$

Визначаємо згинаючі та крутні моменти та будуємо епюри:

Вертикальна площина:

$$M_{X1} = 0; M_{X2} = +R_{CY} \cdot l_1, \text{ Нм};$$

$$M_{X2} = +R_{CY} \cdot l_1 - F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2}, \text{ Нм};$$

$$M_{X3} = -F_{tk} \cdot l_3, \text{ Нм};$$

$$M_{X4} = 0.$$

Горизонтальна площина:

$$M_{Y1} = 0; M_{Y2} = -R_{CX} \cdot l_1, \text{ Нм};$$

$$M_{Y3}^n = -R_{CX} \cdot (l_1 + l_2) + F_{t2} \cdot l_2, \text{ Нм}$$

$$M_{Y3}^n = -F_{rk} \cdot l_3, \text{ Нм}$$

$$M_{Y4} = 0$$

Крутний момент

$$M_K = T_2 = F_{t2} \cdot \frac{d_{m2}}{2}, \text{ Нм}$$

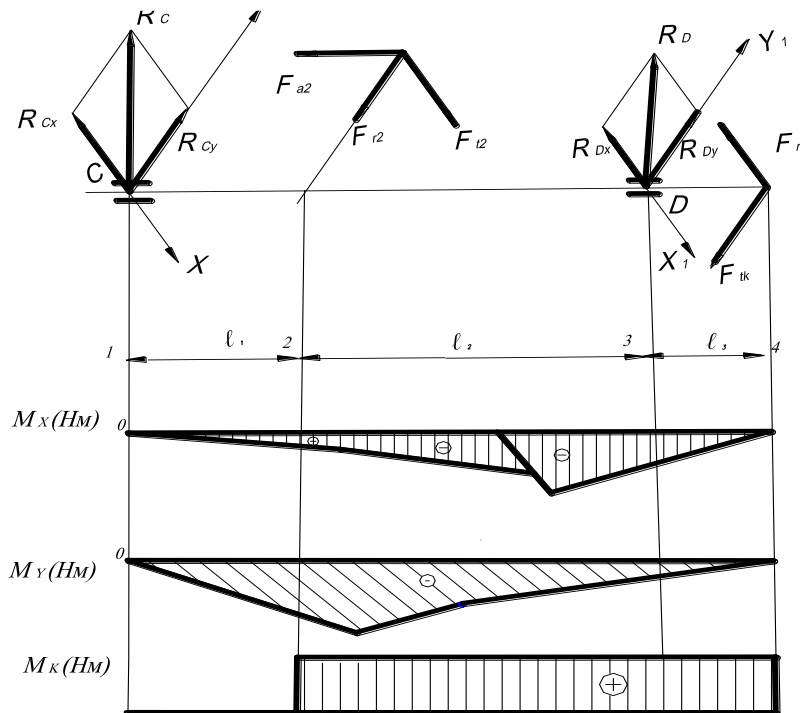


Рис 16 Епюри згинаючих та крутних моментів

5.5.2 Визначаємо сумарні згинаючі моменти в найбільш навантажених розрізах.

$$M_{зг} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}. \quad (5.15)$$

5.5.3 Визначаємо коефіцієнт запасу міцності [1, с. 256–259]

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq S, \quad (5.16)$$

де S_σ – коефіцієнт запасу міцності за нормальними напруженнями; S_τ – коефіцієнт запасу міцності за дотичними напруженнями.

$$S_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a}, \quad (5.17)$$

$$S_\tau = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a}, \quad (5.18)$$

де $(\sigma_{-1})_D$ – границя витривалості деталі за нормальними напруженнями; $(\tau_{-1})_D$ – границя витривалості деталі за дотичними напруженнями.

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D}, \quad (5.19)$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_D}, \quad (5.20)$$

де σ_{-1} – границя витривалості матеріалу за нормальними напруженнями; для сталі 45 – $\sigma_{-1} = 380$ МПа; $(K_{\sigma})_D$ – коефіцієнт концентрації нормальних напружень; τ_{-1} – границя витривалості матеріалу за дотичними напруженнями; $(K_{\tau})_D$ – коефіцієнт концентрації дотичних напружень.

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1}. \quad (5.21)$$

$$(K_{\sigma})_D = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_d} + K_{F-1} \right) \cdot \frac{1}{K_y}; \quad (5.22)$$

$$(K_{\tau})_D = \left(\frac{K_{\tau}}{K_d} + K_{F-1} \right) \cdot \frac{1}{K_y}; \quad (5.23)$$

де K_{σ} – ефективний коефіцієнт концентрації напружень; K_d – коефіцієнт впливу абсолютних розмірів деталей; K_F – коефіцієнт впливу шорсткості; K_y – коефіцієнт впливу зміцнення; K_{τ} – ефективний коефіцієнт концентрації напружень.

Визначаємо амплітуду нормальних та дотичних напружень.

$$\sigma_a = \frac{M_{зг}}{W}, \quad (5.24)$$

$$\tau_a = \frac{T}{2 \cdot W_p}, \quad (5.25)$$

де $M_{зг}$ – згинаючий момент у небезпечному перерізі; W – осьовий момент опору; T – крутний момент; W_p – полярний момент опору.

– для перерізу під підшипник [1, с. 256, табл. 11.1]:

$$W = 0,1 \cdot d^3, \quad (5.26)$$

$$W_p = 0,2 \cdot d^3, \quad (5.27)$$

– для перерізу під колесо:

$$W = 0,1 \cdot d^3 - \frac{(b \cdot z \cdot t_1 \cdot (d - t_1))^2}{2 \cdot d}, \quad (5.28)$$

$$W_p = 0,2 \cdot d^3 - \frac{(b \cdot t_1 \cdot (d - t_1))^2}{2 \cdot d}, \quad (5.29)$$

де d – діаметр валу в небезпечному перерізі.

5.6 Добирання мастила

5.6.1 Для даної конструкції редуктора призначаємо картерне мащення індустріальним рідким мастилом [1, с. 241].

Визначаємо потрібну кількість мастила:

$$V = (0,4 \div 0,8) \cdot P_2, \quad (5.30)$$

де P_2 – потужність на тихохідному валу редуктора.

Таблиця 5.6 Рекомендовані сорти змащувальних мастил для передач (ГОСТ 17479.4–87)

Контактні напруження σ_H , МПа	Колова швидкість зубчастих передач V , м/с		
	до 2	більше 2 до 5	більше 5
до 600	И–Г–А–68	И–Г–А–46	И–Г–А–32
більше 600 до 1000	И–Г–С–100	И–Г–С–68	И–Г–С–46
більше 1000	И–Г–А–150	И–Г–А–100	И–Г–А–68

У редуктор заливаємо мінеральне мастило в об'ємі $V = \dots$ ГОСТ 17479.4–87.

5.7 Добирання та розрахунки муфти

5.7.1 Визначаємо розрахунковий момент [1, с. 237].

Приймаємо $K_p = \dots$ [1, с. 237, табл. 10.26].

Таблиця 5.7 Значення коефіцієнта режиму навантаження

Тип машини	K_p
Конвеєри стрічкові	1,25 ... 1,50
Конвеєри гвинтові, ланцюгові, скребкові	1,5 ... 2,0
Крани, лебідки, елеватори	2,0 ... 3,0

Розрахунковий момент, який передає муфта:

$$T_p = K_p \cdot T_1 \leq [T], \quad (5.31)$$

де T_1 – крутний момент на ведучому валу редуктора;

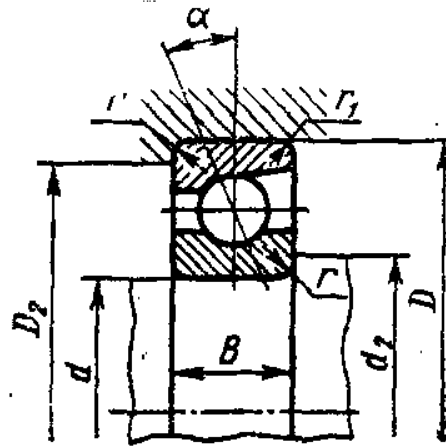
$[T]$ – максимальний крутний момент, який може передавати муфта.

Приймаємо муфту [1, с. 409, табл. К 26].

Приймаємо муфту: Муфта пружна з тороподібною оболонкою 1000–56–1,1×56–1,2–УЗ ГОСТ 20742-81.

ДОДАТКИ

Таблиця 1. Кулькові підшипники радіально – упорні однорядні



$\alpha = 12^{\circ}$ (тип 36000)								$\alpha = 26^{\circ}$ (тип 46000)					
$\frac{F_a}{C_0}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq 0,68$		$\frac{F_a}{F_r} > 0,68$		X_0	Y_0	$\frac{F_a}{F_r} \leq 0,68$		$\frac{F_a}{F_r} > 0,68$		X_0	Y_0
		X	Y	X	Y			X	Y	X	Y		
0,014	0,30		0		1,81			1,0	0	0,41	0,87	0,5	0,37
0,029	0,34		0		1,62								
0,057	0,37		0		1,46			$\alpha = 36^{\circ}$ (тип 66000)					
0,086	0,41		0		1,34								
0,11	0,45	1,0	0	0,46	1,22	0,5	0,46	$F_a/F_r \leq 0,99$		$F_a/F_r > 0,99$		X_0	Y_0
0,17	0,48		0		1,13			X	Y	X	Y		
0,29	0,52		0		1,04			1,0	0	0,36	0,64	0,5	0,28
0,43	0,54		0		1,01								
0,54	0,57		0		1,00								

Розміри, мм									
Умовне позначення	d	D	B	r	r_1	d_2 найм.	D_2 найб.	Кульки	
								D_T	2

Особливо легка серія											
36100	-	10	26	8	0,5	0,3	12	24	4,76	9	
36101		12	28				14	26	4,76		
36103		17	35	10	19	33	5,16	11			
36104		20	42	12	1	0,3	25		37	6,35	
	46106	30	55	13	1,5	0,5	36	49	7,14	18	
	46108	40	68	15			46	62	7,94	16	
	46109	45	75	16			52	68	8,31		
	46111	55	90	18	2	1	62	82	10,3	18	
	46112	60	95				68	88	11,11		
	46114	70	110	20			77	103	12,3	19	
	46115	75	115				82	108	12,3	20	
	46116	80	125	22			87	118	13,49		
	46117	85	13				92	122	13,49	21	
	46118	90	140	24	2,5	1,2	99	130	14,29		
	46120	100	150				109	140	15,08	22	
	46122	110	170	28	3	1,5	120	160	18,26	20	
	46124	120	180				130	170	18,26	22	
	46126	130	200	33			140	190	20,64		
	46130	150	225	35			162	212	22,23		
	46132	160	240	38	3,5	2	172	227	23,81	21	
	46134	170	260	42			182	247	27		
	46136	180	280	46			192	267	28,58		22

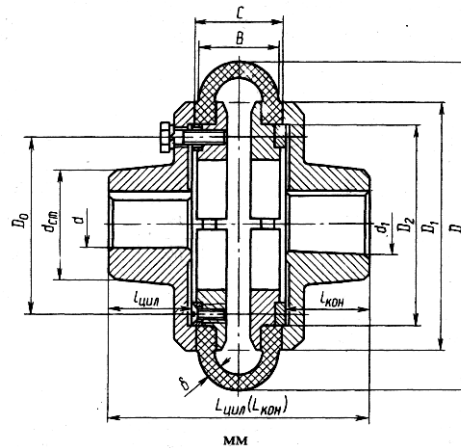
Продовження таблиці 1

Легка серія										
36201	-	12	32	10	1	0,3	17	27	5,5	9
36202	46202	15	35	11			20	30	5,95	10
36203	46203	17	40	12			22	35	7,1	
36204	46204	20	47	14	1,5	0,5	26	41	7,94	11
36205	46205	25	52	15			31	46		12
36206	46206	30	62	16			36	56	9,53	
36207	46207	35	72	17	2	1	42	65	11,11	13
36208	46208	40	80	18			47	73	12,7	
36209	46209	45	85	19			52	78		14
36210	46210	50	90	20			57	83		
36211	46211	55	100	21	2,5	1,2	64	91	14,29	14
36212	46212	60	110	22			79	101	15,88	
-	46213	65	120	23			74	111	16,67	15
36214	46214	70	125	24			79	116	17,46	
	46215	75	130	25	84	121				
36216	46216	80	140	26	3	1,5	90	130	19,05	15
36217	46217	85	150	28			95	140	19,84	
36218	46218	90	160	30			100	150	22,23	14
36219	-	95	170	32	3,5	2	107	158	23,81	15
36220	46220	100	180	34			112	168	25,44	
36222	46222	110	200	38			122	185	28,57	
	46224	120	215	40			132	203	30,16	
-	46226	130	230		4	134	216	28,57	17	
	46230	150	270	45		164	256	33,3		
36234	46214	170	310	52	5	2,5	188	292	41,28	16
36236	-	180	320	52			198	302	38,1	
36240	46240	200	360	58			218	342	41,28	
-	46244	220	400	65			238	382	44,45	
Середня серія										
46303	-	17	47	14	1,5	0,5	23	41	9,53	8
46304		20	52	15	2	1	27	45		9
46305		25	62	17			32	55	11,51	10
46306		30	72	19			37	65	12,3	11
46307		35	80	21	2,5	1,2	44	70	14,29	
46308		40	90	23			49	80	15,08	12
46309		45	100	25			54	90	17,46	11
46310		50	110	27	3	1,5	60	100	19,09	
46311	66311	55	120	29			65	110	20,64	12
46312		60	130	31	3,5	2	72	118	22,23	
-		65	140	33			77	128	23,81	
46314	66314	70	150	35			82	138	25,4	
46318	-	90	190	43	4		104	175	31,75	
46320		100	215	47			114	200	36,51	
-	66322	110	240	50			124	225	41,28	11
46330	66330	150	320	65	5	2,5	168	302	44,4	13
Важка серія										
	66406	30	90	23	2,5	1,2	40	80	16,67	10
	66407	35	100	25			45	90	18,26	
	66408	40	110	27	3	1,5	50	100	20,64	
	66409	45	120	29			55	110	23,02	
	66410	50	130	31	3,5	2	62	118	24,61	11
	66412	60	150	35			72	138	26,99	
	66414	70	180	42			4	84	166	36,51
	66418	90	225	54	5	2,5	110	205	41,28	
Тип 46000 (нестандартні розміри)										
	1046828	140	175	18	2	1	147	169	9,53	42
	46164*	320	480	74	5	2,5	340	460	44,45	24
	146172	360	540	82	6	3	385	510	50,8	24

Продовження таблиці 1

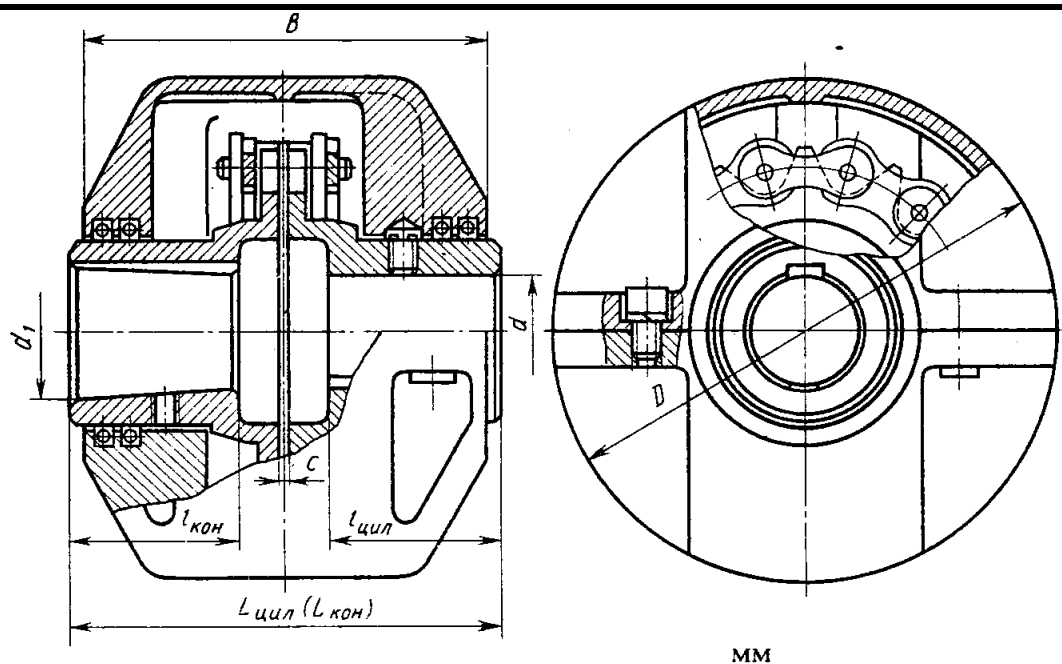
	2046976	380	520	82	5	2,5	400	500	41,28	29
	46792	460	600	50			480	580	28,58	45
	10469/530	530	710	82	6	3	552	688	50,8	33
	10468/600	600	730	60	4	2	614	716	38,1	48
	10468/670	670	820	69	5	2,5	690	800	44,45	45
	10468/1060	1060	1280	100	8	4	1088	1252	63,5	48
	10468/1250	1250	1500	112			1278	1472	76,2	46
Тип 66000 (нестандартні розміри)										
	66215	75	130	25	2,5	1,2	85	120	17,46	16
	66128	140	210	33	3	1,5	150	200	22,23	21
	66432	160	400	88	6	3	182	378	60	12
	1066248	240	440	85	5	2,5	260	420	60	15
	10668/500	500	620	56	4	2	514	606	34,9	40

Таблиця 2. Муфти пружні з тороподібною оболонкою (ГОСТ 20884 - 82)



Момент, T , Нм	Кутова швидкість, c^{-1} , не більше	Отвір			Габаритні розміри			Зміщення осей валів, не більше			
		d, d_1	$l_{\text{цил}}$	$l_{\text{кон}}$	$L_{\text{цил}}$	$L_{\text{кон}}$	D	радіальне Δr	кутове $\Delta \gamma$	осьове Δa	
40	315	18;19	30	20	115	100	125	1	1°	1	
		20; 22; 24	38	26	130	120					
		25	44	28	140	130					
80	315	22; 24	38	26	140	130	160	1,6	1°	2	
		25; 28	44	28	150	140					
		30	60	40	185	170					
125	260	25; 28	44	28	155	145	180	1,6		2	
		30; 32; 35; 36	60	40	190	175					
200	260	30; 32; 35; 36; 38	60	40	200	185	200	2			2,5
		40	84	60	250	235					
250	210	32; 35; 36; 38	60	40	205	185	220	2,5	1°30′	3	
		40; 42; 45	84	60	255	240					
315	210	35; 36; 38	60	40	215	195	250				3
		40; 42; 45; 48	84	60	270	250					
500	170	40; 42; 45; 48; 50; 53; 55; 56	84	60	270	250	280	3		3,6	
800	170	48; 50; 53; 55; 56	84	60	280	270	320				
		60;63	108	75	330	310					

Таблиця 3. Муфти ланцюгові однорядні (ГОСТ 20742-81)



Ланцюг ГОСТ 13568-75	Число зубців напівмуфти	Момент T , Н·м	Кутова швидкість ω , с^{-1} не більше	Отвір			Габаритні розміри			Зміщення осей валів, не більше		
				d, d_1	$l_{\text{цикл}}$	$l_{\text{кон}}$	$L_{\text{цикл}}$	$L_{\text{кон}}$	D	Радіальне Δr	кутов е $\Delta\gamma$	C
ПР-19,05-3180	12	63	170	20; 22; 24	36	25	102	80	110	0,15	1°	1,3
				25; 28	42	27	122	92				
ПР-25,4-6000	10	125	150	25; 28	42	27	122	92	125	0,2		1,8
				30; 32; 35; 36	58	39	162	124				
	12	250	126	32; 35; 36; 38	58	39	162	124	140			2
				40; 42; 45	82	57	222	172				
ПР-31,75-8850	14	500	105	40; 42; 45	82	57	222	172	200	0,4		3,5
				48; 50; 55; 56								
ПР-38,1-12700	12	1000	84	50; 55; 56	82	57	224	174	210	0,6		
				60; 63; 65; 70; 71	105	73	284	220				
ПР-50,8-22700	12	2000	75	63; 65; 70	105	73	284	220	280	0,6		
				71; 75; 80; 85; 90	130	94	344	272				

Примітка: 1. Приклад умовного позначення муфти, яка передає номінальний крутний момент $T = 1000$ Н·м, з діаметром посадкового отвору напівмуфти $d = 56$ мм, з напівмуфтами типу 1, виконання однієї напівмуфти 1, іншої – 2, кліматичного виконання У, категорії розміщення 3.

Література

1. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. Пособие для техникумов. – М.: Высшая школа, 1991. – 432 с.
2. Фролов М.И. Техническая механика: Детали машин: Учебник для машиностроительных специальностей техникумов. 2-е изд., доп. – М.: Высшая школа, 1990. – 352 с.
3. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя. В 3 т. – М.: Машиностроение, 1979 – 1982. Т1. – 728 с.; Т2. – 559 с.; Т3. – 557 с.
4. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. Пособие для техн. Спец. Вузов. – 6-е изд., исп. – М.: Высшая школа, 2000. – 447 с.
5. Цехнович Л.И., Петриченко И.П. Атлас конструкций редукторов. – К.: Высшая школа. Головное изд-во, 1990. – 151 с.
6. Чернавский С.А. и др. Проектирование механических передач. – М.: Машиностроение. 1984. – 560 с.
7. Малашенко В.О., Янків В.В. Деталі машин. Курсове проектування: Навчальний посібник. – Львів: "Новий світ-2000", 2004. – 232 с.

ЗМІСТ

Вступ	3
Технічне завдання для курсового проектування	6
1. Кінематичний розрахунок приводу	7
2. Розрахунок конічної зубчастої передачі редуктора	10
2.1 Вибір матеріалу та визначення допустимих напружень	10
2.2 Розрахунки конічної зубчастої передачі	13
2.3 Перевірочний розрахунок передачі	16
3. Конструювання редуктора	18
3.1 Проектувальні розрахунки валів	18
3.2 Ескізне компонування редуктора	21
4. Розрахунок відкритої зубчастої передачі	23
5. Перевіральні розрахунки	28
5.1 Вибір та перевірочні розрахунки підшипників кочення	28
5.2 Добирання посадки підшипників кочення	35
5.3 Посадки основних деталей редуктора	35
5.4 Призначення шпонкового з'єднання	36
5.5 Перевірочні розрахунки веденого вала	37
5.6 Добирання мастила	41
5.7 Добирання та розрахунки муфти	41
Додатки	42
Література	46

Для нотаток