Розділ 1

ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ ПРОЕКТУВАННЯ ТАЗАВДАННЯ НА КУРСОВИЙ ПРОЕКТ

1.1. Загальні методичні рекомендації

Дисципліна «Конструювання машин та механізмів» є першою розрахунково-конструкторською дисципліною, у якій вивчають основи проектування механізмів та машин. Програмою дисципліни, крім лекцій, практичних та лабораторних занять, передбачено виконання курсового проекту. Виконання курсового проекту сприятиме підвищенню розрахунково-практичної і конструкторської підготовки студентів, розвитку та закріпленню навичок роботи із довідковою літературою, державними і галузевими стандартами, успішному засвоєнню ними наступних профілюючих дисциплін та розв'язання інженерних задач у майбутній практичній діяльності.

Курсовий проект виконують на основі технічного завдання, яке являє собою кінематичну схему приводу механізму з вихідними даними. Складається з двох частин — розрахункової та графічної і оформляється у вигляді пояснювальної записки та креслень.

У проекті необхідно виконати креслення формату А1(841×594мм): складальне креслення редуктора, загальний вигляд конструкції приводу механізму, робочі креслення деталей (вихідний вал редуктора, зубчасте або черв'ячне колесо, які встановлюються на вихідному валу редуктора і креслення деталей за вказівкою керівника проекту).

Креслення виконують олівцем або за допомогою комп'ютерної графіки з урахуванням вимог державних стандартів. Розрахунково-пояснювальну записку оформлюють на стандартних аркушах формату А4 (210 ×297 мм) згідно з ЕСКД ГОСТ 2.105–79 з полями: ліве 20 мм, верхнє і нижнє не менше 20 мм і праве не менше 10 мм. Усі розрахунки мають супроводжуватися відповідними ескізами і розрахунковими схемами.

Пояснювальну записку пишуть чорнилами або друкують шрифтом Times New Roman розміром 14 пт з полуторним міжрядковим

інтервалом на одному боці аркуша. Обсяг пояснювальної записки складає 30…40 сторінок рукописного тексту. Титульний аркуш та зміст розрахунково-пояснювальної записки наведено в дод. 1 і 2. Під час виконання розрахунків необхідно посилатися на літературні джерела.

1.2. Послідовність виконання курсового проекту

Роботу над курсовим проектом рекомендується починати з вивчення завдання на проектування, підбору літератури, необхідної для проектування конструкції приводу аналогічного проекту. Спочатку виконують кінематичний розрахунок приводу. При цьому визначають необхідну потужність електродвигуна та вибирають його за каталогом. Потім знаходять потужність на вихідному валу приводу, коефіцієнти корисної дії передач (ККД), що входять у привід, та кінематичних пар, у яких є втрати потужності, і загальний ККД. Для вибору електродвигуна за каталогом необхідно визначити частоту його обертання, для чого потрібно знати частоту обертання вихідного вала приводу і орієнтовно визначити загальне передаточне відношення приводу. Загальне передаточне відношення приводу поділяють на ступені передач і виконують повний кінематичний розрахунок приводу. Необхідно розрахувати всі передачі, що входять у кінематичну схему приводу. Проектний розрахунок передач закінчується визначенням основних конструктивних розмірів зубчастих коліс, черв'яків та сил, що діють у зачепленні. Виконується перевірний розрахунок зубчастих передач за контактними та згинальними напруженнями.

Необхідно виконати попередній розрахунок валів за пониженими значеннями допустимих дотичних напружень на кручення. Після цього розробляють конструкцію вала, попередньо підбирають підшипники. Після виконання розрахунків на першому етапі проектування виконують ескізне компонування редуктора (переважно в масштабі 1:1 на міліметровому папері). При цьому викреслюють у зачепленні всі розраховані передачі: вали, підшипникові вузли, що містяться в корпусі, деталі, необхідні для попередження або обмеження осьового переміщення зубчастих та черв'ячних коліс на валах. Ці деталі встановлюють з урахуванням рекомендацій довідкової літератури або з конструктивних міркувань, передбачивши

відповідні зазори між торцями передач і внутрішньою стінкою корпусу редуктора. Ескізне компонування дозволяє визначити орієнтовну відстань між підшипниками вала, зубчастими колесами та скласти розрахункову схему вала і виконати його розрахунок. Для цього вал розглядають як балку на двох опорах (одна з яких є шарнірно-рухомою). Визначають опорні реакції, будують епюри згинальних моментів у вертикальній і горизонтальній площинах, епюру сумарного згинального моменту, епюру крутних моментів та знаходять коефіцієнти запасу міцності в небезпечних перерізах (під зубчастими колесами та під найбільш навантаженими опорами). Необхідно виконати перевірний розрахунок підшипників на довговічність за динамічною вантажопідйомністю для всіх валів приводу. Виконати перевірний розрахунок шпонок за напруженнями зминання та підібрати необхідну муфту. На форматі аркушу А1 викреслюють загальний вигляд редуктора, загальний вигляд приводу в двох-трьох проекціях, з урахуванням усіх вимог чинних стандартів. Виконують робочі креслення двох деталей за вказівкою керівника проекту. Оформляють пояснювальну записку згідно з вимогами Єдиної системи конструкторської документації (ЄСКД).

1.3. Завдання для виконання курсових проектів

Об’єктами завдань до курсових проектів є приводи різних транспортних засобів, що використовуються в аеровокзалах, наприклад: приводи пасажирських ескалаторів і стрічкових транспортерів, що застосовуються для доставляння пасажирів від аеровокзалу до літака; приводи вантажних транспортерів, для видачі багажу в аеровокзалах; приводи вантажно-розвантажувальних транспортних засобів, обладнаних ланцюговими конвеєрами і стрічковими транспортерами, для завантаження і розвантаження літаків, штучних вантажів, багажу, пошти, приводи вантажопідіймальних механізмів (кранів, штабелеукладальників, ліфтів) на складах аеровокзалів.

У методичних рекомендаціях наведено 10 завдань з курсового проектування. Номер завдання студент вибирає за передостанньою цифрою залікової книжки, а номер варіанта — за останньою цифрою залікової книжки. Цифра 0 відповідає завданню 10 (або номеру варіанта).

Завдання 1

Спроектувати привід ланцюгового конвеєра (рис. 1.1).

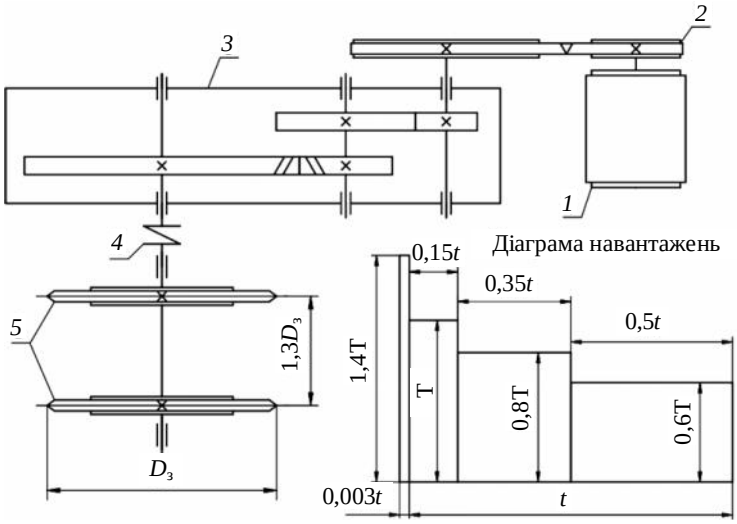


Рис. 1.1. Схема приводу ланцюгового конвеєра:
1 — електродвигун; *2* — клинопасова передача;
3 — редуктор циліндричний двоступінчастий;
4 — пружна муфта; *5* — зірочки конвеєра

Вихідні дані: термін експлуатації — 5 років; $K_д$ = 0,25; $K_р$ = 0,8; навантаження змінне.

Колову силу F_t; колову швидкість v та діаметр зірочок конвеєра $D_з$ (на виході) наведено в табл. 1.1.

Таблиця 1.1

Величина	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t, кН	4,0	5,0	6,0	3,5	7,5	8,5	6,5	7,0	8,0	9,5
v , м/с	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,6
$D_з$, мм	200	200	250	350	400	440	450	350	380	300

Завдання 2

Спроектувати привід ланцюгового конвеєра (рис. 1.2).

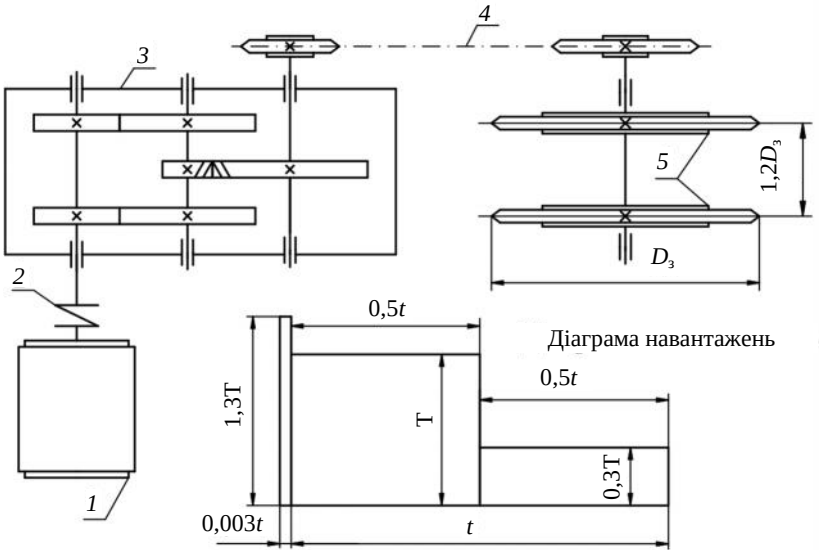


Рис. 1.2. Схема приводу ланцюгового конвеєра:
1 — електродвигун; *2* — пружна муфта;
3 — редуктор циліндричний двоступінчастий;
4 — ланцюгова передача; *5* — зірочки конвеєра

Вихідні дані: термін експлуатації — 6 років; $K_д$ = 0,3; $K_р$ = 0,5; навантаження змінне.

Колову силу F_t; колову швидкість v та діаметр зірочок конвеєра $D_з$ (на виході) наведено в табл. 1.2.

Таблиця 1.2

Величина	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t, кН	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
v , м/с	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,5	0,45	0,4	0,45	0,5
$D_з$, мм	200	210	290	320	300	320	300	320	280	300

Завдання 3

Спроектувати привід ланцюгового конвеєра (рис. 1.3).

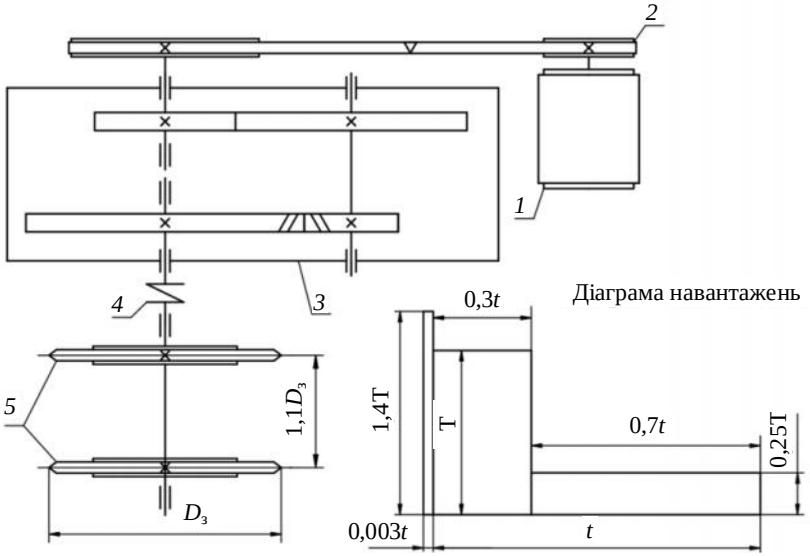


Рис. 1.3. Схема приводу ланцюгового конвеєра:
1 — електродвигун; *2* — клинопасова передача;
3 — редуктор циліндричний двоступінчастий;
4 — пружна муфта; *5* — зірочки конвеєра

Вихідні дані: термін експлуатації — 8 років; $K_д$ = 0,2; $K_р$ = 0,5; навантаження змінне.

Колову силу F_t; колову швидкість v та діаметр зірочок конвеєра $D_з$ (на виході) наведено в табл. 1.3.

Таблиця 1.3

Величина	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t, кН	13	12	14	10	12	10	14	15	17	19
v , м/с	0,35	0,4	0,35	0,5	0,55	0,6	0,5	0,45	0,4	0,35
$D_з$, мм	160	160	160	165	185	230	260	260	260	260

Завдання 4

Спроектувати привід ланцюгового конвеєра (рис. 1.4).

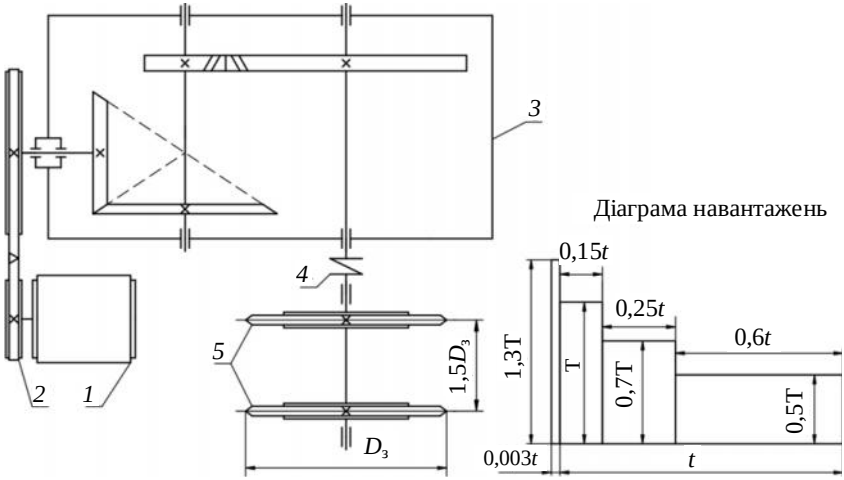


Рис. 1.4. Схема приводу ланцюгового конвеєра:
1 — електродвигун; *2* — клинопасова передача;
3 — редуктор конічно-циліндричний двоступінчастий;
4 — пружна муфта; *5* — зірочки конвеєра

Вихідні дані: термін експлуатації — 7 років; $K_д$ = 0,3; $K_р$ = 0,6; навантаження змінне.

Колову силу F_t; колову швидкість v та діаметр зірочок конвеєра $D_з$ (на виході) наведено в табл. 1.4.

Таблиця 1.4

Величина	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t, кН	10	12	10	13	15	12	11	13	15	15
v , м/с	0,7	0,8	0,9	1,0	0,7	0,8	0,9	1,0	0,7	0,8
$D_з$, мм	370	420	400	360	260	230	200	250	265	200

Завдання 5

Спроектувати привід до стрічкового транспортера (рис. 1.5).

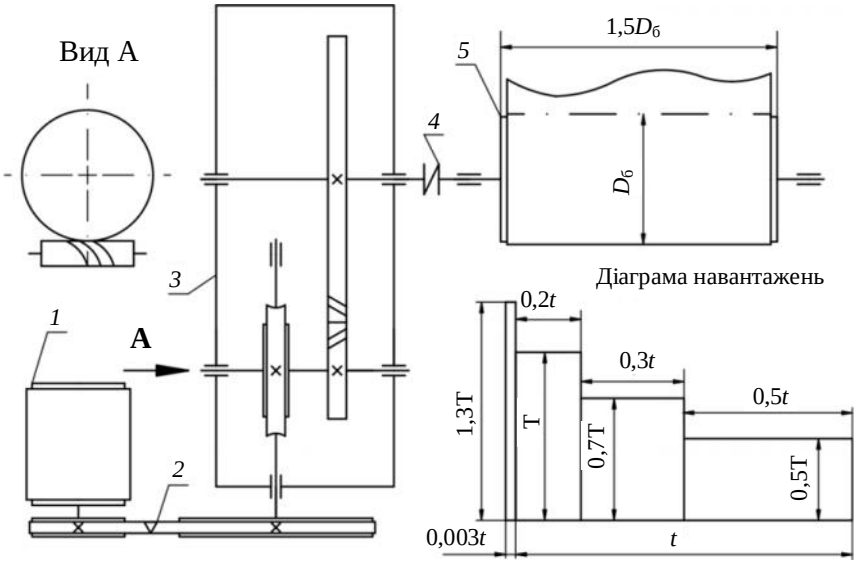


Рис. 1.5. Схема приводу стрічкового транспортера:
1 — електродвигун; *2* — клинопасова передача;
3 — редуктор черв'ячно-циліндричний двоступінчастий;
4 — пружна муфта; *5* — барабан

Вихідні дані: термін експлуатації — 8 років; $K_д$ = 0,2; $K_р$ = 0,5; навантаження змінне.

Колову силу F_t; колову швидкість v та діаметр барабану транспортера $D_б$ (на виході) наведено в табл. 1.5.

Таблиця 1.5

Величина	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t, кН	16	17	18	19	18	16	14	13	14	15
v , м/с	0,2	0,27	0,25	0,3	0,32	0,2	0,25	0,28	0,3	0,32
$D_б$, мм	350	400	450	350	400	450	360	400	450	500

Завдання 6

Спроектувати привід до стрічкового транспортера (рис. 1.6).

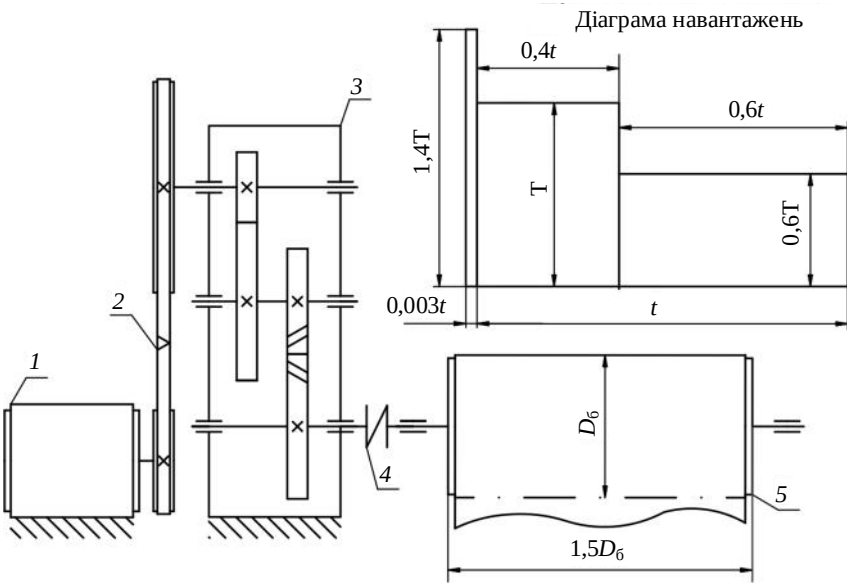


Рис 1.6. Схема приводу стрічкового транспортера:
1 — електродвигун; *2* — клинопасова передача;
3 — редуктор циліндричний двоступінчастий;
4 — пружна муфта; *5* — барабан

Вихідні дані: термін експлуатації — 8 років; $K_д$ = 0,3; $K_р$ = 0,8; навантаження змінне.

Колову силу F_t; колову швидкість v та діаметр барабану транспортера $D_б$ (на виході) наведено в табл. 1.6.

Таблиця 1.6

Величина	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t, кН	13	10	12	11	18	14	15	8	9	10
v , м/с	0,6	0,7	0,8	0,8	0,8	0,9	1,0	1,2	1,3	1,1
$D_б$, мм	250	250	250	275	275	275	300	300	300	300

Завдання 7

Спроектувати привід до стрічкового транспортера (рис. 1.7)

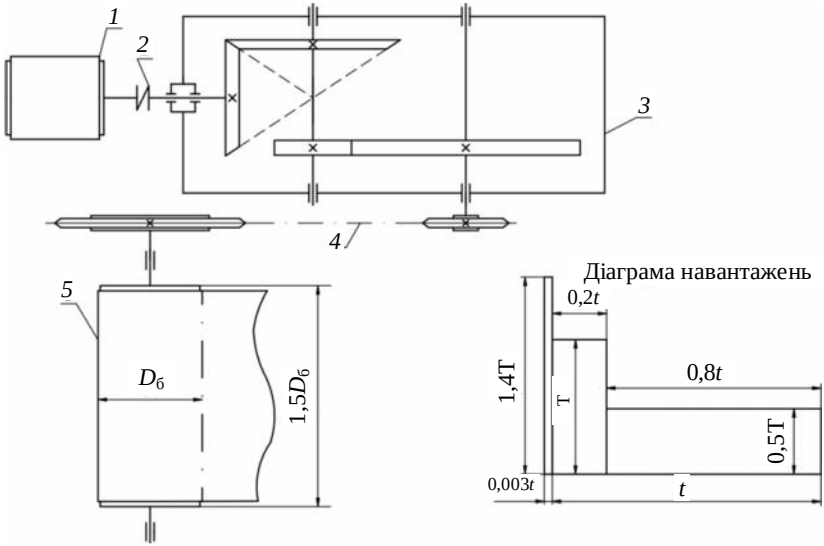


Рис. 1.7. Схема приводу стрічкового транспортера:
1 — електродвигун; *2* — пружна муфта;
3 — редуктор конічно-циліндричний двоступінчастий;
4 — ланцюгова передача; *5* — барабан

Вихідні дані: термін експлуатації — 7 років; $K_д$ = 0,25; $K_р$ = 0,7; навантаження змінне.

Колову силу F_t; колову швидкість v та діаметр барабану транспортера $D_б$ (на виході) наведено в табл. 1.7.

Таблиця 1.7

Величина	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t, кН	6,0	6,4	7,2	8,3	9,4	8,5	9,6	8,7	9,8	8,4
v , м/с	1,0	1,0	1,1	1,1	1,2	1,2	1,3	1,3	0,9	0,9
$D_б$, мм	230	260	235	260	250	280	235	290	260	285

Завдання 8

Спроектувати привід до стрічкового транспортера (рис. 1.8).

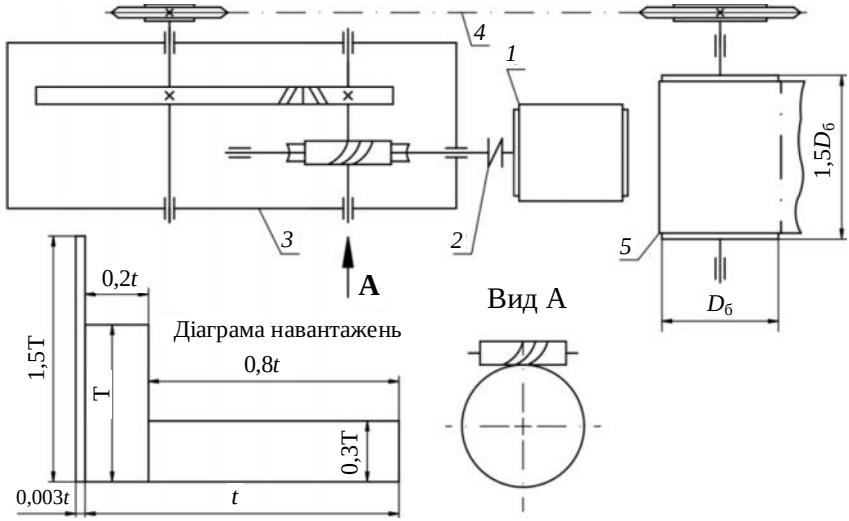


Рис. 1.8. Схема приводу стрічкового транспортера:
1 — електродвигун; *2* — пружна муфта;
3 — редуктор черв'ячно-циліндричний двоступінчастий;
4 — ланцюгова передача; *5* — барабан

Вихідні дані: термін експлуатації — 8 років; $K_д$ = 0,3; $K_р$ = 0,75; навантаження змінне.

Колову силу F_t; колову швидкість v та діаметр барабану транспортера $D_б$ (на виході) наведено в табл. 1.8.

Таблиця 1.8

Величина	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t, кН	16	15	18,2	17,3	16,4	14,1	16,6	18,7	16,8	17
v , м/с	0,15	0,18	0,1	0,17	0,14	0,1	0,12	0,11	0,13	0,16
$D_б$, мм	350	325	300	275	300	325	250	375	350	400

Завдання 9

Спроектувати привід до механізму підйому вантажного ліфта (рис. 1.9).

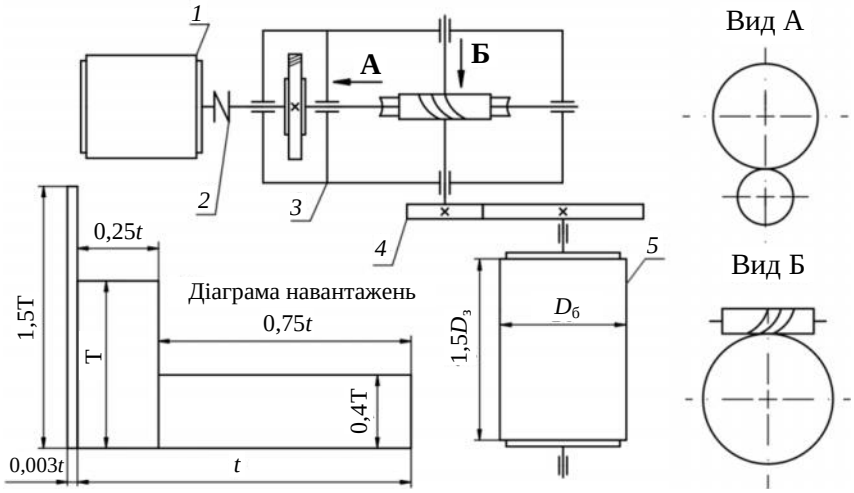


Рис. 1.9. Схема приводу підйомного механізму:
1 — електродвигун; *2* — пружна муфта;
3 — редуктор циліндрично-черв'ячний двоступінчастий;
4 — відкрита зубчаста передача; *5* — барабан

Вихідні дані: термін експлуатації — 5 років; $K_д$ = 0,3; $K_р$ = 0,4; навантаження змінне.

Колову силу F_t; колову швидкість v та діаметр барабану $D_б$ (на виході) наведено в табл. 1.9.

Таблиця 1.9

Величина	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t, кН	15	13	17	25	16	14	19	16	17	15
v , м/с	0,25	0,3	0,15	0,1	0,18	0,15	0,25	0,16	0,19	0,2
$D_б$, мм	250	275	300	325	350	375	400	425	450	375

Завдання 10

Спроектувати привід електролебідки (рис. 1.10).

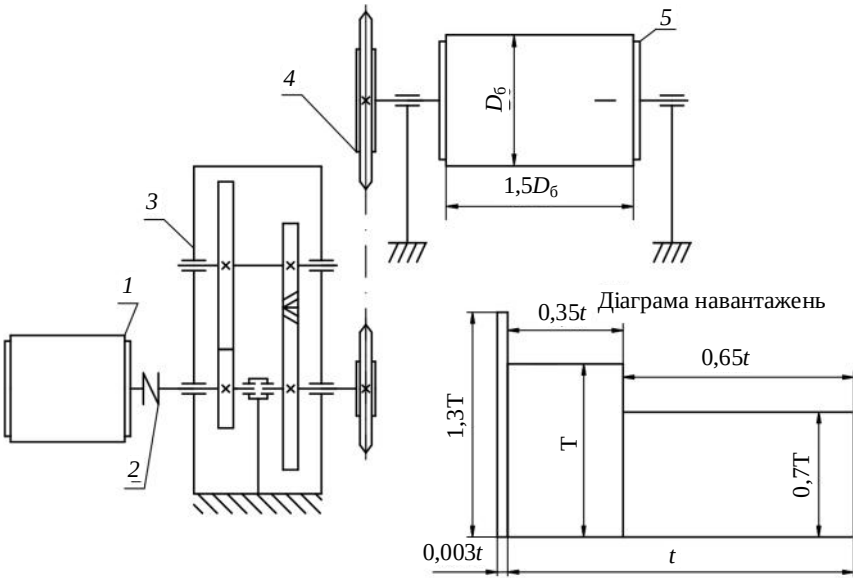


Рис. 1.10. Схема приводу електролебідки:
1 — електродвигун; *2* — пружна муфта;
3 — редуктор циліндричний двоступінчастий;
4 — ланцюгова передача; *5* — барабан

Вихідні дані: термін експлуатації — 7 років; $K_д$ = 0,35; $K_р$ = 0,65; навантаження змінне.

Колову силу F_t; колову швидкість v та діаметр барабану лебідки $D_б$ (на виході) наведено в табл. 1.10.

Таблиця 1.10

Величина	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t, кН	5,5	8,5	6,5	7,5	9,9	10,5	14,5	15,5	13	14
v , м/с	0,8	0,8	0,9	0,9	0,6	0,75	0,85	0,8	1,0	1,1
$D_б$, мм	250	275	300	350	275	50	250	300	320	300

Розділ 2

КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ

Виконання курсового проекту починають з ознайомлення з завданням на проект.

У завданнях на проект відомі колова сила F_t на барабані приводу стрічкового конвеєра або зірочках приводу конвеєра, швидкість руху стрічки або ланцюга v, а також діаметр барабана $D_б$, або діаметр зірочки конвеєра $D_з$.

Розглянемо приклад кінематичного розрахунку приводу.

Приклад 2.1. Виконати кінематичний розрахунок приводу, схему якого показано на рис. 2.1.

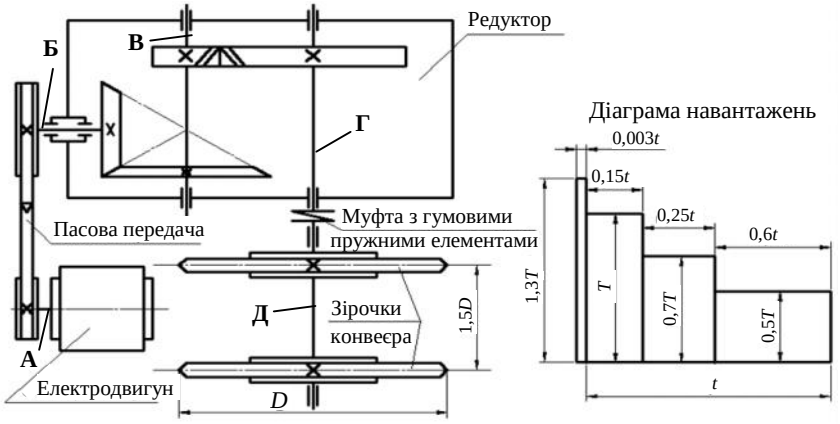


Рис. 2.1. Схема приводу стрічкового транспортера

Вихідні дані: колова сила на зірочках конвеєра F_t = 7кН, колова швидкість v = 1,2 м/с, діаметр зірочок конвеєра D = 500 мм. Термін експлуатації 7 років, коефіцієнт річного використання роботи приводу $K_р$ — 0,7, коефіцієнт добового використання роботи приводу $K_{доб}$ = 0,3.

Характер змінного навантаження задано на графіку.

Розв'язання

1. Визначаємо потужність на виході приводу (на зірочках конвеєра)

$$P_{вих} = F_t v = 7 \cdot 1{,}2 = 8{,}4 \text{ кВт}.$$

2. Загальний ККД приводу

$$\eta_{заг} = \eta_{пас.п} \cdot \eta_{к.п} \cdot \eta_{ц.п} \cdot \eta_0^4 \cdot \eta_м ,$$

де $\eta_{пас.п}$ — ККД пасової передачі; $\eta_{к.п}$ — ККД конічної зубчастої передачі; $\eta_{ц.п}$ — ККД циліндричної косозубої зубчастої передачі; η_0 — ККД пари підшипників; $\eta_м$ — ККД муфти.

Числові значення ККД механічних передач наведено в табл. 2.1.

Таблиця 2.1

Тип передачі	Значення ККД
Зубчаста передача:	
циліндрична прямозуба	0,98...0,99
циліндрична косозуба	0,97...0,98
конічна	0,96...0,98
Черв'ячна передача:	
однозахідна	0,7...0,75
двозахідна	0,75...0,82
чотиризахідна	0,86...0,92
Пасова передача:	0,96...0,98
плоскопасова	0,95...0,97
клинопасова	0,94...0,97
зубчастопасова	0,94...0,97
Ланцюгова передача:	
Муфти:	0,99
зубчаста,	0,97...0,99
пружна втулково-пальцева	
Підшипники:	0,99
кочення	0,98
ковзання	

Беремо $\eta_{пас.п}$ — 0,96; $\eta_{к.п}$ — 0,97; $\eta_{ц.п}$ — 0,98; η_0 — 0,99, $\eta_м$ — 0,99. Підставляючи вихідні дані, отримаємо

$$\eta_{заг} = 0{,}96 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}99^4 \cdot 0{,}99 = 0{,}87.$$

3. Визначаємо потрібну потужність електродвигуна

$$P_{\text{потр.дв}} = \frac{P_{\text{вих}}}{\eta_{\text{заг}}} = \frac{8,4}{0,87} = 9,66 \text{ кВт.}$$

4. Знаходимо частоту обертання вихідного вала приводу

$$n = \frac{\nu 60}{\pi D} = \frac{1,2 \cdot 60}{3,14 \cdot 0,5} = 45,86 \text{ хв}^{-1}.$$

5. Загальне передаточне відношення приводу

$$u_{\text{заг}} = u_{\text{пас.п}}\, u_{\text{к.п}}\, u_{\text{ц.п}},$$

де $u_{\text{пас.п}}$ — передаточне відношення пасової передачі; $u_{\text{к.п}}$ — передаточне відношення конічної зубчастої передачі; $u_{\text{ц.п}}$ — передаточне відношення циліндричної зубчастої передачі.

Підставляючи у формулу для $u_{\text{заг}}$ дані із середніх рекомендованих передаточних відношень (табл. 2.2), отримаємо: $u_{\text{заг}} = 2,5 \cdot 3 \cdot 4 = 30$.

6. Визначаємо орієнтовну частоту обертання електродвигуна

$$n_{\text{дв}} = n_{\text{вих}} \cdot u_{\text{заг}} = 45,86 \cdot 30 = 1375,8 \text{ хв}^{-1}.$$

7. Вибираємо електродвигун із даних табл. 2.3.

4А132 М4, $P_{\text{дв}}$ = 11 кВт, $n_{\text{дв}}$=1460 хв$^{-1}$.

Рекомендовані значення передаточних відношень наведено в табл. 2.2.

Таблиця 2.2

Тип передачі	Передаточні відношення	
	середні рекомендовані	найбільші
Зубчаста передача редуктора:		
циліндрична прямозуба	3...4	12,5
циліндрична косозуба	3...5	12,5
конічна	2...4	6,3
Зубчаста відкрита	3...6,3	16
Черв'ячна передача	8...50	80
Пасова передача:		
плоскопасова	2...4	8
клинопасова	2...5	10
зубчастопасова	2...12	20
Ланцюгова передача	2...6	8

Електродвигуни серії 4А (закриті з обдувом) наведено в табл. 2.3.

Таблиця 2.3

Потужність, кВт	Тип двигуна	Частота обертання, об/хв	Тип двигуна	Частота обертання, об/хв	Тип двигуна	Частота обертання, об/хв
0,55	63B2	2745	71A4	1390	71B6	900
0,75	71A2	2823	71B4	1390	80A6	915
1,1	71B2	2811	80A4	1420	80B6	920
1,5	80A2	2874	80B4	1415	90L6	935
2,2	80B2	2871	90 L4	1425	100L6	950
3,0	90L2	2871	100S4	1435	112MA6	955
4,0	100S2	2901	100L4	1430	112MB6	950
5,5	100L2	2898	112M4	1445	132S6	965
7,5	112M2	2925	132S4	1455	132M6	970
11,0	132M2	2931	132M4	1460	160S6	975
15,0	160S2	2937	160S4	1465	160M6	975
18,5	160M2	2937	160M4	1465	180M6	975
22,0	180S2	2940	180S4	1470	200M6	972
30,0	180M2	2943	180M4	1470	200L6	979

Примітка. У табл. 2.3 наведено дані для двигунів із синхронними частотами обертання 1000, 1500 і 3000 об/хв.

8. Уточнюємо загальне передаточне відношення приводу

$$u_{\text{заг}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вих}}} = \frac{1460}{45,86} = 31,84 .$$

9. Розбиваємо загальне передаточне відношення приводу на передаточні відношення окремих передач, користуючись формулою

$$u_{\text{заг}} = u_{\text{пас.п}} \cdot u_{\text{к.п}} \cdot u_{\text{ц.п}} .$$

Беремо $u_{\text{к.п}} = 3$, $u_{\text{ц.п}} = 4$, тоді $u_{\text{пас.п}} = \frac{u_{\text{заг}}}{u_{\text{к.п}}\, u_{\text{ц.п}}} = \frac{31,84}{3 \cdot 4} = 2,65$.

10. Визначаємо частоти обертання валів приводу. Позначимо вали: вал електродвигуна А, ведучий вал редуктора Б, проміжний вал В, ведений вал Г, вал зірочок конвеєра Д:

$$n_{\text{А}} = n_{\text{дв}} = 1460 \text{ хв}^{-1}, \quad n_{\text{Б}} = \frac{n_{\text{А}}}{u_{\text{пас.п}}} = \frac{1460}{2,65} = 550,94 \text{ хв}^{-1};$$

$$n_{\text{В}} = \frac{n_{\text{Б}}}{u_{\text{к.п}}} = \frac{550,94}{3} = 183,65 \text{ хв}^{-1};\ n_{\text{Г}} = \frac{n_{\text{В}}}{u_{\text{цп}}} = \frac{183,65}{4} = 45,91 \text{ хв}^{-1}.$$

$$n_{\text{Г}} = n_{\text{Д}} = 45,91 \text{ с}^{-1}.$$

11. Визначаємо кутові швидкості обертання валів приводу:

$$\omega_{\text{А}} = \omega_{\text{дв}} = \frac{\pi n_{\text{дв}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1460}{30} = 152,81 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{\text{Б}} = \frac{\omega_{\text{А}}}{u_{\text{пас.п}}} = \frac{152,81}{2,65} = 57,66 \text{ с}^{-1};\ \omega_{\text{В}} = \frac{\omega_{\text{Б}}}{u_{\text{к.п}}} = \frac{57,66}{3} = 19,22 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_{\text{Г}} = \frac{\omega_{\text{В}}}{u_{\text{ц.п}}} = \frac{19,22}{4} = 4,8 \text{ с}^{-1};\qquad \omega_{\text{Г}} = \omega_{\text{Д}} = 4,8 \text{ с}^{-1}.$$

12. Визначаємо потужності на валах приводу:

$$P_{\text{А}} = P_{\text{потр.дв}} = 9,66 \text{ кВт};$$

$$P_{\text{Б}} = P_{\text{А}} \eta_{\text{пас.п}} \eta_0 = 9,66 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 9,18 \text{ кВт};$$

$$P_{\text{В}} = P_{\text{Б}} \eta_{\text{к.п}} \eta_0 = 9,18 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 8,82 \text{ кВт};$$

$$P_{\text{Г}} = P_{\text{В}} \eta_{\text{к.п}} \eta_0 = 8,82 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 8,56 \text{ кВт};$$

$$P_{\text{Д}} = P_{\text{Г}} \eta_{\text{м}} \eta_0 = 8,56 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 8,39 \text{ кВт}.$$

13. Визначаємо крутні моменти на валах приводу:

$$T_{\text{А}} = \frac{P_{\text{А}}}{\omega_{\text{А}}} = \frac{9,66 \cdot 10^3}{152,81} = 63,22 \text{ Н} \cdot \text{м} = 63,22 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$T_{\text{Б}} = \frac{P_{\text{Б}}}{\omega_{\text{Б}}} = \frac{9,18 \cdot 10^3}{57,66} = 159,21 \text{Н} \cdot \text{м} = 159,21 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$T_{\text{В}} = \frac{P_{\text{В}}}{\omega_{\text{В}}} = \frac{8,56 \cdot 10^3}{19,22} = 445,37 \text{ Н} \cdot \text{м} = 445,37 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$T_{\text{Г}} = \frac{P_{\text{Г}}}{\omega_{\text{Г}}} = \frac{8,39 \cdot 10^3}{4,8} = 1748 \text{ Н} \cdot \text{м} = 1748 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Перевірка. Знаходимо крутний момент на виході за іншою формулою $T_{\text{вих}} = \frac{F_t D}{2} = \frac{7 \cdot 0,5 \cdot 10^3}{2} = 1750 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Розділ 3

РОЗРАХУНКИ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ. ЗАГАЛЬНІ ЕТАПИ РОЗРАХУНКУ ЦИЛІНДРИЧНИХ І КОНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ

Вихідні дані для розрахунку: обертальний момент на зубчастому колесі T_2 (Н·м); передаточне відношення u; схема передачі; термін експлуатації L_h (год) і вимоги до габаритних розмірів передачі.

3.1. Вибір матеріалів і термічної обробки

Матеріали для виготовлення зубчастих коліс вибирають за даними табл. 3.1. Для підвищення механічних характеристик матеріали коліс підлягають термічній обробці (ТО). Залежно від умов експлуатації та вимог до габаритних розмірів передачі застосовують такі матеріали та варіанти ТО:

I — марки сталей однакові для колеса та шестірні: 45, 40Х, 40ХН, 35ХМ та ін.; ТО колеса — поліпшення, НВ 235…262, ТО шестірні — поліпшення, НВ 269…302;

II — марки сталей, однакові для колеса та шестірні: 40Х, 40ХН, 35ХМ та ін.; ТО колеса — поліпшення, НВ 269…302; ТО шестірні — поліпшення та загартування струмами високої частоти (СВЧ), HRC45…50, 48…53, 50…56 (залежить від марки сталі);

III — марки сталей, однакові для колеса і шестірні: 40Х, 40ХН, 35ХМ та ін.; ТО колеса і шестірні — поліпшення і загартування СВЧ до твердості HRC 45…50, 48…53, 50…56 (залежить від марки сталі);

IV — марки сталей для колеса: 40Х, 40ХН, 35ХМ та ін.; ТО колеса — поліпшення і загартування СВЧ до твердості HRC 45…50, 48…53, 50…56 (залежить від марки сталі).

Марки сталей для шестірні: 20Х, 20ХН2М, 18ХГТ, 12ХН3А, 25ХГМ; ТО шестірні — поліпшення, цементація і загартування HRC 56…63.

V — марки сталей однакові для колеса і шестірні: 20Х, 20ХНМ, 18ХГТ, 12ХН3А, 25ХГНМ; ТО колеса і шестірні однакові — поліпшення, цементація і загартування HRC 56…63.

Застосовують також нітроцементацію і азотування, за яких утворюється тонкий поверхневий зміцнений шар. Зуби коліс після такої хіміко-термічної обробки дещо змінюють геометричну форму, але не потребують шліфування.

Що вища твердість робочої поверхні зубів, то вищі допустимі контактні напруження і тим менші розміри передачі. У зв'язку з цим для редукторів, до розмірів яких не ставлять високих вимог, необхідно застосовувати відповідно дешеві марки сталей типу 45 і 40Х із ТО за I або II варіантом.

3.2. Допустимі напруження

Допустимі контактні та згинальні напруження знаходять окремо для колеса $[\sigma_{H2}]$, $[\sigma_{F2}]$ та шестірні $[\sigma_{H1}]$, $[\sigma_{F1}]$ за формулами:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0} K_{HL}}{S_H}; \qquad [\sigma_F] = \frac{\sigma_{F0} K_{FL}}{S_F},$$

де σ_{H0} і σ_{F0} — границі контактної та згинальної витривалостей; K_{HL} і K_{FL} — коефіцієнти довговічності для розрахунку за контактними та згинальними напруженнями; S_H і S_F — коефіцієнти безпеки для розрахунку за контактними та згинальними напруженнями.

Границі контактної та згинальної витривалостей для матеріалу шестірні та колеса знаходимо за даними табл.3.1.

Таблиця 3.1

Номер варіанта термічної обробки	Марки сталі	Вид ТО	σ_{H0}, МПа	σ_{F0}, МПа
1	45, 40Х, 40ХН, 35ХМ, 45ХЦ	Поліпшення	1,8 НВср+67	1,03 НВ ср
2	40Х, 40ХН, 35ХМ	Загартування СВЧ (якщо m < 3 мм)	14HRCср+170	370
3	40Х, 40ХН, 35ХМ	Загартування СВЧ (якщо m > 3 мм)	14HRCср+170	370
4	20Х, 20ХН2М, 18ХГТ, 12ХН3А, 25ХГМ	Цементація і загартування	19HRCср	480

Коефіцієнт безпеки S_H = 1,1 для сталей з ТО поліпшення і S_H = 1,2 для сталей з поверхневим зміцненням зубів. Коефіцієнт безпеки S_F = 1,55…1,75 (S_F = 1,75 з ТО поліпшення, нормалізація, загартування і азотування; S_F = 1,55 з ТО цементація і загартування).

Значення коефіцієнтів довговічності K_{HL} і K_{FL} знаходимо за такими формулами:

– розрахунок на контактну витривалість:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} \geq 1 \leq K_{HL\max};$$

$K_{HL\max}$ = 2,6 з ТО поліпшення;

$K_{HL\max}$ = 1,8 з ТО загартування;

K_{HL} = 1 якщо $N_{HE} \geq N_{H0}$;

– розрахунок на згинання:

$$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}} \geq 1 \leq K_{FL\max};$$

$K_{FL\max}$ = 2 і m = 6 з ТО поліпшення;

$K_{FL\max}$ = 1,6 і m = 9 з ТО загартування;

K_{FL} = 1 якщо $N_{FE} \geq N_{F0}$.

N_{H0}, N_{F0} — базові числа циклів зміни контактних та згинальних напружень; N_{HE}, N_{FE} — еквівалентні числа циклів зміни напруження для зубчастих коліс за весь термін експлуатації редуктора; N_{H0} вибираємо за даними табл. 3.2; $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$.

Таблиця 3.2

HBср	200	250	300	350	400	450	500	550	600
HRCср	–	25	32	38	43	47	52	56	60
$N_{H0} \cdot 10^6$	10	16,5	25	36,4	50	68	87	114	143

Термін експлуатації передачі (ресурс)

$$t = L_{\text{р}} \cdot 365 K_{\text{р}} \cdot 24 K_{\text{д}},$$

де $L_{\text{р}}$ — термін експлуатації, роки; $K_{\text{р}}$ — кількість робочих днів за рік (коефіцієнт річного використання); $K_{\text{д}}$ — коефіцієнт добового використання.

Еквівалентна (дійсна) кількість циклів навантаження

$$N_E = 60 n t K_E,$$

де n — частота обертання зубчастого колеса або шестірні; K_E — коефіцієнт зведення змінного навантаження до постійного (K_E = 1 за постійного навантаження)

За змінного навантаження коефіцієнти зведення за контактними та згинальними напруженнями знаходять за формулами:

$$K_{HE} = \sum \frac{t_i}{t} \left(\frac{T_i}{T} \right)^m; \quad K_{FE} = \sum \frac{t_i}{t} \left(\frac{T_i}{T} \right)^m,$$

де m = 3 з ТО поліпшення; m = 9 з ТО загартування.

Задане графіком змінне навантаження заміняємо рівноцінним постійним навантаженням (що дорівнює найбільшому діючому моменту), який діє протягом еквівалентного часу t_{E}. При цьому не враховуємо момент, який діє менше 0,03t.

Під час розрахунку зубчастих передач за контактними напруженнями в розрахункову формулу підставляють для косозубої циліндричної передачі напруження, що визначається за формулою

$$[\sigma_H] = 0,45 \left([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}] \right).$$

Це напруження не повинно перевищувати $[\sigma_H] \le 1,23 [\sigma_{H2}]$. Для прямозубих циліндричних і конічних передач із двох значень допустимих контактних напружень беруть найменше із $[\sigma_{H1}]$ і $[\sigma_{H2}]$. Під час розрахунку зубчастих коліс на міцність за напруженнями згинання в розрахункову формулу беруть менше зі значень $[\sigma_{F1}]$ і $[\sigma_{F2}]$.

Після визначення допустимих напружень виконують розрахунок на міцність зубчастих передач. Для двоступеневих редукторів спочатку розраховують тихохідний ступінь редуктора.

3.3. Етапи розрахунку циліндричних зубчастих передач

Визначення міжосьової відстані передачі

Визначаємо міжосьову відстань передачі з умови контактної міцності

$$a_w \geq K_a(u \pm 1)\sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_a}},$$

де K_a = 49,5 для прямозубих коліс; K_a = 43 для косозубих коліс; знак «+» — для передач зовнішнього зачеплення, а знак «–» — для передач внутрішнього зачеплення; $K_{H\beta}$ — коефіцієнт концентрації навантаження, який вибирають залежно від коефіцієнта $\psi_d = \frac{b_2}{d_1}$.

Оскільки ширина колеса b_2 і ділильний діаметр шестірні d_1 ще не визначені, тоді попередньо цей коефіцієнт визначаємо з виразу

$$\psi_d = 0{,}5\psi_a(u+1),$$

де ψ_d вибирають залежно від положення коліс відносно опор.

Слід врахувати, що менші значення ψ_a беремо для передач із твердістю зубів колеса, більшою або рівною HRC 45.

Значення ψ_a вибираємо за даними табл. 3.3 із ряду стандартних: 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5.

Таблиця 3.3

Розташування коліс відносно опор	ψ_a
Симетричне розташування	0,4…0,5
Несиметричне розташування	0,25…0,4
Консольне розташування	0,2…0,25
Передачі внутрішнього зачеплення	0,2

Значення коефіцієнта $K_{H\beta}$ вибираємо із даних табл. 3.4

Таблиця 3.4

Розташування шестірні відносно опор	Твердість зубів колеса НВ	Коефіцієнт $K_{H\beta}$ при коефіцієнті ψ_d				
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2
Симетричне	≤ 350	1,01	1,02	1,03	1,04	1,07
	> 350	1,01	1,02	1,04	1,07	1,16
Несиметричне	≤ 350	1,03	1,05	1,07	1,12	1,19
	> 350	1,06	1,12	1,20	1,29	1,48
Консольне, опори — шарико-підшипники	≤ 350	1,08	1,17	1,28	–	–
	> 350	1,22	1,44	–	–	–
Консольне, опори — роліко-підшипники	≤ 350	1,06	1,12	1,19	1,27	–
	> 350	1,11	1,25	1,45	–	–

Отримані значення a_w заокруглюємо в більший бік до стандартного ряду: 40; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 250; 280; 315 мм.

Попередньо знаходимо розміри коліс:

– ділильний діаметр колеса (мм) $d_2 = \dfrac{2a_w u}{u+1}$,

– ширину колеса (мм): $b_2 = \psi_a a_w$. Ширину колеса після обчислення заокруглюємо до найбільшого стандартного значення.

Визначаємо модуль передачі з умови міцності на згинання

$$m \geq \frac{2K_m T_2}{d_2 b_2 [\sigma_F]},$$

де коефіцієнт K_m беремо для коліс: прямозубих — 6,8; косозубих — 5,8; шевронних — 5,2.

Отримане значення модуля заокруглюємо в більший бік до стандартного за табл. 3.5.

Таблиця 3.5

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

Вибираючи модуль передачі, перевагу віддаємо першому ряду.

Визначаємо попереднє значення кута нахилу і сумарну кількість зубів.

Мінімальний кут нахилу зубів:

– косозубих коліс $\beta_{\min} = \arcsin\dfrac{4m}{b_2}$;

– шевронних коліс $\beta_{\min} = 25°$.

Сумарна кількість зубів $Z_\Sigma = \dfrac{2a_w \cos\beta_{\min}}{m}$.

Отримане значення Z_Σ заокруглюємо в менший бік до цілого числа.

Визначаємо дійсне значення кута нахилу зубів $\beta = \arccos\dfrac{Z_\Sigma m}{2a_w}$.

Для косозубих коліс β = 8 – 18°. Точність обчислень — до п’ятого знака після коми.

Кількість зубів шестірні та колеса:

– шестірні $z_1 = \dfrac{z_\Sigma}{u+1}$; значення z_1 заокруглюємо до найближчого цілого числа.

Мінімальна кількість зубів шестірні:

– для прямозубих коліс $z_{\min} = 17$;

– для косозубих і шевронних коліс $z_{\min} = 17\cos^3\beta$.

Кількість зубів колеса:

– для передач із зовнішнім зачепленням $z_2 = z_\Sigma - z_1$;

– для передач із внутрішнім зачепленням $z_2 = z_\Sigma + z_1$.

Знаходимо фактичне передаточне відношення:

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1}.$$

Розраховуємо відхилення від заданого передаточного відношення

$$\Delta u = \frac{\left|u_\phi - u\right|}{u} 100 \le 4\,\%.$$

Визначаємо діаметри шестірні та колеса:

– ділильні діаметри $d_1 = \frac{z_1 m}{\cos\beta}$;

$$d_2 = 2a_w - d_1;$$

– діаметри вершин зубів $d_{a1} = d_1 + 2m;$

$$d_{a2} = d_2 + 2m;$$

– діаметри западин зубів $d_{f1} = d_1 - 2{,}5m;$

$$d_{f2} = d_2 - 2{,}5m.$$

Знаходимо сили в зачепленні:

– колову $F_t = \frac{2T_2}{d_2}$;

– радіальну $F_r = \frac{F_t \mathrm{tg}\alpha}{\cos\beta}$;

(для стандартного кута $\alpha = 20°$, $\mathrm{tg}\alpha = 0{,}364$);

– осьову $F_\alpha = F_t \mathrm{tg}\beta$.

Перевірка зубів коліс за напруженнями згину:

– для колеса $\sigma_{F2} = \frac{F_t K_{F\alpha} Y_\beta K_{F_\beta} K_{Fv} Y_{F2}}{b_2 m} \le [\sigma_{F2}]$;

– для шестірні $\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \le [\sigma_{F1}]$.

Визначаємо ступінь точності передачі, яка залежить від колової швидкості обертання колеса $v = 0{,}5\omega_2 d_2$ (м/с) за табл. 3.6.

Таблиця 3.6

Ступінь точності	Колові швидкості обертання коліс v, м/с			
	прямозубих		непрямозубих	
	циліндричних	конічних	циліндричних	конічних
6	До 15	До 12	До 30	До 20
7	До 10	До 8	До 15	До 10
8	До 6	До 4	До 10	До 7
9	До 2	До 1,5	До 4	До 3

Знаючи ступінь точності передачі, знаходимо значення коефіцієнта $K_{F\alpha}$ за даними табл. 3.7.

Таблиця 3.7

Ступінь точності	6	7	8	9
$K_{F\alpha}$	0,72	0,81	0,91	1,0

Коефіцієнт Y_β знаходимо за формулою $Y_\beta = 1 - \frac{\beta^o}{140}$.

Коефіцієнт концентрації навантаження $K_{F\beta}$ вибираємо за даними табл. 3.8.

Таблиця 3.8

Розташування шестірні відносно опор	Твердість зубів колеса НВ	Коефіцієнт $K_{F\beta}$, якщо ψ_d				
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2
Симетричне	≤ 350 > 350	1, 01 1,02	1,03 1,04	1,05 1,08	1,07 1,14	1,14 1,3
Несиметричне	≤ 350 > 350	1,05 1,09	1,1 1,18	1,17 1,3	1,25 1,43	1,42 1,73
Консольне, опори — шарикопідшипники	≤ 350 > 350	1,16 1,33	1,37 1,7	1,64 –	– –	– –
Консольне, опори — роликопідшипники	≤ 350 > 350	1,1 1,2	1,22 1,44	1,38 1,71	1,57 –	– –

Коефіцієнт динамічного навантаження K_{Fv} знаходимо за даними табл. 3.9.

Таблиця 3.9

Вид передачі	Твердість зубів колеса НВ	Коефіцієнт K_{Fv}
Прямозуба	≤ 350 > 350	1,4 1,2
Косозуба та шевронна	≤ 350 > 350	1,2 1,1

Коефіцієнт форми зубів Y_F вибираємо за даними табл. 3.10 залежно від еквівалентної кількості зубів, яку знаходимо за формулою

$$z_E = \frac{z}{\cos^3 \beta}.$$

Таблиця 3.10

z_E	17	20	22	24	26	28	30	35	40	45	50	65	≥80
Y_F	4,27	4,07	3,98	3,92	3,88	3,81	3,8	3,75	3,7	3,66	3,65	3,62	3,61

Перевірка міцності зубів коліс за контактними напруженнями:

$$\sigma_{\text{H}} = \frac{K_a}{a_w}\sqrt{\frac{T_2 K_{\text{H}} \left(u_{\text{ф}} + 1\right)^3}{b_2 u_{\text{ф}}^{\ 2}}} \le [\sigma_{\text{H}}],$$

де числовий коефіцієнт K_a = 310 — для циліндричних прямозубих передач; K_a = 270 — для циліндричних косозубих передач.

Коефіцієнт навантаження K_{H} визначають за залежністю $K_{\text{H}} = K_{\text{H}\alpha} K_{\text{H}\beta} K_{\text{H}v}$; $K_{\text{H}\alpha}$ — коефіцієнт розподілу навантаження між зубами, $K_{\text{H}\alpha}$ = 1 для прямозубих коліс, $K_{\text{H}\alpha}$ = 1,1 для косозубих і шевронних коліс; $K_{\text{H}\beta}$ — беремо за даними табл. 3.4, $K_{\text{H}v}$ — беремо за даними табл. 3.11.

Таблиця 3.11

Вид передачі	Твердість зубів коліс НВ	Коефіцієнт $K_{\text{H}v}$
Прямозуба	≤ 350 > 350	1,2 1,1
Косозуба та шевронна	≤ 350 > 350	1,1 1,05

Контактні напруження мають бути у межах

$$\sigma_{\text{H}} = (0{,}8...1{,}1)[\sigma_{\text{H}}].$$

Приклад 3.1. Розрахунок циліндричної передачі.

Розрахувати косозубу циліндричну зубчасту передачу редуктора (див. рис. 2.1.) за такими даними: потужність на веденому валу $P_Г$ = 8,56 кВт; кутова швидкість $\omega_Г$ = 4,8 рад/с; передаточне відношення u = 4; передача нереверсивна. (Завдання 1…10).

Розв'язання

Матеріали зубчастих коліс. Для виготовлення шестірні та колеса обираємо відносно дешеву леговану сталь 40Х.

ТО для шестірні — поліпшення і загартування СВЧ до твердості HRC 48…53. Для зубчастого колеса ТО — поліпшення до твердості 269…302 НВ (див. табл. 3.1). Для розрахунків приймаємо середні значення твердості

$$\text{НВ}_{\text{ср}} = \frac{269+302}{2} = 285,5; \quad \text{HRC}_{\text{ср}} = \frac{48+53}{2} = 50,5.$$

Допустимі контактні
та згинальні напруження для зубів коліс

Допустимі контактні та згинальні напруження окремо для колеса $[\sigma_{H2}]$, $[\sigma_{F2}]$ і шестірні $[\sigma_{H1}]$, $[\sigma_{F1}]$ визначаємо за формулами:

$$[\sigma_{\text{Н}}] = \frac{\sigma_{\text{Н0}} K_{\text{HL}}}{S_{\text{Н}}}; \quad [\sigma_F] = \frac{\sigma_{F0} K_{FL}}{S_F},$$

де $\sigma_{\text{Н0}}$ і σ_{F0} — границі контактної і згинальної витривалості зубів шестірні та колеса; K_{HL} і K_{FL} — коефіцієнти довговічності під час розрахунку за контактними та згинальними напруженнями; $S_{\text{Н}}$ і S_F — коефіцієнти запасу міцності під час розрахунку за контактними та згинальними напруженнями.

Визначаємо границі контактної та згинальної витривалості зубів шестірні та колеса:

$\sigma_{\text{Н01}} = 14\ \text{HRC}_{\text{ср}} + 170 = 14 \cdot 50,5 + 170 = 877$ МПа;

$\sigma_{\text{Н02}} = 1,8\text{НВ}_{\text{ср}} + 67 = 1,8 \cdot 285,5 + 67 = 580,9$ МПа;

$\pm_{F01} = 370$ МПа;

$\pm_{F02} = 1,03\ \text{НВ}_{\text{ср}} = 1,03 \cdot 285,5 = 294$ МПа.

Коефіцієнт запасу міцності $S_{\text{Н}}$ =1,1 для сталей з ТО поліпшення $S_{\text{Н}}$ = 1,2 з ТО загартування.

Коефіцієнт запасу міцності при згині беремо S_F = 1,75.

Коефіцієнти довговічності K_{HL} і K_{FL} визначаємо за формулами:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} \geq 1 \leq K_{HL\max},$$

де $K_{HL\max}$ = 2,6 при ТО поліпшення; $K_{HL\max}$ = 1,8 при ТО загартування; K_{HL} = 1 при $N_{HE} \geq N_{H0}$.

$$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}} \geq 1 \leq K_{FL\max},$$

де $K_{FL\max}$ = 2 і m = 6, якщо ТО — поліпшення, $K_{FL\max} = 1{,}6$ і m = 9, якщо ТО — загартування, K_{HL} = 1 якщо $N_{FE} \geq N_{F0}$.

N_{H0} і N_{F0} — базові числа циклів навантажень для матеріалу шестірні та колеса при розрахунку за контактною та згинальною міцністю; N_{HE} і N_{FE} еквівалентні числа циклів навантаження зубів шестірні та колеса, $N_{н0}$ вибираємо за даними табл. 3.2.

Базове число зміни циклів контактних напружень для матеріалу колеса, що має твердість $HB_{ср}$ = 285,5 знаходимо інтерполяцією: $N_{H02} = 22{,}5 \cdot 10^6$. Для шестірні з твердістю $HRC_{ср}$ = 50,5, $N_{H01} = 79{,}4 \cdot 10^6$.

Знаходимо термін експлуатації передачі (ресурс)

$$t = L_р \cdot 365 K_р \cdot 24 K_д = 7 \cdot 365 \cdot 0{,}7 \cdot 24 \cdot 0{,}3 = 12877 \text{ год.}$$

Обчислюємо значення коефіцієнта приведення змінного навантаження до постійного.

$$K_{HE} = \frac{0{,}15t}{t}\left(\frac{T}{T}\right)^3 + \frac{0{,}25t}{t}\left(\frac{0{,}7T}{T}\right)^3 + \frac{0{,}6t}{t}\left(\frac{0{,}5T}{T}\right)^3 =$$

$$= 0{,}15 + 0{,}25 \cdot 0{,}7^3 + 0{,}6 \cdot 0{,}5^3 = 0{,}32.$$

При термообробці загартування

$$K_{FE} = \frac{0{,}15t}{t}\left(\frac{T}{T}\right)^9 + \frac{0{,}25t}{t}\left(\frac{0{,}7T}{T}\right)^9 + \frac{0{,}6t}{t}\left(\frac{0{,}5T}{T}\right)^9 =$$

$$= 0{,}15 + 0{,}25 \cdot 0{,}7^9 + 0{,}6 \cdot 0{,}5^9 = 0{,}151.$$

При термообробці поліпшення:

$$K_{HE} = K_{FE} = 0{,}32.$$

Визначаємо еквівалентне число циклів навантаження зубів шестірні і колеса:

$$N_{HE1} = 60 \cdot 183,65 \cdot 12877 \cdot 0,32 = 45,4 \cdot 10^6;$$

$$N_{HE2} = 60 \cdot 45,91 \cdot 12877 \cdot 0,32 = 11,35 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE1} = 60 \cdot 183,65 \cdot 12877 \cdot 0,151 = 21,43 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE2} = 60 \cdot 45,91 \cdot 12877 \cdot 0,32 = 11,35 \cdot 10^6.$$

Знаходимо коефіцієнти довговічності для шестірні та колеса

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{79,4 \cdot 10^6}{45,4 \cdot 10^6}} = 1,1; \qquad K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{22,5 \cdot 10^6}{11,35 \cdot 10^6}} = 1,12;$$

$$N_{FE1} = 21,43 \cdot 10^6 > N_{F01} = 4 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE2} = 11,35 \cdot 10^6 > N_{F02} = 4 \cdot 10^6.$$

Оскільки $N_{F01} < N_{FE1}$ і $N_{F02} < N_{FE2}$, то коефіцієнт довговічності для зубів шестірні та колеса $K_{FL1} = 1$ і $K_{FL2} = 1$.

Допустимі контактні та згинальні напруження для зубів шестірні та колеса знаходимо за формулами:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H01} K_{HL}}{S_H} = \frac{877 \cdot 1,1}{1,2} = 804 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H02} K_{HL}}{S_H} = \frac{580,9 \cdot 1,12}{1,1} = 591 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F01} K_{FL}}{S_F} = \frac{370 \cdot 1,0}{1,75} = 211,43 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F02} K_{FL}}{S_F} = \frac{294 \cdot 1,0}{1,75} = 168 \text{ МПа}.$$

Для косозубої передачі розрахункове допустиме контактне напруження

$$[\sigma_H] = 0,45\,([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) = 0,45(804 + 591) = 627,75 \text{ МПа}.$$

Це напруження не повинно перевищувати
$1,23[\sigma_{H2}] = 1,23 \cdot 591 = 724$ МПа. Умова виконується.

Проектний розрахунок передачі

Визначаємо міжосьову відстань з умови контактної міцності робочих поверхонь зубів за формулою

$$a_w \geq K_a(u+1)\sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_a}},$$

де a_w — міжосьова відстань, мм; K_a — числове значення для косозубих передач, K_a = 43; u — передаточне відношення зубчастої передачі; T_2 — номінальний обертальний момент на веденому валу; $K_{H\beta}$ — коефіцієнт концентрації навантаження; ψ_a — коефіцієнт ширини вінця зубчастого колеса; $[\sigma_H]$ — допустиме контактне напруження; u — передаточне відношення.

Для проектного розрахунку попередньо беремо ψ_a = 0,4 і відповідно $\psi_d = 0{,}5\psi_a(u+1) = 0{,}5 \cdot 0{,}4(4+1) = 1$.

Із табл. 3.4 знаходимо значення коефіцієнта $K_{H\beta}$ = 1,15.

Визначаємо міжосьову відстань передачі

$$a_w = 43(4+1)\sqrt[3]{\frac{1748 \cdot 10^3 \cdot 1{,}15}{627{,}75^2 \cdot 4^2 \cdot 0{,}4}} = 199{,}34 \text{ мм}.$$

Беремо значення міжосьової відстані a_w = 200 мм зі стандартного ряду.

Знаходимо попередні розміри колеса:

− ділильний діаметр колеса d_2 та ширину вінця колеса b_2:

$$d_2 = \frac{2 \cdot a_w u}{u+1} = \frac{2 \cdot 200 \cdot 4}{4+1} = 320 \text{ мм};$$

$$b_2 = \psi_a a_w = 0{,}4 \cdot 200 = 80 \text{ мм}.$$

Визначаємо модуль зачеплення з умови міцності зубів коліс на згин:

$$m \geq \frac{2T_2 K_m}{d_2 b_2 [\sigma]_F},$$

де K_m = 5,8 для косозубої передачі;

$$m \geq \frac{2 \cdot 1748 \cdot 10^3 \cdot 5{,}8}{320 \cdot 80 \cdot 168} = 4{,}71 \text{ мм}.$$

Отримане значення модуля заокруглюємо в більший бік до стандартного.

Приймаємо m = 5мм.

Визначаємо попереднє значення кута нахилу лінії зубів коліс

$$\beta_{\min} = \arcsin\frac{4m}{b_2} = \arcsin\frac{4\cdot 5}{80} = 14^{\circ}29'.$$

Знаходимо сумарну кількість зубів коліс

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_w \cos\beta_{\min}}{m} = \frac{2\cdot 200\cdot 0{,}9680}{5} = 77{,}44.$$

Беремо z_{Σ} = 77.

Фактичне значення кута нахилу лінії зубів коліс становить:

$$\beta = \arccos\frac{z_{\Sigma} m}{2a_w} = \arccos\frac{77\cdot 5}{2\cdot 200} = 15^{\circ}40'.$$

Кут нахилу зубів у косозубій передачі беремо з інтервалу $\beta = 8...18^{\circ}$.

Знаходимо кількість зубів шестірні та колеса

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u+1} = \frac{77}{4+1} = 15{,}4,$$

округлюємо до цілого числа z_1 = 15 і виконуємо перевірку

$$z_1 \geq 17\cos^3\beta = 17\cdot 0{,}9625^3 = 15{,}2;$$

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 77 - 15 = 62.$$

Фактичне передаточне відношення $u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{62}{15} = 4{,}13$.

Визначаємо відхилення передаточного відношення від заданого

$$\Delta u = \frac{|u_{\phi} - u|}{u}\cdot 100 = \frac{4{,}13-4}{4}\cdot 100 = 3{,}3 < [\Delta u] = 4\%.$$

Після визначення кількості зубів потрібно перевірити міжосьову відстань за формулою

$$a_w = \frac{m(z_1+z_2)}{2\cos\beta} = \frac{5(15+62)}{2\cdot 0{,}9625} = 200 \text{ мм}.$$

Визначаємо геометричні параметри зубчастих коліс:

– *діаметри ділильних кіл*:

$$d_1 = \frac{mz_1}{\cos\beta} = \frac{5 \cdot 15}{0,9625} = 77,92 \text{ мм};$$

$$d_2 = 2a_w - d_1 = 2 \cdot 200 - 77,92 = 322,08 \text{ мм};$$

– *діаметри кіл вершин зубів*:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 77,92 + 2 \cdot 5 = 87,92 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 322,08 + 2 \cdot 5 = 332,08 \text{ мм};$$

– *діаметри кіл западин зубів*:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 77,92 - 2,5 \cdot 5 = 65,42 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 322,08 - 2,5 \cdot 5 = 309,58 \text{ мм};$$

– *ширину вінця колеса*:

$$b_2 = \psi_a a_w = 0,4 \cdot 200 = 80 \text{ мм};$$

– *ширину вінця шестірні*

$$b_1 = 1,12 b_2 = 1,12 \cdot 80 = 89,6 \text{ мм}.$$

Отримані значення b_1 і b_2 заокруглюємо до стандартного значення з ряду: 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100.

Остаточно беремо: b_1 = 90 мм і b_2 = 80 мм.

Визначаємо сили, що діють у зачепленні зубів.

Для циліндричної передачі знаходимо:

– *колову силу* $F_t = \frac{2T_2}{d_2}$, де T_2 — обертальний момент, який передається зубчастим колесом; d — діаметр ділильного кола колеса;

$$F_t = \frac{2 \cdot 1748 \cdot 10^3}{322,08} = 10854 \text{ Н};$$

– *радіальну силу*:

$$F_r = \frac{F_t \operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta} = \frac{10854 \cdot 0,364}{0,9625} = 4105 \text{ Н},$$

де $\alpha = 20°$ — кут зачеплення;

– осьову силу:

$$F_a = F_t \mathrm{tg}\beta = 10854 \cdot 0,2805 = 3050 \text{ Н}.$$

Виконуємо перевірний розрахунок зубів коліс за контактними напруженнями:

$$\sigma_{\text{Н}} = \frac{K_a}{a_w u_{\text{ф}}} \sqrt{\frac{T_2 K_{\text{Н}} (u_{\text{ф}} + 1)^3}{b_2}} \le [\sigma]_{\text{Н}},$$

де коефіцієнт K_a = 310 — для циліндричних прямозубих передач; K_a = 270 — для циліндричних косозубих передач.

Коефіцієнт навантаження $K_{\text{Н}}$ визначаємо як добуток трьох коефіцієнтів: $K_{\text{Н}} = K_{\text{Н}\alpha} K_{\text{Н}\beta} K_{\text{Н}v}$, де $K_{\text{Н}\alpha}$ — коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубами: для прямозубої передачі — $K_{\text{Н}\alpha}$ = 1,0; для косозубої передачі $K_{\text{Н}\alpha}$ = 1,1; $K_{\text{Н}\beta}$ = 1,15 (див. табл. 3.4). Коефіцієнт $K_{\text{Н}v}$ ураховує динамічні навантаження, що виникають у зачепленні, його визначають із даних табл. 3.11: $K_{\text{Н}v}$ = 1,1, тоді

$$K_{\text{Н}} = 1,1 \cdot 1,15 \cdot 1,1 = 1,39.$$

Знаходимо величину діючих контактних напружень

$$\sigma_{\text{Н}} = \frac{270}{200 \cdot 4,13} \sqrt{\frac{1748 \cdot 10^3 \cdot 1,39 (4,13+1)^3}{80}} = 654,72 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{Н}} = 654,72 \text{МПа} > [\sigma_{\text{Н}}] = 627,75 \text{ МПа}.$$

Допускається різниця контактних напружень у межах

$$\sigma_{\text{Н}} = (0,8...1,1)[\sigma_{\text{Н}}];$$

$$1,1[\sigma_{\text{Н}}] = 1,1 \cdot 627,75 = 690,53 \text{ МПа}.$$

Умова міцності виконується і міцність коліс забезпечена.

Виконуємо перевірний розрахунок зубів коліс на згин:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_\beta}{bm} \le [\sigma]_F,$$

де K_F — коефіцієнт навантаження; Y_F — коефіцієнт форми зубів; Y_β — коефіцієнт нахилу зубів.

Коефіцієнт навантаження K_F визначаємо за формулою

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv},$$

де $K_{F\alpha}$ — коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами і залежить від колової швидкості та ступеня точності передачі.

Колову швидкість зубчастого колеса визначаємо за формулою

$$v = 0,5\omega_2 d_2 = 0,5 \cdot 4,8 \cdot 0,32208 = 0,77 \text{ м/с.}$$

Ступінь точності виготовлення зубчастих коліс визначаємо за даними табл. 3.6. Якщо v = 0,77 м/с, отримуємо 9-й ступінь точності і маємо $K_{F\alpha}$ = 1,0.

Коефіцієнт концентрації навантаження $K_{F\beta}$ знаходимо із табл. 3.8; $K_{F\beta}$ = 1,34.

Коефіцієнт, що враховує динамічну дію навантаження K_{Fv}, визначаємо із табл. 3.9 методом інтерполяції K_{Fv} = 1,2;

$$K_F = 1,0 \cdot 1,34 \cdot 1,2 = 1,61.$$

Для косозубих циліндричних коліс коефіцієнт Y_F визначають за еквівалентною кількістю зубів коліс, які знаходимо за формулами:

$$z_{E1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{15}{0,9625^3} = 16,85, \text{ беремо } z_{E1} = 17;$$

$$z_{E2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{62}{0,9625^3} = 69,5, \text{ беремо } z_{E2} = 70.$$

Значення коефіцієнтів Y_F знаходимо із табл. 3.10:

$$Y_{F1} = 4,27; \quad Y_{F2} = 3,6.$$

Перевірний розрахунок виконують для зубів одного з коліс, для якого відношення $[\sigma]_F / Y_F$ менше:

– для шестірні $\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} = \frac{211,43}{4,27} = 49,51;$

– для колеса $\frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}} = \frac{168}{3,6} = 46,67.$

Коефіцієнт нахилу зубів Y_β визначаємо за формулою

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140} = 1 - \frac{15^\circ 40'}{140} = 0,89.$$

Знаходимо діючі напруження згину для шестірні

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t K_F Y_F Y_\beta}{bm} = \frac{10854 \cdot 1,61 \cdot 4,27 \cdot 0,89}{80 \cdot 5} = 166\,\text{МПа};$$

$$\sigma_{F1} = 166\text{МПа} < [\sigma]_{F1} = 211,43\,\text{МПа}.$$

3.4. Етапи розрахунку конічних зубчастих передач

Матеріал зубчастих коліс, їх ТО та допустимі напруження знаходимо аналогічно, як для циліндричної зубчастої передачі.

Визначаємо діаметр зовнішнього ділильного кола:

$$d_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} u}{[\sigma_H]^2 \left(1 - 0,5\psi_в\right)^2 \psi_в}},$$

де K_d = 99 для прямозубих коліс; K_d = 86 для коліс з коловими зубами; T_2 — крутний момент на конічному колесі; $K_{H\beta}$ — коефіцієнт концентрації навантаження за довжиною зуба; знаходимо за даними табл. 3.4 залежно від коефіцієнта ψ_d :

$$\psi_d = \frac{b}{d_1} = 0,166\sqrt{u^2 + 1},$$

де *u* — передаточне відношення передачі; $[\sigma_H]$ — допустиме контактне напруження; $\psi_в$ — коефіцієнт ширини зубчастого вінця $\psi_в = \frac{b}{R_e} \le 0,3$. Рекомендується брати $\psi_в$ = 0,285.

Отримане значення d_{e2} заокруглюємо до стандартного: 50; (56); 63; (71); 80; (90); 100; (112); 125; (140); 160; (180); 200; (225); 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600.

Перевагу віддають значенням без дужок. Фактичне значення d_{e2} повинно відрізнятися від номінального не більше ніж на 2 %.

Визначаємо кути ділильних конусів, конусну відстань та ширину коліс:

Кути ділильних конусів $\delta_2 = \text{arctg}u$; $\delta_1 = 90 - \delta_2$.

Точність обчислень — до п’ятого знака після коми.

Конусна відстань $R_e = \frac{d_{e2}}{2\sin\delta_2}$.

Ширина коліс $b = 0,285R_e$.

Зовнішній торцевий модуль передачі

$$m_e = \frac{14T_2K_{F\beta}}{[\sigma_F]d_{e2}b\gamma_F},$$

де γ_F — коефіцієнт виду конічних коліс (γ_F = 0,85 — для прямозубих конічних коліс; γ_F = 1 — для коліс з коловими зубами).

Число зубів коліс

$$z_2 = \frac{d_{e2}}{m_e} \text{ і } z_1 = \frac{z_2}{u}.$$

Фактичне передаточне відношення

$$U_\phi = \frac{z_2}{z_1}.$$

Відхилення від заданого передаточного відношення не повинно перевищувати 4 %.

$$\Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u}100.$$

Уточнюємо значення розмірів коліс:

Точність обчислень — до третього знака після коми.

Кути ділильних конусів: $\delta_2 = \text{arctg}u$ і $\delta_1 = 90^o - \delta_2$.

Ділильні діаметри коліс: $d_{e1} = m_e z_1$; $d_{e2} = m_e z_2$.

Зовнішні діаметри коліс: $d_{ae1} = d_{e1} + 2(1 + x_{e1})m_e\cos\delta_1$;

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2(1 + x_{e2})m_e\cos\delta_2.$$

Коефіцієнти зміщення інструменту для коліс $x_{e1} = -x_{e2}$ знаходимо за даними табл. 3.13.

Середні ділильні діаметри коліс: $d_{m2} = 0,857d_{e2}$ і $d_{m1} = 0,857d_{e1}$.

Зовнішня конусна відстань $R_e = 0,5m_e\sqrt{z_1^2 + z_2^2}$.

Ширина зубчастого вінця $b = \psi_в R_e$.

Таблиця 3.13

Кількість зубів шестірні z_1	Значення коефіцієнта x_e за передаточного відношення передачі u				
	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0
12	–	0,5	0,53	0,56	0,57
13	0,44	0,48	0,52	0,54	0,55
14	0,42	0,47	0,5	0,52	0,53
15	0,4	0,45	0,48	0,5	0,51
16	0,38	0,43	0,46	0,48	0,49
18	0,36	0,4	0,43	0,45	0,46
20	0,34	0,37	0,4	0,42	0,43
25	0,29	0,33	0,36	0,38	0,39
30	0,25	0,28	0,31	0,33	0,34
40	0,2	0,22	0,24	0,2	0,27

Визначаємо сили в зачепленні:

Колова сила на середньому діаметрі колеса $F_t = \frac{2T_2}{dm2}$.

Осьова сила на шестірні дорівнює за величиною радіальній силі на колесі: $F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg}\alpha \sin\delta_1$.

Радіальна сила на шестірні дорівнює за величиною осьовій силі на колесі: $F_{r1} = F_{a_2} = F_t \operatorname{tg}\alpha \cos\delta_1$.

Перевірка зубів коліс за напруженнями згину

Визначаємо розрахункове напруження згину в зубах колеса та порівнюємо його з допустимим: $\sigma_{F2} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{Fv} Y_{F2}}{b m_e \gamma_F} \le [\sigma_{F2}]$.

Розрахункове напруження згину в зубах шестірні

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \le [\sigma_{F1}].$$

Значення коефіцієнта $K_{F\beta}$ беремо за даними табл. 3.8 залежно від коефіцієнта $\psi_d = \frac{b}{dm_1}$.

Значення коефіцієнта динамічного навантаження K_{Fv} беремо за даними табл. 3.9, коефіцієнт γ_F = 0,85.

Для визначення коефіцієнта форми зуба Y_F необхідно знайти еквівалентну кількість зубів: $z_{E2} = \frac{z_2}{\cos\delta_2}$ і $z_{E1} = \frac{z_1}{\cos\delta_1}$.

За даними табл. 3.14 знаходимо Y_{F1} та Y_{F2}.

Таблиця 3.14

Кількість зубів коліс (z_1, z_2)	Значення коефіцієнта Y за коефіцієнта зміщення інструменту x_{e1}, x_{e2}										
	–0,5	–0,4	–0,3	–0,2	–0,1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
12									3,9	3,67	3,46
14							4,24	4,0	3,78	3,59	3,42
17					4,5	4,27	4,03	3,83	3,67	3,53	3,4
20				4,55	4,28	4,07	3,89	3,75	3,61	3,5	3,39
25		4,6	4,39	4,2	4,04	3,9	3,77	3,67	3,57	3,48	3,39
30	4,6	4,32	4,15	4,05	3,9	3,8	3,7	3,62	3,55	3,47	3,4
40	4,12	4,02	3,92	3,84	3,77	3,7	3,64	3,58	3,53	3,48	3,42
50	3,97	3,88	3,81	3,76	3,7	3,65	3,61	3,57	3,53	3,49	3,44
60	3,85	3,79	3,73	3,7	3,66	3,63	3,59	3,56	3,53	3,5	3,46
80	3,73	3,7	3,68	3,65	3,62	3,61	3,58	3,56	3,54	3,52	3,5
≥100	3,68	3,67	3,65	3,62	3,61	3,6	3,58	3,57	3,55	3,53	3,52

Перевірка міцності зубів за контактними напруженнями

Для перевірки правильності розрахунку знаходимо розрахункове контактне напруження:

$$\sigma_{\text{H}} = \frac{335}{R_e - 0,5b}\sqrt{\frac{T_2 K_{\text{H}}\sqrt{(u^2+1)^3}}{bu^2}} \le [\sigma_{\text{H}}],$$

де $K_{\text{H}} = K_{\text{H}\beta}K_{\text{H}\alpha}K_{\text{H}v}$.

Значення коефіцієнта $K_{\text{H}\beta}$ беремо із табл. 3.4, $K_{\text{H}\alpha}$ = 1 для прямозубих коліс.

Значення коефіцієнта динамічного навантаження $K_{\text{H}v}$ за твердістю зубів коліс НВ ≤ 350 $K_{\text{H}v}$ = 1,15, а при НВ > 350 $K_{\text{H}v}$ = 1,1.

***Приклад* 3.2.** Розрахунок конічної передачі.

Розрахувати прямозубу конічну передачу редуктора (див. рис. 2.1.) за такими даними: потужність на ведучому валу P_1 = = 9,18 кВт; кутова швидкість ω_1 = 57,66 рад/с; передаточне відношення передачі u = 3; передача нереверсивна: термін експлуатації передачі $h = 20 \cdot 10^3$ год. (Завдання 4, 7).

Розв'язання

Матеріали зубчастих коліс обираємо такі самі, що і в прикладі 3.1 з розрахунку циліндричної зубчастої передачі.

Допустимі напруження для розрахунку зубчастої конічної передачі визначаємо аналогічно, що і для циліндричної зубчастої передачі.

Визначаємо еквівалентну кількість циклів навантаження для конічної шестірні та колеса:

$$N_{HE1} = 60 \cdot 550,94 \cdot 12877 \cdot 0,32 = 136,2 \cdot 10^6;$$

$$N_{HE2} = 60 \cdot 183,65 \cdot 12877 \cdot 0,32 = 45,4 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE1} = 60 \cdot 550,94 \cdot 12877 \cdot 0,151 = 64,3 \cdot 10^6$$

$$N_{FE2} = 60 \cdot 183,65 \cdot 12877 \cdot 0,32 = 45,4 \cdot 10^6.$$

Визначаємо коефіцієнти довговічності:

для конічної передачі $N_{HE1} > N_{H01}$ ($136 \cdot 10^6 > 79,4 \cdot 10^6$) тоді $K_{HL1} = 1$. Аналогічно маємо $N_{FE1} > N_{F01}$ ($64 \cdot 10^6 > 4 \cdot 10^6$) тоді $K_{FL1} = 1$; $N_{FÅ2} > N_{F02}$ ($45 \cdot 10^6 > 4 \cdot 10^6$) тоді $K_{FL2} = 1$.

Визначаємо значення допустимих напружень для конічної передачі:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H01} K_{HL1}}{S_{H1}} = \frac{877 \cdot 1,0}{1,2} = 730,83 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H02} K_{HL2}}{S_{H2}} = \frac{580,9 \cdot 1}{1,1} = 528 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F01} K_{FL1}}{S_{F1}} = \frac{370 \cdot 1}{1,75} = 211,43 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F02} K_{FL2}}{S_{F2}} = \frac{294 \cdot 1}{1,75} = 168 \text{ МПа}.$$

Для конічної передачі значення допустимих контактних напружень беруть найменше із $[\sigma_{H1}]$ і $[\sigma_{H_2}]$.

Проектний розрахунок передачі

Зовнішній ділильний діаметр конічного колеса, мм:

$$d_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} u}{[\sigma_H]^2 (1 - 0,5\psi_{be})^2 \psi_{be}}} .$$

Беремо коефіцієнт ширини зубчастих вінців ψ_{be} = 0,285; $K_{H\beta}$ — коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження за шириною зубчастих вінців. Якщо твердість поверхні зубів колеса НВ ≤ 350 значення коефіцієнта беремо таким: $K_{H\beta}$ = 1,16. Для конічних прямозубих коліс допоміжний коефіцієнт K_d = 99.

Знаходимо зовнішній ділильний діаметр колеса:

$$d_{e2} = 99\sqrt[3]{\frac{445,37 \cdot 10^3 \cdot 1,16 \cdot 3}{528^2 (1 - 0,5 \cdot 0,285)^2 0,285}} = 295,26 \text{ мм} .$$

Отримані значення d_{e2} заокруглюють до найближчого стандартного значення: 50, (56), 63, (71), 80, (90), 100, (112), 125, (140), 160, (180), 200, (225), 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630.

Беремо d_{e2} = 315 мм.

Попередньо визначаємо кути при вершинах ділильних конусів:

$\delta_2 = \text{arctg}\, u = \text{arctg}\, 3 = 73^\circ 18'$;

$\delta_1 = 90 - \delta_2 = 90 - 73,18 = 16^\circ 42'$.

Зовнішня конусна відстань $R_e = \dfrac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2} = \dfrac{315}{2 \cdot 0,9578} = 164,44$ мм.

Ширина зубчастих вінців $b = \psi_{be} R_e = 0,285 \cdot 164,44$ мм.

Беремо b = 47 мм.

Коефіцієнт $K_{F\beta}$, що враховує нерівномірність розподілу навантаження, визначаємо залежно від параметра

$\psi_d = 0,166\sqrt{u^2 + 1} = 0,166\sqrt{3^2 + 1} = 0,52$, беремо із табл. 3.8.

Знаходимо значення коефіцієнта $K_{F\beta}$ = 1,3.

Коефіцієнт навантажувальної здатності прямозубої конічної передачі $\gamma_F = 0{,}85$.

Зовнішній модуль зачеплення знаходимо за формулою

$$m_e \geq \frac{14T_2K_{F\beta}}{[\sigma_F]d_{e2}b\gamma_F} = \frac{14\cdot 445{,}37\cdot 10^3\cdot 1{,}3}{168\cdot 315\cdot 47\cdot 0{,}85} = 3{,}83\,\text{мм}.$$

Заокруглювати отримане значення модуля до стандартного не потрібно.

Визначаємо кількість зубів коліс:

$$z_2 = \frac{d_{e2}}{m_e} = \frac{315}{3{,}83} = 82{,}25\,.$$

Беремо $z_2 = 82$, знаходимо $z_1 = \frac{z_2}{u} = \frac{82}{3} = 27{,}33$. Беремо $z_1 = 27$.

Уточнюємо передаточне відношення $u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{82}{27} = 3{,}04$.

Визначаємо відхилення передаточного відношення від заданого

$$\Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u}\cdot 100 = \frac{|3{,}04-3|}{3}\cdot 100 = 1{,}33 < \Delta u = 4\,\%\,.$$

Розрахунок геометричних параметрів конічної передачі:

Зовнішні ділильні діаметри шестірні та колеса визначаємо за формулами:

$$d_{e1} = m_в z_1 = 3{,}83\cdot 27 = 103{,}41 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = m_в z_2 = 3{,}83\cdot 82 = 314{,}06 \text{ мм}.$$

Уточнюємо зовнішню конусну відстань

$$R_e = 0{,}5m_e\sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0{,}5\cdot 3{,}83\sqrt{27^2+82^2} = 165{,}32\,\text{мм}\,.$$

Середня конусна відстань

$$R_m = R_e - 0{,}5b = 165{,}32 - 0{,}5\cdot 47 = 141{,}82 \text{ мм},$$

де $b = \psi_R R_e = 0{,}285\cdot 165{,}32 = 47{,}12$ — ширина зубчастих вінців. Остаточно беремо $b = 47$ мм.

Середній модуль зубів $m_m = \dfrac{m_e R_m}{R_e} = \dfrac{3{,}83 \cdot 141{,}82}{165{,}32} = 3{,}29$ мм .

Середні ділильні діаметри шестірні та колеса:

$$d_{m1} = m_m z_1 = 3{,}29 \cdot 27 = 88{,}83 \text{ мм};$$

$$d_{m2} = m_m z_2 = 3{,}29 \cdot 82 = 269{,}78 \text{ мм}.$$

Коефіцієнти зміщення нарізного інструменту знаходимо за табл. 3.13 $x_{e1} = 0{,}32$, $x_{e2} = -0{,}32$.

Зовнішні діаметри вершин зубів:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2\left(1 + x_{e1}\right) m_e \cos\delta_1;$$

$$d_{ae1} = 103{,}41 + 2\left(1 + 0{,}32\right) 3{,}83 \cdot 0{,}9598 = 113{,}11 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2\left(1 + x_{e2}\right) m_e \cos\delta_2;$$

$$d_{ae2} = 314{,}06 + 2\left(1 - 0{,}32\right) 3{,}83 \cdot 0{,}2807 = 315{,}52 \text{ мм}.$$

Зовнішні діаметри западин зубів:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2{,}5 m_e \cos\delta_1 = 103{,}41 - 2{,}5 \cdot 3{,}83 \cdot 0{,}9598 = 94{,}22 \text{ мм};$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2{,}5 m_e \cos\delta_2 = 314{,}06 - 2{,}5 \cdot 3{,}83 \cdot 0{,}2807 = 311{,}37 \text{ мм}.$$

Сили в зачепленні зубів конічної передачі:

Колова сила $F_t = \dfrac{2T_2}{d_{m2}} = \dfrac{2 \cdot 445{,}37 \cdot 10^3}{269{,}78} = 3301{,}73$ Н.

Радіальна сила на шестірні дорівнює осьовій силі на колесі:

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg}\alpha \cos\delta_1 = 3301{,}73 \cdot 0{,}364 \cdot 0{,}9598 = 1153{,}52 \text{ Н}.$$

*Осьова сила на шестірні дорівнює радіальній силі на колесі***:**

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg}\alpha \sin\delta_1 = 3301{,}73 \cdot 0{,}364 \cdot 0{,}2874 = 345{,}41 \text{ Н}.$$

Перевірка міцності зубів коліс за контактними напруженнями:

$$\sigma_{\text{Н}} = \frac{335}{R_e - 0{,}5b} \sqrt{\frac{T_2 K_{\text{Н}} \sqrt{\left(u_{\text{ф}}^2 + 1\right)^3}}{b u_{\text{ф}}^2}} \le \left[\sigma_{\text{Н}}\right],$$

де $K_{\text{Н}} = K_{\text{Н}\beta} K_{\text{Н}\alpha} K_{\text{Н}v}$, $K_{\text{Н}\alpha}$ =1,0 — коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами; $K_{\text{Н}\beta}$ = 1,16; $K_{\text{Н}v}$ — коефіцієнт динамічного навантаження.

Якщо твердість поверхні зубів НВ ≤ 350, то він дорівнює $K_{\text{H}v}$ = 1,2, а якщо твердість НВ > 350, то $K_{\text{H}v}$ = 1,1, отже $K_{\text{H}} = 1,0 \cdot 1,16 \cdot 1,2 = 1,39$.

Визначаємо значення контактного напруження:

$$\sigma_{\text{H}} = \frac{335}{165,32 - 0,5 \cdot 47} \sqrt{\frac{445,37 \cdot 10^3 \cdot 1,39 \sqrt{(3,04^2 + 1)^3}}{47 \cdot 3,04^2}} = 510,54 \text{ МПа}.$$

Можна вважати, що міцність за контактним напруженням забезпечується, оскільки розрахункове контактне напруження σ_{H} = 510,54 МПа менше допустимого $[\sigma_{\text{H}}]$ = 528 МПа.

Перевірка міцності зубів колеса за напруженнями згину

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{Fv} Y_{F2}}{m_e b \gamma_F} \le [\sigma]_{F2}.$$

Колова швидкість зубчастих коліс

$$v = 0,5 \omega_1 d_{m1} = 0,5 \cdot 57,66 \cdot 88,83 \cdot 10^{-3} = 2,56 \text{ м/с}.$$

За даними табл. 3.6 виберемо 8-й ступінь точності. Еквівалентні кількості зубів шестірні та колеса знаходимо за формулами:

$$z_{E2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{82}{0,2807} = 292,13; \quad z_{E1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{27}{0,9598} = 28,13.$$

За даними табл. 3.14 знаходимо: $Y_{F2} = 3,65$; $Y_{F1} = 3,56$. Для визначення коефіцієнта $K_{F\beta}$ знаходимо значення коефіцієнта ψ_d

$$\psi_d = \frac{b}{d_{m1}} = \frac{47}{88,83} = 0,53; \quad K_{F\beta} = 1,32.$$

(див. табл. 3.8). Значення динамічного коефіцієнта знаходимо за даними табл. 3.9.

Визначаємо напруження згину для колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{3301,73 \cdot 1,32 \cdot 1,4 \cdot 3,65}{3,83 \cdot 47 \cdot 0,85} = 145,55 \text{ МПа}.$$

Міцність за напруженням згину для шестірні

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} = 145,55 \frac{3,56}{3,65} = 141,96 \text{ МПа}.$$

Отже, міцність щодо напружень згину для колеса і шестірні забезпечується, оскільки розрахункові напруження згину не перевищують допустимі: $[\sigma_{F1}] = 211,43$ МПа; $[\sigma_{F2}] = 168$ МПа.

Розділ 4

РОЗРАХУНОК ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ

Вихідні дані для розрахунку: крутний момент на колесі T_2 (Н·м); кутова швидкість ω_2 ($с^{-1}$); передаточне число u, термін експлуатації передачі (ресурс) L_h (год).

4.1. Вибір матеріалу черв'яка і колеса

Для черв'яків застосовують ті самі марки сталей, що і для зубчастих коліс (див. табл. 3.1).

Термічне оброблення — поліпшення до твердості ≤ НВ 350 застосовують для передачі малої потужності (до 1 кВт) і порівняно малого терміну роботи.

Для передач великої потужності за тривалої їх роботи, з метою підвищення ККД застосовують загартування до ≥ HRC 45, шліфування і полірування витків черв'яка.

Матеріали для черв'ячних коліс умовно ділять на три групи залежно від швидкості ковзання.

Група I. Олов'янисті бронзи, які застосовуються за швидкості ковзання $v_s \geq 5$ м/с.

Група II. Безолов'янисті бронзи і латуні, які застосовуються за швидкості ковзання $v_s = 2…5$ м/с.

Група III. М'які сірі чавуни, які застосовуються за швидкості ковзання $v_s < 2$ м/с.

Оскільки вибір матеріалу для колеса залежить від швидкості ков-зання, то попередньо визначають очікувану швидкість ковзання, м/с:

$$v_s = \frac{4,3\omega_2 u}{10^3}\sqrt[3]{T_2},$$

де ω_2 — кутова швидкість черв'ячного колеса; T_2 — в Н·м.

Потім за табл. 4.1 вибирають матеріал для вінця черв'ячного колеса.

Таблиця 4.1

Група матеріалу	Матеріал вінця колеса та швидкість ковзання	Метод лиття*	Механічні характеристики, МПа		
			$\sigma_в$	$\sigma_{пл}$	$\sigma_{в\ зг}$
I	Бр.ОФ10-1 ($v_s \le 25$ м/с)	З М	230 245	140 195	–
	Бр.ОНФ10-1-1 ($v_s \le 35$ м/с)	В	290	170	
	Бр.ОЦС6-6-3 ($v_s \le 12$ м/с)	З М	180 200	90	
	Бр.ОЦС5-5-5 ($v_s \le 25$ м/с)	В	220		
II	Бр.А39-4 ($v_s \le 5$ м/с)	З М В	400 500 500	200	–
	Бр.А3Н10-4-4 ($v_s \le 5$ м/с)	М В	600 600		
	ЛА3Мц66-6-3-2 ($v_s \le 5$ м/с)	З М В	600 650 700	240	
	ЛМцС58-2-2 ($v_s \le 5$ м/с)	З	340	140	
III	СЧ12 СЧ15 СЧ18 ($v_s < 2$ м/с)	З	– – –	– – –	280 320 360

Примітка: *метод лиття: З — у землю; М — у металеву форму; В — відцентровий: $\sigma_в$ — границя міцності; $\sigma_{пл}$ — границя плинності; $\sigma_{в\ зг}$ — границя міцності згину.

4.2. Допустимі контактні та згинальні напруження

Допустимі контактні та згинальні напруження для матеріалів вінця колеса обчислюємо за емпіричними формулами залежно від матеріалу зубів колеса, твердості витків черв'яка, швидкості ковзання в зачепленні v_s, ресурсу та характеру навантаження.

Для безолов'янистих бронз (марок БрА) та чавунів допустимі контактні напруження визначаємо з умови опору заїданню:

– для бронз $[\sigma_{\text{Н}}]=(250...300)-25v_s$;

– для чавунів $[\sigma_{\text{Н}}]=175-35v_s$.

Для олов'янистих бронз допустимі контактні напруження визначаємо з умови опору втомному викришуванню робочих поверхонь зубів колеса

$$[\sigma_{\text{Н}}]=\sigma_{\text{Н0}}K_{HL}C_v,$$

де $\sigma_{\text{Н0}}$ — границя контактної витривалості за базового числа 10^7 циклів зміни напружень $\sigma_{\text{Н0}}=(0,75...0,9)\sigma_{\text{в}}$; $\sigma_{\text{в}}$ — границя міцності бронзи під час розтягання (табл. 4.1).

Беремо коефіцієнт 0,75 для черв'яків, якщо ≤ НВ 350; 0,9 — для черв'яків якщо ≥ HRC 45; $K_{HL}=\sqrt[8]{\dfrac{10^7}{N_{\text{Н}}}}$ — коефіцієнт довговічності для розрахунку на контактну міцність; $N_{\text{Н}}$ — число циклів навантаження зубів черв'ячного колеса за весь термін експлуатації.

Якщо $N_{\text{Н}} > 25\cdot10^7$, то беремо $N_{\text{Н}} = 25 \cdot 10^7$; C_v — коефіцієнт, який залежить від інтенсивності зношування зубів колеса залежно від швидкості ковзання v_s (табл. 4.2).

Таблиця 4.2

Швидкість ковзання v_s, м/с	5	6	7	≥ 8
Коефіцієнт C_v	0,95	0,88	0,83	0,8

Знаходимо число циклів навантаження черв'ячного колеса за весь термін експлуатації $N_{\text{Н}}=60n_2t$, де n_2 — частота обертання вала черв'ячного колеса; t — термін експлуатації передачі; $t=L_{\text{р}}365K_{\text{р}}24K_{\text{д}}$.

Коефіцієнт довговічності обмежується значеннями

$$0,67 \le K_{HL} < 1,15.$$

Наведені дані для визначення коефіцієнта K_{HL} для передач, які працюють із постійним навантаженням. У разі дії змінного навантаження, заданого графіком, необхідно визначити еквівалентну кількість циклів зміни напружень:

$$N_{HE}=N_{\text{Н}}K_{HE},$$

де K_{HE} — коефіцієнт зведення змінного навантаження до постійного (як і для зубчастої передачі)

$$K_{HE} = \sum \frac{t_i}{t}\left(\frac{T_i}{T}\right)^4, \text{тоді } K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}.$$

Коефіцієнт K_{HL} обмежується тими самими значеннями, що й у випадку постійного навантаження. Допустиме напруження згину $[\sigma_F]$ для матеріалів черв'ячних коліс визначають за формулами, наведеними в табл. 4.3.

Таблиця 4.3

Матеріал вінця колеса	Нереверсивна передача	Реверсивна передача
Бронза	$[\sigma_F] = (0,08\sigma_в + 0,25\sigma_т)K_{FL}$	$[\sigma_F] = 0,16\sigma_в K_{FL}$
Чавун	$[\sigma_F] = 0,12\sigma_{в\,зг} K_{FL}$	$[\sigma_F] = 0,075\sigma_{в\,зг} K_{FL}$

Необхідно врахувати, що в нереверсивній передачі зуби колеса працюють в одному напрямку. Такими передачами є приводи конвеєрів, транспортерів тощо. У реверсивних передачах зуби колеса працюють у двох напрямках. До них належать приводи механізмів піднімання, переміщення та повороту.

Коефіцієнт довговічності за згинання визначають за формулою

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_F}},$$

де N_F — кількість циклів зміни напружень за весь термін експлуатації передачі. Тобто $N_F = N_H$.

Якщо $N_F \geq 25 \cdot 10^7$, то беруть $N_F = 25 \cdot 10^7$ і тоді $K_{FL}\min = 0,543$. Якщо $N_F < 10^6$, то беруть $N_F = 10^6$ і тоді $K_{FL}\max = 1$.

Тобто коефіцієнт довговічності знаходиться в межах

$$0,543 \leq K_{FL} \leq 1.$$

Наведені дані для визначення коефіцієнтів K_{HL} і K_{FL} відносяться до передач, що працюють з постійним навантаженням. За змінного навантаженні визначають еквівалентну кількість зміни напружень:

$$N_{FE} = N_F K_{FL},$$

де K_{FL} — коефіцієнт зведення змінного навантаження до постійного і визначається за залежністю

$$K_{FL} = \sum \frac{t_i}{t}\left(\frac{T_i}{T}\right)^9.$$

Тоді коефіцієнт довговічності при згинанні визначається за формулою

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}.$$

З врахуванням обмежень за максимумом та мінімумом беруть кінцеве значення K_{FL}.

Визначаємо міжосьову відстань черв'ячної передачі:

$$a_w \geq \left(\frac{z_2}{q}+1\right)\sqrt[3]{\left(\frac{170}{\frac{z_2}{q}[\sigma]_{\text{H}}}\right)^2 T_2 K_{\text{H}}},$$

де z_2 — кількість зубів колеса; q — коефіцієнт діаметра черв'яка, мінімальне значення якого $q_{\min} = 0{,}212\ z_2$.

Коефіцієнт діаметра черв'яка вибираємо зі стандартного ряду:
7,1; 8,0; 9,0; 10,0; 11,2; 12,5; 14,0; 16,0; 18,0; 20,0; 22,4; 25,0.

Коефіцієнт навантаження K_{H} визначаємо за формулою

$$K_{\text{H}} = K_\beta K_v,$$

де K_β — коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження за довжиною контактної лінії і залежить від характеру зміни навантаження і деформації черв'яка; K_v — коефіцієнт динамічного навантаження, що виникає в зачепленні.

Значення коефіцієнта K_β розраховують за формулою

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{z_2}{\Theta}\right)^3 (1 - x),$$

де Θ — коефіцієнт деформації черв'яка, що визначають за даними табл. 4.4; x — допоміжний коефіцієнт, який залежить від характеру зміни режиму навантаження передачі.

Таблиця 4.4

Кількість заходів черв'яка z_1	Значення коефіцієнта Θ залежно від коефіцієнта діаметра черв'яка q					
	8	10	12,5	14	16	20
1	72	108	154	176	225	248
2	57	86	121	140	171	197
4	47	70	98	122	137	157

Для розрахунків, коли не потрібна особлива точність, можна за постійного навантаження вважати $x = 1$; за незначних коливань навантаження $x \approx 0{,}6$; у разі великих коливаннях навантаження $x \approx 0{,}3$.

Якщо характер зміни навантаження задано графічно, то допоміжний коефіцієнт

$$x = \frac{\sum T_i t_i}{T_{\max} \sum t_i}.$$

Коефіцієнт K_v залежить від точності виготовлення передачі та швидкості ковзання v_s. Для редукторів загального призначення в основному призначають сьомий та восьмий ступені точності. Значення коефіцієнта K_v визначають за табл. 4.5.

Таблиця 4.5

Ступінь точності	Значення коефіцієнта K_v за швидкості ковзання v_s, м/с			
	До 1,5	1,5…3	3…7,5	7,5…12
7	1,0	1,0	1,1	1,2
8	1,15	1,25	1,4	–
9	1,25	–	–	–

Отримане значення a_w заокруглюємо до найближчого стандартного значення: 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 126; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500 мм.

Визначаємо основні параметри передачі. Кількість зубів $z_2 = z_1 u$, де z_1 — кількість заходів черв'яка, знаходимо за табл. 4.6.

Таблиця 4.6

Передаточне відношення черв'ячної передачі *u*	8…14	15…30	Більше 30
Кількість заходів черв'яка z_1	4	2	1

Знаходимо модуль передачі $m = \frac{2a_w}{q + z_2}$. Розрахункове значення модуля заокруглюємо до стандартного (табл. 4.7).

Таблиця 4.7

m, мм	2,5; 3,15; 4; 5	6,3; 8; 10; 12,5	10
q	8;10;12,5; 14; 16; 20	8;10;12,5; 14; 16; 20	8;10;12,5; 16

Уточнюємо міжосьову відстань (мм) для стандартних значень m і q:

$$a_w = \frac{m(q + z_2)}{2}.$$

Визначаємо коефіцієнт зміщення інструменту

$$x = \left(\frac{a_w}{m} \right) - 0,5(q + z_2).$$

Якщо за розрахунком коефіцієнт зміщення виходить за межі $-1 \le x \le 1$, то змінюємо значення a_w, q або z_2.

Фактичне передаточне відношення

$$u_ф = \frac{z_2}{z_1}.$$

Відхилення $u_ф$ від заданого значення передаточного відношення не повинно перевищувати:

$$\Delta u = \frac{\left| u_ф - u \right|}{u} \cdot 100 \le 4\%.$$

Визначаємо геометричні розміри черв'яка і колеса

Розміри черв'яка:

– ділильний діаметр черв'яка $d_1 = mq$;

– діаметр вершин витків черв'яка $d_{a1} = d_1 + 2m$;

– діаметр западин витків черв'яка $d_{f1} = d_1 - 2{,}4m$;

– довжина нарізної частини черв'яка:

$$b_1 \geq (11 + 0{,}06z_2)m \text{ (якщо } z_1 = 1; 2);$$

$$b_1 \geq (12{,}5 + 0{,}09z_2)m \text{ (якщо } z_1 = 4).$$

Із технологічних міркувань за твердості ≥ HRC 45 довжину b_1 для виходу шліфувального круга збільшують приблизно на $3m$.

Ділильний кут підняття лінії витка черв'яка

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{z_1}{q}, \quad \psi = \operatorname{arctg}\frac{z_1}{q}.$$

Розміри черв'ячного колеса:

– ділильний діаметр черв'ячного колеса $d_2 = mz_2$;

– діаметр кола вершин зубів черв'ячного колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x);$$

– діаметр кола западин зубів черв'ячного колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1{,}2 - x);$$

– найбільший діаметр черв'ячного колеса

$$d_{a\text{H}2} = d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}.$$

Ширина вінця черв'ячного колеса:

$$b_2 \leq 0{,}75d_{a1} \text{ (якщо } z_1 = 1 \text{ і } 2);$$

$$b_2 \leq 0{,}67d_{a1} \text{ (якщо } z_1 = 4).$$

Фактична швидкість ковзання в зачепленні

$$v_s = \frac{v_1}{\cos\psi},$$

де v_1 — колова швидкість черв'яка (м/с), що визначається за формулою $v_1 = \dfrac{\pi d_1 n_1}{60}$.

Визначаємо ККД передачі

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho')},$$

де ρ' — кут тертя, який знаходять за даними табл. 4.8.

Таблиця 4.8

Швидкість ковзання v_s, м/с	Кут тертя ρ'	Швидкість ковзання v_s, м/с	Кут тертя ρ'
0,1	4° 30′…5° 10′	2,5	1°40′…2° 20′
0,5	3° 10′…3° 40′	3	1°30′…2°00′
1,0	2° 30′…3° 10′	4	1° 20′…1° 40′
1,5	2° 20′…2° 50′	7	1° 00′…1° 30′
2,0	2° 00′…2° 30′	10	0°55′…1° 20′

Вибираючи кут тертя ρ', слід врахувати, що менші значення ρ' мають передачі з вінцем колеса з олов'янистої бронзи, більші значення ρ' — передачі з вінцем колеса з безолов'янистої бронзи або чавуна.

Визначаємо сили в зачепленні черв'ячної передачі. Колова сила на колесі дорівнює осьовій силі на черв'яку:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}.$$

Колова сила на черв'яку дорівнює осьовій силі на колесі:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{F_{t2} z_1}{q\eta}.$$

Радіальна сила на черв'яку і колесі (якщо $\alpha = 20°$)

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2}\operatorname{tg}\alpha.$$

Колова швидкість (м/с)колеса $v_2 = 0{,}5\omega_2 d_2$.

Перевірка зубів колеса за контактними напруженнями. Умова міцності:

$$\sigma_{\text{H}} = 340\sqrt{\frac{F_{t2} K_{\text{H}}}{d_1 d_2}} \le [\sigma_{\text{H}}],$$

де d_1 і d_2 — ділильні діаметри черв'яка і колеса, $K_{\text{Н}}$ — коефіцієнт навантаження, $K_{\text{Н}} = 1$, якщо $\upsilon_2 \le 3$ м/с; $K_{\text{Н}} = 1{,}1\ldots1{,}3$, якщо $\upsilon_2 > 3$ м/с, де υ_2 — колова швидкість колеса.

Перевірка зубів колеса за напруженнями згину. Розрахункове напруження згину:

$$\sigma_F = 0{,}7 Y_{F2} \frac{F_{t2} K_F}{b_2 m} \le [\sigma_F],$$

де K_F — коефіцієнт навантаження; $K_F = K_{\text{Н}}$.

Коефіцієнт форми зуба колеса Y_{F2} беремо за даними табл. 4.9 залежно від еквівалентної кількості зубів колеса, яку знаходимо за формулою

$$z_{E2} = \frac{z_2}{\cos^3 \psi}.$$

Таблиця 4.9

z_{E2}	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_{F2}	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

Тепловий розрахунок редуктора. Визначаємо температуру масла в корпусі редуктора за безперервної роботи без штучного охолодження за формулою

$$t_{\text{м}} = t_{\text{п}} + \frac{P_1(1-\eta)}{K_{\text{т}} A} \le [t_{\text{м}}],$$

де $t_{\text{п}}$ — температура повітря за корпусом редуктора; $K_{\text{т}}$ — коефіцієнт тепловіддачі, $K_{\text{т}} = 9\ldots17$ Вт/(м$^2\cdot$ °С) (більші значення беремо для нормальних умов охолодження); A — площа поверхні корпусу редуктора, крім поверхні днища.

У цехових умовах $t_{\text{п}} = 20$°С; P_1 — потужність на черв'яку, Вт;

$$P_1 = \frac{T_2 \omega_2}{\eta}.$$

Розміри стінок корпусу можна взяти з ескізної схеми. Приблизно поверхню охолодження корпусу вибираємо залежно від міжосьової відстані передачі за табл. 4.10.

Таблиця 4.10

a_w, мм	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280
A, м^2	0,19	0,24	0,36	0,43	0,54	0,67	0,8	1,0	1,2	1,4

Значення $[t_м]$ залежить від марки масла, як правило беруть $[t_м]$ = 80…95°С. Якщо в результаті вийде, що $t_м > [t_м]$, то необхідно збільшити площу охолодження A, застосовуючи охолоджувальні ребра, або виконати штучне охолодження (повітряне, водяне, циркуляційна система змащування).

Приклад 4.1. Розрахунок черв'ячної передачі.

Розрахувати черв'ячну передачу редуктора за такими даними: потужність на валу черв'яка P_1 = 7,5 кВт; кутова швидкість ω_1 = =150 рад/с; передаточне відношення u = 24; передача нереверсивна; режим навантаження — легкий; термін експлуатації передачі t = =10 000 год. (Завдання 5, 8, 9).

Розв'язання

Визначаємо параметри навантаження черв'ячної передачі.

Потужність на веденому валу передачі

$$P_2 = P_1\eta = 7,5 \cdot 0,8 = 6\text{кВт},$$

де η = 0,8 — ККД черв'ячної передачі, кутова швидкість веденого вала $\omega_2 = \dfrac{\omega_1}{u} = \dfrac{150}{24} = 6,25$ рад/с.

Крутні моменти на ведучому і веденому валах передачі

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{7,5 \cdot 10^3}{150} = 50\,\text{Н} \cdot \text{м}, \qquad T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{6 \cdot 10^3}{6,25} = 960\ \text{Н} \cdot \text{м}.$$

Орієнтовна швидкість ковзання в зачепленні

$$v_s = \frac{4,3\omega_2 u}{10^3}\sqrt[3]{T_2} = \frac{4,3 \cdot 6,25 \cdot 24}{10^3}\sqrt[3]{960} = 6,36\ \text{м/с}.$$

Сумарна кількість циклів навантаження зубів колеса за весь термін експлуатації

$$N_{\text{Н}2} = 60 n_2 t = 60 \cdot 59,71 \cdot 10000 = 35,8 \cdot 10^6.$$

Для легкого режиму роботи за коефіцієнта зведення змінного навантаження до постійного K_{HE} = 0,125 за табл. 4.11 еквівалентна кількість циклів навантаження зубів

$N_{HE2} = N_{H2}K_{HE} = 35{,}8 \cdot 10^6 \cdot 0{,}125 = 4{,}47 \cdot 10^6$, тоді $N_{FE} = N_{HE2}$.

Таблиця 4.11

Типові режими навантаження	K_{HE}	K_{FE}, якщо значення m	
		6	9
Постійний	1,0	1,0	1,0
Важкий	0,5	0,3	0,2
Середній рівновірогідний	0,25	0,14	0,1
Середній нормальний	0,18	0,06	0,04
Легкий	0,125	0,038	0,016
Особливо легкий	0,06	0,013	0,004

Матеріали для виготовлення черв'яка та черв'ячного колеса. Для виготовлення черв'яка беремо леговану сталь 40Х, ТО — загартування, твердість H_1 = 45...55HRC; робочі поверхні витків шліфовані.

Для вінця черв'ячного колеса зі швидкістю ковзання v_S = 6,36 м/с беремо олов'яну бронзу Бр010Ф1 (відливання в кокіль) за такими характеристиками (див. табл. 4.1): границя міцності $\sigma_в$ = 245 МПа, границя плинності $\sigma_{пл}$ = 195 МПа.

Допустимі напруження. Для розрахунку на контактну втому активних поверхонь зубів черв'ячних коліс, виготовлених з олов'яністих бронз, допустиме контактне напруження визначаємо за формулою

$$[\sigma_H] = \sigma_{H0} C_v K_{HL},$$

де σ_{H0} — границя контактної витривалості для бази випробувань; $N_{H0} = 10^7$; K_{HL} — коефіцієнт довговічності; C_v — коефіцієнт інтенсивності спрацювання зубів; σ_{H0} — залежить від границі міцності $\sigma_в$

σ_{H0} = (0,75...0,9); $\sigma_в$ = (0,75...0,9)245 = (183,75...220,5) МПа.

Остаточно беремо σ_{H0} = 200 МПа.

Якщо швидкість ковзання v_S = 6,36 м/с, то за табл. 4.2 значення коефіцієнта — C_v = 0,88.

Коефіцієнт довговічності визначаємо за співвідношенням

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{4,47 \cdot 10^6}} = 1,1.$$

Коефіцієнт довговічності обмежується значеннями

$$0,67 \le K_{HL} < 1,15, \text{ беремо } K_{HL} = 1,1.$$

Тоді допустиме контактне напруження

$$[\sigma]_H = 200 \cdot 0,88 \cdot 1,1 = 193,6 \text{ МПа}.$$

Допустиме напруження на згин визначають за формулою $[\sigma_F] = \sigma_{F0} K_{FL}$, де σ_{F0} — границя витривалості на згин для бази випробувань $N_{F0} = 10^6$; K_{FL} — коефіцієнт довговічності при розрахунку на згин.

Для нереверсивного навантаження визначаємо

$$\sigma_{F0} = 0,08\sigma_в + 0,25\sigma_{пл} = 0,08 \cdot 245 + 0,25 \cdot 195 = 68,35 \text{МПа}.$$

Визначаємо коефіцієнт довговічності

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{4,47 \cdot 10^6}} = 0,85.$$

Ураховуючи обмеження $0,54 \le K_{FL} \le 1$, беремо $K_{FL} = 0,85$.

Тоді допустиме напруження на згин

$$[\sigma]_F = 68,35 \cdot 0,85 = 58,09 \text{ МПа}.$$

Визначаємо мінімальну міжосьову відстань черв'ячної передачі

$$a_w \ge \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{\frac{z_2}{q}[\sigma]_H} \right)^2 T_2 K_H},$$

де z_2 — кількість зубів колеса; q — коефіцієнт діаметра черв'яка, мінімальне значення якого $q_{min} = 0,212\, z_2$.

Якщо передаточне відношення $u = 24$, кількість заходів нарізки черв'яка беремо $z_1 = 2$. Тоді кількість зубів черв'ячного колеса $z_2 = z_1 u = 2 \cdot 24 = 48$.

Коефіцієнт діаметра черв'яка при $q_{min} = 0,212 \cdot 48 = 10,176$ беремо зі стандартного ряду $q = 10$.

Коефіцієнт навантаження визначаємо за формулою

$$K_{\text{Н}} = K_{\beta} K_{v},$$

де K_{β} — коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження за довжиною контактної лінії; K_{v} — коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, що виникає в зачепленні.

Значення коефіцієнта K_{β} розраховуємо за формулою

$$K_{\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\Theta} \right)^3 (1 - x),$$

де Θ — коефіцієнт деформації черв'яка, що визначаємо за табл. 4.4: Θ = 86; x — допоміжний коефіцієнт, який можна брати для легкого режиму навантаження передачі x = 0,6

$$K_{\beta} = 1 + \left(\frac{48}{86} \right)^3 (1 - 0,6) = 1,07.$$

Значення коефіцієнта K_{v} визначаємо за табл. 4.5.

Якщо ступінь точності — 7, беремо K_{v} = 1,1.

Знаходимо значення коефіцієнта навантаження

$$K_{\text{Н}} = K_{\beta} K_{v} = 1,07 \cdot 1,1 = 1,18.$$

Мінімальна міжосьова відстань черв'ячної передачі

$$a_{w_2} \geq \left(\frac{48}{10} + 1 \right) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{\frac{48}{10} 193,6} \right)^2 960 \cdot 10^3 \cdot 1,18} = 194,84 \text{ мм}$$

Визначаємо модуль черв'ячної передачі за формулою

$$m = \frac{2a_w}{q + z_2} = \frac{2 \cdot 194,84}{10 + 48} = 6,72 \text{ мм}.$$

За стандартом вибираємо m = 8 мм, якому відповідає q = 10 (див. табл. 4.7). Після вибору стандартних значень m і q потрібно обчислити фактичне значення міжосьової відстані, що відповідає таким параметрам:

$$a_w = \frac{m(q+z_2)}{2} = \frac{8(10+48)}{2} = 232 \text{ мм.}$$

Визначаємо геометричні розміри черв'яка і черв'ячного колеса:

– ділильний діаметр черв'яка $d_1 = mq = 8 \cdot 10 = 80$ мм ;

– діаметр вершин витків черв'яка

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 80 + 2 \cdot 8 = 96 \text{ мм} ;$$

– діаметр западин витків черв'яка

$$d_{f1} = d_1 - 2{,}4m = 80 - 2{,}4 \cdot 8 = 60{,}8 \text{ мм} ;$$

– довжину нарізної частини черв'яка

$$b_1 \geq (11 + 0{,}06z_2)m + 3m = (11 + 0{,}06 \cdot 48)8 + 3 \cdot 8 = 135 \text{ мм} ;$$

– ділильний діаметр черв'ячного колеса

$$d_2 = mz_2 = 8 \cdot 48 = 384 \text{ мм} ;$$

– діаметр вершин зубів черв'ячного колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 384 + 2 \cdot 8 = 400 \text{ мм} ;$$

– діаметр западин зубів черв'ячного колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2{,}4m = 384 - 2{,}4 \cdot 8 = 364{,}8 \text{ мм} ;$$

– ширину вінця черв'ячного колеса

$$b_2 \leq 0{,}75 d_{a1} = 0{,}75 \cdot 96 = 72 \text{ мм} ;$$

– найбільший діаметр черв'ячного колеса

$$d_{a\text{H}2} = d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 400 + \frac{6 \cdot 8}{2 + 2} = 412 \text{ мм} ;$$

– ділильний кут підняття витка черв'яка

$$\text{tg}\gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{2}{10} = 0{,}2 ; \gamma = 11°18' ;$$

– швидкість ковзання в зачепленні

$$v_S = \frac{0{,}5\omega_1 d_1}{\cos\gamma} = \frac{0{,}5 \cdot 150 \cdot 80 \cdot 10^{-3}}{0{,}9806} = 6{,}12 \text{ м/с} ;$$

– ККД черв'ячної передачі $\eta = \dfrac{\text{tg}\gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho')}$,

де ρ' — кут тертя, який беруть залежно від швидкості ковзання з табл. 4.8: $\rho' = 1°$,

$$\eta = \frac{\text{tg}11^o18'}{\text{tg}(11^o18' + 1^o)} = 0{,}91 .$$

Визначаємо сили в черв'ячному зачепленні:

– колова сила на колесі дорівнює осьовій силі на черв'яку

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 960 \cdot 10^3}{384} = 5000 \text{ Н};$$

– колова сила на черв'яку дорівнює осьовій силі на колесі:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 50 \cdot 10^3}{80} = 1250 \text{ Н};$$

– радіальна сила на колесі дорівнює силі на черв'яку:

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \text{tg}\alpha = 1820 \text{ Н}.$$

Перевірка зубів колеса за контактними напруженнями. Розрахункове контактне напруження визначаємо за формулою:

$$\sigma_{\text{Н}} = 340 \sqrt{\frac{F_{t2} K_{\text{Н}}}{d_1 d_2}} \le [\sigma_{\text{Н}}],$$

$$\sigma_{\text{Н}} = 340 \sqrt{\frac{5000 \cdot 1{,}18}{80 \cdot 384}} = 149 < [\sigma_{\text{Н}}] = 193{,}6 \text{ МПа}.$$

Отже, контактну міцність зубів колеса забезпечено.

Перевірка зубів колеса за напруженнями згину. Розрахункове напруження при згині визначаємо за формулою

$$\sigma_F = 0{,}7 \frac{F_{t2} K_F Y_{F2}}{b_2 m} \le [\sigma_F],$$

де K_F — коефіцієнт навантаження, беремо $K_F = K_{\text{Н}} = 1{,}18$; Y_{F2} — коефіцієнт форми зубів, який беруть залежно від еквівалентної кількості зубів черв'ячного колеса:

$$z_{E2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{48}{0{,}98^3} = 51.$$

За даними табл. 4.9 знаходимо значення коефіцієнта $Y_{F2} = 1{,}45$;

$$\sigma_F = 0{,}7 \frac{5000 \cdot 1{,}18 \cdot 1{,}45}{72 \cdot 8} = 10{,}4 \text{ МПа},$$

що менше $[\sigma_F] = 58{,}09$ МПа.

Розрахункові напруження згину виявляються значно нижчими від допустимих, тому навантажувальна здатність закритих черв'ячних передач обмежується контактною міцністю.

Тепловий розрахунок редуктора. Визначаємо температуру масла в корпусі редуктора за безперервної роботи без штучного охолодження за формулою

$$t_{\text{м}} = t_{\text{п}} + \frac{P_1(1-\eta)}{K_{\text{т}}A} \le [t_{\text{м}}],$$

де $t_{\text{п}}$ — температура повітря за корпусом редуктора.

У цехових умовах $t_{\text{п}}$ = 20 °С; потужність на валу черв'яка P_1 = 7,5 кВт; беремо коефіцієнт тепловіддачі $K_{\text{т}}$ = 17 Вт/(м^2·°С); площа поверхні корпусу редуктора A = 1,1 м^2 (див. табл. 4.10).

$$t_{\text{м}} = t_{\text{п}} + \frac{P_1(1-\eta)}{K_{\text{т}}A} = 20 + \frac{7{,}5\cdot 10^3(1-0{,}91)}{17\cdot 1{,}1} = 56\ ^{\text{o}}\text{C},$$

де $t_{\text{м}}$ = 56 °С < σ[$t_{\text{м}}$] = 80...95 °С, що задовольняє умовам експлуатації.

Розділ 5

КОМПОНУВАННЯ ЗУБЧАСТИХ І ЧЕРВ'ЯЧНИХ РЕДУКТОРІВ

Після виконання проектних та перевірних розрахунків зубчастих та черв'ячних передач виконується перший етап компонування редуктора. На цьому етапі заздалегідь визначають діаметри вихідних кінців валів з умови міцності на кручення за заниженими допустимими напруженнями:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}},$$

де T — крутний момент, Н·мм; $[\tau]$ — допустиме напруження при крученні; для редукторних валів $[\tau]$ = 15…30 МПа.

Менші значення з цього діапазону беруть для швидкохідних валів, а більші — для тихохідних. Якщо вхідний вал редуктора з'єднується із електродвигуном, то з урахуванням результатів розрахунку $d = (0,8...1,2)d_{дв}$, де $d_{дв}$ — діаметр вала електродвигуна. Найбільш раціонально брати $d = d_{дв}$, що полегшує монтаж муфт.

Отримані значення діаметра заокруглюють до найближчого із стандартного ряду:10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 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; 140; 150; 160.

Після цього попередньо розробляють конструкцію вала. Як правило, вали проектують ступінчастими для зручності монтажу на них деталей. Діаметри ділянок вала в разі потреби посадки на вал підшипників кочення, зубчастих коліс призначають із конструктивних міркувань. У циліндричних прямозубих і косозубих редукторах вали встановлюють здебільшого на кулькових радіальних підшипниках. Внутрішній діаметр підшипника підбирають за заокругленим (до нуля або п'яти) орієнтовним діаметром вала. Для вхідного вала можна використовувати підшипники середньої серії, для вихідного (тихохідного) вала — легкої серії.

Підшипники у корпусі редуктора розміщують залежно від способу вибору мащення. За колової швидкості коліс 15 м/с $\geq v \geq$

≥ 3…4 м/с відбувається надійне змащування за рахунок розбризкування мастила в редукторі.

За швидкості $v \geq 5$ м/с підшипники встановлюють так, щоб їх внутрішні торці розміщувалися на глибині посадкового отвору на відстані 3…5 мм від внутрішньої поверхні стінки редуктора, а за швидкостях v = 3…5 м/с для полегшення потрапляння мастила в підшипник — урівень зі стінкою. Якщо колова швидкість $v < 3$ м/с, підшипники змащують консистентним мастилом, яке закладається в камеру підшипника. У цьому випадку підшипник установлюють в глибину отвору на відстані $l = \delta$ для монтажу мазеутримувальних кілець. У черв'ячних редукторах переважно черв'яки встановлюють у кулькових радіально-упорних підшипниках, а вали черв'ячних коліс у роликових радіально-упорних підшипниках.

Основними етапами компонування редуктора є: конструювання валів і сполучень з насадженими деталями; вибір підшипників кочення і конструювання підшипникових вузлів; визначення розмірів корпусу, кінцеве оформлення компонувального креслення (на міліметрівці); підбір шпонок і перевірка їх на міцність; підбір допоміжних деталей і елементів (болти, штифти).

Приклад 5.1. Розрахувати вихідний вал конічно-циліндричного редуктора (див. рис. 2.1). Із попередніх розрахунків: крутний момент на валу T = 1748 Н м, кутова швидкість ω = 4,8 сек$^{-1}$. Сили в косозубому зачепленні: колова F_t = 10874 Н, радіальна F_r = 4123 Н; осьова F_a = 3262 Н.

Розв'язання

Проектний розрахунок вала

Матеріал вала приймаємо сталь 45, термічна обробка — нормалізація $\sigma_в$ = 570 МПа $\sigma_{пл}$ = 290 МПа. Визначаємо орієнтовне значення мінімального діаметра вала

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{T}{0{,}2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{1748 \cdot 10^3}{0{,}2 \cdot 30}} = 66{,}3 \text{ мм}.$$

Враховуючи тихохідність вала приймаємо [τ] =30 МПа. Із врахуванням шпонкового пазу визначаємо діаметр вихідного кінця вала

$d_1 = (1{,}05…1{,}1)\, d_{\min} = (1{,}05…1{,}1)66{,}3 = 69{,}62…72{,}93$ мм.

Приймаємо d_1 = 70 мм за стандартним рядом.

Для визначення діаметрів ділянок вала та їх довжин необхідно викреслити ескізну компоновку конструкції вала.

Конструкція вала наведена на рис. 5.1.

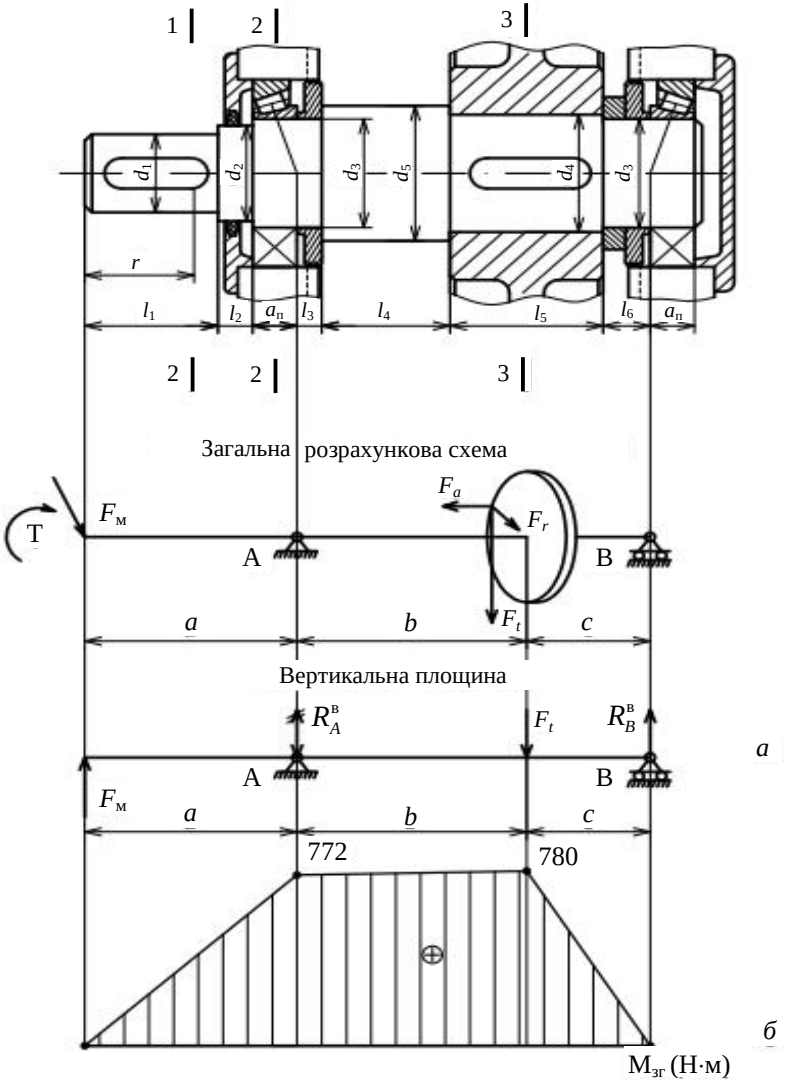


Рис. 5.1. Конструкція вхідного вала, розрахункові схеми та епюри згинального і крутного моментів
(див. також с. 68)

Горизонтальна площина

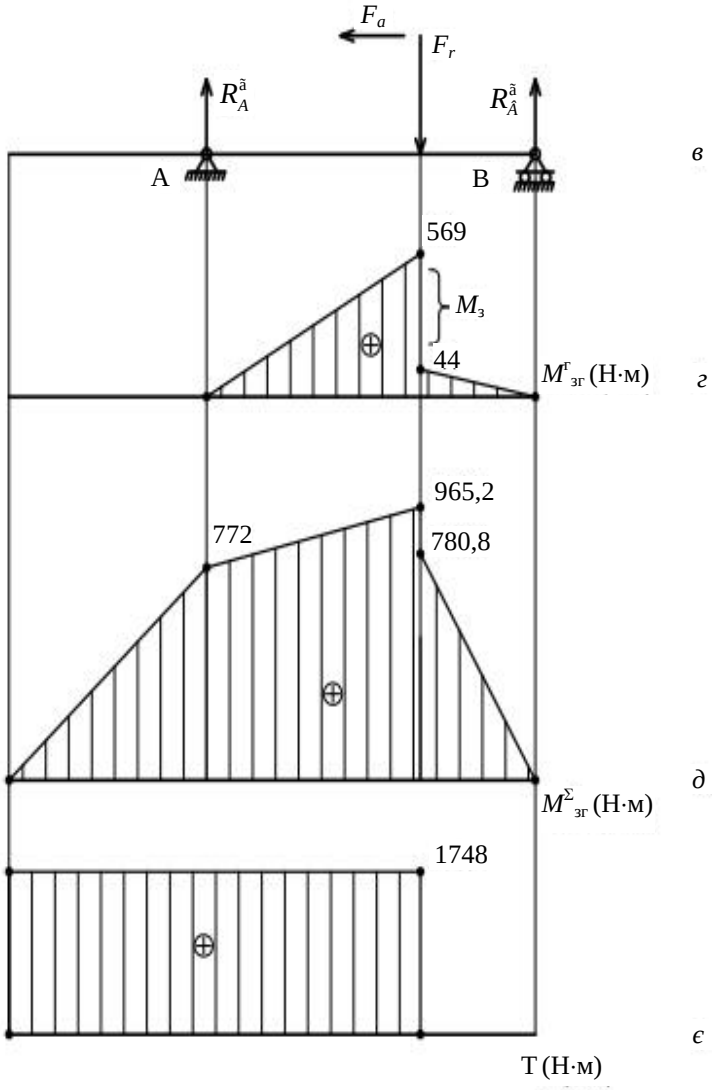


Рис. 5.1. (Закінчення)

Із ескізної компоновки маємо:

d_2 = 75 мм для стандартного манжетного ущільнення:

d_3 = 80 мм для підшипників кочення;

d_4 = 85 мм діаметр вала під зубчастим колесом;

d_5 = 90 мм діаметр вала для упору колеса.

Попередньо приймаємо підшипники роликові конічні № 7216, d = 80 мм, D = 140 мм C = 112 кН; C_0 = 95,2 кН; e = 0,42; T = 28,25 мм; B = 26 мм. Із ескізної компоновки на міліметровому папері вимірюванням визначаємо відстані між деталями:

$$l_1 = l_{\text{півмуфти}}.$$

Приймаємо муфту пружну втулково-пальцеву МПВП 1-70 для якої $T_р = T \cdot к$, де $к$ — коефіцієнт режиму роботи, приймаємо $к$ — 1,15. Тоді $T_р = 1748 \cdot 1,15 = 2010,2$ Н.

Приймаємо МПВП1-70 T = 2000 Нм, D = 250 мм, $l_{\text{півмуфти}}$ = 140 мм, $l_2 = 10 + 16 = 26$ мм, l_3 = 12 мм, $l_4 = 75 + 10 + 10 = 95$ мм, l_5 = 110 мм, $l_6 = 5 + 12 = 17$ мм.

$$a_{\text{п}} = \frac{\text{T}}{2} + \frac{(d+D)}{6}e = \frac{28,25}{2} + \frac{(80+140)}{6}0,42 = 29,53 \text{ мм}.$$

де $a_{\text{п}}$ — відстань між точкою прикладення реакції і широким торцем зовнішнього кільця підшипника.

$$a = l_1 + l_2 + a_{\text{і}} = 140 + 25 + 29,53 = 195,53 \text{ мм}.$$

Приймаємо a = 196 мм.

$$b = l_3 + l_4 + \frac{l_5}{2} = 12 + 95 + \frac{110}{2} = 162 \text{ мм};$$

$$c = \frac{l_5}{2} + l_6 = \frac{110}{2} + 17 = 72 \text{ мм}.$$

За ескізною компоновкою розробляємо розрахункову схему тихохідного вала.

Вал розглядаємо як балку на двох опорах, одна із яких є шарнірно рухомою, а друга шарнірно нерухомою.

Викреслюємо розрахункову схему вала у вертикальній площині (рис. 5.1, *б*). Визначаємо силу впливу муфти за залежністю

$$F_{\text{м}} = 0,25F_{\text{тп}} = 0,25\frac{2 \cdot 2000 \cdot 10^3}{250} = 4000 \text{ Н}.$$

Силу $F_м$ прикладаємо таким чином, щоб вона збільшувала прогин від сили F_t — гірший випадок.

Знаходимо реакції в опорах:

$$\sum M_A = -F_м\ a - F_t\ b + R_B^в (b + c) = 0;$$

$$R_B^в = \frac{F_a a + F_t b}{(b + c)} = \frac{4000 \cdot 196 + 10874 \cdot 162}{162 + 72} =$$

$$= 10878,6 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = -F_м\ (a + b + c) - R_B^в (b + c) + F_t\ c = 0;$$

$$R_A^в = \frac{-F_м (a + b + c) + F_t c}{(b + c)} = \frac{-4000 \cdot 430 + 10874 \cdot 72}{162 + 72} =$$

$$= -4004,6 \text{ Н}.$$

Напрям реакції $R_A^в$ змінюємо на протилежний.

Перевірка правильності обчислення опорних реакцій

$$\sum Y = F_м - R_A^в - F_t + R_B^в =$$

$$= 4000 - 4004,6 - 10874 + 10878,6 = 0.$$

Визначаємо значення згинальних моментів в характерних перерізах балки у вертикальній площині, застосувавши метод перерізів.

I відрізок a = 196 мм:

$0 \le x_1 \le a$; $M_{зг} = -F_м x$;

$x_1 = 0$; $M_{зг} = 0$;

$x_1 = 0$; $M_{зг} = -F_м \cdot a = 4000 \cdot 196 = 784\,000$ Н·мм = 784 Н·м;

II відрізок b = 162 мм:

$a \le x_2 \le (a + b)$; $M_{зг} = -F_м x - R_A^в (x - a)$;

$x_1 = a + b = 196 + 162 = 358$ мм.

$M_{зг} = 4000 \cdot 358 - 3\,953,3 \cdot 162 = 1\,432\,000 - 640\,434,6 =$

$= 791\,565,4 = 791,4$ Н ·м.

III відрізок (розглянемо справа) c = 72 мм:

$0 \le x_3 \le c$; $x = 0$; $M_{зг} = 0$;

$x = c$; $M_{зг} = R_A^в c = 10\,827,3 \cdot 72 = 779\,565,6$ Н·мм = 780 Н·м.

Будуємо епюру згинальних моментів у вертикальній площині (див. рис. 5.1. *б*).

Викреслюємо розрахункову схему вала у горизонтальній площині (див. рис. 5.1. *в*).

Знаходимо реакції в опорах:

$$\sum M_A = R_B^г (b + c) + M_з - F_r b = 0,$$

де $M_з = F_a \dfrac{d_к}{2}$, (зосереджений момент на ділильному діаметрі колеса від осьової сили).

$$M_з = \frac{3261 \cdot 321,87}{2} = 524970 \text{ Н·мм} = 525 \text{ Н·м};$$

$$R_B^в = \frac{-M_з + F_r b}{b + c} = \frac{-524970 + 4123 \cdot 162}{234} = 610,92 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = -R_A^г (b + c) + F_r c + M_з = 0;$$

$$R_A^г = \frac{F_r c + M_з}{b + c} = \frac{4123 \cdot 72 + 524\,970}{162 + 72} = 3512,08 \text{ Р}.$$

Перевіряємо правильність обчислення опорних реакцій

$$\sum Y = R_A^г + R_B^г - F_r = 3512,08 + 610,92 - 4123 = 0.$$

Визначаємо значення згинальних моментів в характерних перерізах балки у горизонтальній площині, застосувавши метод перерізів.

I відрізок $0 \le x_1 \le b$;

$M_{зг} = R_A^г x$; $x = 0$; $M = 0$;

$x = b = 162$ мм; $M_{зг} = 3512,08 \cdot 162 = 568\,956,96$ Н·мм = 569 Н·м.

II відрізок (розглянемо справа) $0 \le x_2 \le c$;

$M_{зг} = R_B^г x$; $x = 0$; $M_{зг} = 0$.

$x = c = 72$ мм; $M_{зг} = 610,92 \cdot 72 = 43986$ Н·мм ≈ 44 Н·м.

Будуємо епюру згинальних моментів у горизонтальній площині (рис. 5.1, *г*).

Перевірка правильності побудови епюри.

На епюрі згинальних моментів є «скачок» на величину

$$M_з = 524970 \text{ Н·мм} = 525 \text{ Н·м}.$$

Визначаємо значення сумарних згинальних моментів

$$M_{\Sigma} = \sqrt{\left(M_{\text{зг}}^{\text{в}}\right)^2 + \left(M_{\text{зг}}^{\text{г}}\right)^2}\ .$$

Переріз під опорою *A*; = 772000 Н·мм = 772 Н·м.

Переріз під зубчастим колесом (обчислюємо два значення)

$$M_{\Sigma 1} = \sqrt{791{,}6^2 + 569^2} = 974{,}9 \text{ Н·м};$$

$$M_{\Sigma 2} = \sqrt{791{,}6^2 + 44^2} = 792{,}8 \text{ Н·м}.$$

Будуємо епюру сумарних згинальних моментів (рис. 5.1, *с*).

Будуємо епюру крутних моментів

Крутний момент передається з середини маточини зубчастого колеса до середини муфти.

Визначаємо небезпечні перерізи. Відповідно з формою вала та епюрами згинальних і крутних моментів небезпечними перерізами, які підлягають перевірці на складний опір є перерізи *I—I*, *II—II*, *III—III* в яких є концентратори напружень у вигляді галтелей, шпонкових пазів, посадок підшипників. Позначимо їх на рис. 5.1 *I—I*, *II—II*, *III—III*.

Перевірний розрахунок вала

Перевірний розрахунок виконується тоді коли відома конструкція вала і його розміри, види концентраторів напружень, побудовані епюри згинальних і крутних моментів.

Розрахунок зводиться до визначення коефіцієнтів запасу міцності в небезпечних перерізах.

Приймаємо, що нормальні згинальні напруження змінюються за симетричним циклом, а дотичні від кручення за віднульовим (пульсуючим)

$$s = \frac{s_\sigma\, s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s],$$

де [*s*] = 1,5…2,5.

Коефіцієнт запасу міцності за нормальними s_σ та дотичними напруженнями s_τ знаходять відповідно за формулами:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\dfrac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\sigma_a \psi_\sigma \sigma_m}, \quad s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\dfrac{K_\tau}{\varepsilon_\tau}\tau_a \psi_\tau \sigma_m},$$

де σ_{-1}, τ_{-1} — границі витривалості матеріалу вала; σ_a, τ_a — амплітудні значення напруження згину та кручення; σ_m, σ_m — середні значення напруження згину і кручення; K_σ, K_τ — ефективні коефіцієнти концентрації напружень при згині та крученні відповідно; ψ_σ, ψ_τ — коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу до асиметрії циклу напружень; ε_σ, ε_τ — коефіцієнти, що враховують вплив абсолютних розмірів перерізу вала.

Переріз I—I. Діаметр вала в цьому перерізі 70 мм. За діаметром вала визначаємо геометричні розміри призматичної шпонки b = 20 мм; h = 12 мм; t_1 = 7,5 мм; l = 125 мм.

Границі витривалості для сталі 45

$$\sigma_{-1} \approx 0,43\sigma_в = 0,43 \cdot 570 = 246 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1} = 0,58 \cdot 246 = 142 \text{ МПа};$$

$K_\sigma = 1,59$; $K_\tau = 1,49$, коефіцієнти впливу абсолютних розмірів (масштабного чиннику) перерізу вала;

$$\varepsilon_\sigma = 0,76, \ \varepsilon_\tau = 0,65;$$

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4}\sigma_в = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 570 = 0,134;$$

$$\psi_\tau = 0,5\psi_\sigma = 0,5 \cdot = 0,134 = 0,067.$$

Осьовий і полярний моменти опору перерізу вала:

$$W_0 = \frac{\pi d_1^3}{32} - \frac{bt_1\left(d_1 - t_1\right)^2}{2d_1} = \frac{3,14 \cdot 79^3}{32} - \frac{20 \cdot 7,5\left(70 - 7,5\right)^2}{2 \cdot 70} = 29472 \text{ мм}^3.$$

$$W_\rho = \frac{\pi d_в^3}{16} - \frac{bt_1\left(d_1 - t_1\right)^2}{2d_1} = \frac{3,14 \cdot 79^3}{32} - \frac{20 \cdot 7,5\left(70 - 7,5\right)^2}{2 \cdot 70} = 63129 \text{ мм}^3$$

Середні та амплітудні напруження циклу:

$$\tau_m = \tau_a = \frac{T}{2W_\rho} = \frac{1748 \cdot 10^2}{2 \cdot 63129} = 13,84 \text{ МПа};$$

$$\sigma_a = \frac{M_{зг}}{W_0} = \frac{70000}{29472} = 2,38 \text{ МПа},$$

де $M_{зг} = F_м\, l' = 4000 \cdot 122,5 = 70\,000$ Н·мм = 70 Н·м; l' — визначаємо із ескізної компоновки.

Коефіцієнт запасу міцності за нормальними та дотичними напруженнями:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\sigma_a \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{246}{\frac{1,59}{0,76}2,38 + 0} = 49,4;$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau}\tau_a \psi_\tau \sigma_m} = \frac{142}{\frac{1,49}{0,65}13,86 + 0,067 \cdot 13,86} = 3,1.$$

Результуючий коефіцієнт запасу міцності для перерізу *I—I*

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{49,4}{\sqrt{49,4^2 + 3,1^2}} = 3,09.$$

Переріз II—I. Концентрація напружень обумовлена посадкою підшипника із гарантованим натягом [4, 7, 8]

$$\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 3,4 \text{ і } \frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} = 0,6\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + 0,4 = 0,6 \cdot 3,4 + 0,4 = 2,44.$$

Приймаємо $\psi_\sigma = 0,134$, $\psi_\tau = 0,067$.

Осьовий і полярний моменти опору перерізу вала (d_3 = 80 мм):

$$W_0 = \frac{\pi d_3^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 80^3}{32} = 50240 \text{ мм}^3;$$

$$W_\rho = \frac{\pi d_3^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 80^3}{16} = 100480 \text{ мм}^3.$$

Середні та амплітудні напруження циклу:

$$\tau_m = \tau_a = \frac{T}{2W_\rho} = \frac{1748 \cdot 10^3}{2 \cdot 10480} = 8,7 \text{ МПа};$$

$$\sigma_a = \frac{M_{зг}}{W_0} = \frac{772 \cdot 10^3}{50240} = 15,37 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнти запасу міцності за нормальними та дотичними напруженнями

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\sigma_a \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{246}{3,4 \cdot 15,37 + 0} = 4,7;$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau}\tau_a \psi_\tau \sigma_m} = \frac{142}{2,44 \cdot 8,7 + 0,067 \cdot 8,7} = 6,51.$$

Результуючий коефіцієнт запасу міцності для перерізу *II—II*

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{4,7 \cdot 6,51}{\sqrt{4,7^2 + 6,51^2}} = 3,81.$$

Переріз III—III під (зубчастим колесом). Концентрація напружень обумовлена наявністю шпонкового пазу.

Діаметр вала d_4 = 85 мм.

Геометричні розміри призматичної шпонки:

b = 22 мм, h = 14 мм, t_1 = 9 мм, l = 100 мм.

Коефіцієнти: K_σ = 1,59, K_τ = 1,49, ε_σ = 0,73, ε_τ = 0,72 [4, 7, 8].

Осьовий і полярний моменти опору перерізу вала:

$$W_0 = \frac{\pi d_4^3}{32} - \frac{b t_1 (d_4 - t_1)^2}{2 d_4} = \frac{3,14 \cdot 85^3}{32} - \frac{22 \cdot 9 (85 - 9)^2}{2 \cdot 85} = 53334 \text{ мм}^3;$$

$$W_\rho = \frac{\pi d_4^3}{16} - \frac{b t_1 (d_4 - t_1)^2}{2 d_4} = \frac{3,14 \cdot 85^3}{16} - \frac{22 \cdot 9 (85 - 9)^2}{2 \cdot 85} = 113795 \text{ мм}^3.$$

Середні та амплітудні напруження циклу:

$$\tau_m = \tau_a = \frac{T}{2W_\rho} = \frac{1748 \cdot 10^3}{2 \cdot 113\,795} = 7,68 \text{ МПа};$$

$$\sigma_a = \frac{M_{зг}}{W_\rho} = \frac{974,9 \cdot 10^3}{53\,334} = 18,28 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнти запасу міцності за нормальними та дотичними напруженнями

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\sigma_a\psi_\sigma\sigma_m} = \frac{246}{\frac{1,59}{0,73}18,28+0} = 6,18;$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau}\tau_a\psi_\tau} = \frac{142}{\frac{1,49}{0,72}7,68+0,067\cdot 7,68} = 8,66.$$

Результуючий коефіцієнт запасу міцності для перерізу *III—III*.

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{6,18\cdot 8,66}{\sqrt{6,18^2 + 8,66^2}} = 5,05.$$

Результати розрахунків зведемо в табл. 5.1.

Таблиця 5.1

Переріз	*I—I*	*II—II*	*III—III*
Коефіцієнт запасу міцності, *s*	3,09	3,81	5,05

Отже, міцність вала в перерізах забезпечено, оскільки

$$s > [s] = 2,5.$$

Розрахунок тихохідного вала на статичну міцність.

При перенавантаженні в 150 % коефіцієнт перенавантаження $\kappa_п = 1,5$.

Перевірку на статичну міцність виконуємо для перерізів *II—II* і *III—III*, де виникають найбільш нормальні та дотичні напруження.

Напруження в перерізі *II—II*:

згину $\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W_0} = \frac{784\cdot 10^3}{50240} = 15,6$ МПа;

кручення $\tau_{кр} = \frac{T}{W_\rho} = \frac{1750\cdot 10^3}{100\,480} = 17,4$ МПа.

Сумарне (еквівалентне) напруження

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_{зг}^2 + 4\tau_{кр}^2} = \sqrt{15,6^2 + 4\cdot 17,4^2} = 38,14 \text{ МПа}$$

Максимальне еквівалентне напруження

$$\sigma_{e\,max} = \sigma_e\,\kappa_п = 38,14\cdot 1,5 = 57,21 \text{ МПа}.$$

Допустиме еквівалентне напруження

$$[\sigma_e] = 0,8\sigma_{пл} = 0,8 \cdot 290 = 232 \text{ МПа}.$$

Умова статичної міцності для перерізу *II—II* вала під час перенавантаження виконується, оскільки

$$\sigma_{e\,max} = 57,21 < [\sigma_e] = 232 \text{ МПа}.$$

Переріз *III—III*. Напруження в перерізі *III—III*:

згину $\sigma_{зг} = \dfrac{M_{зг}}{W_0} = \dfrac{974,9 \cdot 10^3}{53\,334} = 18,28$ МПа;

кручення $\tau_{кр} = \dfrac{T}{W_\rho} = \dfrac{1748 \cdot 10^3}{113\,795} = 15,36$ МПа,

сумарне еквівалентне напруження

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_{зг}^2 + 4\tau_{кр}^2} = \sqrt{18,28^2 + 4 \cdot 15,36^2} = 35,75 \text{ МПа}.$$

Максимальне еквівалентне напруження

$$\sigma_{e\,max} = \sigma_e \, \kappa_п = 35,75 \cdot 1,5 = 53,63 \text{ МПа}.$$

Допустиме еквівалентне напруження

$$[\sigma_e] = 0,8\sigma_{пл} = 0,8 \cdot 290 = 232 \text{ МПа}.$$

Умова статичної міцності під час перенавантаження вала в перерізі *III—III* виконується, оскільки

$$\sigma_{e\,max} = 53,63 < [\sigma_e] = 232 \text{ МПа}.$$

Загальні принципи компонування валів і підшипникових вузлів однакові для всіх редукторів і наведені в літературі з курсового проектування [4…8].

Компонувальні ескізи двохступінчастих найбільш поширених редукторів та їх основні розміри наведено на рис. 5.2–5.4 і в табл. 5.2.

Конструкції двохступінчастих редукторів показано на рис. 5.5–5.12.

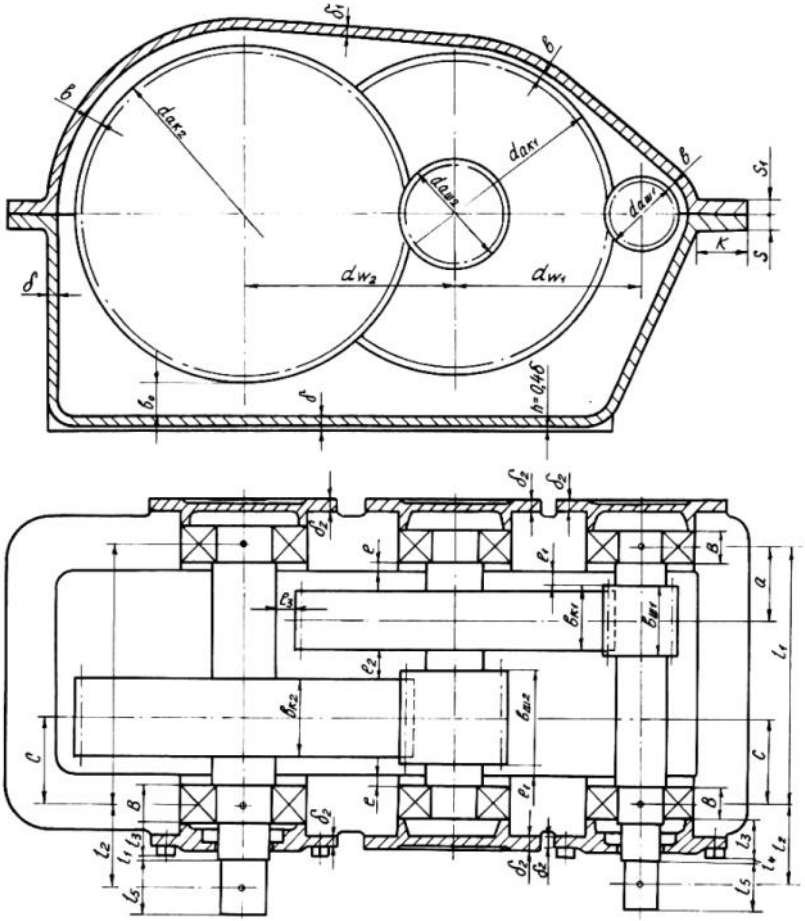


Рис. 5.2. Компонувальний ескіз двохступінчастого циліндричного редуктора

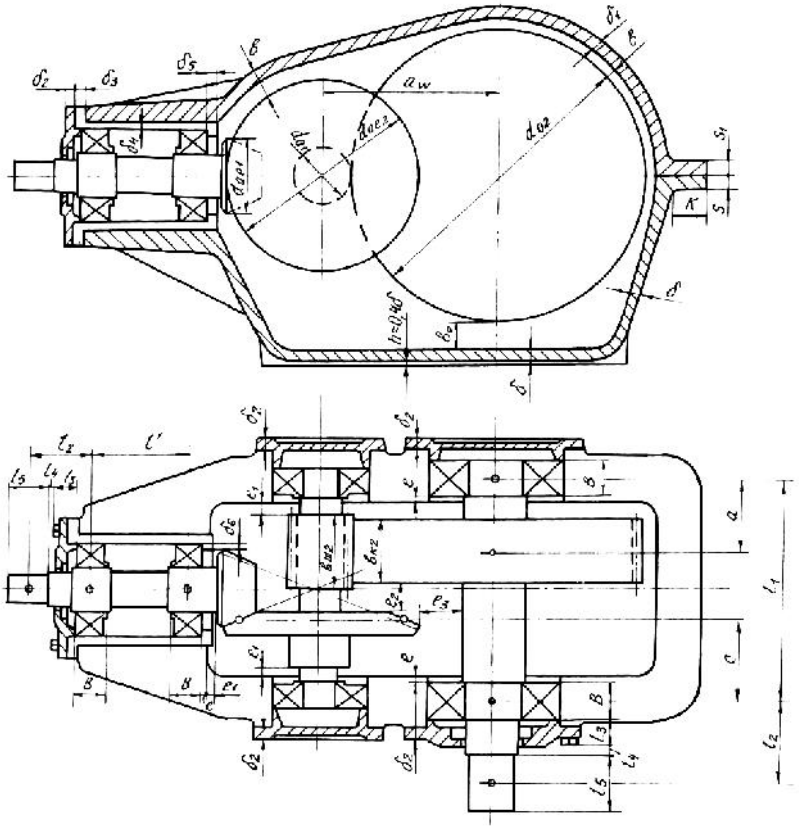


Рис. 5.3. Компонувальний ескіз двохступінчастого конічно-циліндричного редуктора.

Таблиця 5.2

Основні розміри корпусів, кришок, болтів, гвинтів редукторів

Параметр	Позначення	Орієнтовні розміри, мм
Товщина стінки корпусу і кришки редуктора: - двохступінчастого циліндричного - двохступінчастого конічно-циліндричного - двохступінчастого черв'ячно-циліндричного	δ	У всіх випадках $\delta \geq 8$ і $\delta_1 \geq 8$ $0{,}025\, a_w + 3$ $0{,}025\, a_w + 3$ $0{,}025 a_w + 3$
Товщина верхнього фланця корпусу редуктора	s	$(1{,}5\ldots1{,}75)\delta$
Товщина нижнього фланця корпусу редуктора	s_2	$2{,}35\delta$
Товщина фланця кришки редуктора	s_1	$(1{,}5\ldots1{,}75)\delta_1$
Діаметр фундаментних болтів (їх число $z \geq 4$)	d_1	$(0{,}03\ldots0{,}036)\, a_w + 12$ $0{,}072\, R_e + 12$
Діаметр болтів у підшипників	d_2	$(0{,}7\ldots0{,}75)d_1$
Діаметр болтів кріплення корпусу з кришкою редуктора	d_3	$(0{,}5\ldots0{,}6)d_1$
Діаметр гвинтів кріплення кришок підшипників	d_4	М8, М10
Відстань від внутрішньої стінки редуктора до торця обертової деталі	e_1	$e_1 = (1{,}0\ldots1{,}2)\delta$
Відстань від торця підшипника кочення до внутрішньої стінки корпусу редуктора: зубчастого циліндричного; зубчастого конічного; черв'ячного	e	$e = \delta$ (при $v < 3$ м/с) $e = 3\ldots5$ мм (якщо $v > 3$ м/с); $e = d_4$ $e = 8\ldots12$ мм
Відстань між підшипниками консольного вала конічного редуктора	l'	$l' = (2{,}5\ldots3{,}5)d$, де d внутрішній діаметр підшипника
Відстань між підшипниками вала черв'яка	l	$l = (0{,}8\ldots1{,}0)d_2$, де d_2 — діаметр ділильного кола черв'ячного колеса
Відстань від обертової деталі до нерухомої	l_4	$l_4 = d_4$, де d_4 — діаметр гвинта кришки підшипника
Довжина вихідних кінців валів редуктора	l_5	$l_5 = (1{,}0\ldots1{,}5)d_в$, де $d_в$ — діаметр вихідного кінця вала
Розрахункова відстань від осі обертової деталі до опори вала: зубчастого (черв'ячного) колеса	l_2	$l_2 = 0{,}5(B + l_5) + l_3 + l_4$, де l_3 — визначається конструктивно, а $l_4 = d_4$, зазвичай $l_4 = 8\ldots12$
Відстань від кола вершин зубів колеса до внутрішньої поверхні днища	b_0	$b_0 = (5\ldots10)m$

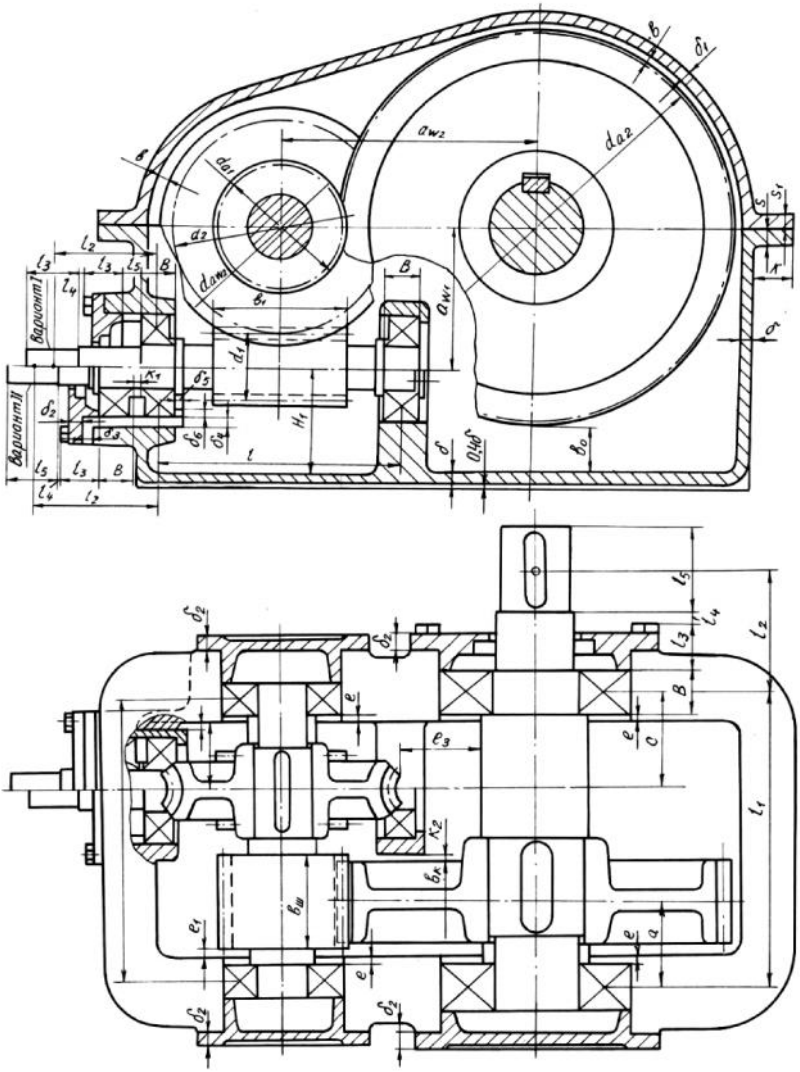
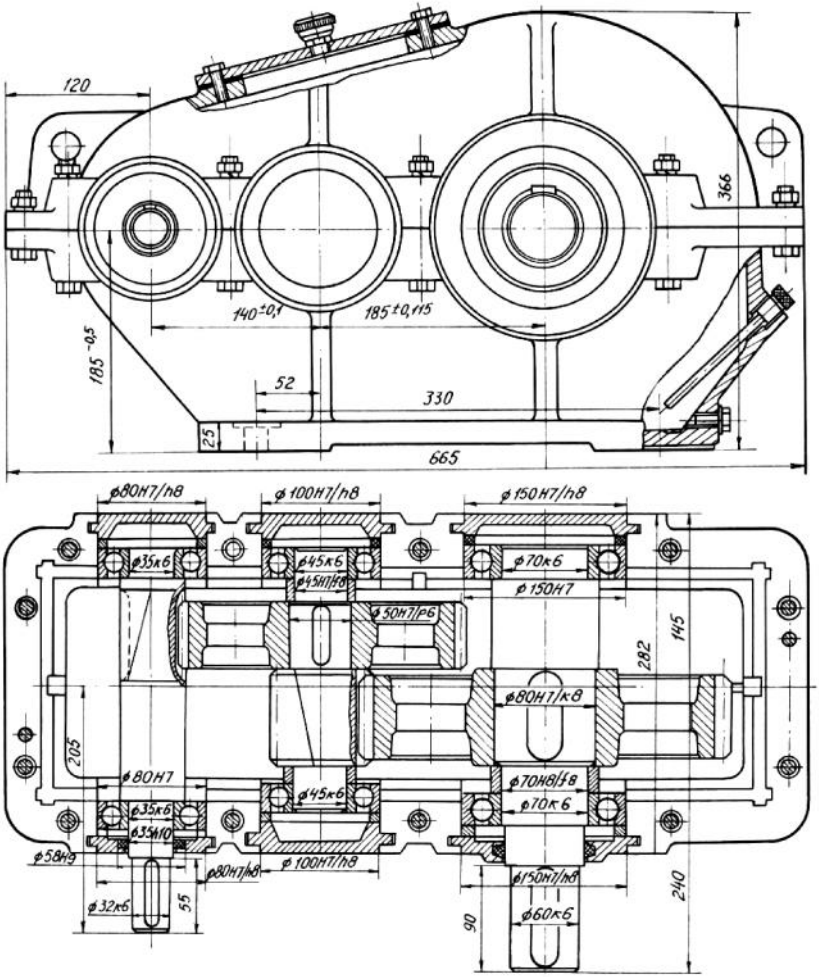


Рис. 5.4. Компонувальний ескіз черв’ячно-циліндричного редуктора



5.5. Двохступінчастий циліндричний редуктор із врізними кришками

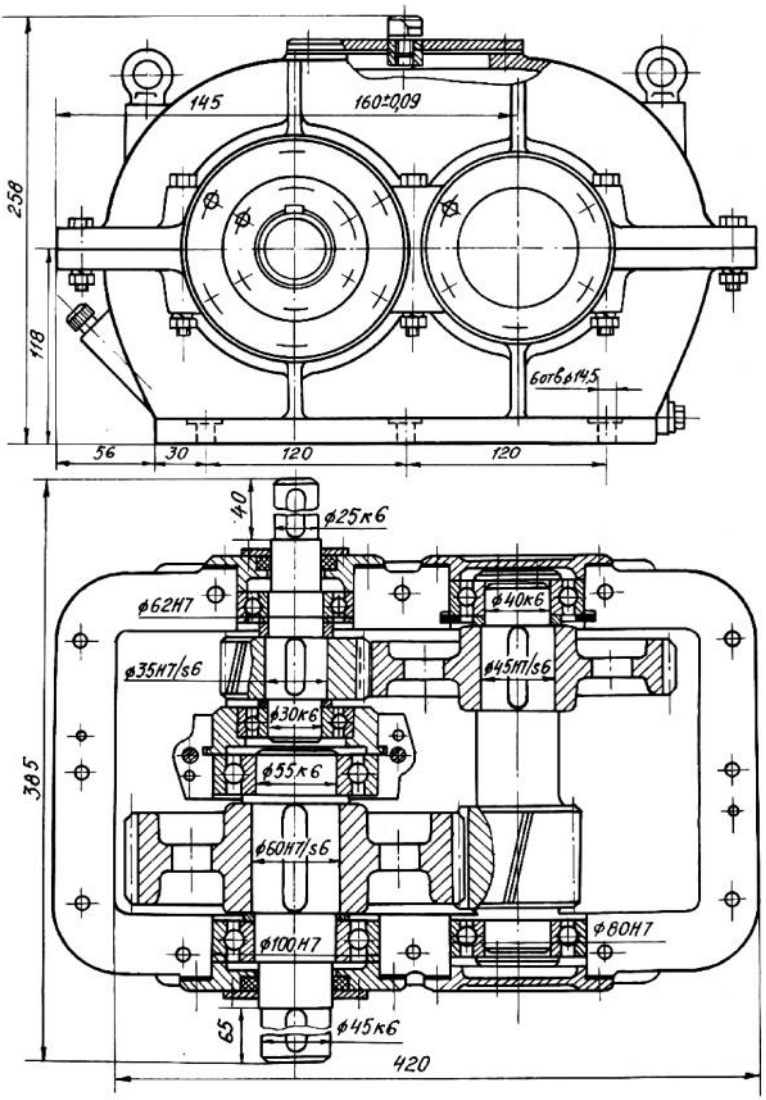


Рис. 5.6. Циліндричний двохступінчастий співвісний редуктор

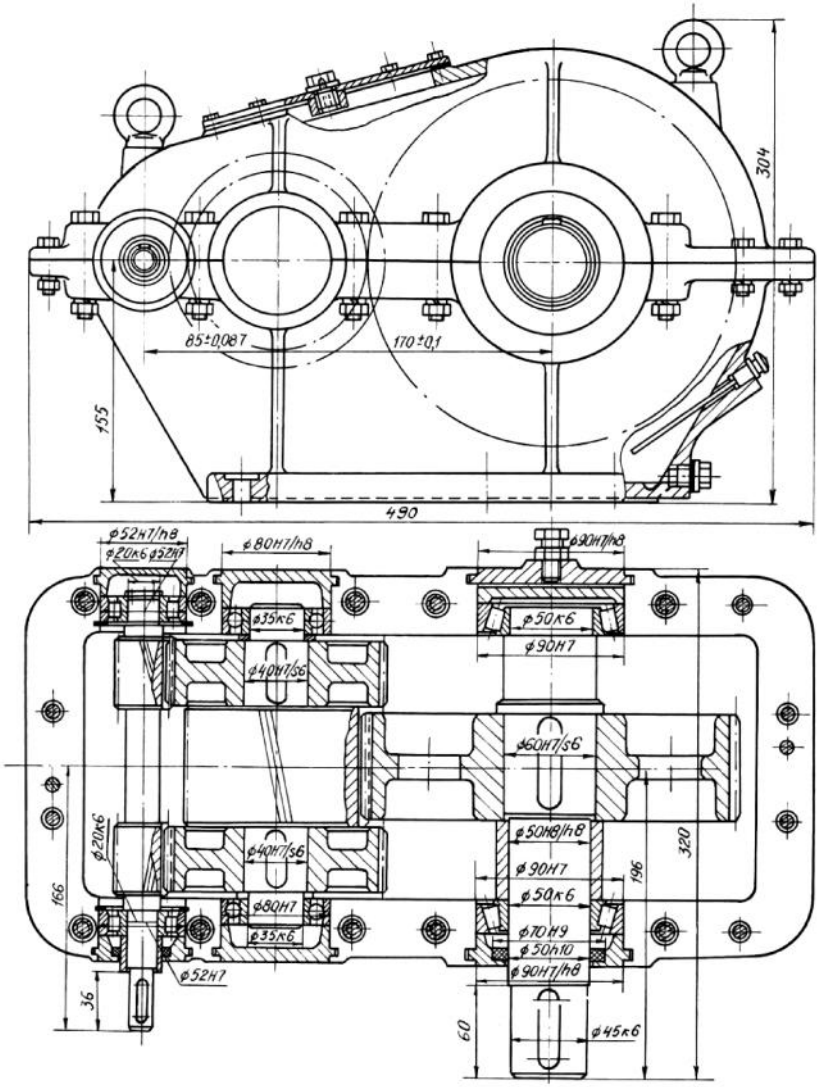


Рис. 5.7. Циліндричний двохступінчастий редуктор
із роздвоєною швидкохідною ступінню

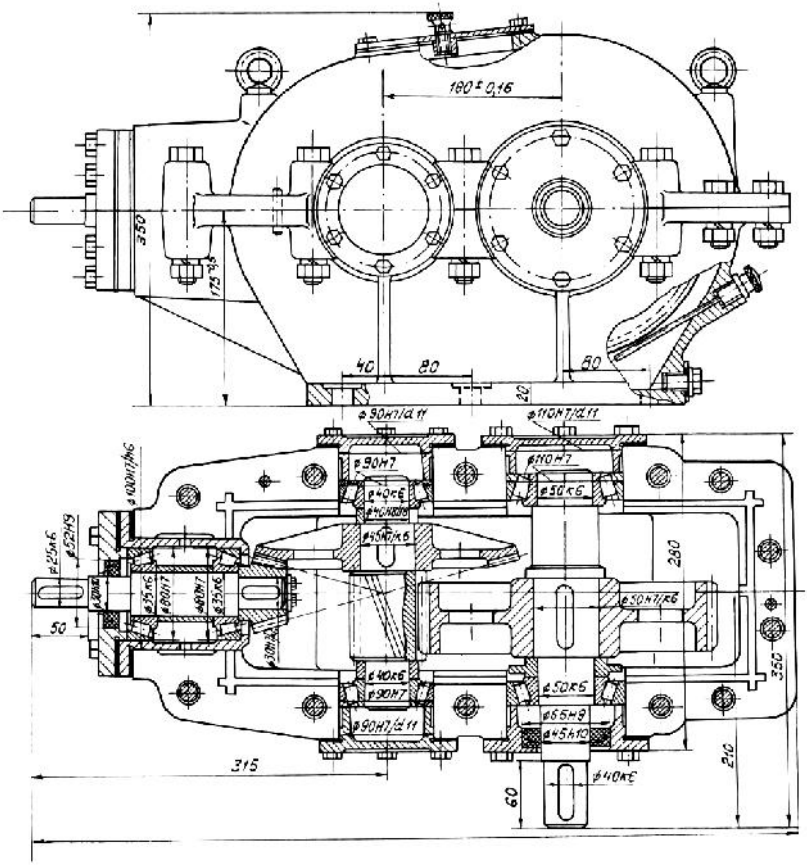


Рис. 5.8. Двохступінчастий конічно-циліндричний редуктор

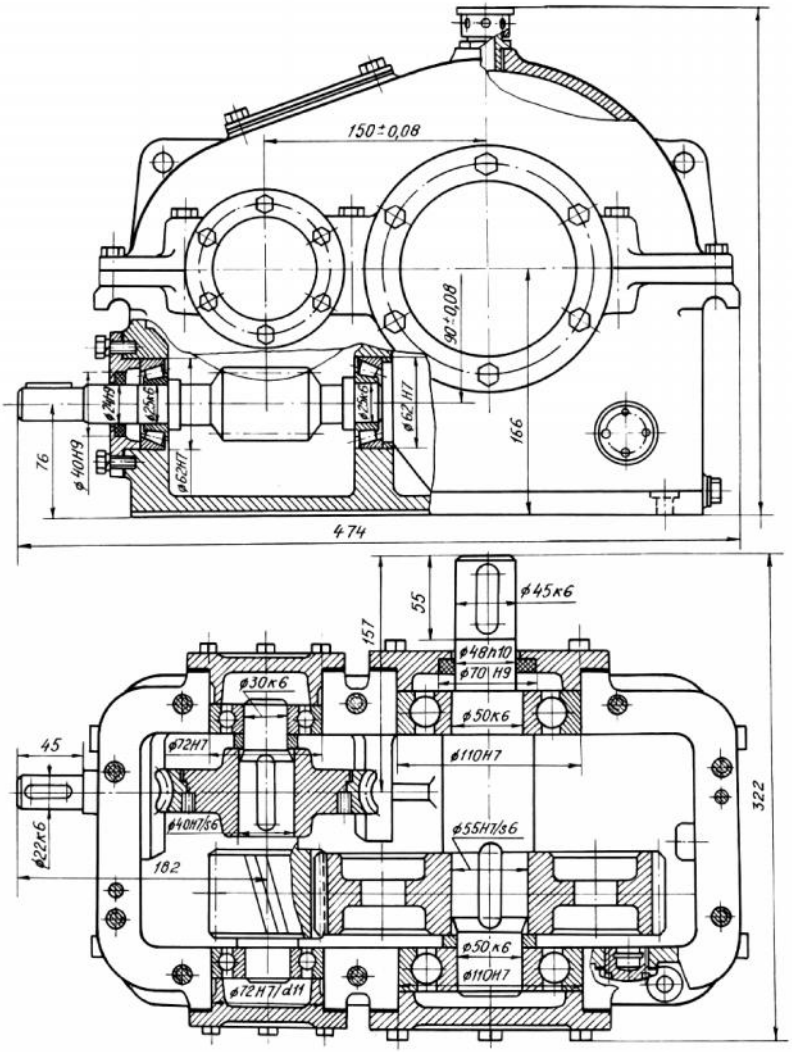


Рис. 5.9. Черв’ячно-циліндричний редуктор

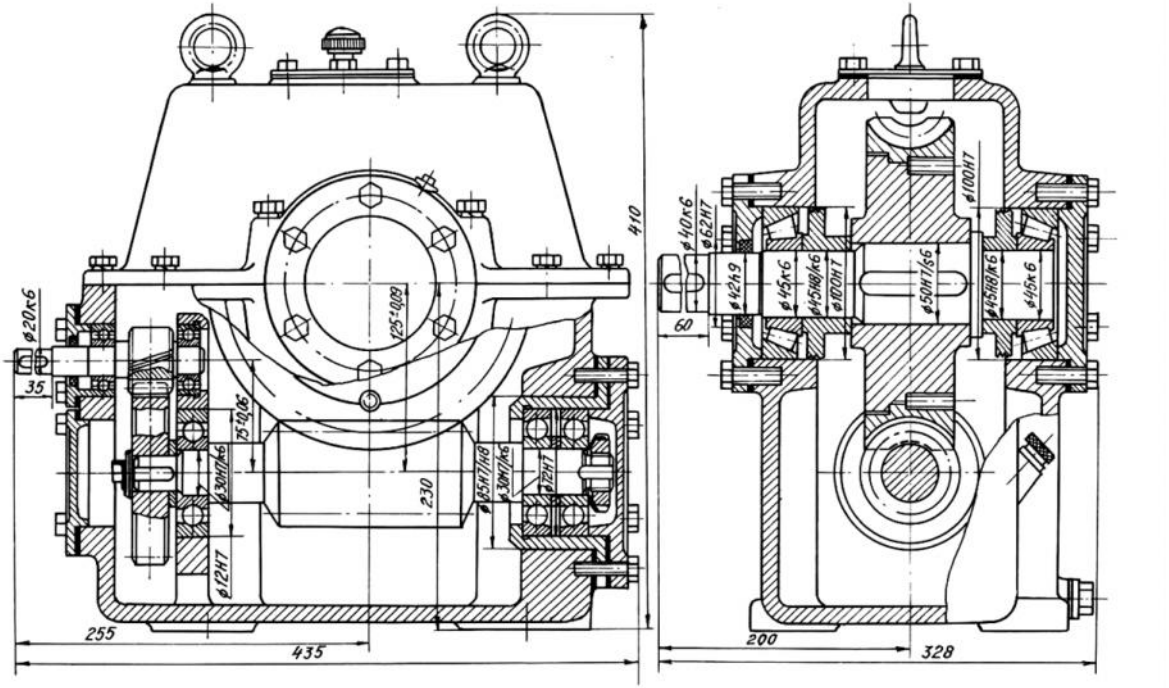


Рис. 5.10. Циліндрично-черв’ячний редуктор

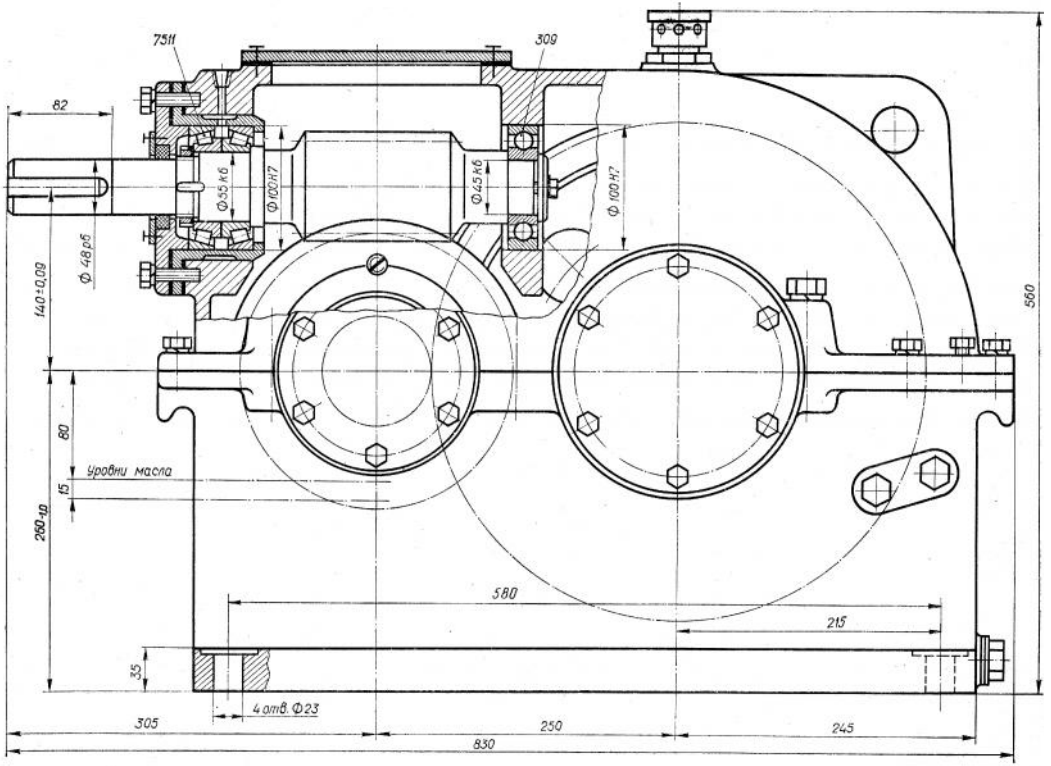


Рис. 5.11. Редуктор черв’ячно-циліндричний із верхнім розташуванням черв’яка (вигляд збоку)

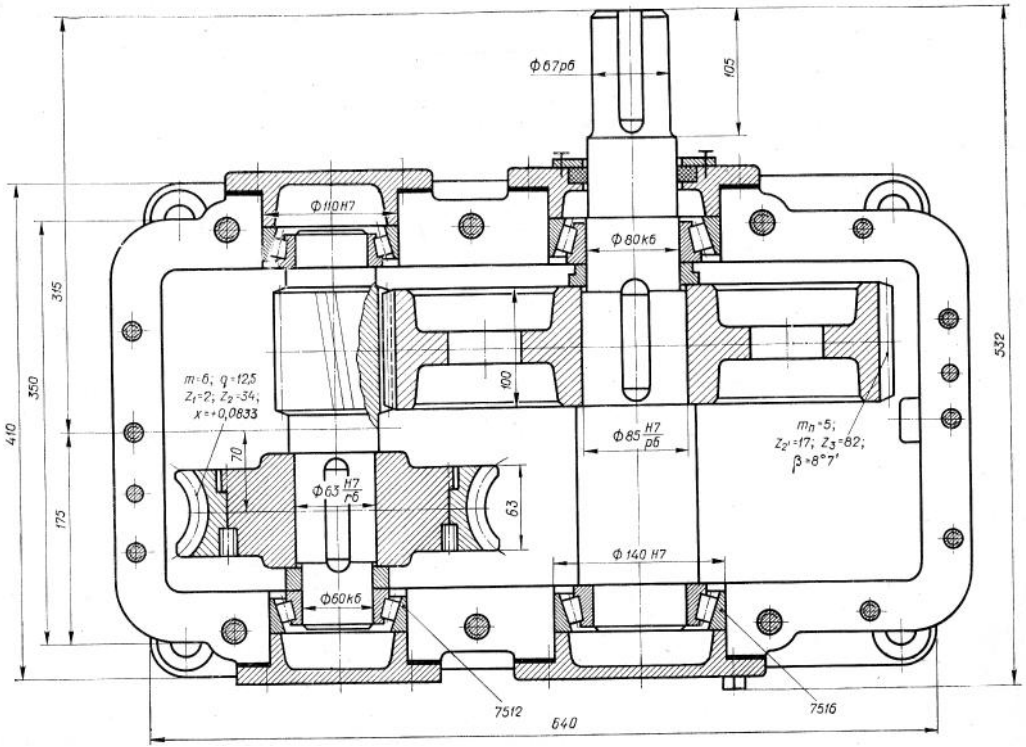


Рис. 5.12. Редуктор черв’ячно-циліндричний із верхнім розташуванням черв’яка (кришка редуктора знята)

Додаток

Національний авіаційний університет
Аерокосмічний інститут
Кафедра машинознавства

Розрахунково-пояснювальна записка
до курсового проекту із дисципліни
«Конструювання машин та механізмів»

Виконав (ла) студент (ка) _____
(прізвище, ініціали)
Група _____
(факультету)
Керівник проекту _____
(прізвище, ініціали)

Київ 20...

Розрахунково-пояснювальну записку оформлюють на стандартних аркушах формату А4 з полями: ліве не менше 30 мм, верхнє і нижнє не менше 20 мм і праве не менше 10 мм. Усі розрахунки мають супроводжуватися відповідними ескізами і розрахунковими схемами.

Розрахунково-пояснювальна записка має містити:

1. Зміст.
2. Технічне завдання на проектування.
3. Короткий опис приводу та його призначення.
4. Кінематичний розрахунок приводу.
5. Розрахунок зубчастих передач редуктора.
   5.1. Вибір матеріалу зубчастих коліс і варіанту термообробки.
   5.2. Вибір допустимих напружень.
6. Попередній розрахунок валів і підбір підшипників.
7. Ескізне компонування редуктора.
8. Розробка конструкції валів і зубчастих коліс.
9. *Розрахунок пасових, ланцюгових передач та відкритих зубчастих, що входять у привід.
10. Розрахунок вихідного вала редуктора на складний опір (уточнений розрахунок).
11. Перевірний розрахунок підшипників за динамічною вантажопідйомністю.
12. Перевірний розрахунок шпонкових з’єднань.
13. Визначення розмірів корпусних деталей.
14. *Тепловий розрахунок черв’ячного редуктора.
15. Підбір та перевірка муфт.
16. Підбір сорту мастила та способу змащування зубчастих передач і підшипників.
17. Короткий опис технології складання і регулювання зубчастих передач і підшипників.
18. Використана література.

Примітка: пункти, що відмічені зірочкою виконуються за наявності цих передач в завданні на курсовий проект.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

Основний

1. *Павлище В. Т.* Основи конструювання та розрахунок деталей машин / В. Т. Павлище. — К. : Вища шк., 1993. — 556 с.

2. *Иванов М. Н.* Детали машин / М. Н. Иванов. — М. : Высш. шк., 2000. — 336 с.

3. *Павлов В. М.* Деталі машин: конспект лекцій / В. М. Павлов, А. С. Крижанівський, Г. М. Борозенець [та ін.]. — К. : НАУ, 2008. — 164 с.

4. *Чернавский С. А.* Курсовое проектирование деталей машин / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. И. Чернин [и др.]. — М. : Машиностроение, 1987. — 416 с.

5. *Дунаев П. Ф.* Детали машин: курсовое проектирование / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. — М. : Высш. шк., 1984. — 335 с.

6. *Баласанян Р. А.* Атлас деталей машин: навч. посіб. для техн. вузів / Р. А. Баласанян. — Х. : Основа, 1996. — 256 с.

7. *Киркач Н. Ф.* Расчет и проектирование деталей машин. — Ч. 2. / Н. Ф. Киркач, Р. А. Баласанян. — Х. : Вища шк., 1988. — 140 с.

8. *Чернавский С. А.* Проектирование механических передач: учеб. справ. пособие / С. А. Чернавский, Г. А. Снесарев, Б. С. Козинцев [и др.]. — М. : Машиностроение, 1984. — 560 с.

9. *ДСТУ 2458–94*. Передачі черв’ячні циліндричні. Основні параметри.

8. *ДСТУ 2330–93*. Передачі зубчасті та фрикційні. Терміни та визначення.

10. *ДСТУ 2825–94*. Розрахунки та випробування на міцність. Терміни та визначення основних понять.

Додатковий

11. *Анурьев В. И.* Справочник конструктора-машиностроителя / В. И. Анурьев. — В 3 т. — М. : Машиностроение. 1982. — Т.1. — 736 с.; Т. 2. — 584 с.; Т. 3. — 567 с.

12. *Орлов П. И.* Основы конструирования: справ. метод. пособие / П. И. Орлов. — В 2 кн. — Кн. 1 / под ред. П. Н. Учаева. — М. : Машиностроение, 1988. — 560 с.

ЗМІСТ

Навчальне видання

КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН ТА МЕХАНІЗМІВ

Методичні рекомендації і завдання
до курсового проекту для студентів
напряму підготовки 6.051101
«Авіа- та ракетобудування»

Укладачі: ПАВЛОВ Віктор Миколайович
БОРОЗЕНЕЦЬ Григорій Михайлович
СЕМАК Інна Вікторівна

В авторській редакції

Технічний редактор *А. І. Лавринович*
Комп'ютерна верстка *Л. Т. Колодіної*

Підп. до друку .2015. Формат 60×84/16. Папір офс.
Офс. друк. Ум. друк. арк. 5,58. Обл.-вид. арк. 6,0.
Тираж 100 прим. Замовлення № -1.

Видавець і виготівник
Національний авіаційний університет
03680. Київ-58, проспект Космонавта Комарова, 1.

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК № 977 від 05.07.2002

Для нотаток