

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ХІМІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ»**

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ З КУРСУ

«ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА»

ДЛЯ СТУДЕНТІВ ТЕХНОЛОГІВ-ХІМІКІВ ІІ КУРСУ

РОЗРАХУНОК ОДНОСТУПІНЧАСТОГО

ЦИЛІНДРИЧНОГО РЕДУКТОРА

Дніпропетровськ 2009

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ХІМІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ З КУРСУ
«ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА»
ДЛЯ СТУДЕНТІВ ТЕХНОЛОГІВ-ХІМІКІВ ІІ КУРСУ
РОЗРАХУНОК ОДНОСТУПІНЧАСТОГО ЦИЛІНДРИЧНОГО РЕДУКТОРА

Затверджено на засіданні
кафедри деталей машин
Протокол № 158 від 29.08.2008 р.

Дніпропетровськ УДХТУ 2009

Методичні вказівки до виконання курсового проекту з курсу «Прикладна механіка» для студентів технологів-хіміків II-III курсів на тему: «Розрахунок одноступінчастого циліндричного редуктора» / Укл.: В.А. Карпенко, В.В. Глечиков., О.М. Гнатко. – Дніпропетровськ: ДВНЗ УДХТУ, 2009, – с.40.

Укладачі: Вероніка Анатоліївна Карпенко,
Василь Вікторович Глечиков,
Олена Миколаївна Гнатко

Відповідальний за випуск Василь Іванович Кравець, канд. техн. наук

Навчальне видання

Методичні вказівки
до виконання курсового проекту з курсу «Прикладна механіка»
для студентів технологів-хіміків II-III курсів
на тему: «Розрахунок одноступінчастого циліндричного редуктора»

Укладачі: КАРПЕНКО Вероніка Анатоліївна
ГЛЕЧИКОВ Василь Вікторович
ГНАТКО Олена Миколаївна

Редактор Л.М. Тонкошкур
Коректор О.О. Чибук

Підписано до друку 21.09.2009. Формат 60×84 1/16. Папір ксерокс. Друк різнограф.
Умов.-друк. арк. 1,82. Облік.-вид. арк. 2,22. Тираж 100 прим. Замовлення № 56.
Свідоцтво ДК № 303 від 27.12.2000.

ДВНЗ «УДХТУ», 49005, м. Дніпропетровськ-5, проспект Гагаріна, 8.

Видавничо-поліграфічний комплекс ІнКомЦентру

ЗМІСТ

Передмова.....	5
Завдання.....	6
1. Кінематичний і силовий розрахунок передачі.....	6
2. Вибір матеріалу й визначення допустимих напружень $[\sigma_H]$ та $[\sigma_F]$	8
3. Геометричний розрахунок передачі.....	10
4. Перевірочний розрахунок зубців передачі на міцність.....	12
5. Конструктивна розробка й розрахунок валів.....	16
6. Підбір і розрахунок підшипників.....	31
7. Конструктивна розробка елементів редуктора.....	35
8. Вибір змащення редуктора.....	37
Список літератури.....	40

ПЕРЕДМОВА

Одержанню практичних навичок інженерної праці сприяє курсове проектування, що завершує цикл загальнотехнічної підготовки студентів технологів і є їх першою самостійною конструкторською роботою.

Редуктор звичайно є об'єктом основного розрахункового завдання, що виконується з курсу «Прикладна механіка». У методичному відношенні цей об'єкт можна вважати досить вдалим, тому що в редукторі є більшість деталей, які розглядаються у курсі.

Однак робота над розрахунком і проектуванням редуктора виявляється для студентів, що вперше зустрічаються з реальним конструюванням, незвичною і важкою через свій характер та обсяг, дані методичні вказівки укладені, щоб полегшити цю роботу та зробити її більш усвідомленою і ефективною.

ЗАВДАННЯ

Розрахувати циліндричну косозубу передачу в закритому корпусі за наступними даними:

ω_2 – кутова швидкість тихохідного вала, c^{-1} ;

T_2 – обертальний момент на тихохідному валу, $H \cdot m$;

L_h – термін служби, годин.

Навантаження постійне, але під час пуску воно короткочасно підвищується в 1,6 рази. Вхідний і вихідний вали редуктора з'єднуються з валом електродвигуна й валом робочої машини за допомогою муфт пружних втулично-пальцевих (МПВП).

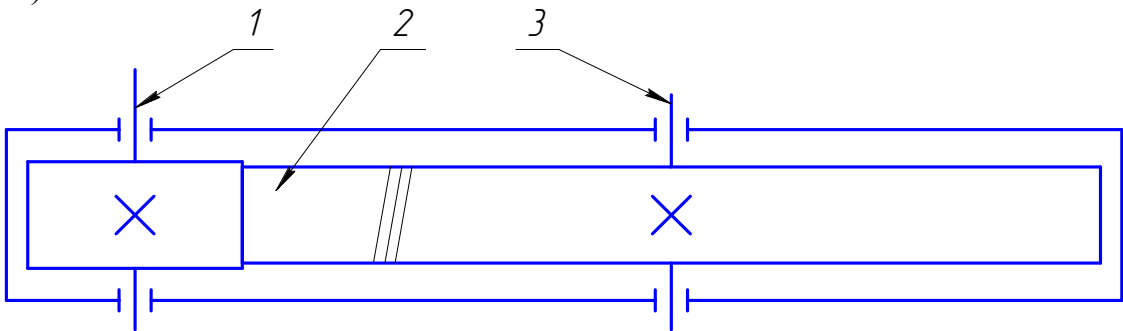


Рис 1.1. Кінематична схема редуктора: 1 – швидкохідний вал; 2 – зубчаста передача; 3 – тихохідний вал

1. Кінематичний і силовий розрахунок передачі

1.1. Визначаємо частоту обертання тихохідного вала:

$$n_2 = \frac{30 \omega_2}{\pi}, \quad (1.1)$$

де n_2 – частота обертання тихохідного вала, xv^{-1} ;

ω_2 – кутова швидкість обертання тихохідного вала, c^{-1} .

1.2. Визначаємо потужність на тихохідному валу:

$$P_2 = T_2 \cdot \omega_2 \quad (1.2)$$

де P_2 – потужність на тихохідному валу, $Вт$;

T_2 – обертальний момент на тихохідному валу, $H \cdot m$.

1.3. Розраховуємо потужність електродвигуна:

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta \cdot 10^3}, \quad (1.3)$$

де P_1 – потужність електродвигуна, $кВт$;

η – ККД одноступінчастого циліндричного редуктора з косими зубцями, ($\eta = 0,96 \dots 0,98$).

1.4. За даними формули (1.3) і ГОСТ 19253-81 вибираємо електродвигун (табл. 1.1). Найбільш широко в приводах машин використовують асинхронні двигуни трифазного струму єдиної серії 4А.

Вибираючи електродвигун варто пам'ятати, що при одній і тій же потужності зі зменшенням частоти обертання двигуна збільшуються його

габаритні розміри й маса, значно збільшується його вартість. Однак зі збільшенням частоти обертання ускладнюється передавальний механізм.

Таблиця 1.1. Двигуни трифазні асинхронні серії 4А. Технічні дані (ГОСТ 19523-81)

Потужність P_d , кВт	Тип двигуна	Частота обертання, об/хв.	Потужність P_d , кВт	Тип двигуна	Частота обертання, об/хв.
0,75	4A71A2	2840	4,0	4A100S2	2880
	4A71B4	1390		4A100L4	1430
	4A80A6	915		4A112MB6	950
	4A90LA8	700		4A132S8	720
1,1	4A71B2	2810	5,5	4A100L2	2880
	4A80A4	1420		4A112M4	1445
	4A80B6	920		4A132S6	965
	4A90LB8	700		4A132M8	720
1,5	4A80A2	2850	7,5	4A112M2	2900
	4A80B4	1415		4A132S4	1455
	4A90L6	935		4A132M6	970
	4A100L8	700		4A160S8	730
2,2	4A80B2	2850	11,0	4A132M2	2900
	4A90L4	1425		4A132M4	1460
	4A100L6	950		4A160S6	975
	4A112MA8	700		4A160M8	730
3,0	4A90L2	2840	15,0	4A160S2	2910
	4A100S4	1435		4A160S4	1470
	4A112MA6	955		4A160M6	980
	4A112MB8	700		4A180M8	735

Таблиця 1.2. Номінальні значення передаточних чисел по СТ СЕВ 221-75

1-й ряд	1,00	1,25	1,60	2,00	2,50	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5
2-й ряд	1,12	1,40	1,80	2,24	2,80	3,55	4,5	5,6	7,1	9,0	11,2	—

Примітка: 1-му ряду варто віддавати перевагу.

Результати вибору електродвигуна наводимо в табл. 1.2

Таблиця 1.2.

P_1 , кВт	P_d , кВт	n_d , об/хв	n_2 , об/хв	$u_\phi = n_d/n_2$	u СТ СЕВ 221- 75	$\Delta u = \frac{ u_\phi - u }{u} 100\%$

Остаточно приймаємо електродвигун, для якого передатне відношення не більше 8, і відхилення фактичного передатного відношення від номінального мінімальне:

тип _____

потужність _____

частота обертання вала _____

1.5. Уточнюємо обертальний момент і частоту обертання на швидкохідному та тихохідному валу відповідно до прийнятого електродвигуна.

Примітка: при визначенні моментів T_1 і T_2 , потужність P_d підставляти у $Вт$.

Швидкохідний вал: $n_1 = n_d$; (1.4)

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30}; \quad (1.5)$$

$$T_1 = \frac{P_d}{\omega_1}. \quad (1.6)$$

Тихохідний вал: $n_2 = \frac{n_1}{u}$; (1.7)

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u}; \quad (1.8)$$

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta. \quad (1.9)$$

2. Вибір матеріалу та визначення допустимих напружень $[\sigma_H]$ та $[\sigma_F]$

2.1. Для виготовлення коліс за таблицею 2.1 матеріал приймаємо однієї марки. Різницю твердостей матеріалу забезпечуємо методом термічного оброблення. Для запобігання заїдання зубчастих коліс твердість шестірні повинна бути на 30-70 НВ вище, ніж твердість колеса.

Таблиця 2.1. Механічні характеристики деяких марок сталей, що використовуються для виготовлення зубчастих коліс

Марка сталі	НВ серцевини	HRC поверхні	σ_B , МПа	σ_T , МПа	Термічне оброблення
35	163... 192	—	550	270	Нормалізація
45	179... 207	—	600	320	Нормалізація
45	235... 262	—	780	540	Поліпшення
40X	200... 230	—	760	490	Нормалізація
40X	269... 302	—	900	590	Поліпшення
40X	260... 302	45...50	900	750	Поліпшення+ТВЧ
35XM	235... 262	—	800	670	Поліпшення
35XM	269... 302	—	920	790	Поліпшення
35XM	269... 302	48...53	920	790	Поліпшення+ТВЧ
40XH	235... 262	—	800	630	Поліпшення
40XH	269... 302	—	920	750	Поліпшення
40XH	269... 302	48...53	920	750	Поліпшення+ТВЧ

Таблиця 2.2. Приклад вибору матеріалу

	Матеріал	Термообробка	Твердість НВ	σ_B , МПа	σ_T , МПа
1	Для шестірні сталь 40Х	Поліпшення	269..302	900	590
2	Для колеса сталь 40Х	Нормалізація	200..230	760	490

2.2. Визначаємо допустимі контактні напруження для шестірні та колеса:

$$\text{Для шестірні: } [\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{Hlim b_1} \cdot K_{HL1}}{S_{H1}} \quad (2.1)$$

$$\text{Для колеса: } [\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{Hlim b_2} \cdot K_{HL2}}{S_{H2}} \quad (2.2)$$

де $\sigma_{Hlim b_i}$ – базова межа контактної витривалості поверхонь зубців, що відповідає базовому числу циклів напружень (табл. 2.3);

S_H – коефіцієнт безпеки зубчастих коліс (табл. 2.3);

Таблиця 2.3. Значення $\sigma_{Hlim b}$ та S_H

Термооброблення	Твердість	$\sigma_{Hlim b}$, МПа	σ_{Flimb} , МПа	S_H
Нормалізація, поліпшення	НВ < 350	2НВ+70	1,35 НВ+100	1,1
Об'ємне загартування	HRC 40...50...50	17HRC+100	600-700	1,1
Поверхнєве загартування	HRC 40...56...56	17HRC+200	600-900	1,2
Цементация	HRC 54...64...64	23HRC	800-950	1,2

K_{HLi} – коефіцієнт довговічності. Визначається за рис. 2.1, у залежності від відношення N_{HE}/N_{HO} .

N_{HO} – базове число циклів напружень у зубцях;

N_{HE} – еквівалентне число циклів напружень.

Для шестірні:

$$\frac{N_{HE1}}{N_{H01}} = \frac{60 \cdot L_h \cdot n_1}{HB_{1cp}} \quad (2.3)$$

Для колеса:

$$\frac{N_{HE2}}{N_{H02}} = \frac{60 \cdot L_h \cdot n_2}{HB_{2cp}} \quad (2.4)$$

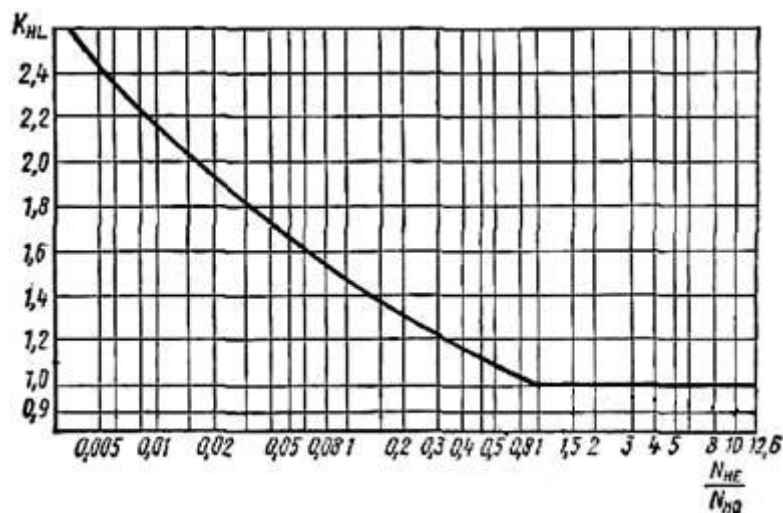


Рис. 2.1. Коефіцієнт довговічності

Так як $N_{B1} - N_{B2} < 100$, то за розрахункове $[\sigma_H]_P$ приймаємо менше з $[\sigma_H]_1$ і $[\sigma_H]_2$.

2.3. Визначаємо допустиме напруження згину:

Для шестірни:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{Flim\ b1} \cdot K_{FL1}}{S_{F1}} \quad (2.5)$$

Для колеса:

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{Flim\ b2} \cdot K_{FL2}}{S_{F2}}, \quad (2.6)$$

де $\sigma_{Flim\ bi}$ – межа витривалості зубців при згині, яка відповідає базовому числу циклів напружень; визначаємо по [табл. 2.3];

K_{FL} – коефіцієнт довговічності, $K_{FL} = 1$;

S_F – коефіцієнт безпеки, вибирається в межах $S_F = 1,7 \dots 2 \dots 2,2$.

3. Геометричний розрахунок передачі

Приймаємо профіль зуба евольвентний, кут профілю вихідного контуру $\alpha=20^\circ$ (СТ СЕВ 308-76), коефіцієнт зсуву вихідного профілю $X=0$.

3.1. Визначаємо міжосьову відстань:

$$a_w = K_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{u^2 \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma_H]_P^2}}, \quad (3.1)$$

де K_a – узагальнений коефіцієнт, $K_a = 430$;

T_2 – обертальний момент на тихохідному валу, Н·м;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по довжині зубця;

ψ_{ba} – коефіцієнт ширини вінця колеса.

Таблиця 3.1. Коефіцієнт ширини вінця зубчастих коліс

0,100	0,125	0,160	0,200	0,250	0,315	0,400	0,500	0,630	0,800	1,000	1,250
-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------

Коефіцієнт ширини вінця ψ_{ba} для редукторів приймають: для зубчастих коліс із поліпшених сталей при несиметричному розташуванні 0,315...0,4; для зубчастих коліс із загартованих сталей 0,25...0,315; при симетричному розташуванні зубчастих коліс щодо опор 0,4...0,5; для пересувних зубчастих коліс коробок швидкостей 0,1...0,2.

Коефіцієнт $K_{H\beta}$ визначаємо по таблиці 3.2 залежно від НВ і ψ_{bd} :

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} \cdot (u + 1) \quad (3.2)$$

Таблиця 3.2. Коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по довжині зубця

Коефіцієнт ширини колеса ψ_{bd}	Твердість поверхонь зубців НВ	При розрахунку на контактну втомленість	При розрахунку на згибну втомленість
		$K_{H\beta}$	$K_{F\beta}$
0,2	≤ 350	1,05	1,04
	≥ 350	1,05	1,04
0,4	≤ 350	1,08	1,06
	≥ 350	1,05	1,04
0,6	≤ 350	1,14	1,08
	≥ 350	1,07	1,06
0,8	≤ 350	1,26	1,21
	≥ 350	1,13	1,08
1,0	≤ 350	1,40	1,31
	≥ 350	1,20	1,16
1,2	≤ 350	1,60	1,46
	≥ 350	1,30	1,23
1,4	≤ 350	1,80	1,60
	≥ 350	1,40	1,31

Примітка: таблиця зі скороченнями. Тільки для одноступінчастих передач із симетричним розташуванням коліс щодо опор.

Округлюємо a_w у більшу сторону до стандартного за СТ СЕВ 229-75 (табл.3.3).

Таблиця 3.3. Значення міжосьових відстаней по СТ СЕВ 229-75

1-й ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315
2-й ряд			71	90	112	140	180	225	280	355
1-й ряд	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	
2-й ряд	450	560	710	900	1120	1400	1800	2240	—	

3.2. Визначаємо робочу ширину колеса і шестірні:

$$b_2 = \Psi_{ba} \cdot a_w; \quad (3.3)$$

$$b_1 = b_2 + (4 \dots 6). \quad (3.4)$$

Отримані значення округляємо до цілих чисел.

3.3. Орієнтовно визначаємо величину модуля:

$$m = (0.01 \dots 0.02) \cdot a_w. \quad (3.5)$$

Остаточню приймаємо значення m по СТ СЕВ 310-76 (табл. 3.4), але не менше ніж 1,5 мм.

Таблиця 3.4. Модулі евольвентних зубчастих коліс, СТ СЕВ 310-76

1-й ряд	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25
2-й ряд	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18	22	28

3.4. Мінімальний кут нахилу зубців для косозубих і шевронних коліс відповідно:

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{4 \cdot m}{b_2}; \quad \beta_{\min} = \arcsin \frac{4 \cdot m}{0.5 \cdot b_2}. \quad (3.6)$$

Для прямозубих передач мінімальний кут нахилу не визначається і приймається рівним 0. Рекомендовані межі кута нахилу зубців для косозубих коліс 8 - 18°, для шевронних коліс 24 - 42°. Якщо кут розрахований за (3.6) буде інший то його значення приймають з заданого діапазону.

3.5. Визначаємо сумарне число зубців:

$$z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta_{\min}}{m}. \quad (3.7)$$

Отримане значення округляємо до цілого числа z'_{Σ} .

3.6. Уточнюємо кут нахилу зубців:

$$\beta = \arccos \frac{z'_{\Sigma} \cdot m}{2 \cdot a_w}. \quad (3.8)$$

3.7. Знаходимо число зубців на шестірні та колесі:

$$z_1 = \frac{z'_{\Sigma}}{u + 1}; \quad (3.9)$$

$$z_2 = z'_{\Sigma} - z_1. \quad (3.10)$$

Число зубців на шестірні повинне бути не менше 17 (для забезпечення відсутності підрізання ніжки зубця).

3.8. Уточнюємо фактичне передаточне число:

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (3.11)$$

Відхилення від заданого передаточного числа не повинне перевищувати 3%:

$$\Delta u = \frac{u_{\phi} - u}{u} \cdot 100\%. \quad (3.12)$$

3.9. Визначаємо ділильні діаметри шестірні і колеса:

$$d_1 = \frac{z_1 \cdot m}{\cos \beta}; \quad d_2 = \frac{z_2 \cdot m}{\cos \beta}. \quad (3.12)$$

3.10. Визначаємо діаметри вершин зубців шестірні й колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m; \quad d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m. \quad (3.13)$$

3.11. Визначаємо діаметри западин зубців шестірні й колеса:

$$d_{f1} = d_1 - 2.5 \cdot m; \quad d_{f2} = d_2 - 2.5 \cdot m. \quad (3.14)$$

3.12. Перевіряємо міжосьову відстань передачі:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}. \quad (3.15)$$

3.13. Визначаємо окружну швидкість:

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60}. \quad (3.16)$$

3.14. Вибираємо ступінь точності виготовлення передачі за табл. 3.5.

Таблиця 3.5. Ступені точності, рекомендовані при виготовлення зубчастих коліс

Вид передачі	Окружна швидкість, м/с			
	>5	5...8	8...12,5	>125
Циліндрична прямозуба	9	8, 7	7, 6	6
Циліндрична косозуба	9, 8, 7	9, 8, 7	8, 7	7, 6

4. Перевірочний розрахунок зубців передачі на міцність

Розрахунок передачі на міцність проводимо за ГОСТ 21354-75 (з деякими спрощеннями).

4.1. Перевірочний розрахунок зубців передачі на контактну витривалість:

$$\sigma_H = Z_m \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\alpha} \cdot (u+1)^3}{u^2 \cdot 2 \cdot \alpha_W^3 \cdot \psi_{ba}}} \leq [\sigma_H], \quad (4.1)$$

де $Z_m=275$ – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалу коліс;

Z_H – коефіцієнт, що враховує форму коліс сполучених поверхонь зубців:

$$Z_H = 1,76 \cdot \cos \beta, \quad (4.2)$$

Z_ε – коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній, для косозубої передачі:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}, \quad (4.3)$$

де ε_α – коефіцієнт торцевого перекриття,

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta. \quad (4.4)$$

K_{HV} – коефіцієнт динамічного навантаження визначаємо по таблиці 4.1.

Таблиця 4.1. Коефіцієнт динамічного навантаження при розрахунку на контактну втомленість K_{HV}

Ступінь точності	Твердість НВ	$V, \text{ м/с}$					
		1	2	4	6	8	10
Прямозубі передачі							
6	≤ 350	1,03	1,06	1,12	1,17	1,23	1,28
	≥ 350	1,02	1,04	1,07	1,10	1,15	1,18
7	≤ 350	1,04	1,07	1,14	1,21	1,29	1,36
	≥ 350	1,03	1,05	1,09	1,14	1,19	1,24
8	≤ 350	1,04	1,08	1,16	1,24	1,32	1,40
	≥ 350	1,03	1,06	1,10	1,16	1,22	1,26
9	≤ 350	1,05	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50
	≥ 350	1,04	1,07	1,13	1,20	1,26	1,32
Косозубі та шевронні передачі							
6	≤ 350	1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
	≥ 350	1,00	1,00	1,02	1,02	1,03	1,04
7	≤ 350	1,02	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08
	≥ 350	1,00	1,01	1,02	1,03	1,03	1,04
8	≤ 350	1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08
	≥ 350	1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
9	≤ 350	1,01	1,03	1,05	1,07	1,09	1,12
	≥ 350	1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між зубцями, визначаємо за табл. 4.2.

Таблиця 4.2. Коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між зубцями $K_{H\alpha}$

Окружна швидкість, $V, \text{ м/с}$	Значення коефіцієнта $K_{H\alpha}$ при ступені точності за нормами плавності роботи ГОСТ 1643 - 81				
	5	6	7	8	9
2,5	1	1,01	1,03	1,05	1,15
5	1	1,02	1,05	1,09	1,16
10	1,01	1,03	1,07	1,13	—
15	1,01	1,04	1,09	—	—
20	1,02	1,05	1,12	—	—
25	1,02	1,08	—	—	—

Отримані дійсні контактні напруження повинні бути менше припустимих напружень:

$$\sigma_H \leq [\sigma_H]. \quad (4.5)$$

4.2. Перевірочний розрахунок зубців передачі на згибну витривалість.
Розрахунок за напруженнями згину робимо за формулами:

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot Y_{\beta} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot K_{F\alpha} \frac{2T_1 \cdot 10^3}{z_1^2 \cdot \psi_{bd} \cdot m^3} \leq [\sigma_{F1}]; \quad (4.6)$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \left(\frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \right) \leq [\sigma_{F2}]. \quad (4.7)$$

де Y_F – коефіцієнт форми зубця;

Y_{β} – коефіцієнт, що враховує кут нахилу зубців;

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по довжині зубця (таблиця 3.1);

K_{FV} – коефіцієнт динамічного навантаження;

$K_{F\alpha}$ – коефіцієнт розподілу навантаження між зубцями.

Визначимо величини, що входять у формулу (4.6).

Y_{F1} і Y_{F2} визначаємо за табл. 4.3. залежно від еквівалентного числа зубців:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}. \quad (4.8)$$

Таблиця 4.3. Коефіцієнт форми зубця для коліс зовнішнього зачеплення за ГОСТ 21354-75

z_1	17	20	25	30	40	50	60	80	100	120
Y_F	4,25	4,09	3,90	3,80	3,70	3,66	3,62	3,6	3,6	3,6

Y_{β} – коефіцієнт, що враховує кут нахилу зубців:

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140}. \quad (4.9)$$

Коефіцієнт K_{FV} визначаємо за табл. 4.4.

Таблиця 4.4. Коефіцієнт динамічного навантаження при розрахунку на згин K_{FV}

Ступінь точності	Твердість НВ	$V, \text{ м/с}$					
		1	2	4	6	8	10
1	2	3	4	5	6	7	8
Прямозубі передачі							
6	≤ 350	1,06	1,13	1,26	1,40	1,58	1,67
	≥ 350	1,02	1,04	1,08	1,11	1,14	1,17
7	≤ 350	1,08	1,16	1,33	1,50	1,67	1,80
	≥ 350	1,03	1,05	1,09	1,13	1,17	1,22
8	≤ 350	1,10	1,20	1,38	1,58	1,78	1,96
	≥ 350	1,04	1,06	1,12	1,16	1,21	1,26
9	≤ 350	1,13	1,28	1,50	1,77	1,98	2,25
	≥ 350	1,04	1,07	1,14	1,21	1,27	1,34

Продовження табл. 4.4.

1	2	3	4	5	6	7	8
Косозубі та шевронні передачі							
6	≤ 350	1,02	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25
	≥ 350	1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
7	≤ 350	1,03	1,06	1,11	1,16	1,22	1,27
	≥ 350	1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08
8	≤ 350	1,03	1,06	1,11	1,17	1,23	1,29
	≥ 350	1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08
9	≤ 350	1,04	1,07	1,14	1,21	1,28	1,35
	≥ 350	1,01	1,02	1,04	1,06	1,08	1,09

Коефіцієнт $K_{F\alpha}$ визначаємо за табл. 4.5.

Таблиця 4.5. Значення коефіцієнта $K_{F\alpha}$

Ступінь точності	6	7	8	9
$K_{F\alpha}$	0,72	0,81	0,91	1,00

4.3. Перевірка межі міцності зубців при перевантаженні

При дії короткочасних перевантажень зубці перевіряють на пластичну деформацію або крихкий злам від максимального навантаження. За умовами завдання максимальне навантаження $\frac{T_{\max}}{T_1}$.

4.3.1. Розрахунок на контактну міцність за максимальним контактним напруженням.

Розрахунок виконуємо для колеса за формулою:

$$\sigma_{H(\max)} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{\max}}{T}} \leq [\sigma_H]_{\max}, \quad (4.10)$$

де σ_H – розрахункове контактне напруження, викликуване розрахунковим контактним моментом (раніше визначено по (4.1));

$[\sigma_H]_{\max}$ – допустиме максимальне контактне напруження.

При термообробленні нормалізація, поліпшення або об'ємне загартування,

$$[\sigma_H]_{\max} = 2,8 \cdot \sigma_T, \quad (4.11)$$

де σ_T – межа текучості матеріалу (табл. 2.2);

при цементації зубців і загартуванні струмами високої частоти:

$$[\sigma_H]_{\max} = 40 \cdot \text{HRC}. \quad (4.12)$$

4.3.2. Розрахунок за максимальним напруженням на згин:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{\max}}{T_1} \leq [\sigma_F]_{\max}, \quad (4.13)$$

де σ_F – менше зі значень напруження на згин, розрахованих за формулами (4.6) і (4.7);

$$[\sigma_F]_{\max} - \text{максимальне припустиме напруження на згин:}$$

$$\text{при } HB \leq 350 \quad [\sigma_F]_{\max} = 0,8 \cdot \sigma_T; \quad (4.14)$$

$$\text{при } HB \geq 350 \quad [\sigma_F]_{\max} = 0,6 \cdot \sigma_B. \quad (4.15)$$

5. Конструктивна розробка та розрахунок валів

5.1. Конструктивна розробка та розрахунок швидкохідного вала.

Швидкохідний вал виконуємо заодно із шестірнею редуктора у вигляді вала-шестірні.

5.1.1. Вибір муфти.

Муфти пружні втулично-пальцеві слугують для з'єднання валів і передачі обертального моменту від одного вала до іншого, для компенсації зсуву осей валів, що з'єднують, для амортизації вібрацій та ударів, які виникають при роботі і запобігання механізмів від поломки.

Орієнтовно визначаємо діаметр ділянки вала під посадку муфти. Вважаємо, що на цій ділянці вала буде діяти обертальний момент. Тоді:

$$d_m = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]}}, \quad (5.1.1)$$

де $[\tau]$ – допустиме напруження на крутіння для матеріалу вала. Для попередніх розрахунків рекомендується приймати в межах 15-25 МПа [1, с. 266].

T_1 – крутний момент на швидкохідному валу, Н·м.

Вибір муфти провадимо залежно від діаметра вала d_m .

Приклад позначення: Муфта 250–40–1.1 ГОСТ 21424–93,

де 250 – номінальний обертальний момент ($T_{\text{ном}}$), 40 – внутрішній діаметр муфти (d_m), тип і виконання – 1.1.

Приймаємо $d_m = \underline{\hspace{2cm}}$ мм; $l_m = \underline{\hspace{2cm}}$ мм, $D_M = \underline{\hspace{2cm}}$ мм (табл. 5.2.).

Перевіряємо правильність вибору муфти:

$$T_p = T_1 \cdot K_p \leq T_{\text{ном}}, \quad (5.1.2)$$

де T_1 – обертальний момент на швидкохідному валу, Нм;

$K_p = 1,1$ – коефіцієнт безпеки.

5.1.2. Розробка ескізу швидкохідного вала.

Приймаємо діаметр під ущільнення рівним діаметра під підшипник (d_{Π} приймати цілим числом і кратним 5), мм

$$d_y = d_{\Pi} = d_m + 2 \cdot t, \quad (5.1.3)$$

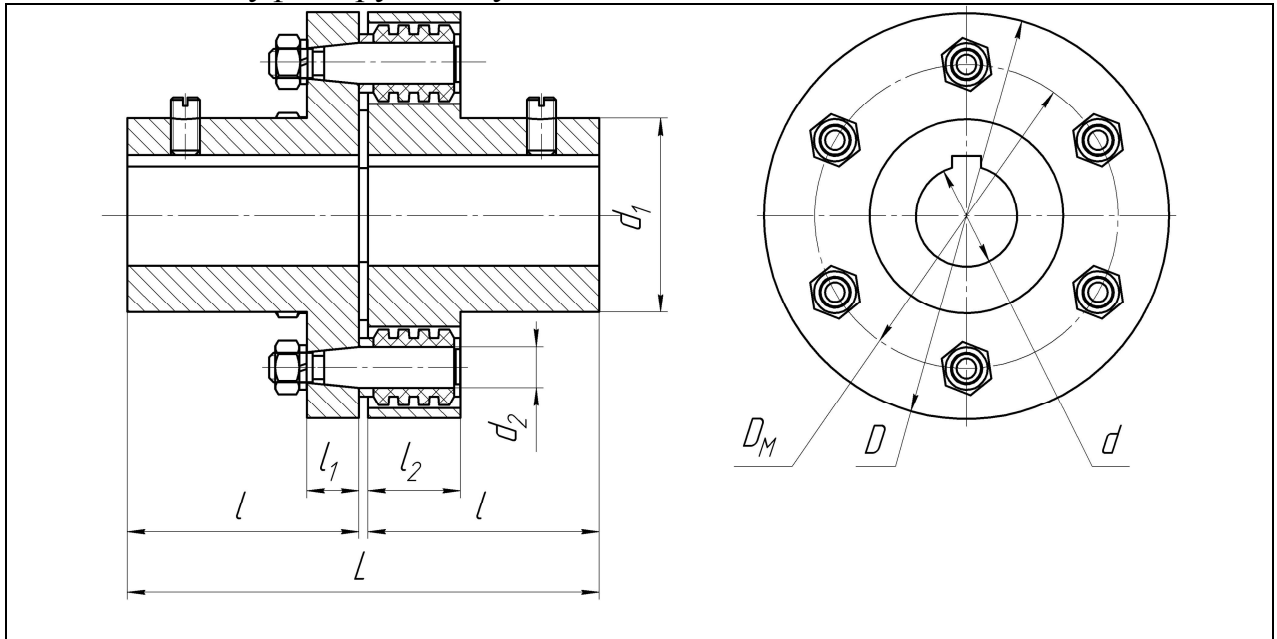
де t – буртик, приймаємо за табл. 5.1.

Таблиця 5.1

d_m, d_{Π}, d_K	18–24	25–30	32–40	42–50	52–60	61–70	71–85	87–100
t	2	2,2	2,5	2,8	3,0	3,3	3,5	3,7

За діаметром підшипника $d_{\text{п}}$ вибираємо ширину підшипника B (табл. 5.3), віддаючи перевагу підшипникам середньої серії.

Таблиця 5.2. Муфти пружні втулочно-пальцеві ГОСТ 21424-93



$T_{\text{НОМ}},$ НМ	d_m	D	D_M	L		ℓ_m		d_1	d_2	ℓ_1	ℓ_2
				1	2	1	2				
31,5	16, 18, 19	90	58	84	60	40	28	36	12	28	16
63	20, 22, 24	100	63	104	76	50	36	40	14	28	16
125	25, 28	120	86	125	89	60	42	55	14	32	18
	30			165	121	80	58				
250	32, 35, 36, 38	140	100	165	121	80	58	75	16	40	20
	38, 40, 42, 45			225	169	110	82				
500	40, 42, 45	170	120	225	169	110	82	80	18	50	24
710	45, 48, 50, 55, 56	190	135	226	170	110	82	100	20	55	24
1000	50, 55, 56	220	160	226	170	110	82	120	25	60	30
	60, 63, 65, 70			286	216	140	105				
2000	63, 65, 70, 71	250	180	288	218	140	105	150	28	70	34
	80, 85, 90			348	268	170	130				
4000	80, 85, 90, 95	320	230	350	270	170	130	160	35	80	40
8000	100, 110, 120, 125	400	280	432	342	210	165	200	45	110	57
16000	120, 125	500	360	435	345	210	165	240	55	140	72
	130, 150			515	415	250	200				
	160			615	495	300	240				

Таблиця 5.3. Шарикопідшипники радіально-упорні однорядні (ГОСТ 831-75)

Умовне позначення підшипника		Розміри, мм			Базова вантажопідйомність, кН			
					динамічна	статична	динамічна	статична
36000 $\alpha=12^{\circ}$	46000 $\alpha=26^{\circ}$	d	D	B	C	C ₀	C	C ₀
					$\alpha=12^{\circ}$		$\alpha=26^{\circ}$	
Легка серія								
36204	46204	20	47	14	15,7	8,31	14,8	7,64
36205	46205	25	52	15	16,7	9,1	15,7	8,34
36206	46206	30	62	16	22,0	12,0	21,9	12,0
36207	46207	35	72	17	30,8	17,8	29,0	16,4
36208	46208	40	80	18	38,9	23,2	36,8	21,4
36209	46209	45	85	19	41,2	25,1	38,7	23,1
36210	46210	50	90	20	43,2	27,0	40,6	24,9
36211	46211	55	100	21	58,4	34,2	50,3	31,5
36212	46212	60	110	22	61,5	39,3	60,8	38,8
–	46213	65	120	23	–	–	69,4	45,9
36214	–	70	125	24	80,2	54,8	–	–
–	46215	75	130	25	–	–	78,4	53,8
36216	46216	80	140	26	93,6	65,0	87,9	60,0
Середня серія								
–	46304	20	52	15	–	–	17,8	9,0
–	46305	25	62	17	–	–	26,9	14,6
–	46306	30	72	19	–	–	32,6	18,3
–	46307	35	80	21	–	–	42,6	24,7
36308	46308	40	90	23	53,9	32,8	50,8	30,1
–	46309	45	100	25	–	–	61,4	37,0
–	46310	50	110	27	–	–	71,8	44,0
–	46311	55	120	29	–	–	82,8	51,6
–	46312	60	130	31	–	–	100	65,3
–	46313	65	140	33	–	–	113	75,0
–	46314	70	150	35	–	–	127	85,3
–	46316	80	170	39	–	–	136	99,0

Визначаємо діаметр буртіка під підшипник (табл.5.1):

$$d_{\text{БП}} = d_{\text{П}} + 2 \cdot t. \quad (5.1.4)$$

Довжину вала під ущільнення з урахуванням ширини манжети, зазорів і товщини кришки приймаємо: $l_{\text{В}} = 40 \div 50$ мм.

Визначаємо зазор X між колесами й корпусом:

$$X \geq 3 \cdot m. \quad (5.1.5)$$

(Приймаємо $X = 6, 8, 10$ або 12 мм).

Відстань між опорами, мм:

$$l_{\text{О}} = B + 2 \cdot X + b_1. \quad (5.1.6)$$

Довжина консольної ділянки вала:

$$l_{\text{К}} = \frac{B}{2} + l_{\text{У}} + l_{\text{М}}. \quad (5.1.7)$$

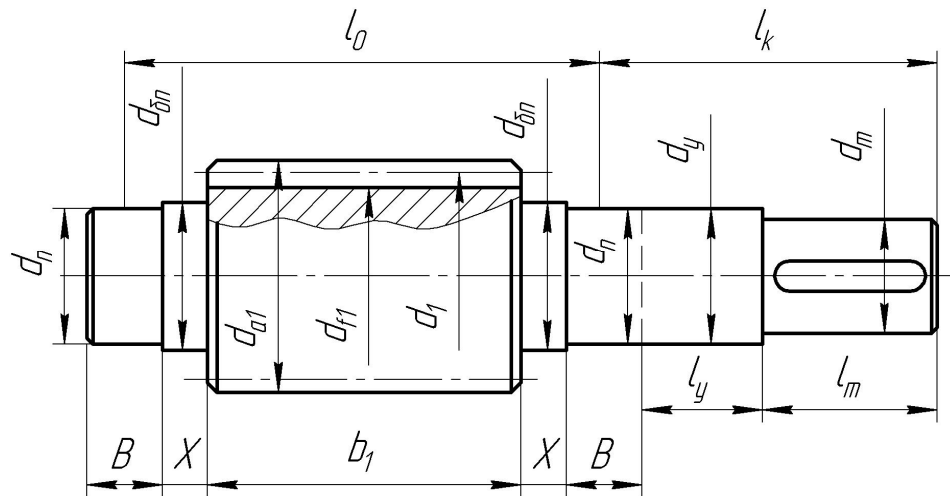


Рис 5.1. Ескізне компонування швидкохідного вала

5.1.3. Вибір шпонки та перевірочний розрахунок шпонкового з'єднання

Для фіксації муфти й передачі обертального моменту від електродвигуна до шестірні на валу в спеціально виготовлених пазах встановлюють призматичні шпонки.

Вибираємо шпонку за $d_{\text{м}}$ з розмірами $b \times h \times l$ (табл. 5.4). Довжину шпонки l вибираємо за стандартним рядом на 5-10 мм менше довжини посадкових місць з'єднаних деталей.

Обрану шпонку необхідно перевірити на зминання її бічних сторін.

Умова міцності на зминання, МПа:

$$\sigma_{\text{ЗМ}} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d \cdot l_{\text{п}} (h - t_1)} \leq [\sigma]_{\text{ЗМ}}; \quad (5.1.8)$$

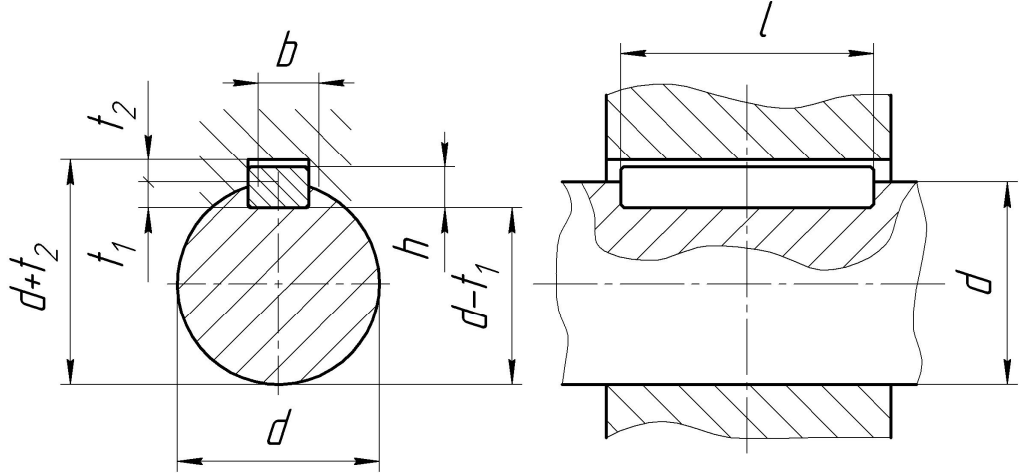
де T_1 – обертальний момент на швидкохідному валу, Н·м;
 d – діаметр вала в розглянутому перетині, мм;
 t_1 – величина заглиблення шпонки у вал (табл. 5.4), мм;
 h – висота шпонки, мм;

l_p – робоча довжина шпонки при округлених торцях, мм;

$$l_p = l - b, \quad (5.1.9)$$

де b – ширина шпонки, мм.

Таблиця 5.4. Шпонки призматичні ГОСТ 23360-78



Діаметр вала, d		Переріз шпонки		Довжина, ℓ	Фаска, $S \times 45^\circ$	Глибина паза	
Більше	До	b	h			t_1	t_2
6	8	2	2	6–20	0,16– 0,25	1,5	1,0
8	10	3	3	6–36		1,8	1,4
10	12	4	4	8–45		2,5	1,8
12	17	5	5	10–56	0,25-0,4	3,0	2,3
17	22	6	6	14–70		3,5	2,8
22	30	8	7	18–90		4,0	3,3
30	38	10	8	22–110	0,4-0,6	5,0	3,3
38	44	12	8	28–140		5,0	3,3
44	50	14	9	36–160		5,5	3,8
50	58	16	10	45–180		6,0	4,3
58	65	18	11	50–200		7,0	3,4
65	75	20	12	56–220	0,6-0,8	7,5	4,9
75	85	22	14	63–250		9,0	5,4
85	95	25	14	70–280		9,0	5,4
95	110	28	16	80–320		10,0	6,4
110	130	32	18	90–360	1,0-1,2	11,0	7,4
130	150	36	20	100–400		12,0	8,4
150	170	40	22	100–400		13,0	9,4
170	200	45	25	110–450		15,0	10,4
200	230	50	28	125–500	1,6-2,0	17,0	11,4
230	260	56	32	140–500		20,0	12,4
260	290	63	32	160–500		20,0	12,4

Стандартний ряд довжин l : 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450.

$[\sigma]_{\text{зм}}$ – припустиме напруження на змінання, що залежить від прийнятого матеріалу для шпонки. При сталевій маточині $[\sigma]_{\text{зм}} = 100 \div 150$ МПа [1, с.106].

При $\sigma_{\text{зм}} \leq [\sigma]_{\text{зм}}$ умова міцності на змінання виконується.

5.1.4. Визначення сил, що діють на швидкохідний вал.

Сили, що виникають у зачепленні:

окружна:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_1}; \quad (5.1.10)$$

радіальна:

$$F_r = F_t \cdot \frac{\text{tg} \alpha}{\cos \beta}; \quad (5.1.11)$$

осьова:

$$F_a = F_t \cdot \text{tg} \beta. \quad (5.1.12)$$

Додаткова неврівноважена радіальна сила від муфти:

$$F_m = 0,25 \cdot \frac{2 \cdot T_p \cdot 10^3}{D_M}, \quad (5.1.13)$$

де D_M – діаметр центрів пальців муфти (табл. 5.2), мм.

5.1.5. Визначення реакцій в опорах і побудова епюр згинаючих і обертальних моментів.

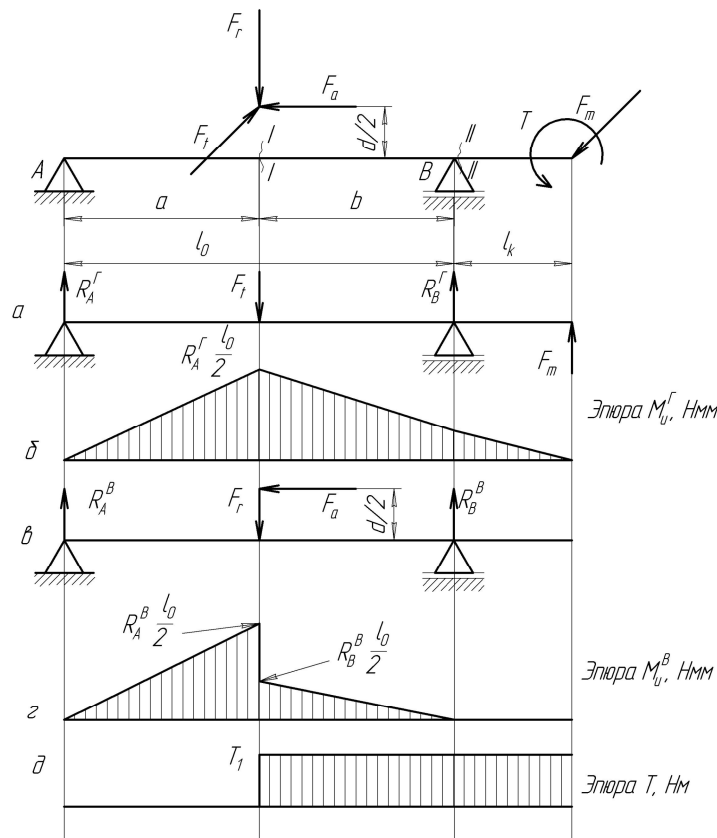


Рис.5.2. Схема навантаження швидкохідного вала

Розглянемо реакції в опорах від дії сил F_t та F_m у горизонтальній площині. При цьому вважаємо, що шестірня розташована щодо опор симетрично, $a=b=l_0/2$, а сила F_m спрямована убік збільшення прогину вала (гірший випадок).

Сума моментів щодо опори А:

$$F_m \cdot (\ell_k + \ell_0) + R_B^\Gamma \cdot \ell_0 - F_t \cdot \frac{\ell_0}{2} = 0; \quad (5.1.14)$$

$$R_B^\Gamma = \frac{F_t \cdot \frac{\ell_0}{2} - F_m \cdot (\ell_k + \ell_0)}{\ell_0}, \text{ Н.}$$

Сума моментів щодо опори В:

$$R_A^\Gamma \cdot \ell_0 - F_t \cdot \frac{\ell_0}{2} - F_m \cdot \ell_k = 0; \quad (5.1.15)$$

$$R_A^\Gamma = \frac{F_t \cdot \frac{\ell_0}{2} + F_m \cdot \ell_k}{\ell_0}, \text{ Н.}$$

Перевірка: $\Sigma F^\Gamma = 0$;

$$R_A^\Gamma + R_B^\Gamma - F_t + F_m = 0.$$

Визначаємо реакції в опорах від дії сил F_r і F_a у вертикальній площині. Для цього складаємо суму моментів всіх сил щодо опор А і В і знаходимо опорні реакції.

$$R_B^B \cdot l_0 - F_r \frac{\ell_0}{2} + F_a \frac{d_1}{2} = 0; \quad (5.1.16)$$

$$R_B^B = \frac{F_r \frac{\ell_0}{2} - F_a \frac{d_1}{2}}{\ell_0}; \text{ Н}$$

$$R_A^B \cdot l_0 - F_a \frac{d_1}{2} - F_r \frac{\ell_0}{2} = 0; \quad (5.1.17)$$

$$R_A^B = \frac{F_a \cdot \frac{d_1}{2} + F_r \cdot \frac{\ell_0}{2}}{\ell_0}, \text{ Н.}$$

Перевірка: $\Sigma F^B = 0$;

$$R_A^B - F_r + R_B^B = 0.$$

Визначаємо сумарні згинальні моменти в передбачуваних небезпечних перерізах I-I під шестірнею та у перерізі II-II поруч із підшипником, ослаблених галтеллю:

У перерізі I-I, Н·мм:

$$M_{зrI} = \sqrt{(R_A^\Gamma \cdot \frac{\ell_0}{2})^2 + (R_A^B \cdot \frac{\ell_0}{2})^2}. \quad (5.1.18)$$

У перерізі II-II, Н·мм:

$$M_{згII} = F_m \cdot \ell_K. \quad (5.1.19)$$

Еквівалентні моменти в зазначених перерізах:

$$M_{еквI} = \sqrt{(M_{згI} \cdot 10^{-3})^2 + T_1^2}, \text{ Нм.} \quad (5.1.20)$$

$$M_{еквII} = \sqrt{(M_{згII} \cdot 10^{-3})^2 + T_1^2}, \text{ Нм.} \quad (5.1.21)$$

Визначаємо діаметри валів у цих перерізах, мм:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_{еквI} \cdot 10^3}{0,1 \cdot [\sigma_{зг}]}}; \quad d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{еквII} \cdot 10^3}{0,1 \cdot [\sigma_{зг}]}}. \quad (5.1.22)$$

Допустимі напруження на згин для валів та обертових осей приймаємо $[\sigma_{зг}] = 50 \div 60$ МПа.

Результати порівнюємо з розмірами розробленої конструкції вала.

При $d_1 < d_{фI}$ й $d_2 < d_{п}$ умова міцності виконується.

5.1.6. Розрахунок швидкохідного вала на опір втомленою.

Це перевіірочний розрахунок, який виконують після повної розробки конструкції вала, з огляду на всі основні фактори, що впливають на його міцність (характер напружень, характеристики матеріалу, концентратори напружень, абсолютні розміри вала, чистоту оброблення та ін.).

У небезпечному перерізі визначаємо запаси міцності на втому і порівнюємо їх із допустимими. Визначаємо запас міцності на втому за згином:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{K_d \cdot K_v} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} \quad (5.1.23)$$

і крутінню

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{K_d \cdot K_v} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}, \quad (5.1.24)$$

де $\sigma_{-1} = (0,4-0,5) \sigma_B$ – межу контактної витривалості при згині, МПа;

$\tau_{-1} = (0,2-0,3) \sigma_B$ – межу контактної витривалості при крутінні, МПа;

σ_a та τ_a – амплітуда циклу при згині та крутінні.

При симетричному циклі та роботі вала без реверса $\sigma_a = \sigma_{зг}$; $\sigma_m = 0$.

$\tau_m = \tau_a = 0,5 \tau_{кр}$, МПа

$\sigma_{зг}$ – напруження згину в розглянутому перерізі, МПа;

$\tau_{кр}$ – напруження крутіння в розглянутому перерізі, МПа.

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{згI}}{W_{\sigma(\text{нетто})}}, \text{ МПа.} \quad (5.1.25)$$

$$\tau_{кр} = \frac{T_1 \cdot 10^3}{W_{\tau(\text{нетто})}}, \text{ МПа.} \quad (5.1.26)$$

$W_{\sigma(\text{нетто})}$ – момент опору перерізу вала при згині;

$W_{\tau(\text{нетто})}$ – момент опору перерізу вала при крутінні.

Для круглого суцільного перерізу:

$$W_{\sigma(\text{нетто})} = \frac{\pi \cdot d^3}{32}, \text{ мм}^3, \quad (5.1.27)$$

$$W_{\kappa(\text{нетто})} = \frac{\pi \cdot d^3}{16}, \text{ мм}^3, \quad (5.1.28)$$

де d – діаметр вала в небезпечному перерізі (d_{fl} або d_{fl}), мм.

K_{σ} – ефективний коефіцієнт концентрацій напружень при згині;

K_{τ} – ефективний коефіцієнт концентрацій напружень при крутінні (табл. 5.5);

K_d – коефіцієнт впливу абсолютних розмірів поперечного перерізу вала (табл. 5.6);

K_v – коефіцієнт впливу поверхневого зміцнення (табл. 5.7);

ψ_{σ} і ψ_{τ} – коефіцієнти чутливості до асиметрії циклу напружень (табл. 5.8).

Таблиця 5.5. Значення коефіцієнтів K_{σ} і K_{τ}

Фактор концентрації	K_{σ}		K_{τ}	
	$\sigma_B, \text{ МПа}$			
	≥ 700	≥ 1000	≥ 700	≥ 1000
Галтель				
При $r/d=0,02$	2,5	3,5	1,8	2,1
При $r/d=0,06$	1,85	2,0	1,4	1,53
При $(D/d=1,25-2)0,10$	1,6	1,64	1,25	1,35
Виточення				
При $t=r$ і $r/d=0,02$	1,9	2,35	1,4	1,7
При $t=r$ і $r/d=0,06$	1,8	2,0	1,35	1,65
При $t=r$ і $r/d=0,10$	1,7	1,85	1,25	1,5
Поперечний отвір при $d_0/d=0,05-0,25$	1,9	2,0	1,75	2,0
Шпонкова канавка	1,7	2,0	1,4	1,7
Шліци	При розрахунку за внутрішнім діаметром $K_{\sigma} = K_{\tau} = 1$			
Посадка з напресуванням при $p \geq 20 \text{ МПа}$	2,4	3,6	1,8	2,5
Різьблення	1,8	2,4	1,2	1,5

Таблиця 5.6. Значення коефіцієнта K_d

$d, \text{ мм}$	15	20	30	40	50	70	100	200
При вигині для вуглецевої сталі	0,95	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,70	0,61
При вигині для високоміцної легованої сталі та при крутінні для всіх сталей	0,87	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52

Таблиця 5.7. Значення коефіцієнта K_v

Вид оброблення поверхні	Межа міцності серцевини σ_B , МПа	Гладкі вали	Вали з малою концентрацією напружень $K_\sigma=1,5$	Вали з більшою концентрацією напружень $K_\sigma=1,8-2$
Без поверхневого оброблення (нормалізація, поліпшення)	700–1250	1,0	1,0	1,0
Загартування з нагрівом ТВЧ	600–800	1,5–1,7	1,6–1,7	2,4–2,8
	800–1000	1,3–1,5	–	–
Азотування	900–1200	1,1–1,25	1,5–1,7	1,7–2,1
Цементация	400–600	1,8–2,0	3,0	–
	700–800	1,4–1,5	–	–
	1000–1200	1,2–1,3	2,0	–
Дробеструйний наклеп	700–1250	1,1–1,25	1,5–1,6	1,7–2,1
Накатка роликком	–	1,2–1,3	1,5–1,6	1,8–2,0

Таблиця 5.8. Значення коефіцієнтів ψ_σ і ψ_τ

Межа міцності σ_B , МПа	350–550	520–750	700–1000	1000–1200	1200–1400
ψ_σ (розтягання та згин)	0	0,05	0,10	0,20	0,25
ψ_τ (крутіння)	0	0	0,05	0,10	1,15

Узагальнений коефіцієнт запасу міцності на втому в небезпечних перерізах визначають за рівнянням Гофа та Полларда:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S], \quad (5.1.29)$$

де $[S] = 1,2-2,5$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності на втомленість.

5.2. Конструктивна розробка й розрахунок тихохідного вала.

5.2.1. Вибір муфти.

Орієнтовно визначаємо діаметр ділянки вала під посадку муфти. вважаємо, що на цій ділянці вала буде діяти обертальний момент. Тоді:

$$d_m = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]}}, \quad (5.2.1)$$

де $[\tau]$ – допустиме напруження на крутіння для матеріалу вала. Для попередніх розрахунків рекомендується приймати в межах 15-25 МПа [1, с. 266].

T_2 – крутний момент на тихохідному валу, Н·м.

Вибір муфти провадимо залежно від діаметра вала d_m .

Приймаємо: $d_m = \text{_____}$ мм; $l_m = \text{_____}$ мм, $D_M = \text{_____}$ мм (табл. 5.2).

Перевіряємо правильність вибору муфти.

$$T_p = T_2 \cdot K_p \leq T_{\text{НОМ}}, \quad (5.2.2)$$

де T_2 – обертальний момент на тихохідному валу, Н·м;

$K_p = 1,1$ – коефіцієнт безпеки.

5.2.2. Розробка ескізу тихохідного вала.

Приймаємо діаметр під ущільнення рівним діаметра під підшипник (d_{Π} приймати цілим числом і кратним 5), мм

$$d_y = d_{\Pi} = d_m + 2 \cdot t, \quad (5.2.3)$$

де t – буртик, приймаємо за таблицею 5.1.

За діаметром під підшипник d_{Π} вибираємо ширину підшипника B , віддаючи перевагу підшипникам середньої серії (табл. 5.9).

Визначаємо діаметр буртика під підшипник (табл.5.1):

$$d_{\text{БП}} = d_{\Pi} + 2 \cdot t. \quad (5.2.4)$$

Діаметр буртика під підшипник приймаємо рівним діаметра під колесо:

$$d_{\text{БП}} = d_k.$$

Діаметр буртика під колесо:

$$d_s = d_k + 2 \cdot t. \quad (5.2.5)$$

Довжину вала під ущільнення з урахуванням ширини манжети, зазорів і ширини кришки приймаємо: $l_B = 40 - 50$ мм.

Визначаємо зазор X між колесами та корпусом:

$$X \geq 3 \cdot m \quad (5.2.6)$$

(Приймаємо $X = 6, 8, 10$ або 12 мм).

Відстань між опорами, мм:

$$l_o = B + 2 \cdot X + b_2 \quad (5.2.7)$$

Довжина консольної ділянки вала:

$$l_K = \frac{B}{2} + l_y + l_m \quad (5.2.8)$$

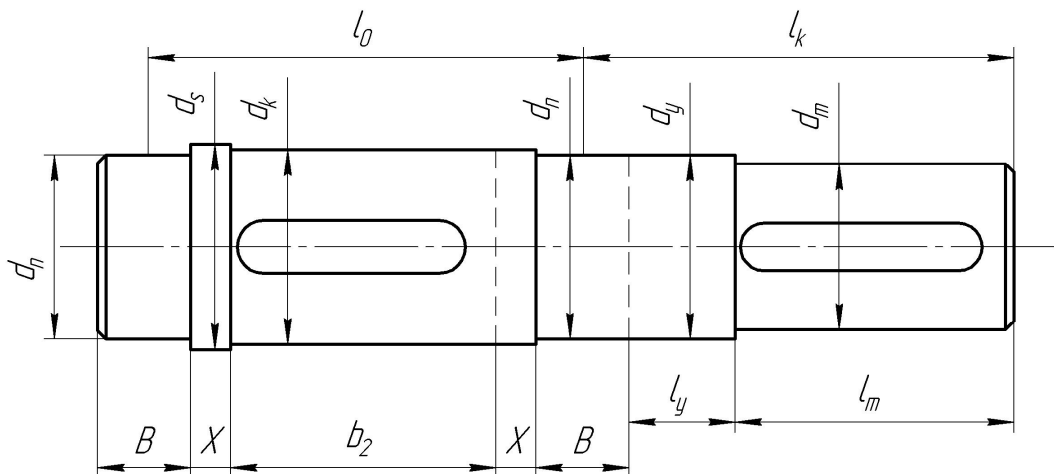


Рис. 5.3. Ескізне компонентування тихохідного вала

Таблиця 5.9. Підшипники кулькові радіальні однорядні (ГОСТ 8338-75)

Умовне позначення підшипника	Розміри, мм			Базова вантажопідйомність, кН	
	d	D	B	динамічна	статична
				C	C ₀
Легка серія					
204	20	47	14	12,7	6,2
205	25	52	15	14,0	6,95
206	30	62	16	19,5	10,0
207	35	72	17	25,5	13,7
208	40	80	18	32,0	17,8
209	45	85	19	33,2	18,6
210	50	90	20	35,1	19,8
211	55	100	21	43,6	25,0
212	60	110	22	52,0	31,0
213	65	120	23	56,0	34,0
214	70	125	24	61,8	37,5
215	75	130	25	66,3	41,0
216	80	140	26	70,2	45,0
Середня серія					
304	20	52	15	15,9	7,8
305	25	62	17	22,5	11,4
306	30	72	19	28,1	14,6
307	35	80	21	33,2	18,0
308	40	90	23	41,0	22,4
309	45	100	25	52,7	30,0
310	50	110	27	61,8	36,0
311	55	120	29	71,5	41,5
312	60	130	31	81,9	48,0
313	65	140	33	92,3	56,0
314	70	150	35	104,0	63,0
315	75	160	37	112,0	72,5
316	80	170	39	124,0	80

5.2.3. Вибір шпонок і перевірочний розрахунок шпонкового з'єднання.

Вибираємо дві шпонки по d_m і по d_k з розмірами $b \times h \times \ell$ (табл. 5.4.). Довжину шпонки ℓ вибираємо за стандартним рядом на 5-10 мм менше довжини посадкових місць сполучених деталей.

Обрані шпонки по d_m і по d_k необхідно перевірити на зминання їх бічних сторін.

Умова міцності на зминання, МПа:

$$\sigma_H = Z_m \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\alpha} \cdot (u+1)^3}{u^2 \cdot 2 \cdot \alpha_W^3 \cdot \psi_{ba}}} \leq [\sigma_H], \quad (5.2.9)$$

де T_2 – обертальний момент на веденому валу, Нм;

d – діаметр вала в розглянутому перерізі, мм;

t_1 – величина заглиблення шпонки у вал (табл. 5.4), мм;

h – висота шпонки, мм;

ℓ_p – робоча довжина шпонки при округлених торцях, мм;

$$\ell_p = \ell - b, \quad (5.2.10)$$

де b – ширина шпонки, мм.

При сталевій маточині $[\sigma]_{зм} = 100 \div 150$ МПа [1, с.106]. $[\sigma]_{зм}$ – допустиме напруження зминання, що залежить від прийнятого матеріалу для шпонки.

При $\sigma_{зм} \leq [\sigma]_{зм}$ умова міцності на зминання виконується.

5.2.4. Визначення сил, що діють на тихохідний вал.

Сили, що виникають у зачепленні – окружна, радіальна та осьова, визначені раніше в п.5.1.4.

Додаткова невірноважена радіальна сила від муфти:

$$F_m = 0,25 \cdot \frac{2 \cdot T_p \cdot 10^3}{D_M}, \quad (5.2.11)$$

де D_M – діаметр центрів пальців муфти, мм (табл. 5.2).

5.2.5. Визначення реакцій в опорах і побудова епюр згинальних і обертальних моментів.

Розглянемо реакції в опорах від дії сил F_t й F_m у горизонтальній площині. При цьому вважаємо, що колесо розташоване щодо опор симетрично, $a = b = \ell_0/2$, а сила F_m спрямована в бік збільшення прогину вала (гірший випадок).

Сума моментів щодо опори А:

$$F_m \cdot (\ell_k + \ell_0) + R_B^\Gamma \cdot \ell_0 - F_t \cdot \frac{\ell_0}{2} = 0; \quad (5.2.12)$$

$$R_B^\Gamma = \frac{F_t \cdot \frac{\ell_0}{2} - F_m \cdot (\ell_k + \ell_0)}{\ell_0}, \text{ Н.}$$

Сума моментів щодо опори В:

$$R_A^\Gamma \cdot \ell_0 - F_t \cdot \frac{\ell_0}{2} - F_m \cdot \ell_k = 0 \quad (5.2.13)$$

$$R_A^\Gamma = \frac{F_t \cdot \frac{\ell_0}{2} + F_m \cdot \ell_k}{\ell_0}, \text{ Н.}$$

Перевірка: $\Sigma F^\Gamma = 0$;

$$R_A^\Gamma + R_B^\Gamma - F_t + F_m = 0.$$

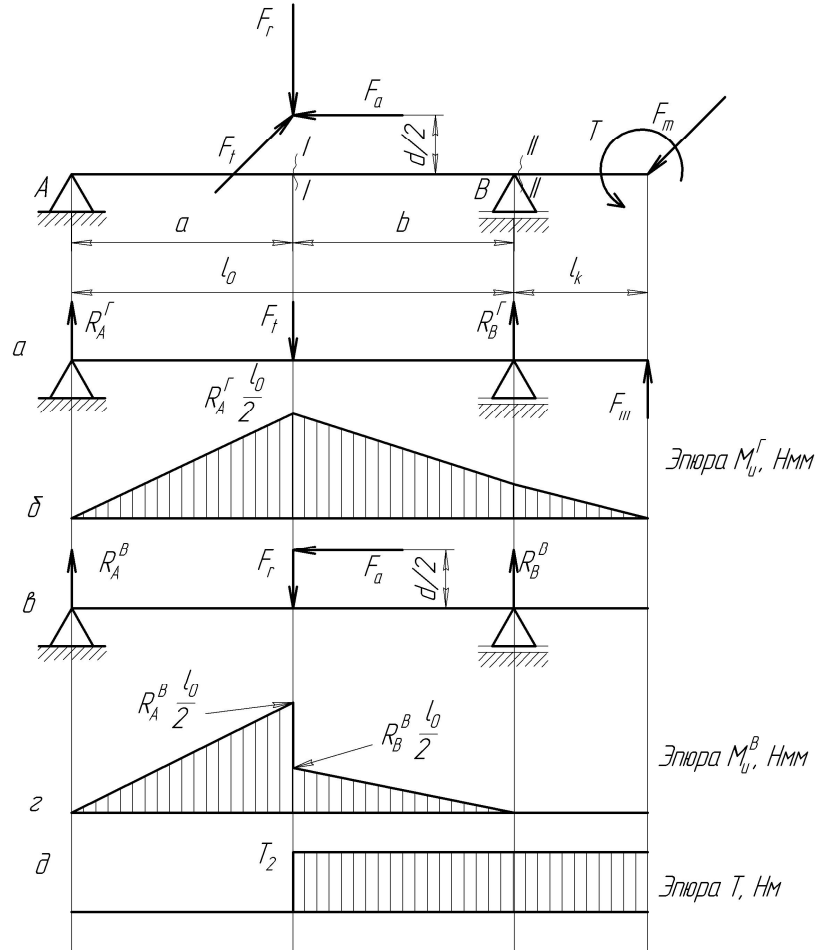


Рис. 5.4. Схема навантаження тихохідного вала

Визначаємо реакції в опорах від дії сил F_r й F_a у вертикальній площині. Для цього складаємо суму моментів всіх сил щодо опор А і В і знаходимо опорні реакції.

$$R_B^B \cdot \ell_0 - F_r \frac{\ell_0}{2} + F_a \frac{d_2}{2} = 0; \quad (5.2.14)$$

$$R_B^B = \frac{F_r \cdot \frac{\ell_0}{2} - F_a \cdot \frac{d_2}{2}}{\ell_0}.$$

$$R_A^B \cdot \ell_0 - F_a \frac{d_2}{2} - F_r \frac{\ell_0}{2} = 0; \quad (5.2.15)$$

$$R_A^B = \frac{F_a \cdot \frac{d_2}{2} + F_r \cdot \frac{\ell_0}{2}}{\ell_0}.$$

Перевірка: $\Sigma F^B = 0$;

$$R_A^B - F_r + R_B^B = 0.$$

Визначаємо сумарні згинальні моменти в передбачуваних небезпечних перерізах I-I під колесом й у перетині II-II поруч із підшипником, ослаблених галтеллю:

У перерізі I-I:

$$M_{згI} = \sqrt{(R_A^B \cdot \frac{\ell_0}{2})^2 + (R_A^B \cdot \frac{\ell_0}{2})^2}, \text{ Н}\cdot\text{мм.} \quad (5.2.16)$$

У перерізі II-II:

$$M_{згII} = F_m \cdot \ell_K, \text{ Н}\cdot\text{мм.} \quad (5.2.17)$$

Еквівалентні моменти в зазначених перерізах, Н·м:

$$M_{еквI} = \sqrt{(M_{згI} \cdot 10^{-3})^2 + T_2^2}, \quad (5.2.18)$$

$$M_{еквII} = \sqrt{(M_{згII} \cdot 10^{-3})^2 + T_2^2}. \quad (5.2.19)$$

Визначаємо діаметри валів у цих перерізах, мм:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_{еквI} \cdot 10^3}{0,1 \cdot [\sigma_{зг}]}}; \quad d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{еквII} \cdot 10^3}{0,1 \cdot [\sigma_{зг}]}}. \quad (5.2.20)$$

Допустимі напруження на згин для валів та обертальних осей приймаємо $[\sigma_{зг}] = 50 \div 60$ МПа.

Результати порівнюємо з розмірами розробленої конструкції вала:

При $d_1 < d_K$ й $d_2 < d_{II}$ умова міцності виконується.

5.2.6. Розрахунок тихохідного вала на опір втомленості.

У небезпечному перерізі визначаємо запаси міцності на втомленість й порівнюємо їх із допустимими. Визначаємо запас міцності на втомленість при згині:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{K_d \cdot K_v} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad (5.2.21)$$

і крутінні:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{K_d \cdot K_v} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}, \quad (5.2.22)$$

де $\sigma_{-1} = (0,4-0,5) \sigma_B$ – межа контактної витривалості при згині, МПа;

$\tau_{-1} = (0,2-0,3) \sigma_B$ – межа контактної витривалості при крутінні, МПа;

σ_a й τ_a – амплітуда циклу при згині та крутінні.

При симетричному циклі й роботі вала без реверса $\sigma_a = \sigma_{зг}$; $\sigma_m = 0$.

$\tau_m = \tau_a = 0,5 \tau_{кр}$, МПа.

$\sigma_{зг}$ – напруження згину в розглянутому перерізі, МПа;

$\tau_{кр}$ – напруження крутіння в розглянутому перерізі, МПа:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{згI}}{W_{\sigma(\text{нетто})}}, \quad (5.2.23)$$

$$\tau_{кр} = \frac{T_2 \cdot 10^3}{W_{\kappa(\text{нетто})}}. \quad (5.2.24)$$

$W_{\sigma(\text{нетто})}$ – момент опору перерізу вала при згині;

$W_{\kappa(\text{нетто})}$ – момент опору перерізу вала при крутінні.

Для небезпечного перерізу вала зі шпонковою канавкою, мм³:

$$W_{\sigma(\text{нетто})} = \frac{\pi \cdot d_{\kappa}^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_{\kappa} - t_1)^2}{2 \cdot d_{\kappa}}, \quad (5.2.25)$$

$$W_{\kappa(\text{нетто})} = \frac{\pi \cdot d_{\kappa}^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_{\kappa} - t_1)^2}{2 \cdot d_{\kappa}}. \quad (5.2.26)$$

де d_{κ} – діаметр вала в небезпечному перерізі (d_{κ} або $d_{п}$), мм;

K_{σ} – ефективний коефіцієнт концентрацій напружень при згині;

K_{τ} – ефективний коефіцієнт концентрацій напружень при крутінні (табл. 5.5);

K_d – коефіцієнт впливу абсолютних розмірів поперечного перерізу вала (табл. 5.6);

K_v – коефіцієнт впливу поверхневого зміцнення (табл. 5.7.);

ψ_{σ} і ψ_{τ} – коефіцієнти чутливості до асиметрії циклу напружень (табл. 5.8.).

Узагальнений коефіцієнт запасу міцності на втомленість в небезпечних перерізах визначають за рівнянням Гофа й Полларда:

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S] \quad (5.2.27)$$

де $[S] = 1,2-2,5$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності на втомленість.

6. Підбір і розрахунок підшипників

6.1. Швидкохідний вал.

Після призначення діаметра посадкових місць вала для встановлення підшипників кочення вибирають їх тип і схему установки.

При виборі типу підшипника в першу чергу беруть до уваги значення й напрямок навантаження, що діє на опору, розміри посадкових місць вала й корпуса, спосіб змащення, зручність монтажу і його вартість.

Якщо

$$F_a > 0,25 \cdot F_r \quad (6.1)$$

вибираємо радіально-упорні шарикопідшипники (табл.5.3).

Випишемо характеристики підшипника:

№ _____, $\alpha =$ _____, $D =$ _____, $B =$ _____, $C =$ _____, $C_0 =$ _____.

Компонування цих підшипників на валах циліндричних передач робимо за схемою “врозпір”, тобто прагнемо до мінімальної відстані між реакціями в опорах l'_0 :

$$l'_0 = l_0 + B - 2 \cdot c, \quad (6.2)$$

де B – ширина підшипника, мм;

c – зсув точки прикладення радіальної реакції щодо торця підшипника, мм:

$$c = 0,5[B + 0,5 \cdot (d + D) \cdot \operatorname{tg} \alpha], \quad (6.3)$$

де d – внутрішній діаметр підшипника, мм;

D – зовнішній діаметр підшипника, мм.

Для визначення реакцій в опорах напрямки сили F_m приймаємо таким, щоб він збігався з напрямком сили F_t (гірший випадок), і складаємо рівняння суми моментів щодо опор А і В у горизонтальній площині.

$$\Sigma M_A = 0$$

$$F_m \cdot (l'_0 + l_k) - R_{B\Gamma} \cdot l'_0 + F_t \cdot \frac{l'_0}{2} = 0 \quad (6.4)$$

$$R_{B\Gamma} = \frac{F_m \cdot (l'_0 + l_k) + F_t \cdot \frac{l'_0}{2}}{l'_0}, \text{ Н.}$$

$$\Sigma M_B = 0$$

$$R_{A\Gamma} \cdot l'_0 - F_t \cdot \frac{l'_0}{2} + F_m \cdot l_k = 0 \quad (6.5)$$

$$R_{A\Gamma} = \frac{F_t \cdot \frac{l'_0}{2} - F_m \cdot l_k}{l'_0}, \text{ Н.}$$

Реакції в опорах від сил F_a й F_r , що діють у вертикальній площині, визначали за рівняннями п. 5.1.5.

Сумарне радіальне навантаження, що діє на підшипник в опорі А:

$$F_{rA} = \sqrt{(R_{A\Gamma})^2 + (R_{A^B})^2}, \text{ Н.} \quad (6.6)$$

Сумарне радіальне навантаження, що діє на підшипник в опорі В:

$$F_{rB} = \sqrt{(R_{B\Gamma})^2 + (R_{B^B})^2}, \text{ Н.} \quad (6.7)$$

У радіально-упорних шарикопідшипниках при дії на них радіальних навантажень виникають осьові складові реакцій S , Н

$$\begin{aligned} S_A &= e \cdot F_{rA} \\ S_B &= e \cdot F_{rB} \end{aligned} \quad (6.8)$$

За відношенням $\frac{F_a}{C_0}$ та кутом контакту α визначаємо коефіцієнт осьового навантаження e . (таблиця 6.1).

Таблиця 6.1. Значення коефіцієнтів X, Y, e деяких підшипників кочення

Тип підшипника	α^0	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \geq e$		e
			X	Y	X	Y	
Радіальний кульковий однорядний	0	0,014	1	0	0,56	2,30	0,19
		0,028				1,99	0,22
		0,056				1,71	0,26
		0,084				1,55	0,28
		0,11				1,45	0,30
		0,17				1,31	0,34
		0,28				1,15	0,38
		0,42				1,04	0,42
		0,56				1,00	0,44
Радіально-упорний кульковий однорядний	12	0,014	1	0	0,45	1,81	0,30
		0,029				1,62	0,34
		0,057				1,46	0,37
		0,086				1,34	0,41
		0,11				1,22	0,45
		0,17				1,13	0,48
		0,29				1,14	0,52
		0,43				1,01	0,54
		0,57				1,00	0,54
	24,26	–	1	0	0,41	0,87	0,68
	35,36	–	1	0	0,37	0,66	0,95

Сумарне осьове навантаження в опорах визначають за наступними формулами, Н:

Умова навантаження	Осьові сили
При $S_A \geq S_B$ й $F_A \geq 0$	$F_{aA} = S_A, \quad F_{aB} = F_a + S_A$
При $S_A < S_B$ й $F_A \geq S_B - S_A$	$F_{aA} = S_B - F_a, \quad F_{aB} = S_B$

Визначаємо еквівалентне динамічне навантаження в опорах А і В, Н;

$$P_A = (X \cdot V \cdot F_{rA} + Y \cdot F_{aA}) \cdot K_B \cdot K_T \quad (6.9)$$

$$P_B = (X \cdot V \cdot F_{rB} + Y \cdot F_{aB}) \cdot K_B \cdot K_T,$$

де V – коефіцієнт обертання, V = 1; при обертанні внутрішнього кільця підшипника;

F_{rA}, F_{rB} – радіальне навантаження в опорі, Н;

F_{aA}, F_{aB} – розрахункове осьове навантаження в опорі, Н;

K_B – коефіцієнт безпеки; $K_B = 1,3$ для редукторів;

K_T – температурний коефіцієнт; $K_T = 1$ (при температурі до 100^0C);

X , Y – коефіцієнти осьового й радіального навантажень вибираємо за таблицею 6.1.

За таблицею 6.2. по L_h й n знаходимо відношення $\frac{C}{P} = z$.

Тоді

$$C_{\text{розр}} = z \cdot P, \quad (6.10)$$

де P – значення еквівалентного динамічного навантаження в більше навантаженої опорі, H .

Умови підбора підшипника виконуються, якщо $C_{\text{розр}} \leq C$,
де C – динамічна вантажопідйомність підшипника (табл.5.3).

Таблиця 6.2. Величина відношення $\frac{C}{P}$ для кулькових підшипників залежно від довговічності L_h і частоти обертання n

Довго вічність, година	Частота обертання, об./хв											
	100	160	200	320	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000
10000	3,91	4,56	4,93	5,75	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6
12500	4,23	4,93	5,32	6,20	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5
16000	4,56	5,32	5,75	6,70	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4
20000	4,93	5,75	6,20	7,23	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4
25000	5,32	6,20	6,70	7,81	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5
32000	5,75	6,70	7,23	8,43	9,11	9,83	10,6	11,5	12,4	13,4	14,5	15,6

6.2. Тихохідний вал.

Тому що частота обертання на тихохідному валу n_2 значно менше частоти обертання на швидкохідному валу n_1 , вибираємо радіальні шарикопідшипники (табл. 5.9).

Випишемо характеристики підшипника: №____, D =____, B =____, C =____, C_0 =____.

Для визначення реакцій в опорах напрямлення сили F_m приймаємо таким, щоб воно збігалось з напрямленням сили F_t (гірший випадок), і складаємо рівняння суми моментів щодо опор A і B у горизонтальній площині.

Сумарне радіальне навантаження, що діє на підшипник в опорі A , H :

$$F_{rA} = \sqrt{(R_A^G)^2 + (R_A^B)^2}. \quad (6.11)$$

Сумарне радіальне навантаження, що діє на підшипник в опорі B , H :

$$F_{rB} = \sqrt{(R_B^G)^2 + (R_B^A)^2}. \quad (6.12)$$

Визначаємо еквівалентне динамічне навантаження в опорах А і В, Н:

$$P_A = (X \cdot V \cdot F_{rA} + Y \cdot F_a) \cdot K_B \cdot K_T$$

$$P_B = (X \cdot V \cdot F_{rB} + Y \cdot F_a) \cdot K_B \cdot K_T,$$
(6.13)

де V – коефіцієнт обертання, $V = 1$; при обертанні внутрішнього кільця підшипника;

F_{rA}, F_{rB} – радіальне навантаження в опорі, Н;

K_B – коефіцієнт безпеки; $K_B = 1,3$ для редукторів;

K_T – температурний коефіцієнт; $K_T = 1$ (при температурі до 100°C);

X, Y – коефіцієнти осевого та радіального навантажень вибираємо за таблицю 6.1.

За таблицю 6.2. по L_h та n знаходимо відношення $\frac{C}{P} = z$.

Тоді

$$C_{\text{розр}} = z \cdot P,$$
(6.14)

де P – значення еквівалентного динамічного навантаження в більш навантаженій опорі, Н.

Умови добору підшипника виконуються, якщо $C_{\text{розр}} \leq C$,

де C – динамічна вантажопідйомність підшипника (табл. 5.9).

7. Конструктивна розробка елементів редуктора

7.1 Зубчасте колесо.

Конструкцію зубчастого колеса вибирають залежно від його діаметра, від масштабів виготовлення та від конкретних умов заводу-виготовлювача.

Найпоширеніша конструкція зубчастого колеса надана на рисунку 7.1.

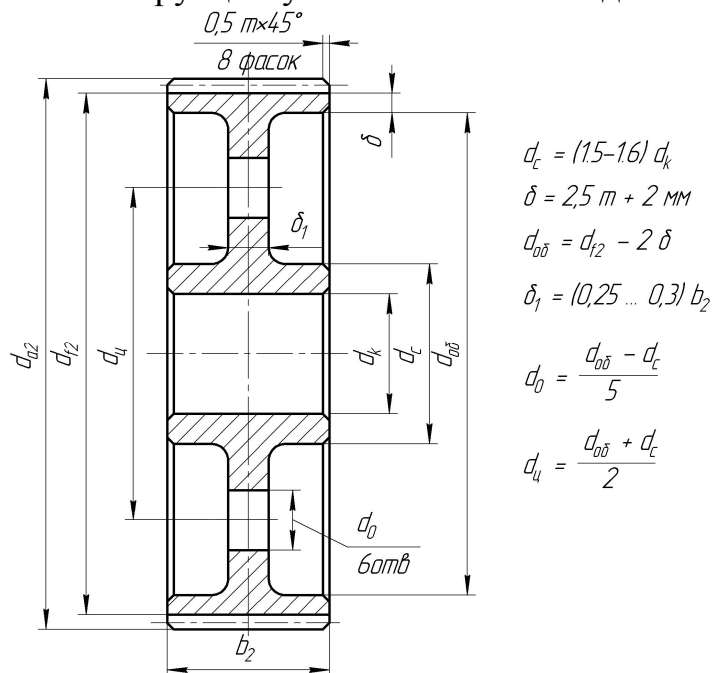


Рис.7.1. Зубчасте колесо

7.2. Кришки підшипникових вузлів.

Вихідним параметром при визначенні розмірів накладних кришок підшипників є зовнішній діаметр циліндричної частини кришки D , який дорівнює зовнішньому діаметру підшипника.

Основні розміри кришок представлені на рисунку 7.2 й у таблиці 7.1.

Довжина циліндричної частини кришки L приймається конструктивно при компонованні редуктора.

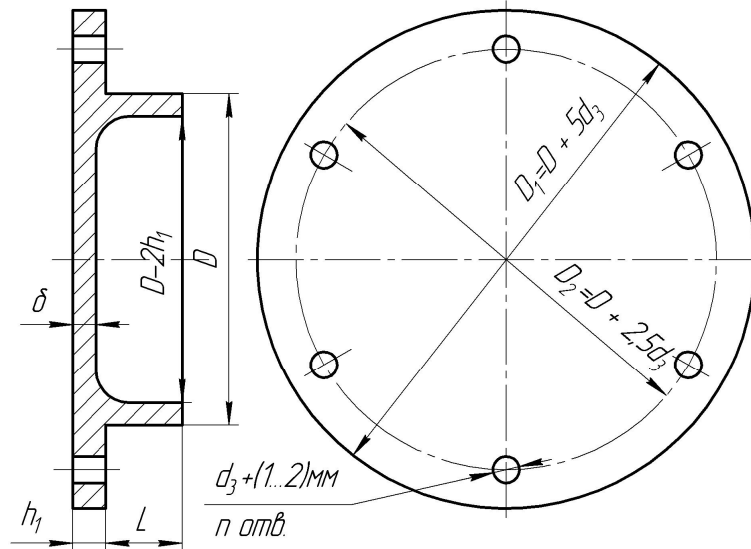


Рис.7.2. Накладні кришки підшипникових вузлів

Таблиця 7.1. Основні розміри накладних кришок підшипників

Зовнішній діаметр підшипника D , мм	Діаметр болта d_3 , мм	Число болтів, n	Товщина фланця кришки h_1 , мм	Товщина кришки δ , мм
40–62	M6	4	6	5
62–95	M8	4	8	6
95–145	M10	6	10	7
145–220	M12	6	12	8

7.3. Корпус і кришка редуктора.

Корпус редуктора складається зазвичай із власне корпуса та кришки, які, як правило, відливаються із чавуну.

Основними елементами корпуса є його стінки, опорна підшва або лабети, фланець корпуса, що прилягає до фланця кришки, і гнізда для підшипників. Ці гнізда часто підкріплюють ребрами, які створюють додаткові з'єднання між гніздами, стінкою корпуса і його підшвою, підвищують загальну твердість конструкції й зміцнюють перехід від стінки до підшви. У нижній частині корпуса є бобишка з різьбленням для маслоспускної пробки. Щоб забруднене масло зливалось повністю, дну корпуса варто додати ухил.

Кришка за конструкцією аналогічна корпусу. У кришці зазвичай передбачають люк, розміри якого достатні для огляду передачі. Люк закривають

плоскою кришкою, що кріпиться болтами. У кришці редуктора встановлюється віддушина. Через неї з редуктора виходить повітря. Якщо в повітря немає легені виходу, то він пробивається через стики й ущільнення, що сприяє витіканню змащення.

Для підйому й транспортування корпусних деталей і редуктора в зборі його кришку постачають вушками, а корпус гаками.

Основні елементи корпусних деталей представлені в таблиці 7.2 і на рисунку 7.3.

Таблиця 7.2. Основні елементи корпусних деталей

Найменування	Розрахункова формула
Товщина стінки корпуса редуктора	$\delta = 0,025 \cdot a_w + 3\text{мм} \geq 6\text{мм}$
Товщина стінки кришки редуктора	$\delta_1 = (0,8 \dots 0,9) \cdot \delta$
Товщина верхнього фланця корпуса редуктора	$S = 1,5 \cdot \delta$
Товщина фланця кришки редуктора	$S_1 = 1,5 \cdot \delta_1$
Товщина фундаментного фланця корпуса редуктора	$S_3 = 2,5 \cdot \delta$
Товщина ребер жорсткості редуктора	$\delta_2 = 0,8 \cdot \delta$
Діаметр фундаментних болтів	$d_1 = 2 \cdot \delta$
Діаметр отвору під фундаментні болти	$d'_1 = d_1 + 2$
Діаметр болтів підшипників, що з'єднують корпус із кришкою біля бобишок підшипників	$d_2 \geq 0,75 \cdot d_1$
Діаметри отвору під болти підшипників	$d'_2 = d_2 + 2$
Діаметр фланцевих болтів	$d_5 \geq 0,5 \cdot d_1$
Діаметри отвору під фланцеві болти	$d'_5 = d_5 + 2$
Ширина фланця корпуса й кришки редуктора біля підшипників (бобишок)	$K_1 \geq 2,5 \cdot d_2$
Ширина фланців корпуса й кришки редуктора	$K_2 \geq 2,5 \cdot d_5$
Висота бобишок під стяжні болти	$H = 0,35 \cdot D_1$
Діаметр отвору вушка	$d_4 = 0,015 \cdot a_w + 20$

8. Вибір змащення редуктора

Від правильності вибору мастильних матеріалів і способу змазування в значній мірі залежить працездатність і довговічність механізмів. Як мастильні матеріали для передач редукторів й їхніх підшипників використовують рідкі нафтові й синтетичні масла, а також пластичні змащення.

Змащення циліндричної передачі редуктора проектуємо методом занурення колеса в масляну ванну на глибину 20-30 мм. Змащення підшипників здійснюємо масляним туманом.

Обсяг масляної ванни приймаємо з розрахунку забезпечення відводу теплоти, що виділяється в зачепленні, до стінок корпусу. Для одноступінчастих циліндричних редукторів обсяг масляної ванни приймаємо в межах 0,35...0,7 л масла на 1 кВт переданій потужності. Більше значення відповідає більшій в'язкості масла:

$$V = (0,35...0,7) \cdot P_d, \text{ л.} \quad (8.1)$$

Призначення сорту масла залежить від контактних напружень у зубцях й окружній швидкості колеса. Зі збільшенням контактних напружень масло приймати більшої в'язкості. Зі збільшенням окружної швидкості в'язкість масла повинна бути менше. Вибір сорту масла починають із визначення необхідної кінематичної в'язкості масла (табл. 8.1).

Таблиця 8.1. Рекомендовані значення в'язкості масла для змазування зубчастих передач при 50°C

Контактні напруження σ_H , МПа	Кінематична в'язкість, $10^{-6} \text{ м}^2/\text{з}$, при окружній швидкості v , м/с		
	до 2	понад 2 до 5	понад 5
До 600	34	28	22
Понад 600 до 1000	60	50	40
Понад 1000 до 1200	70	60	50

За знайденим значенням в'язкості вибирають відповідне масло (табл. 8.2.).

Таблиця 8.2. Мاستила, застосовувані для змащування зубчастих передач

Сорт масла	Марка	Кінематична в'язкість, $10^{-6} \text{ м}^2/\text{з}$	
Індустріальне	<i>u</i> – 12А	10 – 14	при 50°C
	<i>u</i> – 20А	17 – 23	
	<i>u</i> – 25А	24 – 27	
	<i>u</i> – 30А	28 – 33	
	<i>u</i> – 40А	35 – 45	
	<i>u</i> – 50А	47 – 55	
	<i>u</i> – 70А	65 – 75	
Авіаційне	МС – 14	14	при 100°C
	МК – 22	22	
	МС – 20	20,5	
Циліндрове	52	44 – 59	при 100°C

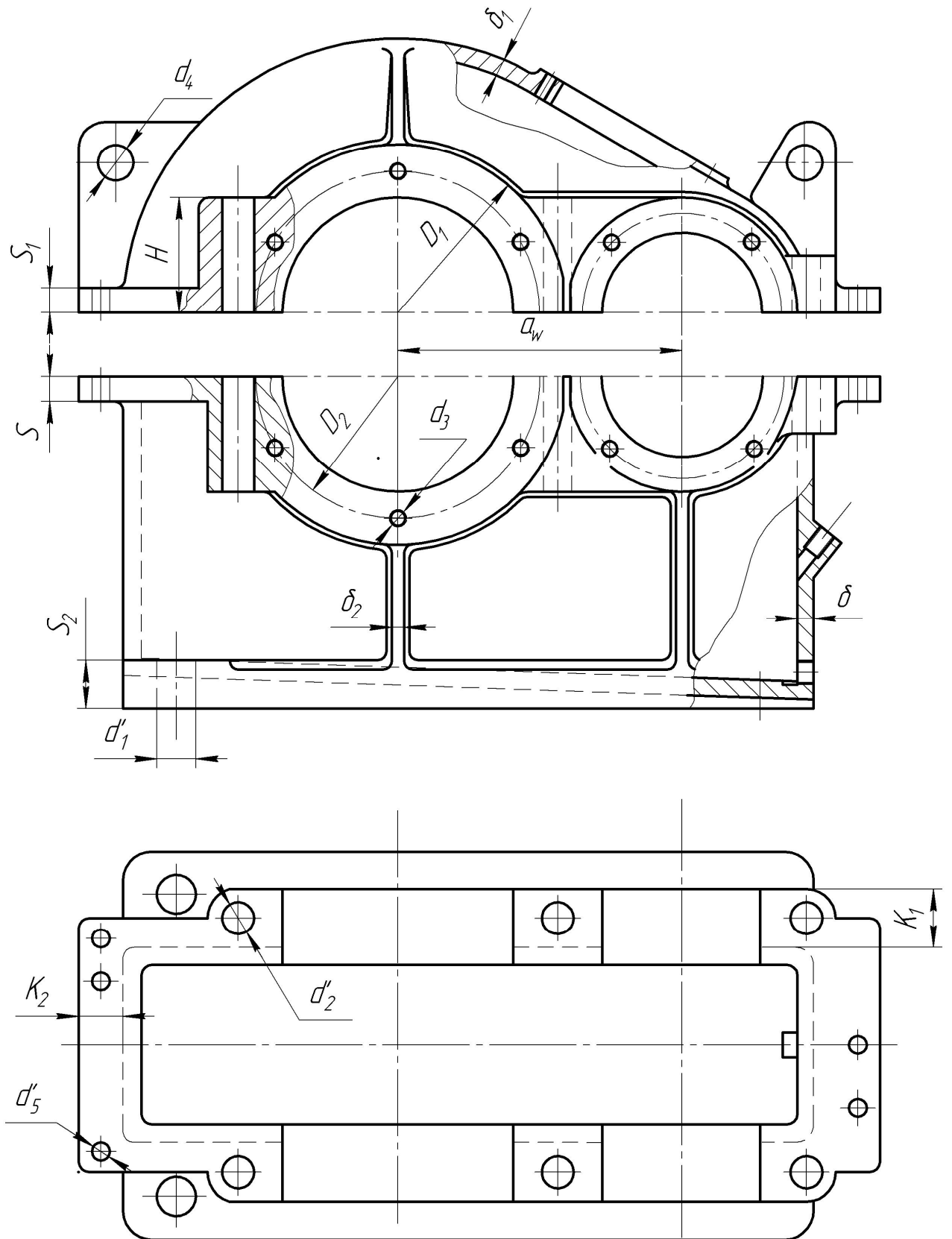


Рис. 7.3. Основні елементи корпусних деталей

Список літератури

1. Гузенков П.Г. Детали машин. М.: Высш. шк., 1986, 356 с.
2. Детали машин и механизмов. Курсовое проектирование: Учеб. справочник /Д.В.Чернилевский. 2 изд., перераб. и доп. –Киев.: Высш. шк. Гл. изд. 1987. – 328с.
3. Цехнович Л.И., Петриченко И.П. Атлас конструкций редукторов. Учеб. справочник. -2 изд., перераб и доп. –Киев.: Высш. шк. 1990, –150с.
4. Чернавский С.А. и др. Курсовое проектирование деталей машин. М.: Машиностроение, 1987, –415с.