

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 НТУУ "КПІ"

спеціальностей:

6.090403 – "Ливарне виробництво чорних і кольорових металів",

6.090405 – "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 НТУУ "КПІ" спец.: 6.090403 – Ливарне виробництво чорних і кольорових металів, 6.090405 – Спеціальна металургія. Ч.2. Деталі машин. / Уклад. Ю.М. Сидоренко. – К.: НТУУ "КПІ", 2009. – 96 с.

Гриф надано Методичною радою НТУУ "КПІ"
(Протокол №__ від __.__.2009 р.)

На в ч а л ь н е в и д а н н я

Прикладна механіка

Методичні вказівки

до виконання курсового проекту

для студентів інженерно-фізичного факультету НТУУ "КПІ"

спеціальностей:

6.090403 – "Ливарне виробництво чорних і кольорових металів",

6.090405 – "Спеціальна металургія"

Частина 2. Деталі машин

Укладач: Сидоренко Юрій Михайлович, канд. техн. наук

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

Рецензенти: О.Ф. Луговський, доктор техн. наук, професор
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".

ЗМІСТ

	стр
ВСТУП	5
1 ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЕРЕДАЧІ. ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА.....	6
2 РОЗРАХУНОК КЛИНОПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ.....	12
3 ВИБІР СТАНДАРТНОГО РЕДУКТОРА.....	21
4 ВИБІР МУФТИ.....	26
5 РОЗРАХУНОК ВІДКРИТОЇ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ.....	32
6 ПРОЕКТУВАННЯ І РОЗРАХУНОК ОСЕЙ ТА ВАЛІВ.....	40
6.1. Проектування вала на опорах.....	42
6.2. Перевірочний розрахунок вала на міцність при згинанні та крученні.....	53
6.2.1. Перевірочний розрахунок на статичну міцність.....	54
6.2.2. Перевірочний розрахунок вала на витривалість.....	58
7 ВИБІР СТАНДАРТНОГО ПІДШИПНИКА.....	61
8 РОЗРАХУНОК ШПОНКОВОГО З'ЄДНАННЯ.....	63
9 ПРОЕКТУВАННЯ ПЛИТ ТА РАМ.....	68
9.1. Плити.....	68
9.2. Рами.....	71
10 ТОЧНІСТЬ МЕХАНІЗМІВ.....	73
10.1. Поняття про допуски і квалітети.....	74
10.2. Посадки деталей і системи отримання посадок.....	76
10.3. Рекомендацій щодо вибору посадки.....	76
11 СТАНДАРТИЗАЦІЯ.....	78
СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	79
ДОДАТКИ.....	80
Додаток 1. Основні розміри асинхронних трифазних двигунів серії 4А.....	80
Додаток 2. Основні розміри шківів для клинових пасів.....	81
Додаток 3. Основні розміри стандартних редукторів.....	82

Додаток 4. Розміри вихідних кінців тихохідного і швидкохідного валів стандартних редукторів.....	83
Додаток 5. Кулькові підшипники радіальні сферичні двохрядні.....	84
Додаток 6. Опори вузької серії (УМ) підшипників кочення.....	86
Додаток 7. Кришки торцеві глухі корпусів підшипників кочення.....	88
Додаток 8. Кільце плоске пружинне упорне та канавка для нього.....	93
Додаток 9. Манжети гумові армовані з пружиною.....	94
Додаток 10. Шайби косі.....	95

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 курсового проекту з Прикладної механіки.

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

Користування даними методичними вказівками та матеріалами лекцій дасть можливість 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 яких наведений наприкінці 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 пониження частоти обертів та збільшення обертового моменту від електродвигуна на кривошип використовують додатковий проміжний елемент якій називається – механічна передача.

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

- перетворення одного виду руху в інший (поступальний у обертовий чи навпаки);
- зменшення або збільшення обертового 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.

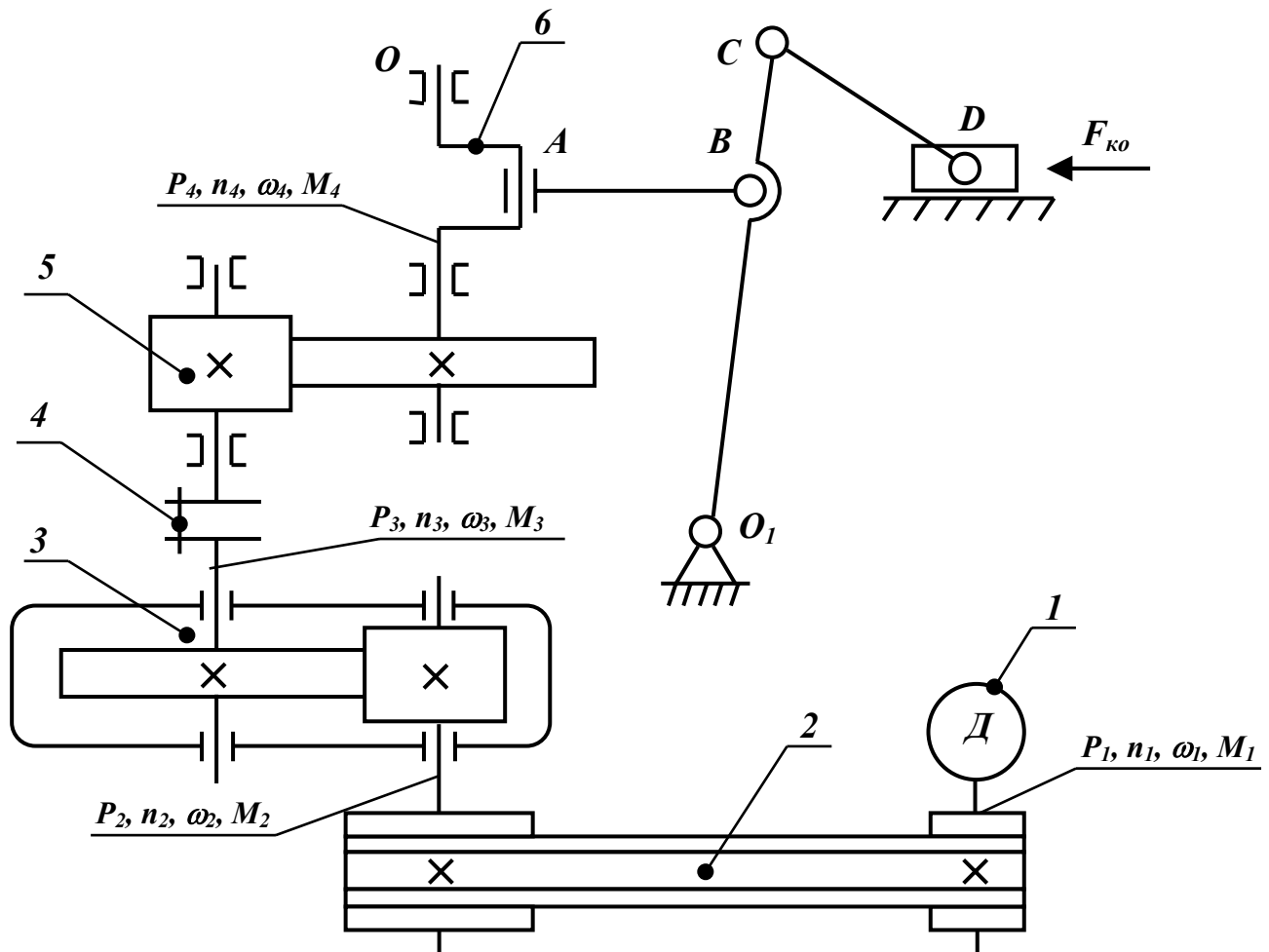


Рис. 1. Кінематична схема приводу

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: $n_{вих} = 55 \text{ об/хв}$;
2. момент рушійних сил на кривошипі (момент на виході з механічної передачі): $M_{pc} = M_{вих} = 736 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

1. Потужність на вході в передачу (потужність електродвигуна) $P, \text{Вт}$:

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

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).

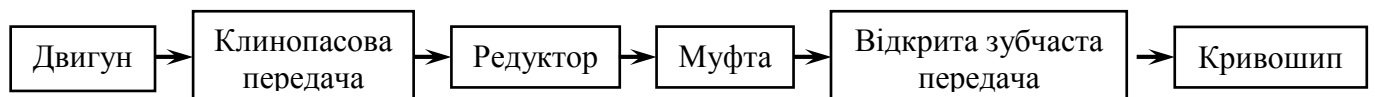


Рис. 2. Блок-схема приводу механізму

Тоді загальний ККД механічної передачі розраховується за формулою:

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

Згідно табл.1.1 – $\eta_{кл/пас} = 0,94$; $\eta_{редуктора} = 0,97$; $\eta_{муфти} = 1$; $\eta_{ВЗП} = 0,93$.

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

Тобто, потужність електродвигуна повинна бути неменше ніж $P_{дв} \geq 5 \text{ кВт}$.

2. Частота обертання n , об/хв:

$$\text{Так як } \frac{n_{вх}}{n_{вих}} = i_{заг} ,$$

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

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

то частота обертання на вході механічної передачі:

$$n_{вх} = n_{вих} \cdot i_{заг} ,$$

Відповідно до даних табл.1.1 проведемо розрахунки максимально і мінімально можливих, а також середнього значень загального передаточного відношення та частоти обертання вхідного вала передачі.

- максимальні значення:

$$i_{заг \max} = i_{кл/пас \max} \cdot i_{редуктора \max} \cdot i_{ВЗП \max} = 7 \cdot 8 \cdot 8 = 448 ;$$

$$n_{вх \max} = n_{вих} \cdot i_{заг \max} = 55 \cdot 448 = 24640 \text{ об / хв} .$$

- мінімальні значення:

$$i_{заг \min} = i_{кл/пас \min} \cdot i_{редуктора \min} \cdot i_{ВЗП \min} = 2 \cdot 3 \cdot 3 = 18 ;$$

$$n_{вх \min} = n_{вих} \cdot i_{заг \min} = 55 \cdot 18 = 990 \text{ об / хв} .$$

- середні значення:

$$i_{заг \text{ ср}} = i_{кл/пас \text{ ср}} \cdot i_{редуктора \text{ ср}} \cdot i_{ВЗП \text{ ср}} = 3 \cdot 3 \cdot 3 = 27 ;$$

$$n_{вх \text{ ср}} = n_{вих} \cdot i_{заг \text{ ср}} = 55 \cdot 27 = 1485 \text{ об / хв} .$$

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 $P_{дв} = 5,5 \text{ кВт} > P_{вх} = 5 \text{ кВт}$, синхронна частота обертання вала $n_c = 1500 \text{ об/хв}$. $\approx n_{вх \text{ ср}} = 1485 \text{ об/хв}$, а асинхронна частота обертання – $n_{дв} = 1445 \text{ об/хв}$. 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 ($n_{вх\text{ ср}}=1485$ об/хв.) відрізняється від реальної величини на якій може працювати обраний електродвигун ($n_{дв}=1445$ об/хв.) необхідно провести перерахунок нового реального значення загального передаточного відношення передачі $i_{заг}$ з метою забезпечення вимоги завдання на курсовий проект ($n_{вих}=55$ об/хв). Тоді:

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

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.

$$P_1 = P_{вх} = 4998 \text{ Вт};$$

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

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

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

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

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

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

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

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

в) Кутова швидкість обертання ω , рад/с:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Результати обчислень заносимо до табл. 1.3.

Таблиця 1.3. Силіві 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).

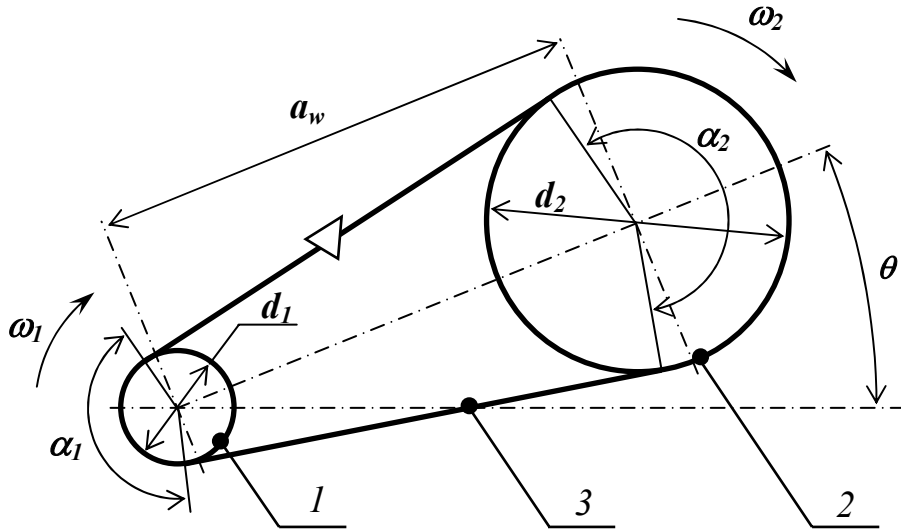


Рис. 3. Клинопасова передача:

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

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

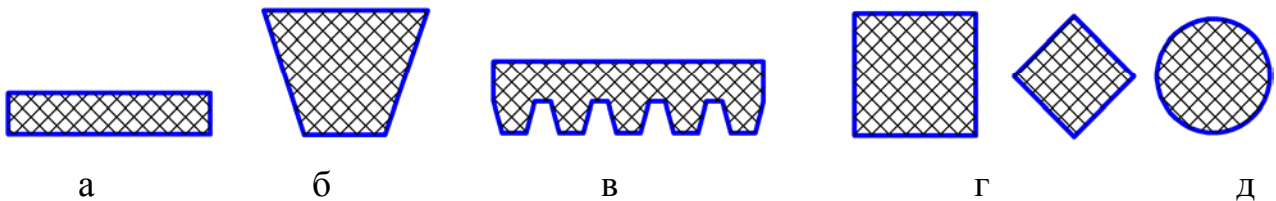


Рис. 4. Основні форми поперечного перерізу пасів:

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

Найчастіше застосовують 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 появи 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 шківом.

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.

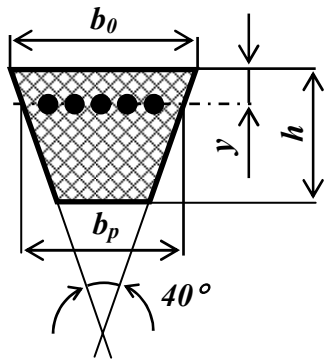
За допомогою табл. 2.1 встановлюємо, що значення крутного моменту $M_{вх}$ знаходиться в діапазоні 30...120 Н·м. Тому обираємо тип клинового пасу – "Б".

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÷1284.2–89 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	Е
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. та табл. 2.3. 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. 2.3. 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 шківа 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	--	--
		225	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 шківа d_2 , мм:

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

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

$i_{\text{кл/пас}}$ – передаточне відношення клинопасової передачі ($i_{\text{кл/пас}}=3$, 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 шківів 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	2,72	
К.К.Д. передачі	η	0,94	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 вибраного типу паса "Б" розрахункове значення лінійної швидкості не перевищує допустимої норми – 25 м/с. В іншому випадку необхідно зменшити значення діаметра меншого шківa (табл. 2.3).

6. Розрахунок орієнтовної величини міжосьової відстані a' :

$$a' = k \cdot (d_1 + d_2),$$

де k – коефіцієнт типу паса

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

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

7. Визначення довжини пасу 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.

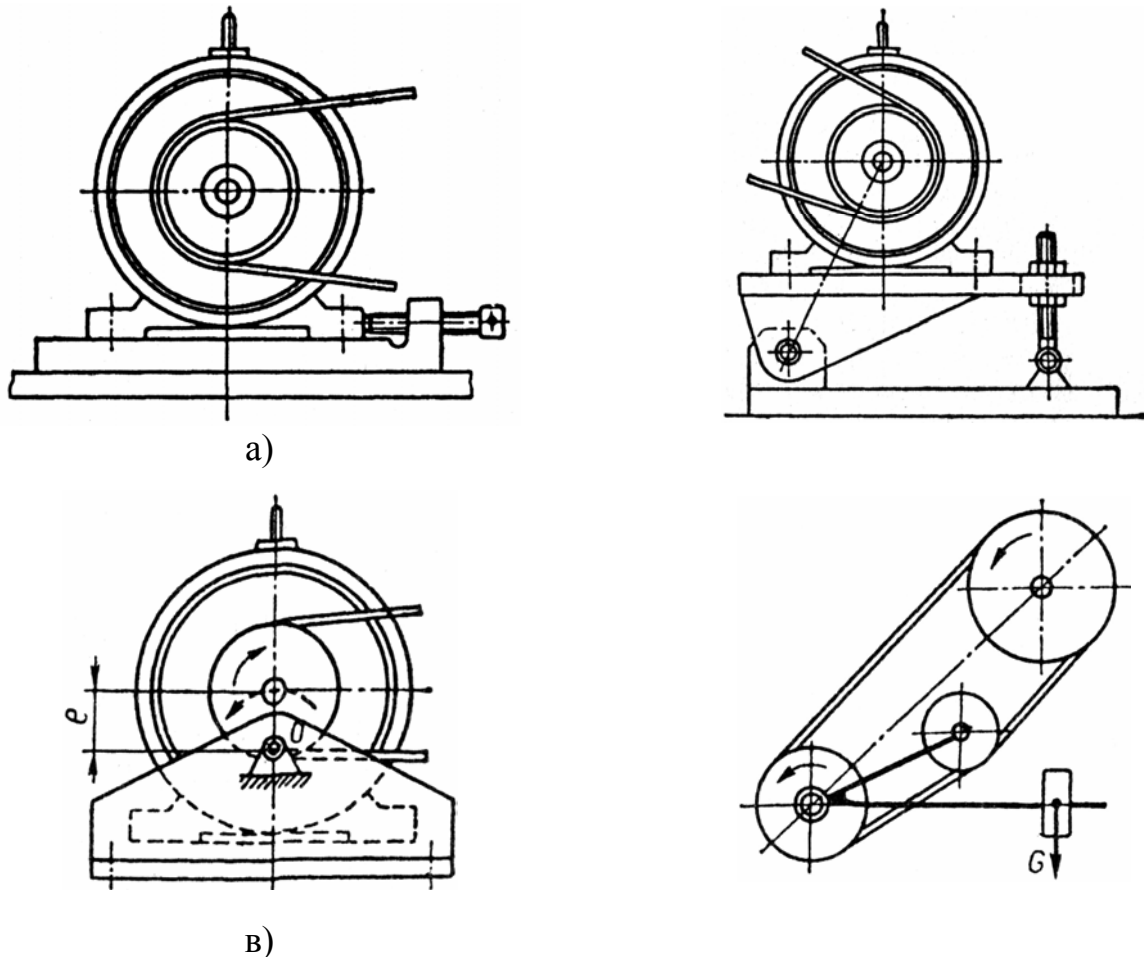


Рис. 5. Деякі методи регулювання натягу паса:

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:

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

де u – число пробігів паса за одиницю часу.

10. Перевірка кута обхвату пасом меншого шківів – α , град (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:

$$C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - \alpha) = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - 161^\circ) = 0,943;$$

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 $d_f=140$ 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 1284.1-89
(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, гепойдні 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 передач 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 та диференціальні 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 вихідному валі клинопасової передачі, тобто $P_{\text{редуктора}} = P_2 = 4698$ Вт. Крім того, необхідно враховувати вплив умов роботи редуктора. Тоді:

$$P_{BX} = P_{\text{редуктора}} \cdot K_E,$$

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:

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

Але для того щоб визначити конкретну марку редуктора значення потужності є недостатнім. Також необхідно мати значення передаточного відношення $i_{\text{редуктора}}$ та значення частоти обертання $n_{\text{вх}}$ 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.

Таблица 3.4 *Варіанти складання редукторів*

	Кінці валів виконані під муфти або у вигляді частини муфти			Один кінець т.х. вала призначений для приєднання приладів керування		тихохід. вал порожнистий
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 A , 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 , Вт	4998	4698	4557	4239
Передаточне відношення	i	3,21	3,15	3,15	2,6
К.К.Д. передачі	η	0,94	0,97	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 (нерозчінні) 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 півмуфт та стальними пальцями встановленими у іншій півмуфті. Такі муфти допускають радіальне 0,2...0,5 мм, осьове 1...5 мм та кутове до 1° зміщення валів.

Слід відмітити, що при зростання 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.

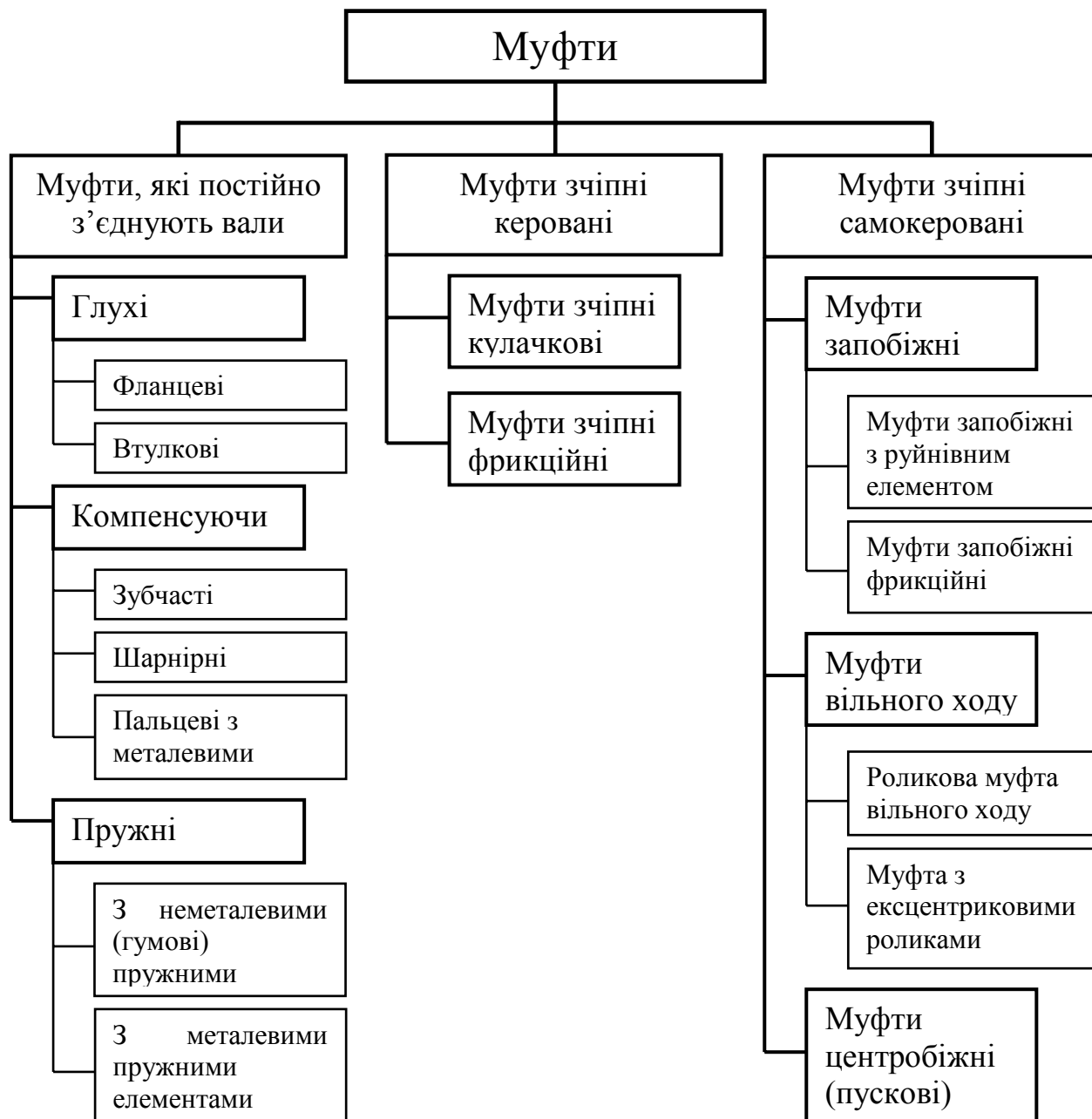


Рис. 6. Класифікація муфт

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:

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

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 півмуфти 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,

$D_1=190$ мм (табл.4.2).

$$F_t = \frac{2 \cdot M}{z \cdot D_1} = \frac{2 \cdot 427}{8 \cdot 178 \cdot 10^{-3}} = 562 \text{ Н}$$

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

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

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.

($[\sigma]=60\ldots80$ МПа – Сталь 45).

$$\sigma_{зг} = \frac{F_t \cdot l'}{W_x} = \frac{562 \cdot 0,5 \cdot 82 \cdot 10^{-3}}{0,1 \cdot (18 \cdot 10^{-3})^3} = 39,5 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 60\ldots80 \text{ МПа}$$

Таблиця.4.2. Основні параметри муфт МПВП (ГОСТ 21424-93)

Позначення муфти	[M] Н·м	n, об/хв	Розміри, мм																								
	Найб.	Найб.	d		D	L	D ₁	L ₁	d ₁	d ₂	d ₃	l	l ₁	h	B	Пальці											
			1-й ряд	2-й ряд		Найб.										d _п	Кількість										
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													6				
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													6				
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																											
МУВП-45			45																								
МУВП-48	700	3000	50	48	190	226	140	110	95	104													8				
МУВП-50																											
МУВП-55				55																							
МУВП-60	1100	2650	60	65	220	286	170	140	110	130							46	60	55		2÷8	24	10				
МУВП-65																											
МУВП-70	2000	2240	70	75	250	288	190	140	130	150													10				
МУВП-75																											

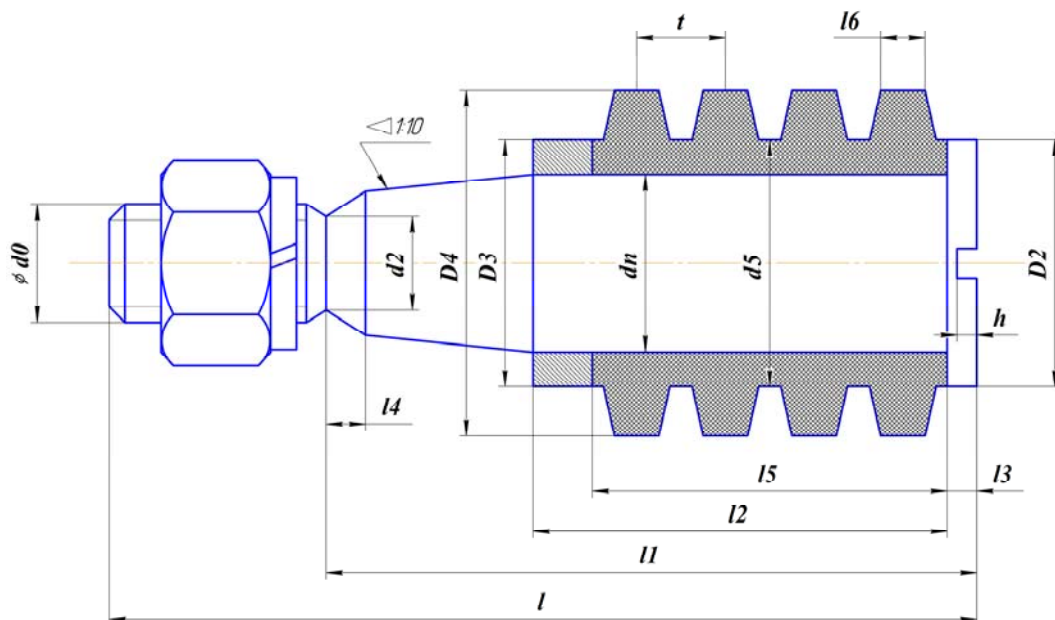


Рис. 8. Палець муфти МПВП

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 зубців 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).

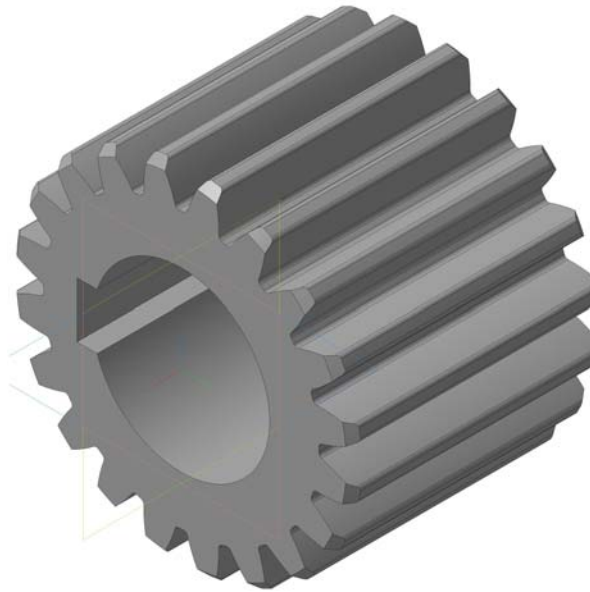


Рис. 9. Зубчасте колесо

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 згину 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 не спостерігається, тому що поверхневі шари стираються раніше, ніж в них з'являються втомні тріщини.

Зуб в основі стає тонким і крихким. Тому, як правило, відкриті зубчасті передачі розраховують на міцність при згині: $\sigma_F \leq [\sigma_F]$, а закриті – розраховують на контактну міцність $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ з перевіркою по напруженням згину (ГОСТ 21354-75).

Щоб розпочати розрахунок необхідно знати величини таких параметрів:

- передаточне відношення передачі $i_{B3П}$;
- 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 T , годин.

Тепер розглянемо розрахунок параметрів прямозубої відкритої зубчастої передачі на прикладі.

1. Вхідні дані.

Згідно з даними табл. 3.5 маємо значення таких вхідних параметрів: $i_{B3П}=2,6$; $\omega_1=14,96$ 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 – $T=20000$ 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 40	Латунь
6	Сталь 40ХНМА	Сталь 40Х	12	Сталь 45	Бронза

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	ЛАЖМц 66-6-3-2	відпалювання	НВ 130...197	50	75
9	ЛК 80-3л	відпалювання	НВ 83...100	20	35
10	БрАЖН 11-6-6	відпуск	НВ 250...260	48	75
11	БрАЖН 10-4-4л	відпуск	НВ 170...183	35	60

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:

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

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} :

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

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

де N_{F0} – базове число циклів навантаження для визначення границі витривалості на згин ($N_{F0}=4 \cdot 10^6$). Для довго працюючих передач ($T > 10000$ 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 HB	$1,8 \cdot HB$
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; $[\sigma_F^u] = \frac{342}{2,1} = 171$ МПа;

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

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

6. Модуль зачеплення m , мм:

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

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: $z_2 = z_1 \cdot i_{B3II} = 20 \cdot 2,6 = 52$;

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

Таблиця 5.4. Коефіцієнт форми зубця 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 $\leq$ 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:

$K_{F\beta} = 1,04$ (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	HВ≤350	1,08	1,17	1,28	—	—	—
	HВ>350	1,22	1,44	—	—	—	—
Консольне, опори – роликові підшипники	HВ≤350	1,06	1,12	1,19	1,27	—	—
	HВ>350	1,00	1,25	1,45	—	—	—
Симетричне	HВ≤350	1,01	1,02	1,03	1,04	1,07	1,11
	HВ>350	1,01	1,02	1,04	1,07	1,16	1,26
Несиметричне	HВ≤350	1,03	1,05	1,07	1,12	1,19	1,28
	HВ>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:

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

За ГОСТ 9563-80 (табл. 5.7) обираємо: $m=4$ мм.

Таблиця 5.7. **Величина модуля m , мм (ГОСТ 9563-80)**

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):

- Дільний 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 шестірни b_1 вибирають на 2...5 мм більше ширини вінця зубчастого колеса b_2 для забезпечення стабільності зубчастого зачеплення по ширині. Тому ширина шестерні обирається як: $b_1 = b_2 + 2 \dots 5 = 68$ 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:

$$F_R = F_t \cdot \operatorname{tg}(\alpha) = 7615 \cdot \operatorname{tg}(20) = 2772 \text{ Н}, \text{ де } \alpha = 20^\circ - \text{кут зачеплення.}$$

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

$$\sigma_F^u = 4,07 \cdot \frac{7615 \cdot 1,04 \cdot 1,4}{68 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 10^{-3}} = 166 \text{ МПа} < [\sigma_F^u] = 171 \text{ МПа}; \quad \sigma_F^k = 166 \cdot \frac{3,65}{4,07} = 149 \text{ МПа} > [\sigma_F^k] = 144 \text{ МПа}.$$

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 9563-80 $m = 4 \text{ мм}$;
- геометричні розміри коліс та силові характеристики передачі не змінюються;
- $\sigma_F^u = 166 \text{ МПа} < [\sigma_F^u] = 171 \text{ МПа}$; $\sigma_F^k = 166 \cdot \frac{3,65}{4,07} = 149 \text{ МПа} \leq [\sigma_F^k] = 171 \text{ МПа}$.

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 легovanі 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 інші.

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

Як правило вали виготовляють ступінчастими (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 інших;
- спростити посадку деталей з натягом, так як кожна деталь вільно переміщується вздовж вала до власної ступені;
- наблизити форму вала до рівномірного бруса.

У масовому виробництві ступінчасті 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. Згідно обраної кінематичної схеми приводу, яка представлена на рис.1, основні складові елементи розрахункової схеми вала ВЗП матимуть вигляд (рис. 11).

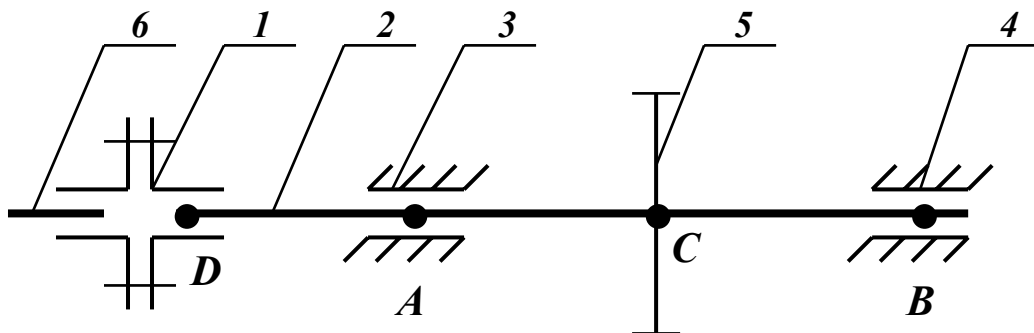


Рис. 11. Розрахункова схема вала ВЗП:

1 – муфта, 2 – вал, 3 – лівий опорний вузол, 4 – правий опорний вузол,
5 – зубчасте колесо, 6 – частина вихідного вала редуктора

З рис.11 видно, що, по перше, одним з своїх кінців (консольна частина) вал 2 з'єднується з вихідним валом редуктора 6 за допомогою муфти 1. По друге, під час своєї роботи вал спирається на дві опори 3, 4. Крім того, посередині між опорними вузлами закріплюється шестерня відкритої зубчастої передачі.

Тепер необхідно визначити геометричні розміри вала на кожній ділянці, а саме довжини і діаметри вала консольної частини – d_k , l_k , опорних вузлів – $d_{опори_1}$, $l_{опори_1}$, $d_{опори_2}$, $l_{опори_2}$ та ділянки під шестерню – $d_{шестерні}$, $l_{шестерні}$. (рис.12)

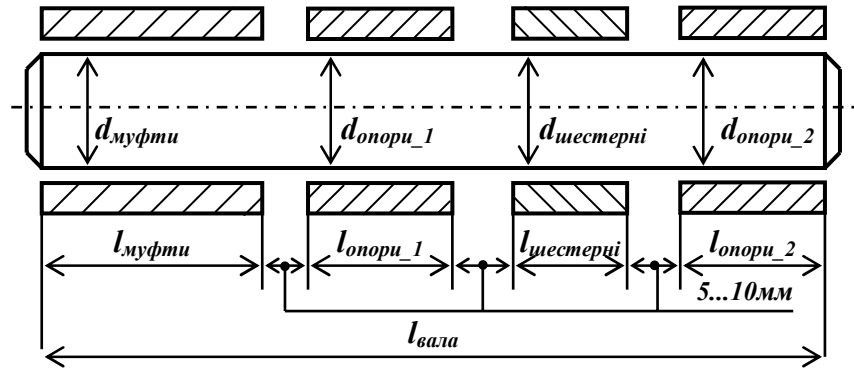


Рис. 12. Розрахункова схема вала ВЗП

1. Визначення діаметра консольної частини вала d_k :

Знаходимо мінімальне допустиме значення діаметра консольної частини вала за критерієм міцності:

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

де $[\tau_k]$ – допустиме значення величини дотичного напруження при крученні, МПа ($[\tau_k] = 20 \dots 25$ МПа (Сталь 5, Сталь 6));

$M_{\text{вх}}$ – 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 $M_{\text{вх}} = M_3$ (табл. 3.5.).

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

Тепер необхідно узгодити отримане значення $d_k^{\min}$ з величиною діаметра отвору по якому стандартна муфта МПВП-50 (6, рис.11), що була обрана раніше (розділ 4), буде з'єднуватися з валом (2, рис.11). За даними таблиці додатку 4 ця величина складає $d=50$ мм, що є більшим за мінімально потрібні 41 мм. Тому в якості остаточного значення діаметра консольної частини вала залишаємо – $d_k=50$ мм.

2. Визначення довжини ділянки консольної частини вала l_k :

Прийmemo довжину вала l_k рівній довжині півмуфти (табл. 4.2) (рис.13):

$$l_k = L_l = 110 \text{ мм.}$$

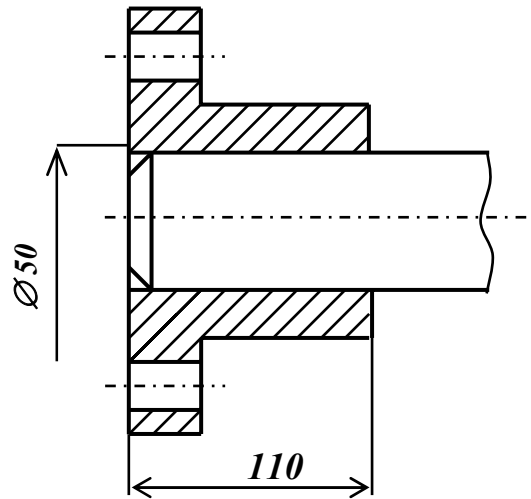


Рис. 13. Схема консольної частини вала з півмуфтою

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 с 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. 14).

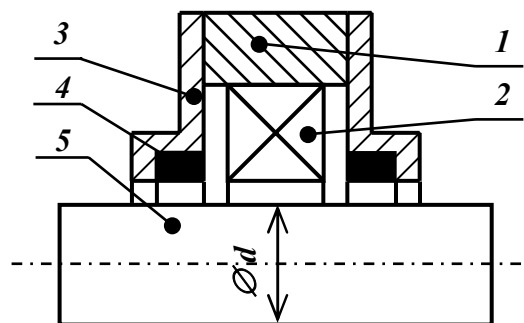


Рис. 14. Схема опорного вузла:

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 3α градусів. Хоча необхідно відмітити, що методика підбору підшипників кочення стандартизована за ГОСТ 18855-94, згідно якої підбір типу підшипника здійснюється в залежності від характеру діючого навантаження. При виборі типу підшипника доцільно передусім розглянути можливість використання радіальних однорядних кулькових підшипників, як найбільш простих в експлуатації та найдешевших. Використання інших типів завжди необхідно строго обґрунтовувати. Наступні розрахунки будуть проведені з використанням радіальних дворядних кулькових підшипників які за основними показниками подібні сферичним кульковим підшипникам, але відрізняються збільшеною вантажопідйомністю та жорсткістю. Область застосування таких підшипників – насоси, компресори, редуктори великої потужності прокатні стани та інші.

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:

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

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. 15):

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

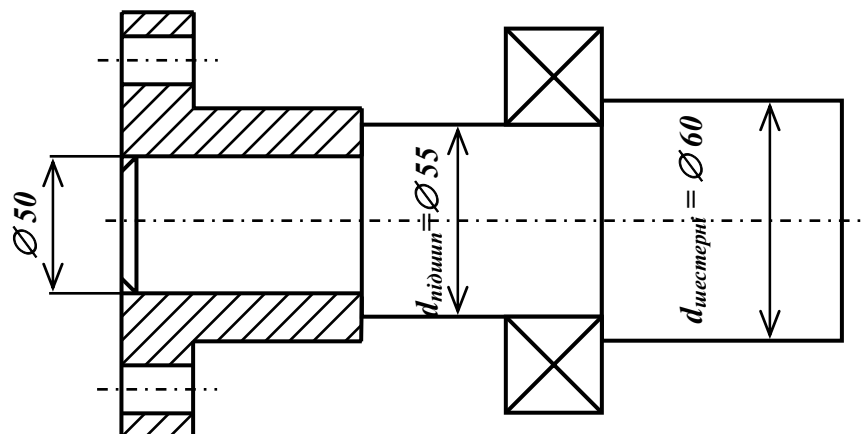


Рис. 15. Схема лівої частини вала

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 13218.1-80, вузької серії (УМ) ГОСТ 13218.3-80 та інші.

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 обидві кришки лівого опорного вузла повинні мати відповідний отвір.

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 $d_{шестерні}=60$ мм (рис. 15), 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. 16), а саме:

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

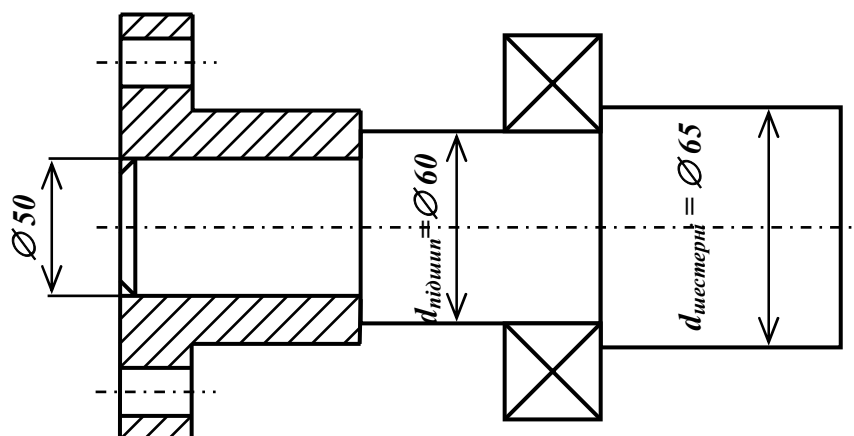


Рис. 16. Нова схема лівої опори

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 130х55	МС 130х55	МН 130х75
МВ 130х65	МС 130х65	

Справа від опори діаметр вала який повинен проходити через праву торцеву кришку дорівнює $d_{\text{шестерні}}=65$ мм (рис. 16), то для закриття корпусу опори справа підходять дві кришки: висока МВ 130х65, та середня МС 130х65. Враховуючі те, що середня кришка має менші габаритні розміри обираємо саме її – МС 130х65.

Зліва від опори діаметр вала – 60 мм. І знов ж такі маємо ту саму проблему. 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 130х55 та МС 130х55. Якщо ступінчатий перехід на валу від діаметра консольної частини $d_k=50$ мм к діаметру під підшипник $d_{\text{підшипн}}=60$ мм

зробити за допомогою додаткової проміжної ділянки вала з діаметром $d=55$ мм, то все стає на свої місця (рис. 17).

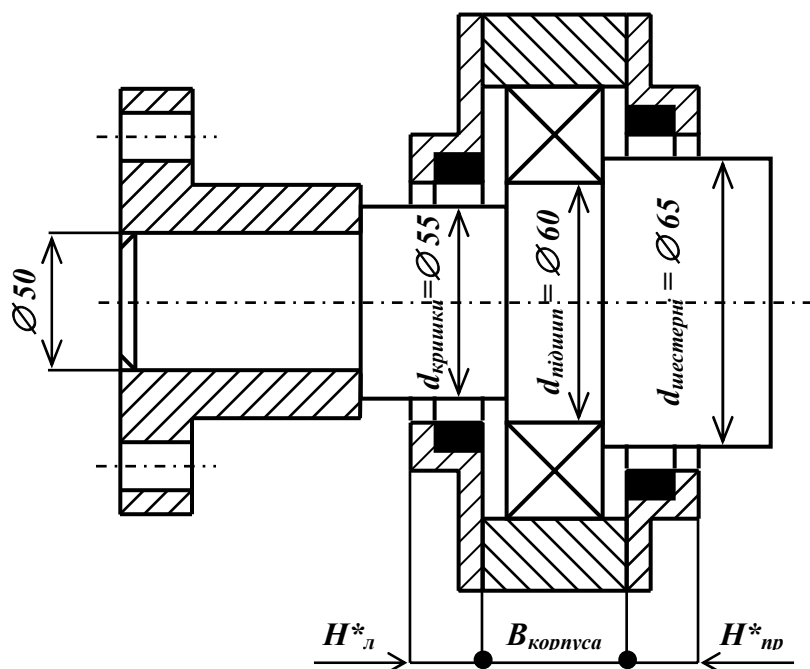


Рис.17. Перший варіант конструкції лівого опорного вузла

Тобто, діаметр консольної часті $d_k=50$ мм. Півмуфта буде упиратися в уступ з діаметром $d=55$ мм і точно займе своє місце на валу. Діаметр $d=55$ мм дозволяє використовувати кришку МС 130х55 для закриття корпусу лівого опорного вузла зліва. Діаметр вала $d_{\text{підшипн}}=60$ мм дозволить з'єднати підшипник з валом уникнувши контакту з попередніми ділянками ($d=50$ мм, $d=55$ мм). Діаметр $d_{\text{шестерні}}=65$ мм виготовляється для точного позиціонування підшипника на валу, та дає змогу використовувати кришку МС 130 х65 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 120х50 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 $d_{\text{підшипн}}=55$ мм знаходився усередині опорного вузла, а для

позиціонування півмуфти буде виконуватися за допомогою пружинного упорного плоского кільця А50 ГОСТ 13940-86 (додаток 8) (рис. 18).

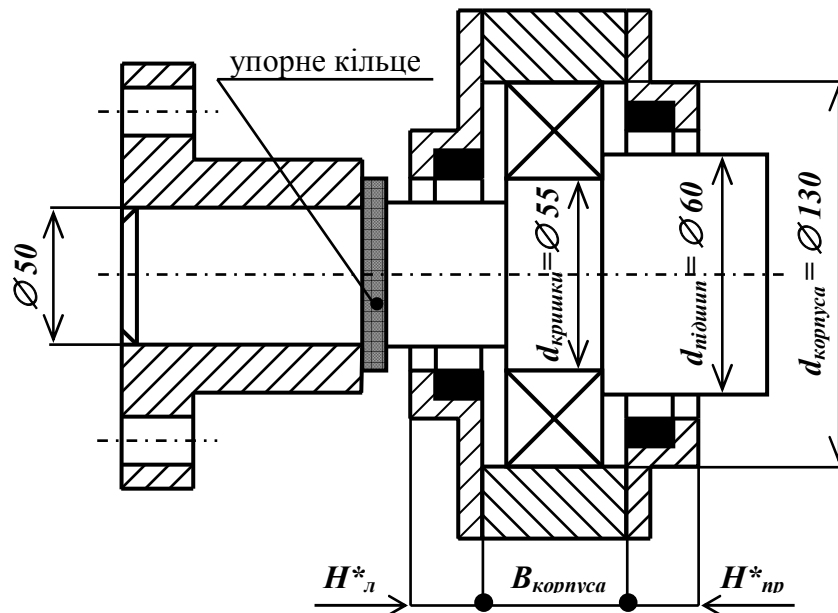


Рис. 18. Схема лівого опорного вузла з використанням упорного кільця

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. 17

г) Визначення ширини лівого опорного вузла.

Ширина лівого опорного вузла складається з трьох основних розмірів:

$$l_{опори_1} = H_{л}^* + B_{корпуса} + H_{пр}^*, \text{ де}$$

$H_{л}^*$, $H_{пр}^*$ – відповідно довжина виступаючих за межами корпуса опори частин лівої

та правої торцевих кришок: $H_{л}^* = H_{л} - h_{л}$, $H_{пр}^* = H_{пр} - h_{пр}$ (додаток 7).

$B_{корпуса}$ – ширина корпуса опори.

Для корпуса 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).

Тому, повна ширина лівого опорного вузла складає: $l_{\text{опори}_1} = 19 + 50 + 25 = 94 \text{ мм}$.

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 і остання права торцева кришка правої опори виконується глухою – ГН 130 (додаток 7) (рис. 19).

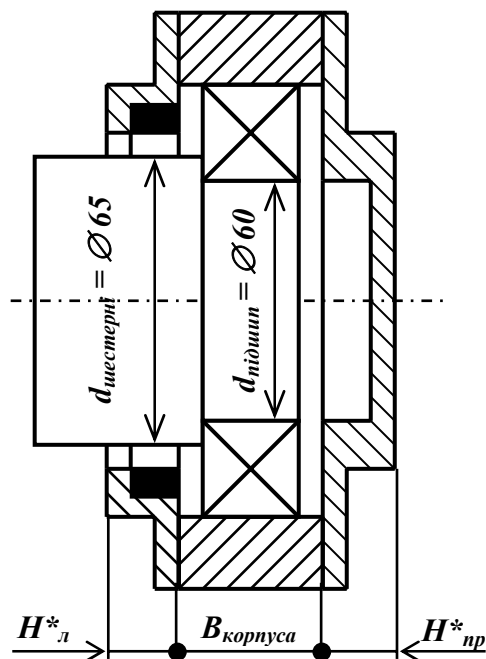


Рис. 19. Схема конструкції правого опорного вузла

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

$$l_{\text{опори}_1} = H_{\text{пр}}^* + B_{\text{корпуса}} + H_{\text{л}}^*, \text{ де}$$

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

$B_{\text{корпуса}}$ – ширина корпусу опори.

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

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

Тому, повна ширина правого опорного вузла складає: $l_{\text{опори}_2} = 25 + 50 + 15 = 90 \text{ мм}$.

5. Проектування ділянки вала під шестерню відкритої зубчастої передачі.

Попереднє значення діаметра вала під шестерню було визначено при проектуванні лівого опорного вузла і склало: $d_{\text{шестерні}}=65$ 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 – $d_{\text{фл}}=70$ 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: $l_{\text{шестерні}} = b_1 = 68$ мм.

Тепер після визначення основних геометричних параметрів кожної складової частини остаточна конструктивна схема вала на опорах буде мати вигляд, представлений на рис. 20.

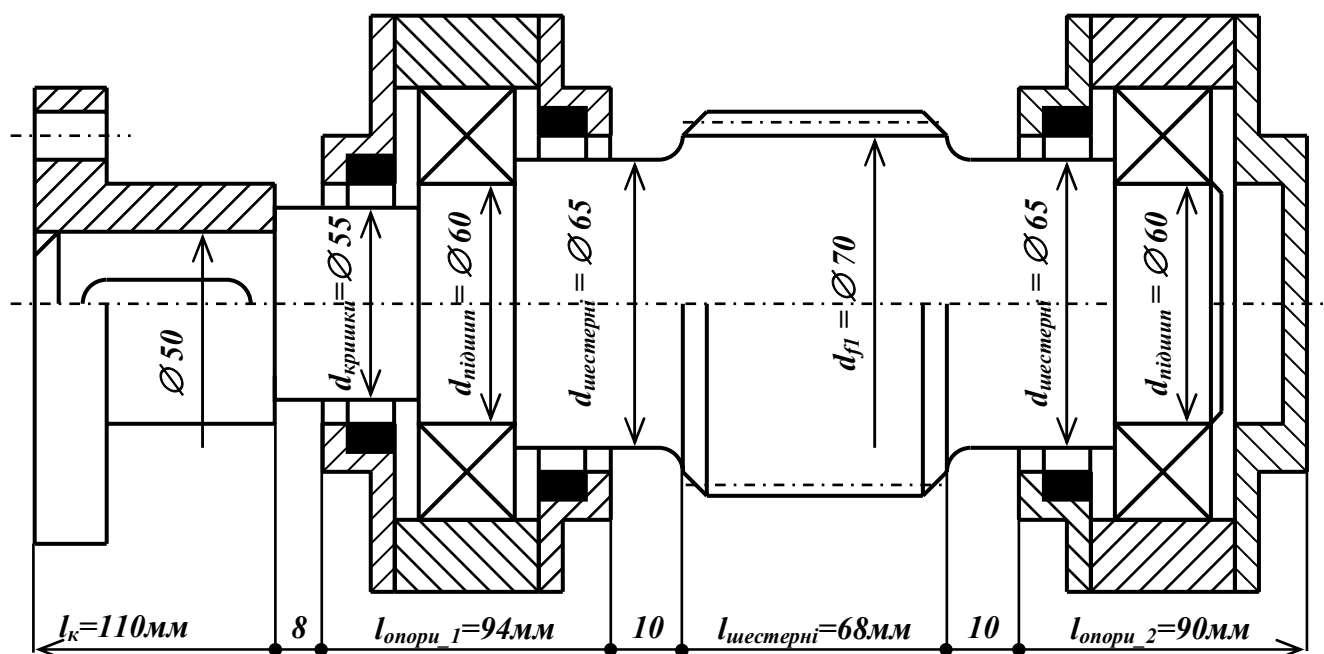


Рис. 20. Підсумкова схема вала ВЗП

Повну довжину вала можна розрахувати як:

$$l_{\text{вала}} = l_k + 8 \text{ мм} + l_{\text{опори}_1} + 10 \text{ мм} + l_{\text{шестерні}} + 10 \text{ мм} + l_{\text{опори}_2} = 110 + 8 + 94 + 10 + 68 + 10 + 90 = 390 \text{ мм}.$$

6.2. Перевірочний 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 окружної та радіальної сил які діють в зачепленні відкритої зубчастої передачі відповідно: $F_t = 7615 \text{ Н}$, $F_R = 2772 \text{ Н}$. (розділ 5);
- б) Значення крутного моменту який діє на вхідний вал (консольну частину вала) відкритої зубчастої передачі: $M_{\text{вх}} = M_3 = 304,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

За допомогою цих даних можна знайти додаткове навантаження на вал яке виникає від неспіввісності валів редуктора та вала відкритої зубчастої передачі, що з'єднуються муфтою:

$F_{\text{м}} = 125 \cdot \sqrt{M_{\text{вх}}}$ - вхідні та вихідні вали одноступінчастих редукторів

$F_{\text{м}} = 250 \cdot \sqrt{M_{\text{вх}}}$ - вхідні вали багатоступінчастих редукторів

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

Напрямок дії сили $F_{\text{м}}$ 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.

Згідно схем рис.11 та 20 маємо:

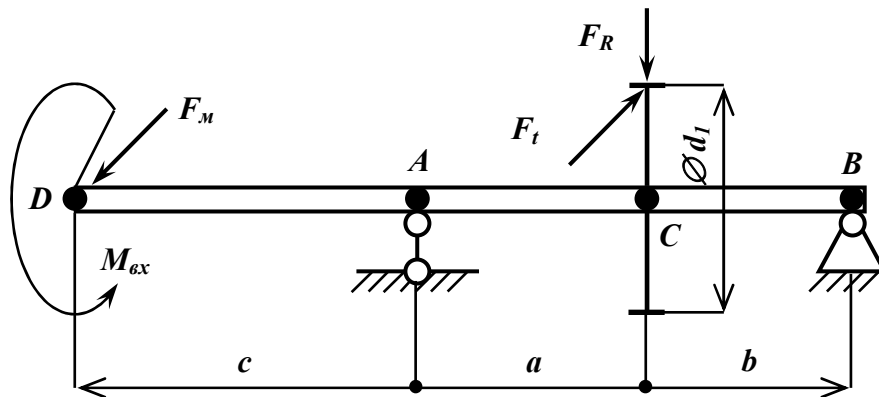


Рис. 21а. Розрахункова схема вала

Спочатку треба визначити геометричні розміри: a , b , c . Відповідно маємо:

$$a = \frac{l_{\text{опору}_1}}{2} + 10 + \frac{b_1}{2} = \frac{94}{2} + 10 + \frac{68}{2} = 91 \text{ мм},$$

$$b = \frac{l_{\text{опору}_2}}{2} + 10 + \frac{b_1}{2} = \frac{90}{2} + 10 + \frac{68}{2} = 89 \text{ мм},$$

$$c = \frac{l_k}{2} + 8 + \frac{l_{\text{опору}_1}}{2} = \frac{110}{2} + 8 + \frac{94}{2} = 110 \text{ мм},$$

де b_1 – ширина венця шестерні, мм.

б) Визначення реакцій в опорах ($m.A$ і $m.B$) (рис.21б).

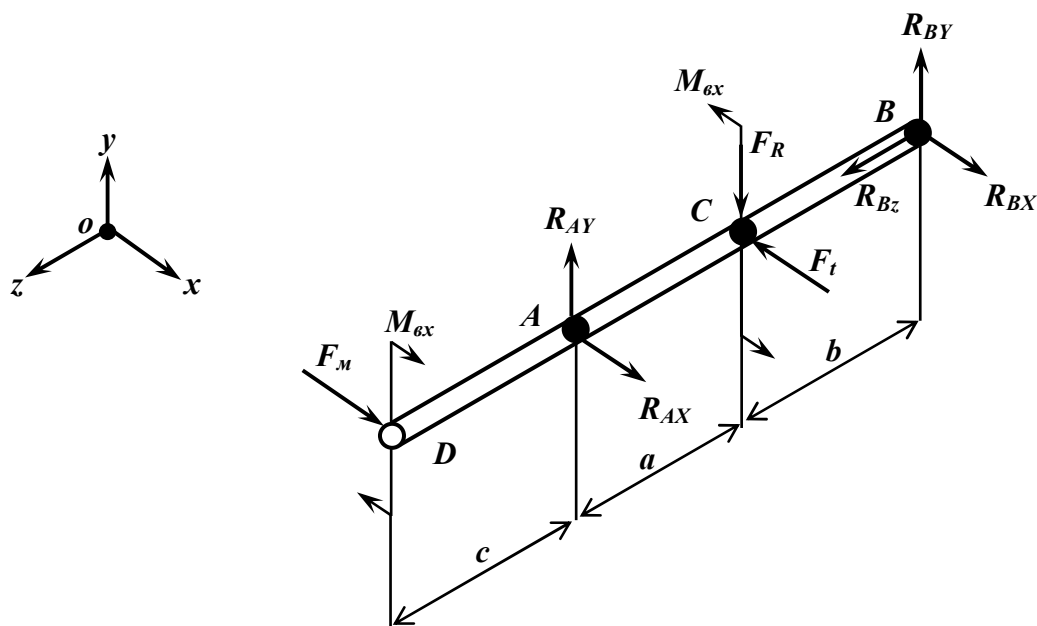


Рис. 21б. Розрахункова схема вала

Вертикальна площина YOZ:

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

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

$$R_{BY} = \frac{F_R \cdot a}{(a + b)} = \frac{2772 \cdot 0,091}{(0,091 + 0,089)} \approx 1401 \text{ H}; \quad R_{AY} = F_R - R_{BY} = 2772 - 1400 = 1371 \text{ H}.$$

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

Горизонтальна площина XOZ:

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

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

$$R_{BX} = \frac{F_M \cdot c + F_t \cdot a}{(a + b)} = \frac{2182 \cdot 0,11 + 7615 \cdot 0,091}{(0,091 + 0,089)} \approx 5183 \text{ H};$$

$$R_{AX} = F_t - R_{BX} - F_M = 7615 - 5183 - 2182 = 250 \text{ H}.$$

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

$$\sum M_B = 0; \quad 2182 \cdot (0,110 + 0,091 + 0,089) + 250 \cdot (0,091 + 0,089) - 7615 \cdot 0,089 = 0.$$

в) Побудова епюр згинального моменту.

Вертикальна площина YOZ:

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

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

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

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

Горизонтальна площина XOZ:

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

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

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

$$M_{XC} = F_M \cdot (c + a) + R_{AX} \cdot a = 2182 \cdot (0,110 + 0,091) + 250 \cdot 0,091 \approx 461 \text{ H} \cdot \text{м};$$

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

$$M_{XC} = R_{BX} \cdot b = 5183 \cdot 0,089 \approx 461 \text{ H} \cdot \text{м}.$$

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. 22.

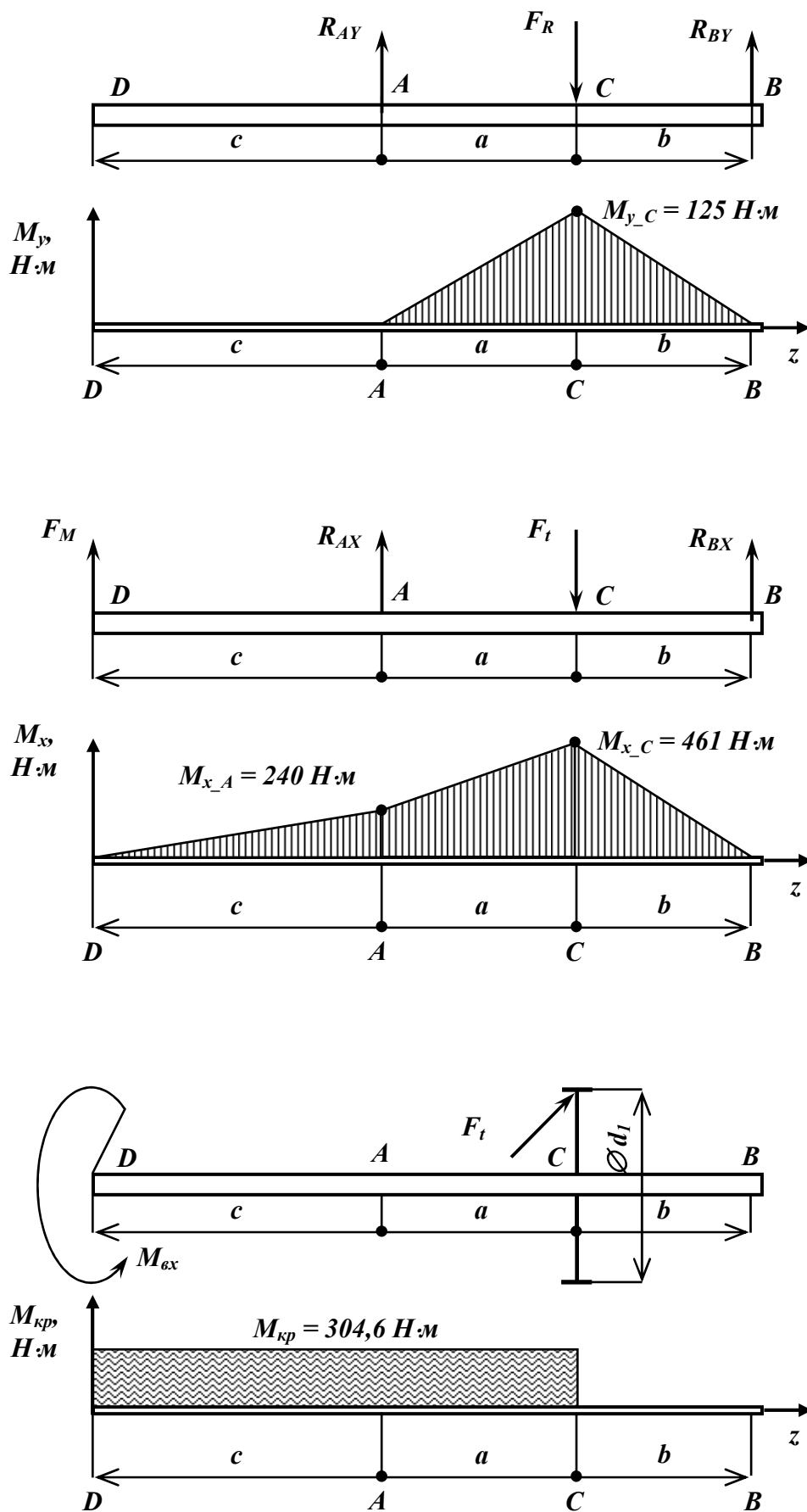


Рис. 22. Епюри згинального та крутного моментів

д)Визначення положення найбільш небезпечного поперечного перерізу вала.

Найбільш небезпечними поперечними перерізами можуть бути перерізи які знаходяться в точках *A* та *C*. 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):

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

$$\sigma_{\text{екв } C}^{III} = \frac{32 \cdot \sqrt{M_{xC}^2 + M_{yC}^2 + M_{\kappa p C}^2}}{\pi \cdot d_C^3} = \frac{32 \cdot \sqrt{461^2 + 125^2 + 304,6^2}}{\pi \cdot 0,070^3} = 16,8 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 180 \text{ МПа},$$

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

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 :

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

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

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

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:

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

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

Згідно рис. 23 : $\sigma_m = 0$; $\tau_m = \tau_a$.

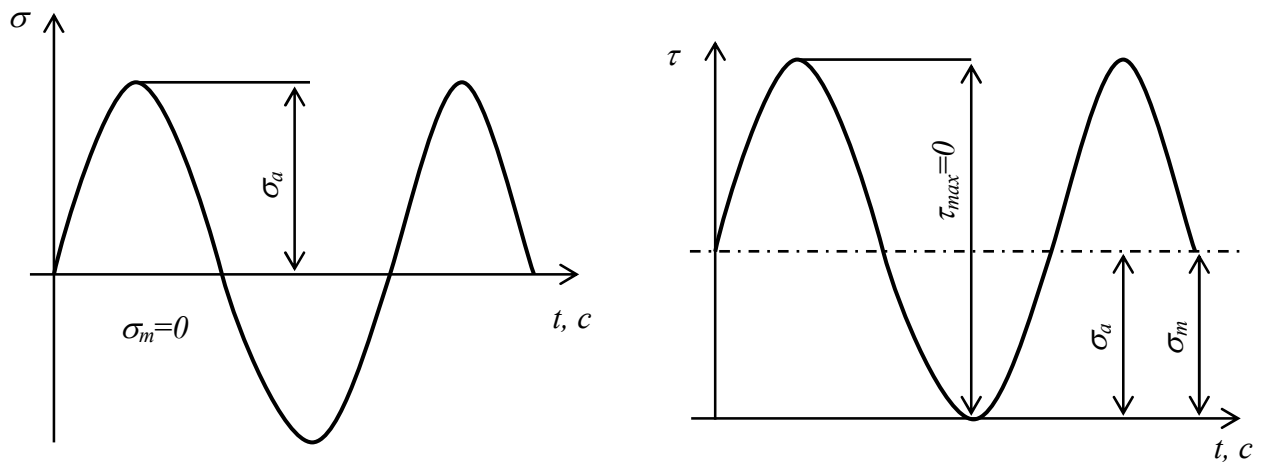


Рис. 23. Види циклів навантаження вала

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:

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

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

$$\sigma_m = 0;$$

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

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

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

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

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

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

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

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 валу було обрано Сталь 45, яка набагато міцніша, наприклад, за Сталь 3, яку найбільш часто використовують для виготовлення валів.

7. ВИБІР СТАНДАРТНОГО ПІДШИПНИКА.

Вхідні дані:

- $\omega = 14,96$ рад/с, $n = 142,9$ об/хв. (табл. 3.5);
- термін служби $T=20000$ 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: $d_{нідш} = 60$ мм; $D_{нідш} = 130$ мм;
- ширина: $B_{нідш} = 31$ мм (додаток 5).

а) Визначення повних реакцій в опорах валу.

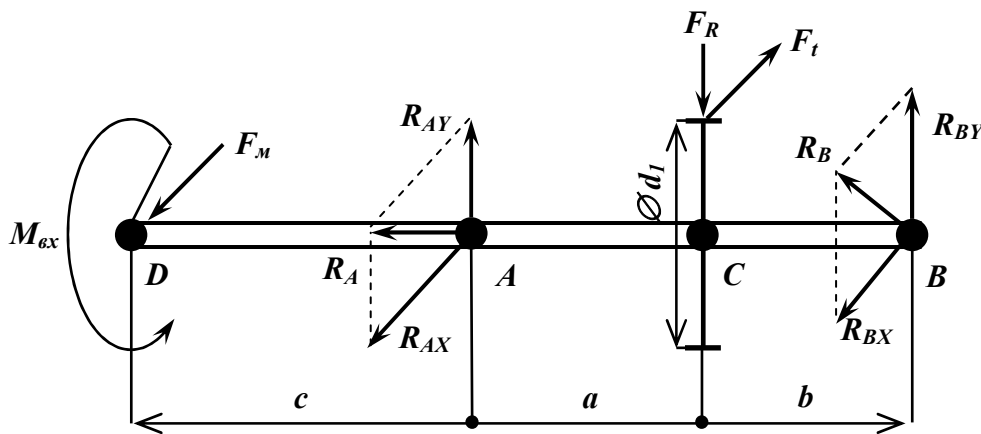


Рис. 24. Розрахункова схема по визначенню реакцій в опорах.

Згідно даним перевірконого розрахунку вала на статичну міцність (розділ 6.1) ми маємо в точках A та B такі значення проекцій повної сили реакції R_A на горизонтальну та вертикальну площини відповідно (рис.24):

$$R_{AX} = 250 \text{ Н}; R_{AY} = 1371 \text{ Н}; R_{BX} = 5183 \text{ Н}; R_{BY} = 1401 \text{ Н};$$

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

$$\text{Тоді: } R_A = \sqrt{250^2 + 1371^2} = 1394 \text{ Н}, R_B = \sqrt{5183^2 + 1401^2} = 5369 \text{ Н}.$$

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.

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

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 осевого навантаження на підшипник;

X, Y – коефіцієнти радіального і осевого 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: $F_R = R_B = 5369 \text{ Н}$; $F_a = 0 \text{ Н}$; то $X = 1$; $Y = 0$; $V = 1$; $K_\sigma = 1,5$; $K_t = 1$.

$$P_{екв} = (1 \cdot 1 \cdot 5369 + 0 \cdot F_a) \cdot 1,5 \cdot 1 = 8054 \text{ Н}.$$

в) Розрахунок фактичної довговічності підшипника L , год.

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

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

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

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot 142,9} \cdot \left(\frac{45800}{8054} \right)^3 = 21447 \text{ год} \geq T = 20000 \text{ год}.$$

Висновок. Попередньо обраний під час проектування опорних вузлів вала відкритої зубчастої передачі кульковий підшипник серії 1312 ГОСТ 5720-51 має достатнє значення вантажопідйомності.

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. 25).

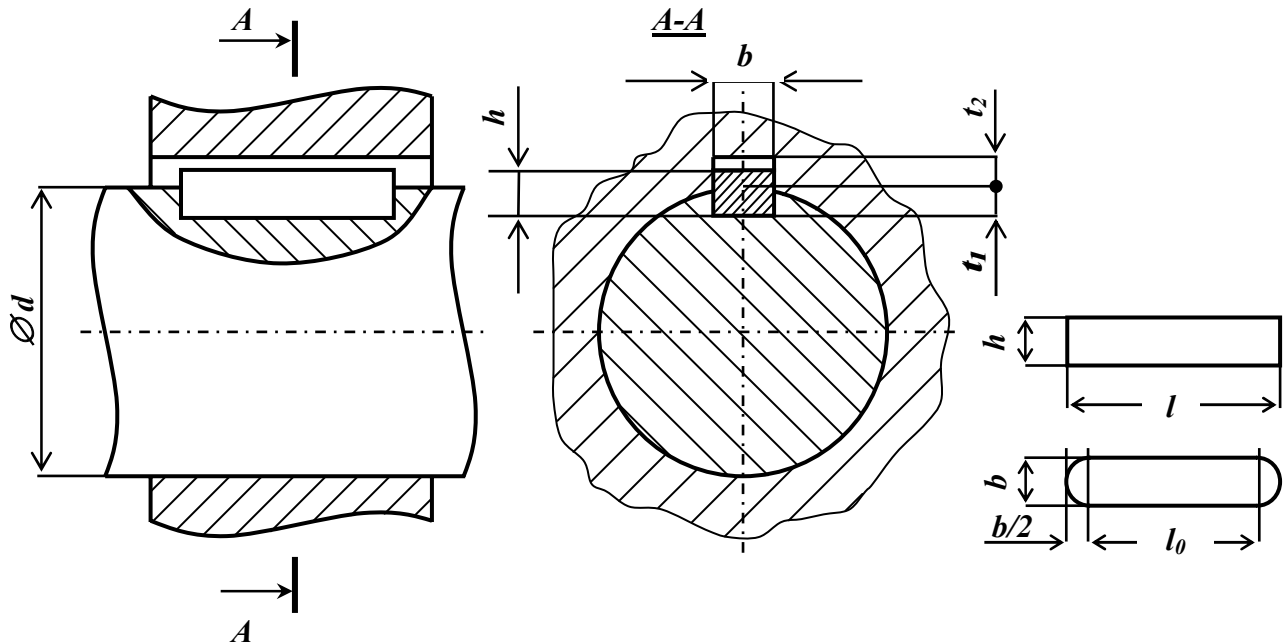


Рис. 25. Шпонкове з'єднання

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. 25).
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				
17	22	6	6	3,5	2,8	14	70	0,16	0,25	0,25	0,4
22	30	8	7	4	3,3	18	90				
30	38	10	8	5	3,3	22	110				
38	44	12	8	5	3,3	28	140	0,25	0,4	0,4	0,6
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	0,7	1,0	1,0	1,2
95	110	28	16	10	6,4	80	320				
110	130	32	18	11	7,4	90	360				
130	150	36	20	12	8,4	100	400	0,7	1,0	1,0	1,2
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:

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

В тому випадку коли використовуються призматичні шпонки з закругленими торцями (рис. 25) 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 $d=50$ мм;
- з'єднання вала з зубчастим колесом (шестернею) по діаметру $d=65$ 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:

$$\text{для } d=50\text{мм} \Rightarrow l_0 = \frac{2 \cdot 304,6}{50 \cdot 10^{-3} \cdot (10 - 6) \cdot 10^{-3} \cdot 110 \cdot 10^6} = 0,0277\text{ м} = 27,7\text{ мм},$$

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

Повна довжина призматичних шпонок з закругленими торцями становить:

$$\text{для } d=50\text{мм} \Rightarrow l = l_0 + b = 27,7 + 16 = 43,7\text{ мм},$$

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

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, 450мм.

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 50мм складає 45мм, а на діаметрі 65мм – 56мм.

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: $[\tau] = (0,7 \dots 0,8) \cdot [\sigma]$;
- за теорією найбільших дотичних напружень: $[\tau] = 0,5 \cdot [\sigma]$;
- за теорією питомої потенційної енергії деформації формозміни: $[\tau] \approx 0,6 \cdot [\sigma]$.

Площа поперечного перерізу складається з площі прямокутника розмірами $l_0 \times b$ та кола з діаметром b :

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

Відповідно, робочу довжину шпонки можна знайти як:

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

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 $[\tau_{зп}] = 70 \text{ МПа}$ можемо знайти довжину l_0 :

для $d = 50 \text{ мм}$:

$$l_0 \geq \frac{2 \cdot M_{кр}}{d \cdot b \cdot [\tau_{зп}]} - \frac{\pi \cdot b}{4} = \frac{2 \cdot 304,6}{50 \cdot 10^{-3} \cdot 16 \cdot 10^{-3} \cdot 70 \cdot 10^6} - \frac{\pi \cdot 16 \cdot 10^{-3}}{4} = 0,0108 - 0,0125 = -0,0016 \text{ м};$$

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

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. 25). 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 50мм – 45мм, а на валу 65мм – 56мм. Тоді вони ї залишається в якості остаточних.

Умовне позначення обраних призматичних шпонок:

1. Шпонка 16x10x45 ГОСТ 23360-78. Тобто $b=16$ мм; $h=10$ мм; $l=45$ мм;
2. Шпонка 20x12x56 ГОСТ 23360-78. Тобто $b=20$ мм; $h=12$ мм; $l=56$ мм.

Примітка. Якщо на валу передбачено декілька шпонкових пазів, то для зручності фрезерування (виготовлення) їх розміщають 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 N , мм	<500	500 ... 1000	1000 ... 1250	1250 ... 1500	2000 ... 2500	2500 ... 3000	3000 ... 4000	4000 ... 5000	5000 ... 9000
Товщина стінки δ , мм	6	6÷8	8÷10	10÷12	14÷16	16÷18	18÷22	22÷24	24÷30

Примітка: $N = 0,25 \cdot (2 \cdot L + B + H)$.

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 – бобишку (рис. 26).

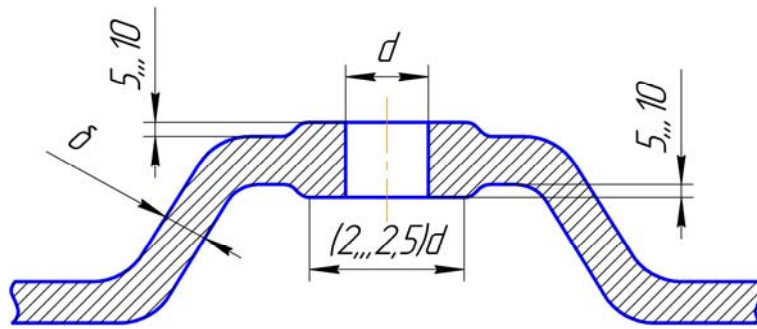


Рис. 26. Платик

Опорну поверхню плити виготовляють в формі фланцю по всьому контуру шириною $b = (3,5 \dots 5) \cdot \delta$ і товщиною $t = (1,5 \dots 2) \cdot \delta$, де δ - товщина стінки плити (рис. 27). У фланці передбачають виготовлення отворів під фундаментні болти. При великому значенні периметра плити ширину фланця зменшують $b^* = (2,5 \dots 3,5) \cdot \delta$, а для фундаментних болтів виготовляють пустотілі бобишки висотою $h = (2,5 \dots 3,5) \cdot d$, наслідком чого є більш рівномірний розподіл сил затягування по підшві плити.

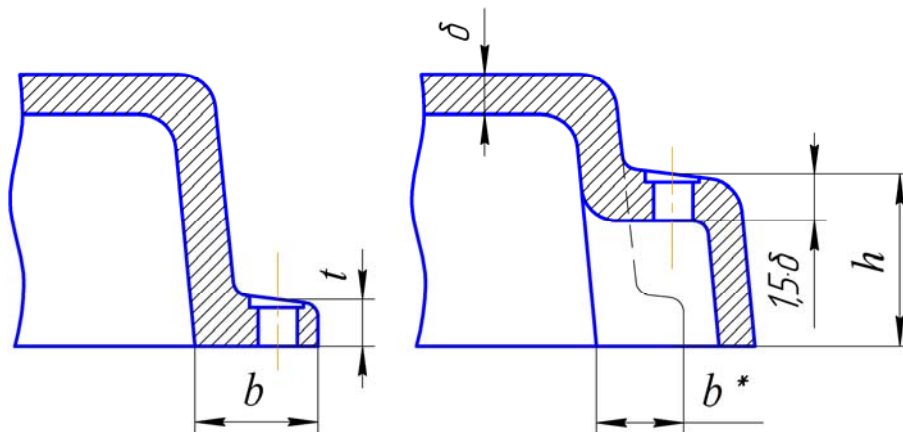


Рис. 27. Опорна поверхня плити

Ливарні ухили як правило виготовляють $5 \dots 7^\circ$. 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 містах плити, де вони в меншій степені 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 виготовлять 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 нараощують швелерами, кутниками та інш., які ставляться на полку чи кладуться на стінку. Варіанти конструкцій надбудови для вирівнювання різності Δh представлені на рис. 28.

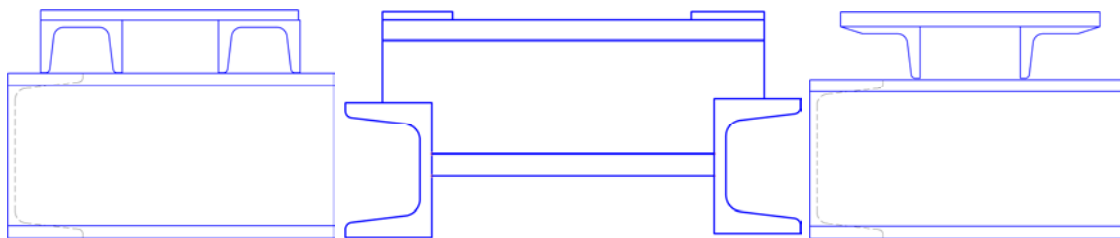


Рис. 28. Варіанти конструкцій надбудови на рамі

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. 29). Ухил полок вирівнюють з застосуванням косих шайб ГОСТ 10906-78 (додаток 10). Для збільшення жорсткості, полки зв'язують ребрами, трубами, кутниками.

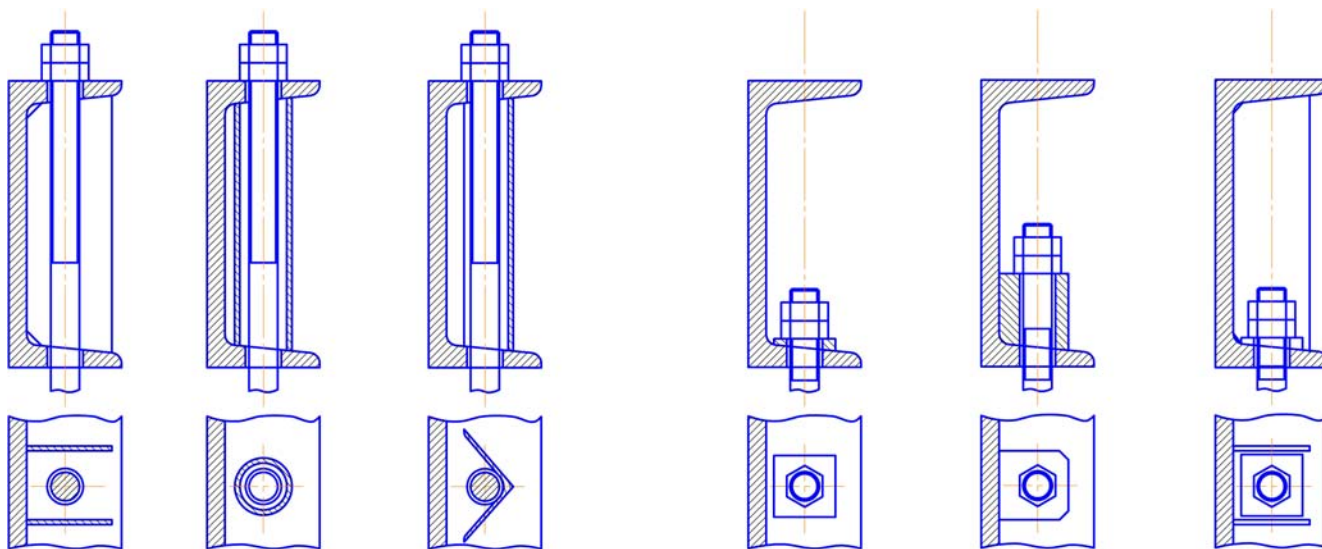


Рис. 29. Варіанти закріплення рами на фундаменті

10. ТОЧНІСТЬ МЕХАНІЗМІВ

Точність – близькість результатів виготовлення деталей механізму значенням, які визначаються технічною документацією.

Номінальні розміри – геометричні параметри деталей або з'єднань, які проставляють на кресленнях.

Похибка – кількісна міра точності – різниця між номінальними і фактичними розмірами.

Причини виникнення похибок:

- розсіювання параметрів та похибки вимірювальних і робочих інструментів, верстатного обладнання та інш.;
- деформація ланок механізмів під дією зовнішнього навантаження, знос деталей;
- зміна розмірів при зміні температури.

Теорія похибок і теорія точності засновані на теорії ймовірності і математичній статистиці, бо мають місце випадкові розсіювання параметрів механізмів, навантажень і т.п.

Найбільш важливим показником якості машин і механізмів, які сильно впливає на працездатність – це надійність, а на експлуатаційні параметри – це точність виготовлення і з'єднання сполучених елементів деталей.

Взаємозамінність – забезпечується системою допусків та посадок.

Розмір – числове значення лінійної величини (мм), яке класифікується як: реальний, граничний, номінальний.

Реальний розмір – встановлюється безпосереднім вимірюванням.

Граничні розміри – два гранично допустимих розміру, між якими повинен знаходитися реальний розмір.

Відхилення – алгебраїчна різниця між розміром (реальним або граничним) та номінальним розміром.

Відхилення поділяються на реальні, граничні, верхні, нижні.

Нулева лінія – лінія, яка відповідає номінальному розміру, та від якої відкладають відхилення розмірів під час графічного зображення полів допусків і посадок.

10.1. Поняття про допуски і квалітети

Допуск – різниця між найбільшим і найменшим граничними розмірами або алгебраїчна різниця між верхнім і нижнім відхиленнями.

Поле допуску – поле, яке обмежене найбільшим і найменшим граничними розмірами і визначається допуском та його положенням по відношенню до номінального розміру (рис. 30).

Такі поля для спряжених деталей різні для трьох діапазонів розмірів:

- малих (≤ 1 мм);
- середніх (1...500 мм);
- великих (500...3150 мм).

Основне відхилення – одне з двох граничних, яке визначає положення поля допуску по відношенню до нулевій лінії. В стандартній системі допусків (ISO) таким буде відхилення, яке ближче до нулевій лінії.

Розташування поля допуску відносно нулевій лінії позначається латинською літерою (або двома) – великою для отворів і маленькою для валів.

Стандарт передбачає 20 квалітетів (ступінь точності).

Квалітет – множина допусків, які відповідають одному рівню точності для всіх номінальних розмірів. В порядку зменшення точності квалітети позначаються як: 01, 0, 1, 2, 3,...18.

Квалітети: 01, 0, 1, 2, 3, 4 – кінцева міра, калібри;

5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13 – допуски для сполучених поверхонь;

14, 15, 16, 17, 18 – розміри несполучених деталей.

Оскільки поле допуску позначається квалітетом, а його положення по відношенню до нулевій лінії – літерою, граничні відхилення лінійних розмірів на кресленнях деталей можуть бути вказані умовним позначенням.

Наприклад:

- 20H7 або 20H7 (+0,021),
- 42e8 або $42e8^{+0.050}_{-0.089}$.

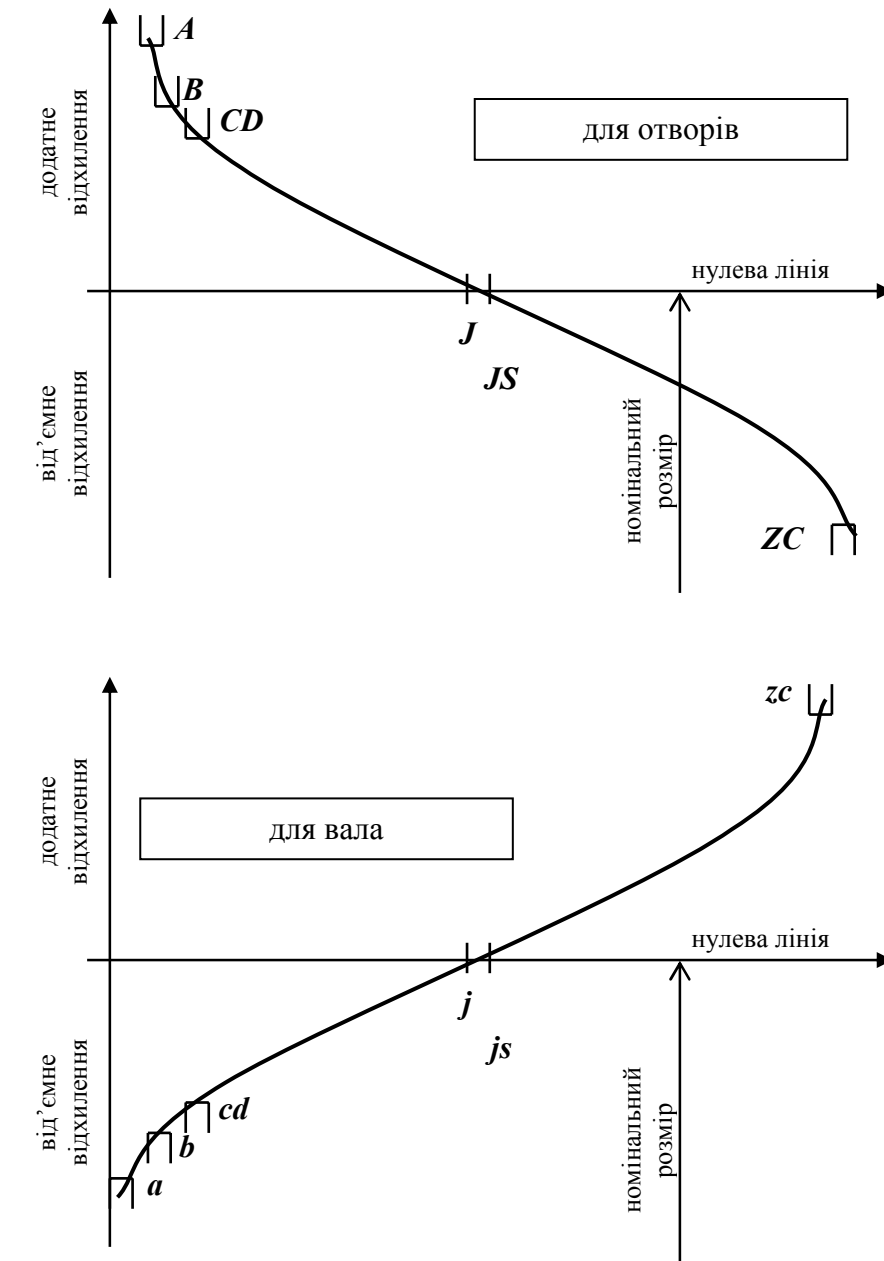


Рис.30. Схема розміщення полів допусків

Лінійні розміри, які входять до розмірних ланцюгів, виконуються по H14 та h14, IT14 або при необхідності у збільшенні точності – по квалітетах 12 та 11. Вільні розміри, відхилення яких не проставляються на кресленнях, можна виконувати з точністю 14 квалітету. При цьому робиться відповідний запис:

"Невказані граничні відхилення розмірів: отворів H14, валів h14 інших $\pm \frac{IT14}{2}$ "

10.2. Посадки деталей і системи отримання посадок

Під час зборки двох сполучених деталей відрізняють поверхні: яка охоплює (отвір) та яку охоплюють (вал).

Посадка – характер з'єднань двох деталей, які визначаються різницею їх розмірів до з'єднання.

Посадки розділяють на три групи: с зазором; з натягом; перехідні.

Відрізняють дві системи отримання посадок – система вала і отвору.

Посадки в системі вала – необхідні зазор і натяг отримують з'єднанням різних полів допусків отворів с полем допуску вала.

Посадки в системі отвору – навпаки, необхідні зазори і натяг отримують за рахунок зміни розмірів вала.

Позначення: 40H7/g6 або 40H7-g6 або $40\frac{H7}{g6}$.

Загальні рекомендації:

Для рухомих з'єднань – посадки с зазором (a...h – вали, A...H – отвори.).

Для забезпечення високої точності з'єднання – H7/h5; H7/h6; H8/h6.

Для забезпечення точного обертання з невеликим числом обертів: H6/g5; H7/g6; H7/f7.

Для нерухомих з'єднань – перехідні посадки (розбірні) і посадки з натягом (нерозбірні).

10.3. Рекомендації щодо вибору посадки

1. Зубчасті колеса

Вид з'єднання	Діаметр		
	до 120мм	80...500мм	понад 450мм
Звичайна	H7/p6	H7/r6	H8/s7
Значне ударне навантаження	H7/r6	H7/p6	H8/u8
Частий демонтаж (перехідні)	H7/n6	H7/m6	H7/k6

Посадки з гарантованим натягом:

- H7/p6 – невелика щільність (демонтаж)
- H7/r6
- H7/s6 – підвищена щільність (без демонтажу)

H7/u7 – з'єднання без шпонки

2. Муфти

Перехідні посадки – H7/n6, H7/m6, H7/k6. найбільш розповсюджена – H7/k6.

Значне ударне навантаження – H7/p6, H7/r6.

Рухомі посадки (використання розпірних втулок) – H7/h6, H8/h7, H8/h8.

3. Підшипники

Відхилення діаметрів валів рекомендують виконувати по – k6 і m6.

Відхилення отворів корпусів, в яких розміщуються зовнішні кільця підшипників, рекомендують виконувати по – H7.

4. Манжети (контактні ущільнюючі)

Відхилення діаметра вала під манжетою – h11.

Відхилення діаметра посадочного гнізда манжети – H8, H9.

5. Шпонки

Вид з'єднання	Шпонка	Паз вала	Паз втулки
Вільне	h9	H9	D10
Нормальне	h9	N9	Js9
Щільне	h9	P9	P9

Призначення посадок	Паз втулки	Паз вала
Одиничне і серійне виробництво	Js9	P9
Серійне і масове виробництво	D10, Js9	N9
Направляючі шпонки	D10	H9, N9

Граничні відхилення розмірів: висота шпонки (h) – h11; глибина пазів вала (t_1) и втулки (t_2) – H12; довжина шпонки (l) – h14; довжина паза під шпонку на валу – H15.

11. СТАНДАРТИЗАЦІЯ

Стандартизація має велике значення у розвитку суспільства. Як би не було стандартизації, то під час проектування нових машин прийшлося би велику кількість деталей машин (гайки, електродвигуни та інш.) виготовляти в індивідуальному або малосерійному виробництві. Замість випробувань матеріалів стандартних марок виникла б потреба у проведенні значно більшій кількості випробувань, що призвело б до ускладнення кооперацію між підприємствами. Тому стандартизація значно скорочує необхідну у виробництві кількість типів машин та інших виробів.

Стандарти розділяють на міжнародні (ISO), державні (ДСТУ) та відомчі.

Принциповим положенням стандартизації є використання переважних чисел та рядів. Вони суттєво скорочують кількість оригінальних деталей або їх параметрів.

Переважні числа – це ряд чисел геометричної прогресії:

$$a_k = a \cdot \varphi^k,$$

де a – перший член ряду нулевого номера,

k – порядковий номер

φ – знаменник прогресії

$$\varphi = \sqrt[n]{10},$$

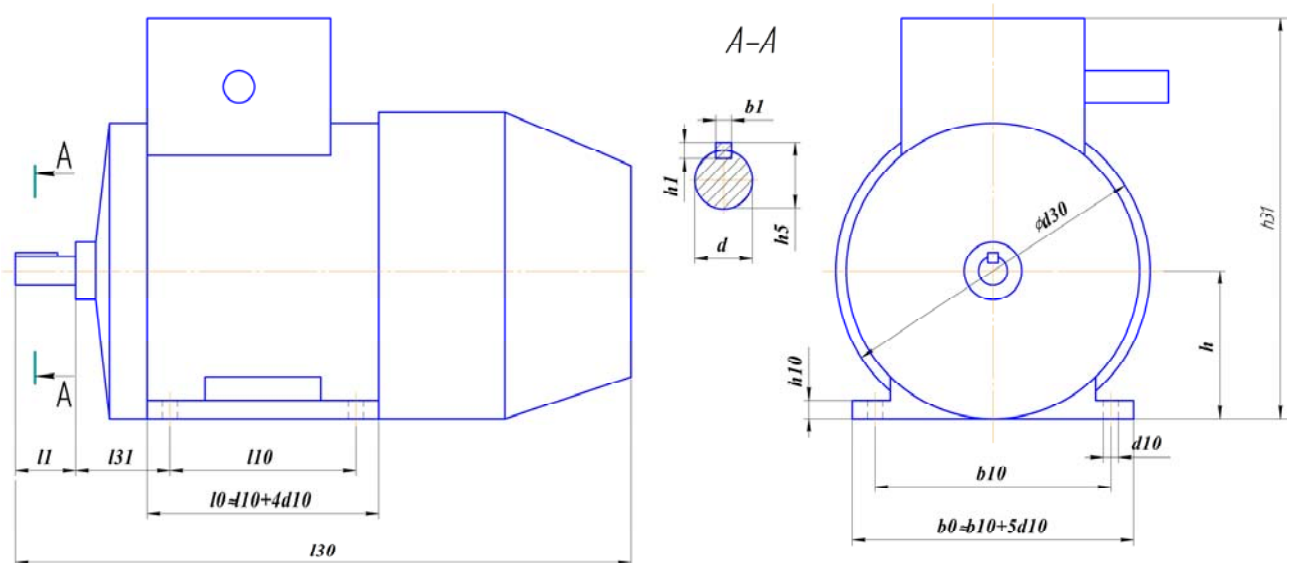
де n приймає значення 5, 10, 20, 40.

Відповідно ряди чисел позначають як: R5, R10, R20, R40 ($\varphi=1,6; 1,5; 1,12; 1,06$).

Наприклад, значення модуля зубчастого евольвентного зачеплення за даними ГОСТ 9563-80 стандартизовані в діапазоні 0,05...100мм та складають ряд значень R20. Крім того, стандартні ряди довжин пасів та діаметрів шківів клинопасової передачі, розрахунок якої був розглянутий вище, теж були вираховані як ряди геометричної прогресії R20.

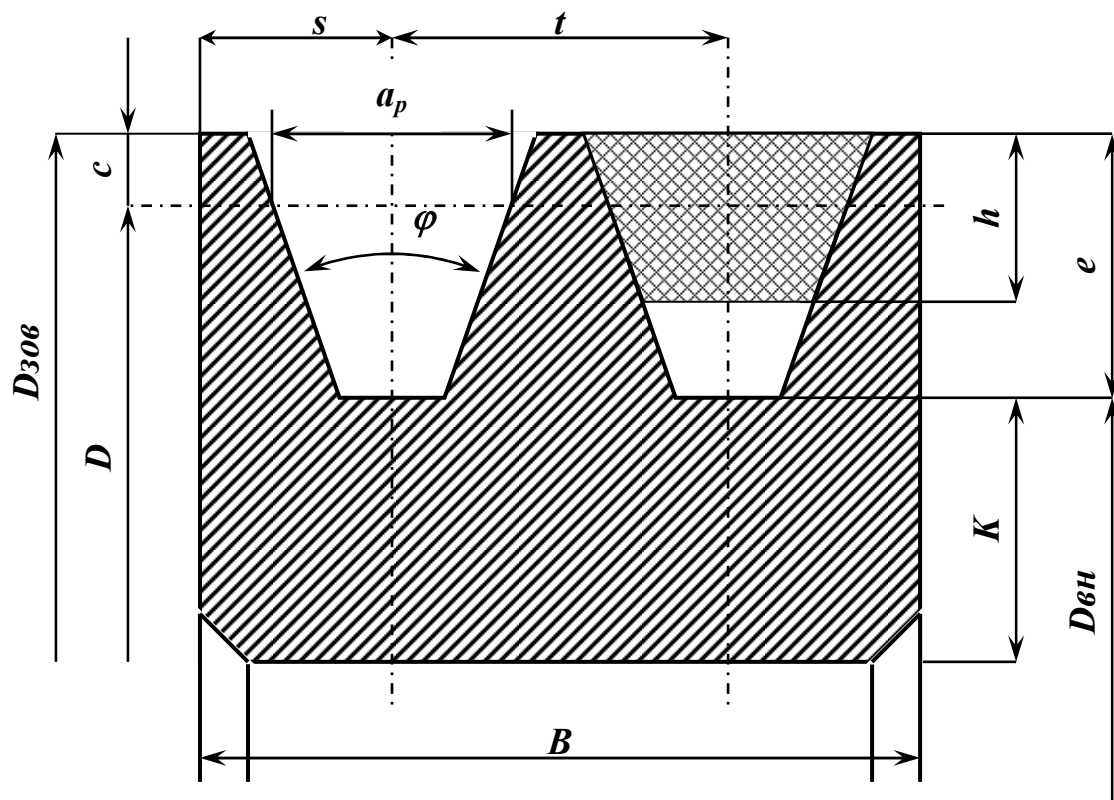
СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підруч. – 2-е перероб. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с. ISBN 966-8013-58-1
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). ISBN 57038-1773-0
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.: Вища 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.: Вища 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.



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

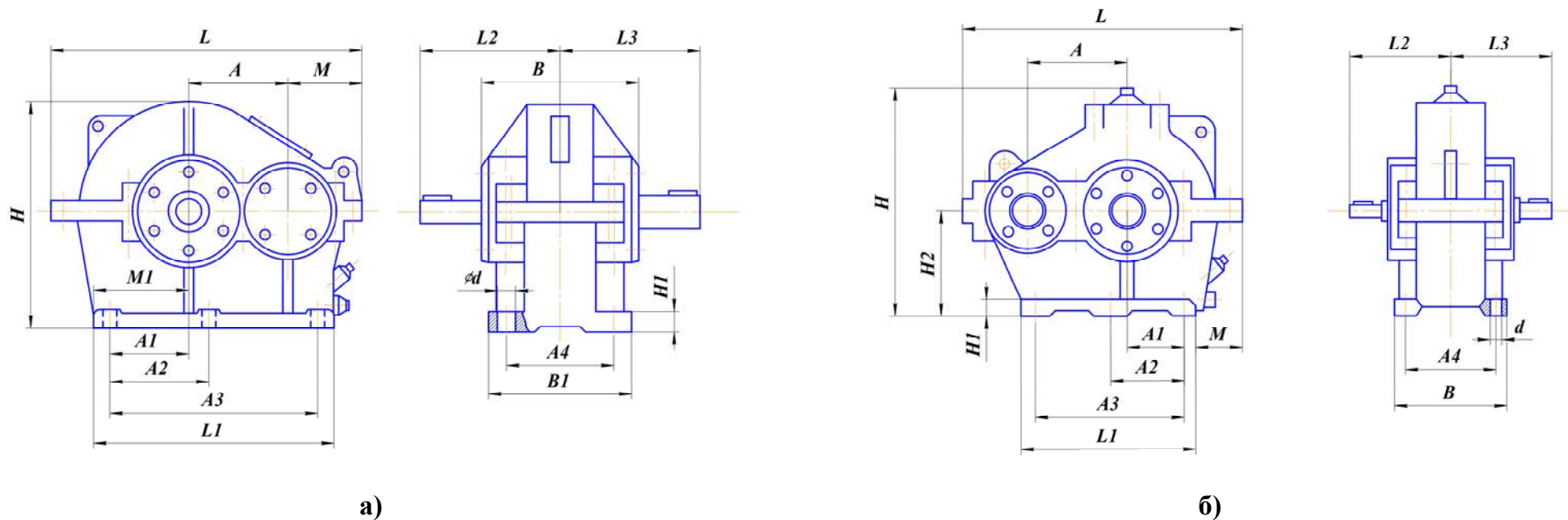
Марка двигуна	Габаритні розміри, мм				Монтажні та приєднувальні розміри, мм										
	l_{30}	h_{31}	d_{30}	l_1	l_{10}	l_{31}	d	d_{10}	b_1	b_{10}	h	h_1	h_5	h_{10}	
4A71	285	201	170	40	90	45	19	7	6	112	71	6	21,5	9	
4A80A	300	218	186	50	100	50	22	10		125	80		24,5	10	
4A80B	320									140	90		27,0		
4A90L	350	243	208	60	125	56	24		12	8	160	100	7	31,0	12
4A100S	362	263	235		112	63	28	190			112	35,0			
4A100L	392							80			140	70	32	216	
4A112M	452	310	260	89	38	10	216			132		8	41,0	13	
4A132S	480	350	302						530						
4A132M	530														
4A160S	625	430	358	110	178	108	42	15	12	254	160	8	45	18	
4A160M	667				210		48		4248			14	9		51,5
												12	8		45,0
4A180	662	470	410		203	121	48		14			9	51,5		279
4A180M	702				241		55	16	10	51,5					
							48	14	9	51,5					
4A200M	760	535	450		267		133	60	19	18	318	200	10	59,0	
	790					140				55			16	11	64
4A200L	800				110	305		60		18			10	59	
	830							140		60			18	11	64



Шків для клинових пасів

Основні розміри шківів для клинових пасів (ГОСТ 1284-89)

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

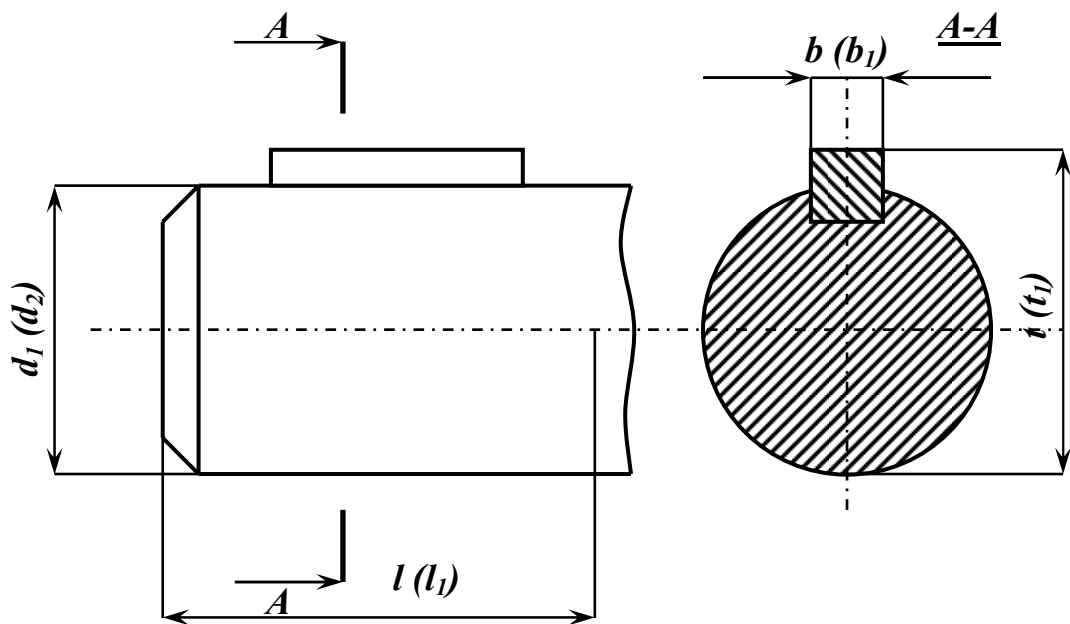


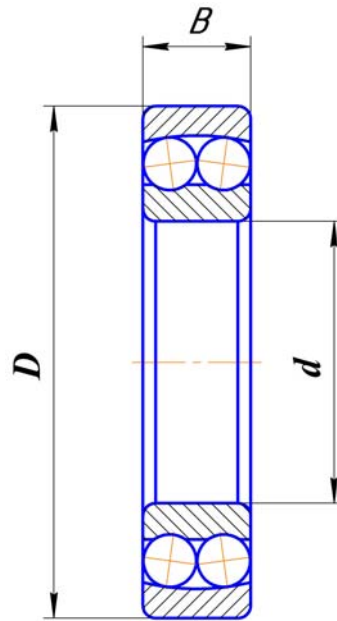
Основні розміри стандартних редукторів: а) марки ЦОН, б) марки ГО

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
стандартних редукторів**

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





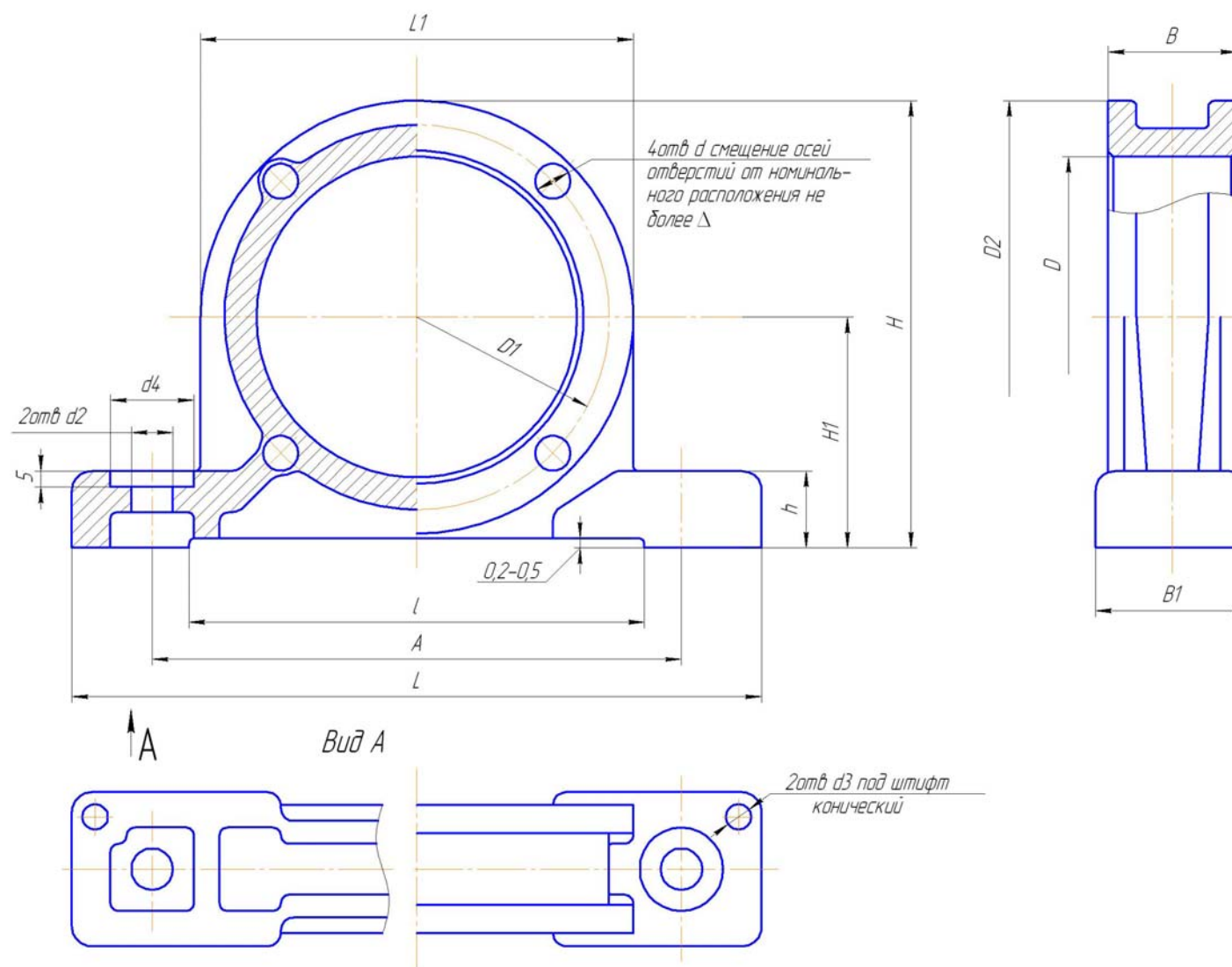
Кулькові підшипники радіальні сферичні двохрядні (ГОСТ 5720-51)

Умове позначення підшипника	Розміри, мм				Динамічна вантажопідйомність, C_d , Н	Статична вантажопідйомність C_0 , Н	Граничне число обертів за хв.: Змазка-рідка*	Фактори приведеного 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	1,0	1,896	0,65	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		2,972		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

Додаток 5 (продовження)

Умовне позначення підшипника	Розміри, мм				Динамічна вантажопідйомність, C _д , Н	Статична вантажопідйомність C ₀ , Н	Граничне число обертів за хв.. Змазка-рідка*	Фактори приведенного навантаження					
	d	D	B	r				e	$\frac{A}{K_K R} < e$		$\frac{A}{K_i R} > e$		Ye
									X	Y	X	Y	
Легка широка серія													
1506	30	62	20	1,5	11900	5810	10000	0,394	1	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	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	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									

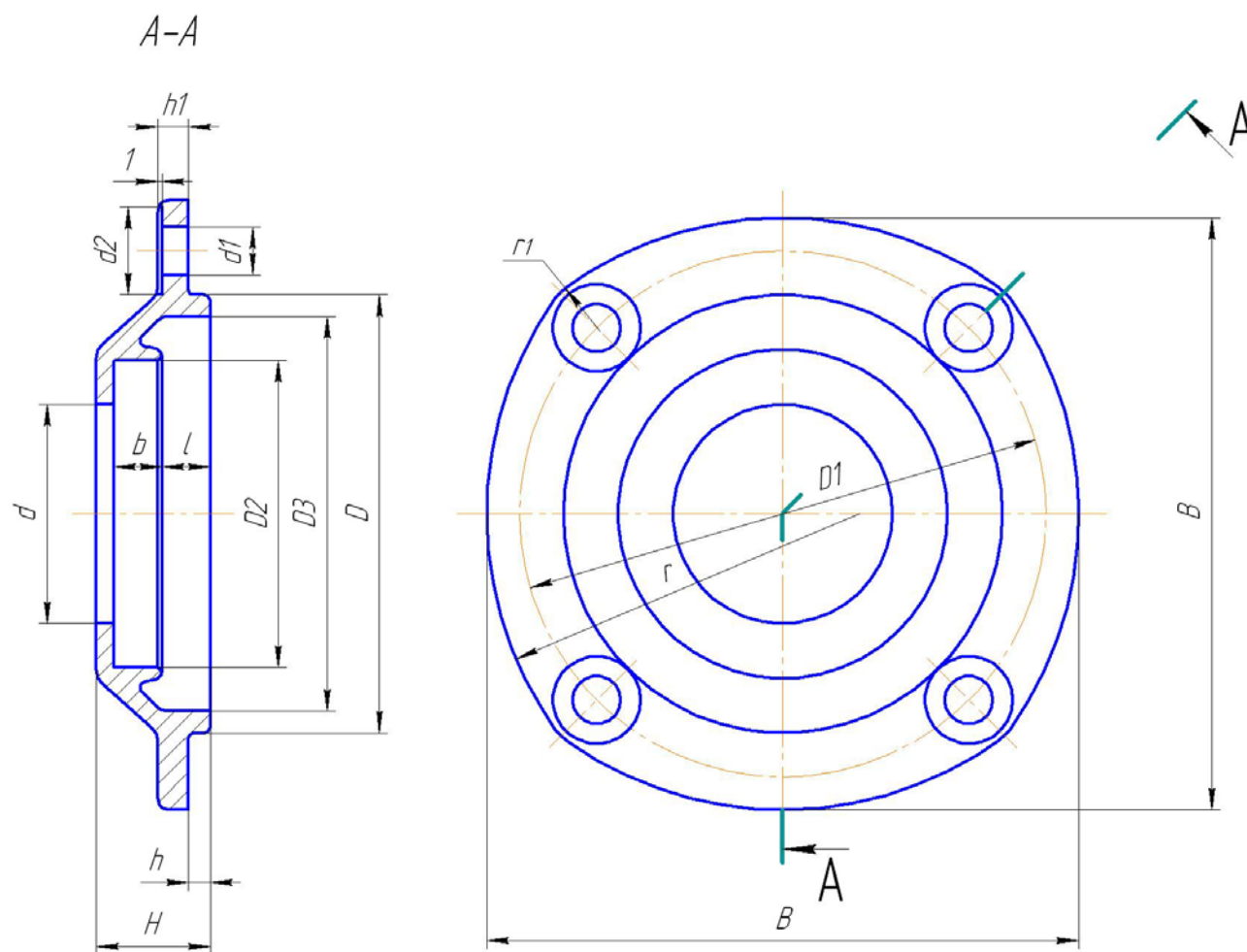
*При використанні пластичних мастил гранична частота обертання на 20% менше.



Опоры узкой серии (УМ) подшипников качения (ГОСТ 13218.3-80)

Опори вузької серії (УМ) підшипників кочення

Познач. опори	D (гран. відх. по A)	D_1	d	Δ	d_2	d_3	d_4	A (гран. відх. $\pm 0,2$)	B (гран. відх. по C_3)	B_1	L	$L_1=D_2$	l	H	H_1 (гран. відх. $+0,05$)	h	r	r_1				
УМ 47	47	63	9	0,10	11	4	20	85	32	26	115	65	65	68,5	36	15	-	10,5				
УМ 52	52	70				5		90	34	28	125	72	72	76	40	16		11,0				
УМ 62	62	80			6	24	110	36	40	145	85	98	90,5	48	17	70						
УМ 72	72	90				26	125	40	42	160	98	110	101	52	18	75						
УМ 80	80	100			13		30	135	35	46	180		110	113	58		20					
УМ 85	85	105	140	185				115			116	120,5	63									
УМ 90	90	110	11	0,12				17	8		150	38	195	125	128	130,5	68	22	80	12,0		
УМ 100	100	120			13		10			40	165	40	48	215	135	142	139,5	72	24	85	12,5	
УМ 110	110	130										185		45	235	155	164	157,5	80	26	-	-
УМ 120	120	145										210		48	260	175	194	179,5	92	32		
УМ 125	125	150										220			270	180	204	188	98	34		
УМ 130	130	155	225	50				54	280			185	190,5	35								
УМ 140	140	165	22				235	52	58	295	195	206	199,5		102							
УМ 150	150	180						255		55	315	210	230	215	110	40						



Кришки торцеві середні (МС) з манжетним ущільнювачем корпусів підшипників кочення (ГОСТ 13219.7-81)

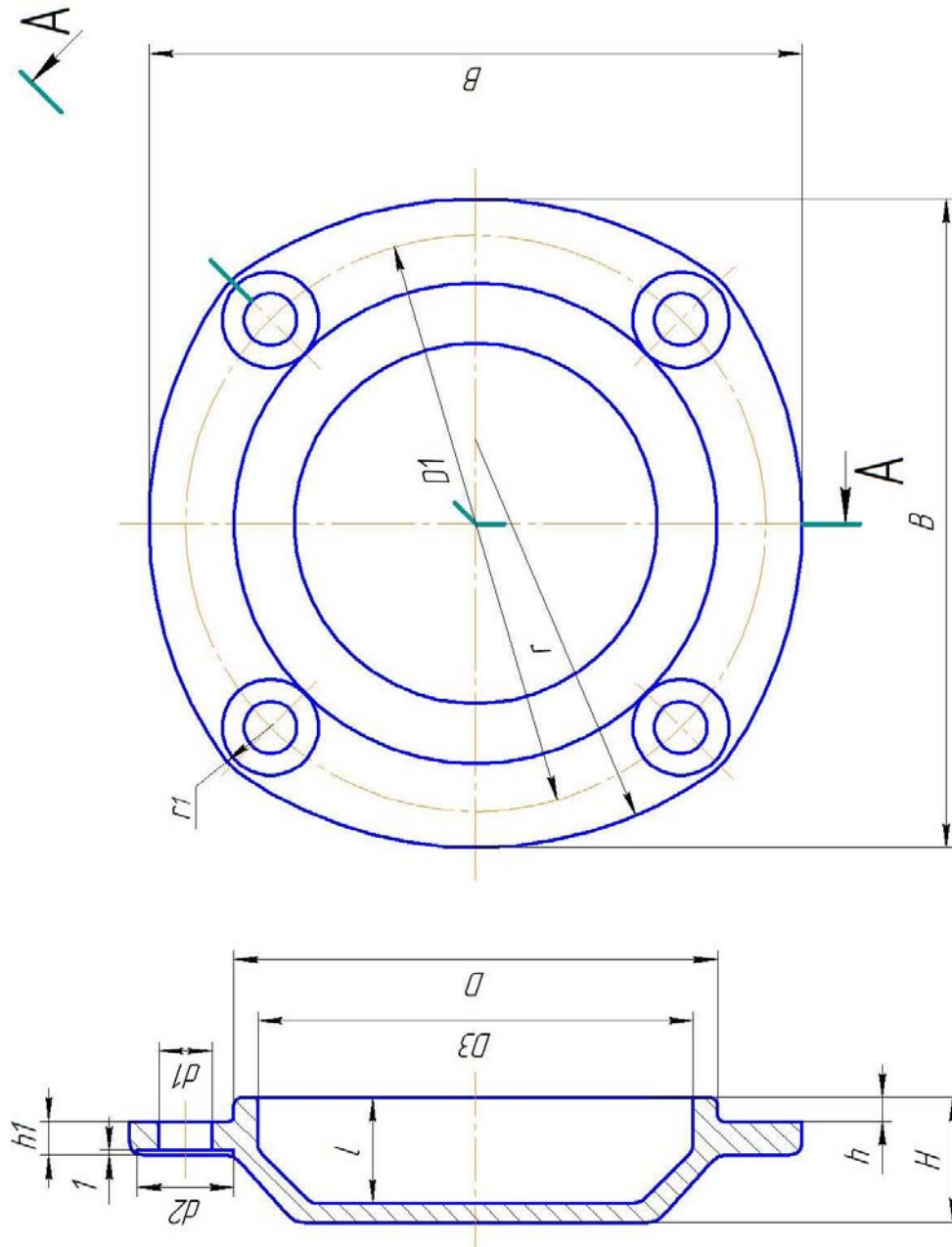
Кришки торцеві з манжетним ущільнювачем корпусів підшипників кочення (ГОСТ 13219.7-81)

68

Познач. кришки	D (гран. відх. по C_3)	Діаметр вала або втулки $d_{\text{ном.}}$	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
МВ 47х17	47	17	18	63	32	41	9	18	0,10	65	11	15	4	6	3	-	10,5
МВ 52х17	52			70		45				72		15					
МВ 52х20		20	21	80	40	55				65	72				15	19	4
МВ 62х20	62	25	26									90					
МВ 62х25				72	30	31				100	58				72	15	19
МВ 72х25	80	35	36									105					
МВ 72х30				85	40	41				105	60				78	15	19
МВ 80х30	90	45	46									110					
МВ 80х35				100	50	51				120	70				90	15	19
МВ 85х40	110	55	57				130	80	100			15	19	4			
МВ 90х35				120	60	62				145	85				110	15	19
МВ 90х45	125	70	72				150	95	116			15	19	4			
МВ 100х40				130	75	77				165	100				138	15	19
МВ 100х50	135	80	82				170	110	140			15	19	4			
МВ 110х45				140	85	87				175	115				145	15	19
МВ 110х55	145	90	92				180	120	150			15	19	4			
МВ 120х50				150	95	97				185	125				155	15	19
МВ 120х60	155	100	102				190	130	160			15	19	4			
МВ 125х70				160	105	107				195	135				165	15	19
МВ 130х55	165	110	112				200	140	170			15	19	4			
МВ 130х65				170	115	117				205	145				175	15	19
МВ 140х60	175	120	122				210	150	180			15	19	4			
МВ 140х70				180	125	127				215	155				185	15	19
МВ 150х75	185	130	132				220	160	190			15	19	4			
МВ 150х85				190	135	137				225	165				195	15	19
МВ 160х90	195	140	142				230	170	200			15	19	4			
МВ 160х100				200	145	147				235	175				205	15	19
МВ 170х105	205	150	152				240	180	210			15	19	4			
МВ 170х115				210	155	157				245	185				215	15	19
МВ 180х120	215	160	162				250	190	220			15	19	4			
МВ 180х130				220	165	167				255	195				225	15	19
МВ 190х135	225	170	172				260	200	230			15	19	4			
МВ 190х145				230	175	177				265	205				235	15	19
МВ 200х150	235	180	182				270	210	240			15	19	4			
МВ 200х160				240	185	187				275	215				245	15	19
МВ 210х165	245	190	192				280	220	250			15	19	4			
МВ 210х175				250	195	197				285	225				255	15	19
МВ 220х180	255	200	202				290	230	260			15	19	4			
МВ 220х190				260	205	207				295	235				265	15	19
МВ 230х195	265	210	212				300	240	270			15	19	4			
МВ 230х205				270	215	217				305	245				275	15	19
МВ 240х210	275	220	222				310	250	280			15	19	4			
МВ 240х220				280	225	227				315	255				285	15	19
МВ 250х225	285	230	232				320	260	290			15	19	4			
МВ 250х235				290	235	237				325	265				295	15	19
МВ 260х240	295	240	242				330	270	300			15	19	4			
МВ 260х250				300	245	247				335	275				305	15	19
МВ 270х255	305	250	252				340	280	310			15	19	4			
МВ 270х265				310	255	257				345	285				315	15	19
МВ 280х270	315	260	262				350	290	320			15	19	4			
МВ 280х280				320	265	267				355	295				325	15	19
МВ 290х285	325	270	272				360	300	330			15	19	4			
МВ 290х295				330	275	277				365	305				335	15	19
МВ 300х300	335	280	282				370	310	340			15	19	4			
МВ 300х310				340	285	287				375	315				345	15	19
МВ 310х315	345	290	292				380	320	350			15	19	4			
МВ 310х325				350	295	297				385	325				355	15	19
МВ 320х330	355	300	302				390	330	360			15	19	4			
МВ 320х340				360	305	307				395	335				365	15	19
МВ 330х345	365	310	312				400	340	370			15	19	4			
МВ 330х355				370	315	317				405	345				375	15	19
МВ 340х360	375	320	322				410	350	380			15	19	4			
МВ 340х370				380	325	327				415	355				385	15	19
МВ 350х375	385	330	332				420	360	390			15	19	4			
МВ 350х385				390	335	337				425	365				395	15	19
МВ 360х390	395	340	342				430	370	400			15	19	4			
МВ 360х400				400	345	347				435	375				405	15	19
МВ 370х405	405	350	352				440	380	410			15	19	4			
МВ 370х415				410	355	357				445	385				415	15	19
МВ 380х420	415	360	362				450	390	420			15	19	4			
МВ 380х430				420	365	367				455	395				425	15	19
МВ 390х435	425	370	372				460	400	430			15	19	4			
МВ 390х445				430	375	377				465	405				435	15	19
МВ 400х450	435	380	382				470	410	440			15	19	4			
МВ 400х460				440	385	387				475	415				445	15	19
МВ 410х465	445	390	392				480	420	450			15	19	4			
МВ 410х475				450	395	397				485	425				455	15	19
МВ 420х480	455	400	402				490	430	460			15	19	4			
МВ 420х490				460	405	407				495	435				465	15	19
МВ 430х495	465	410	412				500	440	470			15	19	4			
МВ 430х505				470	415	417				505	445				475	15	19
МВ 440х510	475	420	422				510	450	480			15	19	4			
МВ 440х520				480	425	427				515	455				485	15	19
МВ 450х525	485	430	432				520	460	490			15	19	4			
МВ 450х535				490	435	437				525	465				495	15	19
МВ 460х540	495	440	442				530	470	500			15	19	4			
МВ 460х550				500	445	447				535	475				505	15	19
МВ 470х555	505	450	452				540	480	510			15	19	4			
МВ 470х565				510	455	457				545	485				515	15	19
МВ 480х570	515	460	462				550	490									

Кришки торцеві з манжетним ущільнювачем корпусів підшипників кочення

Познач. кришки	H	l	b		Познач. кришки	Діаметр вала або втулки $d_{\text{ном.}}$	d (гран. відх. по A_5)	D_2 (гран. відх. по A_3)	H	l	b	
МС 47х17	19	4	-		МН 62х32	32	33	52	17	2	-	
МС 52х17					МН 72х38	38	39	58				
МС 52х20					МН 72х45	45	46	65				
МС 62х20					МН 80х45							
МС 62х25					МН 80х50	50	51	70				
МС 72х25					МН 90х50							
МС 72х30					МН 100х55	55	56	80	21	3		13,6
МС 80х30					МН 100х65	65	66	90				
МС 80х35					МН 110х60	60	62	85				
МС 85х40					МН 110х75	75	77	100				
МС 90х35	20	МН 120х50	50		67	90	22					
МС 90х45	24	9	МН 120х80		80	82		105				
МС 100х40	21	6	МН 130х75		75	77		100				
МС 100х50	26	11	МН 140х80		80	82		105				
МС 110х45	20	5	11		МН 140х95	95		97	120			
МС 110х55	27	9	13.6		МН 150х85	85		87	110			
МС 120х50	23	7	11		МН 150х100	100	102	125				
МС 120х60	27	8	13.6									
МС 125х70												
МС 130х55	25	6										
МС 130х65	31	12										
МС 140х60	25	6										
МС 140х70	31	12										
МС 150х75												



Кришки торцеві глухі корпусів підшипників кочення
(ГОСТ13219.1-81 – ГОСТ13219.4-81)

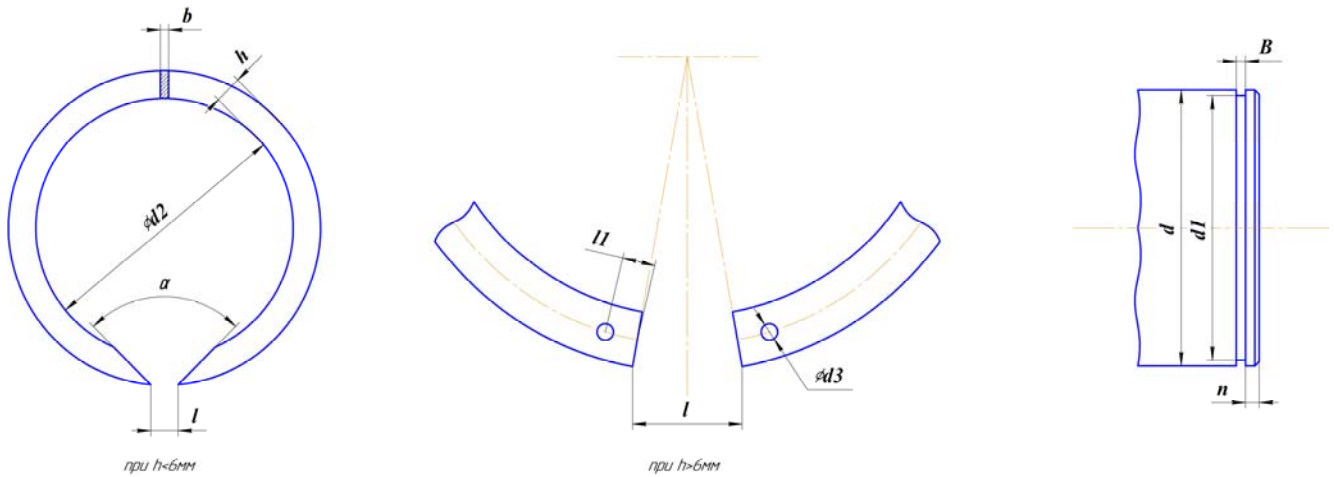
**Кришки торцеві глухі корпусів підшипників кочення
(ГОСТ13219.1-81 – ГОСТ13219.4-81)**

Кришки низькі

Познач. кришки	ГОСТ	Н	l
ГН 47	13219.1-81	13	8
ГН 52			
ГН 62			
ГН 72			
ГН 80			
ГН 85			
ГН 90		16	10
ГН 100			
ГН 110	13219.2-81	16	10
ГН 120		17	
ГН 125		21	14
ГН 130			
ГН 140			
ГН 150			

Кришки високі

Познач. кришки	ГОСТ	Н	l
ГВ 47	13219.3-81	16	11
ГВ 52		17	12
ГВ 62		18	13
ГВ 72		19	14
ГВ 80		20	15
ГВ 85		22	17
ГВ 90		26	20
ГВ 100		27	21
ГВ 110	13219.4-81	28	22
ГВ 120		29	
ГВ 125		34	27
ГВ 130			
ГВ 140		36	29
ГВ 150		37	30



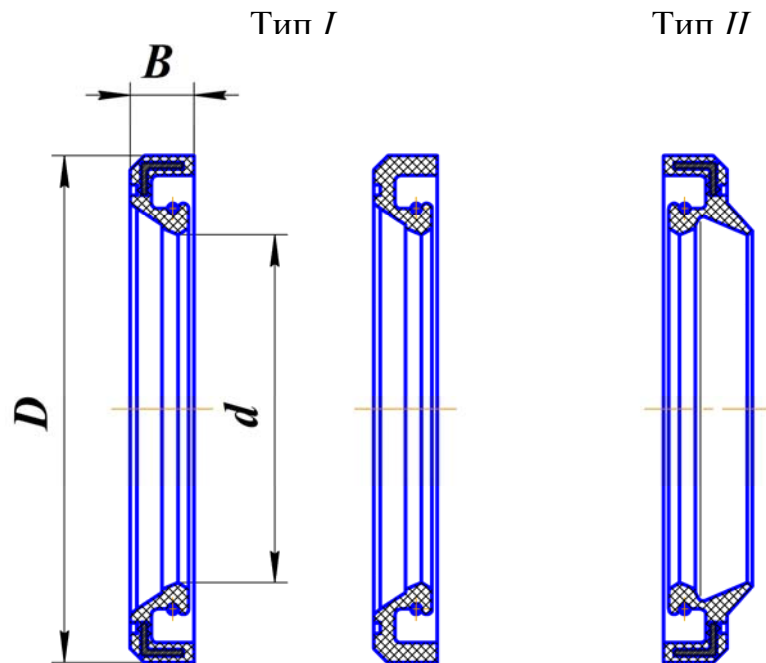
Кільце плоске пружинне упорне та канавка для нього

Розміри (мм) кілець плоских пружинних упорних наріжних та канавок для них (з ГОСТ 13940-86)

Діаметр вала, <i>d</i>	<i>d</i> ₁		<i>B</i>		<i>n</i> , не більш	<i>d</i> ₂	<i>l</i>	<i>l</i> ₁	<i>r</i> ₂	<i>d</i> ₃	<i>b</i>	<i>h</i>								
	номін.	відх.	номін.	відх.																
10	9,5	-0,10	1,2	+0,25	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	5				-	-	1,2	2,5						
20	18,6				2,1	18,2								3,2						
25	23,5				2,3	23,1								4,0						
30	28,5	-0,28	1,4		2,3	27,8	6				-	-	-	1,7	4,0					
35	33,0				3,0	32,2									8	4, 2	26,6 29,2 31,8	2	2,0	6,0
40	37,5				3,8	36,5														
45	42,5	3,8	41,5		60,8	5,6	42 44,3	3	3,0	8,0										
50	47,0	-0,34	1,9		4,5						10	5 6	47,2 49,6 52,1	3	3,0	8,5				
55	52,0																2,2	4,5	5,3	6
60	57,0					2,8	5,3	6	3	3,0										
65	62,0	2,8	5,3		6						3	3,0	8,5							
70	67,0													2,8	5,3	6	3	3,0	8,5	
75	72,0			2,8		5,3	6	3	3,0	8,5										
80	76,5	2,8	5,3		6						3	3,0	8,5							
85	81,5													2,8	5,3	6	3	3,0	8,5	
90	86,5			2,8		5,3	6	3	3,0	8,5										
95	91,5	2,8	5,3		6						3	3,0	8,5							
100	96,5													2,8	5,3	6	3	3,0	8,5	

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 – навивкою;
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 13940-86*.

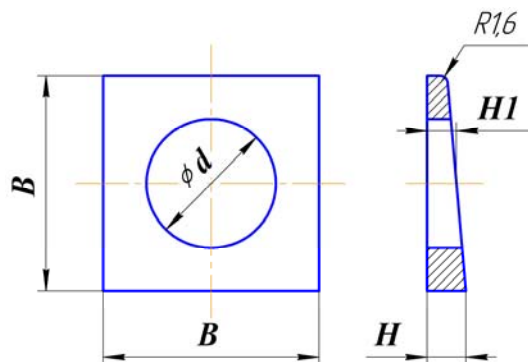


Виконання I Виконання II

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		+0,30 +0,15	7	+0,3 -0,2	
16	15,8		30				
17	16,8		32				
18	17,8		35	+0,4 +0,2	10	+0,5 -0,3	
19	18,8						
20	19,8						
21	20,8		40				
22	21,8						
24	23,8						
25	24,8		42				
26	25,8	45					
28	27,8	47					
30	29,7	-1,0	52				
32	31,7						
35	34,7			58			
38	37,7						
40	39,7				60		
42	41,7				62		
45	44,7			65			
48	47,7			70			

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



Шайба коса

Шайби косі (ГОСТ 10906-78)

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		-1,5	20	+1,0 -1,5	5,1
10	11	+0,43	30			+1,0 -1,7
12	13					
14	15					
16	17					
18	19	+0,52	40	+1,0 -1,9	6,2	0,62
20	22					
22	24					
24	26		50	+1,4 -1,9	6,8	
27	30					

Приклад позначення косої шайби для болта з діаметром різьби 20 мм:

Шайба 20.36.05 ГОСТ 10906-78.

**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		20а	30а
12	30	10	18	24	50	22а	40а
14		12		27		40	60
16		14	18а				

ДЛЯ НОТАТОК