

Міністерство освіти і науки України
Національний технічний Університет України
"Київський Політехнічний Інститут"

Прикладна механіка

Методичні вказівки

**до виконання курсового проекту
для студентів інженерно-фізичного факультету
спеціальностей:**

**6.0904.03 "Ливарне виробництво чорних і кольорових металів"
6.0904.05 "Спеціальна металургія"**

Частина 2. Деталі машин

Затверджено Методичною радою НТУУ "КПІ"

Київ

2009

Прикладна механіка: Метод. вказівки до викон. курс. проекту для студ. інж.-фіз. ф-ту спец.: 6.0904.03 "Ливарне виробництво чорних і кольорових металів", 6.0904.05 "Спеціальна металургія". Ч.2. Деталі машин. / Уклад. Ю.М. Сидоренко. – К.: НТУУ "КПІ", 2009. – __ с.

Гриф надано Методичною радою НТУУ "КПІ"

(Протокол №__ від __.__.2009 р.)

Навчальне видання

Прикладна механіка

Методичні вказівки

до виконання курсового проекту

для студентів інженерно-фізичного факультету

спеціальностей:

7.0904.03 "Ливарне виробництво чорних і кольорових металів",

7.0904.05 "Спеціальна металургія"

Частина 2. Деталі машин

Укладач: Сидоренко Юрій Михайлович, канд. техн. наук

Відповідальний редактор: М.І. Бобир, доктор техн. наук, професор

Рецензент: В.О. Петрик, канд. техн. наук, доцент

Дані методичні вказівки складені для студентів інженерно-фізичного факультету, що вивчають курс "Прикладна механіка" і можуть бути корисними для студентів інших спеціальностей, вивчаючих розділ "Деталі машин".

ВСТУП

Основна мета даних методичних вказівок – поглиблення та закріплення знань, набутих студентами при вивченні курсу "Прикладна механіка", та засвоєння методики розрахунку та аналізу механічних передач (Розділ "Деталі машин").

Методичні вказівки спрямовані на допомогу студентам при виконанні другого та третього аркушів курсового проекту.

В роботі розглянути питання вибору марки стандартних електродвигуна та циліндричного редуктору, розрахунку основних параметрів муфти, підшипників, шпонкового з'єднання, а також клинопасової та відкритої зубчастої передач.

Користування даними методичними вказівками та матеріалами лекцій дасть змогу студентам самостійно розв'язувати задачі дослідження та проектування механізмів та машин. Однак для успішного виконання курсового проекту крім методичних вказівок також необхідно користуватися державними стандартами та довідковою літературою, перелік якої наведений **на прикінці** цих вказівок.

1. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЕРЕДАЧІ. ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА.

Для виконання курсового проекту кожен студент на початку семестру отримує від викладача індивідуальне завдання. Кожне завдання містить загальну кінематичну схему механізму, графік сили корисного опору, яка діє на вихідну ланку наведеного механізму, та таблицю в якій вказані усі необхідні значення геометричних розмірів механізму, а також значення частоти обертання вхідної ланки механізму (кривошипу).

В якості джерела обертового руху в рамках курсового проекту запропоновано використовувати асинхронний електродвигун. Для зниження габаритних розмірів сучасні електродвигуни виготовляють швидкохідними. Тому, безпосереднє з'єднання вала двигуна з кривошипом є недоцільним у зв'язку з тим, що швидкість обертання вала такого електродвигуна набагато більше ніж задана швидкість обертання кривошипу. В рамках курсового проекту, в залежності від запропонованого варіанта завдання, ця різниця може сягати 30...60 разів. Тому для реалізації передачі обертового моменту від електродвигуна на кривошип необхідно використовувати додатковий проміжний елемент якій називається – механічною передачею.

Механічна передача – механізм, який передає роботу двигуна на виконавчий орган машини, одночасно виконуючи:

- перетворення одного виду руху в інший (поступовий у обертальний чи навпаки);
- зменшення або збільшення обертального руху та відповідно зменшення або збільшення крутного моменту $M_{кр}$;
- реверсування руху;
- розподіл роботи двигуна між декількома робочими органами машини.

Одна з запропонованих у курсовому проекті кінематичних схем механічної передачі наведена на рис. 1, яка складається з 5 основних елементів.

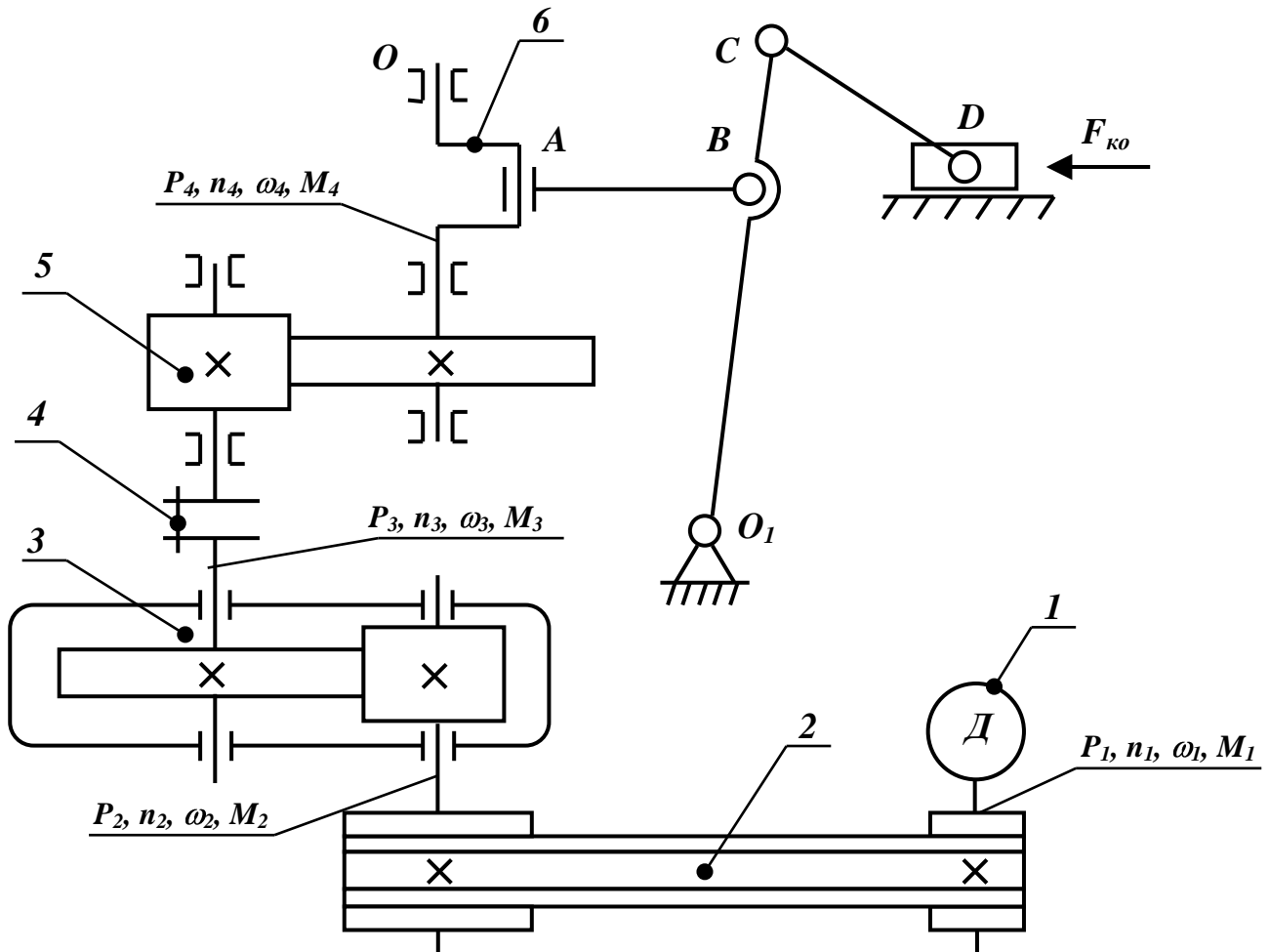


Рис. 1. Кінематична схема приводу

1 – електродвигун; 2 – клинопасова передача; 3 – редуктор;
 4 – муфта; 5 – відкрита зубчаста передача (ВЗП); 6 – кривошип,
 P – потужність, n – частота обертання, ω – кутова швидкість,
 M – крутний момент.

Для того щоб визначити основні характеристики кожної складової частини механічної передачі необхідно мати деякі вхідні данні. Розглянемо розрахунок кожного параметру на конкретному прикладі.

Після проведення кінематичного та динамічного дослідження шарнірно-важільного механізму (1 аркуш курсового проекту "Кінематичне та динамічне дослідження механізму") □ було знайдено значення моменту рушійних сил на кривошипі $M_{рс}$. Крім того в завданні на курсовий проект було записано значення частоти обертання кривошипу (n). Маючи значення цих двох параметрів можна розпочинати розрахунок.

Приклад:

Дано:

1. частота обертання кривошипу: $n_{вих} = 55$ об/хв;
2. момент рушійних сил на кривошипі (момент на виході з механічної передачі): $M_{pc} = M_{вих} = 736$ Н·м.

1. Потужність на вході в передачу (потужність електродвигуна) P , Вт:

$$P_{вх} = \frac{P_{вих}}{\eta_{заг}},$$

де $P_{вих} = M_{вих} \cdot \omega_{вих}$ – потужність на виході приводу (на кривошипі);

$$\omega_{вих} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{вих}}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 55}{60} = 5,76 \text{ рад/с} \text{ – кутова швидкість кривошипу.}$$

$$P_{вих} = M_{вих} \cdot \omega_{вих} = 736 \cdot 5,76 = 4239 \text{ Вт.}$$

$\eta_{заг}$ – значення загального коефіцієнту корисної дії ККД приводу (табл. 1.1).

Таблиця 1.1. Характеристики механічних передач

№	Тип передачі	ККД, $\eta_{заг}$	$i_{ср}$	i_{max}	
1	Зубчаста циліндрична	закрита	0,96÷0,98	3...4	8
		відкрита	0,93÷0,96	3...5	
2	Зубчаста конічна	0,96÷0,97	2...3	5	
3	Черв'ячна	$z=1$	0,70÷0,75	10...40	80
		$z=2$	0,75÷0,85		
4	Ланцюгова	0,95÷0,97	3...4	6	
5	Плоскопасова	0,96÷0,98	2...4	5	
6	Клинопасова	0,94÷0,97		7	

Якщо уважно розглянути кінематичну схему приводу (рис. 1), то можна зробити висновок, що привід є багатоступінчастим і з'єднання елементів організовано послідовно. Відповідна блок-схема приводу зображена на (рис. 2).

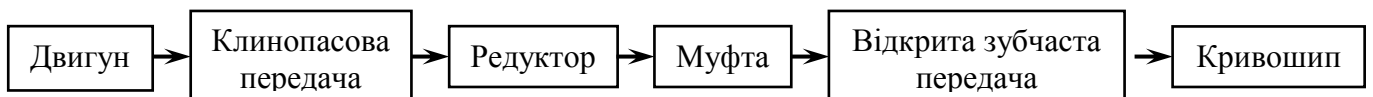


Рис. 2. Блок-схема приводу механізму

Тоді загальний ККД механічної передачі розраховується за формулою:

$$\eta_{заг} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_n = \eta_{кл/напередачі} \cdot \eta_{редуктора} \cdot \eta_{муфти} \cdot \eta_{ВЗП}$$

Згідно табл. 1 – $\eta_{кл/нас} = 0,94$; $\eta_{редуктора} = 0,97$; $\eta_{муфти} = 1$; $\eta_{ВЗП} = 0,93$.

Тоді потужність на вході в передачу буде: $P_{вх} = \frac{P_{вих}}{\eta_{заг}} = \frac{4239}{0,94 \cdot 0,97 \cdot 1 \cdot 0,93} = 4998$ Вт.

В нашому прикладі це означає, що потужність електродвигуна повинна бути неменше ніж $P \geq 5$ кВт.

2. Частота обертання n , об/хв:

Частота обертання на вході в механічну передачу:

$$n_{вх} = n_{вих} \cdot i_{заг},$$

де $i_{заг}$ – загальне передаточне відношення передачі:

$$i_{заг} = i_{кл/нас} \cdot i_{редуктора} \cdot i_{ВЗП}$$

Відповідно до даних табл.1 проведемо розрахунки максимально і мінімально можливих, а також середнього значень загального передаточного відношення та частоти обертання вхідного вала передачі.

- максимальні значення:

$$i_{загmax} = i_{кл/насmax} \cdot i_{редукторmax} \cdot i_{ВЗПmax} = 7 \cdot 8 \cdot 8 = 448;$$

$$n_{вхmax} = n_{вих} \cdot i_{загmax} = 55 \cdot 448 = 24640 \text{ об/хв}.$$

- мінімальні значення:

$$i_{загmin} = i_{кл/насmin} \cdot i_{редукторmin} \cdot i_{ВЗПmin} = 2 \cdot 3 \cdot 3 = 18;$$

$$n_{вхmin} = n_{вих} \cdot i_{загmin} = 55 \cdot 18 = 990 \text{ об/хв}.$$

- середні значення:

$$i_{загср} = i_{кл/насср} \cdot i_{редукторср} \cdot i_{ВЗПср} = 3 \cdot 3 \cdot 3 = 27;$$

$$n_{вхср} = n_{вих} \cdot i_{загср} = 55 \cdot 27 = 1485 \text{ об/хв}.$$

Після проведених розрахунків за даними табл. 1.2 обираємо марку асинхронного трифазного електродвигуна з короткозамкнутим ротором серії 4А – "4А 112М4/1445" у якого величина потужності складає $P_{об} = 5,5$ кВт $> P_{вх} = 5$ кВт, синхронна частота обертання вала $n_c = 1500$ об/хв. $\approx n_{вхср} = 1485$ об/хв, а асинхронна частота обертання – $n_{об} = 1445$ об/хв. Відповідні геометричні розміри обраного електродвигуна можна знайти у додатку 1.

Таблиця 1.2. Характеристики електродвигунів серії 4А

Потужність P , кВт	Тип електродвигуна/асинхронна частота електродвигуна, об/хв			
	Синхронна частота обертання, об/хв			
	3000	1500	1000	750
1,1	71B2/2810	80A4/1420	80B6/920	90LB8/700
1,5	80A2/2850	80B4/1415	90L6/935	100L8/700
2,2	80B2/2850	90L4/1425	100L6/950	112MA8/700
3	90L2/2840	100S4/1435	112MA6/955	112MB8/700
4	100S2/2880	100L4/1430	112MB6/950	132S8/720
5,5	100L2/2880	112M4/1445	132S6/965	132M8/720
7,5	112M2/2900	132S4/1455	132M6/970	160S8/730
11	132M2/2900	132M4/1460	160S6/975	160M8/730
15	160S2/2940	160S4/1465	160M6/975	180M8/730
18,5	160M2/2940	160M4/1465	180M6/975	
22	180S2/2945	180S4/1470		

У зв'язку з тим, що попередньо розраховане значення частоти обертання вала електродвигуна ($n_{ex\ cp}=1485$ об/хв.) відрізняється від реальної величини на якій може працювати обраний електродвигун ($n_{\partial e}=1445$ об/хв.) необхідно провести перерахунок нового реального значення загального передаточного відношення передачі $i_{заг}$ и чисел з метою забезпечення вимоги завдання на курсовий проект ($n_{вих}=55$ об/хв). Тоді:

$$i_{заг} = \frac{n_{ex}}{n_{вих}} = \frac{1445}{55} = 26,27.$$

У свою чергу необхідно змінити значення складових $i_{заг}$. А саме, якщо залишити значення передаточного відношення клинопасової передачі і редуктора без зміни $i_{кл/пас}=3$ та $i_{редуктора} =3$, тоді значення передаточного відношення відкритої зубчастої передачі зміниться на:

$$i_{ВЗП} = \frac{i_{заг}}{i_{кл/пас} \cdot i_{редуктора}} = \frac{26,27}{3 \cdot 3} = 2,91.$$

3. Розрахунок кінематичних параметрів на кожному валу:

а) Потужність P , Вт:

Розрахуємо втрати потужності на кожному елементі приводу шляхом врахування власного ККД елемента передачі.

$$P_1 = P_{ex} = 4998 \text{ Вт};$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{кл/пас} = 4998 \cdot 0,94 = 4698 \text{ Вт};$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{редуктора} = 4698 \cdot 0,97 = 4557 \text{ Вт};$$

$$P_4 = P_{вих} = P_3 \cdot \eta_{ВЗП} = 4557 \cdot 0,93 = 4239 \text{ Вт}.$$

б) Частота обертання кожного валу n , об/хв.:

$$n_1 = n_{ex} = 1445 \text{ об/хв.};$$

$$n_2 = n_1 / i_{кл/нас} = 1445/3 = 482 \text{ об/хв.};$$

$$n_3 = n_2 / i_{редуктора} = 482/3 = 161 \text{ об/хв.};$$

$$n_4 = n_{ex} = n_3 / i_{ВЗП} = 161/2,91 = 55 \text{ об/хв.}$$

в) Кутова швидкість обертання ω , рад/с:

$$\omega_1 = \omega_{ex} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{ex}}{60} = \frac{\pi \cdot 1445}{30} = 151 \text{ рад/с};$$

$$\omega_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_2}{60} = \frac{\pi \cdot 482}{30} = 50,4 \text{ рад/с};$$

$$\omega_3 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_3}{60} = \frac{\pi \cdot 161}{30} = 16,85 \text{ рад/с};$$

$$\omega_4 = \omega_{вих} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_4}{60} = \frac{\pi \cdot 55}{30} = 5,75 \text{ рад/с}.$$

г) Крутний момент M , Н·м: $M = \frac{P}{\omega}$;

$$M_1 = M_{ex} = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{4998}{151} = 33 \text{ Н·м};$$

$$M_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{4698}{50,4} = 93,2 \text{ Н·м};$$

$$M_3 = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{4557}{16,85} = 270 \text{ Н·м};$$

$$M_4 = M_{вих} = \frac{P_4}{\omega_4} = \frac{4238}{5,75} = 736 \text{ Н·м}.$$

Результати обчислень заносимо до табл. 1.3.

Таблиця 1.3. Силкові та кінематичні параметри приводу

Параметр	Позначення	Номер вала			
		1	2	3	4
Потужність	P , Вт	4998	4698	4557	4239
Передаточне відношення	i	3	3		2,91
К.К.Д. передачі	η	0,94	0,97		0,93
Частота обертання	n , об/хв.	1445	482	161	55
Кутова швидкість	ω , рад/с	151	50,4	16,95	5,75
Крутний момент	M , Н·м	33	93,2	270	736

2. РОЗРАХУНОК КЛИНОПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ.

Пасова передача відноситься до передач з гнучкою в'яззю в яких рух передається за рахунок сил тертя. Вона складається з 3 основних елементів: ведучого і веденого шківів та пасу (рис.3).

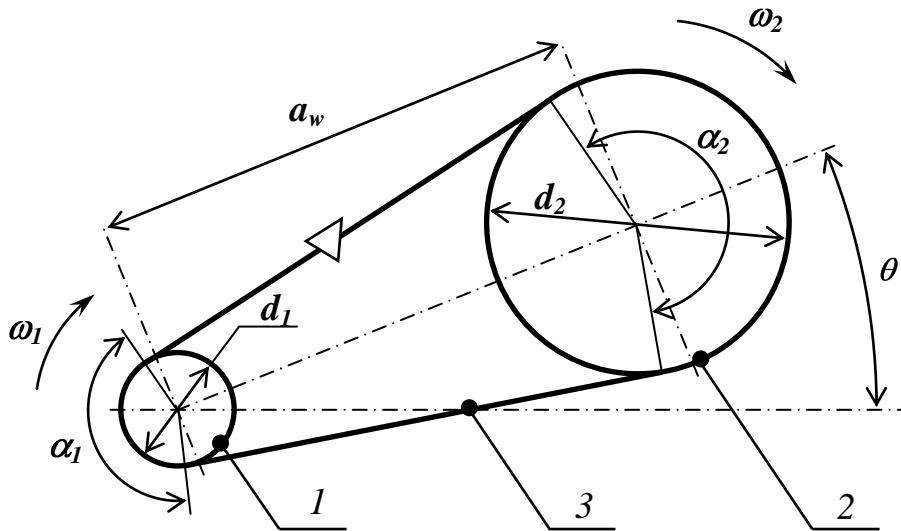


Рис. 3. Клинопасова передача:

1 – ведучий шків, 2 – ведений шків, 3 – пас.

Паси передачі по формі поперечного перерізу поділяються на плоскі, клинові, поліклинові, круглі, квадратні (рис. 4).

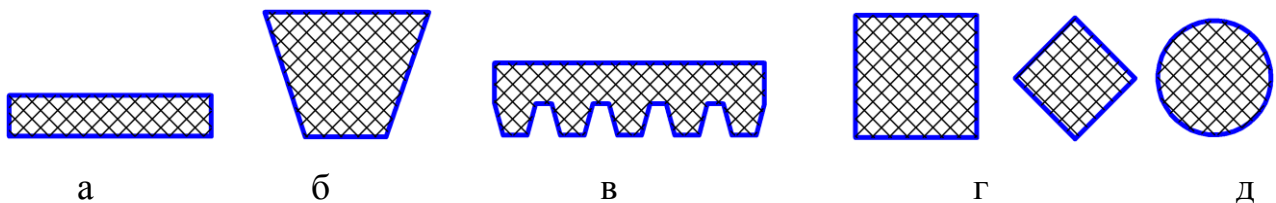


Рис. 4. Основні форми поперечного перерізу пасів:

а) плоскі; б) клинові; в) поліклинові; г) квадратні; д) круглі.

Найбільше часто застосовуються плоскі та клинові паси.

Основні переваги пасової передачі:

- можливість передачі руху на великі відстані;
- можливість роботи на великих швидкостях;
- плавність ходу та низька шумність;
- запобігання появі в механізмі різних коливань та ударів;

- захист від перевантаження завдяки ковзанню паса по шківу;
- простота конструкції;
- низька вартість.

Основні недоліки пасової передачі:

- значні габарити;
- великі радіальні сили які діють на вали передачі;
- коливання передаточного відношення i ;
- малій термін експлуатації;
- необхідність захисту від попадання мастила між пасом та шківами.

Розглянемо розрахунок параметрів клинопасової передачі на прикладі.

Розпочати розрахунок необхідно з пошуку значення моменту рушійних сил на вході в передачу. Для цього за допомогою табл. 1.3 в якій знаходяться попередні данні кінематичних параметрів на кожному з валів приводу беремо значення крутного моменту – M_I . Цей момент відповідає навантаженню першого валу механічного приводу, тобто валу електродвигуна на якому знаходиться ведучий шків клинопасової передачі. Тоді вхідним моментом в пасову передачу буде значення: $M_{вх}=M_I=33$ Н·м. Крім того, необхідно знати значення передаточного відношення передачі – $i_{кл/пас}$. Згідно даним табл. 1.3 значення цієї величини дорівнює: $i_{кл/пас}=3$.

Далі розрахунок проводимо в наступній послідовності:

1. Вибір типу клинового пасу.

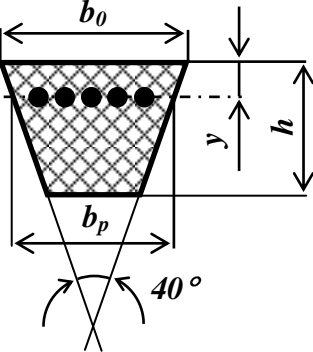
За допомогою табл. 2.1 встановлюємо, що значення крутного моменту $M_{вх}$ знаходиться в діапазоні 30...120 Н·м. Тому обираємо тип клинового пасу – "Б".

Таблиця 2.1. Крутний момент якій може передаватися різним типом паса

$M_{вх}$, Н·м	менше 10	10- 30	30- 120	120- 450	450- 1600	1600- 4000	понад 4000
Тип перерізу паса	<i>О</i>	<i>А</i>	<i>Б</i>	<i>В</i>	<i>Г</i>	<i>Д</i>	<i>Е</i>

Інші геометричні параметри поперечного перерізу клинового пасу за ГОСТ 1284.1–89 можна встановити за допомогою табл. 2.2.

Таблиця 2.2. Основні геометричні розміри поперечних перерізів пасів

	Розміри	Тип паса					
		О	А	Б	В	Г	Д
b_p , мм	8,5	11	14	19	27	32	42
b_0 , мм	10	13	17	22	32	38	50
h , мм	6	8	10,5	13,5	19	23,5	30
y , мм	2,1	2,8	4	4,8	6,9	8,3	11
S_0 , мм ²	47	81	138	230	476	692	1170
Найменша довжина пасу, мм	400	560	800	1800	3150	4500	6300
Найбільша довжина пасу, мм	2500	4000	6300	10600	15000	18000	18000
Мінімальний діаметр шківів, мм	63	90	125	200	315	500	800

Геометричні параметри шківів для різних типів паса наведені в додатку 2.

2. Визначення діаметру меншого шківів d_1 , мм:

При виборі значення діаметру меншого шківів можна користуватися рекомендаціями табл.2.2. Але без крайньої необхідності не слід обирати мінімальне допустиме значення діаметра. Це може призвести до значного зниження довговічності паса. Треба обирати значення d_1 яке було б більше мінімально допустимого для даного типу паса. Краще всього, воно повинно бути другим або третім у стандартному ряду діаметрів шківів (ГОСТ 20889-88) після мінімально допустимого.

Наприклад в нашому випадку для типу паса "Б" згідно табл. 2.2. мінімальне значення діаметра шківів складає 125мм. Якщо подивитися на стандартний ряд значень діаметрів шківів, який встановлений ГОСТ 20889-88:

0, 63, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500, 560, 710, 800, 900, 1000 мм, ...

можна зробити висновок, що наступне (друге) більше значення діаметра становить 140мм, а третє – 160мм.

Для подальших розрахунків обираємо значення: $d_1=140$ мм. Слід нагадати, що чим більше значення діаметру шківів, тим більше довговічність паса.

Таблиця 2.3. Значення потужності P_0 (кВт) для клинових пасів

Тип перерізу паса	Базова довжина l_0 , мм	Діаметр меншого шківa d_1 , мм	Швидкість паса V , м/с						
			3	5	10	15	20	25	30
О	1320	63	0,31	0,49	0,82	1,03	1,11	--	--
		71	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40	--
		80	0,40	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65	--
		90	0,44	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90	1,85
		100	0,46	0,70	1,24	1,67	1,97	2,10	2,04
А	1400	90	0,56	0,84	1,39	1,75	1,88	--	--
		100	0,62	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29	--
		112	0,70	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82	2,50
		125	0,74	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27	3,14
		140	0,80	1,23	2,18	2,91	3,44	3,70	3,64
Б	2240	125	0,92	1,39	2,26	2,80	--	--	--
		140	1,07	1,61	2,70	3,45	3,83	--	--
		160	1,20	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88	4,47
		180	1,30	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76	5,33
		200	1,40	2,15	3,79	5,08	6,00	6,43	6,38
В	3750	200	1,85	2,77	4,59	5,80	6,33	--	--
		224	2,08	3,15	5,35	6,95	7,86	7,95	7,06
		250	2,28	3,48	6,02	7,94	9,18	9,60	9,05
		280	2,46	3,78	6,63	8,86	10,4	11,1	10,9
		315	2,63	4,07	7,19	9,71	11,5	12,5	12,5
Г	6000	355	4,46	6,74	11,4	14,8	16,8	17,1	15,4
		400	4,94	7,54	13,0	17,2	20,0	21,1	20,2
		450	5,36	8,24	14,4	19,3	22,8	24,6	24,5
		500	5,70	8,80	15,5	21,0	25,0	27,5	27,8
		560	5,90	9,24	16,6	22,5	27,0	29,8	31,0
Д	7100	500	6,84	10,4	17,2	23,5	27,1	28,2	--
		560	7,45	11,4	19,9	26,5	31,1	33,3	32,6
		630	8,02	12,4	21,8	29,4	34,9	38,0	38,3
		710	8,53	13,2	23,5	31,9	38,3	42,3	43,4
		800	9,00	14,0	25,0	34,2	41,3	46,1	47,9

3. Визначення діаметру більшого шківa d_2 , мм:

$$d_2 = i_{кл/пас} \cdot d_1 \cdot (1 - \varepsilon),$$

де ε – коефіцієнт ковзання (0,01...0,02).

$i_{кл/пас}$ – передаточне відношення клинопасової передачі ($i_{кл/пас}=3$, табл. 1.3).

$$d_2 = 3 \cdot 140 \cdot (1 - 0,01) = 415,8 \text{ мм.}$$

Тепер необхідно узгодити отримане значення із значеннями які складають стандартний ряд діаметрів шківів згідно ГОСТ 20889-88.

Найближче значення із стандартного ряду до розрахованого: $d_2 = 450$ мм.

4. Розрахунок фактичного передаточного відношення передачі $i_{кл/нас}^{\phi}$:

У зв'язку з тим, що попередньо розраховане значення діаметру більшого шківа відрізняється від обраного стандартного, необхідно перерахувати величину передаточного відношення передачі $i_{кл/нас}$ та розрахувати величину похибки:

$$i_{кл/нас}^{\phi} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{450}{140} = 3,21.$$

Відповідно похибка складає: $\varepsilon_i = \frac{i_{кл/нас} - i_{кл/нас}^{\phi}}{i_{кл/нас}} \cdot 100\% = \frac{3 - 3,21}{3} \cdot 100\% = 7\% \leq (3..5\%)$.

У зв'язку з тим, що величина похибки ε_i перевищує допустиме значення в 3...5%, то це приводить до суттєвої зміни загального передаточного відношення передачі $i_{заг}$ і, як наслідок, **невиконанню умов завдання** на курсовий проект ($n_{вих}=55$ об/хв). Враховуючі цю ситуацію необхідно узгодити частоту обертання двигуна з частотою обертання кривошипа шляхом перерахунку передаточного відношення, наприклад, відкритої зубчастої передачі $i_{ВЗП}$, залишив значення $i_{редуктора}=3$ без зміни. Тоді:

$$i_{ВЗП} = \frac{n_{вх}/n_{вих}}{i_{кл/нас}^{\phi} \cdot i_{ред}} = \frac{1445/55}{3,21 \cdot 3} = 2,72.$$

Тепер перерахуємо значення основних силових і кінематичних характеристик приводу з урахуванням нових значень $i_{кл/нас}$ і $i_{ВЗП}$ (табл. 2.4).

Таблиця 2.4. Силові та кінематичні параметри приводу

Параметр	Позначення	Номер вала			
		1	2	3	4
Потужність	P , Вт	4998	4698	4557	4239
Передаточне відношення	i	3,21	3	3	2,72
К.К.Д. передачі	η	0,94	0,97	0,97	0,93
Частота обертання	n , об/хв.	1445	450	150	55
Кутова швидкість	ω , рад/с	151	47,1	15,7	5,75
Крутний момент	M , Н·м	33	99,74	290	736

5. Розрахунок лінійної швидкості паса V , м/с:

$$V = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2} < [V], \text{ де}$$

ω_1 – значення кутової швидкості ведучого шківa, тобто на вході в передачу.

$[V]$ – допустиме значення лінійної швидкості для даного типу паса.

Для типів паса "О, А, Б, В" – $[V]=25$ м/с, для "Г, Д" – $[V]=30$ м/с.

Згідно табл. 2.4 значення $\omega_1 = 151$ рад. Тоді: $V = \frac{151 \cdot 140 \cdot 10^{-3}}{2} = 10,5$ м/с.

Для обраного типу паса "Б" розраховане значення лінійної швидкості не перевищує допустимі 25 м/с. В іншому випадку необхідно зменшити значення діаметра меншого шківa (табл. 2.3).

6. Розрахунок орієнтовної величини міжосьової відстані a' :

$$a' = k \cdot \frac{d_1 + d_2}{2},$$

де k – коефіцієнт типу паса

($k=1 \dots 2$ – клинові паси, $k=2 \dots 3$ – плоскі паси).

$$a' = 1,5 \cdot \frac{140 + 450}{2} = 885 \text{ мм.}$$

7. Визначення довжини паса l , мм:

$$l = 2 \cdot a' + \frac{\pi \cdot (d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a'} = 2 \cdot 885 + \frac{\pi \cdot (140 + 450)}{2} + \frac{(450 - 140)^2}{4 \cdot 885} = 2723 \text{ мм}$$

Згідно ГОСТ 1284.1-89 існує стандартний ряд довжин пасів:

400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 710, 8000, 9000 мм, ...

Найближчим значенням з цього ряду до розрахованого є 2800 мм. Тому для подальших розрахунків обираємо стандартний пас типу "Б" довжиною $l=2800$ мм.

8. Розрахунок фактичної міжосьової відстані a_f , мм.

Враховуючи те, що фактично обране значення довжини паса було збільшено, тому вочевидь необхідно перерахувати фактичне значення між осьової відстані:

$$a_{\phi} = \frac{1}{8} \cdot (2 \cdot l - \pi \cdot (d_1 + d_2) + \sqrt{(2 \cdot l - \pi \cdot (d_1 + d_2))^2 - 8 \cdot (d_2 - d_1)^2}),$$

$$a_{\phi} = \frac{1}{8} (2 \cdot 2800 - \pi \cdot (140 + 450) + \sqrt{(2 \cdot 2800 - \pi \cdot (140 + 450))^2 - 8 \cdot (450 - 140)^2}) = 924 \text{ мм.}$$

Для нормальної роботи пасової передачі необхідно забезпечити достатню величину натягу паса.

Деякі шляхи регулювання сили натягу паса зображені на рис. 5.

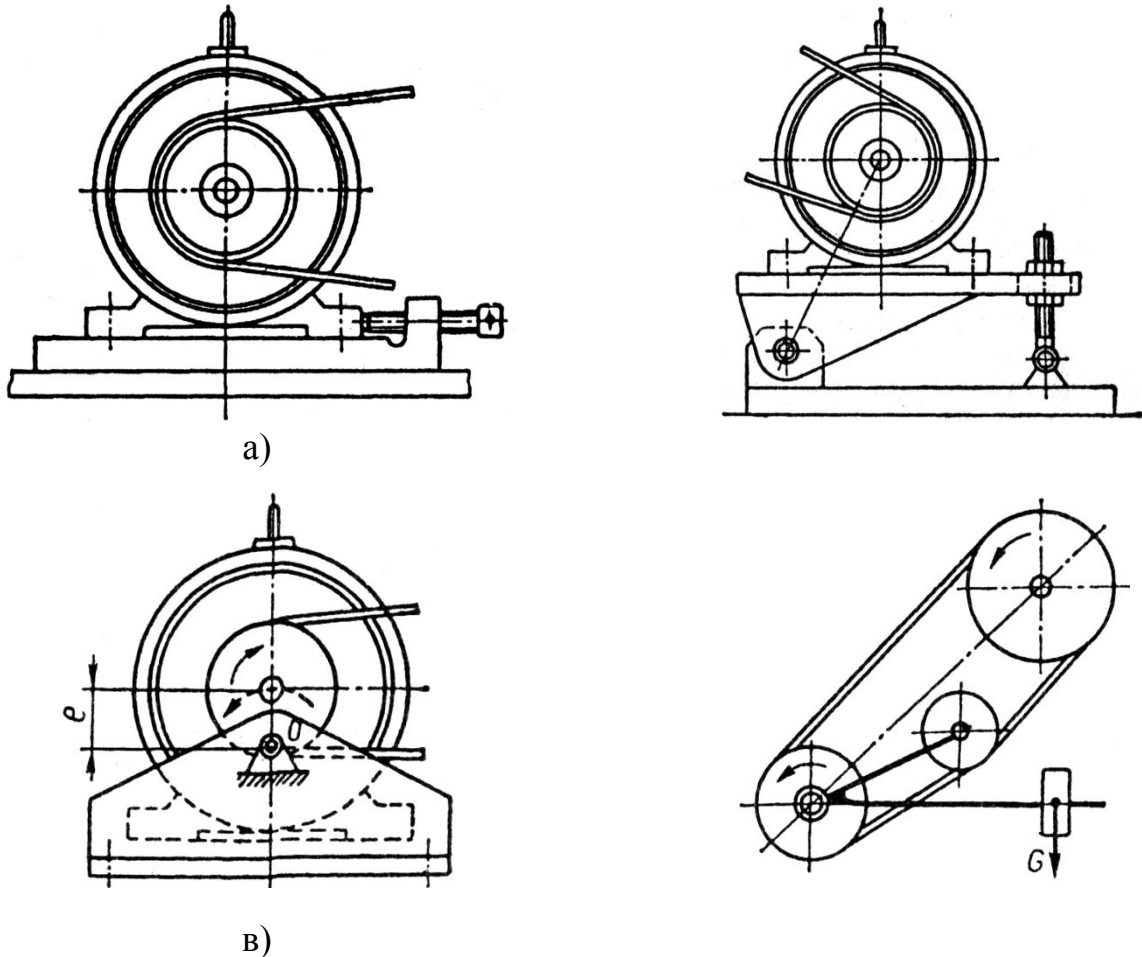


Рис. 5. Деякі методи регулювання натягу паса:

а) полозки; б) хитна плита;

в) пристрій автоматичного регулювання; г) відтяжний ролик

Якщо проводити регулювання натягу паса, наприклад, методом зміни міжосьової відстані a між шківками за допомогою полозок (рис.5а) необхідно знайти мінімальне та максимальне значення міжосьової відстані a_{min} , a_{max} .

$$a_{min} = a - 0,01 \cdot l = 924 - 0,01 \cdot 2800 = 896 \text{ мм,}$$

$$a_{max} = a + 0,025 \cdot l = 924 + 0,025 \cdot 2800 = 994 \text{ мм.}$$

9. Перевірка передачі на довговічність:

$$u = \frac{V}{l} = \frac{10,5}{2800 \cdot 10^{-3}} = 3,75 \text{ с}^{-1} < [u] = 12 \text{ с}^{-1},$$

де u – число пробігів паса за одиницю часу.

10. Перевірка кута обхвату пасом меншого шківів – α (рис.3):

$$\alpha = 180^\circ - \frac{57^\circ \cdot (d_2 - d_1)}{a_\phi} = 180^\circ - \frac{57^\circ \cdot (450 - 140)}{924} = 161^\circ > [\alpha] = 120^\circ.$$

11. Допустиме значення потужності на один пас $[P]$, кВт:

$$P = P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_l \cdot C_p \cdot C_\theta \cdot C_z,$$

де C_α – коефіцієнт кута обхвату:

$$C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (80^\circ - \alpha) = 1 - 0,003 \cdot (80^\circ - 161^\circ) = 0,943;$$

C_l – коефіцієнт фактичної довжини пасу:

$$C_l = \sqrt[6]{\frac{l}{l_0}} = \sqrt[6]{\frac{2800}{2240}} = 1,038;$$

l_0 – базова довжина паса: $l_0 = 2240$ мм (табл. 2.3);

C_p – коефіцієнт режиму роботи $C_p = 1$ (табл. 2.5);

Таблиця 2.5. Значення C_p в залежності від умов роботи передачі

Характер навантаження	Спокійне	Невеликі коливання	Значні коливання	Ударне навантаження
Коефіцієнт C_p	1	0,9	0,8	0,7

C_θ – коефіцієнт положення пасової передачі у просторі: $C_\theta = 1$ (рис.3, табл. 2.6);

Таблиця 2.6. Значення C_θ в залежності від кута нахилу передач у просторі

Нахил до горизонту осі центрів шківів θ , град	0 ... 60	60 ... 80	80 ... 90
Коефіцієнт C_θ	1	0,9	0,8

C_z – коефіцієнт кількості пасів z в одній передачі (табл. 2.7)

Таблиця 2.7. Значення C_z в залежності від кількості пасів в передачі

Кількість пасів, z	1	2, 3	4, 5, 6	понад 6
Коефіцієнт C_z	1	0,95	0,90	0,85

Для того, щоб визначитись із значенням C_z необхідно розрахувати попереднє значення кількості пасів $Z^* = \frac{P}{P_0}$, де P – потужність, яка передається пасовою передачею: $P=4998$ Вт (табл. 2.4); P_0 – допустиме значення потужності яку можна передавати одним пасом передачі (табл. 2.3).

Для обраного типу паса "Б", діаметра меншого шківів $d_1=140$ мм і розрахованого значення лінійної швидкості паса $V=10,5$ м/с по табл. 2.3 знаходимо значення цього параметра $P_0=2,7$ кВт. Тоді:

$$Z^* = \frac{4,998}{2,7} = 1,85 \Rightarrow Z^* = 2.$$

Відповідно до табл. 10 значення коефіцієнта $C_z = 0,95$.

Тепер можна розрахувати допустиме значення потужності $[P]$:

$$P = 2,7 \cdot 0,943 \cdot 1,038 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,95 = 2,51 \text{ кВт}.$$

12. *Необхідна кількість пасів передачі:*

$$Z = \frac{P}{P} = \frac{4,998}{2,51} = 1,99 \approx 2.$$

13. *Окружна сила F_t , Н:*

$$F_t = \frac{P}{V} = \frac{4998}{10,5} = 476 \text{ Н}.$$

14. *Сила початкового натягу пасу F_0 , Н:*

$$F_0 = \frac{0,85 \cdot P \cdot C_l}{V \cdot C_a \cdot C_p} = \frac{0,85 \cdot 4998 \cdot 1,038}{10,5 \cdot 0,943 \cdot 1} = 445 \text{ Н}.$$

15. *Сила, що діє на вали пасової передачі F_R (радіальна), Н:*

$$F_R = 2 \cdot F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 445 \cdot \sin\left(\frac{161^\circ}{2}\right) = 878 \text{ Н}.$$

Стандартне позначення обраного клинового пасу – Б-2800 ГОСТ 1284-89
(де "Б" – тип пасу, 2800 – довжина по нейтральній лінії).

3. ВИБІР СТАНДАРТНОГО РЕДУКТОРА.

Редуктором називається механізм, виконаний у вигляді окремого пристрою, призначений для пониження кутової швидкості і відповідно, для підвищення крутних моментів.

Подібні механізми, але які використовуються для збільшення швидкості обертання та зменшення обертового моменту, називають **мультиплікаторами**. Редуктори, що дозволяють змінювати передаточне відношення, називають **коробками швидкостей**.

Редуктор невід'ємна складова частина сучасного обладнання. Розміщення передач у окремому закритому корпусі гарантує достатню точність монтажу, добре змащування зубчастих коліс і відповідно високий ККД, менше спрацювання зубців, а також надійний захист передач від впливу навколишнього середовища.

Зубчасті передачі між паралельними валами здійснюються циліндричними колесами з прямими, косими і шевронними зубцями. Таки передачі називаються **циліндричними**. Передачі крутного моменту між валами осі яких перетинаються здійснюються за допомогою **конічних** коліс з прямими, круговими та тангенційними зубцями. Зубчасті передачі які призначені для перетворення обертального руху в поступальний та навпаки здійснюється **циліндричним колесом та рейкою**. Для валів осі яких перехрещуються використовують **зубчасто-гвинтові, гепіідні та черв'ячні** передачі.

Найрозповсюдженими є редуктори, що складаються з циліндричних зубчастих передач. Такі редуктори використовують як в кінематичних ланцюгах різних приладів, так і у високопотужних приводах машин, здатних передавати потужність у десятки тисяч кіловат. Редуктори, до складу яких входять конічні зубчасті і черв'ячні передачі, переважно застосовують для передачі малих та середніх потужностей (десятки кіловат, інколи 100...200 кВт). Малопотужні черв'ячні редуктори зручні для здійснення великих передаточних відношень в одному механізмі малих габаритних розмірів.

Редуктори за особливостями їхньої роботи поділяють на дві основні групи: **прості**, або **рядові редуктори** в яких осі обертання зубчастих коліс не змінюють свого положення у просторі, і **планетарні редуктори**, що мають зубчасті колеса, осі обертання яких переміщуються в просторі.

Для підбору типорозміру необхідного стандартного редуктора треба мати значення потужності P , яку повинен передавати редуктор. У зв'язку з тим, що в запропонованій кінематичній схемі (рис. 1) редуктор є третім елементом після клинопасової передачі і враховуючи те, що розрахунок параметрів першого (електродвигуна) та другого (клинопасова передача) вже проведені, то згідно табл. 2.4 значення потужності на вході в редуктор еквівалентно значенню потужності на виході з клинопасової передачі, тобто $P_{редуктора} = P_2 = 4698$ Вт. Крім того, необхідно враховувати вплив умов роботи редуктора. Тоді:

$$P_{BX} = P_{редуктора} \cdot K_E,$$

де K_E – коефіцієнт короткочасного перевантаження (табл. 3.1., табл. 3.2).

Таблиця 3.1. Коефіцієнт умов роботи K_E для редуктора типу ЦОН

Характер навантаження	Режим роботи редуктора			
	Неперервний			Переривчатий
	24 год/добу	8 год/добу	3 год/добу	
Спокійне	1,25	1,0	0,8	0,7
Помірні поштовхи	1,5	1,25	1,0	0,8
Значні поштовхи	2,0	1,75	1,5	1,25

Таблиця 3.2. Коефіцієнт умов роботи $K_E = K_1 \cdot K_2$ для редуктора типу ГО

Характер навантаження	Спокійне	Помірні поштовхи		Значні поштовхи	
K_1	1,0	1,25		2,0	
Тривалість роботи, %	15	25	40	60	100
K_2	0,36	0,48	0,62	0,77	1,0

Якщо обрати для подальших розрахунків тип редуктора ЦОН якій працює 8 годин на добу з значними поштовхами отримаємо:

$$P_{BX} = P_{редуктора} \cdot K_E = 4698 \cdot 1,75 = 8222 \text{ Вт.}$$

Але для того щоб визначити конкретну марку редуктора значення потужності є недостатнім. Також необхідно мати значення передаточного відношення $i_{редуктора}$ та значення частоти обертання n_{ex} на вході (швидкохідному

валу) редуктора. Попередні значення вказаних параметрів можна знайти в табл. 2.4: ($i_{редуктора}^{проект} = i_2 = 3$, $n_{вх} = 450$ об/хв., $\omega_{вх} = 47,1$ рад/с). Марка редуктора обирається з табл. 3.3.

Таблиця 3.3. Потужність P (кВт) на швидкохідному валу редуктора

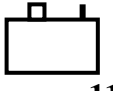
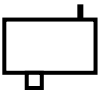
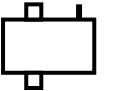
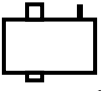
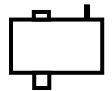
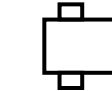
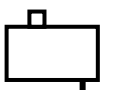

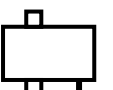
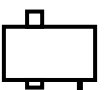
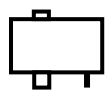
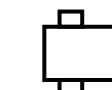
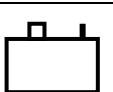

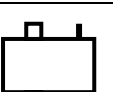
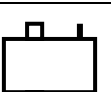
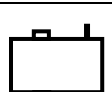
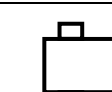
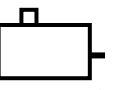

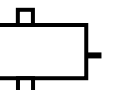
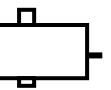
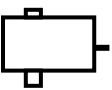
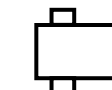
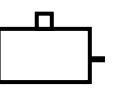
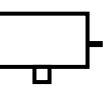
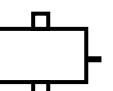
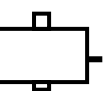
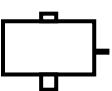
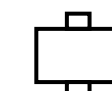
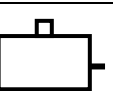

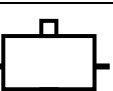
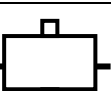
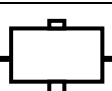
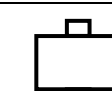
Марка редуктора	Частота обертання швидкохідного вала, об/хв	Номінальне передаточне відношення												
		2,0	2,24	2,5	2,8	3,15	3,55	4,0	4,5	5,0	5,6	6,3	7,1	8,0
ЦОН-15	500	22,3	19,6	17,9	16,5	15,1	13	11,9	10,3	8,72	7,9	6,35	5,44	4,8
	750	33,5	29,5	26,8	24,7	22,7	19,4	17,8	15,4	13,1	11,8	9,55	8,15	7,1
	1000	44,4	39,2	35,8	33,7	30,3	25,9	23,7	26	17,5	15,8	12,7	10,8	9,6
	1500	67	59,1	53,6	49,5	45,4	38,9	35,5	30,8	26,2	23,7	19,1	16,3	14,2
ЦОН-20	500	49,8	43,5	39,8	36,3	32,8	28	25,8	22,2	18,8	17,3	13,5	11,9	10,7
	750	74,8	65,2	59,8	54,4	49,2	42,8	38,4	33,2	28,3	26	20,3	17,9	16,1
	1000	97,9	86,1	78,8	72,6	65,2	57,2	51	44,4	37,7	34,7	27,1	24,9	21,5
	1500	139	121	112	103	94,4	81,4	76,2	66,4	56,7	52	40,6	36,8	32,2
ЦОН-25	500	85,7	78,8	70,8	65	59,5	54,2	46,8	41,6	35,4	30,7	25,6	22	17,5
	750	125	112	103	92,3	82	75	64,5	57,5	50,2	42	36,2	30	24,7
	1000	158	141	128	120	107	98	87	77	67,2	56,5	48,5	41,6	33,2
	1500	-	-	172	160	142	130	115	103	89	77	66	56,4	48
ЦОН-30	500	92,3	92,1	88,6	80,6	77,3	68,8	60,3	52,1	42,3	38,4	29,8	26,2	21,7
	750	140,3	128,3	125	112	108,5	97,6	85,2	75,5	60,8	6,5	43,4	37,3	32,6
	1000	173,5	160,7	157	138,3	13,5	126,1	109	93,6	87,2	68,8	54,4	49,2	41,2
	1500	-	-	202	197,5	186,8	176,2	141,2	132,5	99,1	97,1	78,7	70,9	59,4
Марка редуктора	Частота обертання швидкохід. вала, об/хв	Номінальне передаточне відношення												
		3,95	5,6	8,9										
ГО-I	750	2,3	1,5	-										
	1000	3,0	2,0	-										
	1500	4,5	3,2	-										
ГО-II	750	8	5,5	3,4										
	1000	10,5	7,5	4,6										
	1500	16	11,2	6,7										
ГО-III	750	15	10,3	6,3										
	1000	20	14	8,7										
	1500	30	21	12,6										
ГО-IV	750	27,5	19	11,6										
	1000	36	25,5	16										
	1500	55	38	23										
ГО-V	750	51	35	21										
	1000	68	47	30										
	1500	100	72	43										

Обираємо редуктор ЦОН–15 у якого:

- $i_{редуктора} = 3,15$, найближче до проектного $i_{редуктора}^{проект} = 3$;
- максимальна частота обертання вхідного (швидкохідного) вала $n_{редуктора} = 500$ об/хв яка достатньо перевищує проектне значення $n_{вх} = 450$ об/хв.;
- значення максимальної потужності яку здатен передати редуктор $P_{редуктора} = 15100$ Вт, що вдвічі більше необхідної $P_{вх}^{проект} = 8222$ Вт.

Крім цього необхідно визначити варіант складання редуктора за ГОСТ 20373-74. Для цього за допомогою табл. 3.4, враховуючі розташування окремих елементів визначених на кінематичній схемі (рис.1) обираємо варіант складання – 21.

Таблиця 3.4 Варіанти складання редукторів

	Кінці валів виконані під муфти або у вигляді частини муфти			Один кінець т.х. вала призначен для приєднання приладів керування		тихохід. вал порожніший
Осі валів паралельні	 11	 12	 13	 14	 15	 16
	 21	 22	 23	 24	 25	 26
	 31	 32	 33	 34	 35	 36
осі валів перетинаються під прямим кутом	 41	 42	 43	 44	 45	 46
осі валів мимобіжні під прямим кутом	 51	 52	 53	 54	 55	 56
	 61	 62	 63	 64	 65	 66

Відповідне умовне позначення обраного редуктора буде:

ЦОН-15 – 150 – 3,15 – 21У2 ГОСТ 21426-75,

де ЦОН-15 – марка редуктора;

150 – міжосьова відстань А, мм (додаток 3);

3,15 – передаточне відношення редуктора $i_{редуктора}$;

21 – варіант складання;

У2 – кліматичне виконання. За ГОСТ 16162-70 позначення "У" – мікрокліматичний район (помірний клімат), "Т" – сухий та вологий тропічний клімат, 2 – категорія розміщення. За ГОСТ 15150-69 існує 4 категорії – 1, 2, 3, 4.

Враховуючі те, що фактичне значення передаточного відношення обраного редуктора $i_{редуктора}^{\phi} = 3,15$ відрізняється від проектного $i_{редуктора}^{проект} = 3$ необхідно провести перерахунок значень силових та кінематичних параметрів приводу. С початку уточнімо значення передаточного відношення відкритої зубчастої передачі:

$$i_{ВЗП} = \frac{n_{вх}/n_{вих}}{i_{кл/пас}^{\phi} \cdot i_{редуктора}^{\phi}} = \frac{1445/55}{3,21 \cdot 3,15} = 2,6.$$

Також перерахуємо нові значення основних силових і кінематичних параметрів приводу, які заносимо в табл. 3.5.

Таблиця 3.5. Силові та кінематичні параметри приводу

Параметр	Позначення	Номер вала			
		1	2	3	4
Потужність	P , кВт	4998	4698	4557	4239
Передаточне відношення	i	3,21	3,15	2,6	
К.К.Д. передачі	η	0,94	0,97	0,93	
Частота обертання	n , об/хв.	1445	450	142,9	55
Кутова швидкість	ω , рад/с	151	47,1	14,96	5,75
Крутний момент	M , Н·м	33	99,74	304,6	736

Відповідні геометричні розміри редукторів марок ЦОН та ГО можна знайти в додатках 3, 4.

4. ВИБІР МУФТИ.

Муфтою приводу називають пристрій якій з'єднує вали спільно працюючих агрегатів та передає крутний момент. По цим ознакам муфти класифікують на (рис. 6):

- *постійні (нерозчіпляні) муфти*, які забезпечують постійне на протязі всього часу експлуатації машини з'єднання валів;
- *муфти зчеплення* – призначені для з'єднання (зчеплення) або їх роз'єднання агрегатів у процесі роботи машини.

У свою чергу муфти зчеплення поділяють на:

- *керовані* – з'єднують агрегати машини по команді;
- *самокеровані* – спрацьовують автоматично, тобто з'єднують або роз'єднують вали в залежності від специфіки роботи машини та принципу дії муфти.

Розглянемо методику підбору необхідної муфти для з'єднання вихідного вала обраного стандартного редуктора **ЦОН-15 – 150 – 3,15 – 21У2 ГОСТ 21426-75** з вхідним валом відкритої зубчастої передачі (рис. 1) на прикладі муфти типу МПВП.

Муфта МПВП – муфта пружна втулково-пальцева ГОСТ 21424-93 (рис. 7).

Даний тип муфт відноситься до класу пружних постійних муфт, що передають зусилля через гумові гофрированні втулки, які взаємодіють з поверхнями отворів однієї з напівмуфт та стальними пальцями встановленими у іншій напівмуфті. Такі муфти допускають радіальне 0,2...0,5 мм, осьове 1...5 мм та кутове до 1° зміщення валів.

Слід відмітити, що при зростанні величини радіального або кутового зміщення валів зростає знос пружних елементів та нерівномірність розподіленого навантаження між пальцями муфти. Поперечну силу, яка виникає як наслідок такої нерівномірності, необхідно враховувати при розрахунках валів та опор.

Оскільки муфти даного типу мають велику радіальну і кутову жорсткість, їх застосування доцільне при умові з'єднання агрегатів на плитах або рамах великої жорсткості. Крім того, збірку агрегатів необхідно проводити з високою точністю.

Головними перевагами даного типу муфт є:

- відносна простота конструкції;
- зручність заміни пружних елементів, в разі їх виходу з ладу.

Муфти МПВП застосовуються для передачі крутного моменту до 15 кН·м.

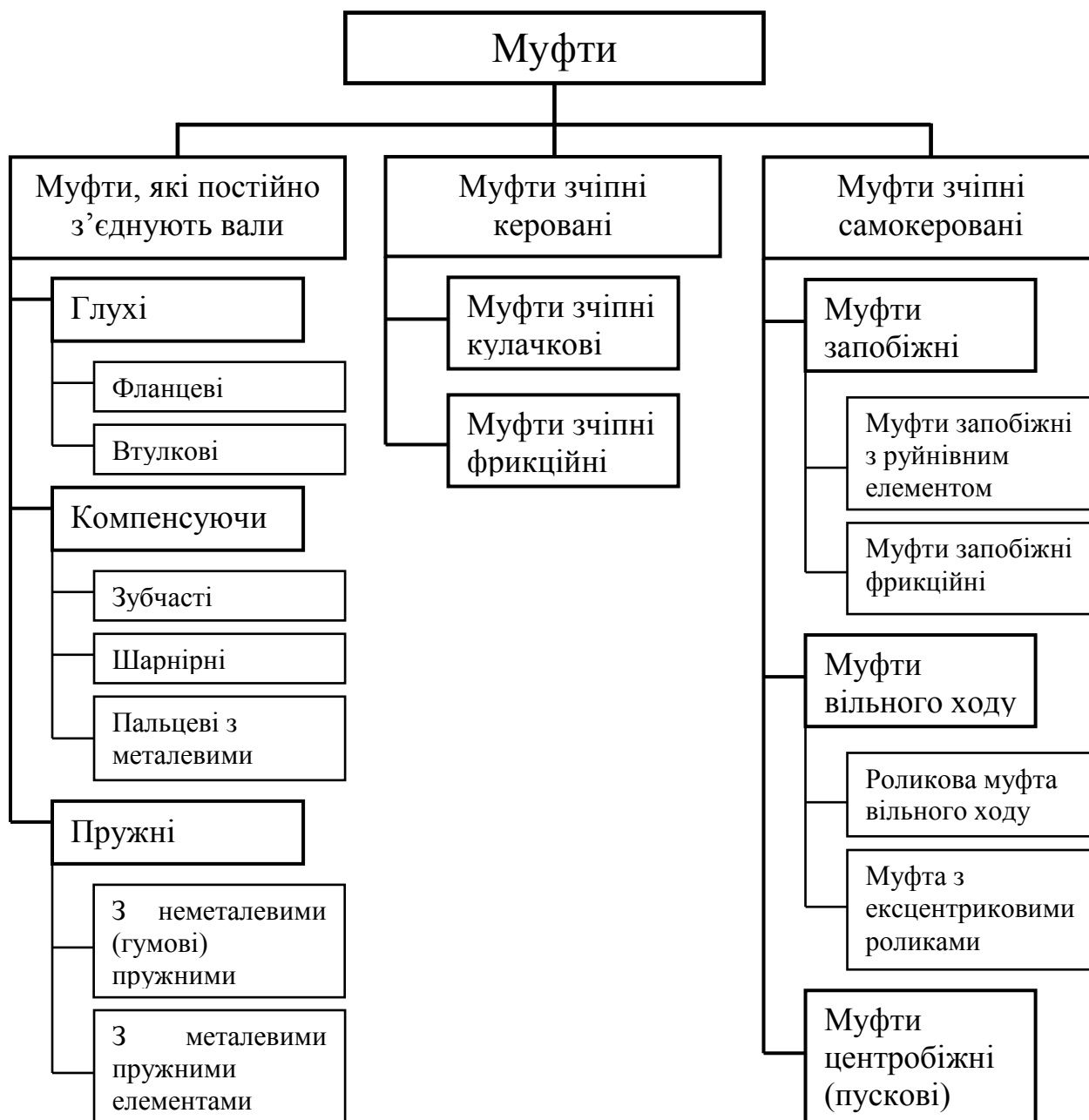


Рис. 6. Класифікація муфт

Головна паспортна характеристика муфти – допустиме значення крутного моменту $[M_{кр}]$.

$$M_{кр} \cdot K_D \leq [M_{кр}]$$

де $M_{кр}$ – номінальний довгодіючий момент на з'єднуючих валах, Н·м;

K_D – коефіцієнт динамічного навантаження (табл. 4.1)

Таблиця 4.1. Значення коефіцієнту динамічності K_D .

№	Тип машини	K_D
1	Легкі верстати для обробки металів і дерева, конвеєри, елеватори	1,2
2	Преси, компресори	1,4
3	Трактори, молоти	1,6
4	Крани, екскаватори, кувальні преси, ліфти	2,0
5	Важкі прокатні стани	2,8

Згідно даним табл. 3.5 значення крутного моменту, який повинна передати муфта складає $M_{кр} = M_3 = 304,6$ Н·м. Крім того, якщо в завданні на курсовий проект, наприклад, вказано спроектувати шарнірно важільний прес, то згідно табл. 4.1 значення коефіцієнту буде дорівнювати $K_D=1,4$. Тоді величина крутного моменту при тимчасовому перенавантаженні муфти буде складати:

$$M=304,6 \cdot 1,4 \approx 427 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Можна зробити висновок, що муфта повинна тримати крутний момент із значенням не менш $[M_{кр}] \geq 450$ Н·м. Але для остаточного вибору муфти знати лише величину $[M_{кр}]$ недостатньо. Також необхідно враховувати значення діаметрів валів, які муфта повинна з'єднувати між собою. Одним з таких діаметрів є діаметр вихідного вала обраного стандартного редуктора **ЦОН-15 – 150 – 3,15 – 21У2**. Згідно додатку 4 він складає $d_{вих}=50$ мм. Тому по табл. 4.2 обираємо муфту **МПВП-50** у якій значення внутрішнього діаметра отвору співпадає з значенням діаметра на вихідному валу редуктора і максимальне значення крутного моменту яке муфта може передати на вхідний вал відкритої зубчастої передачі суттєво перевищує мінімальне необхідне та складає $[M_{кр}] = 700$ Н·м ≥ 450 Н·м.

Після вибору муфти за номінальним крутним моментом $M_{кр}$ та діаметром валу $d_{вала}$ пальці (рис. 8), які з'єднують між собою дві напівмуфти перевіряють на міцність при згині, а гумові втулки – на міцність при зминанні.

1) *Окружна сила F_t , Н:*

$$F_t = \frac{2 \cdot M_{кр}}{z \cdot D_1},$$

де $M_{кр}$ – крутний момент, який повинна передати муфта, $M_{кр} = 427$ Н·м;

z – число пальців: $z = 8$ (табл. 4.2);

D_1 – діаметр кола, на якому розташовані центри пальців,

$D_1 = 178$ мм (табл. 4.2).

$$F_t = \frac{2 \cdot M}{z \cdot D_1} = \frac{2 \cdot 427}{8 \cdot 178 \cdot 10^{-3}} = 600 \text{ Н}$$

2) *Перевірка на міцність при згині металевих пальців муфти:*

$$\sigma_{зз} = \frac{F_t \cdot l'}{W_x} \leq [\sigma],$$

де W_x – момент опору поперечного перерізу пальця, м³.

Для круглої форми поперечного перерізу:

$$W_x = \frac{\pi \cdot d_n^3}{32} \approx 0,1 \cdot d_n^3;$$

d_n – діаметр пальця $d_n = 18$ мм (табл. 4.2, 4.3);

l' – розрахункова довжина пальця: $l' = 0,5 \cdot l$;

l – довжина пальця $l = 82$ мм (табл. 4.3);

$[\sigma]$ – допустиме значення напруження, МПа.

($[\sigma] = 60 \dots 80$ МПа – Сталь 45).

$$\sigma_{зз} = \frac{F_t \cdot l'}{W_x} = \frac{600 \cdot 0,5 \cdot 82 \cdot 10^{-3}}{0,1 \cdot (18 \cdot 10^{-3})^3} = 42 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 60 \dots 80 \text{ МПа}$$

3) Перевірка на міцність при зминанні гумових втулок, МПа :

$$\sigma_{з.м} = \frac{F_t}{d_n \cdot l_g} \leq [\sigma_{з.м}]$$

де l_g – довжина гумової втулки, $l_g = l_5 = 36$ мм (табл. 4.3);

$[\sigma_{з.м}]$ – допустиме значення напруження, МПа. ($[\sigma_{з.м}] = 1,8 \dots 2$ МПа – гума).

$$\sigma_{з.м} = \frac{F_t}{d_n \cdot l_g} = \frac{600}{18 \cdot 10^{-3} \cdot 36 \cdot 10^{-3}} = 0,93 \text{ МПа} \leq [\sigma_{з.м}] = 1,8 \dots 2 \text{ МПа}$$

Висновок: обидва критерії міцності виконуються.

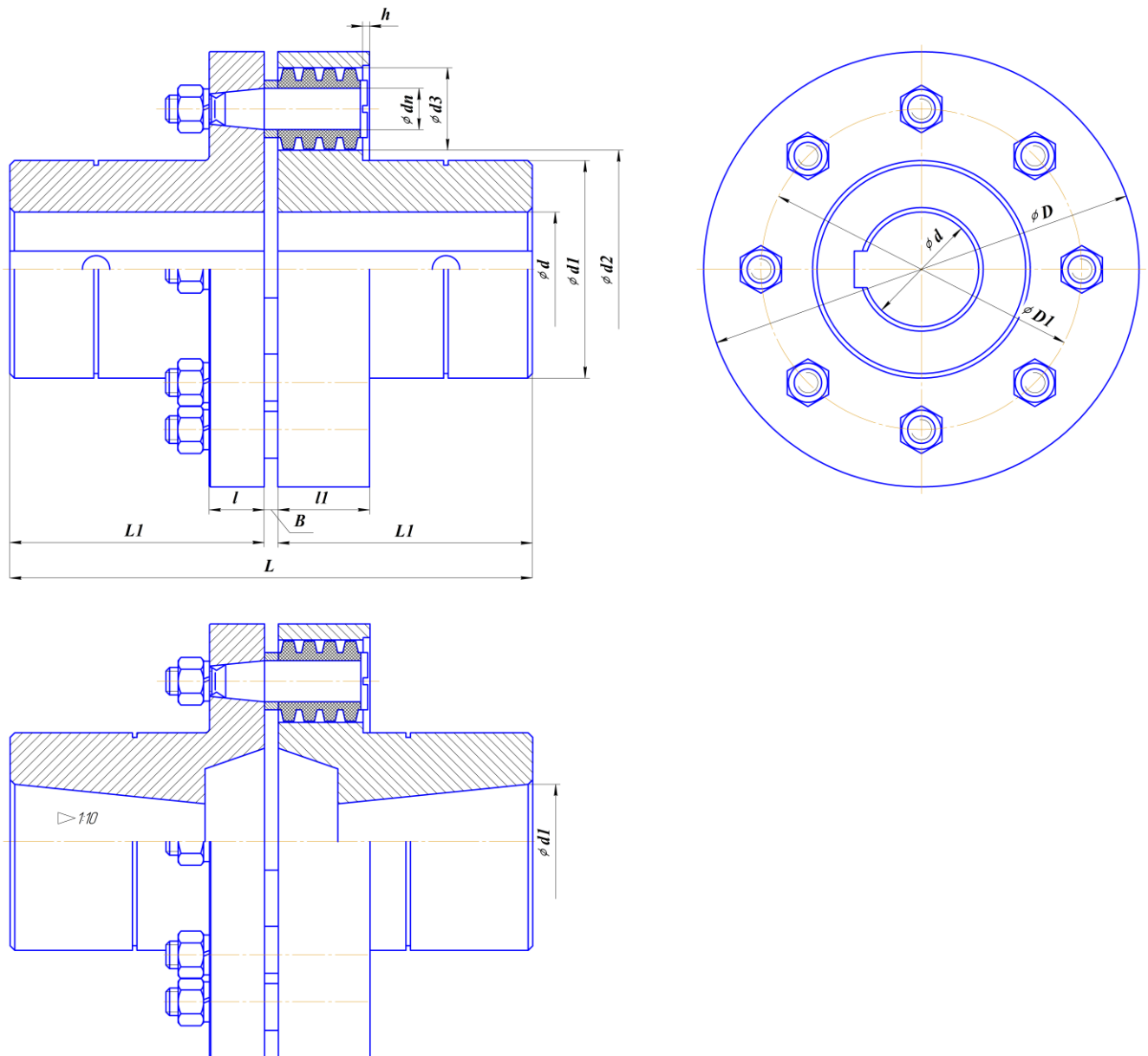


Рис. 7. Муфта пружна втулково-пальцева (МПВП)

Таблиця.4.2. Основні параметри муфт МПВП (ГОСТ 21424-75)

Позначення муфти	[M]	n, об/хв	Розміри, мм													Пальці		
	H·m		d		D	L	D ₁	L ₁	d ₁	d ₂	d ₃	l	l ₁	h	B	d _п	Кількість	
	Найб.	Найб.	1-й ряд	2-й ряд		Найб.												
МУВП-16	32	6300	16	18	80	84	52	40	28	30	20	24	22	1,5	1÷4	10	4	
МУВП-18																		
МУВП-20	55	5600	20	22	90	104	60	50	36	38	20	24	22	1,5	1÷4			10
МУВП-22																		
МУВП-25	130	4750	25	28	120	125	80	60	50	52	28	30	35	2	1÷5	14	4	
МУВП-28																		
МУВП-30	240	4000		30	140	165	100	80	65	70	28	30	35	2	1÷5			14
МУВП-32				32														
МУВП-35				35														
МУВП-36				36														
МУВП-38				38														
МУВП-40	450	3350	40	42	170	226	120	110	80	85	36	40	45	3	2÷6	18	6	
МУВП-42																		42
МУВП-45																		45
МУВП-48	700	3000	50	48	190	226	140	110	95	104	36	40	45	3	2÷6	18	8	
МУВП-50																		50
МУВП-55																		55
МУВП-60	1100	2650	60	65	220	286	170	140	110	130	36	40	45	3	2÷6	24	10	
МУВП-65																		65
МУВП-70	2000	2240	70	75	250	288	190	140	130	150	46	60	55	3	2÷8			24
МУВП-75																75		

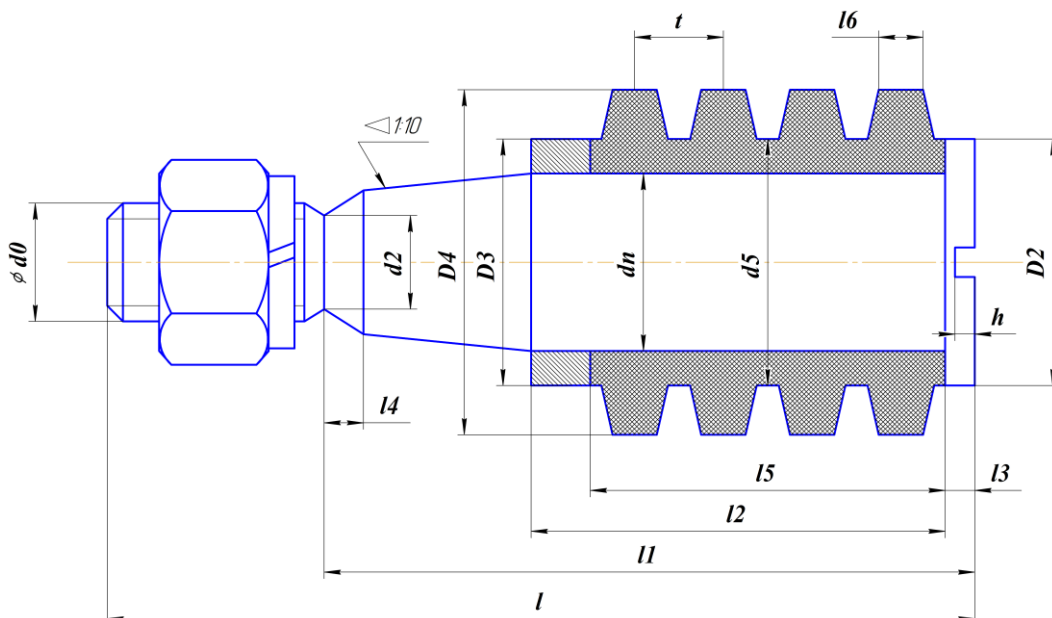


Рис. 8. Палець муфти МПВП

Таблиця.4.3. Пальці, втулки розпiрні i втулки пружні

Розміри, мм															
Пальці										втулки					
d_n	D_2	l	d_0	d_2	l_1	l_2	l_3	l_4	h	D_3	d_s	D_4	l_5	l_6	t
10	14	42	M8	6,2	28	19	2	2	1,5	14	14	19	15	2,5	6
14	18	63	M10	7,8	45	33	2	2,5	1,5	18	20	27	28	3,5	7
18	25	82	M12	9,5	59	42	3	2,5	2	25	25	35	36	4,5	9
24	32	102	M16	13	75	52	3	3,5	2	32	32	45	44	6	11
30	38	135	M24	19,5	95	66	4	4,5	3	38	40	56,5	56	7,5	14
38	48	165	M30	24,8	119	84	4	4,5	3	48	50	70,5	72	9,5	18
45	55	200	M36	30	147	103	5	5,5	4	55	60	86,5	88	11,5	22

5. РОЗРАХУНОК ВІДКРИТОЇ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ

Зубчаста передача – механізм, який за допомогою зачеплення передає або перетворює рух зі зміною кутових швидкостей і моментів.

Зубчаста передача – найбільш розповсюджений тип передачі в сучасному машинобудуванні. Її використовують в широкому діапазоні швидкостей (до 275 м/с), потужностей (від 0,1 до 10^4 кВт) і має високі значення коефіцієнта корисної дії (ККД) (від 0,94 до 0,99).

"Шестерня" – менше зубчасте колесо.

"Колесо" – більше зубчасте колесо (рис.9).

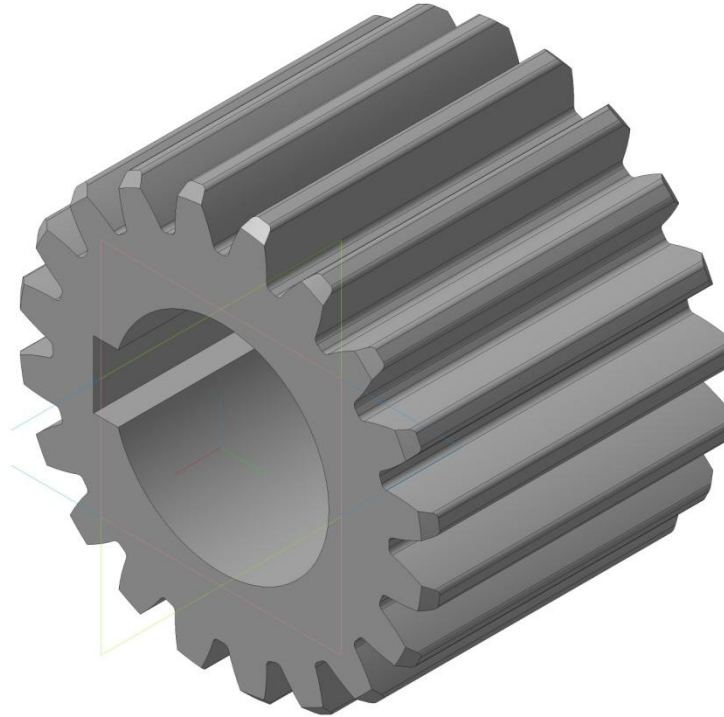


Рис. 9. Зубчасте колесо

Переваги зубчастої передачі:

- малі габарити;
- високе значення ККД;
- простота виготовлення;
- висока надійність;
- довговічність;
- сталість значення передаточного відношення $i=const$;
- незначні навантаження на вісь;
- простота обслуговування.

Недоліки зубчастої передачі:

- дороге обладнання для виготовлення коліс з високою точністю;
- шум при роботі на великих швидкостях.

На зуби коліс в процесі роботи передачі діє навантаження, яке передається зачепленням та сили тертя. Тому для кожного зуба відповідні значення напружень

змінюються в часі тобто є повторно - змінними. Це є причиною їх руйнування від втоми: поломка, знос, поверхневе викришування та заїдання. Тертя в зачепленні є причиною зносу та заїдання зубів.

Для закритих зубчастих передач які працюють в умовах хорошого змащування найбільш розповсюдженою причиною виходу з ладу є поверхневе викришування від втоми. Процес руйнування починається в районі ніжки зуба де реалізується найбільше значення сили тертя і утворюються мікротріщини на поверхні зуба. Розвиток тріщин супроводжується викришуванням металу з утворенням поверхневих раковин.

У відкритих зубчастих передачах які працюють зі значним зносом викришування поверхневих шарів зубців спостерігається дуже рідко, тому що поверхневі шари стираються раніше, ніж в них з'являються втомні тріщини.

Тому, як правило, відкриті зубчасті передачі розраховують на міцність при згині: $\sigma_F \leq [\sigma_F]$, а закриті – як на міцність при згині, так і на контактну міцність $\sigma_H \leq [\sigma_H]$.

Щоб розпочати розрахунок необхідно знати величини таких параметрів:

- передаточне відношення передачі $i_{ВЗП}$;
- кутові швидкості обертання шестерні та колеса, відповідно ω_1, ω_2 ;
- крутні моменти на вхідному та вихідному валах, відповідно M_1, M_2 ;
- термін служби передачі h .

Тепер розглянемо розрахунок параметрів прямозубої відкритої зубчастої передачі на прикладі.

1. Вхідні дані.

Згідно з даними табл. 3.5 маємо значення таких вхідних параметрів: $i_{ВЗП}=2,6$; $\omega_1=14,96$ рад/с; $\omega_2=5,75$ рад/с; $M_I = M_{III}=304,6$ Н·м; $M_2 = M_{IV}=736$ Н·м.

Значення терміну служби знаходиться в завданні на курсовий проект і наприклад становить – $h=20000$ годин.

2. Вибір матеріалу зубчастих коліс.

З табл. 5.1 обираємо матеріал шестерні та колеса. Розпочати розрахунок можна з першого рекомендованого поєднання матеріалів як найдешевшого:

Матеріал шестерні – Сталь 45;

Матеріал колеса – Сталь 35.

В тому разі, якщо за результатами розрахунку для обраного поєднання марок матеріалів в заданих умовах навантаження не буде забезпечено виконання відповідного критерію міцності, необхідно перейти на наступну пару матеріалів.

Таблиця 5.1. Рекомендовані поєднання марок матеріалів шестерні та колеса

№	Шестерня	Колесо	№	Шестерня	Колесо
1	Сталь 45	Сталь 35	7	Сталь 40Х	Сталь 45
2		Сталь 40Л	8		Сталь 50
3		Сталь 45	9		Сталь 55
4	Сталь 50	Сталь 35	10	Сталь 35	Латунь
5	Сталь 55	Сталь 45	11	Сталь 45	Бронза
6	Сталь 40ХНМА	Сталь 40Х	12	Сталь 15	Д16Т, В95Т1

Значення механічних характеристик обраних марок сталей визначаємо за даними табл. 5.2.

Таблиця 5.2. Механічні характеристики матеріалів зубчастих коліс

№	Матеріал	Термообробка	Твердість	σ_T , МПа	σ_B , МПа
1	Сталь 35	нормалізація	НВ 140...187	320	520
2	Сталь 45	поліпшення	НВ 180...207	360	610
3	Сталь 50	нормалізація	НВ 180...229	380	640
4	Сталь 55	нормалізація	НВ 185...241	390	660
5	Сталь 40Х	поліпшення	НВ 215...243	800	1000
6	Сталь 40ХНМА	загартування та відпуск	НВ 280...300	930	1080
7	Сталь 40Л	нормалізація	НВ 146...173	300	530
8	Латунь		НВ		
9	Бронза		НВ		
10	Д16Т		НВ		
11	В95Т1		НВ		

Сталь 35: термообробка – нормалізація, $\sigma_T=320$ МПа, $\sigma_B=520$ МПа; НВ=160.

Сталь 45: термообробка – поліпшення, $\sigma_T=360$ МПа, $\sigma_B=610$ МПа; НВ=190.

Попередні значення поверхневої твердості зубів коліс НВ обираємо як середні із запропонованих діапазонів.

3. Сумарна кількість циклів навантаження зубців шестерні та колеса за термін служби передачі:

$$N_{\Sigma} = 1800 \cdot i_k \cdot \omega \cdot h / \pi,$$

де i_k – число зубчастих коліс, спряжених з даним зубчастим колесом, для якого визначається N_{Σ} .

Шестерня: $N_{\Sigma}^{ш} = 1800 \cdot 1 \cdot 14,96 \cdot 20000 / \pi = 1,72 \cdot 10^8$;

Колесо: $N_{\Sigma}^к = 1800 \cdot 1 \cdot 5,75 \cdot 20000 / \pi = 0,66 \cdot 10^8$.

4. Коефіцієнт довговічності K_{FL} :

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_{\Sigma}}}, \quad 1 \leq K_{FL} \leq 2, \quad \text{при } HB \leq 350,$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_{\Sigma}}}, \quad 1 \leq K_{FL} \leq 1,6, \quad \text{при } HB > 350,$$

де N_{F0} – базове число циклів навантаження для визначення границі витривалості на згин ($N_{F0} = 4 \cdot 10^6$). Для довго працюючих передач ($h > 10000$ годин) – $K_{FL} = 1$.

5. Допустимі напруження при згині $[\sigma_F]$.

Нагадаємо. У зв'язку з тим, що в наведеному прикладі розглядається відкрита зубчаста передача, тому розрахунок на міцність необхідно проводити по величині максимальних напружень при згині.

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F0} \cdot K_{FL}}{S_F},$$

де S_F – коефіцієнт безпеки (коефіцієнт запасу) (1,8...2,3) – $S_F = 2$;

σ_{F0} – границя витривалості зубців від напружень згину (табл. 5.3).

Таблиця 5.3. Значення меж витривалості зубів при згині σ_{F0}

Термообробка	Поверхнева твердість	σ_{F0} , МПа
Нормалізація, поліпшення	180...350 НВ	1,8·НВ
Загартування	HRC 45...55	500...600
Цементация	HRC 56...63	800

Шестерня: $\sigma_{F0}^u = 1,8 \cdot HB = 1,8 \cdot 190 = 342$ МПа; $\sigma_{F0}^u = \frac{342}{2,1} = 171$ МПа;

Колесо: $\sigma_{F0}^k = 1,8 \cdot HB = 1,8 \cdot 160 = 288$ МПа; $\sigma_{F0}^k = \frac{288}{2,1} = 144$ МПа.

Можна зробити висновок, що найменш міцне – "Колесо".

б. Модуль зачеплення m , мм:

$$m = A \cdot \sqrt[3]{Y_F \frac{M_1 \cdot K_{F\beta}}{\psi_{bd} \cdot z_1^2 \cdot [\sigma_F]}}$$

де A – коефіцієнт передачі:

$A=1,4$ – прямозуба;

$A=1,12$ – косозуба;

z_1 – кількість зубів шестерні. Через технологічні вимоги число зубів шестерні не може бути менш: $z_1 \geq 17 \dots 20$. Наприклад, обираємо: $z_1=20$.

Тоді число зубців колеса: $z_2 = z_1 \cdot i_{B3П} = 20 \cdot 2,6 = 52$;

Y_F – коефіцієнт форми зуба, найменш міцного колеса, яке визначається за числом зубців на колесі (табл. 5.4).

Таблиця 5.4. Коефіцієнт форми зуба Y_F

Число зубців z	17	20	22	24	26	28	30	35	40
Y_F	4,26	4,07	3,98	3,92	3,88	3,81	3,79	3,75	3,70
Число зубців z	45	50	65	80	100	150	300	Рейка (∞)	
Y_F	3,66	3,65	3,62	3,60	3,60	3,60	3,60	3,63	

В нашому прикладі: $Y_F = Y_{F2} = 3,65$, а $Y_{F1} = 4,07$;

M_1 – крутний момент на шестерні: $M_1 = 304,6$ Н·м – див. вхідні дані;

ψ_{bd} – коефіцієнт ширини зубчастого вінця (табл. 5.5);

Таблиця 5.5. Коефіцієнт ширини зубчастого венця ψ_{bd}

Положення шестерні відносно опор	Твердість робочих поверхонь зубців колеса	
	HB ≤ 350	HB > 350
Консольне	0,3 ... 0,4	0,2 ... 0,25
Симетричне	0,8 ... 1,4	0,4 ... 0,9
Несиметричне	0,6 ... 1,2	0,3 ... 0,6

В нашому прикладі: $\psi_{bd}=0,8$ – обираємо симетричне розташування шестерні відносно опор, а твердість сталі 35 та сталі 45 не перевищує 350HB.

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по ширині зуба:

$$K_{F\beta}=1,04 \text{ (табл. 5.6);}$$

Таблиця 5.6. Орієнтовні значення коефіцієнта $K_{F\beta}$

Положення шестерні відносно опор	Поверхнева твердість зубів колеса	ψ_{bd}					
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6
Консольне, опори – кулькові підшипники	HB≤350	1,08	1,17	1,28	–	–	–
	HB>350	1,22	1,44	–	–	–	–
Консольне, опори – роликові підшипники	HB≤350	1,06	1,12	1,19	1,27	–	–
	HB>350	1,00	1,25	1,45	–	–	–
Симетричне	HB≤350	1,01	1,02	1,03	1,04	1,07	1,11
	HB>350	1,01	1,02	1,04	1,07	1,16	1,26
Несиметричне	HB≤350	1,03	1,05	1,07	1,12	1,19	1,28
	HB>350	1,06	1,12	1,20	1,29	1,48	–

$[\sigma_F]$ – значення допустимого напруження при згині найменш міцного колеса. В нашому прикладі: $\sigma_F = \sigma_F^k = 144$ МПа.

Тоді значення модуля зачеплення:

$$m = 1,4 \cdot \sqrt[3]{3,65 \frac{304,6 \cdot 1,04}{0,8 \cdot 20^2 \cdot 144 \cdot 10^6}} = 0,0041 \text{ м} = 4,1 \text{ мм}.$$

За ГОСТ 9563-60 (табл. 5.7) обираємо: $m=4$ мм.

Таблиця 5.7. Величина модуля m , мм (ГОСТ 9563-60)

1-й ряд	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10
2-й ряд	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11

7. Визначення геометричних розмірів передач (рис. 9):

- Ділильний діаметр d , мм:
Шестерня: $d_1 = m \cdot z_1 = 4 \cdot 20 = 80$ мм;
Колесо: $d_2 = m \cdot z_2 = 4 \cdot 52 = 208$ мм;
- Діаметр вершин d_a , мм:
Шестерня: $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 80 + 2 \cdot 4 = 88$ мм;
Колесо: $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 208 + 2 \cdot 4 = 216$ мм;
- Діаметр западин:
Шестерня: $d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m = 80 - 2,5 \cdot 4 = 70$ мм;
Колесо: $d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m = 208 - 2,5 \cdot 4 = 198$ мм;
- Ширина вінця зуба b , мм:
Колесо $b_2 = \psi_{bd} \cdot d_1 = 0,8 \cdot 80 = 64$ мм;

Ширину зубчастого вінця шестірні b_1 вибирають на 2...5 мм більше ширини вінця зубчастого колеса b_2 для забезпечення стабільності зубчастого зачеплення.

Тому: Шестерня $b_1 = b_2 + 2 \dots 5 = 68$ мм;

- Міжосьова відстань a_w , мм:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{80 + 208}{2} = 144 \text{ мм}$$

Округляємо до ближчого за ГОСТ 2185-66 (табл. 5.8).

Таблиця 5.8. Міжосьова відстань a_w (ГОСТ 2185-66)

1-й ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400
2-й ряд	71	90	112	140	180	224	280	355	450	560	

Тому $a_w = 140$ мм.

8. Окружна швидкість коліс V , м/с:

$$V_1 = V_2 = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2} = \frac{14,96 \cdot 80 \cdot 10^{-3}}{2} = 0,5984 \text{ м/с} \approx 0,6 \text{ м/с}$$

За табл. 5.9 обираємо 9 ступінь точності виготовлення коліс.

Таблиця 5.9. Ступінь точності виготовлення коліс

Ступінь точності	6	7	8	9
Гранична колова швидкість V , м/с	15	10	6	3

9. Окружна сила F_t , Н:

$$F_t = \frac{2 \cdot M_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 304,6}{80 \cdot 10^{-3}} = 7615 \text{ Н.}$$

10. Радіальна сила F_R , Н:

$$F_R = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = 7615 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 2772 \text{ Н,}$$

де $\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення.

11. Розрахункові напруження при згині $\sigma_F \leq [\sigma_F]$, МПа:

$$\sigma_F^u = Y_{F1} \cdot \frac{F_t}{b_1 \cdot m} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}; \quad \sigma_F^k = \sigma_F^u \cdot \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}},$$

де K_{FV} – коефіцієнт динамічного навантаження

$$(K_{FV} = 1,4 \text{ НВ} \leq 350; K_{FV} = 1,2 \text{ НВ} > 350)$$

$$\sigma_F^u = 4,07 \cdot \frac{7615 \cdot 1,04 \cdot 1,4}{68 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 10^{-3}} = 166 \text{ МПа} < [\sigma_F^u] = 171 \text{ МПа};$$

$$\sigma_F^k = 166 \cdot \frac{3,65}{4,07} = 149 \text{ МПа} > [\sigma_F^k] = 144 \text{ МПа.}$$

Видно, що критерій міцності ($\sigma_F \leq [\sigma_F]$) для колеса не виконується, тобто матеріал сталь 45, обраний для виготовлення більшого колеса зубчастої передачі, не підходить. Тому необхідно змінити матеріал коліс та повторно провести розрахунок.

Якщо обрати наступну рекомендовану пару матеріалів для виготовлення зубчастих коліс, яка запропонована в табл. 5.1, а саме: сталь 45 для шестерні та колеса отримаємо:

- допустиме напруження: $[\sigma_F^u] = [\sigma_F^k] = 171 \text{ МПа};$
- модуль зачеплення: $m = 0,0038 \text{ м} = 3,8 \text{ мм.}$ За ГОСТ 9563-60 $m = 4 \text{ мм};$
- геометричні розміри коліс та силові характеристики передачі не змінюються;

- $\sigma_F^u = 166 \text{ МПа} < \left[\sigma_F^u \right] = 171 \text{ МПа}; \sigma_F^k = 166 \cdot \frac{3,65}{4,07} = 149 \text{ МПа} \leq \left[\sigma_F^k \right] = 171 \text{ МПа}.$

Тепер критерій міцності виконується, а основні геометричні параметри та силові характеристики передачі можна вважати визначеними.

6. ПРОЕКТУВАННЯ І РОЗРАХУНОК ОСЕЙ ТА ВАЛІВ.

Ось – деталь яка призначена для підтримки інших деталей що обертаються. Осі поділяються на ті що обертаються і ті що не обертаються. Осі у процесі експлуатації піддаються лише згинальному навантаженню. Вони не сприймають і не передають крутних моментів. Тому перевірочний розрахунок осей проводять як розрахунок на міцність при дії статичного згинального навантаження.

На відміну від осей **вали**, крім згинальних моментів, сприймають ще й крутні моменти. Тому їх розраховують на витривалість при дії кручення, кручення з згином, розтягу і стиску.

Як правило мало відповідальні вали виготовляють зі низьковуглецевих сталей: Сталь 5, Сталь 6 та інш. Для більш відповідальних валів застосовують середньовуглецеві та леговані сталі: Сталь 45, Сталь 50, Сталь 40Х та інш. Вали з таких сталей піддаються термообробці (нормалізації, поліпшенню, загартуванню). Для виготовлення сильно навантажених валів використовують сталі 30ХГСА, 40ХН та інш.

Конструкція вала залежить від типу і розмірів розташованих на ньому деталей (муфти, зубчасті колеса, підшипники та інш.) та способу закріплення цих деталей на валу в окружному та осьовому напрямках.

Як правило вали виготовляють ступінчатими (рис. 10).



Рис. 10. Ступінчата форма вала

Така форма конструкції дозволяє:

- строго базувати деталі на валу в осьовому напрямку;
- диференціювати вимоги до різних ділянок вала по точності, шорсткості поверхні та інш.;
- спростити посадку деталей з натягом, так як кожна деталь вільно переміщується вздовж вала до власної ступені;
- наблизити форму вала до рівномічного бруса.

У масовому виробництві ступінчаті вали виготовляють із штампованих заготовок, що значно скорочує обсяг механічної обробки і витрати матеріалу. В індивідуальному та малосерійному виробництві вали виточують із поковок та круглого прокату.

Для полегшення процесу зборки деталей з натягом відповідні ступені вала не повинні мати зайву довжину посадочної поверхні. Переходи від одного діаметра вала до іншого можуть виконуватися з закругленням чи з проточкою. Перепад діаметрів сусідніх ступіней повинен бути достатнім для сприйняття опорною поверхнею вала осьових зусиль.

Вали-шестерні виготовляють при діаметрі шестерні близьким до діаметру вала. Виготовлення шестерні за одне ціле з валом обов'язкове якщо не може бути забезпечена достатня міцність товщини тіла шестерні між западиною зуба і пазом для шпонки.

6.1. Проектування вала на опорах.

Одним з етапів курсового проекту є проектування вала на якому закріплюється шестерня відкритої зубчастої передачі.

Роботу необхідно розпочати з створення розрахункової схеми вала (рис. 11). По перше, одним з своїх кінців (консольною частиною) вал з'єднується з вихідним валом редуктора за допомогою муфти. Тому геометричні розміри цієї частини вала, а саме діаметр та її довжина, повинні відповідати приєднувальним геометричним параметрам напівмуфти – d_k, l_k . По друге, у зв'язку з тим, що вал під час своєї роботи спирається на дві опори, то необхідно визначити довжину ділянок і діаметри вала під опорні вузли в залежності від конструкції самої опори – $d_{опору_1}, l_{опору_1}, d_{опору_2}, l_{опору_2}$. Останній елемент вала – це ділянка під шестерню – $d_{шестерні}, l_{шестерні}$.

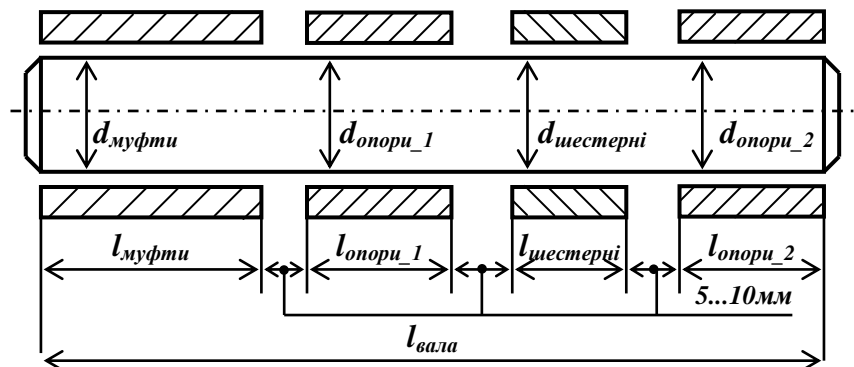


Рис. 11. Розрахункова схема вала

1. Визначення діаметра консольної частини вала (під муфту) d_k :

Знаходимо величину діаметра консольної частини вала за критерієм міцності:

$$d_k \geq \sqrt[3]{\frac{M_{ex}}{0,2 \cdot [\tau_k]}}$$

де $[\tau_k]$ – допустиме значення величини дотичного напруження при крученні, МПа

($[\tau_k] = 20 \dots 25$ МПа (Сталь 5, Сталь 6));

M_{ex} – значення крутного моменту на валу під час роботи, Н·м.

У зв'язку з тим, що на валу планується розмістити шестерню відкритої зубчастої передачі, то $M_{ex} = M_3$ (табл. 3.5.).

$$d_k \geq \sqrt[3]{\frac{M_{ex}}{0,2 \cdot [k]}} = \sqrt[3]{\frac{304,6}{0,2 \cdot 23 \cdot 10^6}} = 0,0405 \text{ м} \approx 41 \text{ мм}$$

Тепер необхідно узгодити отримане значення d_k з величиною діаметра отвору по якому обрана раніше стандартна муфта МПВП-50 (розділ 4), буде з'єднуватися з валом. За даними додатку 4 ця величина складає $d=50$ мм, що є більшим за мінімально потрібні 41 мм. Тому остаточним значенням діаметра консольної частини вала залишаємо – $d_k=50$ мм.

2. Визначення довжини ділянки консольної частини вала l_k :

Прийmemo довжину консольної частини вала рівній довжині напівмуфти (табл. 4.2):

$$l_k = L_1 = 110 \text{ мм.}$$

3. Проектування лівого опорного вузла.

Як вже вказувалось вище, конструкцію вала бажано проектувати ступінчатою. Основними перевагами такої форми вала, наприклад, в процесі складання опорного вузла є те, що:

- кожний його елемент буде контактувати лише з тією поверхнею вала на якій він повинен розташовуватися після зборки;
- кожна наступна виступаюча частина вала, в яку упирається приєднувальний елемент, наприклад підшипник, допомагає йому точно зайняти своє місце на валу.

Як правило опорний вузол складається з (рис. 12).

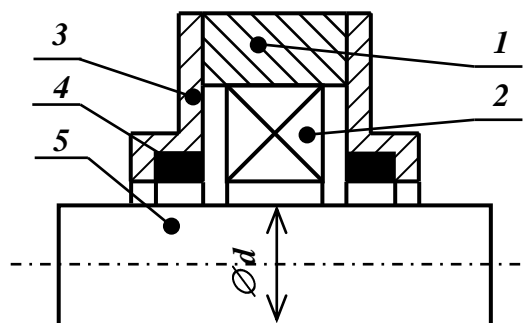


Рис. 12. Схема опорного вузла:

1 – корпус опори, 2 – підшипник,
3 – торцеві кришки, 4 – ущільнюючі манжети, 5 – вал.

В рамках курсового проекту в основу проектування опорних вузлів можна покласти підшипник кочення – кульковий радіальний сферичний двохрядний **ГОСТ 28428-90** якій допускає перекіс осей кілець підшипника відносно один одного до 3х град. Хоча необхідно відмітити, що методика підбору підшипників кочення стандартизована за **ГОСТ 18855-82**, згідно якої підбір типу підшипника здійснюється в залежності від характеру діючого навантаження.

а) Визначення попередньої серії підшипника.

Прийняв форму вала ступінчатою, тоді діаметр ділянки вала, на яку буде встановлено підшипник, необхідно взяти на 3...5 мм більше ніж діаметр консольної часті вала (рис. 13), тобто:

$$d_{\text{підшипн}} = d_{\text{к}} + 3...5 \text{ мм} = 50 + 5 = 55 \text{ мм.}$$

У свою чергу висота уступу в який повинен упиратися підшипник після надівання на вал необхідно теж взяти на 3...5 мм більше за попередній (рис. 13):

$$d_{\text{шестерні}} = d_{\text{підшипн}} + 3...5 \text{ мм} = 55 + 5 = 60 \text{ мм.}$$

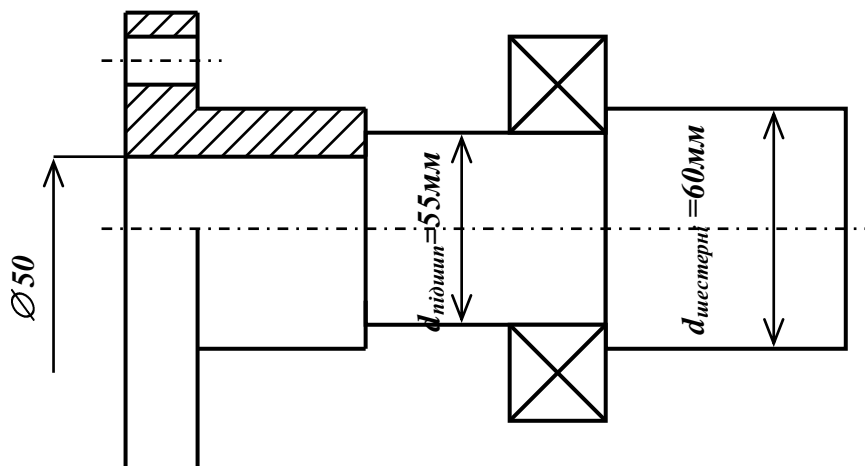


Рис. 13. Схема лівої частини вала

Згідно даним додатку 5 можна обрати 3 підшипника у яких значення внутрішнього діаметру буде 55 мм, це підшипник легкої вузької серії 1211, середньої вузької серії 1311 та середньої широкої серії 1611.

Основні геометричні параметри підшипників, які можна використовувати для проектування лівого опорного вузла наведені в табл. 6.1.

Таблиця 6.1. Геометричні характеристики попередньо обраних підшипників

Умовне позначення	Серія	Діаметр		Ширина B , мм
		внутрішній d , мм	зовнішній D , мм	
1211	легка вузька	55	100	21
1311	середня вузька		120	29
1611	середня широка		120	43

Для подальших розрахунків обираємо середній з трьох підшипник – 1311.

б) Визначення типу корпусу опори в якій буде розміщуватися підшипник.

С метою уніфікації складових частин опорних вузлів вітчизняна промисловість виготовляє стандартні корпуси опор – широкої серії (ШМ) ГОСТ 13218.1-67, вузької серії (УМ) ГОСТ 13218.3-67 та інш.

Згідно додатку 6 під обраний підшипник середньої вузької серії 1311 підходить стандартний корпус опори вузької серії – УМ 120, у якого діаметр отвору точно збігається з значенням зовнішнього діаметра обраного підшипника $D=120$ мм (додаток 6), а ширина корпусу УМ 120, яка дорівнює $B=48$ мм, є достатньою для того щоб підшипник, ширина якого дорівнює 29 мм, міг розміститися у нього в середині.

в) Визначення типу кришок корпусу опори та ущільнюючих манжет.

Для запобігання попаданню в середину опорного вузла пилу та бруду корпусу опори необхідно закривати спеціальними кришками з ущільнюючими манжетами (додаток 7). У зв'язку з тим, що вал зубчастої передачі проходить через ліву опору наскрізь, тому зрозуміло, що з лівою та з право сторін кришки лівого опорного вузла повинні мати отвір відповідного діаметра.

Згідно додатку 7 для закриття корпусу опори (УМ 120) підходять кришки торцеві з манжетним ущільнювачем варіанти які з'єднуються з корпусом по діаметру 120 мм і зведені у табл. 6.2.

Таблиця 6.2. Кришки торцеві з манжетним ущільнювачем

Високі	Середні	Низькі
МВ 120х50	МС 120х50	МН 120х65
МВ 120х60	МС 120х60	МН 120х80

Враховуючі те, що з права від корпусу опори діаметр вала який повинен проходити через праву торцеву кришку дорівнює $d_{щестерні}=60$ мм (рис. 13), то для закриття корпусу опори справа підходять дві кришки: висока МВ 120х60, та середня МС 120х60. У зв'язку з тим, що середня кришка має менші габаритні розміри обираємо саме її – МС 120х60.

Відповідно зліва від опори діаметр вала – 55 мм. Але в табл.6.2 **немає жодної** торцевої кришки у якої був би діаметр отвору 55 мм.

Можна запропонувати два способи по виходу з цієї ситуації.

Спосіб перший.

Необхідно перепланувати весь лівий опорний вузол із самого початку. А саме. Необхідно збільшити діаметр вала під підшипник ще на 3...5 мм.

$$d_{підшипн}=d_k+3...5 \text{ мм} + 3...5 \text{ мм}=50+10=60 \text{ мм.}$$

У свою чергу висота уступу в який упирається підшипник після надівання на вал буде теж на 3...5 мм більше за попередній (рис. 14), а саме:

$$d_{щестерні}=d_{підшипн}+3...5 \text{ мм}=60+5=65 \text{ мм.}$$

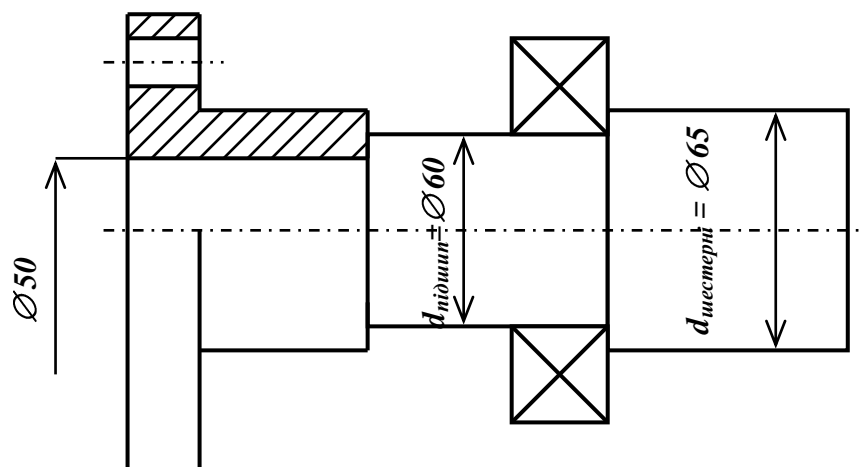


Рис. 14. Нова схема лівої опори

Тому згідно додатку 5 можна обрати 3 нових підшипника у яких значення внутрішнього діаметру буде 60 мм, геометричні параметри яких наведені в табл. 6.3.

Таблиця 6.3. Геометричні характеристики нових обраних підшипників

Умовне позначення	Серія	Діаметр		Ширина B , мм
		внутрішній d , мм	зовнішній D , мм	
1212	легка вузька	60	110	22
1312	середня вузька		130	31
1612	середня широка		130	46

Для подальший розрахунків обираємо середній з трьох підшипник – 1312.

Згідно додатку 6 під цей підшипник підходить корпус опори вузької серії – УМ 130, у якого діаметр отвору точно збігається з значенням зовнішнього діаметра підшипника $D=130$ мм. Крім того, ширина корпусу опори УМ 130 дорівнює $B=50$ мм, що є достатнім для розміщення у його середині підшипника 1312 ширину якого дорівнює 31 мм (додаток 5).

Тепер згідно даним додатку 7 для закриття нового корпусу опори УМ 130 зліва та справа можна використовувати кришки (табл. 6.4).

Таблиця 6.4. Кришки торцеві з манжетним ущільнювачем

Високі	Середні	Низькі
МВ 130x55	МС 130x55	МН 130x75
МВ 130x65	МС 130x65	

Справа від опори діаметр вала який повинен проходити через праву торцеву кришку дорівнює $d_{шестерні}=65$ мм (рис. 14), то для закриття корпусу опори справа підходять дві кришки: висока МВ 130x65, та середня МС 130x65. Враховуючі те, що середня кришка має менші габаритні розміри обираємо саме її – МС 130x65.

Зліва від опори діаметр вала – 60 мм. І знов ж такі та сама проблема. В табл.6.4 **немає жодної** торцевої кришки яка б мала діаметр отвору 60 мм. Але в нашому розпорядженні є дві кришки у яких величина діаметра отвору дорівнює – 55 мм, це МВ 130x55 та МС 130x55. Якщо ступінчатий перехід на валу від діаметра консольної частини $d_k=50$ мм к діаметру під підшипник $d_{нижній} = 60$ мм

зробити за допомогою додаткової проміжної ділянки вала з діаметром $d=55$ мм, то все стає на свої місця (рис. 15).

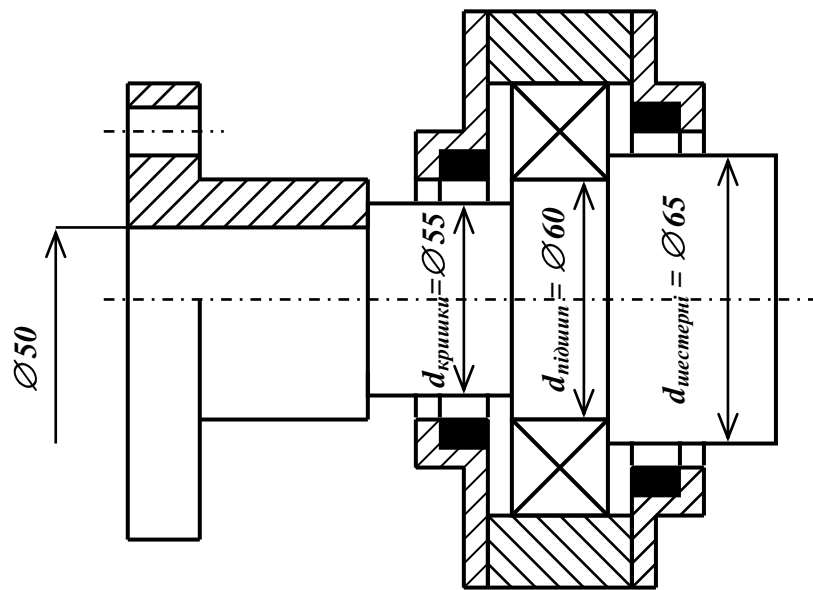


Рис.15. Перший варіант конструкції лівого опорного вузла.

Тобто, діаметр консольної часті $d_k=50$ мм. Напівмуфта буде упиратися в уступ з діаметром $d=55$ мм і точно займе своє місце на валу. Діаметр $d=55$ мм дозволяє використовувати кришку МС 130x55 для закриття корпусу лівого опорного вузла зліва. Діаметр вала $d_{підшипн}=60$ мм дозволить з'єднати підшипник з валом уникнувши контакту з попередніми ділянками ($d=50$ мм, $d=55$ мм). Діаметр $d_{шестерні}=65$ мм виготовляється для точного позиціонування підшипника на валу, та дає змогу використовувати кришку МС 130 x65 для закриття корпусу справа.

Спосіб другий.

Суть методу полягає у використанні для позиціонування різноманітних додаткових деталей на валу, наприклад, спеціальних стандартних пружинних упорних плоских кілець ГОСТ 13940-86 (додаток 8) замість виготовлення на валу уступів більшого діаметра. В цьому разі можна перепланувати лише консольну частину вала.

Торцева кришка МС 120x50 буде закривати корпус опори зліва якщо значення діаметра вала буде не більш 50 мм. З цією метою діаметр d_k необхідно подовжити на більшу відстань ніж довжина l_k , таким чином, щоб перехід від $d_k=50$ мм до $d_{підшипн}=55$ мм знаходився усередині опорного вузла, а для

позиціонування напівмуфти буде виконуватися за допомогою пружинного упорного плоского кільця А50 ГОСТ 13940-86 (додаток 8) (рис. 16).

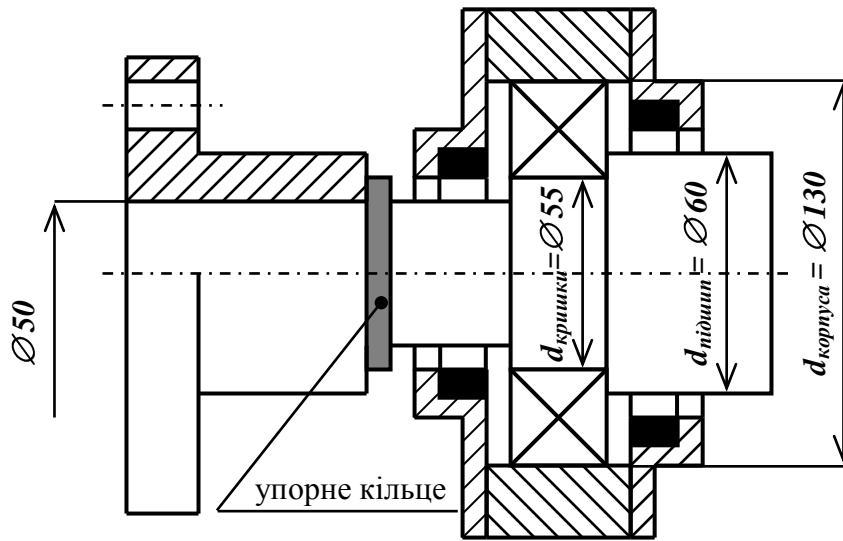


Рис. 16. Схема лівого опорного вузла з використанням упорного кільця

К недолікам даного способу можна віднести те, що в місті надівання упорного кільця на валу виготовляється канавка відповідного розміру, що приводить до появи на валу додаткового концентратора напружень з формуванням небезпечної для міцності вала зони.

Для подальших розрахунків залишаємо конструкцію лівого опорного вузла яка представлена на рис. 15

г) *Визначення ширини лівого опорного вузла.*

Ширина лівого опорного вузла складається з трьох основних розмірів:

$$l_{опорц.л} = H_{л}^* + B_{корпуса} + H_{пр}^*, \text{ де}$$

$H_{л}^*$, $H_{пр}^*$ – відповідно висота виступаючих над корпусом опори частин лівої та правої торцевих кришок: $H_{л}^* = H_{л} - h_{л}$, $H_{пр}^* = H_{пр} - h_{пр}$ (додаток 7).

$B_{корпуса}$ – ширина корпусу опори.

Для корпусу УМ 130 ширина $B=50$ мм (додаток 6).

Для лівої торцевої кришки МС 130х55: $H=25$ мм, $h=6$ мм, $H^*=25-6=19$ мм, для правої кришки МС 130х65: $H=31$ мм, $h=6$ мм, $H^*=31-6=25$ мм (додаток 7).

Таким чином, повна ширина лівого опорного вузла складас:

$$l_{опору1} = 19 + 50 + 25 = 94 \text{ мм.}$$

4. Проектування правого опорного вузла.

Конструкція правого опорного вузла схожа на конструкцію лівого. Але на відміну від лівої опори через яку вал проходить наскрізь в правій опорі вал закінчується и остання права торцева кришка правої опори виконується глухою – ГН 130 (додаток 7) (рис. 17).

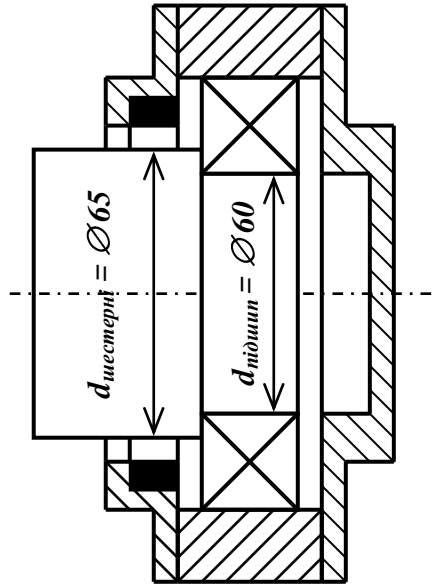


Рис. 17. Схема конструкції правого опорного вузла

Аналогічно ширина лівого опорного вузла також складається з трьох основних розмірів:

$$l_{опору1} = H_{np}^* + B_{корпуса} + H_{л}^*, \text{ де}$$

$H_{л}^*$, H_{np}^* – відповідно висота виступаючих над корпусом опори частин лівої та правої торцевих кришок: $H_{л}^* = H_{л} - h_{л}$, $H_{np}^* = H_{np} - h_{np}$ (додаток 7).

$B_{корпуса}$ – ширина корпусу опори.

Для корпусу УМ 130 ширина складає $B=50$ мм (додаток 6).

Для лівої торцевої кришки МС 130х65: $H=31$ мм, $h=6$ мм, $H^*=31-6=25$ мм, для правої кришки ГН 130: $H=21$ мм, $h=6$ мм, $H^*=21-6=15$ мм (додаток 7).

Таким чином, повна ширина правого опорного вузла складає:

$$l_{опору2} = 25 + 50 + 15 = 90 \text{ мм.}$$

5. Проектування ділянки вала під шестерню відкритої зубчастої передачі.

Попереднє значення діаметра вала під шестерню було визначено при проектуванні лівого опорного вузла і склало: $d_{шестерні}=65$ мм. Тепер необхідно узгодити дану величину з діаметром западин шестерні відкритої зубчастої передачі розрахунок якого був проведений в розділі 5.

За даними розрахунків діаметр западин шестерні складає – $d_{f1}=70$ мм.

Таким чином можна розрахувати товщину стінки шестерні Δ у випадку коли вона виготовляється як окрема деталь і з'єднується з валом на діаметрі 65мм.

$$\Delta = \frac{70 - 65}{2} = 2,5 \text{ мм} \geq 6 \dots 8 \text{ мм}.$$

В нашому випадку товщина стінки менш ніж 6...8 мм, тому треба вал виготовляти з шестернею як одне ціле, тобто вал-шестерню.

Довжину ділянки вала під шестерню можна прийняти рівній ширині вінця зуба шестерні, а саме: $l_{шестерні}=b_1 = 68$ мм.

Тепер після визначення основних геометричних параметрів кожної складової частини остаточна конструктивна схема вала на опорах буде мати вигляд, представлений на рис. 18.

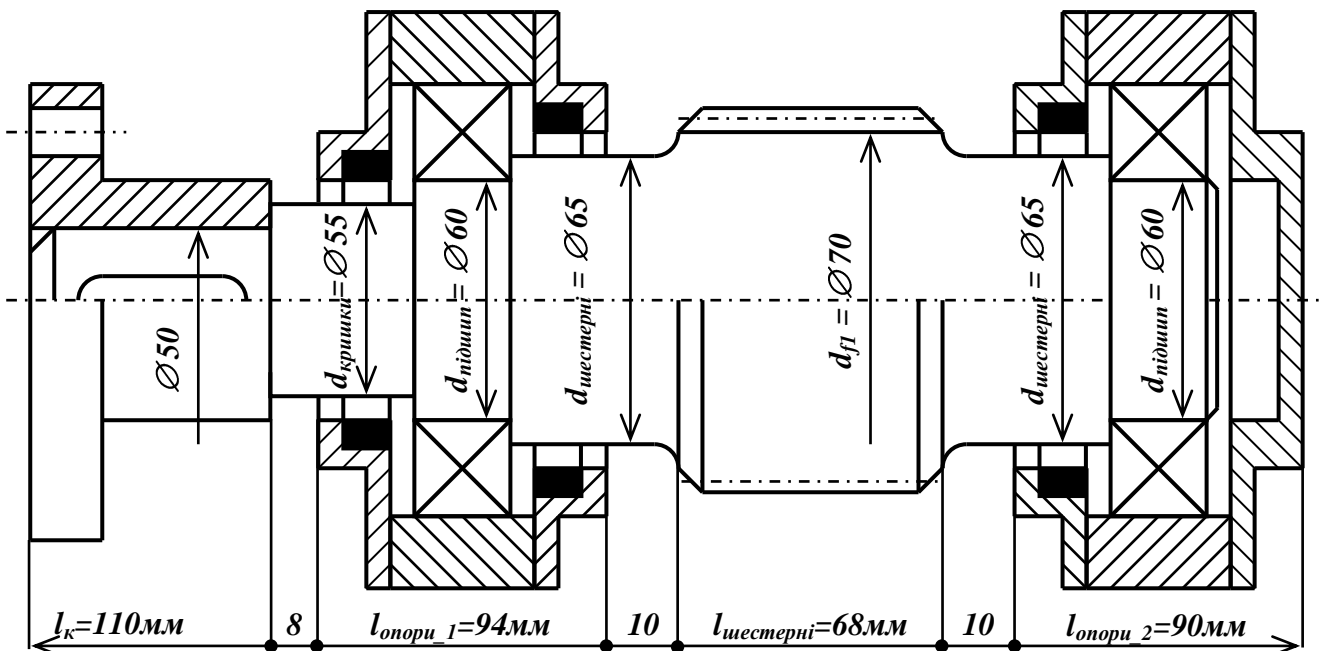


Рис. 18. Підсумкова схема вала на опорах

Повну довжину вала можна розрахувати як:

$$l_{вала} = l_k + 8 \text{ мм} + l_{опори_1} + 10 \text{ мм} + l_{шестерні} + 10 \text{ мм} + l_{опори_2} = 110 + 8 + 94 + 10 + 68 + 10 + 90 = 390 \text{ мм}.$$

6.2. Розрахунок вала на міцність при згинанні та крученні.

Вид розрахунків на міцність різноманітних конструкцій залежить від умов в яких вона працює. У зв'язку з тим, що вал на опорах який необхідно спроектувати в рамках курсового проекту є однією з складових частин зубчастого зачеплення, то розрахунок вала на міцність буде складатися з двох частин:

1. перевірочний розрахунок на статичну міцність;
2. перевірочний розрахунок вала на витривалість.

Сформулюємо вхідні дані.

За даними табл. 3.5, та силового розрахунку відкритої зубчастої передачі відомо, що:

- а) Значення крутного моменту який діє на вхідний вал відкритої зубчастої передачі: $M_{ex} = M_3 = 304,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- б) Значення окружної та радіальної сил які діють в зачепленні відкритої зубчастої передачі відповідно: $F_t = 7615 \text{ Н}$, $F_R = 2772 \text{ Н}$. (розділ 5);
- в) Додаткове навантаження на вал від неспівісності муфти:

$$F_m = 125 \cdot \sqrt{M_{ex}} \text{ - вхідні та вихідні вали одноступінчастих редукторів}$$

$$F_m = 250 \cdot \sqrt{M_{ex}} \text{ - вхідні вали багатоступінчастих редукторів}$$

$$\text{В нашому випадку: } F_m = 125 \cdot \sqrt{M_{ex}} = 125 \cdot \sqrt{304,6} = 2182 \text{ Н}.$$

Напрямок дії сили F_m може бути будь яким. Але в розрахунках бажано розглядати випадок коли ця сила спрямована таким чином, щоб відбувалось збільшення величини прогину вала від дії сили F_t , тобто найбільш небезпечний з точки зору міцності випадок.

6.2.1. Перевірочний розрахунок на статичну міцність.

а) Складання розрахункової схеми вала.

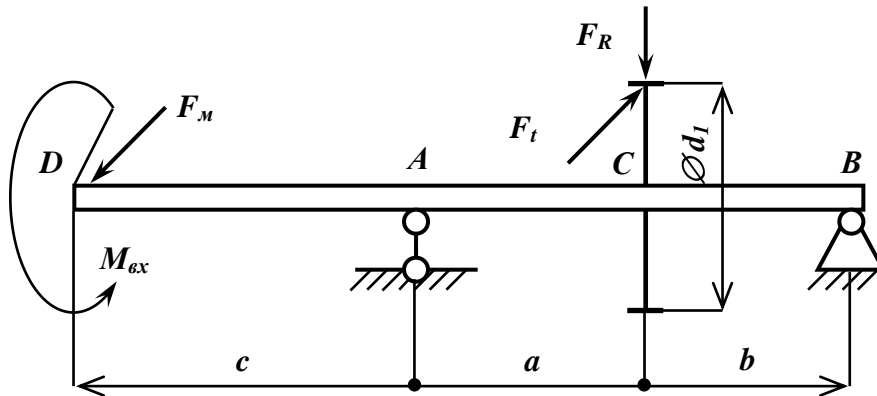


Рис. 19. Розрахункова схема вала

Визначимо необхідні геометричні розміри: a , b , c .

Відповідно до рис. 19 отримаємо:

$$a = \frac{l_{опору1}}{2} + 10 + \frac{b_1}{2} = \frac{94}{2} + 10 + \frac{68}{2} = 91 \text{ мм},$$

$$b = \frac{l_{опору2}}{2} + 10 + \frac{b_1}{2} = \frac{90}{2} + 10 + \frac{68}{2} = 89 \text{ мм},$$

$$c = \frac{l_k}{2} + 8 + \frac{l_{опору1}}{2} = \frac{110}{2} + 8 + \frac{94}{2} = 110 \text{ мм},$$

де b_1 – ширина венця шестерні, мм.

б) Визначення реакцій в опорах.

Вертикальна площина YOZ:

$$\sum F_{iy} = 0; \quad R_{AY} - F_R + R_{BY} = 0;$$

$$\sum M_A = 0; \quad F_R \cdot a - R_{BY} \cdot (a + b) \stackrel{?}{=} 0;$$

$$R_{BY} = \frac{F_R \cdot a}{(a + b)} = \frac{2772 \cdot 0,091}{(0,091 + 0,089)} \approx 1401 \text{ Н};$$

$$R_{AY} = F_R - R_{BY} = 2772 - 1400 = 1371 \text{ Н}.$$

Перевірка:

$$\sum M_B = 0; \quad F_R \cdot b - R_{AY} \cdot (a + b) \stackrel{?}{=} 2772 \cdot 0,089 - 1401 \cdot (0,091 + 0,089) \stackrel{?}{=} 0.$$

Горизонтальна площина XOZ:

$$\sum F_{ix} = 0; \quad F_M - R_{AX} - F_t + R_{BX} = 0;$$

$$\sum M_A = 0; \quad F_M \cdot c + F_t \cdot a - R_{BX} \cdot (a+b) = 0;$$

$$R_{BX} = \frac{F_M \cdot c + F_t \cdot a}{(a+b)} = \frac{2182 \cdot 0,110 + 2772 \cdot 0,091}{0,091 + 0,089} \approx 2735 \text{ Н};$$

$$R_{AX} = F_M - F_t + R_{BX} = 2182 - 2772 + 2735 = 2145 \text{ Н}.$$

Перевірка:

$$\sum M_B = 0; \quad F_M \cdot (a+b+c) - F_t \cdot b - R_{AX} \cdot (a+b) = 0;$$

$$\sum M_B = 0; \quad 2182 \cdot (0,110 + 0,091 + 0,089) - 2772 \cdot 0,089 - 2145 \cdot (0,091 + 0,089) = 0.$$

в) Побудова епюр згинального моменту.

Вертикальна площина YOZ:

- значення згинального моменту в т. С, якщо розв'язувати задачу зліва:

$$M_{YC} = R_{AY} \cdot a = 1371 \cdot 0,091 \approx 125 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

- значення моменту в т. С, якщо розв'язувати задачу справа:

$$M_{YC} = R_{BY} \cdot b = 1401 \cdot 0,089 \approx 125 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Горизонтальна площина XOZ:

- значення згинального моменту в т. А, якщо розв'язувати задачу зліва:

$$M_{XA} = F_M \cdot c = 2182 \cdot 0,110 \approx 240 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

- значення моменту в т. С, якщо розв'язувати задачу зліва:

$$M_{XC} = F_M \cdot (c+a) - R_{AX} \cdot a = 2182 \cdot (0,110 + 0,091) - 2145 \cdot 0,091 \approx 243 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

- значення моменту в т. С, якщо розв'язувати задачу справа:

$$M_{XC} = R_{BX} \cdot b = 2735 \cdot 0,089 \approx 243 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

г) Побудова епюр крутного моменту.

Під дією крутного моменту знаходиться ділянка вала між точками D і C з значенням $M_{кр} = M_{вх} = 304,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Побудова вказаних вище епюр наведена на рис. 20.

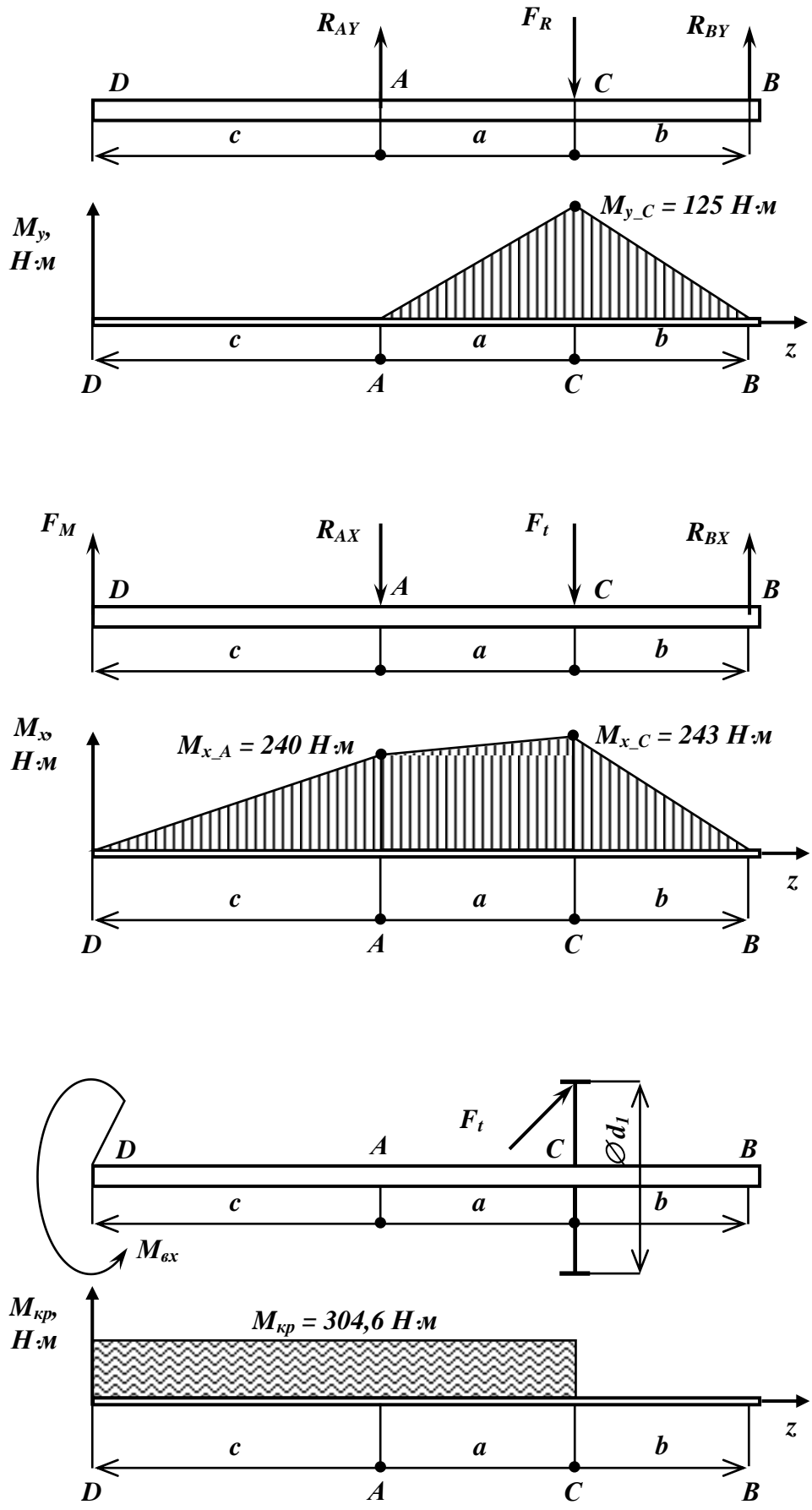


Рис. 20. Епюри згинального та крутного моментів

д) *Визначення положення найбільш небезпечного поперечного перерізу вала.*

Найбільш небезпечними поперечними перерізами можуть бути перерізи які знаходяться в точках А та С. В цих точках значення як згинального так і крутного моментів достатньо високі.

Перевірку вала на статичну міцність в цих точках будемо проводити за третьою теорією міцності:

$$\sigma_{екв}^{III} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} \leq [\sigma], \quad (1)$$

де σ , τ – відповідно нормальне та дотичне напруження в поперечному перерізі вала від дії згинального та крутного моментів:

$$\sigma = \frac{M_{зг}}{W_x}; \quad \tau = \frac{M_{кр}}{W_p}. \quad (2)$$

W_x , W_p – моменти опору поперечного перерізу вала при згині та крученні відповідно:

$$W_x = \frac{\pi \cdot d^3}{32}; \quad W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16}, \text{ або } W_p = 2 \cdot W_x. \quad (3)$$

d – попереднє розраховане значення діаметра вала, м;

$[\sigma]$ – допустиме значення нормального напруження, МПа.

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_T}, \text{ або } [\sigma] = \frac{\sigma_B}{n_B},$$

σ_T , σ_B – відповідно значення границі текучості та міцності матеріалу з якого буде виготовлено майбутній вал, МПа;

n_T , n_B – відповідно значення коефіцієнтів запасу по текучості (1,5...3) та міцності (4...6).

З урахуванням рівнянь (2) та (3) критерій (1) можна записати у вигляді:

$$\sigma_{екв}^{III} = \frac{M_{екв}}{W_x} = \frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_{кр}^2}}{W_x} = \frac{32 \cdot \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_{кр}^2}}{\pi \cdot d^3} \leq [\sigma].$$

У зв'язку з тим, що попереднє проектування ділянок вала показало, що вал та шестерня відкритої зубчастої передачі необхідно виготовляти як одне ціле, то матеріал шестерні Сталь 45, якій було визначено в розділі 5, буде матеріалом з якого необхідно виготовляти вал-шестерню. Тоді для Сталі 45 (табл. 5.2):

$$\left[\right] \frac{\sigma_T}{n_T} = \frac{360 \text{ МПа}}{2} = 180 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{\text{екв}C}^{III} = \frac{32 \cdot \sqrt{M_{xC}^2 + M_{yC}^2 + M_{кpC}^2}}{\pi \cdot d_C^3} = \frac{32 \cdot \sqrt{243^2 + 125^2 + 304,6^2}}{\pi \cdot 0,070^3} = 12,2 \text{ МПа} \leq \left[\right] 180 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{\text{екв}A}^{III} = \frac{32 \cdot \sqrt{M_{xA}^2 + M_{yA}^2 + M_{кpA}^2}}{\pi \cdot d_A^3} = \frac{32 \cdot \sqrt{240^2 + 0^2 + 304,6^2}}{\pi \cdot 0,060^3} = 18,3 \text{ МПа} \leq \left[\right] 180 \text{ МПа}.$$

Можна зробити висновок, що спроектований вал пройшов перевірку на статичну міцність, а найбільш небезпечний переріз знаходиться в т. А.

6.2.2. Перевірочний розрахунок вала на витривалість.

Перевірка вала на витривалість полягає в розрахунку коефіцієнтів запасу міцності по нормальним n_σ і дотичним n_τ напруженням, та загального коефіцієнта запасу міцності деталі (вала) n :

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma \cdot \sigma_a}{\varepsilon_\sigma} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m},$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau \cdot \tau_a}{\varepsilon_\tau} + \psi_\tau \cdot \tau_m},$$

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq \left[\right] 1,5 \dots 2,5,$$

де σ_{-1} , τ_{-1} – границя витривалості відповідно за нормальними та дотичними напруженнями, МПа:

$$\sigma_{-1} \approx 0,43 \sigma_B; \quad \tau_{-1} \approx 0,58 \cdot \sigma_{-1}$$

σ_a , τ_a – амплітуда циклу зміни нормальних та дотичних напружень при згині та крученні відповідно:

$$\sigma_a = \sigma = \frac{M_{зг}}{W_x}; \quad \tau_a = \frac{\tau}{2} = \frac{M_{кр}}{2 \cdot W_p}$$

σ_m , τ_m – середні напруження циклів при згині та крученні відповідно.

Згідно рис. 21 : $\sigma_m = 0$; $\tau_m = \tau_a$.

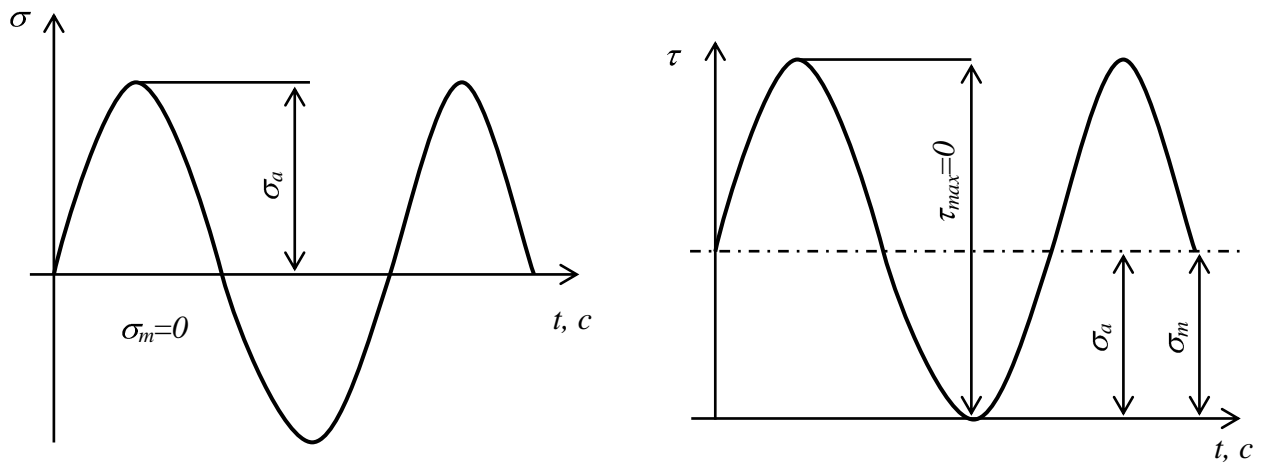


Рис. 21. Види циклів навантаження вала

k_σ , k_τ – ефективні коефіцієнти концентрації напружень по нормальним та дотичним напруженням (табл. 6.5);

Таблиця 6.5. Значення коефіцієнтів k_σ , k_τ

Концентратор напруження	k_σ		k_τ	
	σ_B для сталі, МПа			
	≤ 700	> 700	≤ 700	> 700
Галтель при $h/r=1$; $r/d=0,02$	1,49	1,60	1,37	1,39
$r/d=0,05$	1,69	1,83	1,46	1,51
$r/d=0,1$	1,55	1,72	1,42	1,46
Шпонкова канавка	1,89	2,26	1,71	2,22
Пресова посадка при $P>20$ МПа	2,4	3,6	1,8	2,5
Різьба	2,2	2,61	1,0	1,0

Примітка: r – радіус галтелі, d – діаметр вала.

ε_σ , ε_τ – масштабні коефіцієнти (табл. 6.6);

ψ_σ , ψ_τ – коефіцієнти, які враховують вплив значення середнього напруження циклу на витривалість. Як правило: $\psi_\sigma = 0$, $\psi_\tau = 0,05$.

Таблиця 6.6. Значення коефіцієнтів ε_σ , ε_τ .

Діаметр вала d , мм		Вуглецеві сталі		Леговані сталі	
		ε_σ	ε_τ	ε_σ	ε_τ
> 20	< 30	0,91	0,89	0,83	0,89
> 30	< 40	0,88	0,81	0,77	0,81
> 40	< 50	0,84	0,78	0,73	0,78

В нашому розрахунку:

$$\sigma_B = 610 \text{ МПа (Сталь 45 табл. 5.2)}$$

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_B = 0,43 \cdot 610 \text{ МПа} = 262,3 \text{ МПа},$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 262,3 \text{ МПа} = 152,1 \text{ МПа},$$

У зв'язку з тим, що за даними розрахунку найбільш небезпечний переріз вала знаходиться в т. А, $\sigma_{екв_A}^{III} > \sigma_{екв_C}^{III}$ то:

$$\sigma_a = \sigma_A = \frac{M_{3z}}{W_x} = \frac{32 \cdot \sqrt{M_{xA}^2 + M_{yA}^2}}{\pi \cdot d_A^3} = \frac{32 \cdot \sqrt{240^2 + 0^2}}{\pi \cdot 0,060^3} = 11,32 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \frac{\tau_A}{2} = \frac{M_{кр}}{2 \cdot W_p} = \frac{16 \cdot M_{кр}}{2 \cdot \pi \cdot d_C^3} = \frac{16 \cdot 304,6}{2 \cdot \pi \cdot 0,060^3} = 3,59 \text{ МПа};$$

$$\sigma_m = 0;$$

$$\tau_m = \tau_a = 3,59 \text{ МПа};$$

$$k_\sigma = 1,49; k_\tau = 1,37 \text{ (} r/d=2 \text{ мм / 60 мм} \approx 0,033, \sigma_B = 610 \text{ МПа} < 700 \text{ МПа)};$$

$$\varepsilon_\sigma = 0,84; \varepsilon_\tau = 0,78 \text{ (діаметр вала 60 мм} > 50 \text{ мм)};$$

$$\psi_\sigma = 0, \psi_\tau = 0,05.$$

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma \cdot \sigma_a}{\varepsilon_\sigma} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{262,3}{\frac{1,49 \cdot 11,32}{0,84} + 0 \cdot \sigma_m} = 13,06,$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau \cdot \tau_a}{\varepsilon_\tau} + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{152,1}{\frac{1,37 \cdot 3,59}{0,78} + 0,05 \cdot 3,59} = 23,45,$$

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{13,06 \cdot 23,45}{\sqrt{13,06^2 + 23,45^2}} = 11,4 \geq \boxed{1,5} \approx 1,5 \dots 2,5.$$

Висновок. Спроектований вал повністю відповідає усім вимогам міцності. Загальний коефіцієнт запасу міцності n достатньо перевищує мінімальне допустиме значення 1,5...2,5. Такий результат можна пояснити тим, що в якості матеріалу для виготовлення вала було обрано Сталь 45, яка набагато міцніша, наприклад, за Сталь 3, яку найбільш часто використовують для виготовлення валів.

7. РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ

Вхідні дані:

- $\omega = 14,96$ рад/с, $n = 142,9$ об/хв. (табл. 3.5);
- термін служби $h=20000$ год;
- підшипник кочення кульковий радіальний сферичний двохрядний серії 1312 ГОСТ 5720-51;
- динамічна та статична вантажопідйомність: $C_{дин} = 45800$ Н; $C_0 = 27100$ Н;
- діаметр внутрішнього та зовнішнього кілець: $d_{ниду} = 60$ мм; $D_{ниду} = 130$ мм;
- ширина: $B_{ниду} = 31$ мм (додаток 5).

а) Визначення повних реакцій в опорах валу.

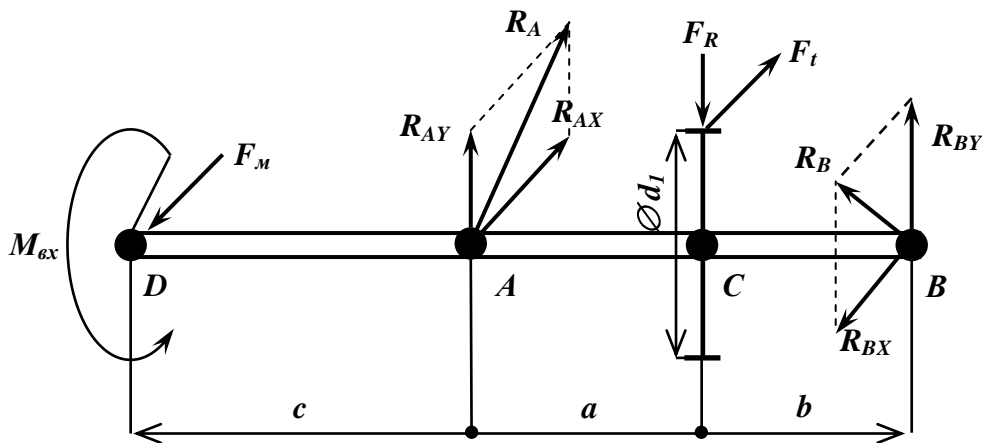


Рис. 21 Розрахункова схема по визначенню реакцій в опорах.

Згідно даним перевірного розрахунку валу на статичну міцність (розділ 6.1) ми маємо в точках A та B такі значення проєкцій повної сили реакції R_A на горизонтальну та вертикальну площини відповідно (рис.21):

$$R_{AX} = 2145 \text{ Н}; R_{AY} = 1371 \text{ Н}; R_{BX} = 2735 \text{ Н}; R_{BY} = 1401 \text{ Н};$$

Значення повних реакцій в опорах можна знайти за формулою: $R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$.

$$\text{Тоді: } R_A = \sqrt{2145^2 + 1371^2} = 2546 \text{ Н}, R_B = \sqrt{2735^2 + 1401^2} = 3073 \text{ Н}.$$

Можна зробити висновок, що найбільш навантаженим буде підшипник який знаходиться в опорі в точці B . Тому подальші розрахунки будемо проводити саме для цієї опори.

б) Визначення величини еквівалентного динамічного навантаження.

$$P_{екв} = \left(X \cdot V \cdot F_R + Y \cdot F_a \right) K_\sigma \cdot K_t,$$

де V – коефіцієнт обертання:

$V = 1$ – обертання внутрішнього кільця, $V=1,2$ – зовнішнього.

K_σ – коефіцієнт режиму роботи (табл. 7.1);

K_t – температурний коефіцієнт (При $T < 100^\circ\text{C}$ $K_t = 1$);

F_R – величина радіального навантаження на підшипник;

F_a – величина осьового навантаження на підшипник;

X, Y – коефіцієнти радіального і осьового навантаження.

Якщо $F_a = 0$, то $X = 1, Y = 0$. Інакше значення коефіцієнтів X, Y знаходяться за допомогою додатку 5.

Таблиця 7.1. Значення коефіцієнта K_σ

Вид навантаження	Спокійний	Незначні поштовхи	Середні поштовхи	Значні поштовхи	Ударне навантаження
K_σ	1	1,2	1,5	2	3

В нашому прикладі: $F_R = R_B = 3073 \text{ Н}; F_a = 0 \text{ Н};$ то $X = 1, Y = 0; V = 1, K_\sigma = 2, K_t = 1.$

$$P_{екв} = \left(1 \cdot 3073 + 0 \cdot F_a \right) 2 \cdot 1 = 6143 \text{ Н}.$$

в) Розрахунок фактичної довговічності підшипника L , год.

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C_{дин}}{P_{екв}} \right)^p \geq h,$$

де $p = 3$ – кулькові підшипники, $p = 10/3$ – роликові;

n – частота обертання вала, об/хв.: $n = \frac{60 \cdot \omega}{2 \cdot \pi};$

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot 1429} \cdot \left(\frac{45800}{6143} \right)^3 = 48336 \text{ год} \geq h = 20000 \text{ год}.$$

Висновок. Попередньо обраний під час проектування опорних вузлів вала відкритої зубчастої передачі кульковий підшипник серії 1312 **ГОСТ 5720-51** має достатнє значення вантажопідйомності, що забезпечує заданий термін служби з двократним запасом.

8. РОЗРАХУНОК ШПОНКОВОГО З'ЄДНАННЯ

Шпонкове з'єднання використовують для передачі крутного моменту між валом та насадженим на нього колесом, наприклад, зубчастим колесом, шківом, маховиком та інш. Передача крутного моменту між деталями здійснюється за допомогою спеціального елемента – **шпонки** (рис. 22).

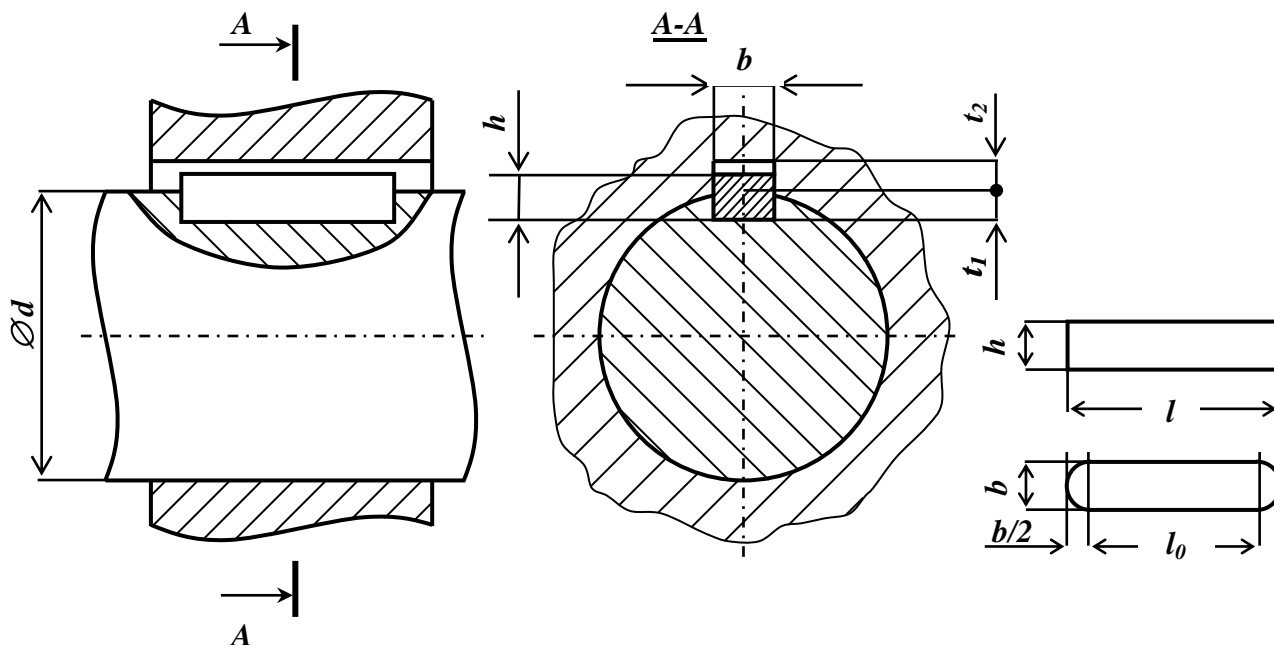


Рис. 22. Шпонкове з'єднання

Шпонкові з'єднання поділяються на **ненапружені**, які здійснюються призматичними, сегментними або циліндричними шпонками, та **напруженими** відповідно клиновими шпонками.

Розрізняють рухомі та нерухомі шпонкові з'єднання. В нерухомих з'єднаннях колеса не можуть рухатися по валу вздовж осі, в рухомих – можуть. В цьому випадку використовують достатньо довгі направляючі шпонки, які закріплюються до валу гвинтами. Найбільше в машинобудуванні використовуються нерухомі ненапружені шпонкові з'єднання, як найбільш прості для виготовлення.

Розглянемо процес розрахунку шпонкового з'єднання на прикладі призматичної шпонки.

Призматичні шпонки найбільш широко використовуються в машинобудуванні, являються стандартизованими розміри яких обирають за ГОСТ 23360-78 (ГОСТ 10748-79).

Основні переваги призматичних шпонок:

- простота конструкції;
- низька вартість.

Основні недоліки:

- вал та втулка колеса послаблені шпонковими пазами, тобто в зоні шпонкового паза виникає концентрація напружень, що знижує втомну міцність з'єднаних деталей;
- важко забезпечити взаємозамінність деталей, що викликає необхідність ручної підгонки або підпору шпонки по пазу;
- малонадійна робота з'єднань при дії ударних, реверсивних та циклічних навантажень.

Шпонки загально машинобудівного призначення часто виготовляють з Сталі 45 та Сталі 50. В найбільш навантажених з'єднаннях використовують шпонки виготовлені з легованих сталей таких як Сталь 40Х с термічною обробкою до твердості 35...45 HRC.

Розрахунок шпонкового з'єднання проводять в наступній послідовності.

1. В залежності від посадочного діаметру вала за ГОСТ 23360-78 (табл. 8.1) обирають ширину b , висоту h звичайної призматичної шпонки, глибину пазу в втулці t_2 , а також величину заглиблення шпонки: в вал t_1 ; в втулку колеса $k=0,4 \cdot h$ (рис. 22).
2. Проводять розрахунок шпонки на міцність при зминанні та зрізуванні:

2.1. Розрахунок шпонки на міцність при зминанні:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d \cdot l_0 \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma_{зм}],$$

де $[\sigma_{зм}]$ – значення допустимого напруження зминання, МПа (табл. 8.2);

$M_{кр}$ – номінальний обертальний (крутний) момент, Н·м;

d – діаметр валу, м;

l_0 – довжина шпонки, м.

Таблиця 8.1. Розміри (мм) шпонок призматичних і пазів (ГОСТ 23360-78)

Діаметр валу d		Розміри перетину		Глибина паза для		Довжина l		Радіус r		Фаска c	
від	до	b	h	валу	втулки	від	до	від	до	від	до
8	10	3	3	1,8	1,4	6	36	0,8	0,16	0,16	0,25
10	12	4	4	2,5	1,8	8	45				
12	17	5	5	3	2,3	10	56	0,16	0,25	0,25	0,4
17	22	6	6	3,5	2,8	14	70				
22	30	8	7	4	3,3	18	90				
30	38	10	8	5	3,3	22	110	0,25	0,4	0,4	0,6
38	44	12	8	5	3,3	28	140				
44	50	14	9	5,5	3,8	36	160				
50	58	16	10	6	4,3	45	180				
58	65	18	11	7	4,4	50	200	0,4	0,6	0,6	0,8
65	75	20	12	7,5	4,9	56	220				
75	85	22	14	9	5,4	63	250				
85	95	25	14	9	5,4	70	280				
95	110	28	16	10	6,4	80	320				
110	130	32	18	11	7,4	90	360	0,7	1,0	1,0	1,2
130	150	36	20	12	8,4	100	400				
150	170	40	22	13	9,4	100	400				
170	200	45	25	15	10,4	110	450				

Таблиця 8.2. Допустимі значення напруження зминання $[\sigma_{зм}]$, МПа

Тип з'єднання	Матеріал	
	сталь	чавун
Перехідна посадка	100...120	70...80
Гарантований натяг	160...180	110...130

Тоді необхідну довжину стандартної шпонки можна розрахувати як:

$$l_0 \geq \frac{2 \cdot l \cdot M_{кр}}{d \cdot (h - t_1) \cdot [\sigma_{зм}]}$$

В тому випадку коли використовуються призматичні шпонки з закругленими торцями (рис. 22) необхідно вважати l_0 – робочою довжиною шпонки, а повну довжину можна визначити як: $l = l_0 + b$.

Наприклад, для вхідного вала відкритої зубчастої передачі, розрахунок геометричних параметрів якого було описано вище (розділ 6), викає необхідність проектування двох шпонкових з'єднань:

- з'єднання вала з муфтою МПВП-50 по діаметру $d=50\text{мм}$;
- з'єднання вала з зубчастим колесом (шестернею) по діаметру $d=65\text{мм}$;

Згідно з ГОСТ 23360-78 (табл. 8.1) для діаметра $d=50\text{мм}$ вибираємо такі розміри з'єднання: ширина шпонки $b=16\text{ мм}$; висота шпонки $h=10\text{ мм}$; глибина паза на валу $t_1=6\text{ мм}$, а для діаметра $d=65\text{мм}$ відповідно $b=20\text{ мм}$; $h=12\text{ мм}$; $t_1=7,5\text{ мм}$.

Величина крутного моменту який передає вал обома шпонковими з'єднаннями складає $M_{кр}=304,6\text{ Н}\cdot\text{м}$ (табл. 3.5). Якщо прийняти $[\sigma_{зм}] = 110\text{ МПа}$, то розрахункова робоча довжина призматичної шпонки буде:

$$\text{для } d=50\text{мм} \Rightarrow l_0 = \frac{2 \cdot 304,6}{55 \cdot 10^{-3} \cdot (10-6) \cdot 10^{-3} \cdot 110 \cdot 10^6} = 0,0252\text{ м} = 25,2\text{ мм},$$

$$d=65\text{мм} \Rightarrow l_0 = \frac{2 \cdot 304,6}{65 \cdot 10^{-3} \cdot (12-7,5) \cdot 10^{-3} \cdot 110 \cdot 10^6} = 0,0189\text{ м} \approx 19\text{ мм}.$$

Повна довжина призматичних шпонок з закругленими торцями становить:

$$\text{для } d=50\text{мм} \Rightarrow l = l_0 + b = 25,2 + 16 = 41,2\text{ мм},$$

$$d=65\text{мм} \Rightarrow l = l_0 + b = 19 + 20 = 39\text{ мм}.$$

Після проведення попереднього розрахунку необхідної довжини шпонки проводять узгодження отриманих значень з значеннями стандартного ряду.

Стандартні довжини призматичних шпонок згідно ГОСТ 23360-78 такі:

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 мм.

Тому остаточна довжина шпонок за даним критерієм буде становить: 45 та 40 мм відповідно. Але враховуючі дані табл. 8.1 мінімальна довжина шпонки на діаметрі 55 мм складає 45 мм, а на діаметрі 65 мм – 56 мм. Тому значення 40 мм необхідно збільшити до 56 мм.

2.2. Розрахунок шпонки на міцність при зрізуванні:

$$\tau_{зр} = \frac{Q}{F} \leq [\tau_{зр}]$$

де $\tau_{зр}$ – дотичне напруження зрізування, Па;

Q – поперечна сила, Н;

F – площа поперечного перерізу по якій розподілені напруження $\tau_{зр}$.

Допустимі значення дотичного напруження зрізування $[\tau_{зр}]$ залежать від вибору теорії (критерію) міцності:

- за теорією найбільших лінійних деформацій: $[\tau_{зр}] = 0,7 \dots 0,8 \cdot [\sigma]$;
- за теорією найбільших дотичних напружень: $[\tau_{зр}] = 0,5 \cdot [\sigma]$;
- за теорією питомої потенційної енергії деформації формозміни: $[\tau_{зр}] \approx 0,6 \cdot [\sigma]$.

Площа поперечного перерізу складається з площі прямокутника розмірами l_0 x b та кола з діаметром b :

$$F = b \cdot l_0 + \frac{\pi \cdot b^2}{4}$$

Відповідно, робочу довжину шпонки можна знайти як:

$$l_0 \geq \left(\frac{Q}{[\tau_{зр}]} - \frac{\pi \cdot b^2}{4} \right) / b = \frac{Q}{b \cdot [\tau_{зр}]} - \frac{\pi \cdot b}{4}$$

Значення поперечної сили можна знайти з рівняння:

$$Q = \frac{M_{кр}}{d/2},$$

де $M_{кр}$ – значення крутного моменту який передається шпонкою, Н·м;

d – значення діаметру вала на якому розташована шпонка, м;

Враховуючі значення ширини шпонок b для різних значень діаметру вала, а також прийняв $[\tau_{зр}] = 70 \text{ МПа}$ можемо знайти довжину l_0 :

для $d = 50 \text{ мм}$:

$$l_0 \geq \frac{2 \cdot M_{кр}}{d \cdot b \cdot [\tau_{зр}]} - \frac{\pi \cdot b}{4} = \frac{2 \cdot 304,6}{55 \cdot 10^{-3} \cdot 16 \cdot 10^{-3} \cdot 70 \cdot 10^6} - \frac{\pi \cdot 16 \cdot 10^{-3}}{4} = 0,0098 - 0,0125 = -0,0027 \text{ м};$$

$$\text{для } d = 65 \text{ мм: } l_0 \geq \frac{2 \cdot 304,6}{65 \cdot 10^{-3} \cdot 20 \cdot 10^{-3} \cdot 70 \cdot 10^6} - \frac{\pi \cdot 20 \cdot 10^{-3}}{4} = 0,0067 - 0,0157 = -0,009 \text{ м}.$$

Розрахунки показують, що за даним критерієм обидві шпонки мають достатній запас міцності ($l_0 < 0$) навіть у разі їхнього виготовлення лише у формі круга, тобто без серединної прямокутної частини (рис. 22). Тоді повна довжина шпонок за даним критерієм повинна дорівнювати мінімальному стандартному значенню довжин наведених у табл. 8.1 – для $d=50\text{мм}$ - $l = 45\text{ мм}$, а для $d=65\text{мм}$ - $l = 56\text{ мм}$.

3. Після проведення розрахунків за двома критеріями міцності робиться висновок, щодо остаточних розмірів кожної шпонки.

В нашому випадку значення повної довжини шпонок, які розраховані за обома критеріями однакові, а саме на валу з діаметром $55\text{мм} - 45\text{мм}$, а на валу $65\text{мм} - 56\text{мм}$. Тоді вони ї залишається в якості остаточних.

Умовне позначення обраних призматичних шпонок:

1. Шпонка $16 \times 10 \times 45$ ГОСТ 23360-78. Тобто $b=16\text{ мм}$; $h=10\text{ мм}$; $l=45\text{ мм}$;
2. Шпонка $20 \times 12 \times 56$ ГОСТ 23360-78. Тобто $b=20\text{ мм}$; $h=12\text{ мм}$; $l=56\text{ мм}$.

Примітка. Якщо на валу передбачено декілька шпонкових пазів, то для зручності фрезерування (виготовлення) їх розміщують в одній площині вала і виконують по можливості однакової ширини, яка обрана для меншого діаметра вала.

9. ПРОЕКТУВАННЯ ПЛИТ ТА РАМ

Дані елементи є опорними конструкціями які призначені для з'єднання окремих вузлів машини в одно ціле. Вони сприймають та передають на фундамент діюче на машину навантаження та забезпечують правильне розташування вузлів в процесі експлуатації. Літа опорна конструкція має назву – **плита**, зварна – **рама**.

9.1. Плити.

Основними вимогами до плит є: достатня жорсткість та точність взаємного розташування поверхонь, що з'єднуються.

Як правило, плити виливають з сірого чавуна СЧ12-28, СЧ15-32, рідше із сталі. Виготовлення плит методами ливарного виробництва можна вважати економічно доцільними у порівнянні з зварними рамами вже починаючи з випуску виробів малої серії. *Форми та габаритні розміри* плит визначаються загальною компоновкою привода. По заданій схемі привода, а також розмірам агрегатів, що з'єднуються, (електродвигун, редуктор, муфта та інш.) викреслюють контур привода, як правило у двох проекціях, який і повторить контур майбутньої плити. Відповідно, форма контуру плити в плані може стати прямокутною, Т або Г подібною. *Довжину і ширину плити (L, B)* уточнюють по накресленому контуру привода.

Висоту плити H розраховують з умови достатньої жорсткості на основі практики проектування подібних конструкцій: $H \geq (0,09 \dots 0,11) \cdot L_{max}$. Отримані значення габаритних розмірів – *L, B, H* округлюють до нормальних лінійних по ГОСТ 6636-69.

Мінімальну товщину зовнішніх стінок плити визначають за допомогою даних табл. 9.1.

Таблиця 9.1. Товщина стінки плит

Приведений габаритний розмір <i>N</i> , мм	<500	500	1000	1250	2000	2500	3000	4000	5000
	
		1000	1250	1500	2500	3000	4000	5000	9000
Товщина стінки δ , мм	6	6÷8	8÷10	10÷12	14÷16	16÷18	18÷22	22÷24	24÷30

Примітка: $N = 0,25 \cdot \sqrt{L + B + H}$.

Товщину внутрішніх стінок, перегородок та ребер визначають на 15...20% менше у порівнянні з товщиною зовнішніх стінок для забезпечення одночасного їх охолодження під час виготовлення. *Висота ребер* не повинна перевищувати п'ятикратного значення їх товщини.

Розміри платиків визначають по розмірам опорних поверхонь з припуском на неточність відливання $\pm 5 \dots 10$ мм по всьому контуру. *Висота платиків* становить 3...5 мм без припуску на механічну обробку. Така висота повинна забезпечувати можливість механічної обробки за один прохід, тобто щоб сусідні

чорні поверхні плити в наслідок неточного виготовлення не заважали такій обробці. Якщо з конструктивних міркувань необхідні високі **платики**, то для запобігання місцевого скупчення металу їх виготовляють пустотілими. При умові, коли сумарна товщина **платика** та стінки є недостатній по нормам величини глибини загвинчування, то знизу виготовляють додатковий силовий елемент – **бобішку** (рис. 23).

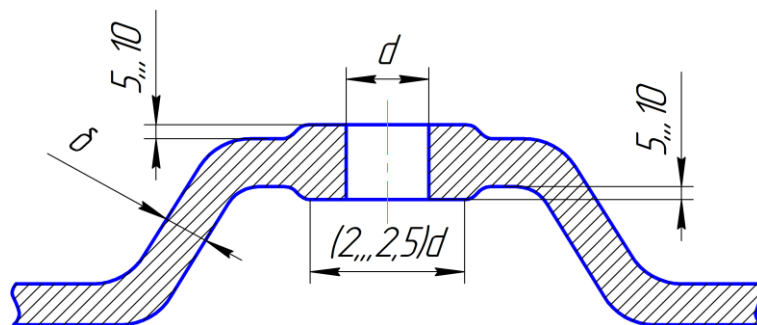


Рис. 23. Платик

Опорну поверхню плити виготовляють в формі фланцю по всьому контуру шириною $b = (4,5..5) \cdot \delta$ и товщиною $t = (4,5..2) \cdot \delta$, де δ - товщина стінки плити (рис. 24). У фланці передбачають виготовлення отворів під фундаментні болти. При великому значенні периметра плити ширину фланця зменшують $b^* = (4,5..3,5) \cdot \delta$, а для фундаментних болтів виготовляють пустотілі **бобишки** висотою $h = (4,5..3,5) \cdot d$, наслідком чого є більш рівномірний розподіл сил затягування по підшві плити.

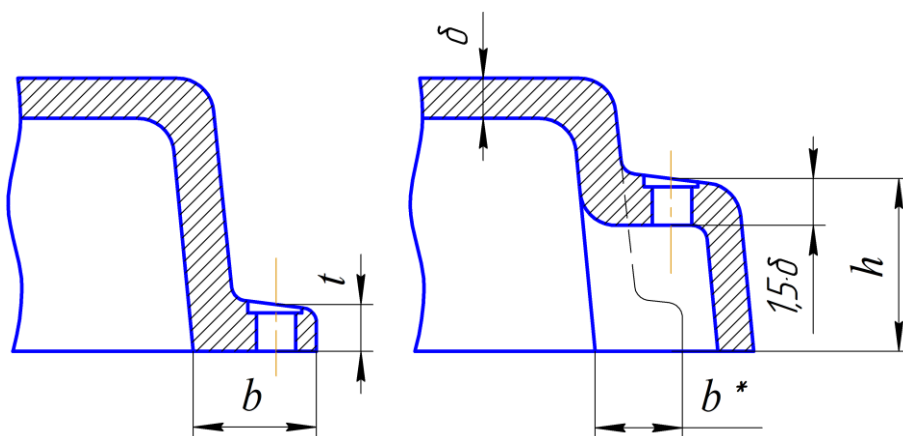


Рис. 24. Опорна поверхня плити

Ливарні ухили як правило виготовляють $5..7^\circ$. Усі прямі кути плити округлюються радіусом.

Діаметр і число фундаментних болтів визначають по залежності:

$$z = \frac{P}{t_{cp}},$$

де z – число болтів, P – периметр плити, t_{cp} – середній крок розташування болтів ($t_{cp} = 300 \dots 800$ мм), або по табл.9.2.

Таблиця 9.2. Діаметр та число фундаментних болтів

Довжина плити, мм	Діаметр болта, мм	Кількість болтів
менш 700	16...18	4
700÷1000	20...22	6
1000÷1500	24	8

З метою економії матеріалу та зниження загальної ваги плити у горизонтальних стінках виготовляють технологічні вікна. Їм надають окантовку, яка зміцнює кромки та запобігає затіканню мастила під плиту. Вікна розташовують в таких місцях плити, де вони в меншій ступені знижують жорсткість конструкції. Іноді з метою підвищення жорсткості та міцності плит великих розмірів в них виготовляють додаткові ребра жорсткості.

9.2. Рами.

Зварні опорні конструкції економічно вигідно виготовляють при одиничному та мало серійному виробництві. При цьому використовують прокат – швелери, кутники, смуги, листи, двотаври. У порівнянні з плитами при однаковій міцності та жорсткості маса рам приблизно у два рази менша. Порядок та принцип проектування практично не відрізняється від наведеного вище порядку для плит.

С початку викреслюють контур рами та визначають основні габаритні розміри – L , B , H . По знайдений висоті рами H підбирають висоту стандартного профілю, як правило, швелера. Вузли привода приєднуються до полук профілів рами, тому попереднє значення ширини останньої перевіряють на можливість розміщення та монтажу кріпильних деталей.

Далі визначають різницю рівнів Δh між опорними поверхнями встановлених на рамі агрегатів. У зв'язку з тим, що поверхня профілю прокату достатньо рівна

та чиста, при однаковій висоті розташування можна використовувати рами без опорних **платиків**. Точне встановлення агрегатів по висоті забезпечується металевими прокладками. При невеликій різниці Δh на раму наварюють листи потрібної товщини або опорні пластини.

При значній різниці Δh – раму нарощують швелерами, кутниками та інш., які ставляться на полку чи кладуться на стінку. Варіанти конструкцій надбудови для вирівнювання різності Δh представлені на рис. 25.

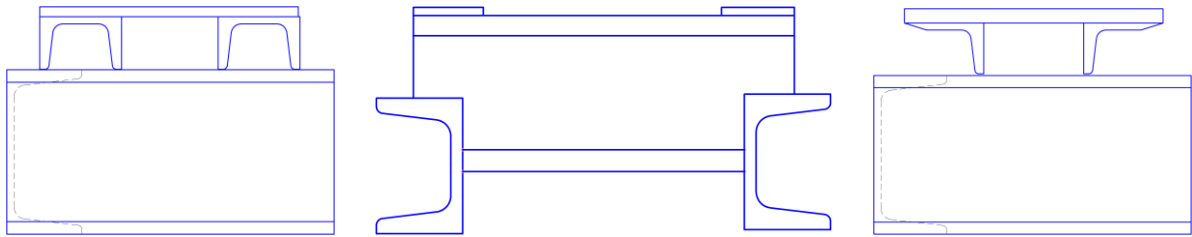


Рис. 25. Варіанти конструкцій надбудови на рамі

Для зручності монтажу, демонтажу та огляду вузлів прокатні профілі, з яких складається рама, встановлюють полками назовні.

Кількість та діаметр фундаментних болтів визначається за даними табл. 9.2. Для більш рівномірного розподілення зусиль затягування по підшві рами фундаментні болти бажано пропускати через обидві полки швелера, але при цьому виступаючі частини болтів з гайками можуть заважати встановленню вузлів приводу. Якщо вузли приводу не дозволяють пропустити болти через раму, вона закріплюється на фундаменті за полки (рис. 26). Ухил полок вирівнюють з застосуванням косих шайб **ГОСТ 10906-66** (додаток 10). Для збільшення жорсткості, полки зв'язують ребрами, трубами, кутниками.

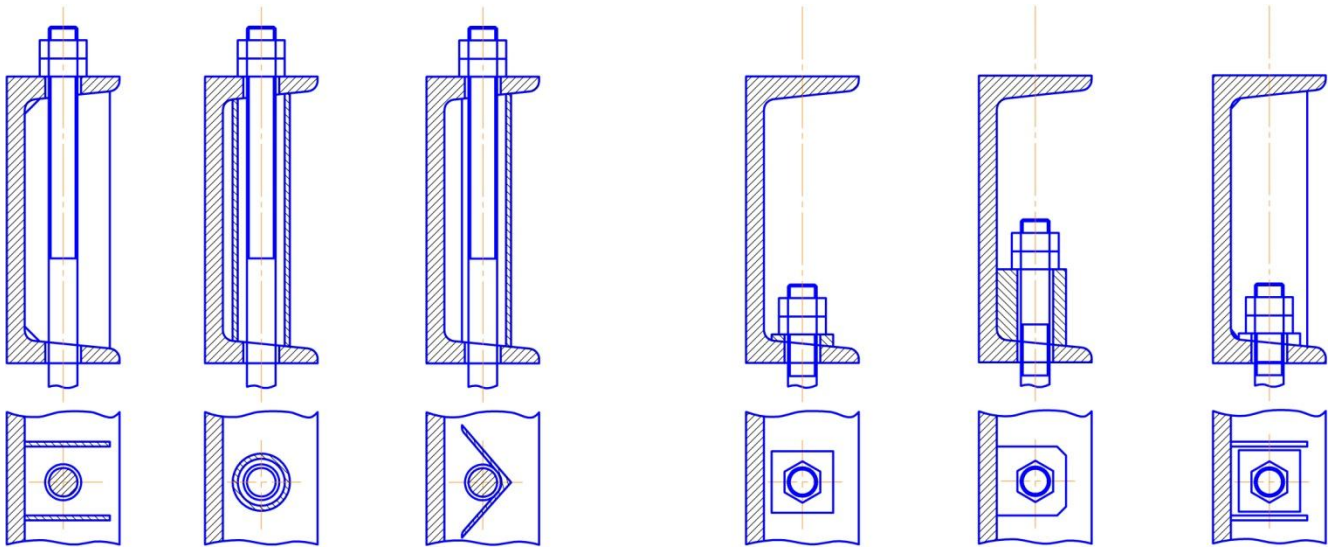


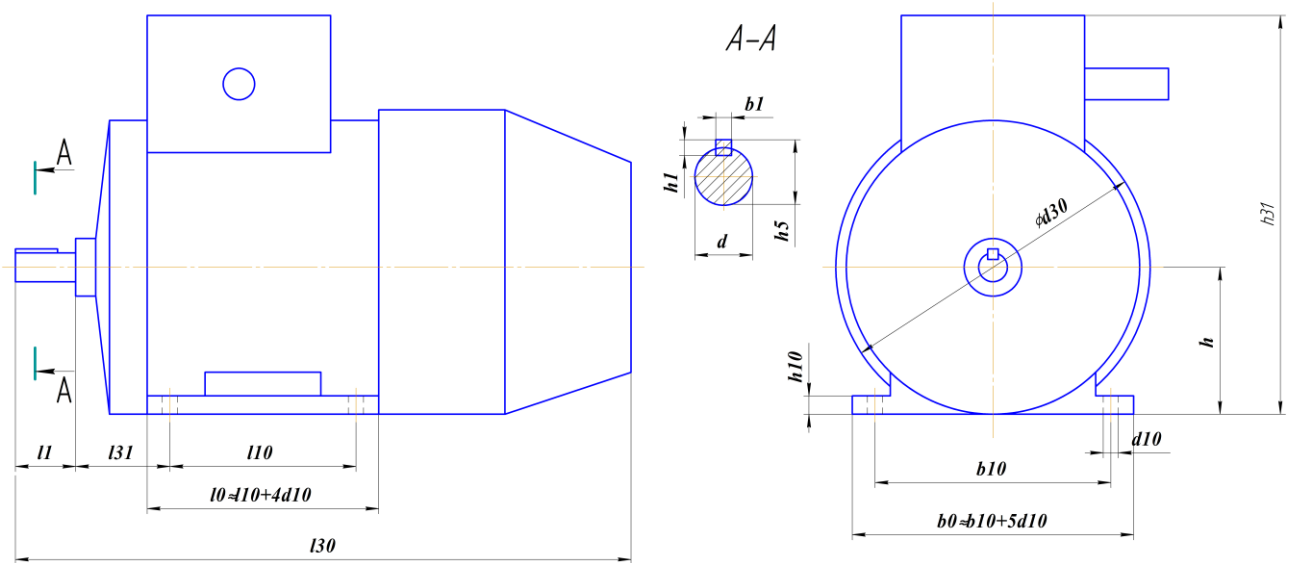
Рис. 26. Варіанти закріплення рами на фундаменті

Список літератури

1. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підруч. – 2-е перероб. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
2. Иванов М.Н., Иванов В.Н. Детали машин. Курсовое проектирование. Учеб. пособие для машиностроит. вузов. – М.: Высшая школа, 1975. – 551 с.
3. Детали машин: Учеб. для вузов / Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, И.К. Ганулич и др.; Под ред. О.А. Ряховского. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 544 с. – (Сер. Механика в техническом университете; Т.8).
4. Решетов Д.Н. Детали машин. Атлас конструкций.– М.: Машиностроение, 1979.
5. Цехнович Л.И., Петриченко И.П. Атлас конструкций редукторов,: Учеб. пособие. – 2-е изд, перераб. и доп. – К.: Выща школа, 1990. – 151 с.: ил.
6. Расчет и проектирование деталей машин. Ч.1. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. – 2-е изд., перераб. и доп. – Х.: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1987. – 136с.
7. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин.: [Учеб. пособие для техн. вузов]: Ч.2. – 2-е изд., перераб. и доп. – Х.: Выща школа. Изд-во при ХГУ, 1988. – 142 с: схем.
8. Дмитриев Ф.С. Проектирование редукторов точных приборов. – Л.: Машиностроение, 1971. – 160с., ил.

9. Расчет и проектирование деталей машин: Учеб. пособие для вузов / К.П. Жуков, А.К. Кузнецова, С.И. Масленникова и др.; Под ред. Г.Б. Столбина и К.П. Жукова. – М.: Высш. школа, 1978. – 247с., ил.
10. Методичні вказівки до курсової роботи з дисципліни "Прикладна механіка" для студентів інженерно-фізичного факультету. Розділ "Теорія механізмів і машин". / Укл. Ю.М. Сидоренко. – К.: НТУУ "КПІ", 2006. – 56 с.
11. Вибір електродвигуна, кінематичний та силовий розрахунки механічного приводу. Розрахунок і конструювання передач гнучкою в'яззю: Метод. вказівки до викон. розрахунково-графічних робіт з диск. "Деталі машин" для студ. машинобудівних спец. усіх форм навчання / Уклад.: В.А. Стадник, В.Г. Шарапов, В.Л. Дубнюк. – К.: ІВЦ "Видавництво "Політехніка", 2004. – 60 с.

Додаток 1



**Основні розміри асинхронних трифазних двигунів
серії 4А (виконання М100) за ГОСТ 19483-74**

Марка двигуна	Габаритні розміри, мм				Монтажні та приєднувальні розміри, мм									
	l_{30}	h_{31}	d_{30}	l_1	l_{10}	l_{31}	d	d_{10}	b_1	b_{10}	h	h_1	h_5	h_{10}
4A71	285	201	170	40	90	45	19	7		112	71		21,5	9
4A80A	300	218	186	50	100	50	22	10	6	125	80	6	24,5	10
4A80B	320													
4A90L	350	243	208	60	125	56	24	8	140	90	7	27,0	11	
4A100S	362	263	235		112	63	28		12	8		160	100	7
4A100L	392													
4A112M	452	310	260	80	140	70	32	12	10	190	112	8	35,0	13
4A132S	480	350	302			89	38			10	216		132	
4A132M	530													
4A160S	625	430	358	110	178	108	42	15	12	254	160	8	45	18
4A160M	667				210		4248					14	9	
		4A180	662	470	410	203	121	48	14	279	180	9	51,5	20
55	16							10				59,0		
4A180M	702	535	450	110	241	133	48	19	18	318	200	9	51,5	25
4A200M	760						55					60	10	
		4A200L	790	140	267	133	110	55	19	16	318	200	11	64
140	305			60	18								10	59
	800	535	450	140	110	133	55	19	16	318	200	10	59	25
	830													

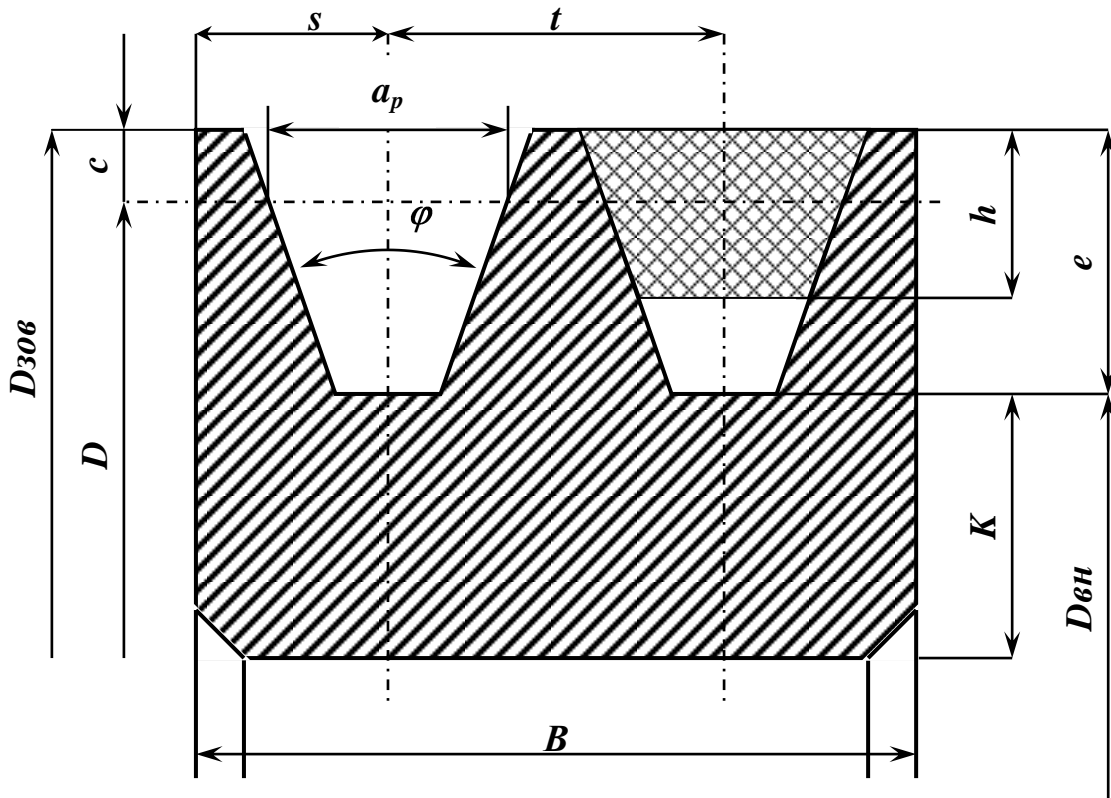
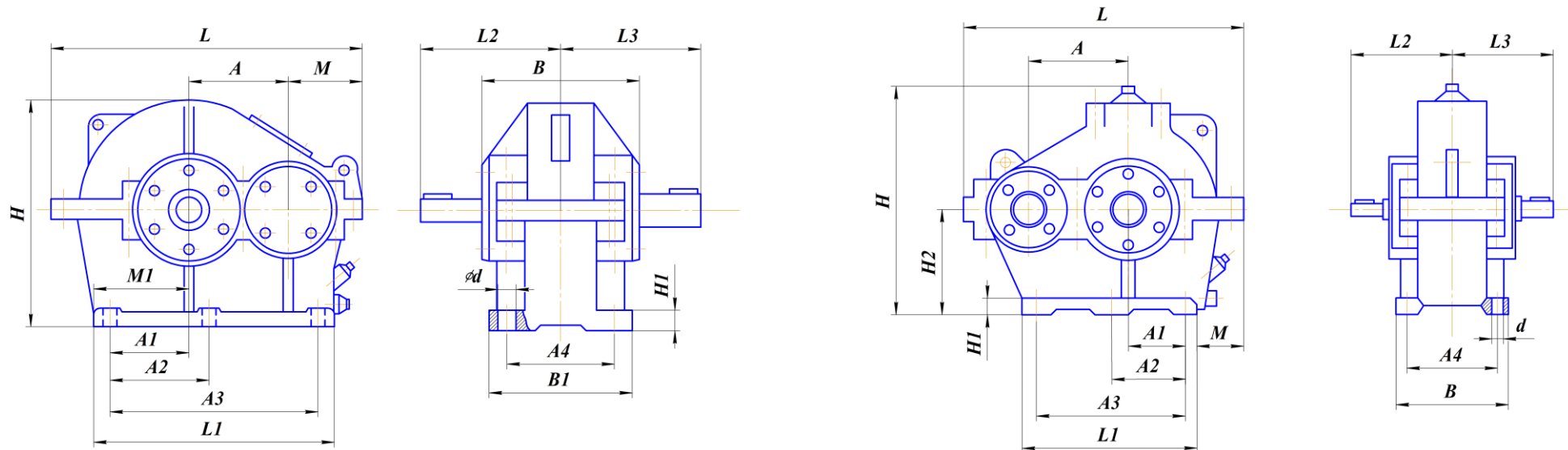


Рис. Шків для клинових пасів

Основні розміри шківів для клинових пасів (ГОСТ 1284-68)

Тип перерізу паса	Розміри канавок					Кут канавок φ			
	c	e	t	s	K_{min}	34°	36°	38°	40°
						не менш			
<i>О</i>	2,5	10	12	8	6	63...70	80...100	112...160	180
<i>А</i>	3,5	12,5	16	10	6	90...112	125...160	180...400	450
<i>Б</i>	5	16	20	12,5	8	125...160	180...224	250...500	560
<i>В</i>	6	21	26	17	10	200	224...315	355...630	710
<i>Г</i>	8,5	28,5	37,5	24	12	-	315...450	500...900	1000
<i>Д</i>	10	34	44,5	29	15	-	< 560	630...1120	1250



а)

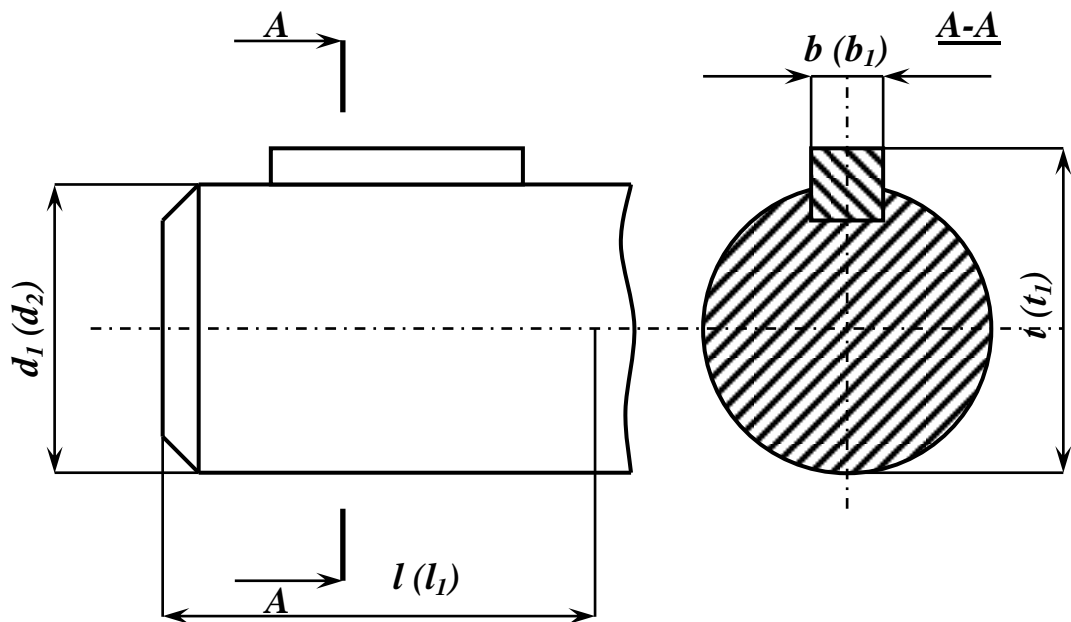
б)

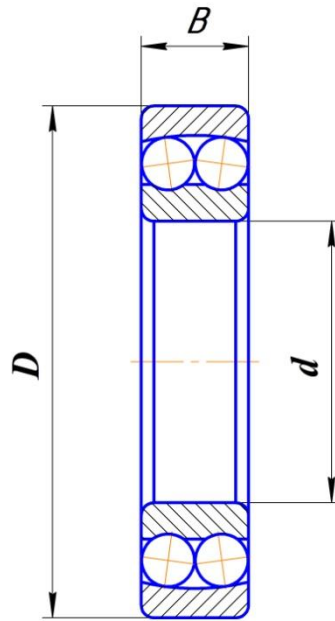
Основні розміри стандартних редукторів: а) марки ЦОН, б) марки ГО

Марка редуктора	A	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	B	B ₁	H	H ₁	H ₂	L	L ₁	L ₂	L ₃	M	M ₁	d
ЦОН-15	150	130	147,5	294	160	240	200	312	22	160	440	335	212	243	108	130	17
ЦОН-20	200	160	185	370	180	272	230	412	22	212	565	415	258	290	128	160	22
ЦОН-25	250	210	245	490	210	345	265	515	24	265	690	550	285	345	155	210	26
ЦОН-30	300	239	275	550	270	380	320	615	5	320	786	600	360	400	158	239	26
ГО-I	100	55	-	110	114	150	-	240	15	115	300	160	145	155	55	-	18
ГО-II	150	90	-	180	170	200	-	365	20	170	435	230	213	244	70	-	18
ГО-III	200	100	-	270	160	200	-	450	20	210	545	350	210	245	95	-	18
ГО-IV	250	140	180	360	190	240	-	550	25	260	675	440	260	290	120	-	18
ГО-V	300	120	190	380	220	280	-	630	25	305	785	490	290	350	175	-	23

Розміри вихідних кінців тихохідного і швидкохідного валів редуктора

Марка редуктора	Швидкохідний вал				Тихохідний вал			
	d_1	l	t	b	d_2	l_1	t_1	b_1
ЦОН-15	35	80	38	10	50	110	53,5	14
ЦОН-20	45	110	48,5	14	70	140	74,5	20
ЦОН-25	55	110	59	16	85	170	90	22
ЦОН-30	65	140	69	18	85	170	90	22
ГО-I	20	50	6	22,5	25	60	8	28
ГО-II	30	80	8	33	40	110	12	43,5
ГО-III	35	80	10	38,5	50	110	16	55
ГО-IV	40	110	12	43,5	65	140	18	70,5
ГО-V	50	110	16	55	80	170	24	87



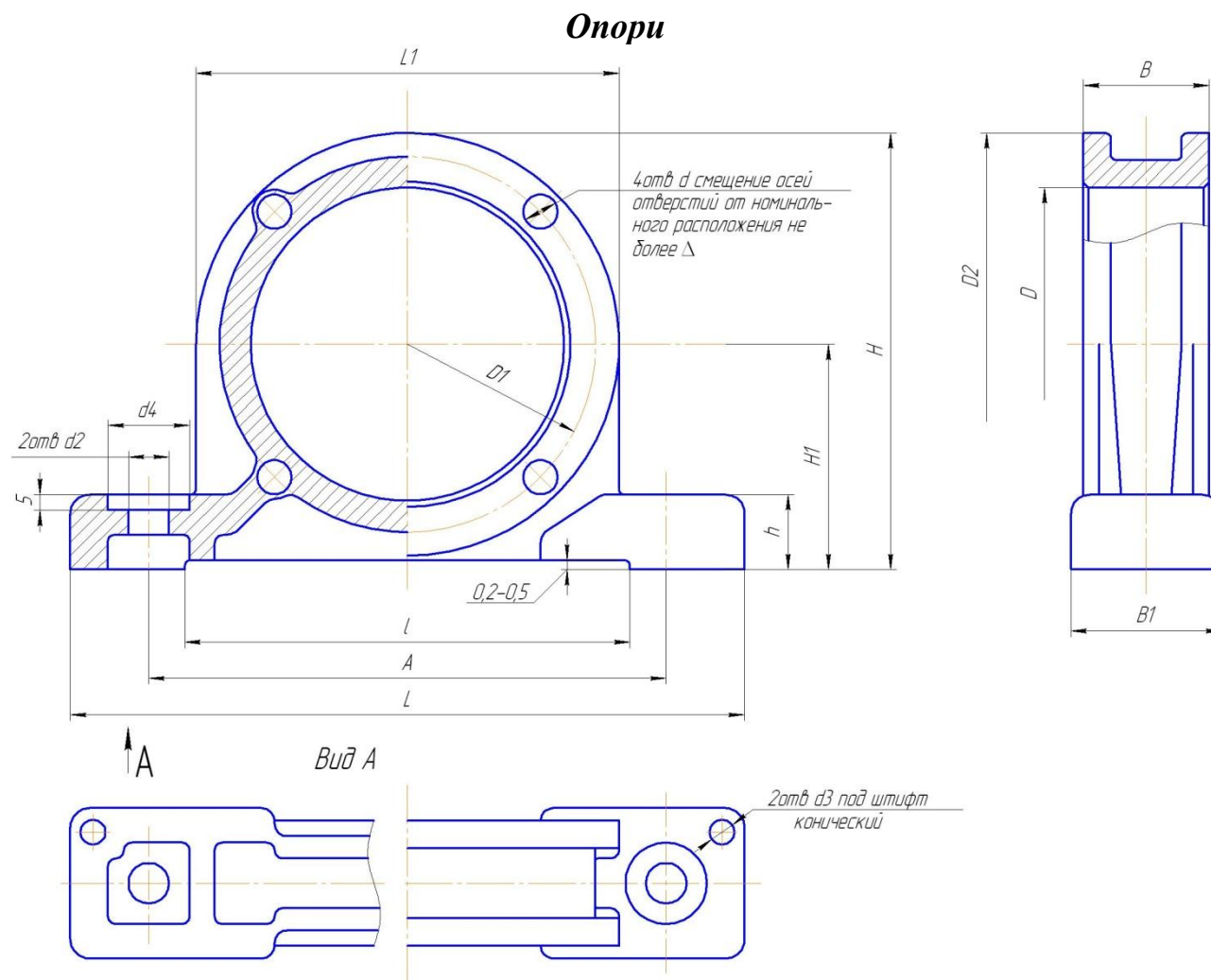


Кулькові підшипники радіальні сферичні двохрядні (ГОСТ 5720-51)

Умовне позначення підшипника	Розміри, мм				Динамічна вантажопідійомність, C_d , Н	Статична вантажопідійомність C_0 , Н	Граничне число обертів за хв.: Змазка-рідка*	Фактори приведенного навантаження					
	d	D	B	r				e	$\frac{A}{K_k R} < e$		$\frac{A}{K_i R} > e$		Y_e
									X	Y	X	Y	
Легка вузька серія													
1202	15	35	11	1,0	5790	2050	20000	0,332		1,896		2,935	1,986
1203	17	40	12	1,5	6130	2470	20000	0,307		2,052		3,176	2,150
1204	20	47	14	1,5	7720	3240	16000	0,273		2,306		3,570	2,416
1205	25	52	15	1,5	9440	4100	16000	0,271		2,324		3,597	2,435
1206	30	62	16	1,5	12200	5920	12500	0,244		2,576		3,987	2,699
1207	35	72	17	2,0	12300	6780	10000	0,230		2,737		4,236	2,867
1208	40	80	18	2,0	15100	8720	10000	0,219		2,870		4,442	3,007
1209	45	85	19	2,0	17000	9770	8000	0,212	1,0	2,972	0,65	4,599	3,113
1210	50	90	20	2,0	17700	11000	8000	0,214		3,134		4,850	3,283
1211	55	100	21	2,5	21000	13600	6300	0,195		3,232		5,002	3,386
1212	60	110	22	2,5	23800	15800	6300	0,185		3,407		5,273	3,569
1213	65	120	23	2,5	24400	17500	6300	0,107		3,705		5,734	3,882
1214	70	125	24	2,5	27000	19100	5000	0,179		3,509		5,431	3,676
1215	75	130	25	2,5	30500	21800	5000	0,175		3,596		5,566	3,767
1216	80	140	26	3,0	31400	24000	5000	0,160		3,944		6,105	4,13

Умовне позначення підшипника	Розміри, мм				Динамічна вантажопідійомність, C_d , Н	Статична вантажопідійомність C_0 , Н	Граничне число обертів за хв.. Змазка-рідка*	Фактори приведенного навантаження							
	d	D	B	r				$\frac{A}{K_k R} < e$		$\frac{A}{K_i R} > e$		Y_e			
								X	Y	X	Y				
Легка широка серія															
1506	30	62	20	1,5	11900	5810	10000	0,394	1,0	1,594	0,65	2,467	1,670		
1507	35	72	23	2,0	16900	8380	10000	0,372		1,691		2,617	1,772		
1508	40	80	23	2,0	17500	9640	8000	0,332		1,897		2,935	1,987		
1509	45	85	23	2,0	18200	10900	8000	0,306		2,058		3,185	2,156		
1510	50	90	23	2,0	18200	11500	6300	0,286		2,202		3,407	2,306		
1515	75	130	31	2,5	34900	24500	4000	0,236		2,667		4,127	2,794		
1516	80	140	33	3,0	38300	27400	4000	0,252		2,490		3,854	2,609		
Середня вузька серія															
1302	15	42	13	1,5	7370	2680	20000	0,334	1,0	1,885	0,65	2,917	1,975		
1303	17	47	14	1,5	9730	3730	16000	0,328		1,918		2,968	2,009		
1304	20	52	15	2,0	9760	4090	12500	0,291		2,166		3,352	2,269		
1305	25	62	17	2,0	14100	6120	12500	0,279		2,257		3,492	2,364		
1306	30	72	19	2,0	16800	7900	10000	0,256		2,458		3,804	2,575		
1307	35	80	21	2,5	20000	10000	8000	0,245		2,570		3,978	2,693		
1308	40	90	23	2,5	23300	12400	8000	0,241		2,614		4,046	2,739		
1309	45	100	25	2,5	30000	16200	6300	0,248		2,538		3,928	2,659		
1310	50	110	27	3,0	34100	17800	6300	0,235		2,676		4,141	2,803		
1311	55	120	29	3,0	40600	22900	5000	0,234		2,696		4,173	2,824		
1312	60	130	31	3,5	45800	27100	5000	0,225		2,800		4,334	2,934		
1313	65	140	33	3,5	49200	29900	5000	0,226		2,785		4,311	2,918		
1314	70	150	35	3,5	58600	35900	4000	0,224		2,813		4,354	2,947		
1315	75	160	37	3,5	62400	39100	4000	0,222		2,837		5,390	2,972		
1316	80	170	39	3,5	69900	43000	4000	0,216		2,918		4,515	3,056		
Середня широка серія															
1605	25	62	24	2,0	18900	7600	10000	0,471	1,0	1,338	0,65	2,071	1,402		
1606	30	72	27	2,0	24400	10200	10000	0,440		1,432		2,216	1,500		
1607	35	80	31	2,5	30500	13000	8000	0,462		1,363		2,110	1,428		
1608	40	90	33	2,5	34900	16000	6300	0,433		1,455		2,251	1,524		
1609	45	100	36	2,5	42300	19800	6300	0,418		1,508		2,334	1,580		
1610	50	110	40	3,0	50000	23900	6300	0,425		1,481		2,292	1,552		
1611	55	120	43	3,0	58600	28600	5000	0,412		1,527		2,364	1,600		
1612	60	130	46	3,5	67700	33600	5000	0,405		1,555		2,407	1,629		
1613	65	140	48	3,5	75300	39300	4000	0,383		1,647		2,548	1,725		
1614	70	150	51	3,5	85700	45400	4000	0,376		1,675		2,593	1,755		
1616	80	170	58	3,5	10700	58800	3150	0,374		1,683		2,605	1,764		
				0											

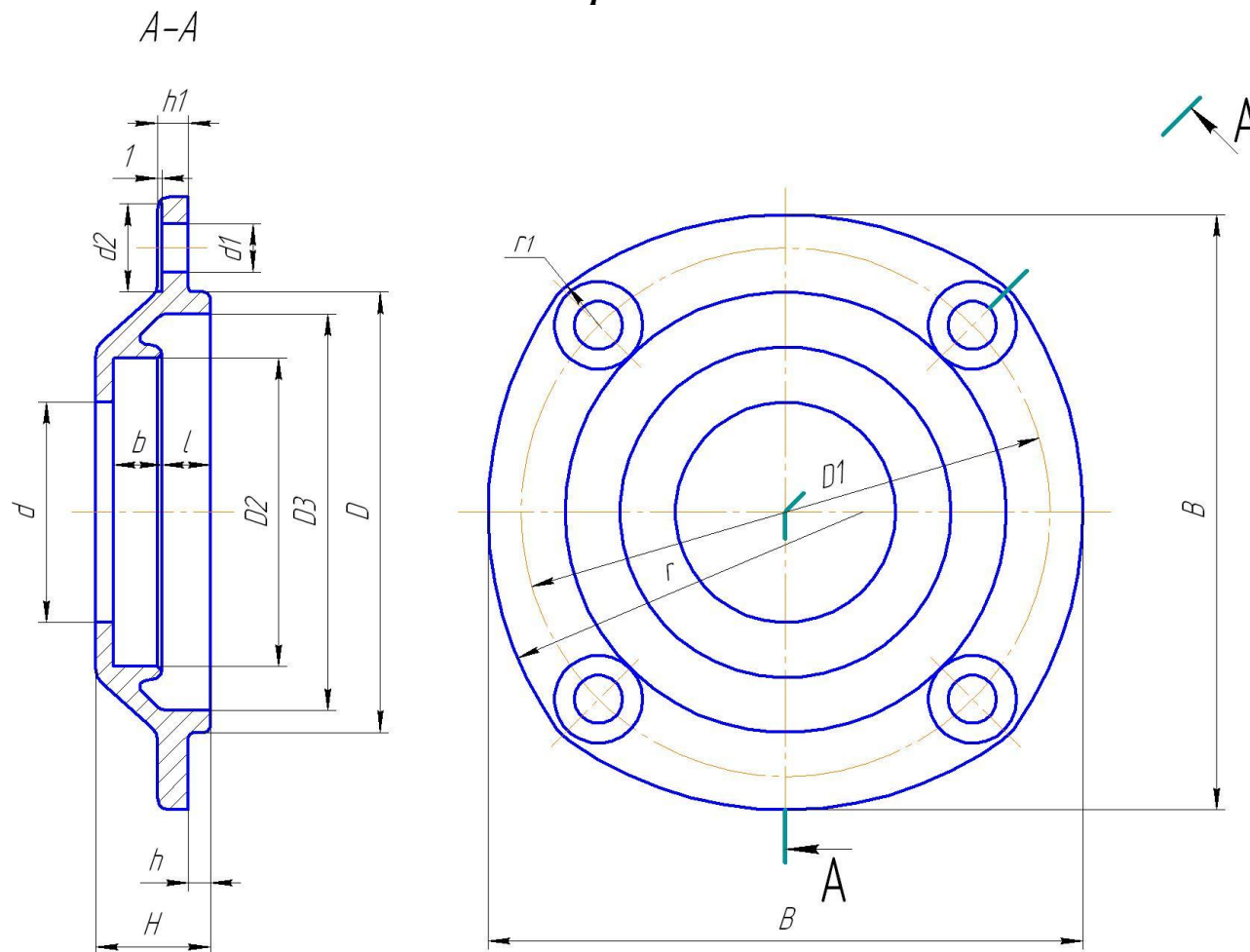
*При використанні пластичних мастил гранична частота обертання на 20% менше.



Опоры узької серії (УМ) підшипників кочення діаметром від 80 до 150 мм (ГОСТ 13218.3-67)

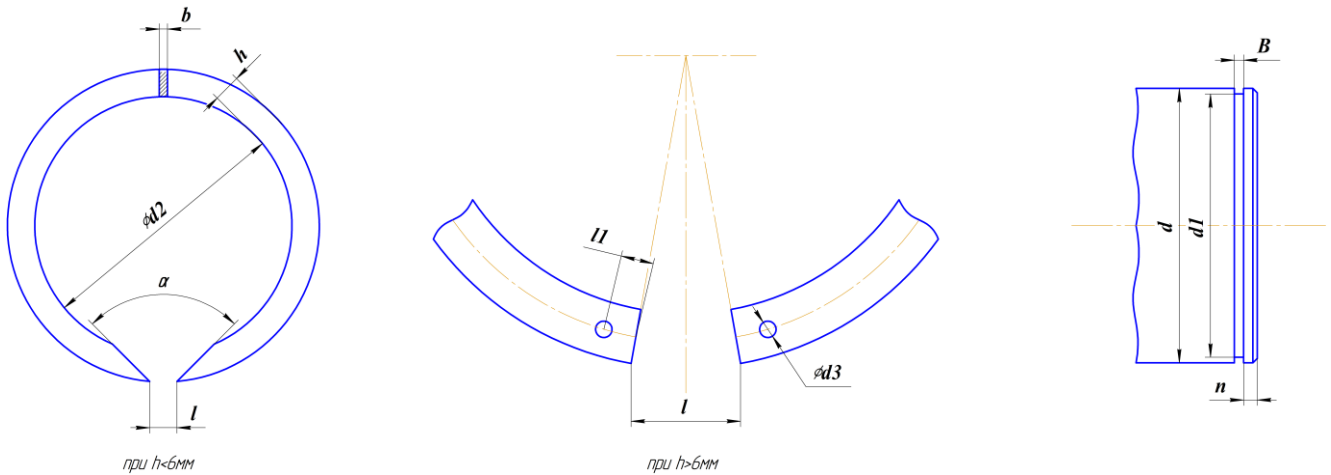
Познач. опори	D _(гран. відх. по А)	D_1	d	Δ	d_2	d_3	d_4	A _(гран. відх. $\pm 0,2$)	B _(гран. відх. по С₃)	B_1	L	$L_1=D_2$	l	H	H_1 _(гран. відх. $+0,05$)	h	r	r_1	Маса, кг	
УМ 80	80	100	9	0,10	13		26	135	35	42	180	110	110	113	58	19	75	11,0	0,71	
УМ 85	85	105						140				185	115	116	120,5				63	1,42
УМ 90	90	110						150	38		195	125	128	130,5	68				22	80
УМ 100	100	120	11	0,12	17	8	32	165	40	48	215	135	142	139,5	72	24	85	12,5	2,33	
УМ 110	110	130							185		45	235	155	164	157,5	80	26			3,05
УМ 120	120	145						210	48		260	175	194	179,5	92	32			4,31	
УМ 125	125	150			220		270	180		204	188	98	34			4,99				
УМ 130	130	155	13				225	50	54		280		185		190,5		5,77			
УМ 140	140	165				22	10	40	235	52	58	295	195	206	199,5	102	35			6,42
УМ 150	150	180								255		55		315	210	230	215	110	110	40

Кришки



Кришки торцеві середні (МС) з манжетним ущільнювачем корпусів підшипників кочення діаметром від 62 до 100 мм (ГОСТ 13219.7-67)

Познач. кришки	D (гран. відх. по C ₃)	Діаметр вала або втулки d _{ном.}	d (гран. відх. по A ₅)	D ₁	D ₂ (гран. відх. по A ₃)	D ₃	d ₁	d ₂	Δ	B	b	H	h	h ₁	l	r	r ₁
МС 62х20	62	20	21	80	40	55	9	18	0,10	85	11	19	4	6	4	70	11,0
МС 62х25		25	26		42												
МС 72х25	72	30	31	90	52	65										98	
МС 72х30					52												
МС 80х30	80	35	36	100	58	72										110	
МС 80х35					58												
МС 85х40	85	40	41	105	60	78	115										
МС 90х35	90	35	36	110	58	80		125	20	5	7	9	80	12,0			
МС 90х45		45	46		65												
МС 100х40	100	40	41	120	60	90	11	20	0,12	135	21	26	6	11	85	12,5	
МС 100х50		50	51		70												



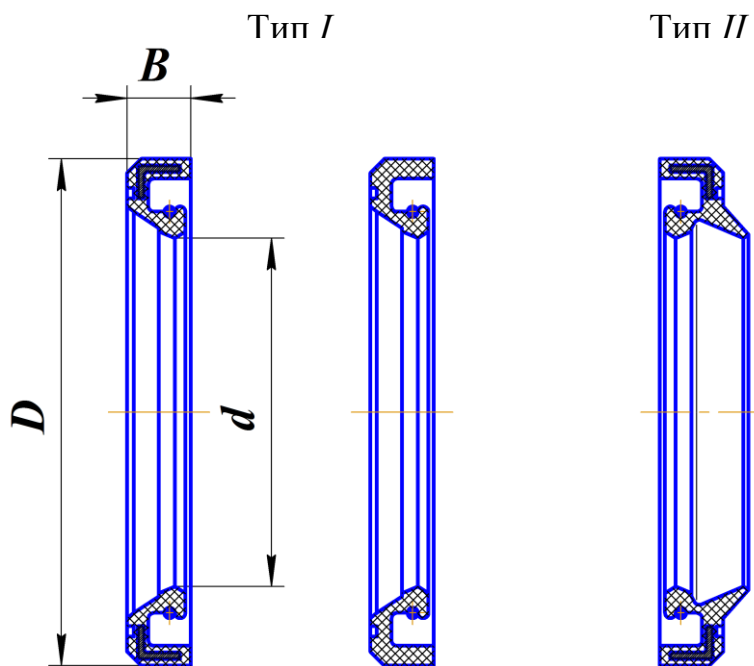
Кільце плоске пружинне упорне та канавка для нього

Розміри (мм) кілець плоских пружинних упорних нарізних та канавок для них (з ГОСТ 13940-68)

Діаметр вала, d	d_1		B		n , не більш	d_2	l	l_1	r_2	d_3	b	h		
	номін.	відх.	номін.	відх.										
10	9,5	-0,10	1,2		0,75	9,2	2				1,0	1,7		
12	11,3				1,1	11,3	3					2,0		
15	14,1				1,4	13,8	4					2,6		
17	16,0	-0,12	1,4		1,5	15,7	4				1,2	2,5		
20	18,6				2,1	18,2	5					3,2		
25	23,5				2,3	23,1	5					4,0		
30	28,5	-0,28	1,4		2,3	27,8	6				1,2	4,0		
35	33,0				3,0	32,2	6							
40	37,5				3,8	36,5	8							
45	42,5	-0,34	1,9	+0,25	3,8	41,5	8	4,2	26,6	2	2,0	6,0		
50	47,0		2,2		45,8	29,2								
55	52,0		4,5		50,8	31,8								
60	57,0	-0,40	2,8		55,8	75,0	10	5	34,6	2,5	2,5	7,0		
65	62,0				60,8								37,0	
70	67,0				65,6								39,5	
75	72,0				70,6								42	
80	76,5				75,0								44,3	
85	81,5	-0,46	3,4	+0,30	5,3	84,5	6	47,2		3	3,0	8,5		
90	86,5												89,5	49,6
95	91,5												94,5	52,1
100	96,5						12							

Примітка: $\alpha = 60 \pm 5^\circ$ для $d \leq 58$ мм, $\alpha = 90 \pm 5^\circ$ для $d > 58$ мм.

1. Матеріал кілець – сталь 65Г;
2. Кільця виготовляються у двох виконаннях: 1 – штамповкою, 2 – навіскою;
3. Передбачено три групи площинності кілець: А, Б, В (ГОСТ 3944-68);
4. Приклад умовного позначення штампованого кільця площинності якого відхиляється по групі Б для вала діаметром 50 мм: *Кільце 1Б50 ГОСТ 13940-68.*

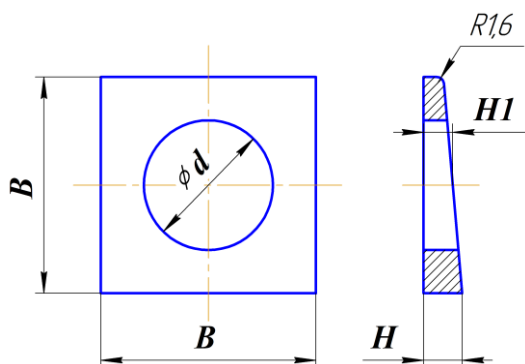


Виконання I Виконання II

Манжети гумові армовані з пружиною (ГОСТ 8752-79)

Діаметр валу	<i>d</i>		<i>D</i>		<i>B</i>			
	НОМІН.	ВІДХ.	НОМІН.	ВІДХ.	НОМІН.	ВІДХ.		
15	14,8	-0,6	30	+0,30 +0,15	7	+0,3 -0,2		
16	15,8		32					
17	16,8		35					
18	17,8		40	+0,4 +0,2			10	+0,5 -0,3
19	18,8							
20	19,8							
21	20,8							
22	21,8							
24	23,8							
25	24,8							
26	25,8	-1,0	52					
28	27,8		58					
30	29,7		60					
32	31,7		62					
35	34,7		65					
38	37,7		70					
40	39,7							
42	41,7							
45	44,7							
48	47,7							

Приклад умовного позначення манжети типу I виконання II для валу діаметром 55мм:
Манжета I-II-55 ГОСТ 8752-79.



Шайба коса

Шайби косі (ГОСТ 10906-66)

Діаметр різьби болта	<i>d</i>		<i>B</i>		<i>H1</i> , довідн.	Допустиме зміщення осі отвору
	номін.	відх.	номін.	відх.		
6	6,6	+0,36	16	+1,0	4,9	0,43
8	9		20	-1,5		
10	11	+0,43	30	+1,0	5,7	0,52
12	13		40	-1,7		
14	15					
16	17	+0,52	40	+1,0	6,2	0,62
18	19			-1,9		
20	22		50	+1,4	6,8	
22	24			-1,9		
24	26					
27	30					

Приклад позначення косої шайби для болта з діаметром різьби 20 мм: Шайба 20.36.05 ГОСТ 10906-66.

Розміри *H*, що рекомендуються при отриманні профілю шайб способом механічної обробки або штамповки

<i>B</i>	16	20	30	40	50
<i>H</i>	4	5	6	7	9

Косі шайби, що рекомендуються до використання у швелерах та двотаврових балках

Діаметр різьби болта	<i>B</i>	Найменші номери профілів		Діаметр різьби болта	<i>B</i>	Найменші номери профілів	
		швелерів	двотаврів			швелерів	двотаврів
6	16	5	12	18	40	16	22а
8				20		18	24а
10	20	8	14	22	50	20а	30а
12	30	12	18	24		22а	40а
14				27	40	60	
16				14	18а		