

**Кафедра прикладної механіки
факультету техногенно-екологічної безпеки
Національного університету цивільного захисту
України**

ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА

РОЗДІЛ «ДЕТАЛІ МАШИН»

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО
ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ
«РОЗРОБКА ТА ПРОЕКТУВАННЯ
КОРОБКИ ВІДБОРУ ПОТУЖНОСТІ
ПОЖЕЖНОГО АВТОМОБІЛЯ»**

Харків 2016

Друкується за рішенням кафедри
прикладної механіки НУЦЗУ.
Протокол від 31.05.2016 р. № 38.

Укладачі: С.О. Вамболь, І.В. Міщенко, Г.О. Чернобай

Рецензенти: Чернишов В.Л. – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри «Деталі машин і прикладна механіка» Національного технічного університету «ХПІ»;

Коханенко В.Б. – кандидат технічних наук, доцент кафедри інженерної та аварійно-рятувальної техніки Національного університету цивільного захисту України.

Прикладна механіка. Розділ «Деталі машин». Методичні вказівки до виконання курсової роботи «Розробка та проектування коробки відбору потужності пожежного автомобіля» /Уклад. С.О. Вамболь, І.В. Міщенко, Г.О. Чернобай.- Х.: НУЦЗУ, 2016.-84 с.

Викладено методику виконання курсової роботи «Розробка та проектування коробки відбору потужності пожежного автомобіля», яка складається з розрахункової та графічної частин.

Для курсантів, студентів і слухачів відповідно до програми вищої освіти у напрямках «Пожежна безпека», «Цивільний захист», «Охорона праці». Може бути корисним під час аудиторних занять та для самостійної роботи.

Відповідальний за випуск І.В. Міщенко

© Національний університет цивільного захисту України, 2016
© С.О. Вамболь, І.В. Міщенко, Г.О. Чернобай, 2016

1. КОРОБКА ВІДБОРУ ПОТУЖНОСТІ ПОЖЕЖНОГО АВТОМОБІЛЯ ТА ЇЇ КОНСТРУКТИВНА ОСОБЛИВІСТЬ

Спеціальний агрегат, встановлений на автомобіль, відносить цей автомобіль до категорії спецтехніки або спецмашин (автокрани, пожежні, дорожньо-прибиральні, дорожньо-ремонтні, комунальні машини, машини для обслуговування нафто- та газопромислів і багато інших). Для виконання поставлених завдань спецтранспорту потрібна передача крутного моменту від двигуна до виконавчого механізму. Цю роль грає **коробка відбору потужності** (далі КВП), яка використовується на автоцистернах, автокранах, комунальних машинах і іншій спецтехніці. КВП встановлюються на шасі автомобіля в такому місці, де можливе зачеплення її зубчастого колеса із зубчастим колесом трансмісії автомобіля, що дозволяє через низку деталей – зубчастих коліс, валів, муфт, фланця або карданних валів передати крутний момент (потужність) від двигуна до виконавчого механізму. Для кожної марки автомобіля виробляються свої моделі КВП, які встановлюються на шасі автомобілів КамАЗ, ЗиЛ, МАЗ, КрАЗ, ГАЗ, УралАЗ, тракторів і різних механічних пристроїв. Системи дозволяють відбирати різну потужність (в межах потужності двигуна транспортного засобу), забезпечуючи різну частоту обертання вихідних елементів КВП.

Виконуючи функцію джерела рушійної сили для спеціальних механізмів автомобіля, КВП з упевненістю може бути названа серцем спецтехніки.

Необхідною умовою успішного гасіння пожежі є своєчасна подача вогнегасної речовини, що досягається завдяки встановленню на пожежних автомобілях відцентрових насосів. Робота насосів, в свою чергу, залежить від роботи КВП, яка встановлюється на КПП автомобіля або роздавальну коробку залежно від конструкції трансмісії базових автомобілів та вмикається з кабіни водія. Вмикання КВП буває механічним (переміщення штока з вилкою включення веденої шестірні за допомогою важеля) і пневматичним. В основному КВП працюють при русі автомобіля, але деякі коробки працюють також і при стоянці.

Як правило, КВП встановлюється замість кришки коробки передач і є двоступеневим циліндричним редуктором за розгорнутою схемою. Редуктори, виконані за цією схемою, технологічні, мають малу ширину, припускають легку та раціональну уніфікацію з іншими редукторами.



Рисунок 1.1.

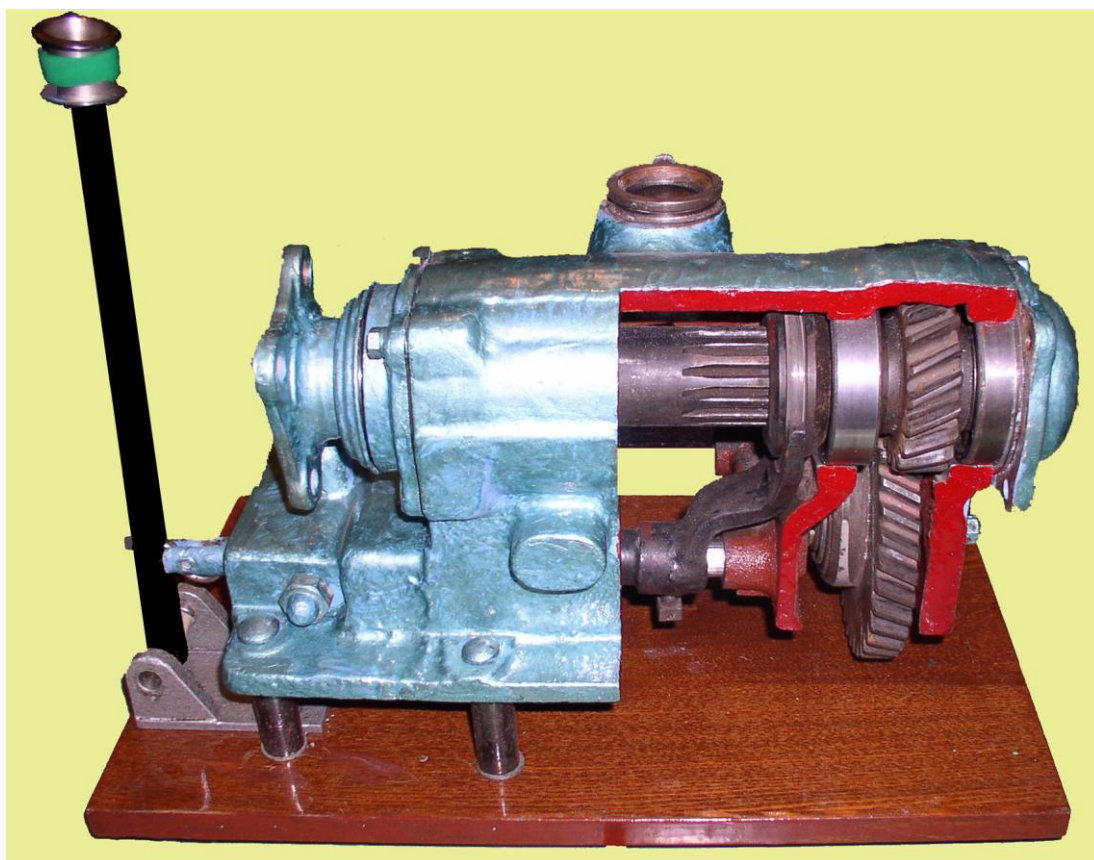


Рисунок 1.2.

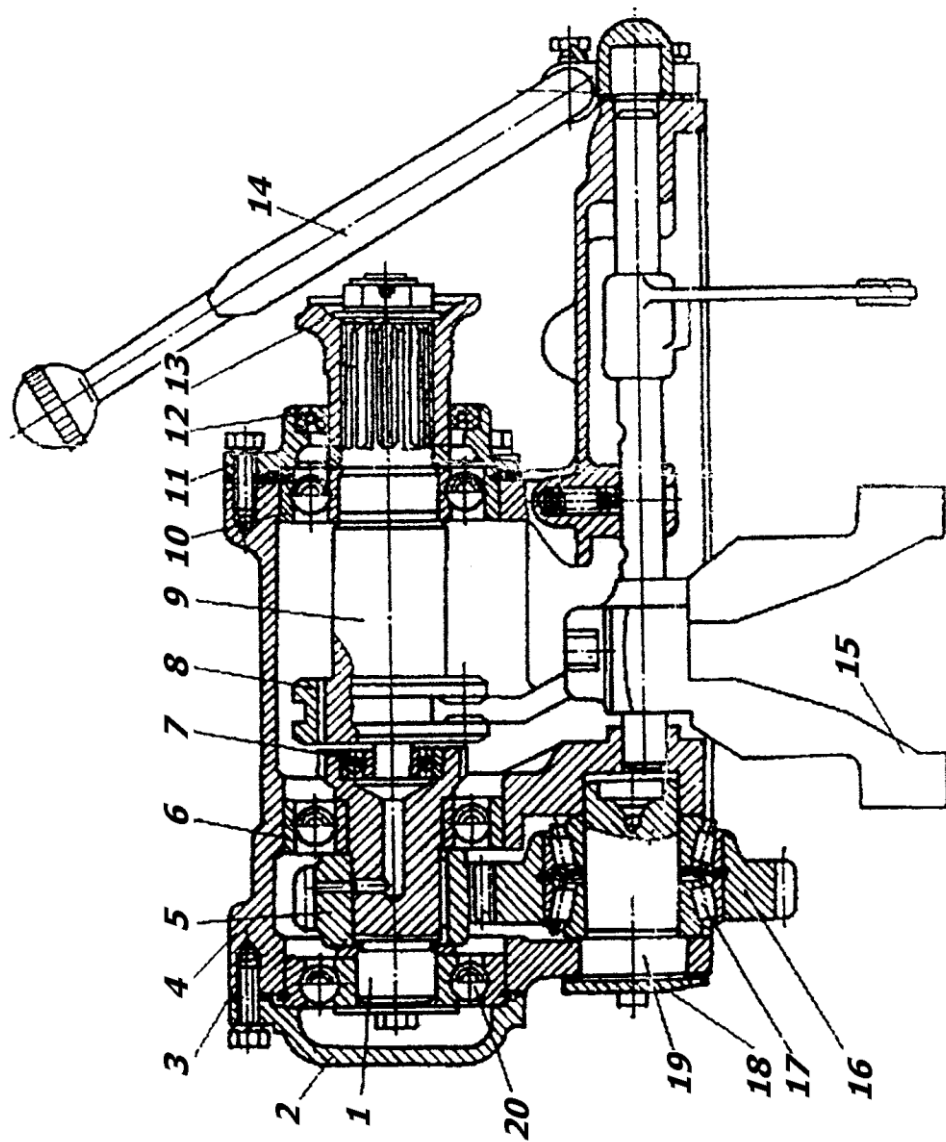


Рисунок 1.3.

Застосування двоступеневого редуктора пояснюється необхідністю отримання однакового напрямку обертання колінчастого вала двигуна та робочого колеса насоса, а також розташуванням карданного вала трансмісії насоса, що знаходиться над рамою шасі. Відстань між осями шестерні первинного вала коробки передач або роздавальної коробки та віссю вихідного вала КВП залежить від конструктивних особливостей розташування карданної передачі до насоса.

На рис. 1.1-1.3 з різних проекцій показано у розрізі зовнішній вигляд КВП, а на рис. 1.4 наведено схему КВП з позначенням основних деталей.

При передаточному співвідношенні більше 1 КВП є редуктором, тобто передачею, у якій на виході оберти зменшуються у порівнянні зі входом. При передаточному співвідношенні менше 1 КВП є мультиплікатором, тобто швидкість обертання вихідного вала підвищується.



1- первинний вал, 2- кришка, 3 – прокладка, 4 – корпус, 5- шестерня, 6,7,10,17,20 – підшипники, 8 – муфта, 9 – вторинний вал, 11 – кришка, 12 – сальник, 13 – фланцева муфта, 14 – рукоятка, 15 – вилка перемикавання передач, 16- шестерня, 18 – кріплення осі, 19 – вісь шестерні

Рисунок 1.4.

Таблиця 1.1.

Номер варіанту	$n_{\text{об}}$, об/хв	$n_{\text{ном}}$, об/хв	N_3 , кВт
1	3200	2700	68
2	3200	2700	82
3	3200	2950	82
4	3200	2950	98
5	3200	3200	98
6	3200	3200	119
7	4100	3450	119
8	4100	3450	140
9	3500	2700	68
10	3500	2700	82
11	3500	2950	82
12	3500	2950	98
13	3500	3200	98
14	3500	3200	119
15	3500	3450	119
16	3500	3450	140
17	3800	2700	68
18	3800	2700	82
19	3800	2950	82
20	3800	2950	98
21	3800	3200	98
22	3800	3200	119
23	3800	3450	119
24	3800	3450	140
25	4100	2700	68
26	4100	2700	82
27	4100	2950	85
28	4100	2950	98
29	4100	3200	98
30	4100	3200	119
31	4400	3000	119
32	4400	3000	140
33	4400	3200	140
34	4500	3200	68
35	4500	2700	82

Діапазон передаточних відношень двоступеневих редукторів сягає 40, але для пожежного автомобіля передаточне співвідношення КВП менше 3.

В Таблиці 1.1 наведені варіанти завдань до виконання курсового проекту.

Вихідними даними для виконання курсового проекту є:

$n_{\text{дв}}$ (або n_1) – номінальна частота обертання двигуна, об/хв;

$n_{\text{ном}}$ (або n_3) – номінальна частота обертання насоса, об/хв;

N_3 – потужність, яка споживається насосом, кВт;

z_1 – кількість зуб'їв, що має шестерня первинного вала;

α – кут профілю, градус;

β – кут нахилу зуб'їв шестерні первинного вала, градус;

b_1 – ширина шестерні, мм;

$m = m_n$ – модуль (нормальний) зачеплення, мм;

A – відстань між осями першої та останньої шестерні, мм.

Загальними даними є: $z_1 = 22$ зуба, $\alpha = 20^\circ$; $\beta = 27,3^\circ$; $b_1 = 24$ мм, $m = 4$ мм.

2. РОЗРАХУНОК КОРОБКИ ВІДБОРУ ПОТУЖНОСТІ

2.1. КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ КВП

Основною характеристикою редуктора є передаточне відношення u , яке визначається за формулою (з точністю до тисячних):

$$u = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{ном}}} = \frac{n_1}{n_3}. \quad (2.1)$$

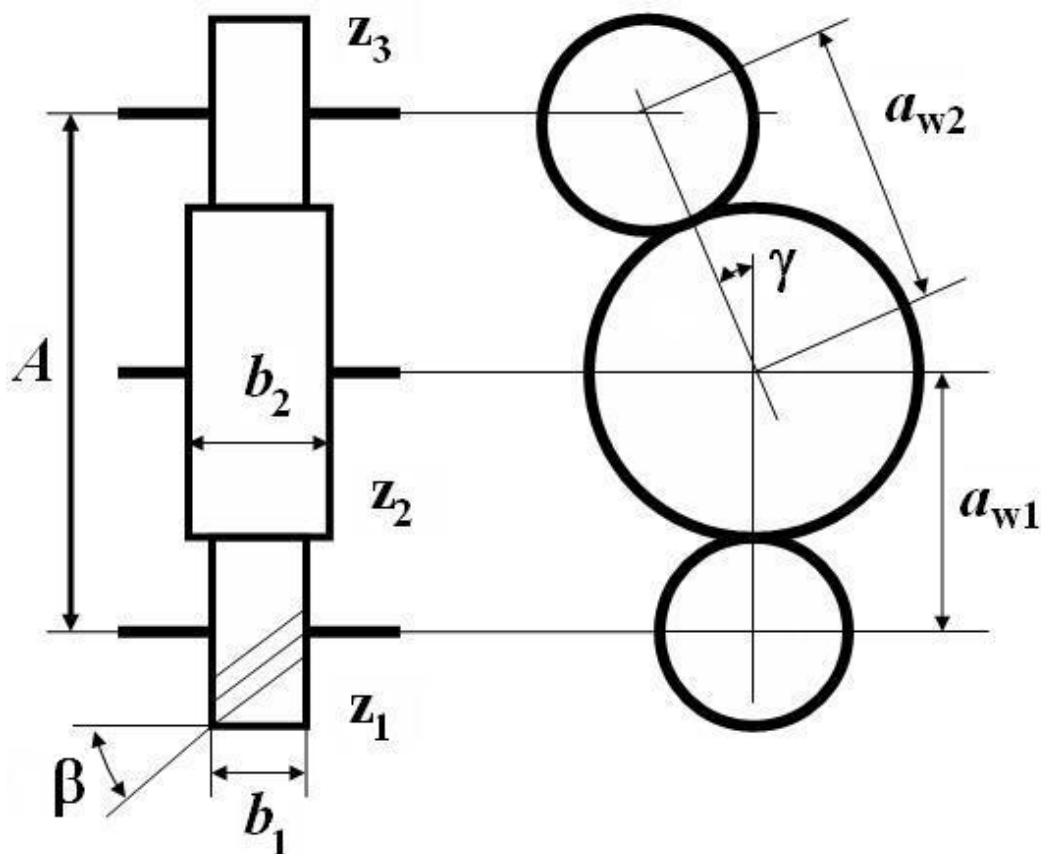


Рисунок 2.1 - Кінематична схема КВП

Індексом 1 позначаються величини, що мають відношення до зубчастого колеса, пов'язаного з валом двигуна, індексом 2 – до «паразитного», проміжного колеса, індексом 3 – до колеса, пов'язаного з валом насоса.

Згідно з кінематичною схемою (рис. 2.1) визначається число зубів третього колеса z_3 :

$$z_3 = z_1 \cdot u. \quad (2.2)$$

Отримане значення кількості зубів z_3 має бути округлене до найближчого цілого.

Для забезпечення заданої відстані A вісь, яка проходить через центри 2-го та 3-го коліс, нахилена до вертикальної осі на кут γ . Визначаємо число зубів проміжного колеса згідно з співвідношенням:

$$z_2 = \frac{2 \frac{A}{m_n} \cos \beta - z_1 - z_3 \cos \gamma}{(1 + \cos \gamma)}. \quad (2.3)$$

Для визначеності попереднє значення кута γ приймається в межах $25^\circ \dots 35^\circ$. Значення z_2 має бути округлене до найближчого цілого та проведено уточнення величини кута γ за формулою:

$$\gamma = \arccos \left(\frac{2 \cdot A \cdot \cos \beta - (z_1 + z_2) \cdot m_n}{m_n \cdot (z_2 + z_3)} \right). \quad (2.4)$$

Після проведених розрахунків необхідно остаточно визначити загальне передатне число редуктора u та окремі передатні числа по ступенях – u_1 та u_2 :

$$u = \frac{z_3}{z_1} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} = u_1 \cdot u_2, \quad u_1 = \frac{z_2}{z_1}, \quad u_2 = \frac{z_3}{z_2}. \quad (2.5)$$

Наступні визначення пов'язані з тим, що зубчасті колеса КВП є косозубими, і це потребує додаткових розрахунків.

- Дільний кут профілю в торцевому перерізі α_t , градус:

$$\alpha_t = \arctg \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}. \quad (2.6)$$

- Кут зачеплення (за умов відсутності зміщення $\chi = 0$, тобто коефіцієнти зміщення $x = 0$), градус:

$$\alpha_{tw} = \alpha_t. \quad (2.7)$$

- Основний кут нахилу, градус:

$$\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cdot \cos \alpha). \quad (2.8)$$

Визначаємо відповідні діаметри зубчастих коліс:

- ділильні d , мм:

$$d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta}; \quad d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta}; \quad d_3 = \frac{m_n \cdot z_3}{\cos \beta}; \quad (2.9)$$

- вершин зуб'їв d_a , мм:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n; \quad d_{a2} = d_2 + 2m_n; \quad d_{a3} = d_3 + 2m_n; \quad (2.10)$$

- западин зуб'їв d_f , мм:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n; \quad d_{f2} = d_2 - 2,5m_n; \quad d_{f3} = d_3 - 2,5m_n; \quad (2.11)$$

- основні d_b , мм:

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_t; \quad d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha_t; \quad d_{b3} = d_3 \cdot \cos \alpha_t; \quad (2.12)$$

та міжосьові відстані a_w , мм:

$$a_{w1} = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m_n}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{d_1 + d_2}{2}; \quad a_{w2} = \frac{(z_2 + z_3) \cdot m_n}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{d_2 + d_3}{2}. \quad (2.13)$$

Кути профілю зуба в точках на окружностях вершин α_a , градус, визначаються за необхідності в розділі 2.2.1.

Частота обертання проміжного колеса n_2 , об/хв, визначається за формулою:

$$n_2 = \frac{n_1 \cdot z_1}{z_2}. \quad (2.14)$$

Коефіцієнт корисної дії передачі (зубчастої пари) приймається $\eta = 0,98$ (втрати на тертя в рухомих частинах і деформації робочих тіл складають 2%), тому потужність на 1-ому валу N_1 та 2-ій осі N_2 визначається за формулою:

$$N_1 = \frac{N_3}{\eta^2}; \quad N_2 = \frac{N_3}{\eta}. \quad (2.15)$$

Кутові швидкості ω , рад/с, та крутні моменти T (Н·м, якщо потужність N має розмірність Вт, або кН·м, якщо потужність N має розмірність кВт) визначаються за відповідними формулами:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}; \quad \omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30}; \quad \omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30}, \quad (2.16)$$

$$T_1 = \frac{N_1}{\omega_1}; \quad T_2 = \frac{N_2}{\omega_2}; \quad T_3 = \frac{N_3}{\omega_3}. \quad (2.17)$$

2.2. РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ЗУБ'ІВ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

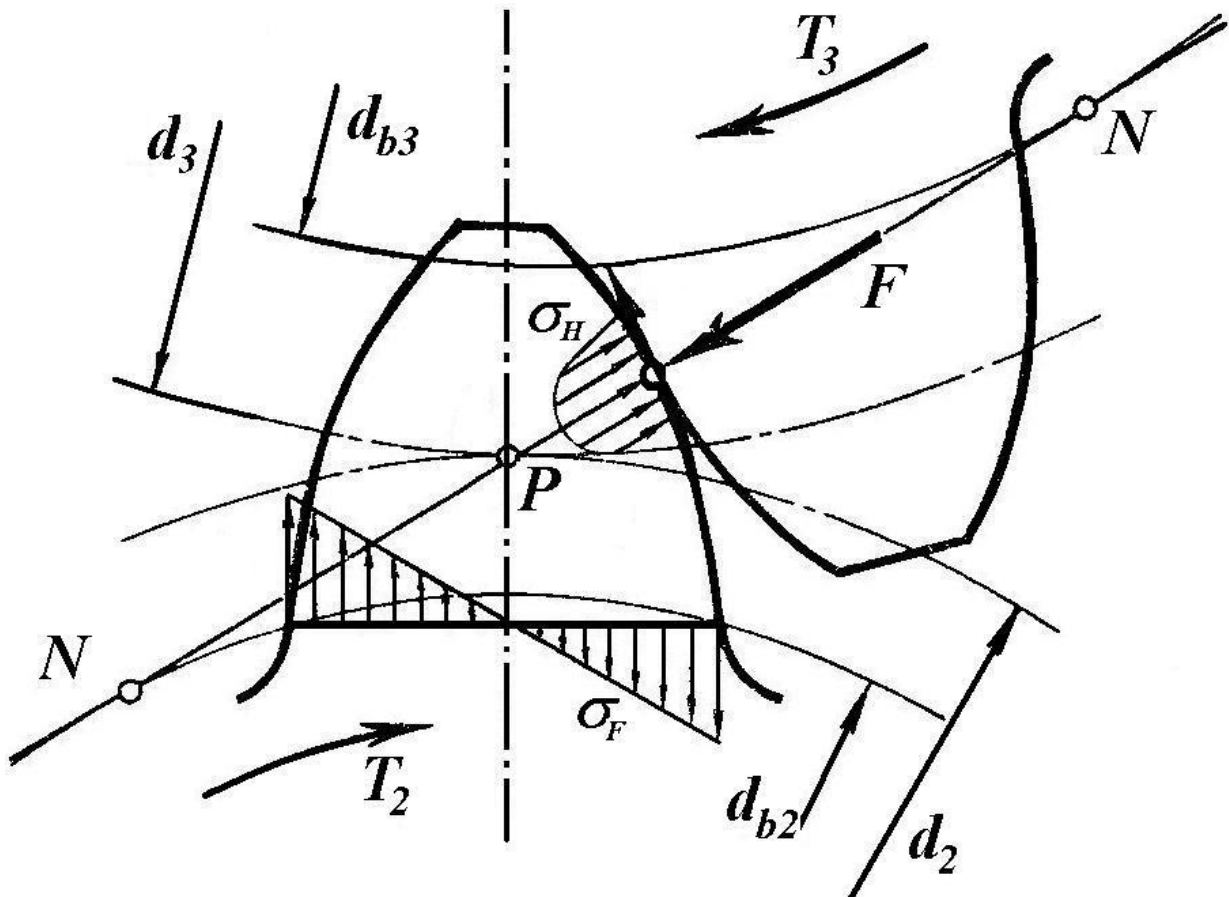


Рисунок 2.2.

Терміни та позначення, що використовуються для розрахунку на міцність циліндричних передач, наведені в Додатку 4.

Під час роботи зубчастої передачі між зуб'ями спряжених зубчастих коліс виникає сила тиску F , спрямована по лінії зачеплення $N - N$, яка проходить через полюс зачеплення P (рис. 2.2). На працездатність зуб'ів впливають напруження згинання σ_F в їхніх поперечних перерізах (призводить до зламу зуб'ів) та контактні напруження σ_H в їхніх поверхневих шарах (призводить до викришування останніх). Обидва напруження, змінні у часі, можуть бути причиною руйнування зуб'ів внаслідок втомленості, що є небезпечним з точки зору виходу з ладу не тільки зу-

бчастої передачі, а й валів і підшипників. Розрахунок зуб'їв закритих передач проводять на контактну міцність (основний розрахунок) та згинання (перевірочний розрахунок) згідно з ГОСТ 21354-87.

2.2.1. РОЗРАХУНОК НА КОНТАКТНУ МІЦНІСТЬ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ

Розглядається визначення контактного напруження в полюсі зачеплення 2-го та 3-го зубчастих коліс за формулою:

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_3 \cdot d_3} \cdot \frac{u_2 + 1}{u_2} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}}, \quad (2.18)$$

в якій Z та K – відповідно спеціальні та загальні коефіцієнти для розрахунку на контактну міцність, на що вказує наявність літери H в позначенні коефіцієнтів, b_3 – ширина 3-го колеса, яка приймається рівною b_1 , мм, F_t – окружна сила на ділильному циліндрі, Н, визначається за формулою (крутний момент T має розмірність Н·м, діаметр ділильного кола d – мм, що зумовлює появу множника 10^3)

$$F_t = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{T_2}{d_2} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{T_3}{d_3}. \quad (2.19)$$

Коефіцієнт, що враховує механічні властивості спряжених 2-го та 3-го зубчастих коліс, Z_E , Па^{1/2}, визначається

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \mu_2^2}{E_2} + \frac{1 - \mu_3^2}{E_3} \right)}}. \quad (2.20)$$

За умов $E_2 = E_3 = E$ та $\mu_2 = \mu_3 = \mu = 0,3$ приймають $Z_E = \sqrt{0,175E}$, що для сталі при $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа остаточно дає $Z_E \approx 190 \cdot 10^3$ Па^{1/2}.

Коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь зуб'їв в полюсі зачеплення, Z_H , визначається за формулою (якщо $\alpha_{tw} = \alpha_t$):

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \cdot \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_t}}. \quad (2.21)$$

Коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній, Z_ε , залежить, по-перше, від коефіцієнту торцевого перекриття ε_α , по-друге, від коефіцієнту осьового перекриття ε_β . Для визначення першого з них потрібно зробити певні попередні розрахунки, а саме визначити кути α_a профілю зуба в точках на окружностях вершин:

$$\alpha_{a2} = \arccos \frac{d_{b2}}{d_{a2}}, \quad \alpha_{a3} = \arccos \frac{d_{b3}}{d_{a3}}. \quad (2.22)$$

Далі визначаються складові коефіцієнту торцевого перекриття, сума яких і дає остаточне значення:

$$\varepsilon_{\alpha 2} = \frac{z_2 \cdot (tg\alpha_{a2} - tg\alpha_t)}{2\pi}, \quad \varepsilon_{\alpha 3} = \frac{z_3 \cdot (tg\alpha_{a3} - tg\alpha_t)}{2\pi}, \quad (2.23)$$

$$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{\alpha 2} + \varepsilon_{\alpha 3}.$$

Коефіцієнт осьового перекриття ε_β (p_x – осьовий крок, мм) є добавкою, на яку збільшується загальний коефіцієнт перекриття:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w}{p_x}, \text{ где } p_x = \frac{\pi \cdot m}{\sin\beta}, \quad b_w = b_3. \quad (2.24)$$

В цьому виразі b_w – робоча ширина вінця, мм. З урахуванням отриманих значень визначається сумарний коефіцієнт перекриття $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$, який для косозубих передач $\varepsilon_\gamma > 2$. Для останніх коефіцієнт Z_ε :

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{(4 - \varepsilon_\alpha) \cdot (1 - \varepsilon_\beta)}{3} + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}}, \text{ для } \varepsilon_\beta < 1; \quad (2.25)$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}, \text{ для } \varepsilon_\beta \geq 1.$$

Окружна швидкість обертання зубчастих коліс $V_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60000}$ та $V_3 = \frac{\pi \cdot d_3 \cdot n_3}{60000}$, м/с (d_2, d_3 – в мм, n_2, n_3 – в об/хв.) на ділильному колі за умов відсутності ковзання має бути однаковою $V_2 = V_3 = V$, хоча деякі неістотні розбіжності можуть бути внаслідок похибок округлення.

Залежно від швидкості ($15 \leq V \leq 30$ м/с для косозубої передачі) за нормами плавності обирається 7-ий ступінь точності (за ГОСТ 1643-81) та в подальшому позначається $n_{CT}=7$.

Коефіцієнт, що враховує вплив виду зубчастої передачі та модифікації профілю головок зуб'їв, для косих зуб'їв при твердості зубчастих коліс $H_2 > 350HV$ і $H_3 > 350HV$ дорівнює $\delta_H = 0,004$. Коефіцієнт, що враховує вплив різниці кроків зачеплення зуб'їв 2-го та 3-го коліс, g_O , обирається за Таблицею 2.1.

Таблиця 2.1.

Модуль m , мм	Ступінь точності за нормами плавності					
	5	6	7	8	9	10
До 3,55	28	38	47	56	73	100
3,55....10	31	42	53	61	82	110
Вище 10	37	48	64	73	100	135

Твердість зубчастих коліс визначається в одиницях HB (твердість за Бринеллем, розмірність – Па), HV (твердість за Віккерсом, розмірність – Па), HRC (твердість за Роквеллом, безрозмірна величина). Питома окружна динамічна сила w_{Hv} має розмірність Н/мм (V – м/с, a_{w2} – мм) і використовується при обчисленні динамічної добавки v_H :

$$w_{Hv} = \delta_H \cdot g_O \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a_{w2}}{u_2}}, \quad v_H = \frac{w_{Hv} \cdot b_w \cdot d_2}{2000 \cdot T_2}. \quad (2.26)$$

Остання, в свою чергу, необхідна для визначення коефіцієнта, що враховує динамічне навантаження, яке виникає в зачепленні, $K_{HV} = 1 + v_H$. Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зуб'ями, $K_{H\alpha}$, визначається відповідно до окружної швидкості та ступеня точності n_{CT} з графіку на рис. 2.3.

Для розрахунку коефіцієнта, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині контактних ліній, $K_{H\beta}$, необхідно визначити коефіцієнти ширини зубчастого вінця відносно діаметрів

$$\Psi_{bd2} = \frac{b_w}{d_2}, \quad \Psi_{bd3} = \frac{b_w}{d_3}. \quad (2.27)$$

Зважаючи на отримані значення та твердість зубчастих коліс ($H_2 > 350HV$ і $H_3 > 350HV$), а також їхнє розташування відносно

опор (симетричне), можна користуватися методикою визначення зазначеного коефіцієнта з графіка на рис. 2.4.

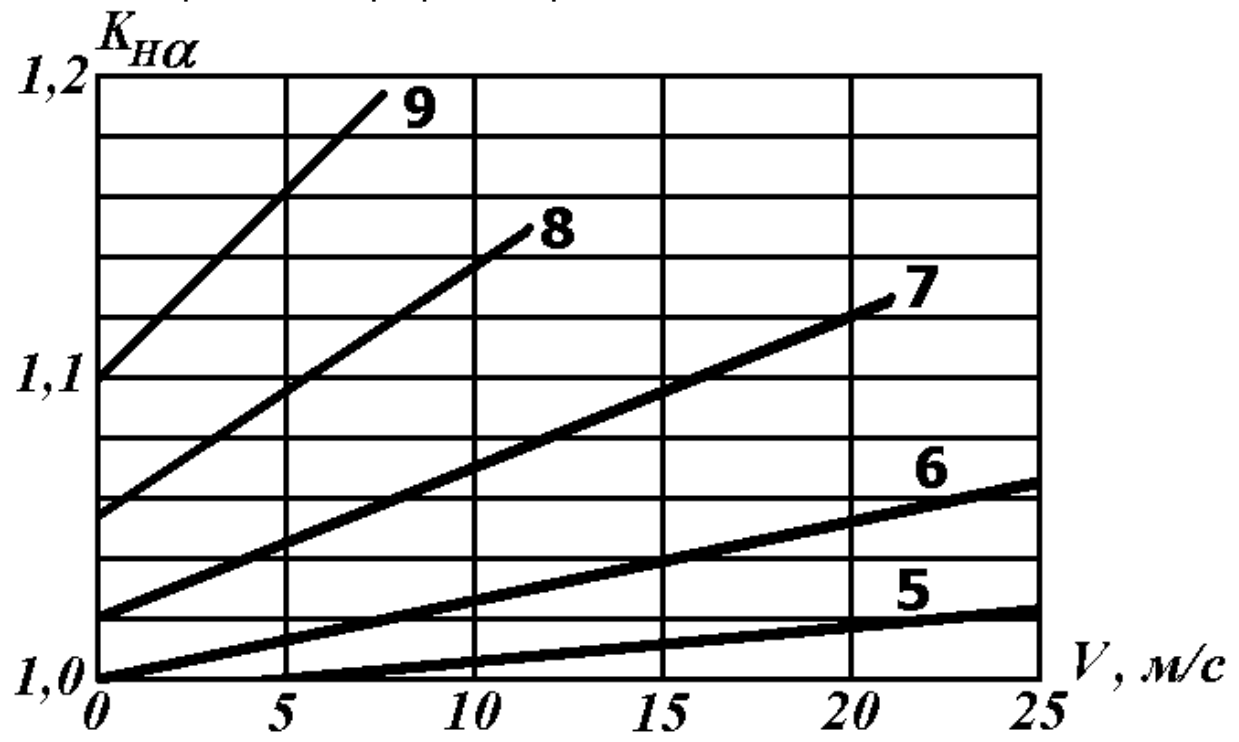


Рисунок 2.3.

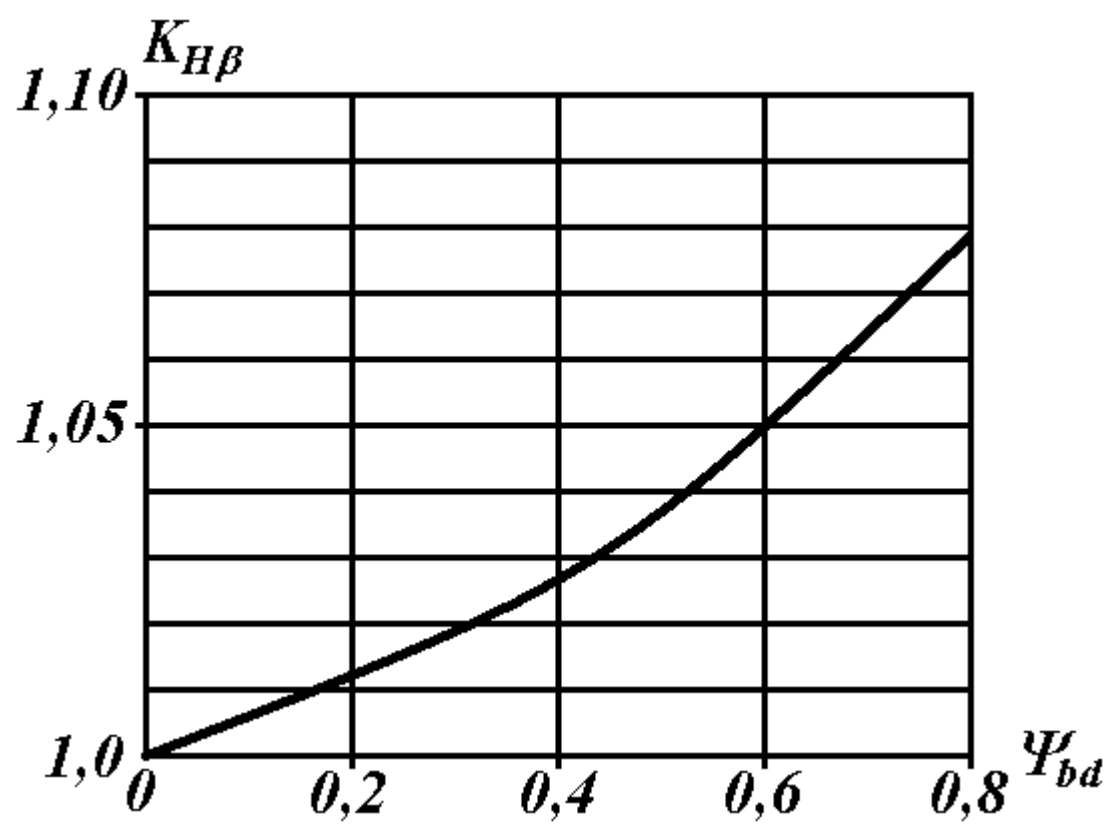


Рисунок 2.4.

Отже, розрахунки всіх коефіцієнтів, необхідних для обчислення контактного напруження в полюсі зачеплення, на цьому завершено, що дозволяє за формулою (2.18) визначити σ_H .

2.2.2. РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ ПРИ ЗГИНАННІ

Розглядається визначення напруження згину зуб'їв 2-го та 3-го зубчастих коліс за формулою:

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot \frac{F_t}{b_w \cdot m_n} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}, \quad (2.28)$$

в якій Y та K – відповідно спеціальні та загальні коефіцієнти для розрахунку на міцність при згинанні, на що вказує наявність літери F в позначенні коефіцієнтів, b_w – ширина зубчастого вінця, мм, F_t – окружна сила на ділильному циліндрі, Н, визначається за формулою (2.19), m_n – модуль (нормальний) зачеплення, мм. Очевидно, при підстановці величин саме в такій розмірності ми отримаємо напруження σ_F в Н/мм² або МПа.

Коефіцієнт, що враховує форму зуба та концентрацію напружень, Y_F , визначається для 2-го та 3-го коліс без зміщення ($x=0$) наближено за формулами:

$$Y_{F2} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{V2}}, \quad Y_{F3} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{V3}}, \quad (2.29)$$

де z_V – еквівалентна кількість зуб'їв для кожного колеса:

$$z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}, \quad z_{V3} = \frac{z_3}{\cos^3 \beta}. \quad (2.30)$$

Як бачимо, коефіцієнт Y_F залежить від кількості зуб'їв на певному зубчастому колесі, що необхідно враховувати при остаточному розрахунку напруження σ_F .

Коефіцієнт, який враховує нахил зуба, Y_β , для косозубих коліс:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120}, \quad (2.31)$$

де β – кут нахилу зубів шестерні первинного вала, градус.

Коефіцієнт, що враховує перекриття зуб'їв, Y_ε , для прямозубої передачі під час попередніх розрахунків приймається $Y_\varepsilon = 1$. Для косозубих передач:

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{\varepsilon_\alpha} \text{ при } \varepsilon_\beta < 1; \quad Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} \text{ при } \varepsilon_\beta \geq 1. \quad (2.32)$$

Для розрахунків у формулах (2.31) і (2.32) необхідно скористатися значеннями ε_α та ε_β , отриманими за формулами (2.23) та (2.24).

Коефіцієнт, що враховує вплив прояву похибок зачеплення на динамічне навантаження, для косозубих і шевронних передач $\delta_F = 0,006$. Коефіцієнт, що враховує вплив різниці кроків зачеплення зуб'їв 2-го та 3-го колеса, g_O , обирається за Таблицю 2.1.

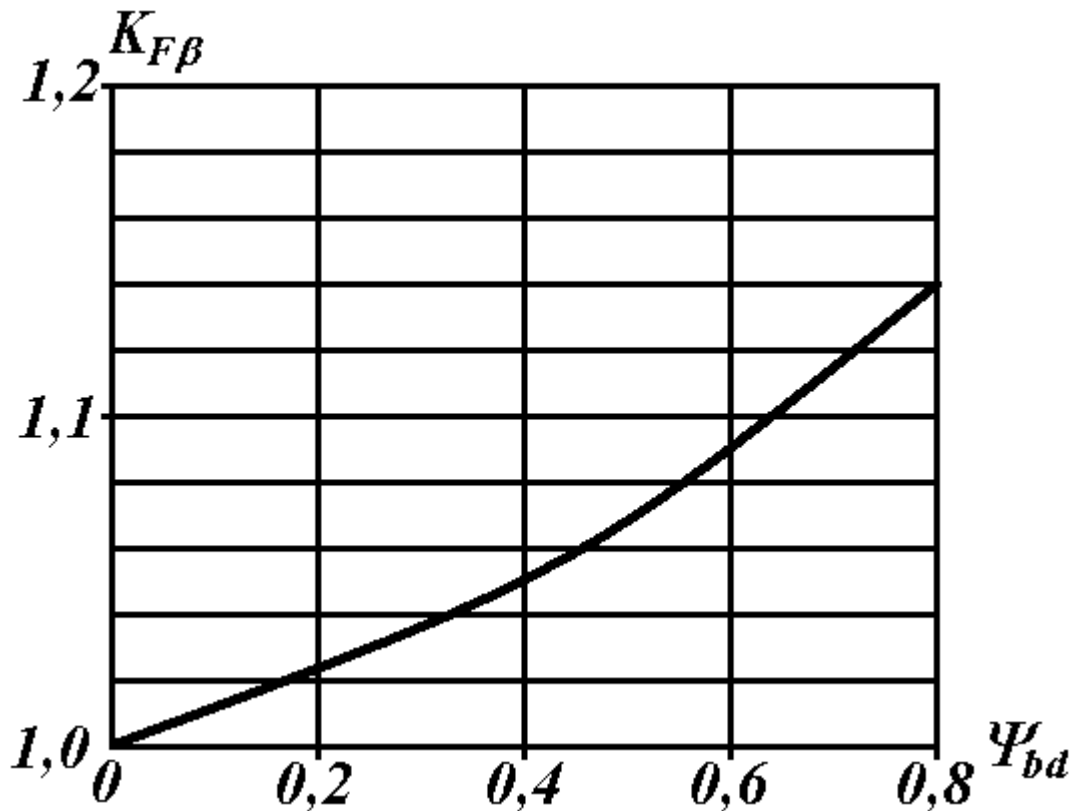


Рисунок 2.5.

Питома окружна динамічна сила w_{Fv} має розмірність Н/мм (V – м/с, a_{w2} – мм) і використовується при обчисленні динамічної добавки v_F :

$$w_{Fv} = \delta_F \cdot g_O \cdot V \cdot \sqrt{\frac{a_{w2}}{u_2}}, \quad v_F = \frac{w_{Fv} \cdot b_w \cdot d_2}{2000 \cdot T_2}. \quad (2.33)$$

Остання, в свою чергу, необхідна для визначення коефіцієнта, що враховує динамічне навантаження, яке виникає в зачепленні, $K_{FV} = 1 + v_F$. Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зуб'ями, $K_{F\alpha}$, визначається відповідно до ступеня точності n_{CT} :

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1) \cdot (n_{CT} - 5)}{4\varepsilon_\alpha}. \quad (2.34)$$

Коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині контактних ліній, $K_{F\beta}$ ($K_{F\beta 2}, K_{F\beta 3}$), залежить від коефіцієнтів Ψ_{bd2}, Ψ_{bd3} (2.27) і визначається з графіка на рис. 2.5.

Отже, розрахунки всіх коефіцієнтів, необхідних для обчислення контактного напруження в полюсі зачеплення, на цьому завершено, що дозволяє за формулою (2.28) визначити σ_F . Слід зауважити, що через явну залежність коефіцієнта Y_F від кількості зуб'їв, необхідно визначити

$$\sigma_{F2} \text{ для 2-го колеса, а потім } \sigma_{F3} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F3} \cdot K_{F\beta 3}}{Y_{F2} \cdot K_{F\beta 2}} \text{ для 3-го.}$$

2.3. ВИЗНАЧЕННЯ ДОПУСТИМИХ НАПРУЖЕНЬ

Допустиме напруження на контактну витривалість

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} K_{HL}, \quad (2.35)$$

де σ_{Hlimb} – границя контактної витривалості поверхонь зуб'їв, яка відповідає базовій кількості циклів навантаження (визначається за Таблицею 2.2), S_H – коефіцієнт безпеки, K_{HL} – коефіцієнт довговічності.

Коефіцієнт довговічності, що враховує вплив терміна служби та режиму навантаження передачі, змінюється в межах $0,9 \leq K_{HL} \leq 2,8$ залежно від типу навантаження (змінне або постійне), кількості циклів навантаження та виду зміцнення поверхонь зуб'їв. Через значне (на порядки) перевищення еквівалентної кількості циклів навантаження базо-

вої кількості циклів в розрахунках КВП величина приймається $K_{HL}=1$. Коефіцієнт безпеки для коліс з однорідною структурою матеріалу $S_H=1,1$; для коліс з поверхневим зміцненням зуб'їв $S_H=1,2$.

Таблиця 2.2.

Спосіб термічної або хіміко-термічної обробки зуб'їв	Твердість поверхонь зуб'їв (H_{HB} , H_{HRC} , H_{HV})	Група сталі	$\sigma_{H \lim b}$, МПа
Відпал, нормалізація або поліпшення	$H_{HB} \leq 350 HB$	Сталі вуглецеві та леговані	$\sigma_{H \lim b} = 2 \cdot H_{HB} + 70$
Об'ємний гарт	$H_{HRC} = 38 \dots 50 HRC$		$\sigma_{H \lim b} = 18 \cdot H_{HRC} + 150$
Поверхневий гарт	$H_{HRC} = 40 \dots 50 HRC$		$\sigma_{H \lim b} = 17 \cdot H_{HRC} + 200$
Цементация або нітроцементация	$H_{HRC} \geq 56 HRC$	Сталі леговані	$\sigma_{H \lim b} = 23 \cdot H_{HRC}$
Азотування	$H_{HV} = 550 \dots 750 HV$		$\sigma_{H \lim b} = 1050$

Співвідношення між твердостями, що виражені в одиницях H_{HB} , H_{HRC} , H_{HV} , визначається за графіками на рис. 2.6.

Залежно від виду термічної або хіміко-термічної обробки використовують наступні сталі для виготовлення зубчастих коліс:

- Відпал, нормалізація або поліпшення - **Ст5, Ст6**; вуглецеві конструкційні **40, 45, 50, 50Г, 50Г2**; леговані **40Х, 45Х, 45ХН**;
- Об'ємний гарт - вуглецеві або леговані зі змістом вуглецю 0,35...0,5% (**45, 40Х, 40ХН, 45ХН, 30ХГСА**);
- Поверхневий гарт - леговані **40Х, 45Х, 45ХН**;
- Цементация – леговані **20Х, 12ХН3А, 18ХГТ, 25ХГТ, 20Х24А**, або нітроцементация – леговані **25ХГМ, 25ХГТ**;
- Азотування – леговані **38ХМЮА, 38ХЮА, 30ХВФЮА**.

Допустиме напруження при розрахунку зуб'їв на витривалість по згинанню:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} K_{FL} \cdot K_{FC}, \quad (2.36)$$

де $\sigma_{F \lim b}$ – границя витривалості зуб'їв при згинанні, яка відповідає базовій кількості циклів навантаження (визначається за Таблицею 2.3), S_F – коефіцієнт безпеки, K_{FL} – коефіцієнт довговічності, K_{FC} – коефіцієнт, що враховує вплив двостороннього прикладання навантаження (при односторонньому $K_{FC}=1$, в решті випадків $K_{FC}=0,65\dots0,9$).

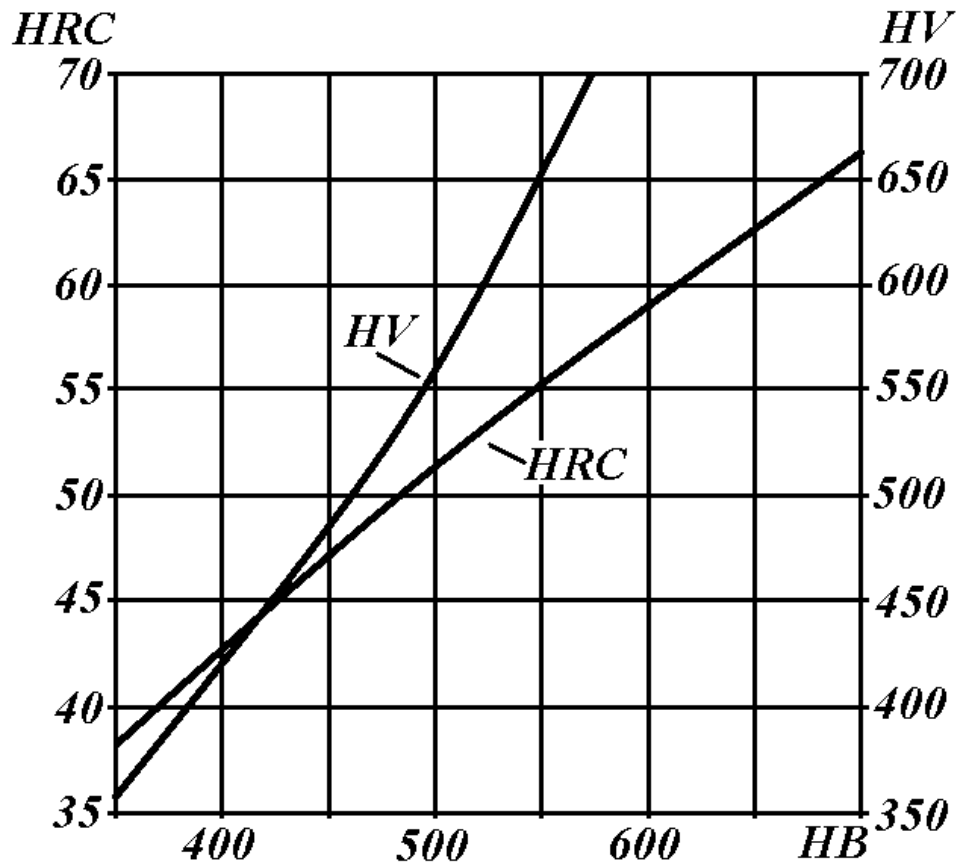


Рисунок 2.6.

Коефіцієнт довговічності, що враховує вплив терміна служби та режиму навантаження передачі, змінюється в межах $0,9 \leq K_{FL} \leq 2,1$ залежно від типу навантаження (змінне або постійне), кількості циклів навантаження та виду зміцнення поверхонь зуб'їв. Через значне (на порядки) перевищення еквівалентної кількості циклів навантаження базової кількості циклів в розрахунках КВП величина приймається $K_{FL}=1$. Коефіцієнт безпеки $S_F=1,7\dots2,2$, для усіх способів термічної або хіміко-термічної обробки зуб'їв $S_F=1,75$, окрім нітроцементзації, для якої $S_F=1,55$.

Провівши розрахунки допустимих напружень $[\sigma_H]$ і $[\sigma_F]$ для певного способу термічної або хіміко-термічної обробки зуб'їв та їхніх повер-

хонь, необхідно провести зіставлення з ними відповідних розрахункових σ_H , σ_{F2} і σ_{F3} . У випадку неперевищення допустимих напружень забезпечується витривалість зуб'їв по контакту та при згинанні.

Таблиця 2.3.

Спосіб термічної або хіміко-термічної обробки зуб'їв	Твердість зуб'їв (H_{HB} , H_{HRC} , H_{HV})		$\sigma_{F \lim b}$, МПа
	на поверхні	всередині	
Цементация легированных сталей	$H_{HRC} = 57 \dots 63$ HRC	$H_{HRC} = 32 \dots 45$ HRC	950
Нитроцементация легированных сталей	$H_{HRC} = 57 \dots 63$ HRC	$H_{HRC} = 32 \dots 45$ HRC	1000
Гарт при нагріві ТВЧ по всьому контуру	$H_{HRC} = 48 \dots 60$ HRC	$H_{HRC} = 25 \dots 40$ HRC	600...900
Нормалізація або поліпшення	$H_{HB} = 180 \dots 350$ HB	$H_{HB} = 180 \dots 350$ HB	$\sigma_{F \lim b} = 1,35 \cdot H_{HB} + 100$
Азотування легированных сталей	$H_{HV} = 550 \dots 950$ HV	$H_{HRC} = 24 \dots 40$ HRC	$\sigma_{F \lim b} = 12 \cdot H_{HRC} + 300$ (для середини)

2.4. НАЙВАЖЛИВІШІ МАШИНОБУДІВНІ МАТЕРІАЛИ ТА ЇХНЯ ТЕРМІЧНА ТА ХІМІЧНО-ТЕРМІЧНА ОБРОБКА

Найбільш поширеними матеріалами в машинобудуванні є сталь різних марок, чавун, бронза. Класифікація сталі за призначенням і хімічному складу може бути схематично зведена до Таблиці 2.4.

Конструкційна вуглецева сталь йде на виготовлення різних машинних частин і маркується **Ст0, Ст1, Ст2, ..., Ст6, Ст7** (звичайної якості) і сталь **10, 15, 20, ..., 70** (якісна). До групи якісної сталі відносять також сталь з підвищеним вмістом марганцю, яка маркується **15Г, 30Г**, тощо, або **30Г2, 35Г2**.

Інструментальна вуглецева сталь йде на виготовлення різців, фрез, калібрів, штампів тощо; ця сталь має значну твердість та зносостійкість. Вона маркується, наприклад, **У9**, що означає вуглецева сталь із вмістом вуглецю 0,9%.

Таблиця 2.4.

Сталь	Вуглецева	Конструкційна	Звичайної якості
			Якісна
		Інструментальна	Високовуглецева
	Легована	Конструкційна	Що цементується
			Що поліпшується
			Що азотується
		Конструкційна	Швидкоріжуча
		Сталь з особливими фізичними та хімічними властивостями	Нержавіюча
			Жаростійка
			Немагнітна та ін.

У тих випадках, коли властивості вуглецевої сталі не забезпечують потрібної якості деталей машин та інструментів, що виготовляються, (достатньої міцності, зносостійкості, жароміцності тощо), переходять до застосування легованої сталі. Введення легованих елементів поліпшує механічні властивості сталі, змінює фізико-хімічні властивості та збільшує глибину прогартовування.

Легуючі елементи в марках сталі за ГОСТ позначаються: **Н** – нікель, **Х** – хром, **Г** – марганець, **С** – кремній, **В** – вольфрам, **Ф** – ванадій, **Ю** – алюміній, **М** – молібден, **К** – кобальт, **Т** – титан, **Б** – ніобій, **Е** – селен, **Ц** – цирконій, **П** – фосфор, **А** – азот, **Р** – бор, **Л** – берилій, **Ш** – магній (останні чотири позначення – тільки за умов знаходження букви в середині маркування). Маркування легованої сталі дається у вигляді комбінації букв і цифр: перші дві цифри позначають вміст вуглецю в сотих частках процента (якщо цифра відсутня, тоді вміст вуглецю біля 1% або більше, якщо цифра одна, то це вміст вуглецю в десятих частках процента), далі буквою вказується легований елемент і його приблизний вміст в процентах. Буква **А** ставиться для позначення високої якості сталі (зі зниженим вмістом шкідливих домішок – сірки та фосфору). Якщо вміст легуючого елементу складає приблизно 1 %, то після відповідної букви в марці сталі ніяких цифр не ставиться. Позначення **ПП** «знижене прогартовування» (рос. «пониженная прокаливаемость»), для сталей з подальшою обробкою токами високої частоти (ТВЧ).

Конструкційні сталі є найбільш поширеними та масовими сталями з усіх легованих. Вони зазвичай відрізняються порівняно низьким вмістом легуючих компонентів і невисокою собівартістю. Інструментальним сталям характерно поєднання високої зносостійкості та твердості. Для них важливе прогартовування і достатня ударна в'язкість за найвищої твердості.

З підвищенням несучої здатності, яка лімітується стійкістю активних поверхонь зубів та їхньою міцністю на згинання, знижується маса і габаритні розміри зубчастої передачі. Найменшу масу мають передачі зі сталевими зубчастими колесами. Одною з найважливіших умов удосконалення машин є пошук всіх можливих шляхів до зниження масогабаритних показників, тому сталь є основним матеріалом для зубчастих коліс і єдиним можливим для високонавантажених передач.

Механічні властивості сталі можна поліпшити, застосовуючи термообробку: відпал, нормалізацію, гарт і відпуск.

Відпал зменшує структурну неоднорідність сталі (обумовлює отримання рівноважної структури), підвищує пластичність і в'язкість, знижує твердість і поліпшує здатність до обробки різанням.

Нормалізація, яка вирівнює структурну неоднорідність сталі, знижує твердість і поліпшує здатність до обробки різанням. Нормалізація – це, за суттю, процес відпалу. Стальний виріб нагрівають до температури дещо нижче температури гарту, витримують сталь за цієї температури, а потім охолоджують на повітрі. В результаті сталь стає більш дрібнозернистою, ніж при відпалі, підвищується її твердість, міцність, ударна в'язкість порівняно з відпаленою сталлю.

Гарт – термічна обробка сталі шляхом її нагрівання до певної температури, деякої витримки за цієї температури до завершення фазових перетворень зі швидким подальшим охолодженням у воді, оливі та інших рідинах. При гарті збільшується твердість і міцність, але знижується ударна в'язкість. Загартована сталь має більшу крихкість, що робить її малоздатною для практичного використання. Гарт забезпечує отримання потрібних фізико-механічних властивостей.

Поверхневий гарт ТВЧ з подальшим низьким відпуском застосовується для сталей із вмістом вуглецю біля 0,35...0,60 % (наприклад, для сталей марок **40X, 40XH, 45XH, 35XM, 60XB, 60X, 55ПП** та інших). При поверхневому гарті нагріванню підлягають тільки зовнішні шари металу, при цьому не виникає значних деформацій (жолоблення) зубчастих коліс. Товщина загартованого шару при поверхневому гартізначається зазвичай в межах 0,25...0,40 *т*, а твердість після гарту з низьким відпуском при охолодженні водою або оливою сягає значень 48–62 *HRC*. Твердим поверхневим шарам за такої термообробки відповідає в'язка серцевина зубів, що забезпечує високу витривалість при згинанні зубчастих коліс.

Об'ємний гарт з низьким відпуском використовують для зубчастих коліс із сталей із вмістом вуглецю 0,40...0,55 % (наприклад, сталі марок **40X, 40XH, 40XФА** та інші). За цієї термообробки неминучі значні викривлення форми зубів, які долаються шліфуванням. Зуб'я мають низький опір ударному навантаженню та великий розкид в значеннях границі

витривалості. Тому об'ємний гарт з низьким відпуском застосовують для мало відповідальних передач.

Відпуск застосовують для сталі після гарту для зменшення крихкості та послаблення внутрішніх напружень. Відпуск сталі полягає в нагріванні її нижче температури гарту з подальшим поступовим охолодженням на повітрі. Залежно від виду відпуску виріб нагрівають від 150 до 550 °С. З підвищенням температури відпуску суттєво змінюються механічні властивості загартованої сталі: границя міцності і твердість знижуються, а відносне подовження та в'язкість збільшуються.

Термообробка, яка полягає у гарті з подальшим високотемпературним відпуском, зазвичай називається поліпшенням. Дана термообробка застосовується в основному в одиничному та дрібносерійному виробництві для передач, до габаритних розмірів і масі яких не висувають високі вимоги, а також в тих випадках, коли контактна міцність не впливає на розміри приводу, що проектується. За цієї термообробки зубчасті колеса виготовляються з якісних вуглецевих і легированих сталей із вмістом вуглецю 0,35...0,50 % (наприклад, сталі марок **40X, 40XH, 35XM, 35 XГСА** та інші).

Істотне значення для поліпшення якостей сталі має хіміко-термічна обробка сталі, яка полягає в зміні хімічного складу поверхневого шару сталевих виробів шляхом насичення його будь-якою іншою речовиною (вуглецем, азотом, ціаном, хромом) з метою підвищення твердості, зносостійкості або корозійної стійкості поверхні та збереження при цьому високих механічних якостей самого виробу. Видами хіміко-термічної обробки сталі є цементація, азотування, ціанування та хромування.

Цементація – це процес хіміко-термічної обробки сталевих деталей, що зумовлює насичення їхньої поверхні вуглецем на певну глибину виробу за температури середовища 880...950 °С, яка містить вуглець. Призначенням процесу є отримання після гарту та низького відпуску підвищеної твердості до 56...62 *HRC* і міцності поверхневого шару, зносостійкості та міцності деталей від втомленості. При цьому застосовують легировані сталі із вмістом вуглецю 0,12...0,30 %.

Нітроцементація (газове ціанування) – процес хіміко-термічної обробки сталевих деталей, який зумовлює одночасне насичення поверхневих шарів вуглецем і азотом з подальшим гарту і низьким відпуском до твердості 57...63 *HRC*. Нітроцементації підлягають зубчасті колеса з середньовуглецевих сталей (наприклад, сталей **20X, 35X, 40X, 25XГМ, 25XГТ, 30XГТ** та ін.).

Азотування – процес хіміко-термічної обробки сталевих деталей, який зумовлює насичення азотом поверхневого шару сталевих виробів при нагріванні до 500...700 °С в атмосфері аміаку на певну глибину з ме-

тою підвищення зносостійкості, корозійної стійкості, границі витривалості. Забезпечує особливо високу твердість до 70 *HRC* та зносостійкість поверхневих шарів. При цьому утруднюється прироблення, яка зменшує шкідливі наслідки від місцевих навантажень, які викликані похибками та деформаціями. Тому реалізація переваги азотування можлива тільки за високої точності виготовлення або при використанні доводочних операцій в зубчастій парі (за мінімальної нерівномірності питомих навантажень за шириною зубчастого вінця, викликаних деформаціями).

Хромування – процес хіміко-термічної обробки, який зумовлює насичення поверхневого шару хромом з метою підвищення поверхневої твердості деталей, зносостійкості та антикорозійних властивостей сталевих деталей.

Алітування – процес, який зумовлює насичення поверхневого шару сталі алюмінієм з метою підвищення жаротривкості сталевих деталей.

3. КОМПОНОВУВАННЯ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ КВП

Зубчасті колеса КВП закріплюються на валах (1-е та 3-є) і на осі (2-е). Вали сприймають дію напружень згинання та кручення, осі – тільки згинання. Попереднє визначення діаметра вала, необхідне для виконання ескізу вала та подальшого основного розрахунку, проводять за допомогою емпіричних залежностей або за умовним розрахунком на кручення. Останній варіант обирають за умов невизначеності розмірів вала по довжині, коли не можуть бути обчислені згинальні моменти. Умова міцності на кручення:

$$T = 9550 \frac{N}{n} \approx 0,2 \cdot d^3 [\tau], \quad (3.1)$$

звідки приблизно визначається діаметр вала:

$$d \approx C \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n}}. \quad (3.2)$$

У формулах (3.1), (3.2) T – крутильний момент, Н·м; N – потужність, кВт; n – частота обертання, об/хв.; d – діаметр вала, мм; $[\tau]$ – умовні допустимі напруження при крученні, МПа; C – коефіцієнт. Внаслідок неврахування за цією методикою згину величину $[\tau]$ беруть заниженою. Часто приймають $[\tau] = 15 \dots 35$ МПа, тоді відповідні $C \approx 150 \dots 110$.

Під час проектування КВП приймається більш вузький інтервал значень коефіцієнта C , тоді попередній діаметр вихідного вала d_B , мм, визначають з розрахунку на кручення в місці установки підшипників за формулою

$$d_B = (110 \dots 130) \cdot \sqrt[3]{\frac{N_3}{n_3}}, \quad (3.3)$$

в якій N_3 – потужність, яка споживається насосом, кВт; n_3 – номінальна частота обертання насоса, об/хв. З отриманого діапазону значень обирають таке, яке відповідає внутрішньому діаметру підшипників. Для останніх, починаючи з діаметра 20 мм, кожний наступний збільшується на 5 мм (25, 30, 35....), тому d_B має бути кратним 5. Величина d_B є основою для визначення наступних геометричних розмірів.

Значення діаметра вихідного вала під зубчастим колесом визначається зі співвідношення $d_K^B = (1,0 \dots 1,3) \cdot d_B$, мм. Остаточний вибір здійснюється з конструктивних міркувань.

Для зубчастих коліс з маточиною (ступица, рос.), що виступає, визначають:

діаметр маточини –

$$d_{CT}^B = 1,5 \cdot d_B + 10, \text{ мм}; \quad (3.4)$$

довжина маточини –

$$l_{CT}^B = (1,0 \dots 1,5) \cdot d_B, \text{ мм}. \quad (3.5)$$

Діаметр осі, на якій встановлене проміжне зубчасте колесо 2, визначається зі співвідношення $d_O = (0,6 \dots 0,7) \cdot d_B$, мм. Обране значення має бути кратним 5 через умови встановлення підшипників.

Значення діаметра осі під зубчастим колесом визначається зі співвідношення $d_K^O = (1,0 \dots 1,3) \cdot d_O$, мм.

Для зубчастих коліс з маточиною, що виступає, визначають: діаметр маточини –

$$d_{CT}^O = 1,5 \cdot d_O + 10, \text{ мм}; \quad (3.6)$$

довжина маточини l_{CT}^O дорівнює довжині маточини l_{CT}^B , що пов'язано з конструктивними особливостями редуктора.

При компонованні вихідного вала використовують радіальні шарикопідшипники середньої або важкої серії, для осі проміжного колеса – радіально-упорні шарикопідшипники або конічні роликпідшипники (докладно про їхні конструктивні особливості йдеться у Розділі 6). За умов внутрішнього розміщення підшипників в маточині зубчастого колеса величина d_{CT}^O визначається з урахуванням габаритних розмірів підшипників.

Діаметр вхідного вала КВП приймається відомим за наявною коробкою передач.

Відстань між внутрішньою поверхнею стінки корпусу та зубчастим колесом:

$$\Delta = (1,0 \dots 1,2) \cdot \delta, \text{ мм}, \quad (3.7)$$

де

$$\delta = 0,025 \cdot a_w + 3, \text{ мм}, \quad (3.8)$$

– товщина стінки корпусу. У разі $\delta > 6$ мм приймається $\delta = 6$ мм. Розглядаючи відстань між колесом 3 та поверхнею стінки, замість a_w треба підставляти a_{w2} .

Під час роботи передачі рухомі деталі не повинні торкатися одна одної та стінок корпусу.

Схему компоновки зубчастої передачі КВП виконують на міліметровому папері формату А2 у масштабі 1:1. Остаточне конструювання вала виконується після його перевірного розрахунку, а також вибору та розрахунку підшипників на довговічність (більш докладно про цю частину проекту див. Розділи 4-6).

Виконання ескізного варіанту загального вигляду механізму починають з нанесення осьових ліній з урахуванням міжосьових відстаней і діаметрів ділільних окружностей зубчастих коліс, викреслюють вали без позначення їхніх розмірів за довжиною, наносять габарити попередньо обраних підшипників. При виборі останніх керуються такими міркуваннями: ліва опора вихідного валу є фіксованою, права – плаваючою, тому для лівої опори обираються підшипники важкої серії, а для правої - середньої. Внутрішні діаметри підшипники на правій та лівій опорі внаслідок східчастої будови валу відрізняються на 10 мм, що призводить до відмінності в маркуванні (позиція діаметрів) підшипників на 2 одиниці.

В подальшому проробляють конструкції окремих деталей, обирають способи сполучення з іншими елементами механізму. При цьому необхідно визначити способи установки валів в підшипниках, кріплення зубчастих коліс на валах, підшипників – на валах і в корпусі, види та конструктивне оформлення несучих деталей.

При виборі варіанту конструкції необхідно вивчити відомі технічні рішення і виконати їхній аналіз, максимально використовувати уніфіковані деталі та вузли. Для підвищення технологічності та зменшення трудомісткості виготовлення конструкції слід скорочувати номенклатуру стандартних і нормалізованих деталей і вузлів, а також матеріалів, що використовуються. Всюди, де можливо, слід застосовувати в деталях форму тіл обертання, технологічно більш просту у виготовленні.

4. ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ВИХІДНОГО ВАЛА

Для повністю спроектованого вала уточнюють розрахункову схему та проводять розрахунки на статичну міцність, жорсткість та витривалість.

Вали взаємодіють з насадженими на них деталями та підшипниками. Фіксацію цих деталей для запобігання провороту здійснюють шпонковими, зубчастими (шліцьовими) з'єднаннями та сполученням з гарантованим натягом. Умови зборки на одному валу деталей з різними посадками та типами з'єднань, а також вимоги до осьової фіксації деталей зумовлюють необхідність ступінчастої компоновки вала.

Розрахункові схеми валів та осей редукторів представляють у вигляді ступінчастих або гладких балок на шарнірних опорах. Підшипники, які водночас сприймають осьове та радіальне навантаження, замінюють на шарнірно нерухомі опори, а підшипники, що сприймають тільки радіальне навантаження – на шарнірно рухомі опори. Для радіальних шарикових підшипників положення опори приймають всередині ширини підшипника. Навантаження, що передається валам і осям з боку насаджених на них деталей, приводять до центру з'єднання у вигляді зосередженого крутильного моменту T , окружної F_t , радіальної F_r та осьової F_a сил. Індикація відповідних сил зумовлена зв'язком окружної сили з крутильним моментом (**torsion** – кручення), словами **radial** – радіальний, **axis** – вісь.

4.1. ОСНОВНИЙ РОЗРАХУНОК ВАЛА

Для основного розрахунку валів та осей необхідно обчислити згинальні та крутильні моменти в небезпечних перерізах. При розрахунку валів будують епюри цих моментів. При дії на вал навантаження в різних площинах їх зазвичай розкладають на дві взаємно перпендикулярні площини, в кожній з яких розглядаються дії відповідних сил. Небезпечний переріз визначається епюрами моментів, розмірами перерізів вала та концентрацією напружень.

На рис. 4.1 наведено схему навантаження вала, для якої вводяться наступні позначення:

A і B – шарнірні опори, в яких визначаються опорні реакції R_{AX} , R_{BX} , H , – в горизонтальній площині, R_{AY} , R_{BY} , H , – у вертикальній площині, R_A , R_B , H , – результуючі;
 T_3 – крутильний момент, який передається на муфту, Н·м;

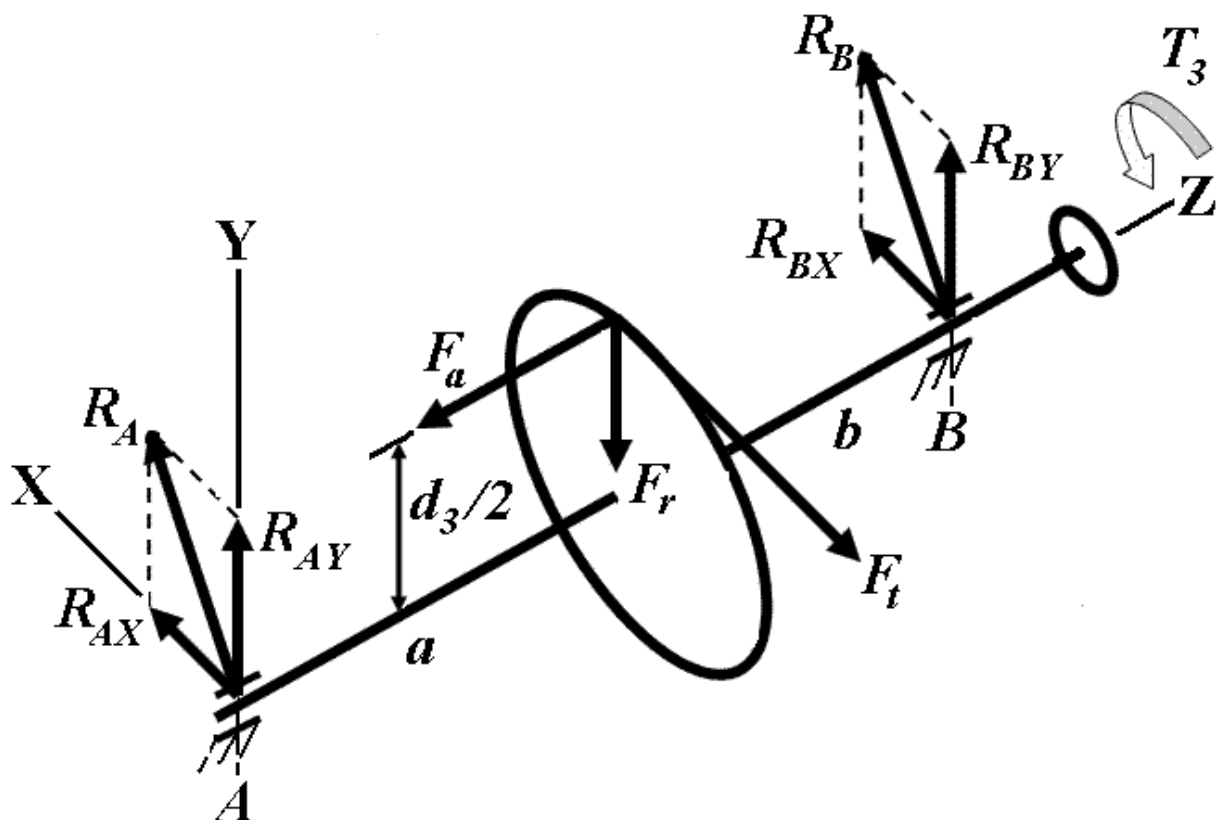


Рисунок 4.1.

F_t – окружна сила (визначається за формулою (2.19)), Н;

$$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} - \text{радіальна сила, Н;} \quad (4.1)$$

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta - \text{осьова сила, Н.} \quad (4.2)$$

Геометричні розміри a і b – відстань між відповідною опорою (A і B) і центром 3-го колеса, визначається безпосередньо з робочого креслення КВП, їхня сума $a + b = l$, а також d_3 – дільний діаметр 3-го колеса, який визначено за формулою (2.9). В подальших розрахунках необхідно підставляти вказані розміри в метрах.

Розглянемо вертикальну площину (рис. 4.1), в якій діють сили F_r та F_a . Дію сили F_a можна замінити зосередженим моментом M_{Fa} , Н·м, (F_a , Н, d_3 , мм):

$$M_{Fa} = F_a \cdot \frac{d_3}{2000}. \quad (4.3)$$

Реакції опор визначаються (в подальших розрахунках всі величини підставляються в розмірностях системи SI):

$$R_{AY} = \frac{F_r \cdot b + M_{Fa}}{l}, \quad R_{BY} = \frac{F_r \cdot a - M_{Fa}}{l}. \quad (4.4)$$

Виходячи з отриманих виразів, за будь-яких умов $R_{AY} > 0$, тобто вертикальна складова реакції R_A є додатною. Стосовно R_{BY} є варіанти, які залежать від співвідношення доданків $F_r \cdot a$ і M_{Fa} . Якщо перший більше другого, $R_{BY} > 0$ (додатна), якщо навпаки – $R_{BY} < 0$ (від'ємна). В останньому випадку необхідно на схемі замінити напрям дії вказаної сили на протилежний.

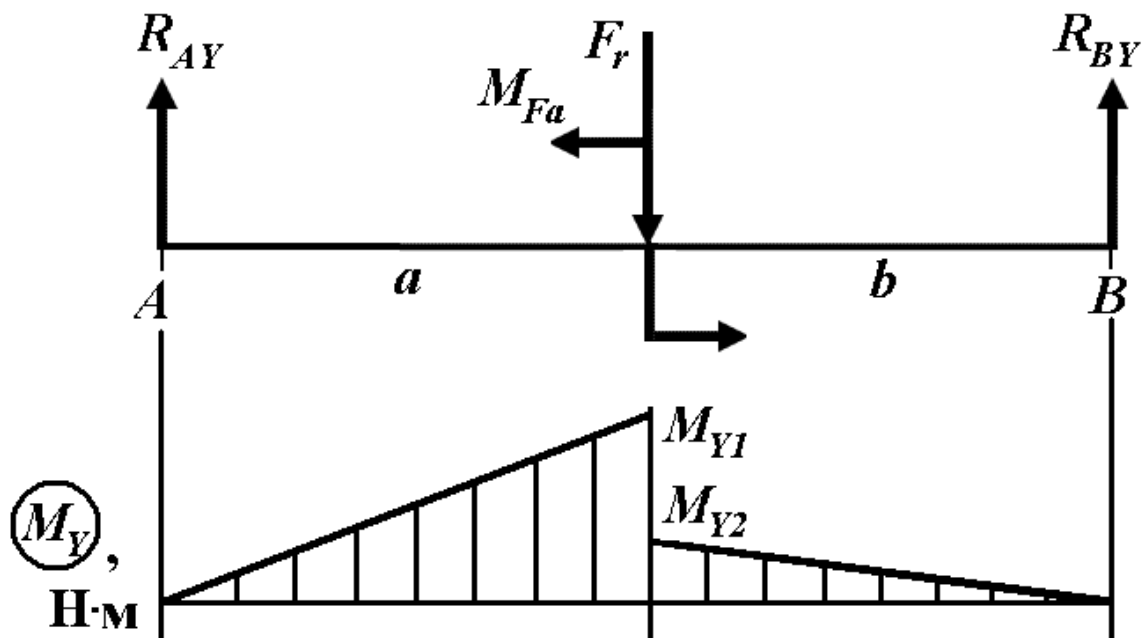


Рисунок 4.2.

Згинальні моменти M_Y визначаються при аналізі стану від опори A до опори B , що відображається у побудові відповідної епюри:

$$M_{Y2} = R_{BY} \cdot b, \quad M_{Y1} = R_{AY} \cdot a = R_{BY} \cdot b + M_{Fa}. \quad (4.5)$$

Як бачимо, в перерізі, через який проходить дія сили F_r та прикладається момент M_{Fa} (вісь симетрії 3-го колеса), на епюрі моменту M_Y з'являється злам і стрибок на величину моменту M_{Fa} . Максимальне значення $M_Y = M_{Y1}$ (найнебезпечніший переріз).

На рис. 4.2 і 4.3 показані відповідні схеми навантаження та юри, що відповідають двом вищевказаним варіантам розрахунків.

Розглянемо горизонтальну площину (рис. 4.1), в якій діє сила F_t . Реакції опор визначаються:

$$R_{AX} = \frac{F_t \cdot b}{l}, \quad R_{BX} = \frac{F_t \cdot a}{l}. \quad (4.6)$$

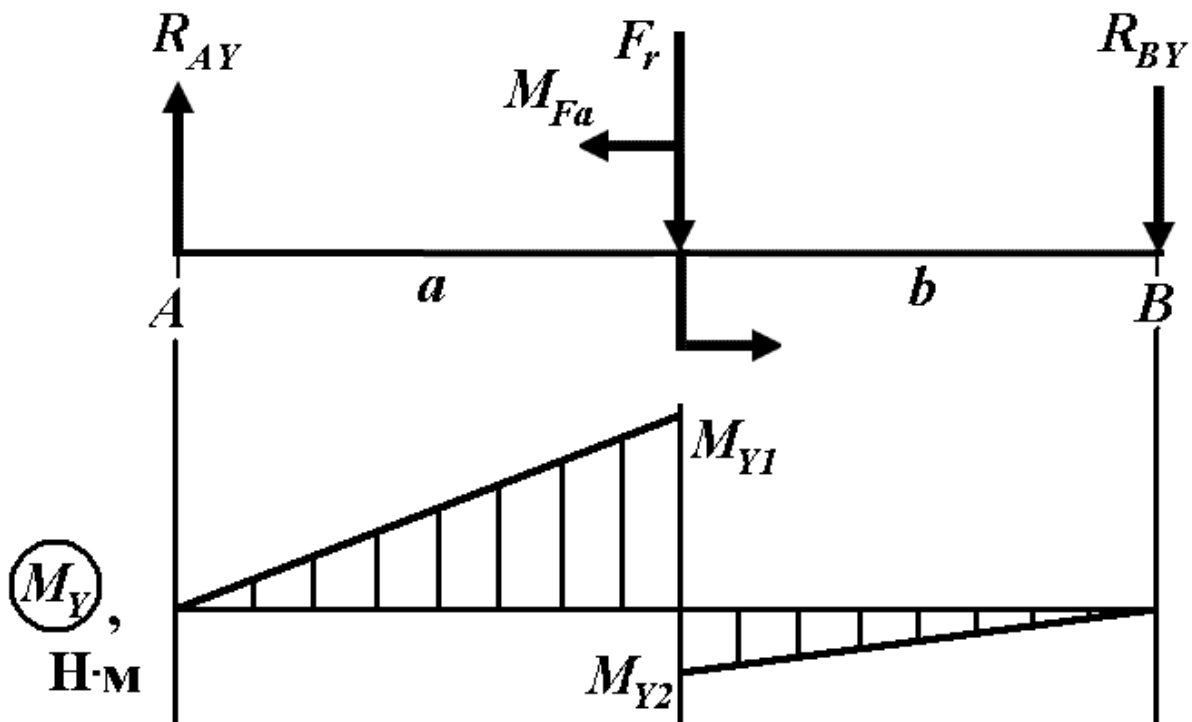


Рисунок 4.3.

Виходячи з отриманих виразів, за будь-яких умов $R_{AX} > 0$, $R_{BX} > 0$, тобто горизонтальна складова реакції R_A та R_B є додатною. Згинальні моменти M_x визначаються при аналізі стану від опори A до опори B , що відображається у побудові відповідної епюри (рис. 4.4). Як бачимо, в перерізі, через який проходить дія сили F_t (вісь симетрії 3-го колеса), на епюрі моменту M_x з'являється злам і момент досягає максимального значення (найнебезпечніший переріз):

$$M_x = R_{AX} \cdot a = R_{BX} \cdot b. \quad (4.7)$$

Сумарні опорні реакції визначаються за формулами:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2}, \quad R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2}. \quad (4.8)$$

Максимальний сумарний згинальний момент M_Σ , Н·м, обчислюється для найнебезпечнішого перерізу за формулою:

$$M_\Sigma = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2}. \quad (4.9)$$

На вал між центром 3-го колеса та муфтою діє крутильний момент T , Н·м. Між опорами A і B його еюра на ділянці довжиною b має вигляд прямокутника з висотою $T = T_3$.

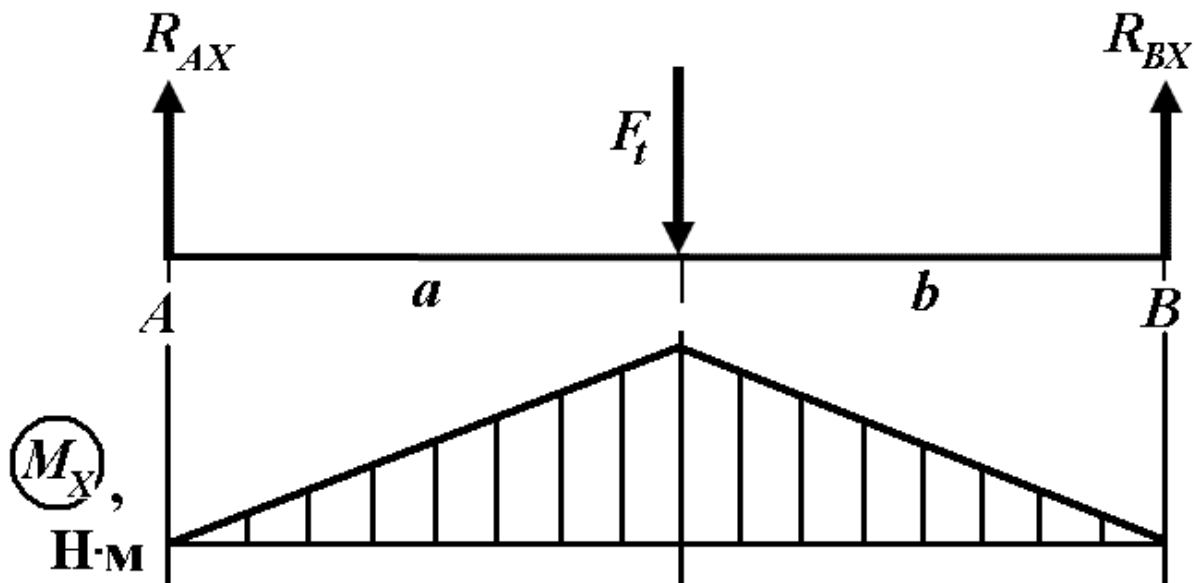


Рисунок 4.4.

Для розрахунку вала використовується 3-я теорія міцності, на основі якої еквівалентний (приведений) момент $M_{\text{ЕКВ}}$, Н·м, визначається за формулою:

$$M_{\text{ЕКВ}} = \sqrt{(M_\Sigma)^2 + (T_3)^2}. \quad (4.10)$$

При побудові еюр слід пам'ятати, що еюра приведених моментів має нелінійний характер. Нелінійна й еюра сумарних згинальних моментів на ділянках, де M_X та M_Y змінюються за різними законами. Для спрощення побудови еюр моменти обчислюються в окремих характерних точках (на опорах, в точках прикладення сил і моментів). На ділянках між цими точками еюри апроксимуються прямолінійними відрізками.

Для вала визначають $[\sigma_{-1}]$ – допустиме знакозмінне напруження та $[\sigma_0]$ – допустиме віднульове пульсуюче напруження. Визначивши небезпечний переріз, обчислюють в ньому розрахунковий діаметр вала d , мм, який за умовами міцності має не перевищувати величину d_K^B :

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ЕКВ}}}{0,1 \cdot [\sigma_{-1}]}} \leq d_K^B, \quad (4.11)$$

де $M_{\text{ЕКВ}}$ необхідно підставляти в розмірності Н·мм, $[\sigma_{-1}]$, МПа, визначається за даними Таблиці 4.1, в якій наведені середні значення допустимих напружень для валів, МПа.

Таблиця 4.1.

Матеріал вала	σ_B	$[\sigma_0]$	$[\sigma_{-1}]$
Сталь вуглецева	400	70	40
	500	75	45
	600	95	55
	700	110	65
Сталь легована	800	130	75
	1000	150	90

4.2. РОЗРАХУНОК ВАЛА НА ВИТРИВАЛІСТЬ

Перевірка здійснюється тільки після попереднього оформлення креслення. Це викликано тим, міцність вала при втомленості визначається низкою факторів, які характеризують його геометрію, шорсткість поверхні, наявність концентраторів напружень.

Під час розрахунку валів на міцність слід розрізняти короточасні навантаження, повторність дії яких невелика і складає менш ніж 10^3 циклів, і тривало діючі навантаження, повторність дії яких достатня для утворення руйнування від втомленості.

Вали можуть відчувати від дії зовнішнього навантаження змінні напруження, якщо, наприклад, зусилля, що виникають в їхніх перерізах, обертаються відносно валу. При цьому цикл зміни напруження в перерізах валу виявляється симетричним, тому що максимальні напруження, які виникають в кожній точці, дорівнюють мінімальним, узятим зі зворотним знаком. Під час розрахунків валу цикл зміни дотичних напружень від передачі постійного крутильного моменту будемо вважати пульсуючим.

Перевірка, яка є остаточною та основною, проводиться тільки для найнебезпечніших перерізів. Під час перевірки визначається розрахунковий коефіцієнт запасу по витривалості, який порівнюється з допустимим. В Таблиці 4.2 наведені характеристики основних марок сталей, які використовуються для виготовлення валів. Для відповідальних валів застосовують сталі **45, 50, 40Х** з термічним поліпшенням (гарт з високим відпуском). Для відповідальних важко навантажених валів, які повинні мати невеликі габарити, застосовують леговані сталі **40ХН, 30ХГС** тощо. Термообробка – поліпшення, гарт ТВЧ.

Таблиця 4.2.

Марка сталі	Діаметр вала	σ_B , МПа	σ_T , МПа	τ_T , МПа	σ_{-1} , МПа	τ_{-1} , МПа	Ψ_σ	Ψ_τ
Сталь 40	5 <	610	360	210	270	150	0,15	0,08
40Х 40ХН	5 <	1000	800	480	450	250	0,22	0,1

Як завжди, σ – нормальні, τ – дотичні напруження. Коефіцієнти запасу для відповідних напружень:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \Psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \Psi_\tau \cdot \tau_m}. \quad (4.12)$$

За одночасної дії нормальних і дотичних напружень загальний коефіцієнт запасу n :

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n]. \quad (4.13)$$

В Таблиці 4.2 та наведених формулах σ_{-1} – границя витривалості гладкого зразка при симетричному циклі напружень згинання (не плутати з напруженням $[\sigma_{-1}]$ з Таблиці 4.2); τ_{-1} – границя витривалості гладкого зразка при симетричному циклі напружень кручення (приблизно приймають $\sigma_{-1} = 0,45\sigma_B$, $\tau_{-1} = 0,25\sigma_B$); σ_a , τ_a – амплітуда номінальних напружень відповідно згинання та кручення; σ_m , τ_m – середні значення номінальних напружень; $K_{\sigma D}$, $K_{\tau D}$ – сумарні коефіцієнти, які враховують вплив усіх факторів на опір втомленості при згинанні та крученні; Ψ_σ , Ψ_τ – коефіцієнти чутливості матеріалу до асиметрії циклу

напружень при згинанні та крученні. Для сталі $\Psi_{\sigma}=0,02+2\cdot 10^{-4}\sigma_B$, $\Psi_{\tau}=0,5\Psi_{\sigma}$.

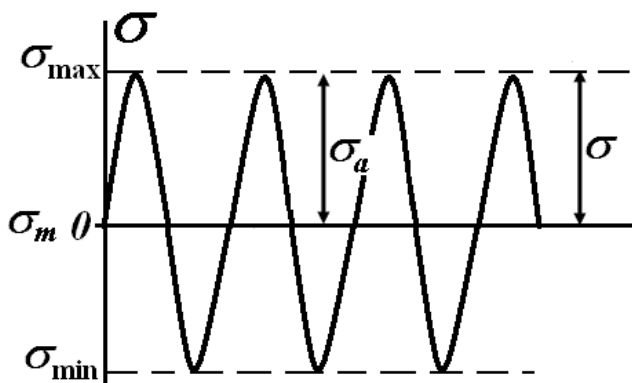


Рисунок 4.5.

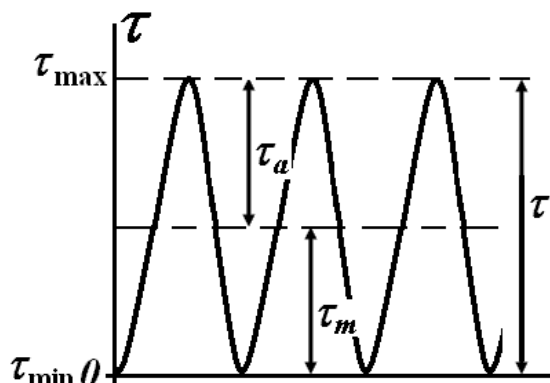


Рисунок 4.6.

Напруження згину в валах змінюються за симетричним знакозмінним циклом (рис. 4.5), для якого характеристики циклу:

$$r_{\sigma} = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = -1; \quad \sigma_{\min} = -\sigma_{\max}; \quad \sigma_{\max} = \sigma = \frac{M_{\Sigma}}{W_O}. \quad (4.14)$$

Напруження кручення має пульсуючий від нуля характер (віднульовий цикл, рис. 4.6), для якого характеристики циклу:

$$r_{\tau} = \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}} = 0; \quad \tau_{\min} = 0; \quad \tau_{\max} = \tau = \frac{T_3}{W_P}. \quad (4.15)$$

У співвідношеннях (4.14), (4.15) W_O , W_P , m^3 , – осьовий і полярний моменти опору перерізу вала.

Амплітуда та середні значення номінальних напружень згинання визначаються за формулами:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}, \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}. \quad (4.16)$$

Аналогічно, замінивши в формулах (4.16) позначення σ на τ , обчислюють характеристики напружень при крученні:

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}, \quad \tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}.$$

При визначенні певних напружень характеристики перерізу W_O і W_P розраховують з урахуванням ослаблення вала шпонками, шліцами тощо. Для вала суцільного перерізу при діаметрі d (у формулах, де має

бути підставлено значення діаметру вала, на місце d підставляють величину d_K^B):

$$W_O^C = \frac{\pi d^3}{32}, \quad W_P^C = \frac{\pi d^3}{16}. \quad (4.17)$$

В перерізі суцільного вала за наявності шпонкового пазу (рис. 5.2, дані з Таблиці 5.1) ослаблення відображається у наступних формулах:

$$W_O = W_O^C - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2d}, \quad W_P = W_P^C - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2d}, \quad (4.18)$$

де b – ширина шпонкового пазу, t_1 – глибина пазу на валу.

Таблиця 4.2.

Напружений стан	Матеріал	Значення ε при діаметрі вала, мм			
		30	40	50	70
Згинання	Вуглецева сталь	0,88	0,85	0,81	0,76
Згинання, кручення для всіх видів сталі	Високоміцна легована сталь	0,77	0,73	0,70	0,65

Таблиця 4.3.

σ_B , МПа	K_σ для валів зі шпонками	K_τ для валів зі шпонками
500	1,6	1,4
600	1,75	1,5
700	1,9	1,7
800	2,05	1,9
900	2,2	2,0
1000	2,3	2,2

Таблиця 4.4.

Вид зміцнення	Зразок з концентрацією напружень
Гарт ТВЧ вуглецевих і легованих сталей	1,5...2,5
Азотування при глибині шару 0,1...0,4 мм	1,3...2,0
Цементация при товщині шару 0,2...0,6 мм	1,2...2,0

Коефіцієнти $K_{\sigma D}$, $K_{\tau D}$ визначаються за формулами

$$K_{\sigma D} = \frac{1}{K_V} \left(\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon} + K_F - 1 \right), \quad K_{\tau D} = \frac{1}{K_V} \left(\frac{K_{\tau}}{\varepsilon} + K_F - 1 \right), \quad (4.19)$$

де ε – коефіцієнт впливу абсолютних розмірів поперечного перерізу (Таблиця 4.2); K_F – коефіцієнт впливу шорсткості поверхні (для шліфованої поверхні $K_F=1$); K_V – коефіцієнт впливу зміцнення, який вводить для валів з поверхневим зміцненням (Таблиця 4.4); K_{σ} , K_{τ} – ефективні коефіцієнти концентрації напружень (за наявності галтелі, виступи, поперечного отвору, шпонкової канавки, для шліцьових валів) (Таблиця 4.3).

Після визначення всіх коефіцієнтів, обчислення параметрів циклічних напружень розраховують коефіцієнт запасу n і порівнюють з допустимим $[n]=1,5...2,5$. Часто до вала висувають підвищені вимоги по жорсткості. До таких валів відносяться, наприклад, вали коробок швидкостей, вали швидкохідних ступенів редукторів. В таких випадках $[n] \geq 2,5...3$.

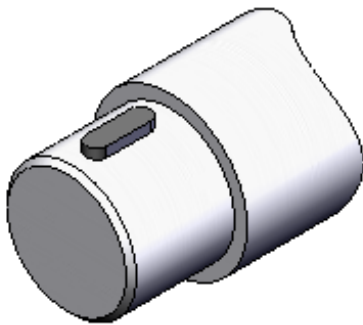
Опір втомленості валів у ряді випадків може бути суттєво збільшений за рахунок технологічного зміцнення матеріалу вала шляхом хіміко-термічної обробки (азотування, цементації, ціанування), поверхневого гарту, наклепу поверхневого шару, обкатки роликками. Ефективність поверхневого зміцнення залежить від правильності технології обробки.

У якості матеріалу для виготовлення прямих валів та осей для середніх навантажень використовують в основному сталь вуглецеву (переважно марок **30, 40, 45 і 50**), а для важко навантажених валів та осей – леговану (марок **40Х, 40ХН, 40ХНМА, 30ХГС і 18ХНВА**), яка застосовується головним чином у вигляді прокату або поковок і значно рідше у вигляді сталевих литва. Вуглецеву сталь піддають нормалізації. Невідповідальні та мало навантажені вали та осі, а також трансмісійні вали можна виготовляти зі сталі марок **Ст3, Ст4 і Ст5**.

5. РОЗРАХУНОК СПОЛУЧЕНЬ ВАЛ-МАТОЧИНА

Сполучення вал-маточина зубчастих і черв'ячних коліс відноситься до з'єднань деталей, які охоплюють одна одну. При встановленні коліс на валах необхідно забезпечити надійне базування колеса на валу і передачу крутильного моменту від колеса до вала або від вала до колеса. Тому в цьому розділі розглядаються шпонкові та шліцьові з'єднання.

5.1. РОЗРАХУНОК ШПОНКОВОГО З'ЄДНАННЯ



В більшості випадків в редукторах для кріплення коліс і муфт на валах застосовують ненапружені призматичні шпонки (на рис. 5.1 показано частину вала зі шпонкою). Шпонка перешкоджає відносному повороту або пересуванню сполучених деталей, при цьому передає крутний момент від вала до маточини або навпаки. Матеріал шпонок – сталь 45 або Ст6 з границею міцності $\sigma_B = 590 \dots 750$ МПа.

Рисунок 5.1.

Призматичні шпонки мають прямокутний переріз з висотою h і шириною b зі співвідношенням $h/b=1:1$ для валів малих діаметрів до $h/b=1:2$ для валів великих діаметрів. Кінці шпонок можуть бути округленими (рис. 5.3, а), або плоскими (рис. 5.3, б). Робочими у призматичної шпонки є бокові, більш вузькі грані. Шпонку врізають у вал на глибину t_1 (шпонковий паз у валу), та у маточину на глибину t_2 (шпонковий паз у маточині). Між верхньою горизонтальною поверхнею шпонки та поверхнею маточини є зазор, чим і пояснюється $t_1 + t_2 > h$ (рис. 5.2).

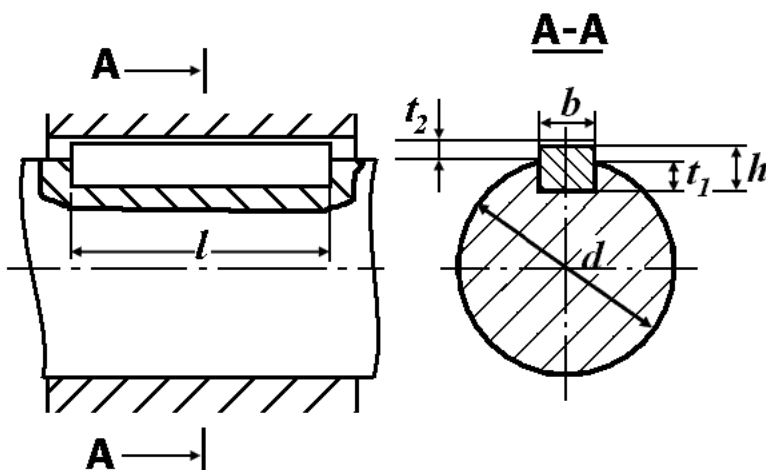


Рисунок 5.2.

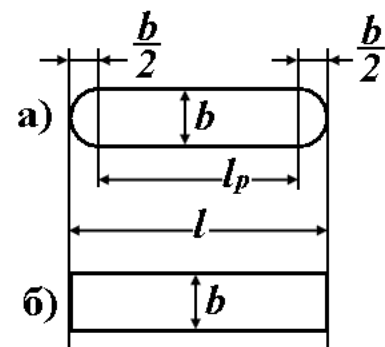


Рисунок 5.3.

Основним розрахунком для призматичних шпонок є умовний розрахунок на зминання у припущенні рівномірного розподілу тиску по поверхні контакту бокових граней шпонки з валом та маточиною. Напруження σ_{3M} в шпонковому з'єднанні на вихідному валу визначаються за формулою (замість загального позначення для діаметра вала d у формулах використовується позначення діаметра вихідного вала під зубчастим колесом – d_K^B):

$$\sigma_{3M} = \frac{2 \cdot T_3}{d_K^B \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma_{3M}]. \quad (5.1)$$

Перевірочним додатковим розрахунком є визначення напружень зрізу τ_{3P} в горизонтальній площині, що розділяє вал і маточину:

$$\tau_{3P} = \frac{2 \cdot T_3}{d_K^B \cdot b \cdot l_p} \leq [\tau_{3P}]. \quad (5.2)$$

В наведених формулах (5.1) та (5.2) T_3 – крутильний момент, що передається з'єднанням, Н·м; l_p – робоча довжина шпонки, мм, яка для шпонки з закругленими кінцями $l_p = l - b$, а з плоскими $l_p = l$ (l – довжина шпонки). Довжина шпонки залежить від довжини маточини, як правило, її приймають на 5...10 мм менше.

Таблиця 5.1.

Діаметр вала d_K^B , мм	Переріз шпонки		Інтервал довжин l , мм	Глибина пазу	
	b , мм	h , мм		t_1 , мм	t_2 , мм
Більше 12 до 17	5	5	10...56	3	2,3
— — 17 до 22	6	6	14...70	3,5	2,8
— — 22 до 30	8	7	18...90	4	3,3
— — 30 до 38	10	8	22...110	5	3,3
— — 38 до 44	12	8	28...140	5	3,6
— — 44 до 50	14	9	36...160	5,5	3,8
— — 50 до 58	16	10	45...180	6	4,3
— — 65 до 75	18	11	50...200	7	4,4
— — 75 до 85	20	12	56...220	7,5	4,9

Допустимі напруження в непорушних шпонкових з'єднаннях загального машинобудування при спокійному навантаженні пропонується приймати: на зминання при сталевій маточини $[\sigma_{3M}] = 80 \dots 150$ МПа; на зріз - $[\tau_{3P}] = 60 \dots 90$ МПа. Ці допустимі значення знижуються при роботі зі слабкими поштовхами на 1/3, а при ударному навантаженні – на 2/3.

Шпонки всіх основних типів стандартизовані й їхні розміри обирають за ГОСТ 23360-78.

5.2. РОЗРАХУНОК ШЛІЦЬОВОГО З'ЄДНАННЯ

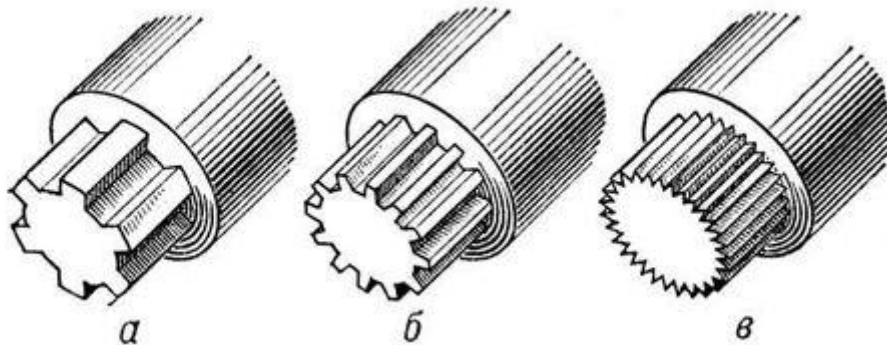


Рисунок 5.4.

Шліцьові з'єднання у порівнянні зі шпонковими мають більш високу навантажувальну здатність, створюють меншу концентрацію напружень у валах, тому забезпечують більш високу витривалість останніх, створюють краще центрування деталей на валах, більш зручні для масового та серійного виробництва. Тому шліцьові з'єднання можна розглядати як певну альтернативу шпонковим. Шліцьові з'єднання виконують з прямобічним (рис. 5.4, а), евольвентним (рис. 5.4, б) та трикутним (рис. 5.4, в) профілем. Для важко навантажених з'єднань найбільш поширені прямобічні з'єднання.

Для КВП пожежного автомобіля застосовують шліцьовий вал з прямобічним профілем, для якого разом із втулкою на рис. 5.5 показано перерізи та зовнішній вигляд.

За номінальний діаметр сполучення приймають його зовнішній діаметр, залежно від якого визначають розміри шліцьового з'єднання за ГОСТ 1139-80.

Шліцьові з'єднання виходять з ладу внаслідок пошкодження робочих поверхонь зуб'їв: зминання, зносу, фреттінг-корозії, заїдання та внаслідок зламу шліцьових валів і зуб'їв. Зминання та знос в цьому випадку пов'язані з одним параметром – напруженням зминання σ_{3M} . Це до-

зволяє розглядати σ_{3M} як узагальнений критерій розрахунку на зми-
нання та на знос. Такий розрахунок називається спрощеним розрахун-
ком за узагальненим критерієм.

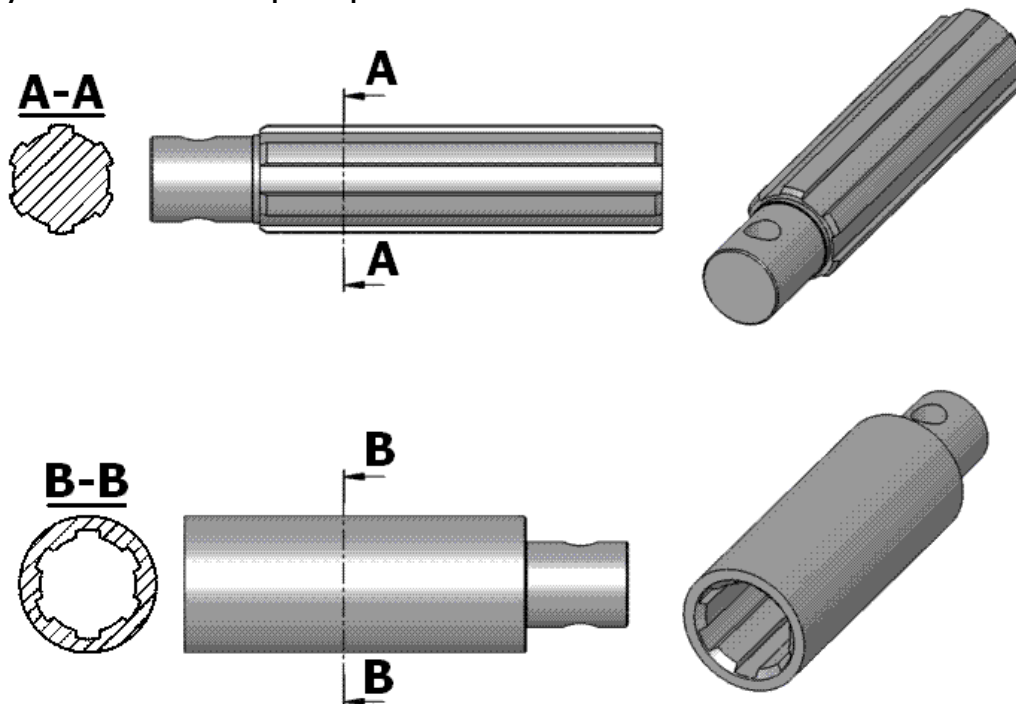


Рисунок 5.5.

Розрахунок шліцевого з'єднання виконують як перевірочний (за напру-
женням зминання) за формулою (відповідні визначення наведені на
рис. 5.6):

$$\sigma_{3M} = \frac{2 \cdot T_3}{d_{CP} \cdot z \cdot h \cdot l \cdot \psi'} \quad (5.3)$$

де T_3 – крутильний момент, що передається з'єднанням, Н·мм; d_{CP} –
середній діаметр шліцевого з'єднання, $d_{CP} = \frac{D + d}{2}$, мм; D – зовніш-
ній діаметр, мм; d – внутрішній діаметр, мм; z – кількість шліців; h –
висота поверхні контакту зубів, $h = \frac{D - d}{2} - 2 \cdot f$, мм; l – довжина по-
верхні контакту зубів, мм; f – висота фаски шліца, мм (подвоєне зна-
чення зумовлено наявністю фаски на валу та на втулці); ψ – коефіцієнт,
який враховує нерівномірність розподілу навантаження між шліцами,
 $\psi = 0,7 \dots 0,8$. За умов використання змінних у вказаних розмірностях на-
пруження σ_{3M} має розмірність МПа.

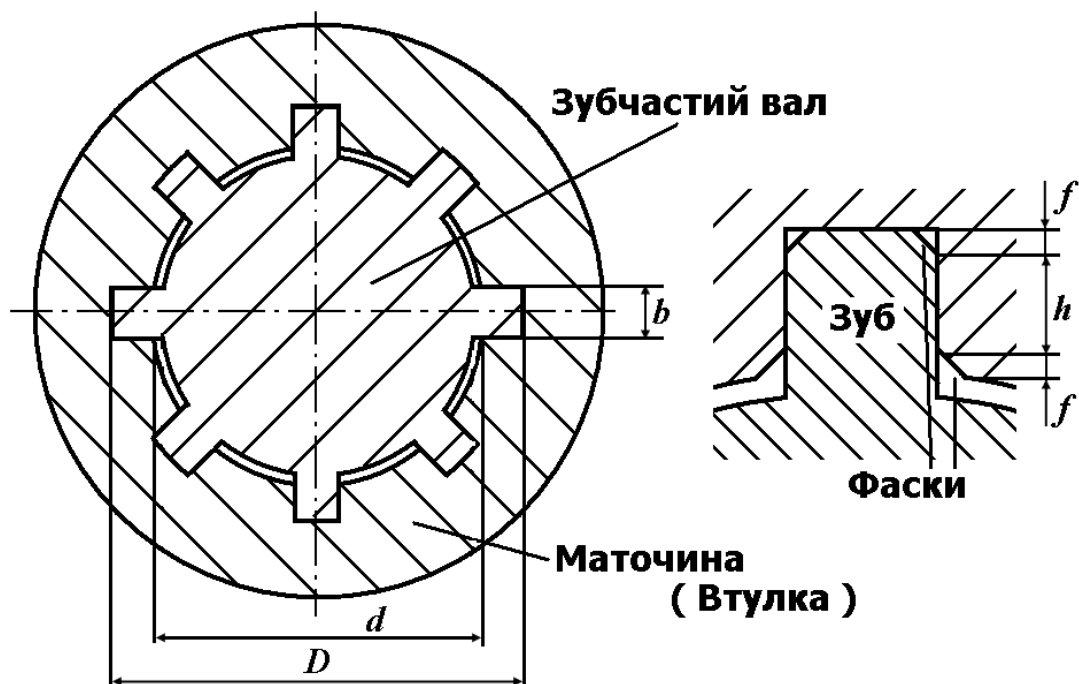


Рисунок 5.6.

Розміри та кількість зубів шліцьових з'єднань стандартизовані, визначаються за Таблицею 5.2.

Таблиця 5.2.

$z \times d \times D$	z	d	D	b	f
Середня серія					
6×23×28	6	23	28	6	0,3
6×26×32	6	26	32	6	0,4
6×28×34	6	28	34	7	0,4
8×32×38	8	32	38	6	0,4
8×36×42	8	36	42	7	0,4
8×42×48	8	42	48	8	0,4
8×46×54	8	46	54	9	0,5
8×52×60	8	52	60	10	0,5
8×56×65	8	56	65	10	0,5
8×62×72	8	62	72	12	0,5
10×72×82	10	72	82	12	0,5
10×82×92	10	82	92	12	0,5

Допустимі напруження зминання $[\sigma_{3M}]$ для шліцьових з'єднань визначаються за умов експлуатації і приймається $[\sigma_{3M}] = 50$ МПа.

6. РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

При курсовому проектуванні механічних передач у якості опор деталей, які обертаються, використовують стандартні підшипники кочення. При виборі підшипників необхідно прийняти до уваги не тільки конструктивні, але й економічні міркування. При внутрішньому діаметрі $d < 55 \dots 60$ мм одними з найдешевших є радіальні однорядні шарики, завдяки чому вони є найбільш поширеними. Але заміна цих підшипників більш дорогими роликовими часто дозволяє істотно зменшити розміри та масу опорного вузла або збільшити проміжок часу між заміною підшипників.

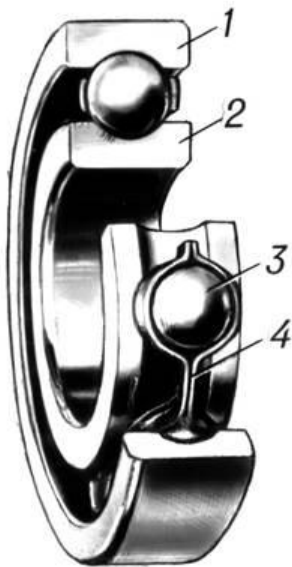


Рисунок 6.1.

Розглянемо на прикладі радіального однорядного шарикового підшипника (рис. 6.1) його загальну структуру. Підшипники кочення складаються з двох кілець (зовнішнього (1) та внутрішнього (2)), тіл кочення різної форми (шарики, ролики, голки) (3) і сепаратора (4) (може бути відсутнім у деяких типів підшипників), який відокремлює тіла кочення одне від одного, утримує їх на рівній відстані та спрямовує їхній рух.

Підшипники кочення працюють переважно на тертя кочення, тому у порівнянні з підшипниками ковзання зменшуються втрати енергії на тертя та знос. Відкриті підшипники чутливі до проникнення сторонніх тіл, що може призвести до їхнього швидкого руйнування.

Основні умовні позначення для підшипників з діаметром отвору більше 10 мм, крім підшипників з діаметрами отворів 22, 28, 32 і 500 мм, мають наступний вигляд:

X	XX	X	X	XX
5	4	3	2	1

1. Діаметр отвору, два знаки, число, умножено на п'ять, дає величину внутрішнього діаметра, наприклад, $08 \times 5 = 40$ мм або $23 \times 5 = 115$ мм;
2. Серія діаметрів, один знак, 8, 9 – надлегка, 1 – особливо легка, 2 – легка, 3 – середня, 4 – важка, 5 – легка широка, 6 – середня широка;
3. Тип підшипника, один знак, наприклад: 0 – радіальний шариковий, 6 – радіально-упорний шариковий, 7 – роликовий конічний;
4. Конструктивне виконання, два знаки, позначають цифрами від 00 до 99;
5. Розмірна серія (серія ширини або висоти), один знак.

Слід зазначити, що останні нулі ліворуч в позначенні відкидаються, наприклад, підшипник 0406 перетворюється на 406. Якщо остання цифра зліва відрізняється від нуля, а після неї вони стоять, в цьому випадку всі цифри зберігаються. Ліворуч та праворуч ставлять ще додаткові позначення, які відображають конструктивні особливості, матеріал деталей, клас точності тощо.

Сили, що навантажують підшипник, поділяють на: радіальну, що діє в напрямі, перпендикулярному до його осі; осьову, що діє в напрямі, паралельному осі підшипника. Саме співвідношення між цими силами багато в чому зумовлює вибір підшипника того чи іншого типу.

Таблиця 6.1.

Тип підшипника	Радіальні шарики однорядні	Радіально-упорні шарики однорядні	Роликові конічні
Радіальне навантаження	Задовільно	Задовільно	Добре
Осьове навантаження	Задовільно	Задовільно	Добре
Комбіноване навантаження	Задовільно	Добре	Відмінно
Неспіввісність отворів	Незадовільно	Незадовільно	Незадовільно
Кутовий перекид	Незадовільно	Незадовільно	Незадовільно
Осьове зміщення	Непридатний	Непридатний	Непридатний
Висока швидкість обертання	Відмінно	Добре	Задовільно
Шумність	Відмінно	Добре	Задовільно

Радіальні шарики однорядні (рис. 6.2) сприймають як радіальне, так і обмежене двостороннє осьове навантаження. Радіально-упорні шарики (рис. 6.3) або роликові конічні (рис. 6.4) використовують для сприйняття комбінованого (радіального та осьового) або тільки осьового навантаження. Характерні особливості (можливість сприйняття певного навантаження або конструктивних похибок) підшипників вказаних типів наведені в Таблиці 6.1.

Розрахунок підшипників зазвичай проводять за критерієм динамічної вантажопідйомності C і статичної вантажопідйомності C_0 , а підшипників, що обертаються з частотою $n < 1$ об/хв, тільки за критерієм C_0 . Динамічна вантажопідйомність підшипників – це постійне стаціонарне навантаження, яке підшипник кочення може теоретично сприймати протягом номінальної довговічності в один мільйон обертів. Статичним навантаженням є навантаження, що діє на підшипник, кільця якого не обе-

ртаються. Статична вантажопідйомність – це радіальне навантаження, яке викликає загальну залишкову деформацію шарика та доріжки кочення, яка дорівнює 0,0001 діаметра шарика в найбільш навантаженій зоні контакту.

Вірний вибір підшипників за динамічною вантажопідйомністю запобігає викришуванню від втоми робочих поверхонь бігових доріжок кілець і тіл кочення при заданому ресурсі та 90% імовірності безвідмовної роботи. Через те, що попередньо підшипники обрані за конструктивними міркуваннями, необхідно виконати перевірочний розрахунок з метою визначення ресурсу обраного підшипника для заданих умов експлуатації і порівняння з необхідним за вимогами роботи КВП.



Рисунок 6.2.

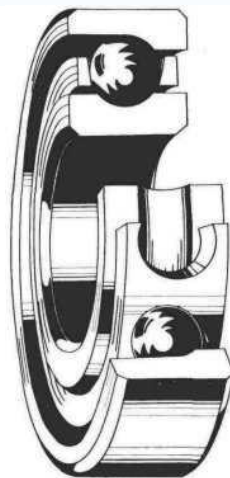


Рисунок 6.3.

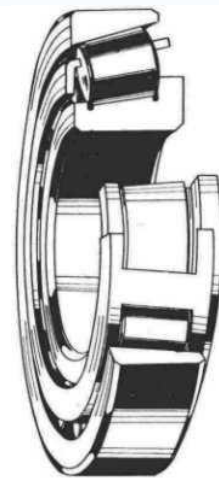


Рисунок 6.4.

Розрахунок проводять для підшипників, які є опорами вихідного вала, що зумовлює введення індексу 3. Довговічність підшипника визначають в годинах:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_3} \left(\frac{C}{P} \right)^m, \quad (6.1)$$

де L_h – довговічність, год; n_3 – частота обертання кільця підшипника, об/хв, C – динамічна вантажопідйомність підшипника, Н; P – еквівалентне (приведене) розрахункове навантаження на підшипник, Н; m – показник степені, $m=3$ для шарикопідшипників, $m=10/3$ для роликотпідшипників.

Для однорядних радіальних шарикотпідшипників, радіально-упорних шарикот- та роликотпідшипників P визначається за формулою:

$$P = (X \cdot V \cdot R_r + Y \cdot R_a) \cdot K_\delta \cdot K_T, \quad (6.2)$$

де R_r – радіальне навантаження на підшипник, Н; R_a – осьове навантаження на підшипник, Н; X – коефіцієнт радіального навантаження;

Y – коефіцієнт осьового навантаження; V – коефіцієнт обертання, $V=1$ при обертанні внутрішнього кільця, $V=1,2$ при обертанні зовнішнього кільця; K_δ – коефіцієнт безпеки; K_T – температурний коефіцієнт. Наведена формула визначає вплив і суттєвість осьового навантаження. За умов відносної малості останнього у порівнянні з радіальним, розрахунок проводиться тільки по радіальному. Це призводить до $X=1$, $Y=0$. При відносному збільшенні осьового навантаження його впливом неможливо нехтувати, що враховується коефіцієнтом Y , при цьому, $X=0,56$.

Для косозубої передачі обидва радіальних шарикових однорядних підшипника сприймають осьове навантаження R_a , яке дорівнює осьовій силі F_a в зубчастому зачепленні. Розрахунку, схема якого наведена нижче, підлягають два підшипники, які, за нашою класифікацією, є опорами А і В.

1. Для обраного підшипника визначаються:

- за попередніми розрахунками (Розділ 4.1) радіальне навантаження R_r для певної опори (R_A або R_B);
- за попередніми розрахунками (Розділ 4.1) осьове навантаження $R_a = F_a$, яке вважається однаковим для обох підшипників;
- за Таблицею 6.5 вантажопідйомність: динамічна C та статична C_0 ;
- показник степені m для відповідного підшипника;
- коефіцієнт обертання V ;
- коефіцієнт безпеки K_δ (Таблиця 6.2);

Таблиця 6.2.

Характер навантаження на підшипники	K_δ
Спокійне навантаження без поштовхів	1
Легкі поштовхи. Короткочасні перевантаження до 125% номінального розрахункового навантаження.	1...1,2
Помірні поштовхи. Вібратійне навантаження. Короткочасне перевантаження до 150% номінального розрахункового навантаження.	1,3...1,5
Те ж саме, в умовах підвищеної надійності	1,5...1,8
Навантаження із значними поштовхами та вібрацією. Короткочасні перевантаження до 200% номінального розрахункового навантаження.	1,8...2,5
Навантаження з сильними ударами, короткочасні перевантаження до 300% номінального розрахункового навантаження.	2,5...3

- температурний коефіцієнт K_T (Таблиця 6.3).

Таблиця 6.3.

Робоча температура підшипника, $^{\circ}C$, до	100	125	150	175	200	225	250
K_T	1,00	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40

2. Визначаємо відносне навантаження $\frac{F_a}{C_0}$, для якого знаходимо відповідний допоміжний коефіцієнт e (Таблиця 6.4).

Таблиця 6.4.

$\frac{F_a}{C_0}$	0,014	0,028	0,056	0,084	0,11	0,17	0,28	0,42	0,56
e	0,19	0,22	0,26	0,28	0,30	0,34	0,38	0,42	0,44
$\frac{F_a}{V \cdot R_r} \leq e, X = 1, Y = 0.$									
$\frac{F_a}{V \cdot R_r} > e, X = 0,56.$									
Y	2,30	1,99	1,71	1,55	1,45	1,31	1,15	1,04	1,00

3. Визначаємо $\frac{F_a}{V \cdot R_r}$ і порівнюємо з e .

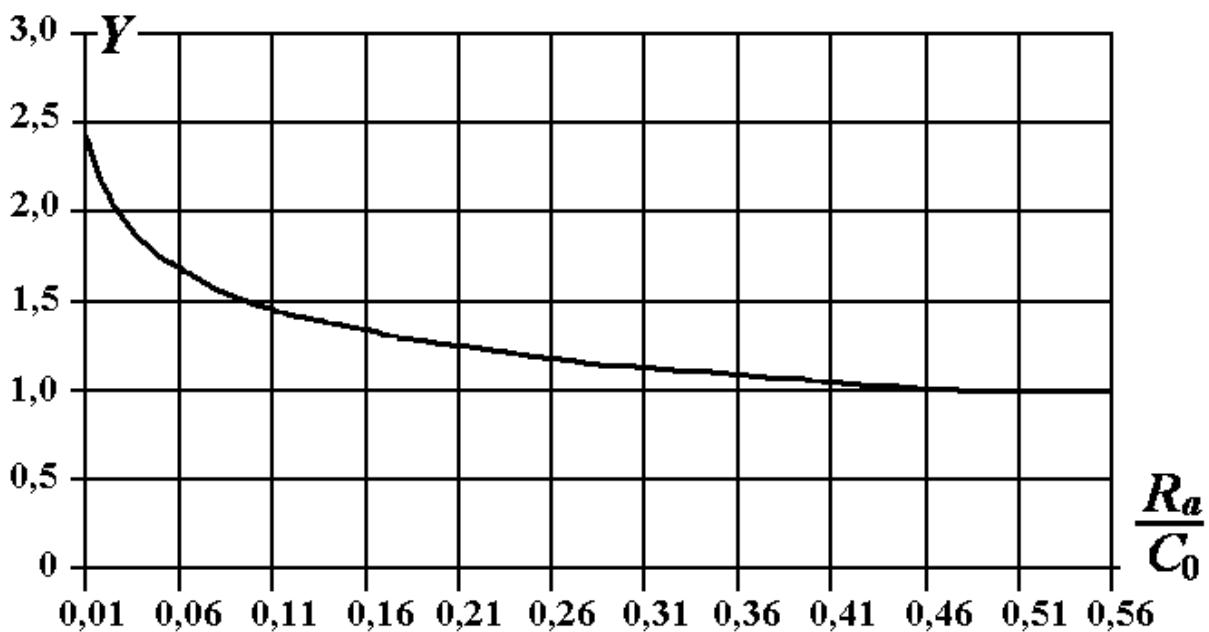


Рисунок 6.5.

За результатами порівняння визначаємо X та Y , причому Y відповідає знайденому співвідношенню $\frac{F_a}{C_0}$. Як допоміжним, для визначення шука-

ного коефіцієнту Y , можна скористатися графіком, приведеним на рис. 6.5 (нагадуємо, що $R_a = F_a$).

4. Визначаємо еквівалентне динамічне навантаження P , Н.

5. Проводимо розрахунок базової довговічності L_h , год.

У випадку, коли підшипник не задовольняє вимогам довговічності, його необхідно замінити на підшипник більш важкої серії (наприклад, 308 на 408). Внаслідок інших габаритних розмірів підшипника це викличе зміни в конструюванні вала.

На рис. 6.6-6.8 наведено перерізи підшипників з позначенням певних розмірів. В Таблицях 6.5-6.8 наведено згідно з ГОСТ 8338-75, ГОСТ 831-75, ГОСТ 333-79 основні розміри. Радіальні шарикив однорядні (рис. 6.6) мають наступні габаритні та установочні розміри, розрахункові значення (Таблиця 6.5, в якій через косу лінію надаються дані відповідно для середньої та важкої серій). Кільця та тіла кочення підшипників виготовляють в основному зі сталі марок **ШХ15**, **ШХ15СГ** (ГОСТ 801-78) і марок **ШХ20СГ**, **18ХГТ**, **20Х2Н4А** (за спеціальними технічними умовами). Твердість кілець і тіл кочення у підшипників, які працюють до температури 100 °С, сягає HRC 58...65.

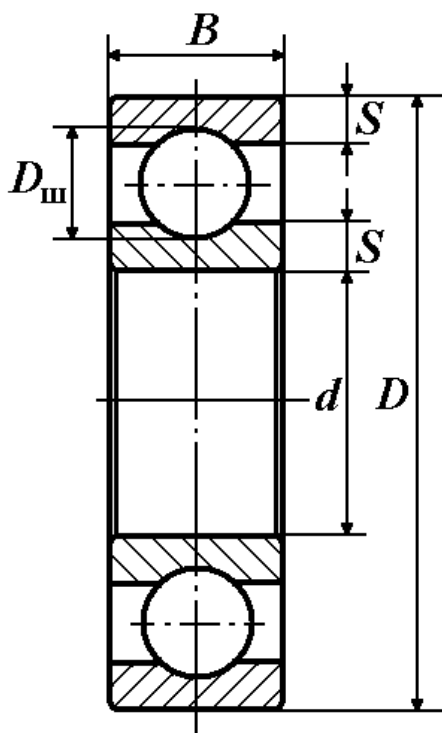


Рисунок 6.6.

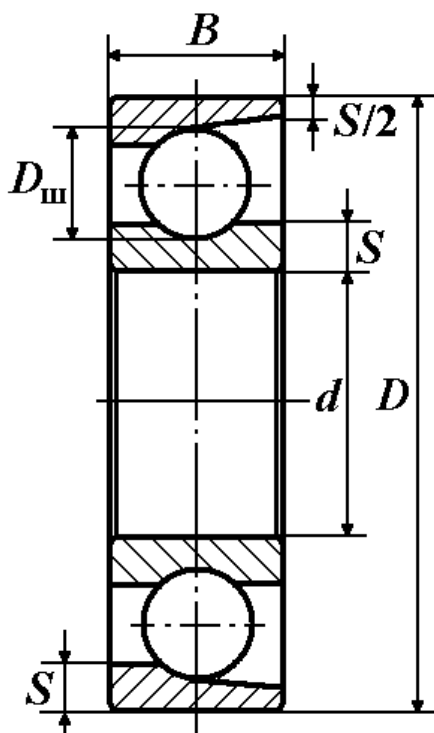


Рисунок 6.7.

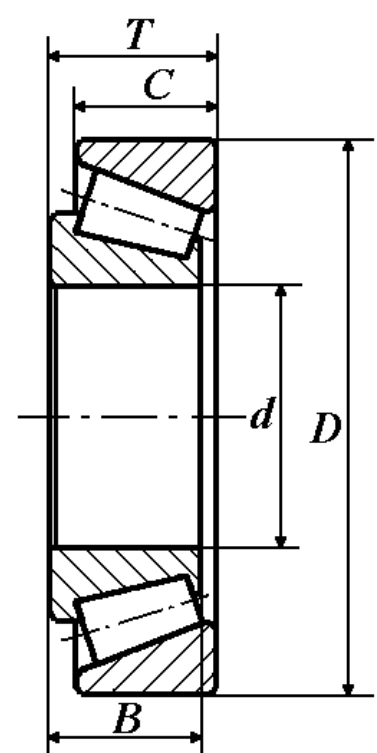


Рисунок 6.8.

Таблиця 6.5.

Умовне позначення	d , мм	D , мм	B , мм	Вантажопідйомність	
				Динамічна C , Н	Статична C_0 , Н
Середня серія діаметрів 3 / Важка серія діаметрів 4					
305 / 405	25	62 / 80	17 / 21	17600 / 29200	11600 / 20800
306 / 406	30	72 / 90	19 / 23	22000 / 37200	15100 / 27200
307 / 407	35	80 / 100	21 / 25	26200 / 43600	17900 / 31900
308 / 408	40	90 / 110	23 / 27	31900 / 50300	22700 / 37000
309 / 409	45	100 / 120	25 / 29	37800 / 60400	26700 / 46400
310 / 410	50	110 / 130	27 / 31	48500 / 68500	36300 / 53000
311 / 411	55	120 / 140	29 / 33	56000 / 78700	42600 / 63700
312 / 412	60	130 / 150	31 / 35	64100 / 85600	49400 / 71400
313 / 413	65	140 / 160	33 / 37	72700 / 92600	56700 / 79600
314 / 414	70	150 / 180	35 / 42	81700 / 113000	64500 / 107000
315 / -	75	160 / -	37 / -	89000 / -	72800 / -
316 / 416	80	170 / 200	39 / 48	96500 / 128000	81700 / 127000

Для запобігання вертикального зміщення вторинного вала відносно первинного (рис. 1.4) необхідна фіксація співвісності валів за допомогою радіального однорядного підшипника, який обирається за Таблицею 6.6.

Таблиця 6.6.

Умовне позначення	d , мм	D , мм	B , мм	Вантажопідйомність	
				Динамічна C , Н	Статична C_0 , Н
Легка серія діаметрів 2					
201	12	32	10	4780	2700
202	15	35	11	5970	3540
203	17	40	12	7520	4470

Радіально-упорні шарики однорядні (рис. 6.7) мають наступні габаритні та установочні розміри, розрахункові значення (Таблиця 6.7, виконання 46000).

Таблиця 6.7.

Умовне позначення	d , мм	D , мм	B , мм	Вантажопідйомність	
				Динамічна C , Н	Статична C_0 , Н
Середня серія діаметрів 3					
46304	20	52	15	14000	9170
46305	25	62	17	21100	14900
46306	30	72	19	25600	18700
46307	35	80	21	33400	25200
46308	40	90	23	39200	30700
46309	45	100	25	48100	37700
46310	50	110	27	56300	44800
46311	55	120	29	68900	57400
46312	60	130	31	78800	66600
46313	65	140	33	89000	76400
46314	70	150	35	100000	87000

Роликові конічні (рис. 6.8) мають наступні габаритні та установочні розміри, розрахункові значення (Таблиця 6.8, виконання 7000).

Таблиця 6.8.

Умовне позначення	d , мм	D , мм	Ширина $B / c / T$, мм	Вантажопідйомність	
				Динамічна C , Н	Статична C_0 , Н
Середня серія діаметрів 3					
7305	25	62	17 / 15 / 18,25	29600	20900
7306	30	72	19 / 17 / 20,75	40000	29900
7307	35	80	21 / 18 / 22,75	48100	35300
7308	40	90	23 / 20 / 25,25	61000	46000
7309	45	100	26 / 22 / 27,25	76100	59300
7310	50	110	29 / 23 / 29,25	96600	75900
7311	55	120	29 / 25 / 31,50	102000	81500
7312	60	130	31 / 27 / 33,50	118000	96300
7313	65	140	33 / 28 / 36,00	134000	111000
7314	70	150	37 / 30 / 38,00	168000	137000

Для вказаних радіальних і радіально-упорних підшипників товщина кілець S , мм, та діаметр шарика D_{III} , мм, визначається за наступними формулами:

$$D_{III} \approx 0,3(D - d), \quad S = \frac{D_{III}}{2} \approx 0,15(D - d). \quad (6.3)$$

Як було зазначено вище, радіальні підшипники можуть (що потребує окремої розрахункової перевірки) сприймати як радіальне, так і осьове навантаження. Радіально-упорні та роликові конічні через свою конструкцію натомість призначені саме для одночасного сприйняття радіального та осьового навантаження. За рахунок певної конусності знижується допустима частота обертання підшипників. Одним з шляхів подолання проблем з недостатньо високою розрахунковою довговічністю є, окрім зазначеного вище використання підшипників важкої серії, установка дворядних або чотирьохрядних підшипників. Для більш значних осьових зусиль застосовують комплекти з двох, трьох і чотирьох однорядних підшипників.

7. КОНСТРУЮВАННЯ КВП

В приводах, що проектуються, колеса редукторів мають відносно невеликі діаметри, їх виготовляють з круглого прокату або поковок. Зубчасте колесо складається з обода, диска, маточини (рис. 7.1). Маточину коліс циліндричних редукторів розташовують симетрично відносно обода.

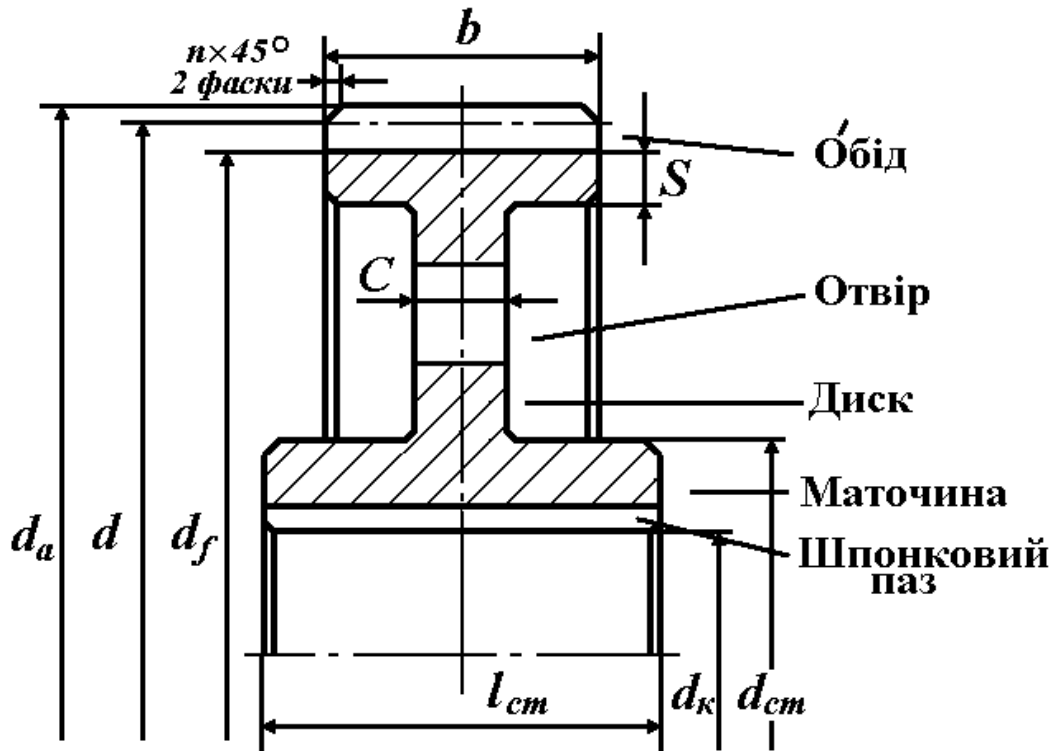


Рисунок 7.1.

З попередніх розрахунків (Розділи 2.1, 3) нами визначені наступні параметри:

- діаметри зубчастих коліс – ділильні d , мм, (2.9); вершин зубів d_a , мм, (2.10); западин зубів d_f , мм, (2.10);
- діаметри вихідного вала – d_B , мм, (3.3); під зубчастим колесом d_K^B , мм;
- діаметри проміжної осі – d_O , мм; під зубчастим колесом d_K^O , мм;
- діаметр маточини (для колеса на валу та осі) – d_{CT}^B , мм, (3.4); d_{CT}^O , мм, (3.6);
- довжина маточини (для колеса на валу та осі) – l_{CT}^B , мм, (3.5); l_{CT}^O , мм.

Ширина вінця b_2 , мм, та b_3 , мм, відома з вихідних даних.

На рис. 7.1 показано розміри основних елементів зубчастих коліс. Для коліс діаметром менше 400 мм:

$$S = 2,2m + 0,05b = (2...3)m, \text{ мм}; \quad C = (0,2...0,4)b, \text{ мм}. \quad (7.1)$$

За необхідності на диску можуть бути зроблені 4...6 отворів, що знижує масу колеса та задовольняє певним технологічним вимогам. Діаметр отвору $d_{\text{отв}} \geq 25$ мм, центр отвору приблизно знаходиться посередині між зовнішньою поверхнею маточини та внутрішньою поверхнею обода. На торцях зуб'їв є фаски розміром $f = (0,7...0,8)m$ з кутом $\alpha_{\text{ф}} = 45^\circ$.

В колесах дискової конструкції симетричне відносно обода колеса розташування диска не є обов'язковим. Розташування диска у одного з торців маточини дозволяє у деяких випадках істотно зменшити розподіл навантаження по ширині вінця, а також спрощує технологію виготовлення. Для коліс невеликого діаметра товщина диску дорівнює ширині зубчастого вінця.

7.1. КОНСТРУЮВАННЯ ВАЛА

Конструкція ступенів вала залежить від типу та розмірів установлених на них деталей (зубчастих коліс, підшипників, муфт) і способів закріплення цих деталей в окружному та осьовому напрямках. Способи осьової фіксації розглянуто у відповідних розділах для певних деталей. Окружне закріплення коліс, муфт і підшипників здійснюється посадками, шпонковими з'єднаннями та з'єднаннями з натягом.

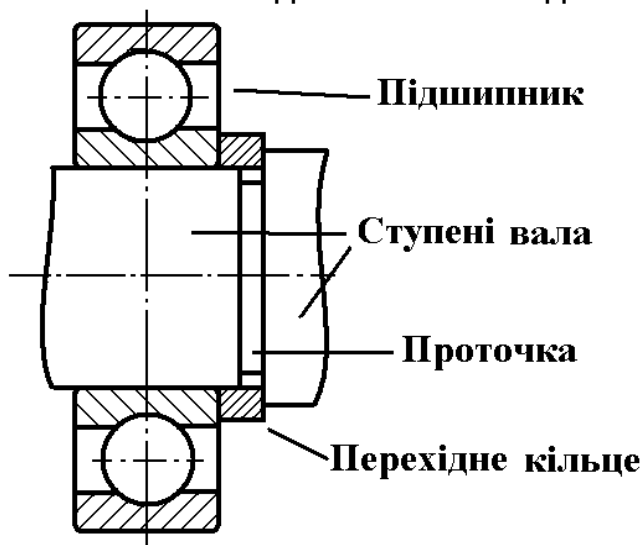


Рисунок 7.2.

Перехідну ділянку вала між двома суміжними ступенями різних діаметрів виконують:

- галтеллю радіуса r (галтель – поверхня плавного переходу від меншого перерізу до більшого), яка знижує концентрацію напружень в місцях переходу;
- канавкою шириною $b_{\text{к}}$ із закругленням для виходу шліфувального кола у випадку чистової обробки.

Канавки для шліфувального кола викликають більш високу концентрацію напружень, ніж галтелі.

За необхідності зменшення діаметру вала виконується перехід з проточкою, а між підшипником і упором встановлюється перехідне кільце (рис. 7.2). Також між підшипником і колесом встановлюється розпірна втулка.

7.2. З'ЄДНАННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС З ВАЛАМИ

Для з'єднання валів з деталями, що передають крутільний момент (колесами, муфтами) застосовують шпонки та посадки з натягом. В індивідуальному та малосерійному виробництві використовують головним чином призматичні шпонки. Довжину шпонки вибирають зі стандартного ряду так, щоб вона була менше довжини маточини зубчастого колеса. Переріз шпонки ($b \times h$) обирається згідно з діаметром ступеня вала (в нашому проекті це d_K^B) за Таблицею 5.1. На кресленні має бути показаним шпонковий паз (при вигляді зі сторони) або проекція шпонки (при вигляді зверху).

7.3. КОНСТРУЮВАННЯ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ

Конструктивне оформлення підшипникових вузлів (опор) редуктора залежить від типу підшипників, схеми їхньої установки, виду закріплення редукторної пари та способу змащення підшипників і коліс.

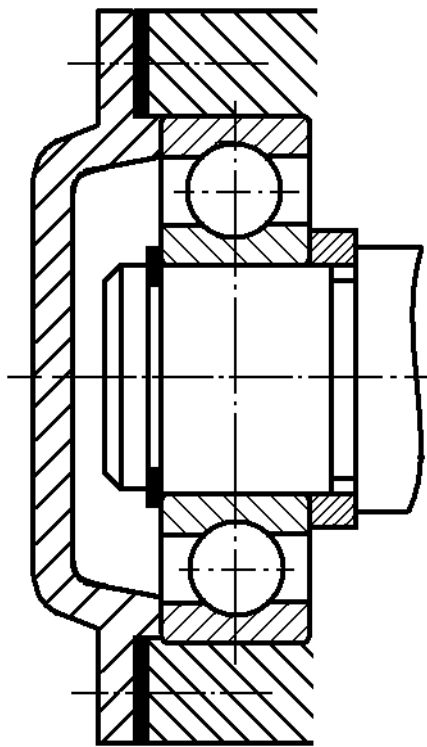


Рисунок 7.3.

Основою підшипникового вузла є підшипник. Також до комплекту деталей вказаного вузла можуть надходити деталі кріплення кілець підшипників на валу та в корпусі; кришки та компенсаторні кільця; стакани; ущільнення (зовнішні та внутрішні); регулюючі пристрої.

Плаваючі вали встановлюють на плаваючі опори. У якості останніх застосовують радіальні шарики, роликові або голчасті підшипники. В цій опорі внутрішнє кільце підшипника зафіксовано на валу й осьове пересування вала відбувається за рахунок ковзання в контакт зовнішнього кільця підшипника та корпусу. Закріплення здійснюється за рахунок установочних гайок (кращий спосіб кріплення), торцевими шайбами (рис. 7.3), пружинними шайбами, дистанційними втулками.

Для фіксованих валів застосовують різні конструктивні схеми закріплення. Наприклад, одну з опор роблять фіксуючою, а другу - плаваючою. Залежно від числового значення навантаження фіксуюча опора може складатися з одного підшипника типа 0000 – радіального шарикового однорядного, типа 1000 – радіального дворядного сферичного, типа 3000 – роликового радіального дворядного сферичного, який сприймає осьове навантаження у будь-якому напрямі; з двома підшипниками, кожний з яких сприймає осьове навантаження одного напрямку; з двома або трьома підшипниками, один з яких сприймає осьове навантаження, а решта – тільки осьове. Плаваюча опора компенсує похибки виготовлення і температурні деформації вала і корпусу, тому вказаний варіант розташування опор може бути застосований без обмежень відстані між опорами.

В нашому проекті для вихідного вала пропонується опору А вважати фіксуючою, опору В - плаваючою.

На проміжній осі встановлюються два радіально-упорних, або роликових конічних підшипника за схемами «врозпір» (для перших спрямування скосів на зовнішньому кільці, а для других виступ внутрішнього кільця – всередину) або «врозтяж» (навпаки, для перших спрямування скосів на зовнішньому кільці, а для других виступ внутрішнього кільця – назовні).

На складових кресленнях робочого проекту стандартами ЄСКД рекомендується ряд деталей зображати спрощено, в тому числі підшипники кочення. В навчальних проектах такі спрощення неприпустимі. В зв'язку з цим підшипники показують в розрізі, але при цьому сепаратори не показують.

7.4. КРІПЛЕННЯ КРИШОК

Для герметизації підшипникових вузлів редуктора, осьової фіксації підшипників і сприйняття осьового навантаження застосовують кришки, які виготовляються двох типів – торцеві та врізані. Торцеві кришки є стандартним виробом і виконуються для двох діапазонів діаметрів: 1) від 47 до 100 мм – згідно з ГОСТ 13219.1 «Крышки торцовые глухие низкие диаметром от 47 до 100 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры» та згідно з ГОСТ 13219.3 «Крышки торцовые глухие высокие диаметром от 47 до 100 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры»; 2) від 110 до 400 мм - згідно з ГОСТ 13219.2 «Крышки торцовые глухие низкие диаметром от 110 до 400 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры» та згідно з ГОСТ 13219.4 «Крышки торцовые глухие высокие диаметром от 110 до 400 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры».

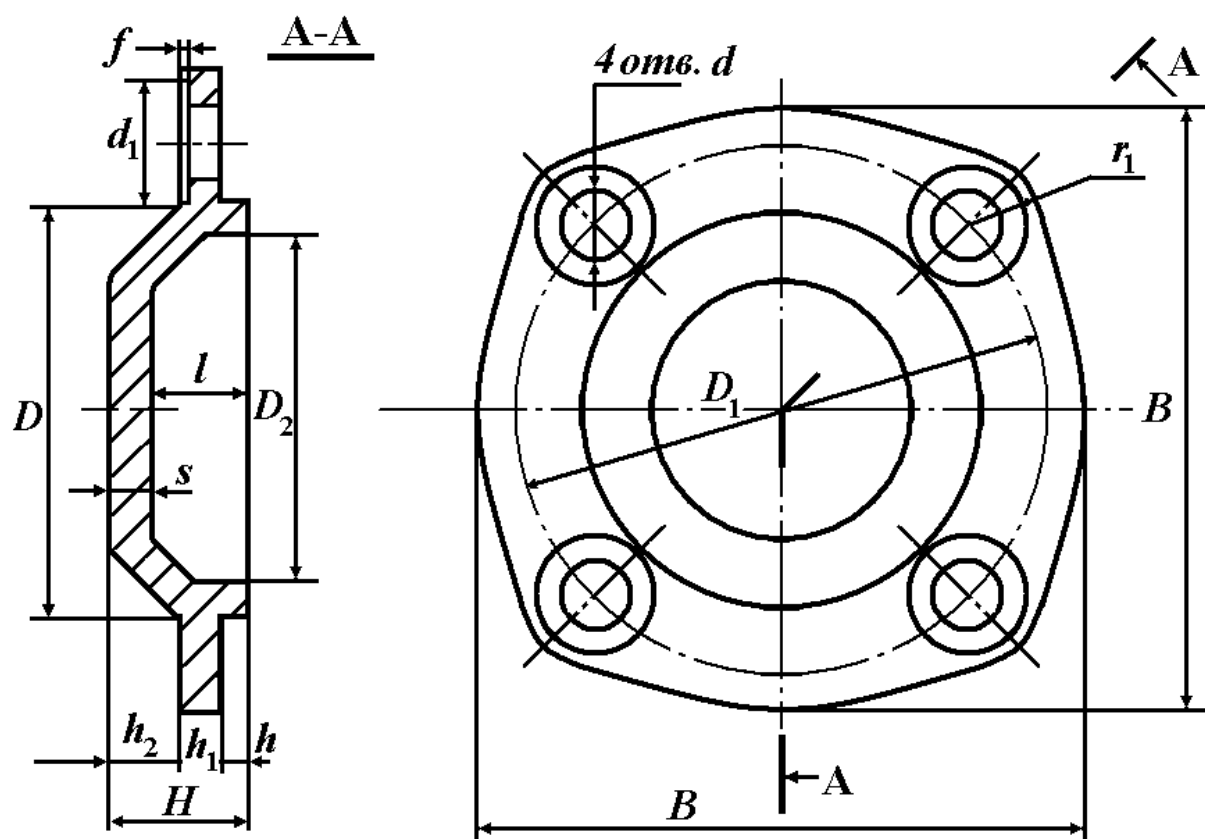


Рисунок 7.4.

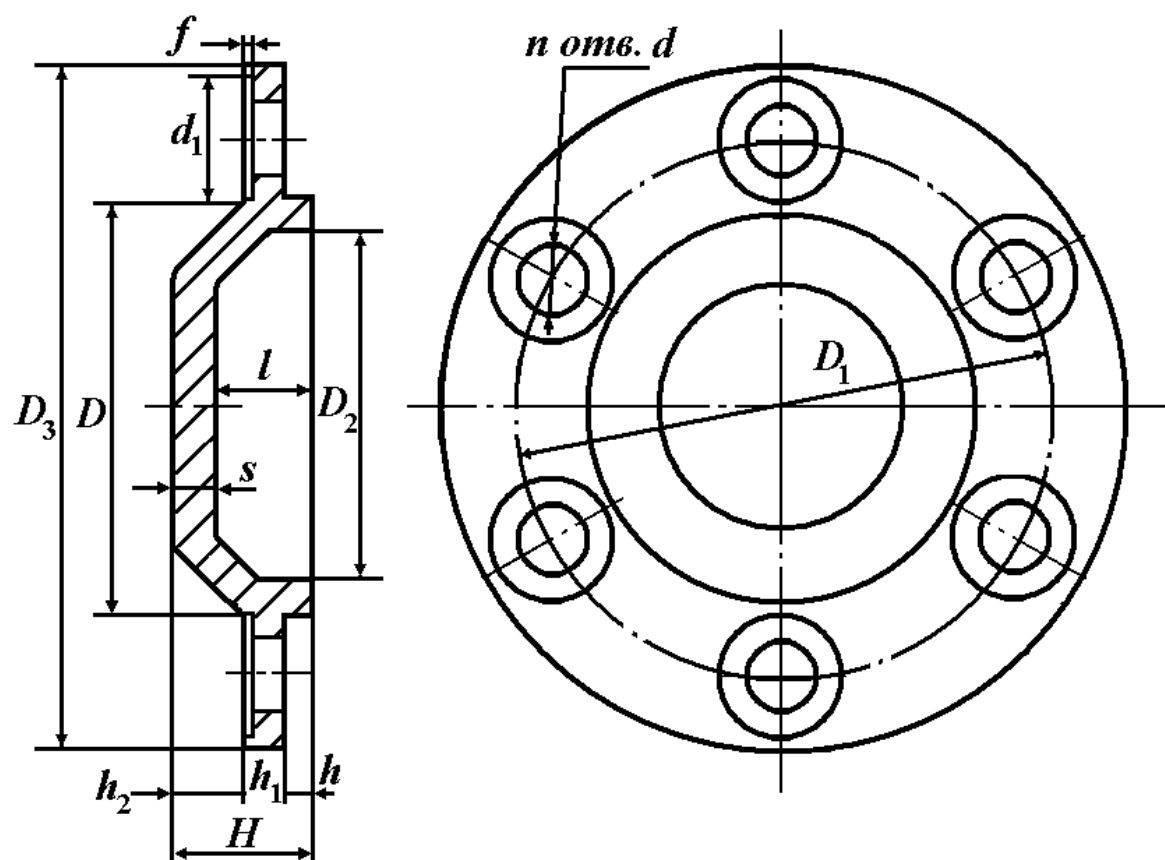


Рисунок 7.5.

На рис. 7.4 показано зовнішній вигляд (у двох проекціях) торцевої кришки при діаметрі від 62 до 100 мм (для діаметрів 47 мм та 52 мм зовні кришки відрізняються, маючи фронтальною проекцією практично квадрат, але в проектуванні КВП вони через свої розміри не застосовуються).

Для кришок, починаючи з діаметра $D=110$ мм, на рис. 7.5 показано зовнішній вигляд (у двох проекціях). Наведено варіант кріплення кришки шістьма болтами, для варіанту з чотирма болтами (залежно від діаметру D) необхідно зробити певні зміни в розташуванні отворів під болти.

Відповідно до вказаних позначень на рис. 7.4 в Таблиці 7.1 наведено розміри, мм, кришок. За необхідності в чисельнику надані розміри для високих кришок (позначення ГВ), у знаменнику – для низьких (позначення ГН). У випадку збігання певних розмірів вони не дублюються. Глибина отвору під шайбу $f=1$ мм. Кількість гвинтів для кріплення кришок при діаметрі отвору $D=47...100$ мм, який закриває кришка, приймається $n=4$.

Таблиця 7.1.

Позначення кришки	D	D_1	D_2	B	d	d_1	H	h	h_1	h_2	l	s	r_1
ГВ 62 / ГН 62	62	80	55	85	9	18	$\frac{18}{13}$	4	6	$\frac{8}{3}$	$\frac{13}{8}$	5	10,5
ГВ 72 / ГН 72	72	90	65	98			$\frac{19}{13}$			$\frac{9}{3}$	$\frac{14}{8}$		
ГВ 80 / ГН 80	80	100	72	110			$\frac{20}{13}$			$\frac{10}{3}$	$\frac{15}{8}$		
ГВ 85 / ГН 85	85	105	78	115			$\frac{22}{13}$			$\frac{12}{3}$	$\frac{17}{8}$		
ГВ 90 / ГН 90	90	110	80	125	11	20	$\frac{26}{16}$	5	7	$\frac{14}{4}$	$\frac{20}{10}$	6	12,0
ГВ 100 / ГН 100	100	120	90	135			$\frac{27}{16}$			$\frac{15}{4}$	$\frac{21}{10}$		12,5

Відповідно до вказаних позначень на рис. 7.5 в Таблиці 7.2 наведено розміри, мм, кришок. За необхідності в чисельнику надані розміри для високих кришок (позначення ГВ), у знаменнику – для низьких (позначення ГН). У випадку збігання певних розмірів вони не дублюються. Глибина отвору під шайбу $f=1$ мм. Кількість гвинтів n для кріплення кришок наведено в останній колонці Таблиці 7.2.

Таблиця 7.2

Позначення кришки	D	D_1	D_2	D_3	d	d_1	H	h	h_1	h_2	l	s	n	
ГВ 110 / ГН 110	110	130	100	155	11	20	$\frac{28}{16}$	5	7	$\frac{16}{4}$	$\frac{22}{10}$	6	4	
ГВ 120 / ГН 120	120	145	110	175	13	24	$\frac{29}{17}$			$\frac{15}{3}$	$\frac{22}{10}$			
ГВ 125 / ГН 125	125	150	116	180			$\frac{34}{21}$			$\frac{20}{7}$	$\frac{27}{14}$			
ГВ 130 / ГН 130	130	155	118	185			$\frac{34}{21}$	6	9	$\frac{19}{6}$	$\frac{27}{14}$			
ГВ 140 / ГН 140	140	165	128	195			$\frac{36}{21}$			$\frac{21}{6}$	$\frac{29}{14}$	7		
ГВ 150 / ГН 150	150	180	138	210			$\frac{37}{21}$			$\frac{22}{6}$	$\frac{30}{14}$			
ГВ 160 / ГН 160	160	190	148	220			$\frac{36}{21}$			$\frac{21}{6}$	$\frac{29}{14}$	6		
ГВ 170 / ГН 170	170	200	158	230			$\frac{36}{21}$			$\frac{21}{6}$	$\frac{29}{14}$			

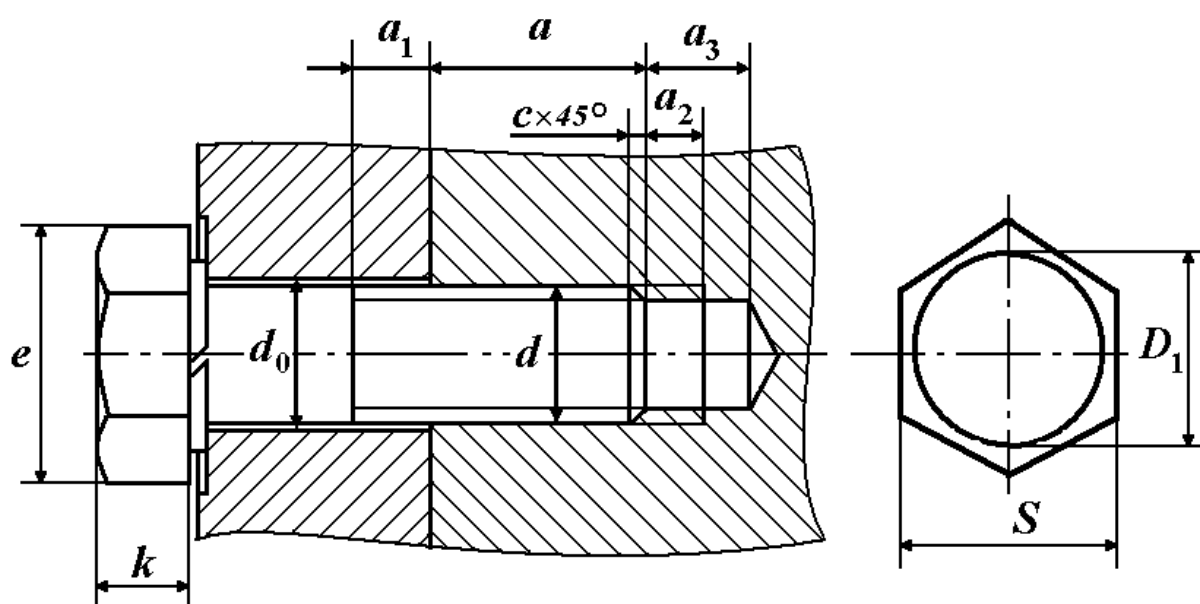


Рисунок 7.6.

Нарізні з'єднання є найбільш поширеним видом роз'ємних з'єднань, вони реалізуються за допомогою проміжних нарізних трипільних деталей, або безпосередньо згвинчуванням елементів, які з'єднуються. Позначення та розміри деяких елементів нарізних з'єднань наведені на рис. 7.6 (Схема кріплення гвинтових з'єднань) і Таблиці 7.3.

Слід зауважити, що існують болти з крупним і дрібним кроком нарізки, а також з шестигранною головкою (за ГОСТ 7798-70) і шестигранною зменшеною головкою (за ГОСТ 7796-70). В Таблиці 7.3 наведені дані для перших з вказаних болтів. Крок нарізки P (крупний) пов'язаний з

діаметром d приблизною формулою $d \approx 6P^{1,3}$, звідки $P \approx \left(\frac{d}{6}\right)^{0,77}$.

Якщо крок P менше цього значення, він вважається дрібним. У якості основної кріпильної нарізки застосовується нарізка з крупним кроком – вона менш чутлива до похибок виготовлення та зносу.

Глибина загвинчування в чавун $a \geq 1,25d$, в сталь $a \geq d$. Розмір $D_1 \approx 0,95S$. Діаметр нарізки кріпильного болта приймається на 1 мм менше від діаметру отвору d .

Таблиця 7.3.

Параметр	Діаметр нарізки болта, d , мм						
	6	8	10	12	16	20	24
Діаметр наскрізного отвору, d_o , мм	6,4	8,4	10,5	12,5	16,5	21	25
Крок нарізки, P , мм	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3
Висота головки болта, k , мм	4,5	5,5	7	8	10	13	15
Діаметр описаної окружності, e , мм	10,9	14,2	17,6	19,9	26,2	33,0	39,6
Розмір під ключ, S , мм	10	13 (14)	16 (17)	18 (19)	24	30	36
a_1 , мм, не менше	3,5	4	4,5	5,5	6	7	8
a_2 , мм, не менше	2	2,5	3	3,5	4	5	6
a_3 , мм, не менше	6	8	9	11	12	15	18
Фаска, c , мм	1	1,6	1,6	1,6	2	2,5	2,5

При накресленні нарізних з'єднань обов'язково слід показувати зазори між стержнем болта (гвинта) і отвором деталі, запаси нарізки та запаси глибини свердлення.

Для кріплення також використовують гайки шестигранні (за ГОСТ 5915-70) та гайки шестигранні із зменшеним розміром під ключ (за

ГОСТ 15521-70) (рис. 7.7). В Таблиці 7.4 наведені відповідні розміри, індекс 1 відноситься до другого типу гайок.

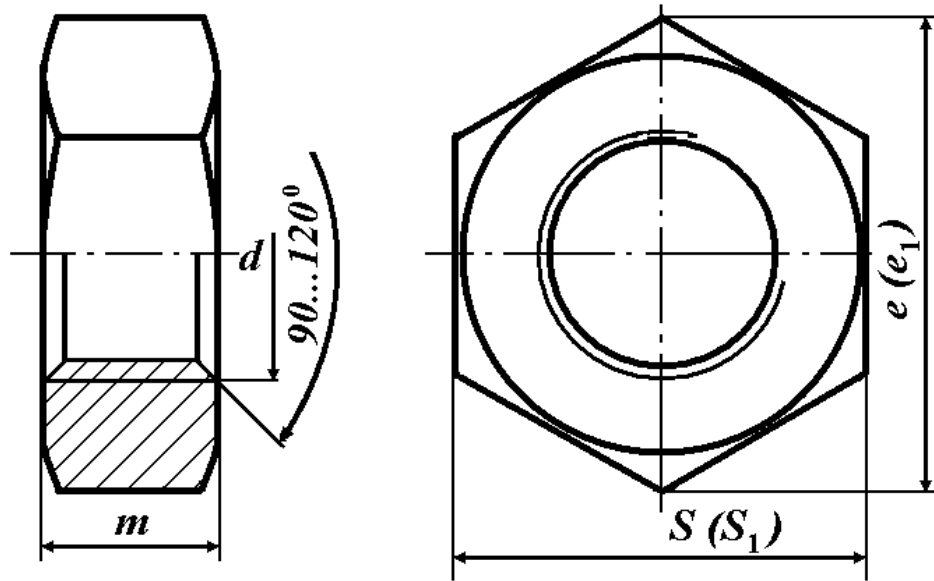


Рисунок 7.7.

Таблиця 7.4.

Параметр		Діаметр нарізки, d , мм						
		6	8	10	12	16	20	24
Крок наріз- ки, P , мм	крупний	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3
	дрібний		1,0	1,25	1,25	1,5	1,5	2
Висота, m , мм		5,0	6,5	8,0	10,0	13,0	16,0	19,0
Діаметр описаної окружності, e , мм		10,9	14,2	18,7	20,9	26,2	33,0	39,6
Діаметр описаної окружності, e_1 , мм		-	13,1	15,3	18,7	23,9	29,6	35,0
Розмір під ключ, S , мм		10	13	17	19	24	30	36
Розмір під ключ, S_1 , мм		-	12	14	17	22	27	32

В машинобудуванні в болтових або гвинтових з'єднаннях як елементи, що контрять, застосовуються пружинні шайби (за ГОСТ 6402-70) (рис. 7.8) з квадратним поперечним перерізом, які виготовляються чотирьох типів: легкі, нормальні, важкі, особливо важкі. Ця шайба є сталевим кільцем, розведені гострі кромки якого, втручаючись в гайку та деталь, перешкоджають згвинчуванню. Спосіб стопоріння простий та економічний, ступінь надійності недостатньо висока. В Таблиці 7.5 приведені розміри для останніх трьох типів. Додатково визначаються наступні розміри: $m \leq 0,7s$, $h_1 = 2s \pm 15\%$.

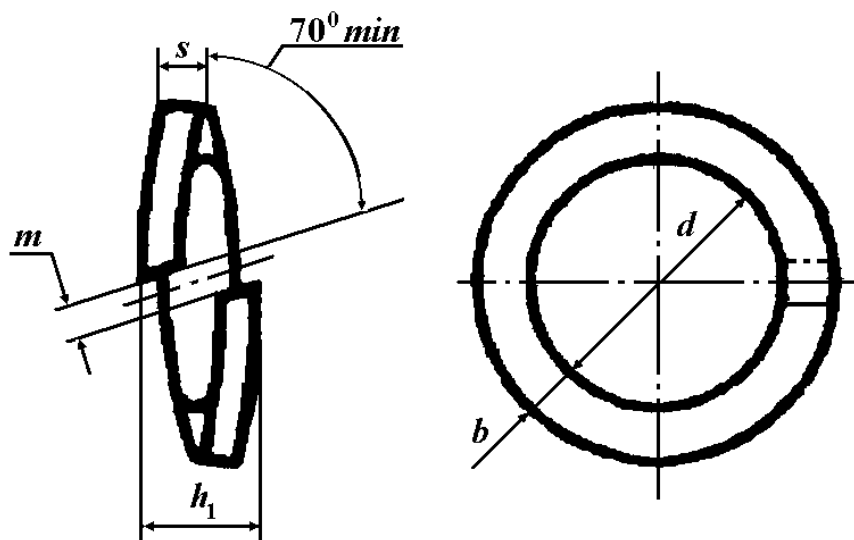


Рисунок 7.8.

Таблиця 7.5.

Діаметр болта, гвинта, шпильки, мм	d , мм	Шайби		
		$s = b$, мм		
		Нормальні	Важкі	Особливо важкі
2,0	2,1	0,5	0,6	—
2,5	2,6	0,6	0,8	—
3,0	3,1	0,8	1,0	—
3,5	3,6	1,0	—	—
4,0	4,1	1,0	1,4	—
5,0	5,1	1,2	1,6	—
6,0	6,1	1,4	2,0	—
7,0	7,2	2,0	—	—
8,0	8,2	2,0	2,5	—
10,0	10,2	2,5	3,0	3,5
12,0	12,2	3,0	3,5	4,0
14,0	14,2	3,2	4,0	4,5
16,0	16,3	3,5	4,5	5,0
18,0	18,3	4,0	5,0	5,5
20,0	20,5	4,5	5,5	6,0
22,0	22,5	5,0	6,0	7,0
24,0	24,5	5,5	7,0	8,0

7.5. УЩІЛЬНЕННЯ

В редукторах і коробках швидкостей застосовують контактні, щілинні, лабіринтові, відцентрові та комбіновані ущільнення. З контактних ущільнень найбільш сучасними та надійними є манжетні (ГОСТ 8752-79) у вигляді кільця, що виконано з армованої синтетичної мастиlostійкої гуми з пружинним браслетом. Для герметизації місць виходу з корпусів валів діаметром 6-500 мм широко застосовуються гумові манжетні ущільнення двох типів – однокромочні та однокромочні з пильовиком (рис. 7.9). Для першого типу манжети запобігають витіканню мастила з корпусу (2), який зроблений з бензوماстиlostійкої гуми, та запобігають зовнішньому попаданню в нього пилу та вологи. Металевий Г-подібний каркас (3) робить манжету жорсткою та дозволяє забезпечити щільну і герметичну посадку її в корпус. Робоча кромка манжети притискається до вала за рахунок пружних сил гуми і браслетної пружини (1), яка розташована в жолобі коміра і є звичайною витою пружиною зі з'єднаними між собою кінцями. Пильовик (4) запобігає робочу кромку від попадання пилу та бруду. Робоча кромка має ширину 0,4...0,8 мм, може контактувати з валом або іншою деталлю, насадженою на вал, наприклад, маточною напівмуфти або втулкою, яка закриває неробочу частину шліців. Розміри установочних місць (за ГОСТ 8752-79) для манжет наведені в Таблиці 7.6.

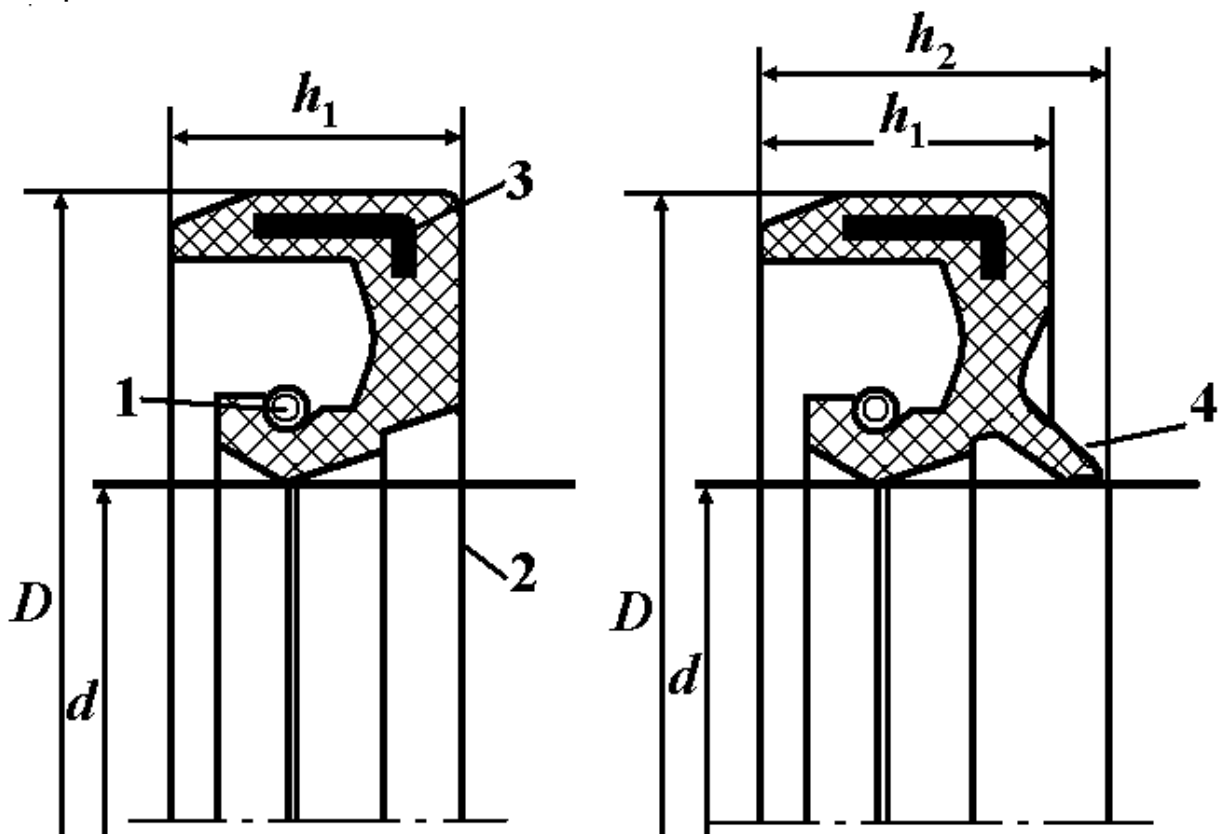


Рисунок 7.9.

Таблиця 7.6.

Діаметр вала, d , мм	Діаметр манжети, D , мм	h_1 , мм	h_2 , мм
35, 36, 38	58	10	14
40, 42, 44	62	10	14
45	65	10	14
48, 50,	70	10 (12)	14 (16)
52	75	10 (12)	14 (16)
55, 56, 58	80	10 (12)	14 (16)
60	85	10	14
63, 65	90	10	14
70	95	10	14
75	100	10	14
80	105	10	14
85	110	12	16
90, 95	120	12	16

Манжетні ущільнення залежно від умов зберігання можуть працювати протягом 3...5 років при наробці від 500 до 30000 годин.

7.6. ШЛІЦЬОВИЙ ВАЛ. МУФТИ

Муфта, необхідна для передачі крутильного моменту на насос, складається з двох половинок, одна з яких встановлюється на шліцьовому валу КВП (рис. 7.10). При проектуванні необхідно строго дотримуватися умови співвісності валів, які з'єднуються.

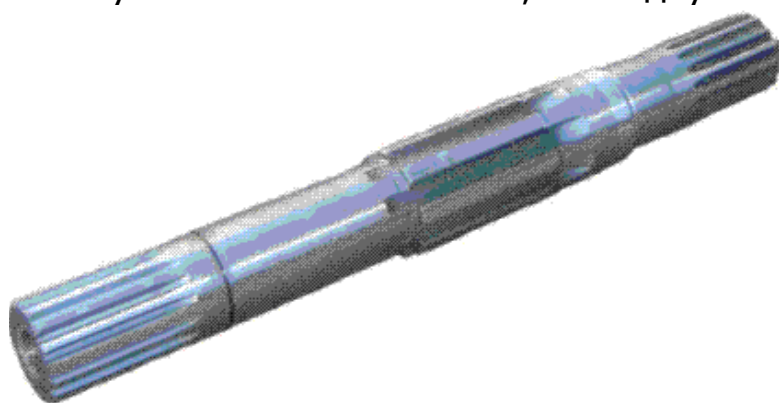


Рисунок 7.10.

Незважаючи на деякі конструктивні особливості муфти для КВП, її можна віднести до фланцевих муфт, які є основним видом жорстких нерозчіпних муфт. На кінці з'єднуємих валів насаджують напівмуфти з фланцями, котрі стягують болтами.

Крутильний момент передається силами тертя між фланцями, а при установці болтів без зазорів також силами опору на зсув кріпильних болтів. Такі конструкції передають істотно більше навантаження, тому вважаються переважними. На рис. 7.11 показано умовне зображення шліців в системі вал-отвір: а) на валу (L і l відповідно загальна та робоча до-

вжина шліца); б) в отворі; в) в сполученні. Отвором в даному випадку може виступати маточина (втулка) деталі, що охоплює вал, муфта тощо. Для запобігання осьового пересування напівмуфти з боку фланця вона фіксується кришкою та закріплюється гайкою.

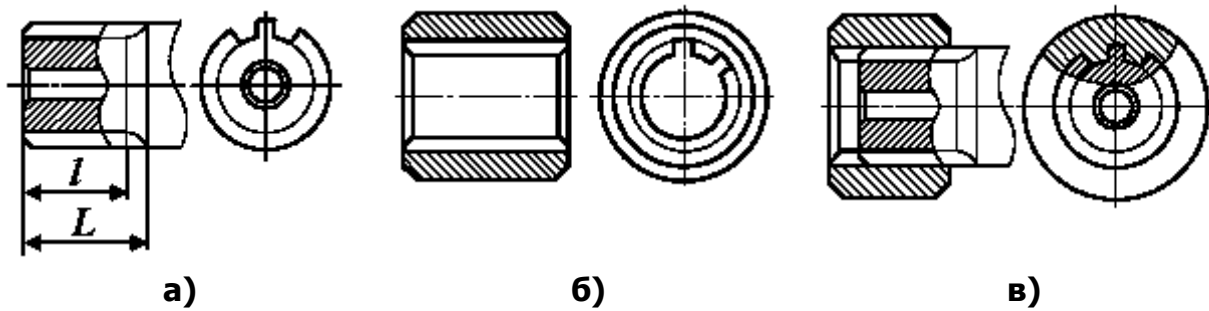


Рисунок 7.11.

Для муфти (рис. 7.12) задаються наступні числові дані (Таблиця 7.7), де d , мм, – діаметр шліцьового вала. Слід сприймати ці дані як орієнтовні, котрі дають приблизне співвідношення між вказаними діаметрами. Фланцеві муфти виготовляються за ГОСТ 20761-96 зі сталі при передачі крутильного моменту від 16 до 40000 Н·м при окружній швидкості на зовнішньому діаметрі муфти до 70 м/с.

Таблиця 7.7.

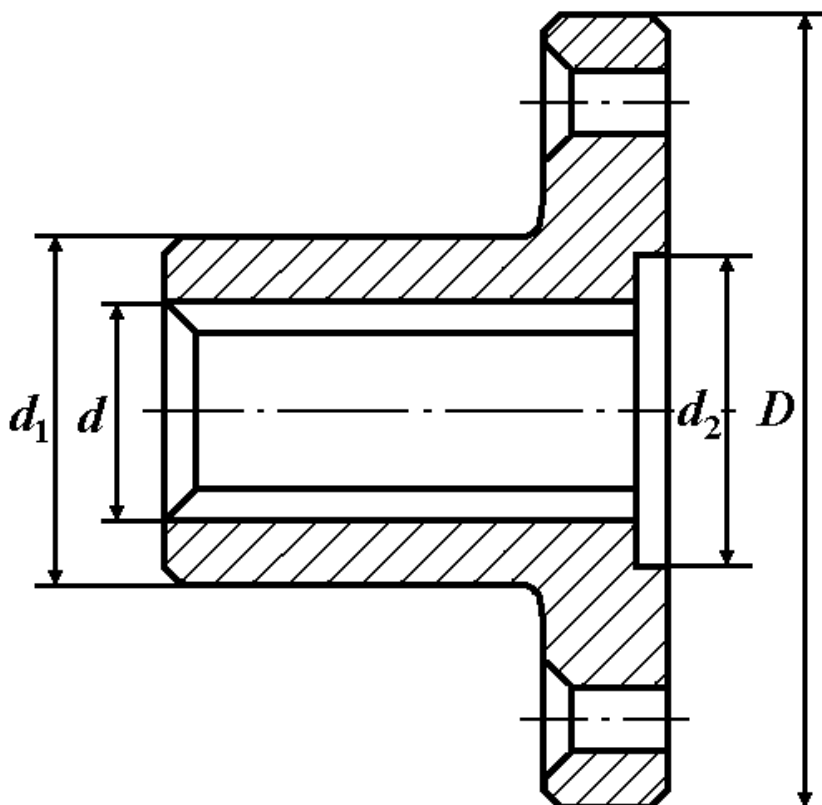


Рисунок 7.12.

d , мм	D , мм	d_1 , мм	d_2 , мм
35	140	52	65
40	140	65	65
(42)	140	65	65
45	140	70	65
(48)	140	75	65
50	140	75	65
(53)	160	85	80
55	160	90	80
60	160	100	80
(63)	170	100	80
65	170	105	86

7.7. ВТУЛКИ ТА КІЛЬЦЯ

Втулкою називається деталь, у якій співвідношення довжини до діаметра $l/d \geq 0,8$, а кільцем – деталь, для якої $l/d \leq 0,8$. Базовими поверхнями втулок і кілець є посадочні поверхні, а також торці. Останні торкаються суміжних деталей (підшипників, маточини зубчастих коліс тощо) (торці a і b , рис. 7.13). Положення втулки та кільця на валу або в отворі визначається спряженням по циліндричній поверхні. Найчастіше торці деталей типа втулок і кілець є базовими для підшипників кочення. Перехідні кільця застосовуються для зменшення перепаду діаметрів вала і розташовуються між підшипником і упором.

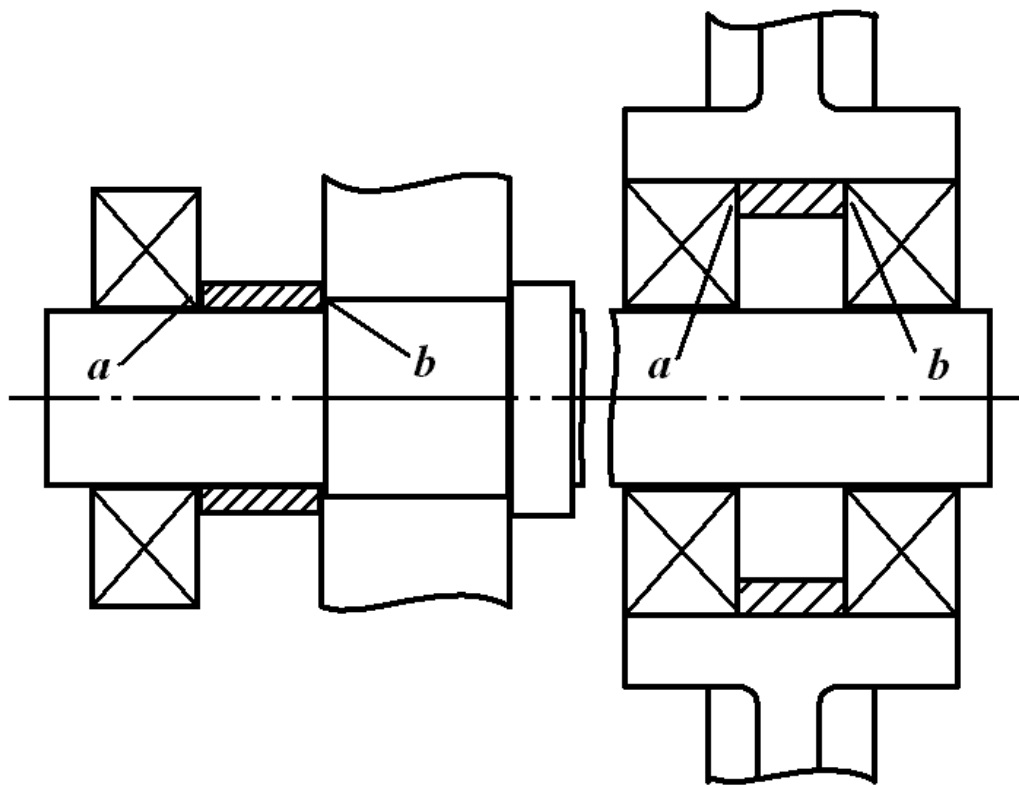


Рисунок 7.13.

8. РОБОЧА ДОКУМЕНТАЦІЯ ПРОЕКТУ

Робоча документація проекту розробляється на основі конструктивних рішень, прийнятих в технічному проекті, й передбачена технічним завданням проекту. Складове креслення редуктора (КВП), яке виконано на основі конструктивної компоновки, дає уявлення про послідовність і порядок складання, а також встановлює контроль габаритних, установочних і спряжених розмірів. В робочій документації розробляють специфікацію, що визначає склад редуктора, та виконують робочі креслення окремих деталей.

8.1. ЗАГАЛЬНІ ПРАВИЛА ВИКОНАННЯ КРЕСЛЕНЬ

Складальне креслення механізму виконується на основі його ескізної проробки і має містити мінімально необхідну кількість проекцій, виглядів, розрізів і перерізів, які дають повне уявлення про його конструкцію та принцип роботи.

Ескізний проект передує складальному кресленню і передбачає розробку комплексу документації, яка дає уявлення про конструкцію та принцип роботи пристрою в цілому та технічному рішенні його окремих унікальних деталей та вузлів. Ескізний проект є основою для подальшої розробки технічного проекту та робочої конструкторської документації. На основі розрахунків визначається конструкція пристрою та розробляється загальний вигляд виробу вигляді ескізної проробки. Ескізний варіант загального вигляду пристрою рекомендується виконувати на міліметровому папері в масштабі 1:1.

На основі ескізного проекту, з урахуванням внесених під час подальшої проробки уточнень та змін на аркуші ватману виконується креслення загального вигляду пристрою.

На кресленні загального вигляду для спрощення допускається не показувати дрібні фрагменти деталей і сполучень: фаски, проточки, округлення, поглиблення, зазори між деталями, що сполучаються, з розмірами, які відрізняються незначно. При використанні великої кількості деталей однакового типу і розміру можна докладно зображати деталі тільки одного місця сполучення, а решту показувати умовно. На кресленні допускається спрощене подання кріпильних деталей, нарізки та її елементів (фаски, збіг, недоріз нарізки).

Креслення КВП здійснюється на аркуші формату А1, який має бути оформленим згідно з Межгосударственным стандартом ГОСТ 2.106-96 «Единая система конструкторской документации», який було введено 01.07.1997 р. На кресленні необхідно нанести внутрішню рамку суцільною основною лінією на відстані 20 мм від лівої сторони зовнішньої рам-

ки та на відстані 5 мм від решти сторін. На рис. 8.1 приведений Основний надпис для креслень і схем за ГОСТ 2.104-2006. В позначених графах основного надпису указують (відповідно до нашого проекту):

- 1 – найменування виробу (Коробка відбору потужності);
 - 2 – позначення документа;
 - 3 – графу заповнюють тільки на кресленнях деталей, записують позначення та номер ГОСТ матеріалу;
 - 4 – в навчальних проектах в лівій клітинці пишуть Літеру У;
 - 5 – маса виробу, кг (в навчальних проектах графу можна не заповнювати);
 - 6 – масштаб (1:1);
 - 7 – порядковий номер аркуша (якщо креслення складається з одного аркуша, графу не заповнюють);
 - 8 – загальна кількість аркушів документа, вказаного в графі 2 (графа заповнюється тільки на першому аркуші);
 - 9 – найменування розпізнавального індексу підприємства, що випускає документ, в нашому випадку скорочена назва – НУЦЗУ, шифр групи курсанта, студента або слухача;
- в рядку «Розробив» вказують прізвище виконавця, його підпис і дата;
- в рядку «Перевір.» – прізвище керівника проекту, його підпис і дата; решта рядків залишається вільними.

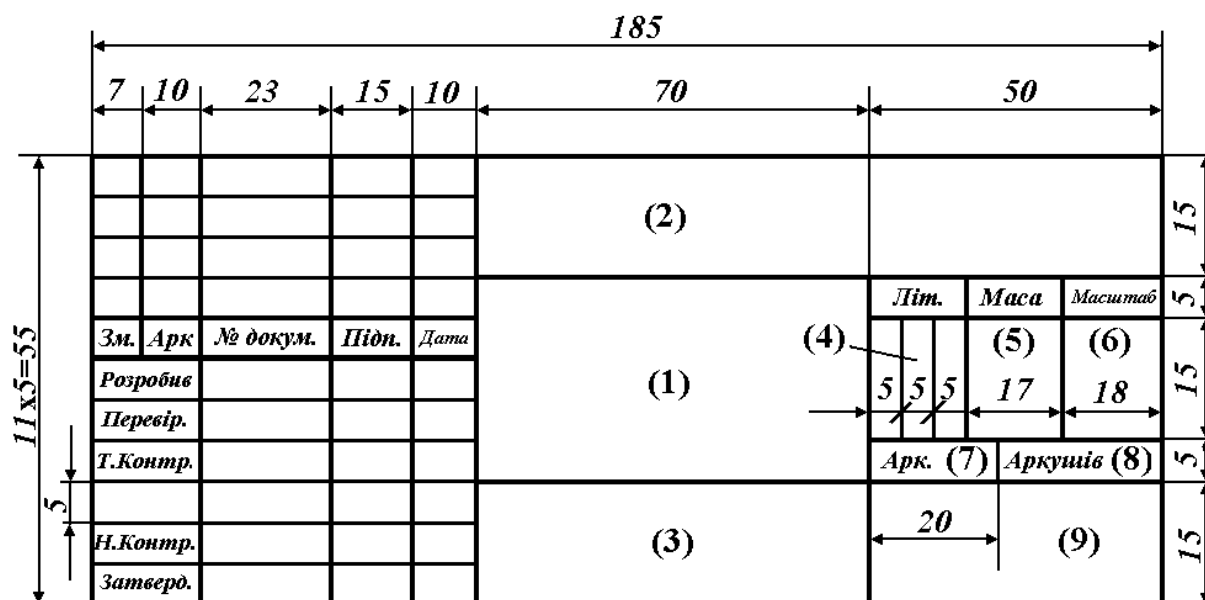


Рисунок 8.1.

На кресленні КВП проставляють наступні розміри:

1. Габаритні розміри: довжина , висота, які наносять на крайніх положеннях редуктора. Вони необхідні для визначення розмірів місця установки виробу, його транспортування, виготовлення тари, відносяться до розмірів довідникових і на кресленні позначаються зірочкою.

2. установочні та приєднувальні розміри:

- розміри опорної поверхні та розташування в неї кріпильних отворів, діаметр отворів і товщина опорної поверхні;
- довжина і посадочний діаметр вхідного та вихідного валу, їхня прив'язка до осі редуктора;
- відстань між центрами отворів для кришок підшипникових вузлів або кріплень проміжної осі.

3. Основні розрахункові параметри, що характеризують передачу: дільні діаметри d_2, d_3 ; міжосьові відстань a_{w2} ; ширину коліс b_2, b_3 .

4. Спряжені розміри: посадки на валах і осях зубчастих коліс, муфт, підшипників, стаканів, втулок, кілець, кришок підшипникових вузлів, позначення шліцьових з'єднань, посадки нарізних з'єднань.

На кресленні проставляють номери позицій складальних одиниць і деталей, які (номера) вказують на полицях, розташованих паралельно основному надпису креслення поза контуром зображення. Номери мають бути згрупованими в рядок або колонку бажано на одній горизонталі або вертикалі. Шрифт номерів позицій має бути на один-два розміри більше у порівнянні зі шрифтом, прийнятим для розмірних чисел на тому ж кресленні. Допускається робити загальну лінію-виноску з вертикальним розташуванням номерів позицій: для групи кріпильних деталей, що відносяться до одного місця кріплення.

8.2. СКЛАДАННЯ СПЕЦИФІКАЦІЙ

До складального креслення додається текстовий документ – специфікація, котра виконується згідно з ГОСТ 1.108-68 на аркушах формату А4 і оформлюється у вигляді додатку до Пояснювальної записки. Згідно з ГОСТ 2.108-68 специфікація – документ, який визначає склад складальної одиниці, комплексу та комплекту і є необхідною для виготовлення, комплектування конструкторських документів і планування запуску виробництва вказаних деталей. Специфікацію складають на окремих аркушах формату А4 за формами, наведеними в Додатках 2, 3 (дається російськомовний приклад заповнення). Структура специфікації наведена на рис. 8.2.

Основний надпис – Форма 2 (рис. 8.3) для текстових конструкторських документів на першому або титульному (заголовному) аркуші від-

різняється від надпису на наступних аркушах – Форма 2а (рис. 8.4). Позначення відповідних граф наведено в Розділі 9.1.

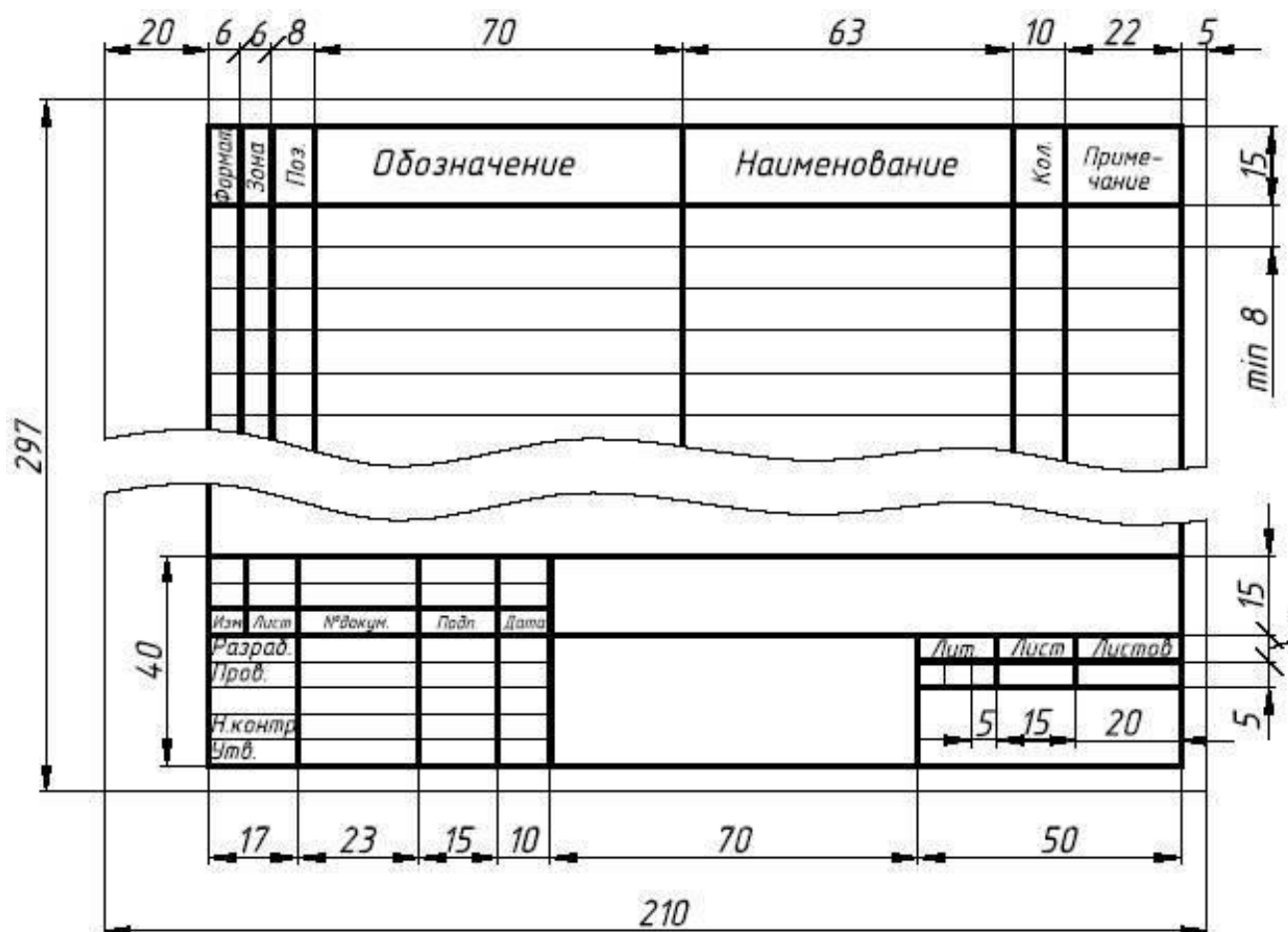


Рисунок 8.2.

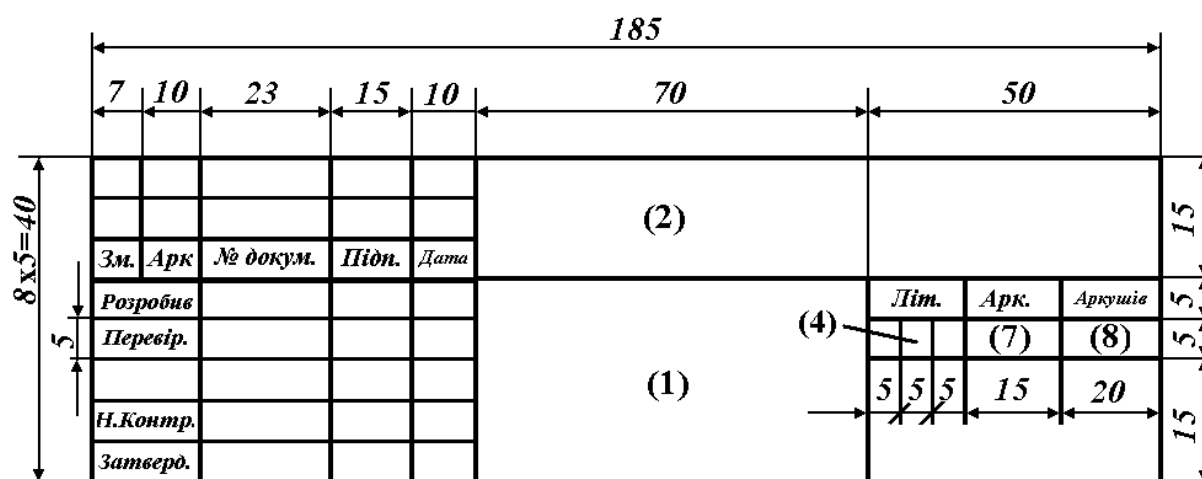


Рисунок 8.3.

Специфікація в загальному випадку складається з розділів, які розташовують у наступній послідовності: «Документація», «Комплекси», «Складальні одиниці», «Деталі», «Стандартні вироби», «Інші вироби»,

«Матеріали», «Комплекти», однак в курсовому проекті зазвичай достатньо 4-5 розділів: «Документація», «Складальні одиниці», «Деталі», «Стандартні вироби», «Матеріали».

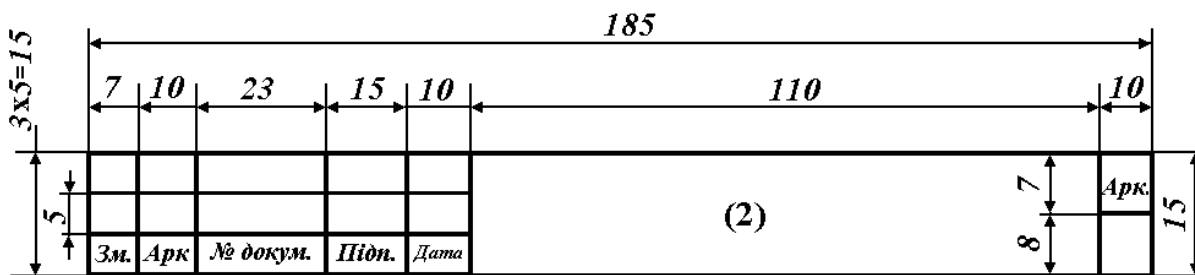


Рисунок 8.4.

Заповнення специфікації проводиться згори донизу в наступному порядку:

- документація;
- розроблені вузли (складальні одиниці);
- пояснювальна записка;
- запозичені та нормалізовані вузли;
- самостійно розроблені вузли;
- запозичені та нормалізовані деталі;
- стандартні деталі, котрі групуються за однорідними групами, наприклад, «кріпильні деталі», «підшипники кочення» тощо.

Наявність тих чи інших розділів визначається складом виробу, що специфікується. Найменування кожного розділу вказують у вигляді заголовку в графі «Найменування» і підкреслюють. Нижче кожного заголовка має бути залишений один порожній рядок, вище – не менше одного порожнього рядка.

В розділі «Складальні одиниці» записують назви складальних одиниць, що входять до складу КВП.

В розділі «Стандартні вироби» записують вироби, що застосовують за: 1) міждержавними стандартами; 2) державними стандартами; 3) галузевими стандартами; 4) стандартами підприємств.

В межах кожної категорії стандартів запис виконують по групах виробів, об'єднаних за їхнім функціональним призначенням (наприклад, підшипники, кріпильні вироби - болти, гвинти, шайби, шпильки, електро-технічні вироби тощо), в межах кожної групи – в алфавітному порядку найменування виробів, в межах кожного найменування – в порядку росту позначень стандартів, а в межах кожного позначення стандарту – в порядку зростання основних параметрів, тобто їхніх діаметрів або довжин, або розмірів виробу.

В розділі «Деталі машин» записують назви креслень деталей - валів, зубчастих коліс, кришок тощо. В розділах «Стандартні вироби» і «Матеріали» графу «Позначення» не заповнюють.

Графи специфікації заповнюють зверху вниз наступним чином:

- 1) Графи «Формат» і «Зона» в навчальних проектах не заповнюються.
- 2) В графі «Позиція» указують порядкові номери складових частин, які показані на полицях-виносках креслення виробу.
- 3) В графі «Позначення» записують позначення документа.
- 4) В графі «Найменування» записують: в розділі «Документація» - найменування документа, наприклад, «Креслення загального виду»; в розділі «Складальні одиниці» і «Деталі» - найменування складальних одиниць і деталей.
- 5) В графі «Кількість» вказують кількість складальних одиниць або деталей на один виріб.

8.3. КОНСТРУКТОРСЬКА ДОКУМЕНТАЦІЯ ПРОЕКТУ

Комплектацією та оформленням конструкторської документації завершується робота над курсовим проектом. Пояснювальна записка виконується на аркушах формату А4 з однієї сторони і складається з наступних частин:

1. Титульний аркуш проекту (показано в Додатку 1) є сторінкою 1, номер якої не ставиться на аркуші. Форму заповнення титульного аркуша встановлює навчальний заклад.
2. Зміст є сторінкою 2, номер якої не ставиться на аркуші.
3. Вступ є сторінкою 3, починаючи з якої послідовно проставляються номери всіх сторінок на всіх аркушах Пояснювальної записки.
4. Розрахункова частина пояснювальної записки поділяється на Розділи, які нумерують однією цифрою. Підрозділи мають подвійну нумерацію. Вони супроводжуються короткою назвою у вигляді заголовка, виконаного великими літерами.

Розрахункова частина пояснювальної записки має відповідати завданню на проектування і містити (орієнтовно) наступні розділи:

- кінематичний розрахунок редуктора;
- розрахунки на міцність передачі;
- геометричні розрахунки передачі;
- попередній розрахунок валів;
- проектувальний розрахунок валів;
- вибір підшипників кочення;
- перевірка валів на міцність при згинанні та міцності від втомленості;
- розрахунок кріплення коліс.

Кожний розрахунок має містити вид розрахунку і назву деталі, вихідні дані для розрахунку, розрахункові схеми; обраний матеріал з представленням його механічних характеристик; розшифрування символів, що входять до формул; розмірності величин; безпосередньо розрахунок і заключні висновки щодо отриманих результатів.

5. В тексті Пояснювальної записки мають бути посилання на стандарти, довідники, підручники та інші документи. При посиланні вказують номер джерела, під яким він поставлений в Списку літератури Пояснювальної записки (не плутати зі списком, який наведено в цьому виданні).

Аркуші пояснювальної записки брошуруються в обкладинку і нумерують, вказуючи номер в правому нижньому куті аркуша.

**ДЕРЖАВНА СЛУЖБА УКРАЇНИ З
НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЙ**

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ЦИВІЛЬНОГО
ЗАХИСТУ УКРАЇНИ

ФАКУЛЬТЕТ ТЕХНОГЕННО-ЕКОЛОГІЧНОЇ БЕЗПЕКИ

КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ МЕХАНІКИ

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КУРСОВОГО ПРОЕКТУ
**«РОЗРОБКА І ПРОЕКТУВАННЯ КОРОБКИ
ВІДБОРУ ПОТУЖНОСТІ ПОЖЕЖНОГО
АВТОМОБІЛЯ»**

З ДИСЦИПЛІНИ «ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА»,
РОЗДІЛ «ДЕТАЛІ МАШИН»

РОЗРОБИВ:

Курсант (студент, слухач) групи (номер)
(прізвище, ім'я, по-батькові)

КЕРІВНИК:

(посада, вчений ступінь)
(прізвище, ім'я, по-батькові)

ХАРКІВ (рік)

20		6, 6, 8		70		63		10		22		5		210	
Форм.		Зона		Поз.		Обозначение		Наименование		Код		Примеч.		5	
15		5		min 8		297		5		5		5		5	
5x3=15		7		10		23		15		10		10		185	
Изн. Лист		N докум.		Подпись		Дата		Лист		5		8		7	

Терміни та позначення для розрахунку на міцність
циліндричних передач

Окружна сила на ділильному циліндрі, Н		F_t
Кут профілю зуба в точках на окружностях вершин, градус		α_a
Ділильний кут профілю в торцевому перерізі, градус		α_t
Основний кут нахилу, градус		β_b
Діаметр ділильного кола, мм		d
Міжосьова відстань, мм		a_w
Ширина зубчастого колеса, мм		b
Окружна швидкість обертання зубчастих коліс, м/с		V
Контактне напруження, Па (МПа)		σ_H
Коефіцієнт, що враховує механічні властивості спряжених зубчастих коліс, Па ^{1/2}	Z – спеціальні коефіцієнти при розрахунку на міцність активних поверхонь зубів	Z_E
Коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь зубів в полюсі зачеплення		Z_H
Коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній		Z_ε
Коефіцієнт торцевого перекриття		ε_α
Коефіцієнт осьового перекриття		ε_β
Сумарний коефіцієнт перекриття		ε_γ
Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зуб'ями	K_H – загальні коефіцієнти при розрахунку на міцність активних поверхонь зубів	$K_{H\alpha}$
Коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині контактних ліній		$K_{H\beta}$
Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, яке виникає в зачепленні		K_{HV}
Коефіцієнт ширини зубчастого вінця відносно діаметра		Ψ_{bd}
Питома окружна динамічна сила, Н/мм		w_{Hv}
Коефіцієнт, що враховує вплив виду зубчастої передачі та модифікації профілю головок зубів		δ_H

Коефіцієнт, що враховує вплив різниці кроків зачеплення зуб'їв зубчастих коліс		g_o
Динамічна добавка		v_H
Допустиме напруження на контактну витривалість, МПа		$[\sigma_H]$
Границя контактної витривалості поверхонь зуб'їв, яка від- повідає базовій кількості циклів навантаження, МПа		$\sigma_{H \lim b}$
Коефіцієнт безпеки,		S_H
Коефіцієнт довговічності		K_{HL}
Напруження згину, Па(МПа)		σ_F
Коефіцієнт, що враховує форму зуба та концентрацію напружень	Y – спеціальні коефі- цієнти для розрахунку на міцність при зги- нанні	Y_F
Коефіцієнт, який враховує нахил зуба		Y_β
Коефіцієнт, що враховує перек- риття зуб'їв		Y_ε
Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зуб'ями	K_F – загальні коефі- цієнти для розрахунку на міцність при зги- нанні	$K_{F\alpha}$
Коефіцієнт, що враховує нерівно- мірність розподілу навантаження по довжині контактних ліній		$K_{F\beta}$
Коефіцієнт, що враховує динаміч- не навантаження, яке виникає в зачепленні		K_{FV}
Питома окружна динамічна сила, Н/мм		w_{Fv}
Коефіцієнт, що враховує вплив прояву похибок зачеплення на динамічне навантаження		δ_F
Еквівалентна кількість зуб'їв		z_V
Динамічна добавка		v_F
Допустиме напруження при розрахунку зуб'їв на витрива- лість по згинанню, МПа		$[\sigma_F]$
Границя витривалості зуб'їв при згинанні, яка відповідає базовій кількості циклів навантаження, МПа		$\sigma_{F \lim b}$
Коефіцієнт безпеки,		S_F
Коефіцієнт довговічності		K_{FL}

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность: ГОСТ 21354-87.-[Дата введения 01.01.89].-М: Изд-во стандартов, 1988.-130 с.- (Государственный стандарт Союза ССР).
2. Единая система конструкторской документации. Основные надписи: ГОСТ 2.104-2006.-[Дата введения 2006-09-01].-М.: Стандартиформ, 2006.-20 с.- (Межгосударственный стандарт).
3. Единая система конструкторской документации. Текстовые документы: ГОСТ 2.106-96.-[Дата введения 1997-07-01].-М.: Стандартиформ, 1997.-39 с.- (Межгосударственный стандарт).
4. Единая система конструкторской документации. Нанесение размеров и предельных отклонений: ГОСТ 2.307-68.-[Дата введения 01.01.71].- М.: Стандартиформ, 2007.-22 с.- (Межгосударственный стандарт).
5. Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры: ГОСТ 8338-75.-[Дата введения 01.06.76].-М.: ИПК Издательство стандартов, 2003.-12 с.- (Межгосударственный стандарт).
6. Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные. Типы и основные размеры: ГОСТ 831-75.-[Дата введения 01.01.77].- М.: Стандартиформ, 2005.-15 с.- (Межгосударственный стандарт).
7. Подшипники радиально-упорные роликовые конические однорядные: ГОСТ 333-79.-[Дата введения 01.01.80].-М.: Изд-во стандартов, 1980. - 14с .- (Государственный стандарт Союза ССР).
8. Подшипники качения. Динамическая расчетная грузоподъемность и расчетный ресурс (долговечность): ГОСТ 18855-94.-[Дата введения 01.01.97].-М.: Стандартиформ, 2009.-24 с.- (Межгосударственный стандарт).
9. Крышки торцовые глухие низкие диаметром от 47 до 100 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры: ГОСТ 13219.1-81.-[Дата введения 01.01.82].-М.: Изд-во стандартов, 1981.-7 с.- (Государственный стандарт Союза ССР).
10. Крышки торцовые глухие низкие диаметром от 110 до 400 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры: ГОСТ 13219.2-81.-[Дата введения 01.01.82].-М.: Изд-во стандартов, 1981.-4 с.- (Государственный стандарт Союза ССР).
11. Крышки торцовые глухие высокие диаметром от 47 до 100 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры: ГОСТ 13219.3-81.-[Дата введения 01.01.82].-М.: Изд-во стандартов, 1981.-3 с.- (Государственный стандарт Союза ССР).
12. Крышки торцовые глухие высокие диаметром от 110 до 400 мм корпусов подшипников качения. Конструкция и размеры: ГОСТ 13219.4-81.-[Дата введения 01.01.82].-М.: Изд-во стандартов, 1981.-4 с.- (Государственный стандарт Союза ССР).
13. Манжетные уплотнения: ГОСТ 8752-79.-[Дата введения 01.01.81].-М.: ИПК Изд-во стандартов, 1997.-39 с.- (Государственный стандарт Союза ССР).

14. Болты шестигранные с головкой класса точности В. Конструкция и размеры: ГОСТ 7798-70.-[Дата введения 01.06.72].-М.: Изд-во стандартов, 1971.-6 с.-(Межгосударственный стандарт).
15. Гайки шестигранные с головкой класса точности В. Конструкция и размеры: ГОСТ 5915-70.-[Дата введения 01.06.72].-М.: Изд-во стандартов, 1971.-5 с.-(Межгосударственный стандарт).
16. Шайбы пружинные. Технические условия: ГОСТ 6402-70.-[Дата введения 01.06.72].-М.: Стандартиформ, 2006.-7 с.-(Межгосударственный стандарт).
17. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые прямобочные. Размеры и допуски: ГОСТ 1139-80.-[Дата введения 01.01.82].-М.: ИПК Изд-во стандартов, 2003.-11 с.-(Межгосударственный стандарт).
18. Муфты фланцевые. Параметры, конструкция и размеры: ГОСТ 20761-96.-[Дата введения 2000-07-01].-М.: ИПК Изд-во стандартов, 2000.-24 с.-(Межгосударственный стандарт).
19. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки: ГОСТ 23360-78. -[Дата введения 1980-01-01].-М.: Изд-во стандартов, 1978.-19 с.-(Государственный стандарт Союза ССР).
20. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. / В.И.Анурьев. – М.: Машиностроение, 2001.
Том.1.-2001.-920 с.
Том.2.-2001.-912 с.
Том.3.-2001.-864 с.
21. Батурин, А.Т. Детали машин / А.Т.Батурин. – М. : Машгиз, 1959. – 425 с.
22. Детали машин и основы конструирования / Под ред. М.Н.Ерохина. – М.: КолосС, 2005.-462 с.
23. Киркач, Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин / Н.Ф.Киркач, Р.А.Баласанян. – Х: Основа, 1991.-276 с.
24. Курмаз, Л.В. Детали машин. Проектирование. Справочное учебно-методическое пособие / Л.В.Курмаз, А.Т.Скойбеда. – М. : Высшая школа, 2005. – 309 с.
25. Курсовое проектирование деталей машин / В.Н.Кудрявцев, Ю.А.Державец, И.И.Арефьев и др. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984.-400 с.
26. Перель, Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник / Л.Я.Перель. – М.: Машиностроение, 1983.-543 с.
27. Решетов, Д.Н. Детали машин / Д.Н.Решетов. – М.: Машиностроение, 1989.-496 с.

ЗМІСТ

1. КОРОБКА ВІДБОРУ ПОТУЖНОСТІ ПОЖЕЖНОГО АВТОМОБІЛЯ ТА ЇЇ КОНСТРУКТИВНА ОСОБЛИВІСТЬ.....	3
2. РОЗРАХУНОК КОРОБКИ ВІДБОРУ ПОТУЖНОСТІ.....	9
2.1. КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ КВП	9
2.2. РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ЗУБ'ЇВ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ	12
2.2.1. РОЗРАХУНОК НА КОНТАКТНУ МІЦНІСТЬ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ	13
2.2.2. РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ ПРИ ЗГИНАННІ	17
2.3. ВИЗНАЧЕННЯ ДОПУСТИМИХ НАПРУЖЕНЬ	19
2.4. НАЙВАЖЛИВІШІ МАШИНОБУДІВНІ МАТЕРІАЛИ ТА ЇХНЯ ТЕРМІЧНА ТА ХІМІЧНО-ТЕРМІЧНА ОБРОБКА.....	22
3. КОМПОНОВУВАННЯ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ КВП	27
4. ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ВИХІДНОГО ВАЛА	30
4.1. ОСНОВНИЙ РОЗРАХУНОК ВАЛА.....	30
4.2. РОЗРАХУНОК ВАЛА НА ВИТРИВАЛІСТЬ.....	35
5. РОЗРАХУНОК СПОЛУЧЕНЬ ВАЛ-МАТОЧИНА.....	40
5.1. РОЗРАХУНОК ШПОНКОВОГО З'ЄДНАННЯ	40
5.2. РОЗРАХУНОК ШЛІЦЬОВОГО З'ЄДНАННЯ.....	42
6. РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ.....	45
7. КОНСТРУЮВАННЯ КВП	54
7.1. КОНСТРУЮВАННЯ ВАЛА.....	55
7.2. З'ЄДНАННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС З ВАЛАМИ.....	56
7.3. КОНСТРУЮВАННЯ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ.....	56
7.4. КРІПЛЕННЯ КРИШОК	57
7.5. УЩІЛЬНЕННЯ	64
7.6. ШЛІЦЬОВИЙ ВАЛ. МУФТИ.....	65
7.7. ВТУЛКИ ТА КІЛЬЦЯ.....	67
8. РОБОЧА ДОКУМЕНТАЦІЯ ПРОЕКТУ	68
8.1. ЗАГАЛЬНІ ПРАВИЛА ВИКОНАННЯ КРЕСЛЕНЬ.....	68

8.2. СКЛАДАННЯ СПЕЦИФІКАЦІЙ	70
8.3. КОНСТРУКТОРСЬКА ДОКУМЕНТАЦІЯ ПРОЕКТУ	73
Додаток 1	75
Додаток 2	76
Додаток 3	77
Додаток 4	78
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	80

Навчальне видання

Укладачі: **Вамболь** Сергій Олександрович
Міщенко Ігор Вікторович
Чернобай Геннадій Олександрович

ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА
РОЗДІЛ «ДЕТАЛІ МАШИН»
МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ
КУРСОВОГО ПРОЕКТУ
«РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ КОРОБКИ ВІДБОРУ
ПОТУЖНОСТІ ПОЖЕЖНОГО АВТОМОБІЛЯ»

Відповідальний за випуск І.В.Міщенко

Підп. до друку 10.11.2016 р. Формат 60x84 1/16
Папір 80 г/см². Друк ризограф. Умовн.-друк. арк. 5,0
Тираж 150 прим. Вид № 53/15 Зам №

Сектор редакційно-видавничої діяльності
Національного університету цивільного захисту України
61023, Харків, вул. Чернишевська, 94