

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
“КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”
Механіко-машинобудівний інститут
кафедра “Динаміки і міцності машин та опору матеріалів”

ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

*електронний конспект лекцій
для студентів теплоенергетичного факультету*

к.т.н. Яхно Б.О.

Київ 2007

ЗМІСТ

	<i>стр.</i>
Вступ	4
Лекція 1. Тема 1. Структура механізмів і машин. Загальні положення	5
Тема 1.1. Загальні положення	5
Лекція 2. Тема 1.2. Ступінь рухливості	9
Тема 1.3. Структурна класифікація	10
Лекція 3. Тема 2. Кінематичний аналіз механізмів	13
Тема 2.1. Визначення положень і переміщень ланок	13
Лекція 4. Тема 2.2. Визначення швидкостей ланок	17
Тема 2.3. Визначення прискорень ланок	20
Лекція 5. Тема 3. Динамічний аналіз механізму	22
Лекція 6. Тема 4. Механічні передачі. Загальні положення	26
Тема 4.1. Розподіл навантаження в часі та типові режими навантаження	26
Лекція 7. Тема 4.2. Матеріали передач	27
Тема 4.3. Поняття про допуски та посадки	28
Лекція 8. Тема 4.4. Шорсткість поверхонь деталей	34
Тема 4.5. Основні параметри передачі	37
Лекція 9. Тема 5. Пасова передача	39
Лекція 10. Тема 6. Зубчасті передачі	46
Тема 6.1. Загальні положення	46
Тема 6.2. Евольвентне зачеплення	47
Лекція 11. Тема 6.3. Точність зубчастих коліс	53
Тема 6.4. Початковий контур	54
Тема 6.5. Конструкція зубчастих коліс	55
Лекція 12. Тема 6.6. Види руйнування зубців	57
Лекція 13. Тема 7. Циліндрична зубчаста передача	62
Лекція 14. Тема 8. Конічна зубчаста передача	68
Лекція 15. Тема 9. Черв'ячна передача	74
Лекція 16. Тема 10. Передача гвинт – гайка	83
Лекція 17. Тема 11. Осі та вали	86
Лекція 18. Тема 12. Підшипники ковзання	94
Лекція 19. Тема 13. Підшипники кочення	100
Лекція 20. Тема 14. Муфти приводів	110
Лекція 21. Тема 15. З'єднання деталей машин	119
Тема 16. Різьбові з'єднання	119
Лекція 22. Тема 17. Шпонкові з'єднання	127
Тема 18. Шліцові (зубчасті) з'єднання	131
Тема 19. Профільні з'єднання	132
Лекція 23. Тема 20. Зварні з'єднання	133
Лекція 24. Тема 21. Плити і рами	140
Контрольні питання	144
Список рекомендованої літератури	146

СТРУКТУРА МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

Тема 1.1.

ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Машина – це пристрій, що виконує механічні рухи для перетворення енергії, матеріалів та інформації з метою заміни або полегшення фізичної і розумової праці людини.

Класифікація машин:

- енергетичні машини, призначені для перетворення різних видів енергії в механічну і навпаки (двигун внутрішнього згоряння);
- машини технологічні (верстати, преси);
- транспортні машини (автомобілі, транспортери, крани, літаки, ескалатори...);
- інформаційно-обчислювальні машини (калькулятори, ЕОМ).

Об'єднання енергетичної машини (двигуна) і виконавчої машини (технологічної, транспортної) називається *машинним агрегатом*.

Основні вимоги до сучасних машин:

1. Висока продуктивність.
2. Збільшення надійності при заданій довговічності.
3. Високі експлуатаційні показники.
4. Оптимальна собівартість (рис. 1.1).
5. Оптимальна довговічність (рис. 1.2).

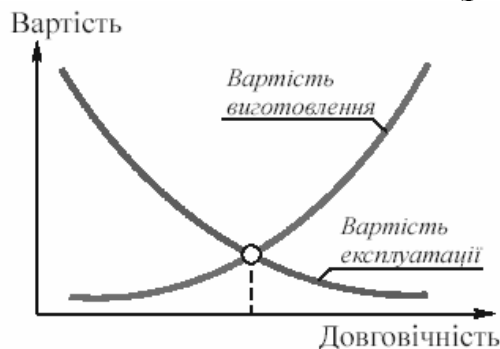


Рис. 1.1

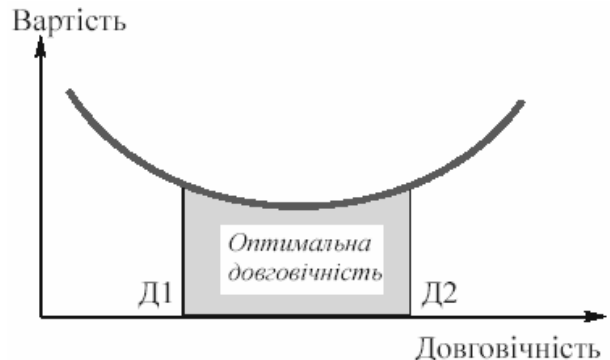


Рис. 1.2

Механізм – це пристрій для перетворення механічного руху твердих тіл.

Класифікація механізмів:

1. По функціональній ознаці:
 - механізми двигунів;
 - механізми передач і виконавчі механізми;
 - механізми регулювання, керування та контролю;
 - механізми живлення, подачі та транспортування;
 - механізми сортування, пакування, маркування;
 - обчислювальні механізми;

2. По способу передачі руху:

- механічний - за допомогою твердих тіл;
- гідравлічний - за допомогою рідини;
- пневматичний - за допомогою газу;
- електромагнітний - за допомогою електромагнітного поля.

3. По характеру руху ланок:

- з ланками, які рухаються поступально;
- з обертовими ланками;
- з ланками, що роблять плоско-паралельний рух;
- з ланками, що роблять просторові рухи.

4. По конструктивній ознаці (рис. 1.3):

- шарнірно-важільні;
- фрикційні;
- кулачкові;
- із зачепленням (зубчасті, черв'ячні, ...);
- із гнучким зв'язком (пасові, ланцюгові);
- гвинт-гайка;
- клиноподібні;
- з переривчастим рухом (храповий механізм);

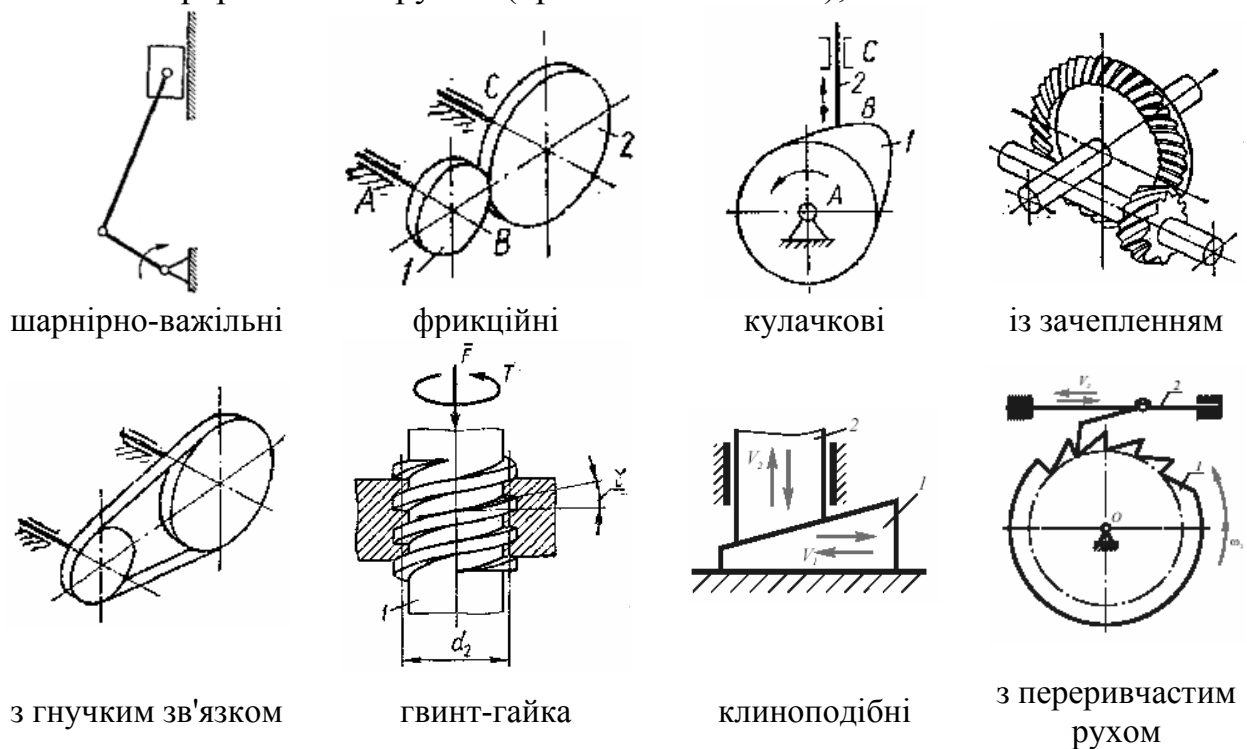


Рис. 1.3

Будь-який механізм складається з ланок та деталей (рис. 1.4).

Ланка – тверде тіло, що входить до складу механізму.

Деталь – тверде тіло, що входить до складу ланки, між деталями в ланці немає відносних рухів.

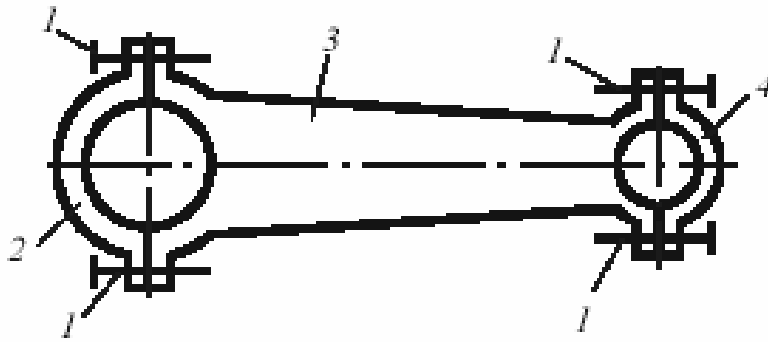


Рис. 1.4 Зображення ланки, де 1, 2, 3, 4 – деталі ланки

Типи ланок (рис. 1.5):

- *кривошип* (поз. 1) - ланка, що робить повний оберт;
- *шатун* (поз. 2, 4) - ланка, що виконує складний плоско-паралельний рух;
- *коромисло* (поз. 3) - ланка, що виконує гойдальний рух;
- *стійка* (поз. 6) - нерухома ланка;
- *повзун* (поз. 5) - поступальна ланка, що переміщується;
- *напрямна* (поз. 7) - ланка, відносно якої переміщується повзун;
- *куліса* (поз. 8) - рухлива направляюча.

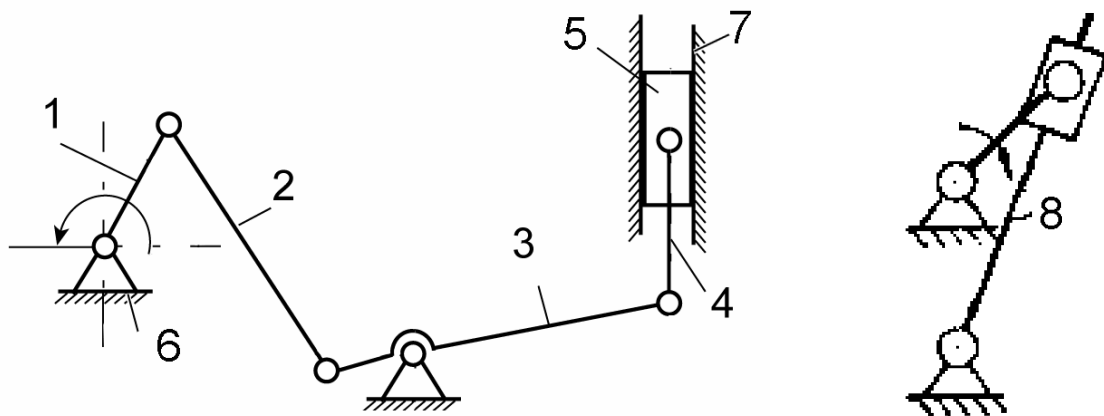


Рис. 1.5

Кінематична пара – рухливе з'єднання двох ланок механізму. Кінематичні пари бувають: плоскі та просторові, обертальні і поступальні, нижчі та вищі (рис. 1.6).



Рис. 1.6

У нижчих кінематичних парах контакт між ланками здійснюється по поверхні. У вищих - по лінії або в точці. Вільна ланка в просторі володіє

шістьома ступенями свободи. Ланки, що утворюють кінематичні пари втрачають від однієї до п'яти ступенів свободи. Клас кінематичної пари визначається кількістю зв'язків (обмежень) S , які пара накладає на відносний рух ланок:

$$S = 6 - H,$$

де H - кількість ступенів свободи ланок кінематичної пари.

Існує 5 класів кінематичних пар.

Приклад.

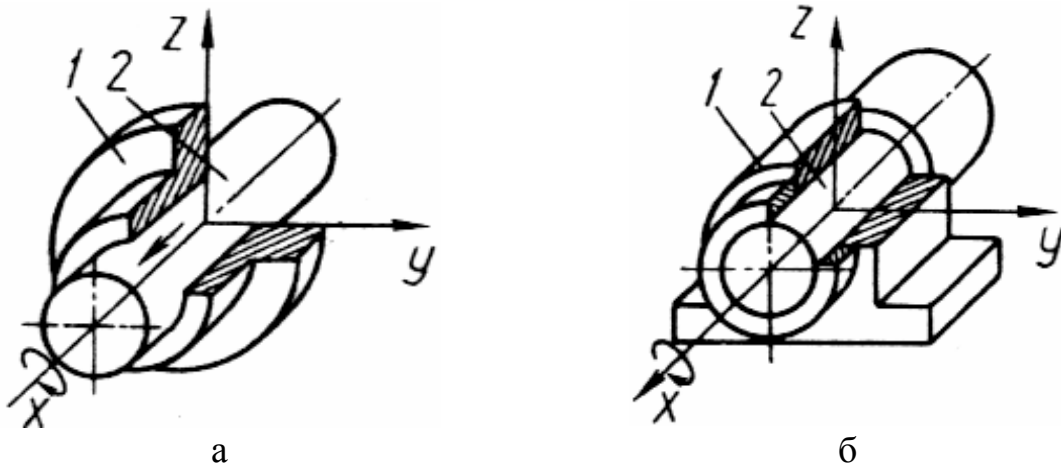


Рис. 1.7

У парі четвертого класу конструктивна особливість елементів дозволяє здійснювати обертальний і поступальний рух, отже $H = 2$, $S = 6 - 2 = 4$ (рис. 1.7. а).

Якщо ж на ланці 1 встановити бурти, що перешкоджають поступальному руху, то залишається єдиний можливий обертальний рух (рис. 1.7. б).

$H = 1$, $S = 6 - 1 = 5$ - пара п'ятого класу.

Ланки, з'єднані між собою кінематичними парами, утворюють *кінематичний ланцюг*. (рис. 1.8). Ланки до складу яких входить більше двох кінематичних пар, називають *базисними*.



Рис. 1.8

Механізм є кінематичним ланцюгом, що відрізняється визначеністю руху всіх ланок щодо нерухомої ланки – стійки (при заданому русі одного або

декількох ланок всі інші виконують цілком визначені рухи). Ланки, рух яких заданий, називаються *ведучими*, інші - *веденими*.

Лекція 2. Тема 1.2.

СТУПІНЬ РУХЛИВОСТІ

Кількість ведучих ланок відповідає ступеню рухливості механізму W , тобто ступеню його свободи відносно стояка. Ступінь рухливості визначається згідно рівняння Чебишева (1869 р.)

$$W = 3n - 2P_5 - P_4,$$

де n - кількість рухливих ланок плоского механізму, P_5 - кількість кінематичних пар п'ятого класу, P_4 - кількість кінематичних пар четвертого класу.

Кінематичною схемою механізму називається умовне зображення механізму в масштабі μ (м/мм) у якому дотримані лише ті розміри ланок, які впливають на кінематику механізму. На кінематичних схемах шарнірно-важільних механізмів використовують умовні позначення, основні з яких наведені на рис. 1.9.

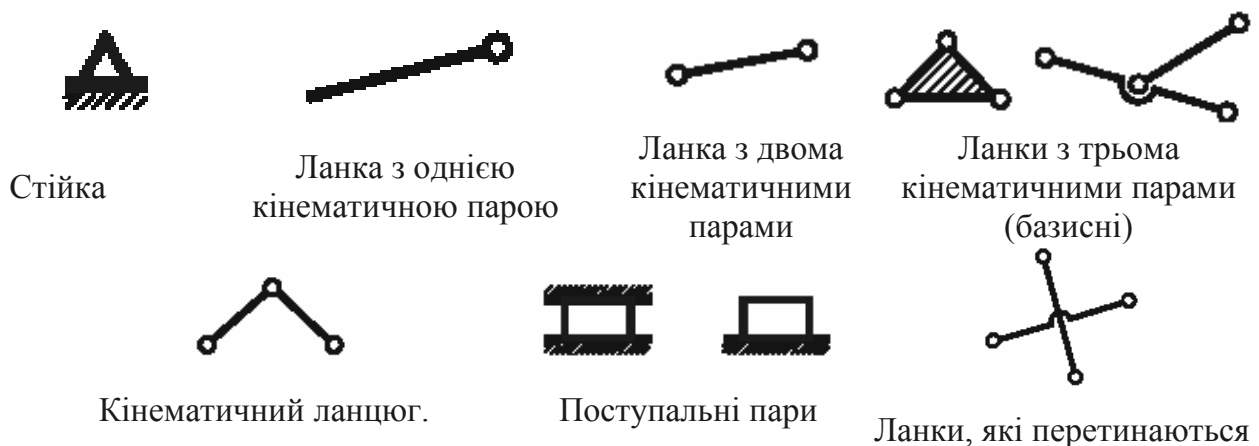


Рис. 1.9

Положення механізму, у якому при заданому русі вхідних ланок положення вихідних є невизначеним називається *мертвими положеннями* (рис.1.10).

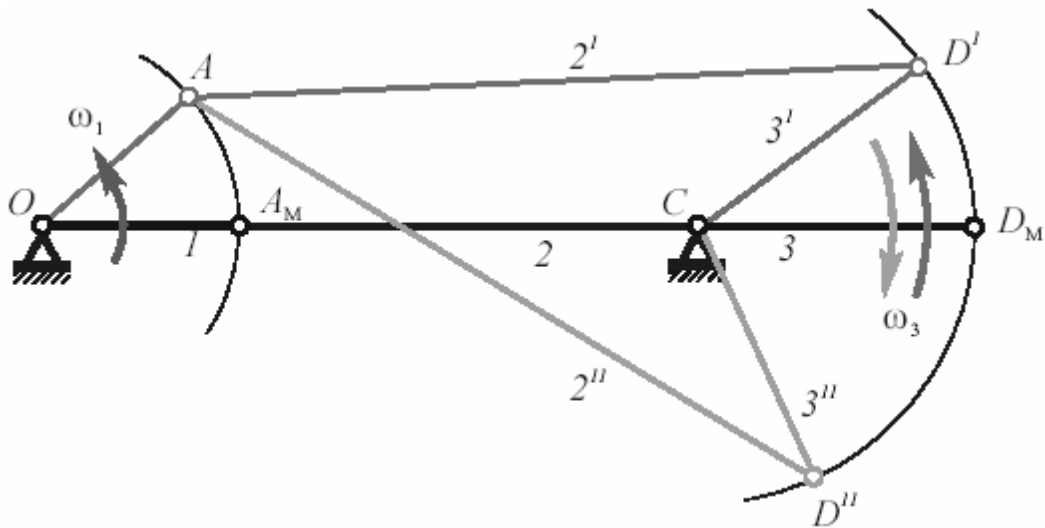


Рис. 1.10 Мертве положення механізму

Тема 1.3.

СТРУКТУРНА КЛАСИФІКАЦІЯ

Однією з розповсюджених класифікацій плоских шарнірних механізмів з парами n -го класу є структурна класифікація, запропонована І.І.Артоболевським на основі ідей А.В.Ассура. Відповідно до цієї класифікації механізми поєднуються в класи від першого й вище згідно структурних ознак. Механізм першого класу складається із ведучої ланки та стійки, з'єднаних кінематичною парою п'ятого класу; механізми більш високих класів утворюються послідовним приєднанням до механізму першого класу кінематичних ланцюгів, що не змінює ступеня рухливості цього вихідного механізму, тобто таких, які мають ступінь рухливості, рівній нулю. Ланки й зв'язки, які входять до складу механізму, але не впливають на його кінематику називаються *пасивними* або *зайвими* (рис. 1.11).

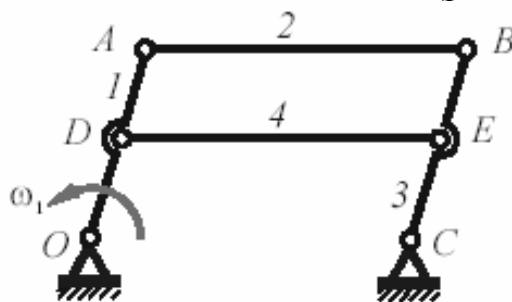


Рис. 1.11 Приклад пасивної ланки

Структурний синтез механізму

Структурна схема – це умовне зображення механізму, що містить стійку, рухливі ланки і кінематичні пари, на якому показано їхнє взаємне розташування без урахування співвідношень розмірів ланок.

Найпростіший початковий механізм – це такий механізм, подальший поділ якого на складові неможливий без порушення його основної функції – передачі руху (рис. 1.12).



Рис. 1.12 Початковий механізм

До найпростішого механізму приєднуються структурні групи, так звані групи Ассура (рис. 1.13).

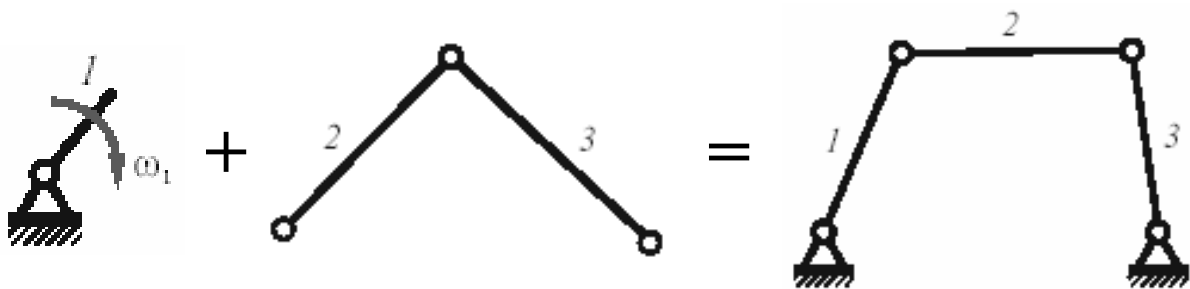
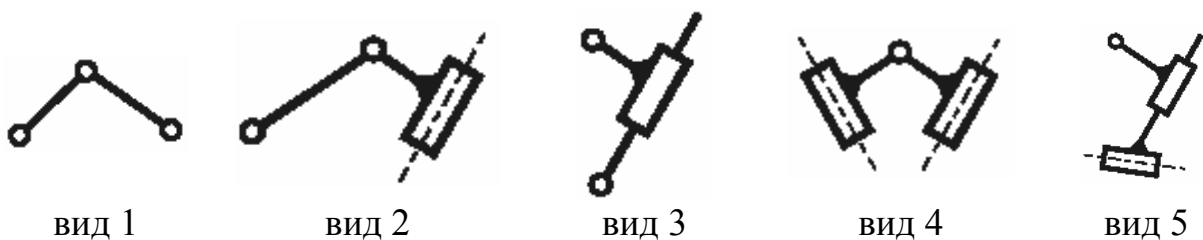


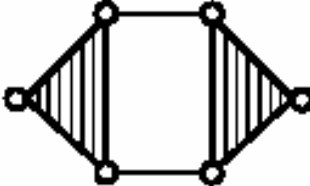
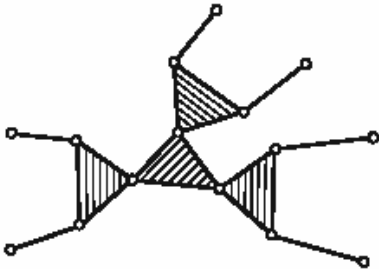
Рис. 1.13

Структурною групою або групою Ассура називається відкритий кінематичний ланцюг, ступінь свободи якого, щодо елементів зовнішніх кінематичних пар дорівнює нулю. При цьому група не повинна розкладатися на більш прості, які відповідали б цій умові.

За Ассуром до груп I й II класів відносяться такі, які не мають контурів, що змінюються, і відрізняються тим, що групи II класу виключають базисні ланки, які з'єднуються також з іншими базисними ланками. Групи III класу мають один контур, що змінюється, IV – два контури, що змінюється. Порядок групи визначається числом повідців.

За Артоболовським клас групи визначається числом шарнірів у найбільш складному замкнутому контурі, порядок групи визначається кількістю шарнірів, якими група приєднується до механізму. Групи II класу 2 порядку запропоновано поділити на 5 видів.



Вид групи	класифікація	
	за Ассуром	за Артоболевським
	I-й клас 2-й порядок	II-й клас 2-й порядок
	I-й клас 3-й порядок	III-й клас 3-й порядок
	I-й клас 4-й порядок	III-й клас 4-й порядок
	III-й клас 0-й порядок	IV-й клас 2-й порядок
	II-й клас 6-й порядок	

Порядок і клас механізму визначається порядком і класом найбільш складної структурної групи, яка входить до складу механізму.

КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ

Кінематика – це розділ механіки, що вивчає закони руху матеріальних точок і твердих тіл без урахування причин, що викликають цей рух. При аналізі розглядається існуючий механізм і вивчаються його *кінематичні характеристики*, до яких відносяться: координати та траєкторії руху точок, узагальнені координати ланок, переміщення точок і ланок, їхні швидкості та прискорення а також функції положення і передавальні функції механізму.

Синтез – створення механізму із заданими кінематичними характеристиками. Існує три основних методи дослідження: метод планів, метод кінематичних діаграм, аналітичний метод.

Тема 2.1.

ВИЗНАЧЕННЯ ПОЛОЖЕНЬ І ПЕРЕМІЩЕНЬ ЛАНОК

Метод планів

Планом положень механізму (рис. 2.1.) називається схема механізму, на якій зафіксоване певне положення ведучої ланки та пов'язані з ним положення всіх інших ланок механізму. В процесі побудови плану положень визначається геометричне місце кінематичних пар механізму. Після чого можна визначити геометричне положення ланок механізму.

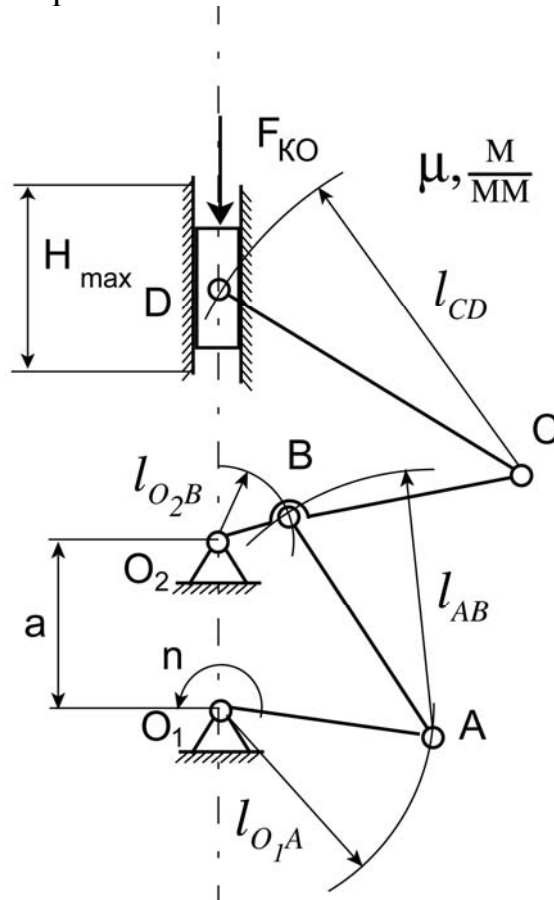


Рис. 2.1. План положення механізму

При кресленні плану положень механізму необхідно застосовувати масштаби, що відповідають ГОСТ 2.302–68. Тому що надалі, при кінематичних розрахунках, використовуються величини, які є похідними від довжини. Таким чином масштабний коефіцієнт μ плану механізму повинен мати розмірність [м/мм]. Масштаби, що рекомендуються: 0,0001; 0,0002; (0,00025); 0,0005; 0,001; 0,002; (0,0025); 0,005; 0,01; 0,02 і т.д.

При кресленні плану положень механізму насамперед потрібно нанести положення нерухомих центрів обертальних пар (на рис.2.1. точки O_1 , O_2) і направляючих поступальних пар. Далі, для обраного положення ведучої ланки (на рис.2.1 кривошип O_1A), послідовно визначаються положення кінематичних пар і ланок, що приєднані до неї.

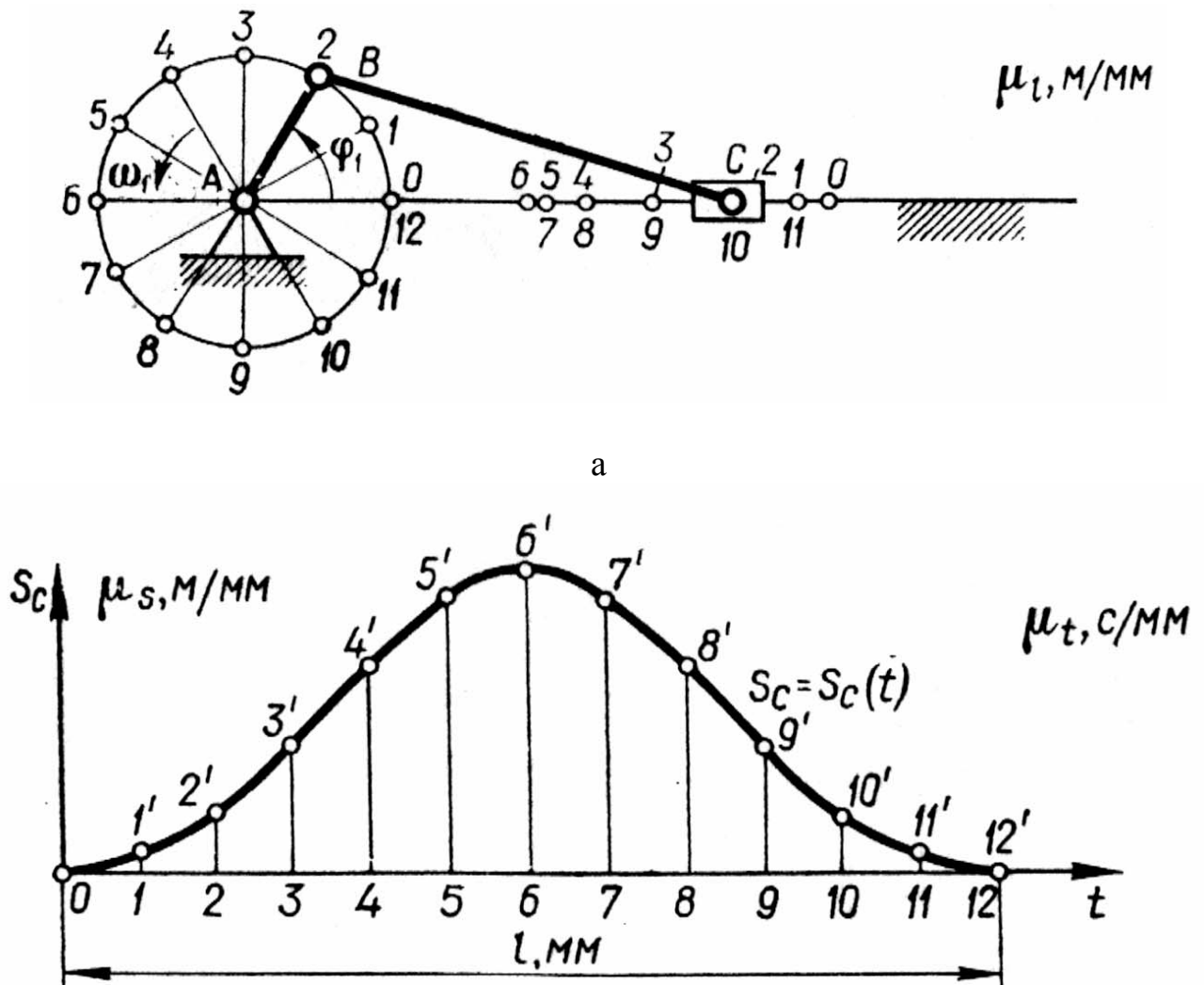
Визначення положень кінематичних пар, що переміщуються, здійснюється способом зарубок. У цьому випадку будується геометричне місце можливих положень центрів обертальних пар. З центрів крайніх кінематичних пар (точки A і O_2) найближчої до ведучої ланки групи за допомогою циркуля проводять дуги з радіусами, що дорівнюють l_{AB} і l_{O_2B} (відповідно). Перетинання цих дуг визначає положення центра внутрішньої обертальної пари B . З'єднавши отриману точку B прямими лініями з точками O_2 і A , знаходять положення ланок BO_2 і BA . У такий же спосіб визначають положення центрів інших кінематичних пар.

План положення будують для декількох (12 чи 24) положень ведучої ланки O_1A . При побудові планів положення механізму знаходять крайні положення робочої ланки механізму і всіх інших кінематичних пар і ланок. *Робочою ланкою механізму* називається ланка, що переборює силу корисного опору F_{KO} (на рис. 2.1 це повзун D). За нульове положення механізму (а відповідно і положення точки A_0) приймають таке крайнє положення робочої ланки, починаючи з якої ланка починає рух у напрямку протилежному напрямку дії сили корисного опору F_{KO} . Ця точка називається *початком робочого ходу*. Точкою A'_i позначають інше крайнє положення робочої ланки, де i - це індекс попереднього положення точки A (наприклад A'_5).

Для визначення крайніх положень робочої ланки необхідно побудувати траєкторію руху точки D і, проаналізувавши її, вибрати два її крайніх положення. Для деяких простих механізмів існує інший спосіб: необхідно розташувати кривошип O_1A і шатун AB на одній прямій. У цьому випадку для одного положення відстань $O_1B = O_1A + AB$, а для іншого $O_1B = AB - O_1A$.

Метод діаграм

Для визначення характеру переміщення веденої ланки (рис. 2.2 а) використовують діаграму. На осі абсцис (рис. 2.2 б) в масштабі $\mu_t (с/мм)$ відкладають час одного циклу. При сталій швидкості обертання $\mu_t = \frac{2\pi}{\omega l}$. По осі ординат відкладають лінійне переміщення S_c веденої ланки в масштабі $\mu_s (м/мм)$ або кутове переміщення φ в масштабі $\mu_\varphi (рад/мм)$ для механізмів, у яких ведена ланка обертається. Таким чином отримаємо функцію $S_c = S_c(t)$. В якості початку відліку можна вибрати одне з крайніх положень веденої ланки. Метод має невисоку точність визначення переміщення.



б
Рис. 2.2

Аналітичний метод

Метод має високу точність, застосовується при обчисленнях на ЕОМ, приводить до громіздких обчислень.

Використовується спосіб складання умови замкнутості всіх закритих контурів механізму (кожна ланка розглядається як вектор, а замкнутий контур - як векторний багатокутник (рис. 2.3)).

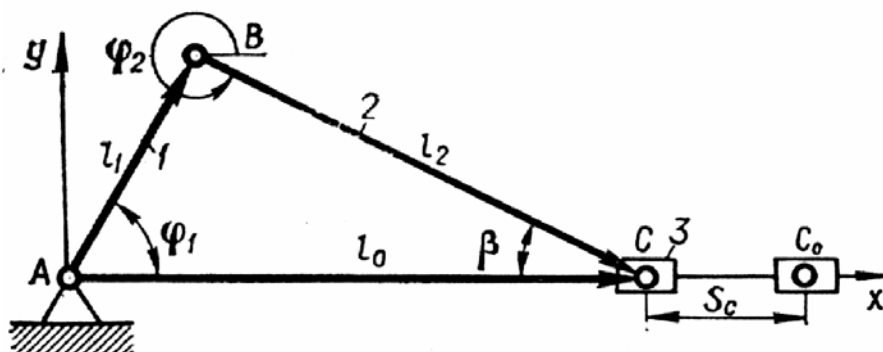


Рис. 2.3

Рівняння замкнутості:

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_2 = \vec{l}_0$$

Це рівняння можна представити рівнянням проекцій векторів на систему координат xAy (початок системи координат знаходиться на осі обертання кривошипа A) у вигляді:

$$\begin{cases} l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 = l_0 \\ l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 = 0 \end{cases}$$

де φ_1 , φ_2 - кути, які утворені ланками 1 та 2 із віссю Ax; l_1 та l_2 - довжини ланок 1 та 2; $l_0 = X_c$ - положення ланки 3.

Використовуючи геометричні співвідношення контуру ABC отримаємо

$$\varphi_2 = 2\pi - \beta = 2\pi - \arcsin\left(\frac{l_1}{l_2} \sin \varphi_1\right)$$

Враховуючи залежність для φ_2 , одержимо рівняння переміщення веденої ланки:

$$X_c = l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 = l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \left[2\pi - \arcsin\left(\frac{l_1}{l_2} \sin \varphi_1\right) \right]$$

При інтегруванні:

$$\omega_i = \frac{d\varphi_i}{dt} \cdot \frac{d\varphi_1}{d\varphi_1} = \frac{d\varphi_1}{dt} \cdot \frac{d\varphi_i}{d\varphi_1} = \omega_1 \frac{d\varphi_i}{d\varphi_1},$$

$\frac{d\varphi_i}{d\varphi_1}$ - аналог кутової швидкості.

ВИЗНАЧЕННЯ ШВИДКОСТЕЙ ЛАНОК

Планом швидкостей механізму називається векторна діаграма, на якій зображені у вигляді відрізків вектори, однакові по модулю і напрямку з швидкостями різних точок ланок механізму в даний момент часу.

Побудова планів швидкостей проводиться на основі послідовного складання векторних рівнянь для всіх груп, що входять до складу механізму, починаючи із ведучої ланки. Спочатку потрібно вибрати загальну для двох ланок точку та записати для неї два рівняння для визначення її швидкості. Для визначення повної картини швидкостей будь-якої ланки, що входить у групу, досить знати лінійну швидкість двох точок цієї ланки або лінійну швидкість однієї точки й кутову швидкість ланки.

У методі планів швидкостей і прискорень використовується теорема про складний рух твердого тіла, який можна представити як суму переносного та відносного руху (рис.2.3 а).

$$\vec{V}_{абс.} = \vec{V}_{пер} + \vec{V}_{від}$$

Переносний рух - рух рухомої системи відліку ($X_1O_1Y_1$ рис. 2.3.а) відносно нерухомої системи відліку (XOY рис. 2.3.а). *Відносний рух* – рух матеріальної точки відносно рухомої системи відліку (на рис.2.3 а, рух точки А відносно системи координат $X_1O_1Y_1$). У будь-який момент часу можна знайти точку, жорстко пов'язану з тілом, швидкість якої дорівнює нулю. Це миттєвий центр обертання тіла або полюс P (рис. 2.3.б). Якщо тіло рухається поступально то миттєвий центр обертання лежить на ∞ . Відносно цієї точки в даний момент часу тіло здійснює обертовий рух зі швидкістю ω .

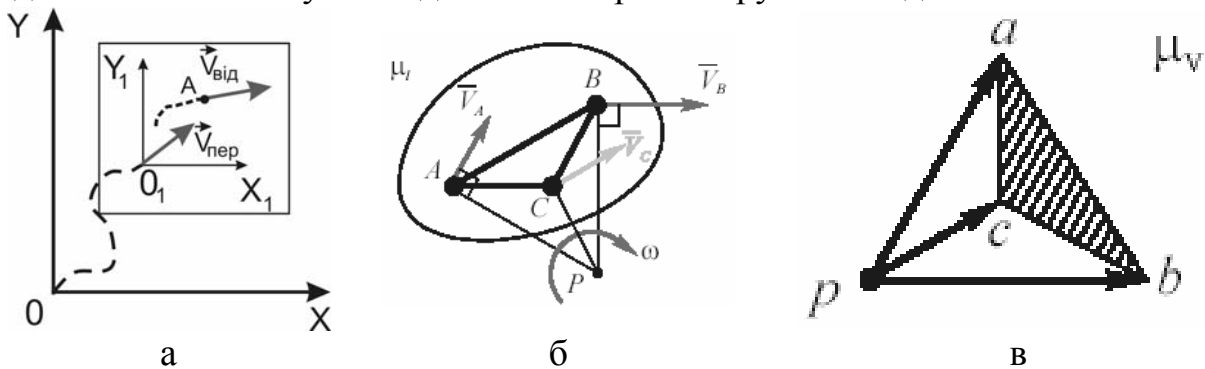


Рис. 2.3

Перенесемо вектори абсолютних швидкостей $\vec{V}_A$ та $\vec{V}_B$ в точку p - полюс плану швидкостей (рис. 2.3 в).

Одержимо план швидкості відрізка АВ у масштабі:

$$\mu_V = \frac{V_A}{pa} = \frac{V_B}{pb} \left[\frac{м \cdot с^{-1}}{мм} \right]$$

Для визначення швидкості точки С можна записати наступну систему:

$$\begin{cases} \vec{V}_C = \vec{V}_B + \vec{V}_{CB} \\ \vec{V}_C = \vec{V}_A + \vec{V}_{CA} \end{cases}.$$

Припустимо, що ця швидкість відома, тоді

$$\mu_V = \frac{V_C}{\mu_V}.$$

З іншого боку

$$V_A = \omega \cdot PA; \quad V_B = \omega \cdot PB; \quad V_C = \omega \cdot PC$$

$$\mu_V = \frac{\omega \cdot PA}{pa} = \frac{\omega \cdot PB}{pb} = \frac{\omega \cdot PC}{pc} \quad \text{або}$$

$$\frac{PA}{pa} = \frac{PB}{pb} = \frac{PC}{pc}.$$

З'єднані між собою кінці векторів абсолютних швидкостей утворюють фігуру, подібну до ланки та повернену до неї на кут 90^0 .

Властивості планів швидкостей:

1. Вектори, які виходять із полюса, є абсолютними швидкостями.
2. Напрямок вектора - завжди від полюса.
3. На кінці вектора завжди точка, що відповідає швидкості точки ланки або кінематичної пари.
4. Вектори на планах швидкостей, які не проходять через полюс, є відносними швидкостями.
5. Напрямок відносних швидкостей на плані завжди від другого індексу до першого.

Приклад побудови плану швидкостей (рис.2.4).

У довільній точці вибираємо полюс P . Цій точці відповідають кінематичні пари з нульовою швидкістю O_1 , O_2 і направляюча повзуна D .

Таким чином, для точки A можна записати рівняння

$$\vec{V}_A = \vec{V}_{O_1} + \vec{V}_{AO_1},$$

де $\vec{V}_{O_1} = 0$ - швидкість точки O_1 , а $\vec{V}_{AO_1}$ - швидкість точки A відносно точки O_1 . У такий спосіб

$$|\vec{V}_A| = |\vec{V}_{O_1A}| = O_1A \cdot \omega_{O_1A},$$

вектор $\vec{V}_A$ направлений по дотичній до траєкторії руху точки A , тобто перпендикулярно O_1A , у бік обертання кривошипа. При цьому кутова швидкість кривошипа O_1A визначається згідно залежності:

$$\omega_{O_1A} = \frac{\pi \cdot n}{30}, [\text{с}^{-1}]$$

де n - частота обертання кривошипа O_1A $[\text{хв}^{-1}]$. Виходячи з вище сказаного, на плані швидкостей (рис. 1.2) будуємо пряму $\perp O_1A$ і на ній у масштабі відкладаємо точку a ($Pa = \frac{V_a}{\mu_V}$, μ_V - масштабний коефіцієнт плану швидкостей), що відповідає швидкості точки A .

Для визначення швидкості точки B можна записати наступну систему:

$$\begin{cases} \vec{V}_B = \vec{V}_{O_2} + \vec{V}_{BO_2} \\ \vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA} \end{cases},$$

де $\vec{V}_{O_2} = 0$ - швидкість точки O_2 , $\vec{V}_{BO_2}$ - швидкість точки B відносно O_2 , $\vec{V}_{BA}$ - швидкість точки B відносно A .

Кутові швидкості коромисла O_2B і шатуна AB нам не відомі, але нам відомі напрямки $\vec{V}_{BO_2}$ і $\vec{V}_{BA}$. Таким чином із полюса P на плані швидкостей проводимо пряму $\perp O_2B$, а із точки a проводимо пряму $\perp AB$. На перетині цих двох прямих лежить точка b , що відповідає абсолютній швидкості точки B .

Використовуючи теорему подібності можна записати залежність:

$$\frac{O_2B}{O_2C} = \frac{Pb}{Pc}.$$

Із полюса P через точку b проводимо відрізок Pc . Точка c на плані швидкостей відповідає швидкості точки C на плані положення механізму.

Повзун D робить лінійне переміщення вздовж вертикальних нерухомих направляючих по осі, що проходить через точки O_1 і O_2 . Для швидкості $\vec{V}_D$ можна записати векторне рівняння:

$$\vec{V}_D = \vec{V}_C + \vec{V}_{DC},$$

де $\vec{V}_C$ - швидкість точки C , $\vec{V}_{DC}$ - швидкість точки D відносно C .

Із полюса P проводимо вертикальну пряму, паралельну до O_1O_2 , а з точки c , на плані швидкостей, проводимо іншу пряму, перпендикулярну шатуну CD . На перетині цих прямих знаходиться точка, яка відповідає лінійній швидкості точки D . А абсолютна величина

$$V_D = Pd \cdot \mu_v,$$

де μ_v - масштаб плану швидкостей.

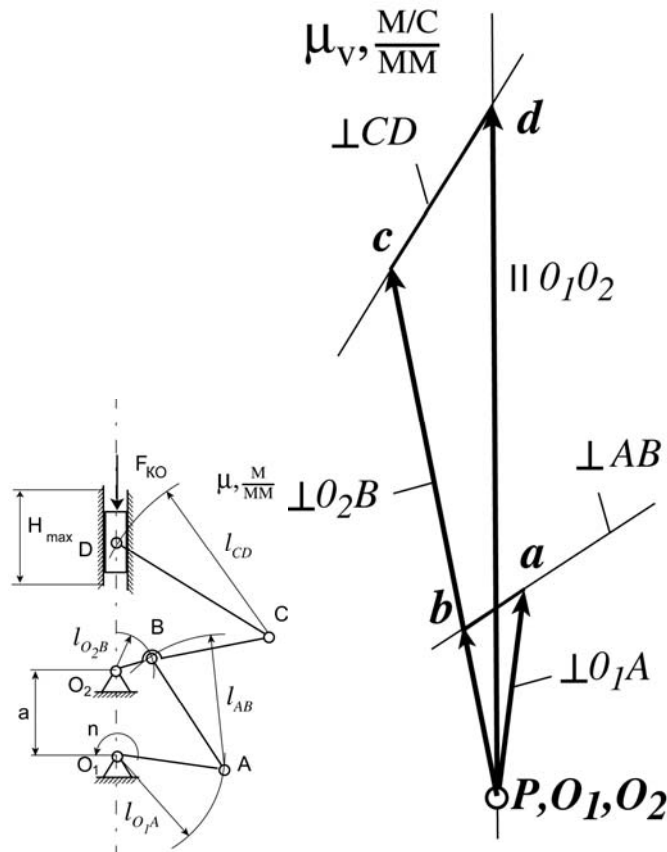


Рис. 2.4 План швидкості

Тема 2.3.

ВИЗНАЧЕННЯ ПРИСКОРЕНЬ ЛАНОК

Планом прискорень механізму називається векторна діаграма, на якій зображені у вигляді відрізків вектори, однакові по модулю й напрямку із прискореннями різних точок ланок механізму в даний момент часу. Вихідними даними для побудови плану прискорень являються план положень і план швидкостей.

Розглянемо тіло (рис.2.5), рух якого заданий рухом точок A і B , Π – миттєвий центр прискорень (МЦП).

Прискорення точки A :

$$a_A = \sqrt{(a_A^n)^2 + (a_A^\tau)^2}$$

Тут $a_A^n = \omega^2 \cdot PA$ - нормальне прискорення, $a_A^t = \varepsilon \cdot PA$ - тангенційне прискорення. Тоді

$$a_A = PA\sqrt{\omega^4 + \varepsilon^2}$$

Аналогічно для точки В:

$$a_B = PB\sqrt{\omega^4 + \varepsilon^2}$$

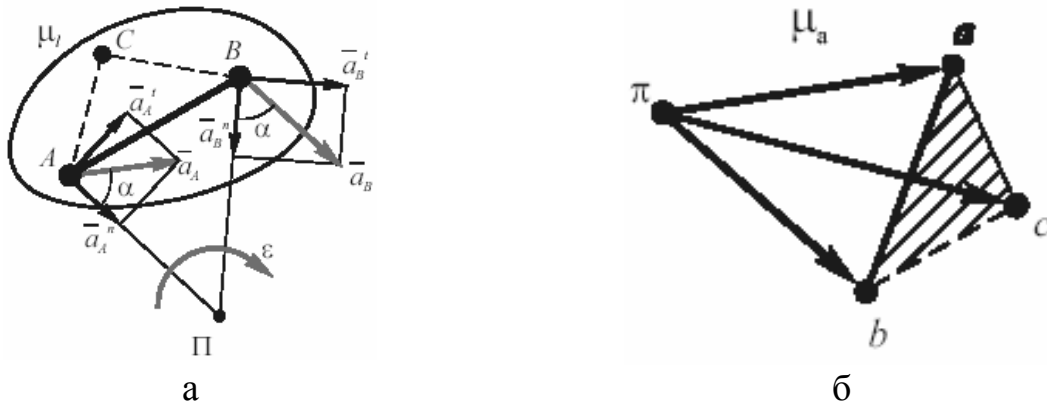


Рис. 2.5

Згідно з рис. 2.5. величина:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\varepsilon}{\omega^2}$$

Будуємо план прискорень, переносячи в спільний полюс плану π початки векторів повних прискорень (рис. 2.5 б). Масштабний коефіцієнт плану прискорень

$$\mu_a = \frac{a_A}{\pi a} = \frac{a_B}{\pi a}, \left[\frac{m \cdot c^{-2}}{mm} \right]$$

Кінці векторів повних прискорень, з'єднані між собою, утворюють фігуру, подібну до ланки, споріднено з нею розташовану і повернуту на кут $(180^\circ - \alpha)$, де $\alpha = \operatorname{arctg} \frac{\varepsilon}{\omega^2}$.

Прискорення точки С можна знайти з умови подібності планів прискорень до плану положень, згідно з якою ΔABC подібний до Δabc .

Властивості планів прискорень аналогічні до властивостей планів швидкостей.

ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ

Сили, що діють у механізмі

У загальному випадку всі сили, що діють у механізмі, підрозділяються на зовнішні, які задають, і внутрішні реакції зв'язків. До зовнішніх відносяться рушійні сили, сили корисного опору, власної ваги ланок, інерції й шкідливого опору. Реакції зв'язків можна розкласти на нормальну й дотичну складові.

Рушійні сили - це сили, які прикладені до ведучих ланок і спрямовані в бік переміщень точок їхнього прикладання або утворюють з напрямком переміщення гострі кути. (У двигунах це зусилля P_d , що діє на поршень (тиск газів), в електродвигунах – крутний момент ротора M_d).

Сили корисного опору – це такі сили, які прикладені до виконавчих або робочих ланок механізму і спрямовані проти переміщень точок їхнього прикладання або утворюють з напрямком переміщень тупі кути. *Призначення механізму полягає в подоланні дії цих сил.* (У робочих машинах ці сили з'являються при безпосередньому виконанні технологічного процесу).

Сили інерції ланок. Ці сили обумовлені масою й рухом ланок з прискоренням. Робота, яка здійснюється силами інерції, може бути позитивною, негативною і рівною нулю.

Сили шкідливого опору. До них відносяться сили тертя, на подолання яких витрачається додаткова робота, крім тієї, яка необхідна для подолання сил корисного опору.

Сили реакцій – зусилля, що виникають у кінематичній парі при роботі механізму.

Сили власної ваги ланок. Ці сили можуть виконувати позитивну роботу (центр мас ланок опускається), негативну роботу (центр мас ланок піднімається). Робота сил власної ваги дорівнює нулю, якщо центр мас ланок рухається горизонтально. Робота сили власної ваги ланки за цикл дії механізму дорівнює нулю.

Рух механізму під дією заданих сил

Режими руху:

- *стадія пуску* – швидкість руху ведучої ланки зростає від 0 до $\max$. Робота рушійних сил більша роботи сил опору ($A_d > A_c$);
- *стадія сталого руху* – швидкість руху ведучої ланки стабілізувалась, робота рушійних сил дорівнює роботі сил опору за цикл навантаження ($A_d = A_c$, в окремі моменти циклу $A_d \neq A_c$);
- *стадія вибігу (зупинки)* – швидкість руху ведучої ланки спадає, робота рушійних сил менша роботи сил опору ($A_d < A_c$).

Зведення сил. При складанні рівнянь руху дії всіх сил і моментів сил, прикладених до різних ланок механізму, зручно умовно замінити дією тільки однієї сили або моменту, прикладених до якої-небудь ланки механізму. Такі сили й моменти сил одержали назву *зведених*, а ланки, до яких вони прикладені, *ланками зведення*. Робота зведеної сили або моменту на її можливому переміщенні дорівнює сумі робіт всіх сил, прикладених до ланок механізму на їхніх можливих переміщеннях.

Рівняння руху Лагранжа:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{dE}{dq_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = Q_i,$$

де E - кінетична енергія, q_i - узагальнена координата, $\dot{q}_i$ - узагальнена швидкість, Π - потенційна енергія системи, Q_i - узагальнена сила, що відповідає узагальненій координаті.

У випадку обертового руху.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{dE}{d\varphi} = M_3,$$

$$M_3 d\varphi = \sum F_i ds_i \cos \alpha_i + \sum M_i d\varphi_i,$$

$$M_3 = \sum F_i \frac{ds_i}{d\varphi} \cos \alpha_i + \sum M_i \frac{d\varphi_i}{d\varphi}.$$

У випадку поступального руху.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{s}} \right) - \frac{dE}{ds} = F_3,$$

$$F_3 ds = \sum F_i ds_i \cos \alpha_i + \sum M_i d\varphi_i,$$

$$F_3 = \sum F_i \frac{ds_i}{ds} \cos \alpha_i + \sum M_i \frac{d\varphi_i}{ds}.$$

Вирази для визначення зведеної сили й моменту.

$$F_3 = \sum F_i \frac{V_i}{V} \cos \alpha_i + \sum M_i \frac{\omega_i}{V},$$

$$M_3 = \sum F_i \frac{V_i}{\omega} \cos \alpha_i + \sum M_i \frac{\omega_i}{\omega},$$

де F_i , M_i - поточні значення сил, що зводять, і моментів, що діють на ланки, V - лінійна швидкість ланки зведення; α_i - кут між напрямком сили і її переміщенням; ω - кутова швидкість ланки зведення.

Розглянемо на прикладі кривошипно-шатунного механізму (рис. 3.1) метод визначення зведеного моменту.

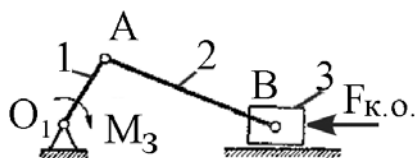


Рис. 3.1

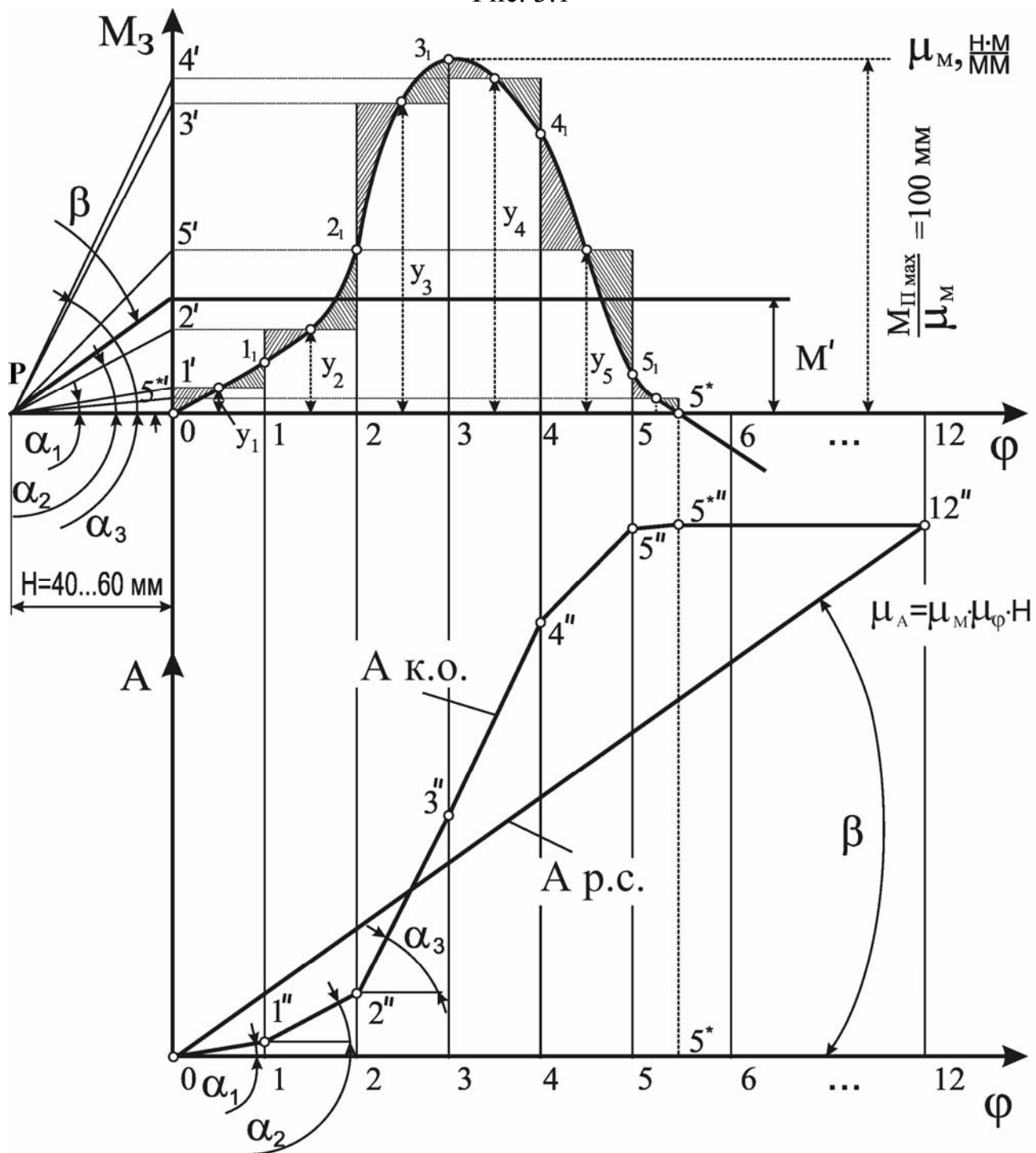


Рис. 3.2

Якщо знехтувати дією сил тертя, ваги, інерції та вважати, що кривошип 1 рухається рівномірно з постійною кутовою швидкістю ω_1 , то величину

зведеного моменту, який прикладено в кожний момент часу до ланки 1 можна визначити згідно наступної залежності:

$$M_{3i} = \frac{F_{к.о.} \cdot V_{Bi}}{\omega_1}, [\text{Н} \cdot \text{м}].$$

де $F_{к.о.}$ - сила корисного опору, V_{Bi} - швидкість повзуна 3 в кожен момент часу.

Робота рушійних сил за цикл навантаження дорівнює роботі сил корисного опору $A_{P.C.} = A_{K.O.} = A$. При цьому

$$A = \int_0^t F_3 ds = \int_0^t M_3 d\varphi.$$

Для визначення зведеного моменту застосовуємо *метод графічного інтегрування* (рис. 3.2):

1. Розіб'ємо один оберт кривошипа O_1A на n ($n=12; 24$) рівних частин таким чином, щоб рух в границях одного інтервалу можна було розглядати рівномірним.
2. Заміняємо криволінійні трапеції $0011_1; 11_12_12; \dots$ рівновеликими за площею прямокутниками зі сторонами 01 і $y_1; 12$ і $y_2; 23$ і $y_3; \dots$
3. Кінці середніх ординат $y_1, y_2, \dots$ проектують на вісь M_3 й одержують точки $1'; 2'; 3'; \dots$
4. З'єднують їх з довільно обраним полюсом P променями $P1'; P2'; P3'; \dots$
5. На графіку робіт A проводять лінії $01''; 1''2''; 2''3''; \dots$ паралельні променям $P1'; P2'; P3'; \dots$. Перший відрізок проводять із початку координат до перетину з вертикальною віссю, що обмежує праворуч інтервал 0-1. Другий відрізок проводять із отриманої точки перетину з границею першого інтервалу до перетину з границею другого інтервалу 1-2 і т.д.
6. З'єднують плавною кривою отримані точки. Отримана крива являється графіком роботи сил корисного опору ($A_{к.о.}$).

Точка 5^* являється кінцем робочого ходу механізму, далі механізм не виконує корисної роботи, тому з цієї точки можна провести горизонтальну пряму до 12 положення механізму. Дванадцять положення механізму співпадає з нульовим положенням (кривошип зробив один повний оберт). З'єднавши прямою точку, що відповідає 12 положенню з нульовим отримаємо графік робіт рушійних сил ($A_{p.c.}$). Цей графік утворює з віссю абсцис кут β . Відкладаємо із полюса P на графіку зведеного моменту промінь під кутом β та знаходимо точку його перетину з віссю ординат. Величина M' (див. рис. 3.2) відповідає величині постійно діючого зведеного моменту M_{O_1A} , який прикладено до кривошипа 1. При цьому цей момент розвиває постійну потужність $P_{O_1A} = M_{O_1A} \cdot \omega_1$.

МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Механічною передачею називається механізм, що передає енергію від двигуна до робочого органу машини з перетворюванням параметрів руху. В більшості випадків механічні передачі перетворюють параметри обертового руху, змінюючи модуль або напрям швидкості, а інколи і характер руху (обертовий перетворюють в поступальний).

Основне призначення механічних передач - узгодження параметрів руху робочих органів машини з параметрами руху вала двигуна.

Всі механічні передачі діляться на дві групи:

1. передачі, що використовують сили тертя (пасові, фрикційні);
2. передачі, що базуються на зачепленні (зубчасті, черв'ячні, ланцюгові, гвинтові).

Тема 4.1.

4.1. РОЗПОДІЛ НАВАНТАЖЕННЯ В ЧАСІ ТА ТИПОВІ РЕЖИМИ НАВАНТАЖЕННЯ

Навантаження може бути: постійне (рис. 4.1. а) або змінне (рис. 4.1. б). Щоб оцінити інтенсивність змінного навантаження і зробити кількісне порівняння різних режимів навантаження треба поділити весь строк служби h на окремі періоди роботи або цикли h_i , протягом яких навантаження F наближено зберігається постійним (рис. 4.1. б). Якщо впорядкувати всі цикли роботи машини за зменшенням навантаження, то можна здобути циклограму навантаження протягом заданого періоду її експлуатації (рис. 4.2. а). Навантаження різних рівнів відбувається за сумарну кількість циклів n_{Σ} роботи машини. За циклограмою (рис. 4.2. б) можна стверджувати, що навантаження рівня F_i з'являється n_{ui} разів протягом усього періоду експлуатації. На практиці можна використовувати циклограми навантаження, що побудовані в відносних системах координат (рис. 4.2. в).

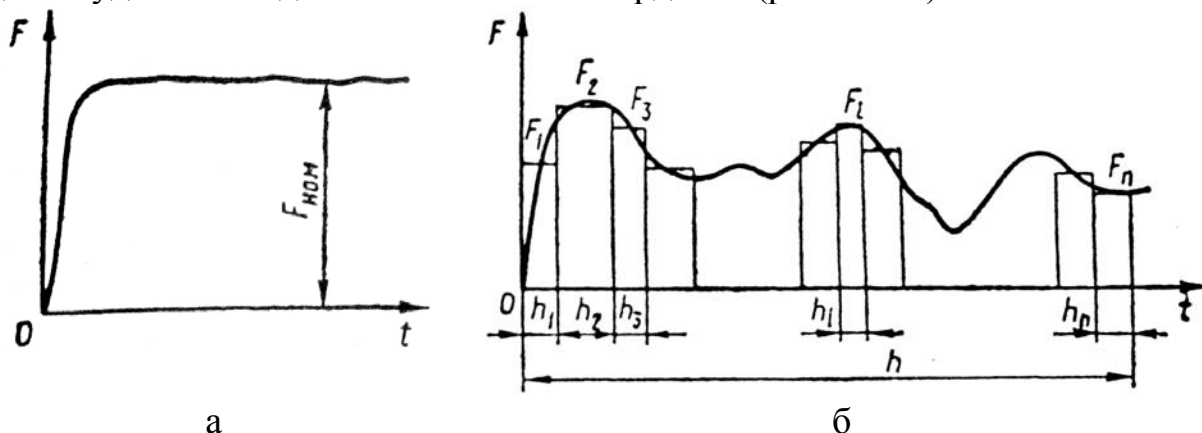


Рис. 4.1. Зміна навантаження в часі

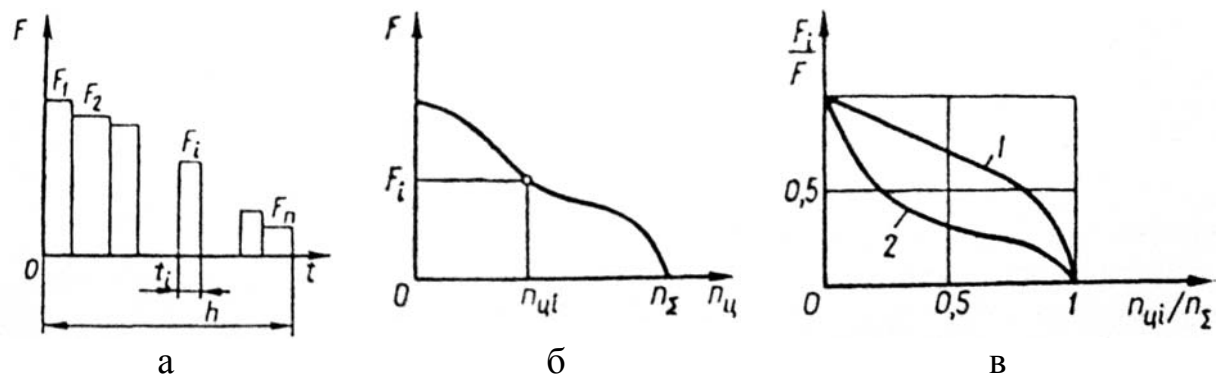


Рис. 4.2. Циклограми навантаження елементів машин

Використовуючи циклограми навантаження можна визначити основні режими роботи механізму (рис. 4.3.):

- постійний (пряма П),
- важкий (крива В),
- середній рівномірний (крива СР),
- середній нормальний (крива СН),
- легкий (крива Л).

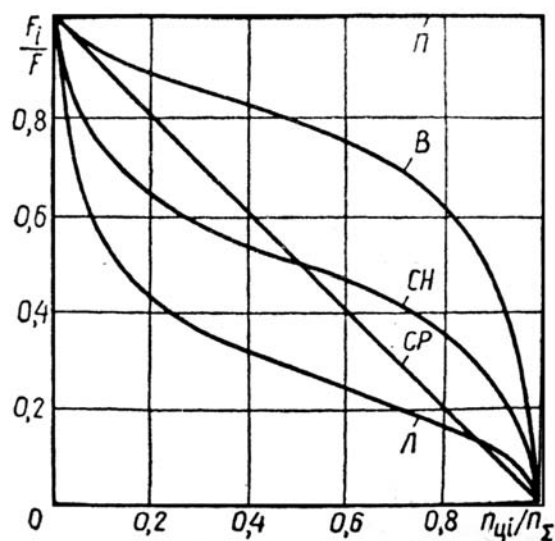


Рис. 4.3. Основні режими навантаження

Лекція 7. Тема 4.2.

МАТЕРІАЛИ ПЕРЕДАЧ

Для виготовлення різних деталей машин найбільш широко застосовують вуглецеві і леговані конструкційні сталі.

До основних механічних характеристик матеріалів належать:

- границя міцності σ_B , [МПа];
- границя текучості σ_T , [МПа];
- границя витривалості σ_{-1} , [МПа];

- відносне відновлення δ % - видовження приросту розрахункової довжини зразка після розриву до його початкової розрахункової довжини;
- модуль пружності E , [МПа], та зсуву G , [МПа];
- коефіцієнт Пуассона μ - відношення відносної поперечної деформації зразка до його відносної поздовжньої деформації;
- твердість (HB – за Брінеллем ; HRA, HRB, HRC – за Роквеллом; HV – за Віккерсом) – умовна величина, яка вимірюється відповідними приладами – твердомірами.



Рис. 4.4. Діаграма взаємного розміщення границь міцності деяких матеріалів.

Тема 4.3.

ПОНЯТТЯ ПРО ДОПУСКИ ТА ПОСАДКИ

Принцип конструювання та виготовлення деталей, що забезпечує можливість правильного складання або зміни при ремонтах незалежно виготовлених деталей та складальних одиниць без додаткової обробки та припасовки зі збереженням відповідної якості та надійності з'єднань називається *взаємозамінністю*.

Розмір – числове значення лінійної величини у вибраних одиницях (мм в машинобудуванні), буває:

- *дійсний розмір* – розмір, що встановлюється вимірюванням;
- *граничний розмір* – два гранично допустимі розміри елемента, між якими повинен знаходитись дійсний розмір;
- *номінальний розмір* – розмір, відносно якого визначається відхилення;
- *функціональний розмір* – визначає якісні показники виробу;
- *вільні розміри* – розміри неспряжених поверхонь;
- *довідковий розмір* – позначають зірочкою (*), а в технічних вимогах роблять запис: “* Розміри для довідок”.

На кресленні повинна бути мінімальна, проте достатня кількість розмірів. Кожний розмір наводиться на кресленні лише один раз. Не

допускається включення ширини фасок і канавок до загального ланцюга розмірів (вони задаються окремо).

Загальні положення і основи побудови системи допусків та посадок для гладких елементів деталей із номінальними розмірами до 3150 мм встановлені ГОСТ 25346-89 та ГОСТ 25347-82.

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

Поле допуску – поле, що обмежене найбільшим і найменшим граничними розмірами і визначається допуском та його положенням до номінального розміру (рис. 4.5).

Вал – термін, що умовно вживається для позначення зовнішніх (охоплюваних) елементів деталей, включаючи і нециліндричні елементи.

Отвір – термін, що умовно вживається для позначення внутрішніх (охоплюючих) елементів деталей, включаючи і нециліндричні елементи.

При графічному зображенні поле допуску обмежене двома лініями, що відповідають верхньому та нижньому відхиленням відносно нульової лінії.

Відхилення – алгебраїчна різниця між розміром (дійсним або граничним) і відповідним номінальним розміром (рис.4.6).

Основне відхилення – одне з двох граничних відхилень, що визначає положення поля допуску відносно нульової лінії. Положення допуску відносно нульової лінії позначається літерами латинського алфавіту. Для отворів – це великі літери А, В, С ... ZА, ZВ, ZС. Для валів поля позначаються відповідними малими літерами а, b, с ... zа, zб, zс. *Основний отвір* – отвір, нижнє основне відхилення якого дорівнює нулю. *Основний вал* – вал, верхнє основне відхилення якого дорівнює нулю.

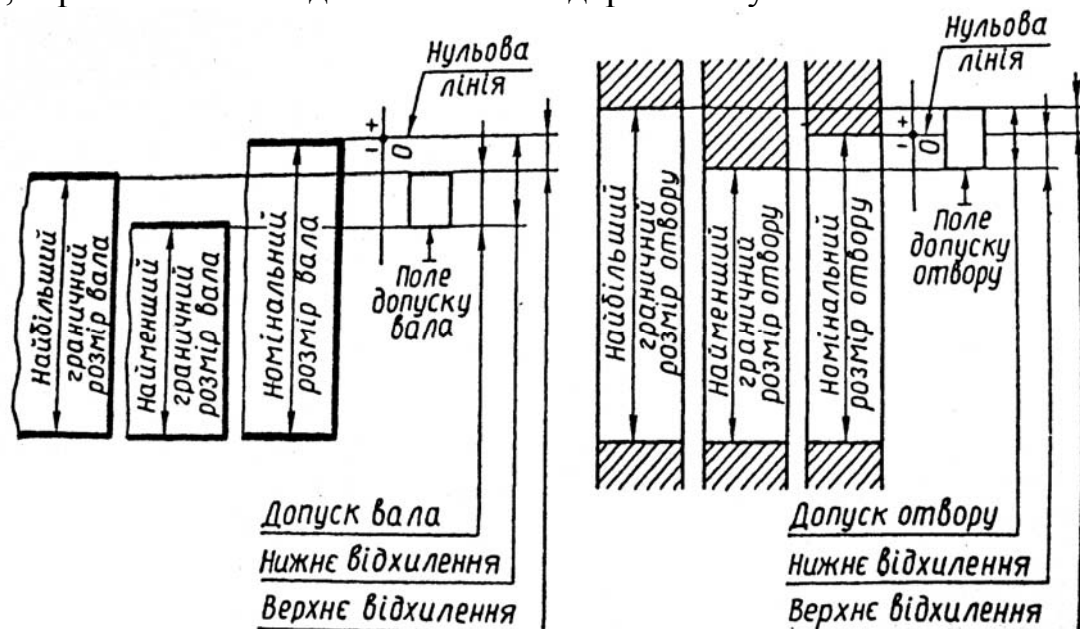


Рис. 4.5.

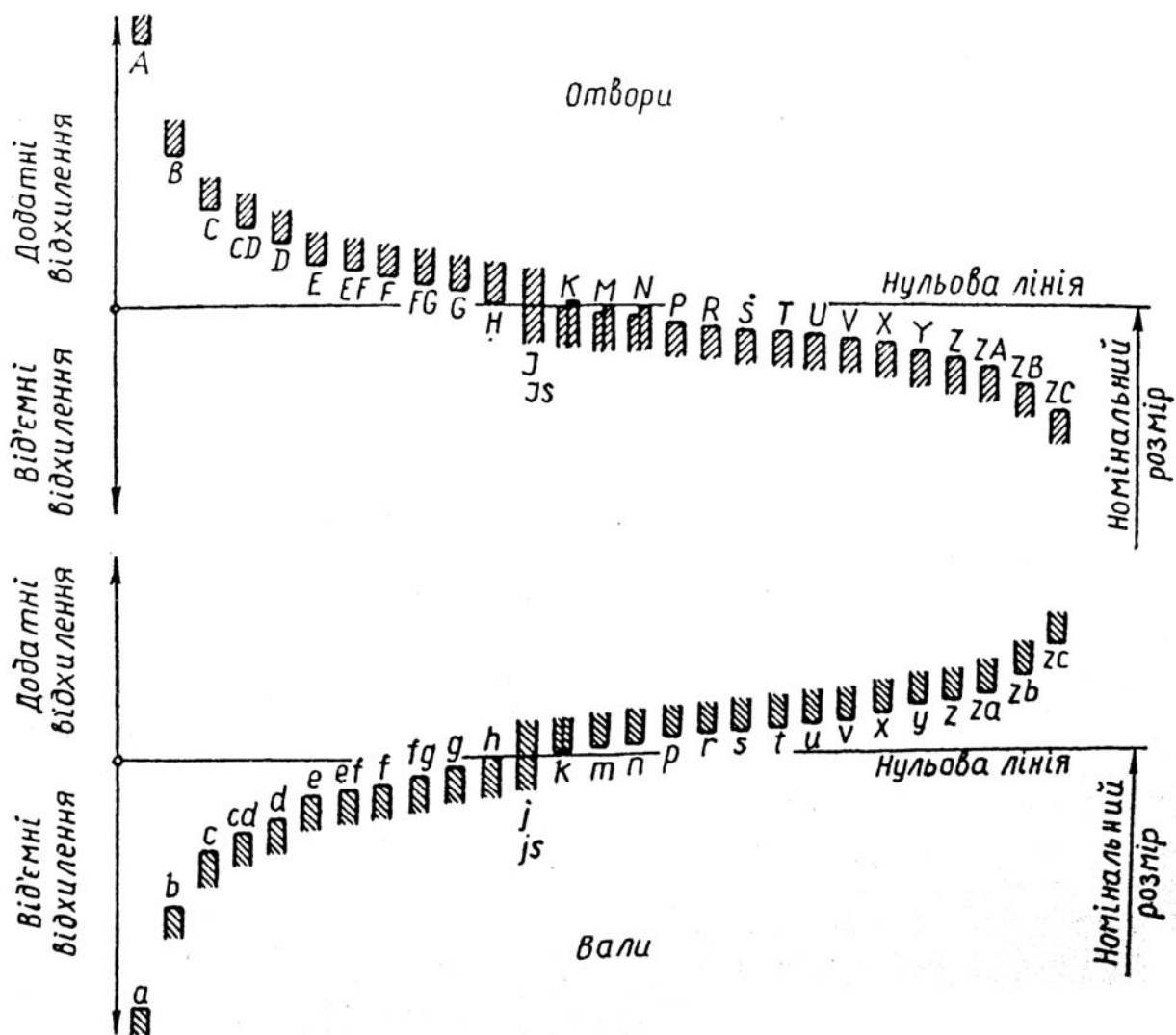


Рис. 4.6.

Квалітет (сутність точності) – сукупність допусків, що відповідають одному рівню точності для всіх номінальних розмірів. Існує 19 квалітетів. Позначаються: 01; 0; 1; 2; 3; ... ; 17.

Чим менша цифра – тим більша точність:

01...4 – для калібрів, кінцевих мір;

5...13 – допуски на спряжені поверхні;

14...17 – допуски для неспряжених поверхонь.

Квалітет визначає розмір поля допуску.

На кресленні розмір проставляється наступним чином: абсолютне значення розміру за яким стоїть позначення поля допуску (наприклад: 20H7 або 42e8, де H7 та e8 – позначення поля допуску). Позначення поля допуску складається з латинської букви, яка вказує положення поля допуску відносно нульової лінії, та цифри, яка вказує номер квалітету точності (наприклад $\varnothing 20H7$, де $\varnothing$ - позначення діаметра, 20 – номінальний розмір, H – положення поля допуску відносно нульової лінії; 7 – номер квалітету).

Іноді позначають з граничним відхиленням $\varnothing 20H7 (+0.021)$, $42e8 \begin{pmatrix} -0.05 \\ -0.089 \end{pmatrix}$.

При з'єднанні двох деталей утворюється *посадка*, яка визначається різницею їх розмірів при складанні, тобто отриманими зазорами або натягами.

На кресленні посадки позначаються $\varnothing 40H7/d6$ або $\varnothing 40H7-d6$ або $\varnothing 40 \frac{H7}{d6}$.

Залежно від розмірів спряжених поверхонь деталей у з'єднанні може виникнути зазор або натяг. *Зазор* – різниця розмірів отвору і вала до складання, якщо розмір отвору більший за розмір вала. *Натяг* – різниця розмірів вала і отвору до складання, якщо розмір вала більший за розмір отвору.

Всі посадки поділяють на три групи: посадки з зазором, посадки а натягом і перехідні посадки.

Посадка із зазором – посадка, при якій завжди забезпечується зазор у з'єднанні, тобто найменший граничний розмір отвору більше найбільшого граничного розміру вала чи дорівнює йому (поле допуску отвору розміщене над полем допуску вала, див. рис.4.7).

До посадок із зазором належать також посадки, в яких нижня границя поля допуску отвору збігається з верхньою границею поля допуску вала.

Посадка з натягом – посадка, при якій завжди забезпечується натяг у з'єднанні, тобто найбільший граничний розмір отвору менше найменшого граничного розміру вала або дорівнює йому (поле допуску отвору розміщене під полем допуску вала, див. рис.4.7).

Перехідна посадка – посадка, при якій можливі як зазор, так і натяг у з'єднанні залежно від дійсних розмірів отвору і вала (поля допусків отвору і вала перекриваються частково або повністю, див. рис.4.7).

Розрізняють дві системи утворення посадок – систему отвору і систему вала.

В системі отвору для розміру вала вибирається довільне положення поля допуску відносно нульової лінії, а для отвору – Н. В системі вала – навпаки: положення допуску отвору змінюється довільно, а для вала вибирається положення h.

На рис. 4.7 показана схема утворення посадок у системі отвору і в системі вала. Посадки в системі отвору утворюються зміною розміщень полів допусків валів щодо поля допуску основного отвору, а посадки в системі вала – зміною розміщення полів допусків отворів щодо поля допуску основного вала. Для системи отвору і для системи вала на рис. 4.7 цифрами позначені: 1, 2 – поля допусків посадок із зазорами; 3, 4, 5 – поля допусків перехідних посадок; 6 – поля допусків посадок з натягом.

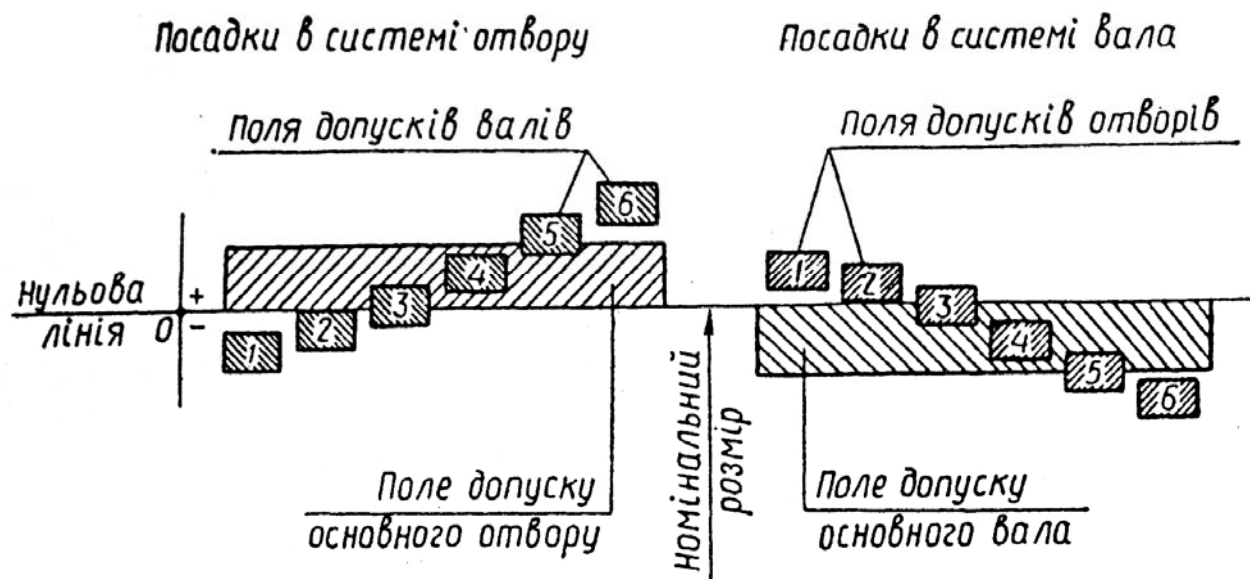


Рис. 4.7.

Посадки в системі отвору

посадки з зазором $\frac{H}{a, b, c, d, e, f, g, h'}$

посадки з натягом $\frac{H}{p, r, s, t, u, v, x, y, z, za, zb, zc'}$

перехідні посадки $\frac{H}{js, k, m, n}$

Посадки в системі валу

посадки з зазором $\frac{A, B, C, D, E, F, G, H}{h}$

посадки з натягом $\frac{P, R, S, T, U, V, X, Y, Z, ZA, ZB, ZC}{h}$

перехідні посадки $\frac{Js, K, M, N}{h}$

Абсолютні розміри основних відхилень та квалітетів наведені в таблицях згідно ГОСТ 25364-89 та ГОСТ 25347-82.

Крім допусків на розмір стандартом визначено допуски на форму та допуски на розміщення деталі (табл.4.1).

Таблиця 4.1.

Група допуску	Вид допуску	Позначення
Допуск форми	Допуск прямолінійності	
	Допуск площинності	
	Допуск круглості	
	Допуск циліндричності	
	Допуск профілю повздовжнього перерізу	
Допуск розміщення	Допуск паралельності	
	Допуск перпендикулярності	
	Допуск нахилу	
	Допуск співвісності	
	Допуск симетричності	
	Позиційний допуск	
	Допуск перетинання осей	
Сумарні допуски форми та розміщення	Допуск радіального биття, торцевого биття, биття в заданому напрямі	
	Допуск повного радіального биття, повного торцевого биття	
	Допуск форми заданого профілю	
	Допуск форми заданої поверхні	

ШОРСТКІСТЬ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ

На поверхні будь-якої деталі є сліди механічної обробки, які проявляються у вигляді сукупності виступів та впадин різних форм і розмірів (рис. 4.8). Критерій оцінки якості обробки поверхонь – це показник, який називається *шорсткістю поверхні*.

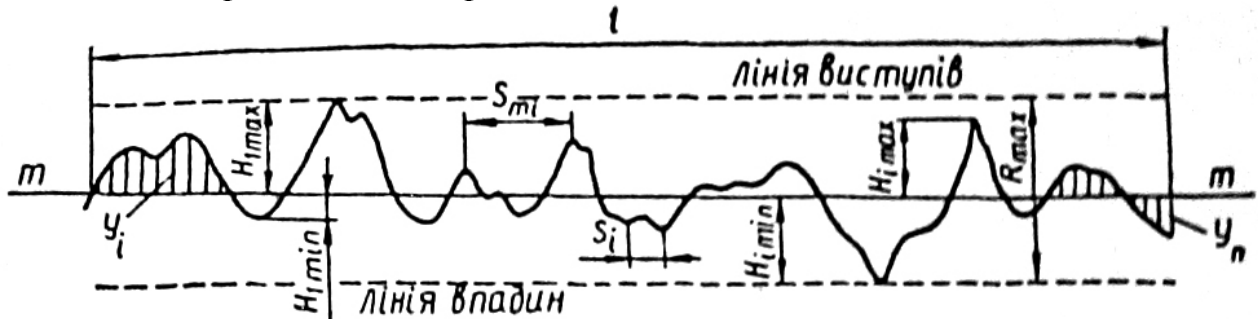


Рис. 4.8. Шорсткість поверхні.

Згідно з ГОСТ 2789-73 шорсткість поверхні оцінюється такими параметрами (рис. 4.8): R_a - середнє арифметичне відхилення профілю; R_z - висота нерівностей профілю за десятьма точками; $R_{\max}$ - найбільша висота нерівностей профілю; S_m - середній крок нерівностей; S - середній крок місцевих виступів профілю; t - відносна опорна довжина профілю, $H_{i\min}$ - величина впадин, $H_{i\max}$ - величина виступів. Величини R_a та $R_{\max}$ вимірюються в мікронах (мкм).

Середнє арифметичне абсолютних значень відхилень профілю в межах базової довжини l визначається за формулою:

$$R_a = \frac{1}{l} \int_0^l |y(x)| dx \approx \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|, [\text{мкм}]$$

де n - кількість вибраних точок профілю в межах базової довжини; y_i - відстань між i -ю точкою профілю та середньою лінією m .

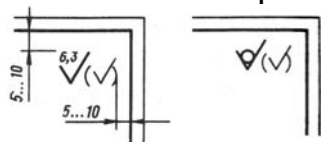
Параметр R_z - сума середніх абсолютних значень висот п'яти найбільших виступів профілю і глибин п'яти найбільших впадин профілю в межах базової довжини:

$$R_z = \frac{1}{5} \left(\sum_{i=1}^5 |H_{i\max}| + \sum_{i=1}^5 |H_{i\min}| \right), [\text{мкм}]$$

Для позначення шорсткості поверхні на кресленнях деталей використовують один із таких позначок:

✓ - вид механічної обробки конструктором не встановлюється;

✓ - поверхня утворена зніманням шару матеріалу (обточування, фрезерування, шліфування); √ - необроблена поверхня або оброблена без знімання шару матеріалу (кування, штампування, прокатування). Значення параметра шорсткості вказують так: R_a - без символу, наприклад $\sqrt{1,6}$, а для параметра R_z - із символом, наприклад $\sqrt{R_z 10}$. На кресленні в правому верхньому куті позначають шорсткість по всім не вказаним поверхням



наступним чином

Вибираючи параметри шорсткості поверхонь, що вимагають механічної обробки, треба враховувати технологічні можливості різних методів обробки. Деякі орієнтовні дані з цього приводу наведені в таблицях 4.2 та 4.3.

Таблиця 4.2

Параметри шорсткості поверхонь для деяких методів механічної обробки

Вид поверхні	Метод обробки	Параметр шорсткості									
		R_a					R_z				
		100	50	25	12,5	10	3,2	1,5	0,8	0,4	0,2
Зовнішня циліндрична	Обточування: - попереднє - чистове - тонке	X	X	X	X X	X	X	X	X	X	
	Шліфування: - попереднє - чистове - тонке								X X	X X	X
Внутрішня циліндрична	Розточування: - попереднє - чистове - тонке	X	X	X	X X	X	X	X	X	X	
	Розгортання Протягування Свердління		X	X	X	X		X	X X	X	
	Шліфування: - попереднє - чистове								X	X	X

Плоска	Стругання: - попереднє - чистове	X	X	X	X	X					
	Фрезерування: - попереднє - чистове	X	X	X	X	X	X				
	Торцеве точіння: - попереднє - чистове	X	X	X	X	X	X				
	Плюске шліфування: попереднє чистове								X	X	X

Таблиця 4.3

Вид поверхні	R_a , мкм
Посадочні поверхні валів і корпусів із сталі під підшипники кочення класу точності 0 при: d або $D < 80$ мм. d або $D > 80$ мм.	1,25 2,5
Посадочні поверхні корпусів із чавуну під підшипники кочення класу точності 0 при: $D < 80$ мм. $D > 80$ мм.	2,5 3,2
Торці заплічок валів і корпусів для встановлення підшипників кочення класу точності 0.	2,5
Поверхні валів для з'єднань із натягом	0,8
Торці заплічок валів для встановлення зубчастих, черв'ячних коліс при відношенні довжини отвору маточини до його діаметра: $l/d < 0,7$ $l/d \geq 0,7$	1,6 3,2
Поверхні валів під гумові манжети	0,63
Канавки, фаски, радіуси галтелей на валах	6,3
Поверхні шпонкових пазів на валах: робочі неробочі	3,2 6,3
Поверхні шпонкових пазів в отворах коліс, шківів: робочі неробочі	1,6 3,2
Поверхні отворів маточин для з'єднань із натягом	1,6
Торці маточин зубчастих, черв'ячних коліс, що базуються на	

торцях заплічок валів, при відношенні довжини отвору в маточині до його діаметра: $l/d < 0,7$ $l/d \geq 0,7$	1,6 3,2
Торці маточин зубчастих, черв'ячних коліс, які контактують з іншими деталями	1,6
Вільні (неробочі) торцеві поверхні зубчастих, черв'ячних коліс	6,3
Робочі поверхні зубів зубчастих коліс зовнішнього зачеплення: з модулем ≤ 5 мм з модулем > 5 мм	1,25 2,5
Поверхні виступів зубів коліс, витків черв'яків, зубів зірочок ланцюгових передач	6,3
Фаски та виточення на колесах	6,3
Робоча поверхня шківів пасових передач	2,5
Поверхні отворів під болти, гвинти, шпильки	12,5
Опорні поверхні під головки болтів, гвинтів, гайок	6,3

Шорсткість поверхонь, яка не вказана у таблиці, можна визначити по формулі $R_a \approx 0.05t$, де t - допуск розміру.

Тема 4.5.

4.5. ОСНОВНІ ПАРАМЕТРИ ПЕРЕДАЧІ

Основний кінематичний параметр механічної передачі - *передавальне відношення*:

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1},$$

де ω_1 - кутова швидкість ведучої ланки, ω_2 - кутова швидкість веденої ланки
ККД (коефіцієнт корисної дії) - енергетичний параметр передачі, характеризує ступінь досконалості передачі:

$$\eta = \frac{P_1}{P_2},$$

де P_1 , P_2 - потужність на ведучій та веденій ланці.

Падіння потужності на передачі:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = P_1(1 - \eta), [\text{кВт}].$$

Обертний момент:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}, [\text{Н}\cdot\text{м}]; \quad T_2 = \frac{P_2}{\omega_2}, [\text{Н}\cdot\text{м}].$$

Враховуючи вищевикладене, можна записати наступну залежність:

$$\frac{T_2}{T_1} = i\eta.$$

Кутова швидкість:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30},$$

де n - частота обертання [хв^{-1}]

Лінійна швидкість:

$$v = v_1 = v_2 = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{\omega_2 d_2}{2}, [\text{м/с}]$$

де d_1, d_2 - діаметри ведучої та веденої ланок.

Колова сила:

$$F_t = F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2} [\text{Н}].$$

Загальне передавальне відношення:

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot i_4 \dots$$

Загальний ККД:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \dots$$

Навантаження, що передають механічні передачі, можуть бути постійними, а у більшості випадків змінними в часі. Максимальні навантаження $T_{\max}$ у передачах, що обумовлені дією короткочасних або випадкових перевантажень, можуть у кілька разів перевищувати номінальні розрахункові навантаження:

$$T_{\max} = T \cdot K_{\Pi},$$

де K_{Π} - коефіцієнт короткочасного перевантаження, який беруть за рекомендаціями на підставі експлуатації конкретних машин.

Якщо рекомендації відсутні, а в машині використовують асинхронний двигун, то значення коефіцієнту перевантаження можна брати рівним відношенню пускового моменту до номінального моменту двигуна, яке задається в каталогах (в більшості випадків 2).

ПАСОВА ПЕРЕДАЧА

Пасова передача (рис. 5.1) призначається для передачі обертового руху на відносно великі відстані.

При цьому швидкість руху паса не повинна перевищувати 30 м/с, передавальне відношення передачі – не більше 4, діапазон потужності, що передається: 0,2 – 50 кВт. (Узагальнена схема наведена на рис. 5.2)

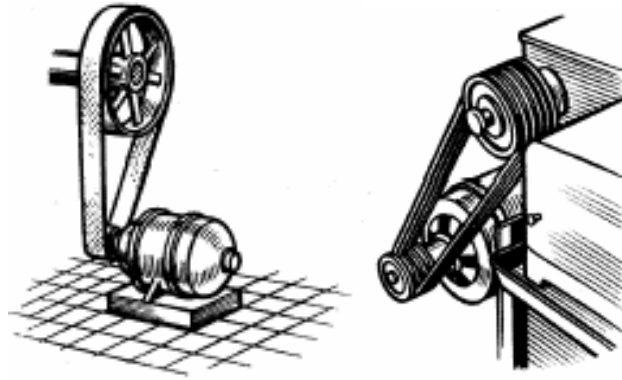


Рис. 5.1 Загальний вигляд пасової передачі

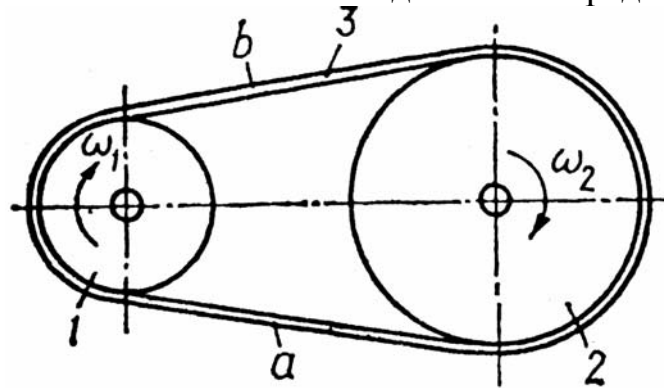


Рис. 5.2. Схема пасової передачі: 1 - ведучий шків, 2 - ведений шків, 3 – пас, а – ведуча вітка паса; в – ведена вітка паса.

Основні переваги передачі:

1. можливість передавати рух між валами, що знаходяться на значній відстані (до 10м і більше);
2. плавність та безшумність роботи (еластичність паса);
3. простота конструкції, обслуговування та догляду в експлуатації.

Основні недоліки передачі:

1. великі габарити (діаметри шківів в 5 разів більші ніж діаметри зубчатих коліс при однакових умовах);
2. нестабільність передавального відношення через можливе проковзування;
3. підвищене навантаження валів та їх опор (пов'язано з необхідністю натягу паса);
4. низька довговічність пасів (1000 – 5000 годин).

Основні вимоги до пасів:

1. висока тягова здатність (зчеплення з шківками);
2. міцність;
3. стійкість проти спрацювання та довговічність;
4. невеликий модуль пружності матеріалу паси;
5. низька вартість.

Класифікація за формою поперечного перетину паси:

1. плоскопасова;
2. клинопасова;
3. поліклинова;
4. круглопасова;
5. клинопасова з зубчастим пасом.



Рис. 5.2. Типи пасової передачі.

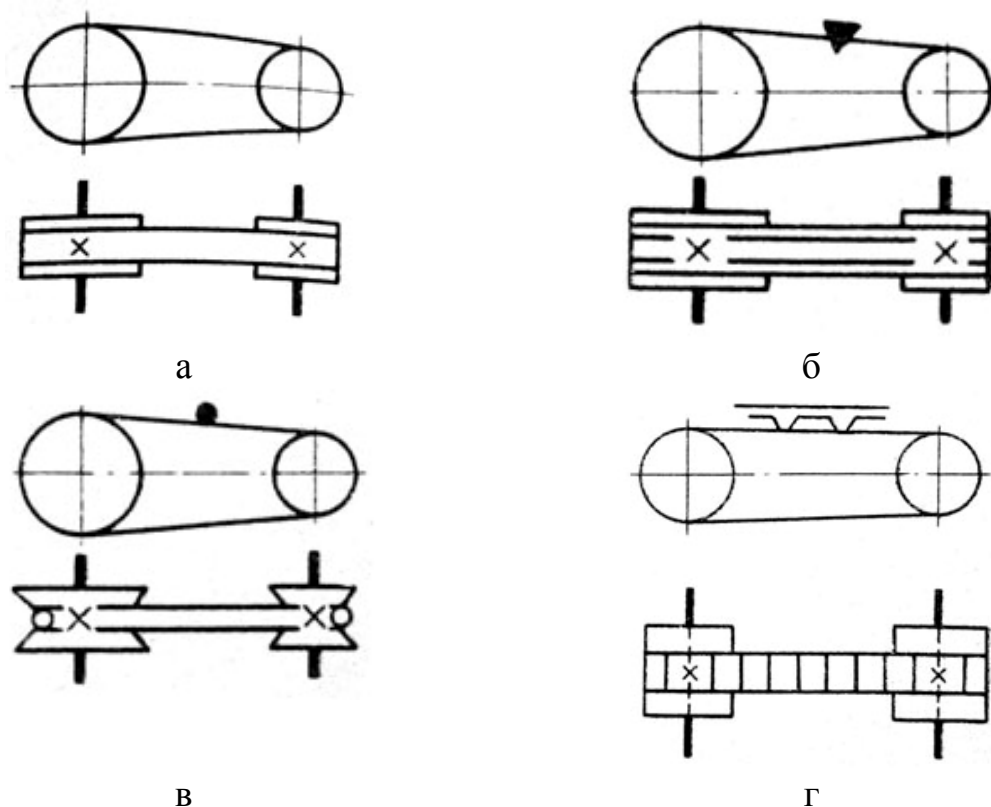


Рис. 5.3. Позначення на кінематичних схемах: а – плоскопасова, б – клинопасова, в – з круглим пасом, г – з зубчастим пасом.

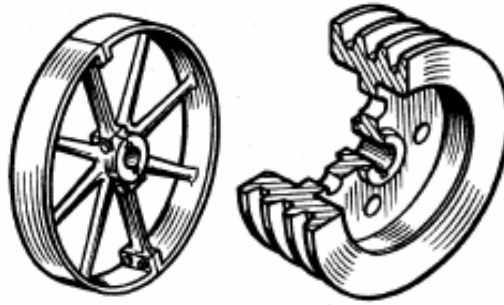


Рис. 5.4. Шківні пасових передач

Паси плоско-пасової передачі можуть бути: гумоткані (ГОСТ 23831-79), бавовняні, шкіряні та паси із спеціальних синтетичних матеріалів. Найбільш розповсюджені – гумоткані (рис. 5.5).

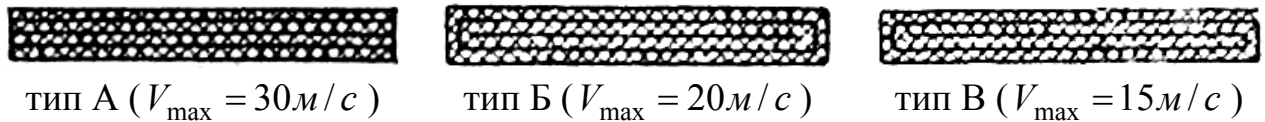


Рис. 5.5 Гумоткані плоскі паси (ГОСТ 23831-79)

Клинові паси виготовляють згідно стандарту (ГОСТ 1284.4-89)



Кордтканинні клинові паси:

1 – гумовий або гумотканий шар розтягу, 2 – прогумована кордтканина, 3 – гума, 4 – обгорткова прогумована тканина.

Кордшнурові клинові паси:

1 – гумовий або гумотканий шар розтягу, 2 – шар кордшнура завдовжки 1,6 – 1,7 мм, 3 – гума, 4 – обгорткова прогумована тканина

Рис. 5.5 Клинові паси

Розділяють вузькі паси $\frac{a}{h} \approx 1,2$, позначення УО, УА, УБ і УВ, та

звичайні паси - $\frac{a}{h} \approx 1,6$, позначення О, А, Б, В, Г, Д, Е. (див. рис. 5.6). Вузькі паси передають потужність в 1,5-2 рази більшу, ніж звичайні.

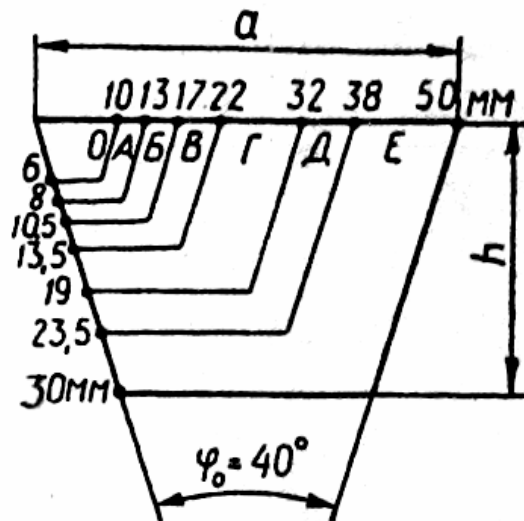


Рис. 5.6

На рис. 5.7 показано зміну зусилля в залежності від ділянки паса. Зусилля у ведучій вітці збільшується, а у веденій зменшується, тому робота передачі супроводжується проковзуванням паса на шківах. Це пояснюється тим, що сили натягу і відносні видовження ведучої та веденої віток паса не однакові.

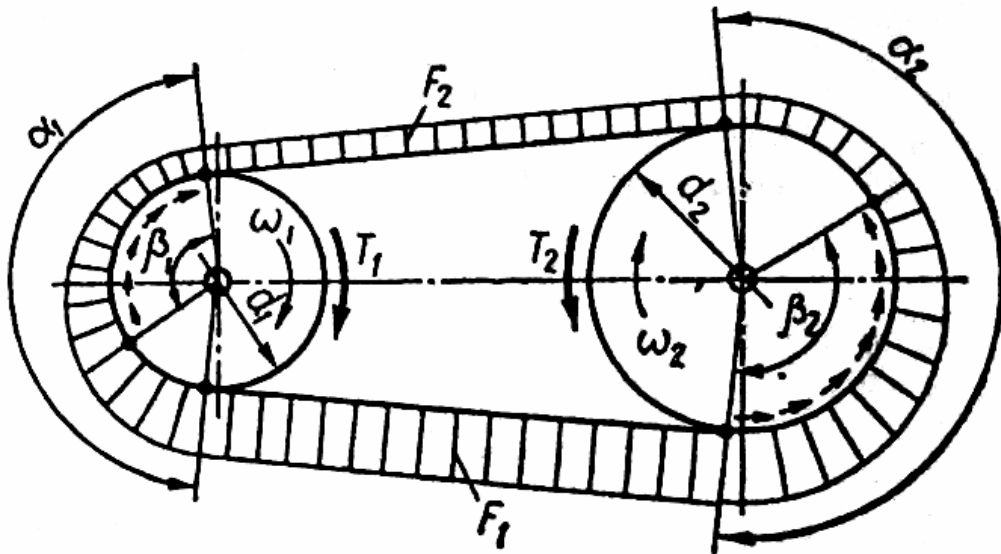


Рис. 5.7. Розподіл зусилля в пасовій передачі: α_1 і α_2 - дуги обхвата, β_1 і β_2 - дуги ковзання.

Сила тертя між пасом та шківом (рис. 5.7) передається в основному на дузі ковзання (при розрахунках силу тертя на дузі спокою не враховують).

Дуга ковзання завжди з боку збігання, а спокою – набігання паса.

У ненавантаженій передачі ($T_1=T_2=0$) пружне ковзання відсутнє і відповідно дуги ковзання дорівнюють нулю. З ростом навантаження передачі дуга ковзання збільшується до моменту буксування паса, що недопустимо. Буксування паса в передачі завжди починається на шківі з меншим кутом обхвата.

Передавальне відношення пасової передачі може бути визначено наступним чином:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1},$$

де ω_1 і ω_2 - кутові швидкості ведучого і веденого пасів, d_1 і d_2 - діаметри ведучого і веденого шківів відповідно.

Напруження в пасі

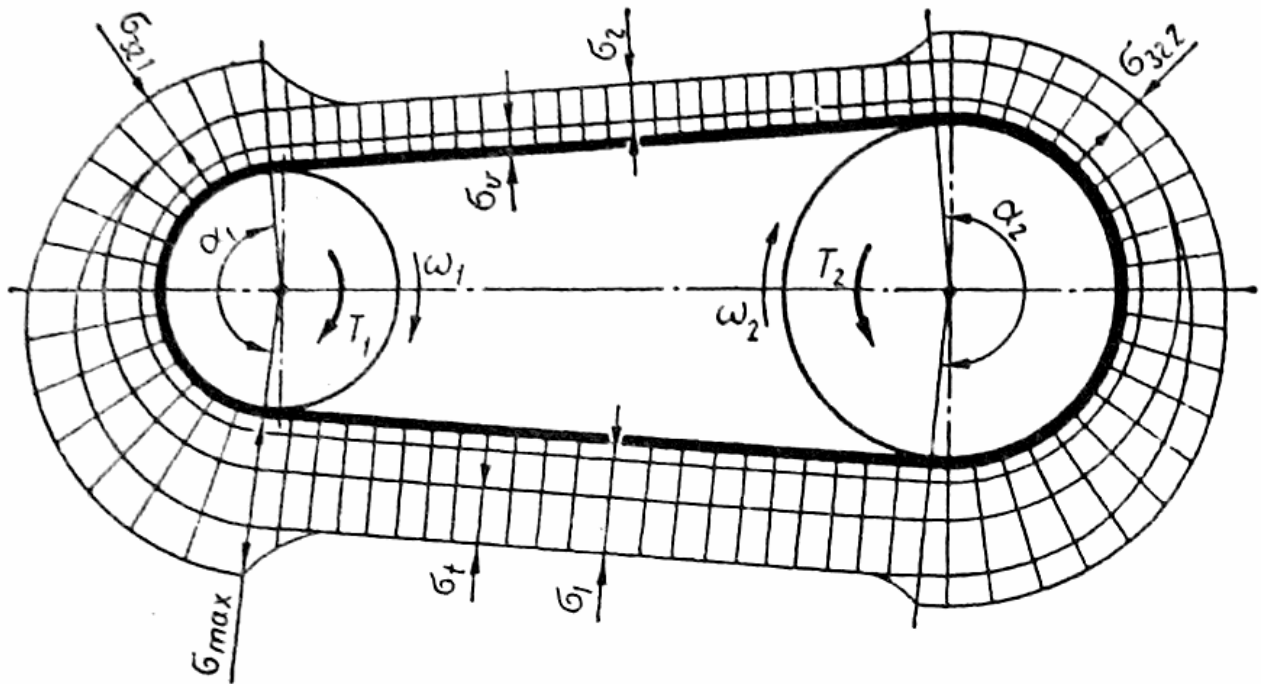


Рис. 5.8

Напруження у поперечних перерізах пасу від дії відцентрових сил

$$\sigma_v = 10^{-6} \rho v^2,$$

де ρ - щільність (кг/м³), S - швидкість (м/с)

Згинальне напруження

$$\sigma_{зг} = \frac{E \delta}{d}$$

де, δ - товщина пасу, E - модуль пружності, d - діаметр шківів.

Напруження в пасі від робочого навантаження

$$\sigma_t = \frac{F_t}{d}$$

де, F_t - робоче навантаження

Напруження, в поперечних перерізах ведучої та веденої віток

$$\sigma_1 = \sigma_0 + 0,5\sigma_t; \quad \sigma_2 = \sigma_0 - 0,5\sigma_t$$

Напруження попереднього натягу

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A}$$

де, F_0 - сила попереднього натягу, A - площа поперечного перетину.

Основними параметрами (рис. 5.9) передачі являються:

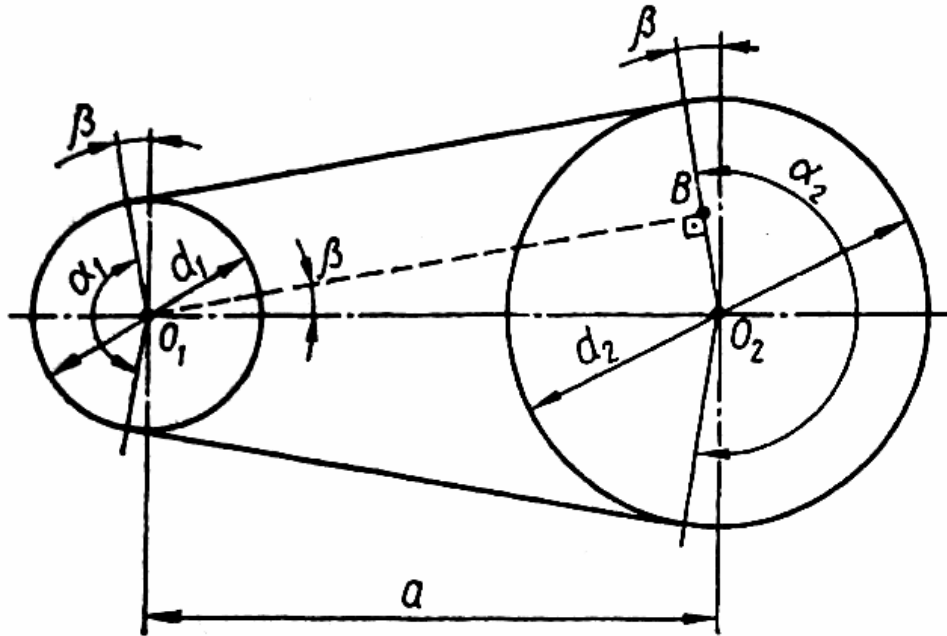


Рис. 5.9. параметри передачі

1. Діаметр меншого шківa d_1 :

$$d_1 = (520 \dots 610) \sqrt[3]{\frac{P_1}{\omega_1}}, [\text{мм}]$$

де P_1 – потужність на ведучому валу [кВт], ω_1 -кутова швидкість [с⁻¹]

2. Діаметр більшого шківa $d_2 = i \cdot d_1$ [мм].

3. Міжосьова відстань:

- плоскопасова передача $a = (2 \dots 3)(d_1 + d_2)$, [мм];

- клинопасова передача $a = (2 \dots 3)(d_1 + d_2)$, [мм].

4. Кут нахилу віток β :

$$\beta = \frac{BO_2}{O_1O_2} = \frac{(d_2 - d_1)}{2a}, [\text{мм}]$$

так як β - малий, то для передач з $i \leq 5$ можна брати $\sin \beta = \beta$ $\beta = \frac{d_2 - d_1}{2a}$.

5. Кути обхвату шківів:

$$\alpha_1 = \pi - 2\beta = 180^\circ - 57^\circ = (d_2 - d_1) / a ;$$

$$\alpha_2 = \pi + 2\beta = 180^\circ + 57^\circ = (d_2 - d_1) / a .$$

Рекомендують брати $\alpha_1 \geq 150^\circ$ для плоскостасової передачі і $\alpha_1 \geq 120^\circ$ для клинопасової передачі.

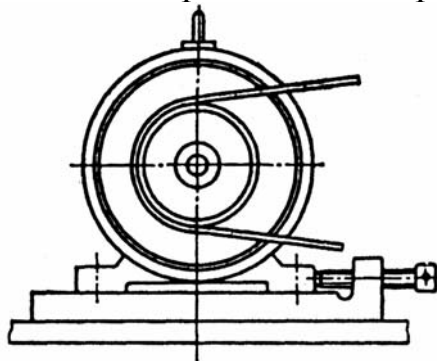
6. Довжина паса:

$$l = 2O_1B + \alpha_1 \frac{d_1}{2} + \alpha_2 \frac{d_2}{2} = 2a + \pi(d_1 + d_2)/2 + (d_2 - d_1)^2 / 4a , [\text{мм}].$$

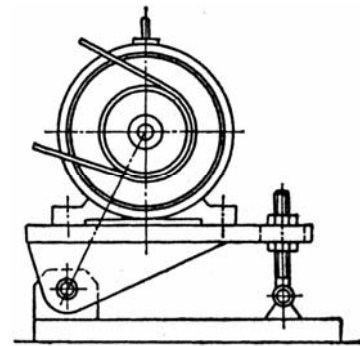
7. Міжосьова відстань

$$a = \left[2l - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2l - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} / 8 \right] , [\text{мм}].$$

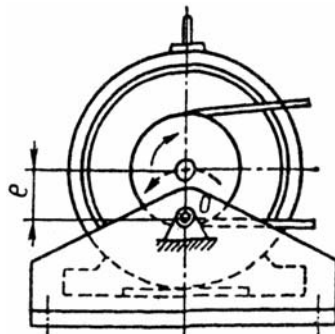
Для натягу пасової передачі використовують різні натягуючі пристрої (загальний вигляд представлений на рис. 5.10).



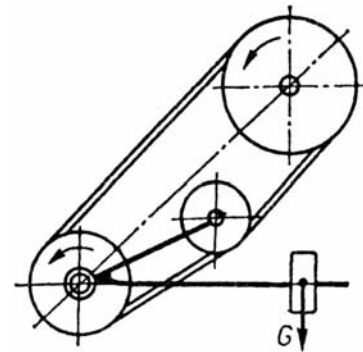
ПОЛОЗКИ



ХИТНА ПЛИТА



автоматичне регулювання натягу паса



ВІДТЯЖНИЙ РОЛИК

Рис.5.10. Натяжні пристрої

ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

Тема 6.1.

ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Зубчаста передача призначена для передачі обертового руху або перетворення обертового в поступальний рух (передача зубчасте колесо – рейка). Загальна класифікація зубчастих передач приведена на рис. 6.1.

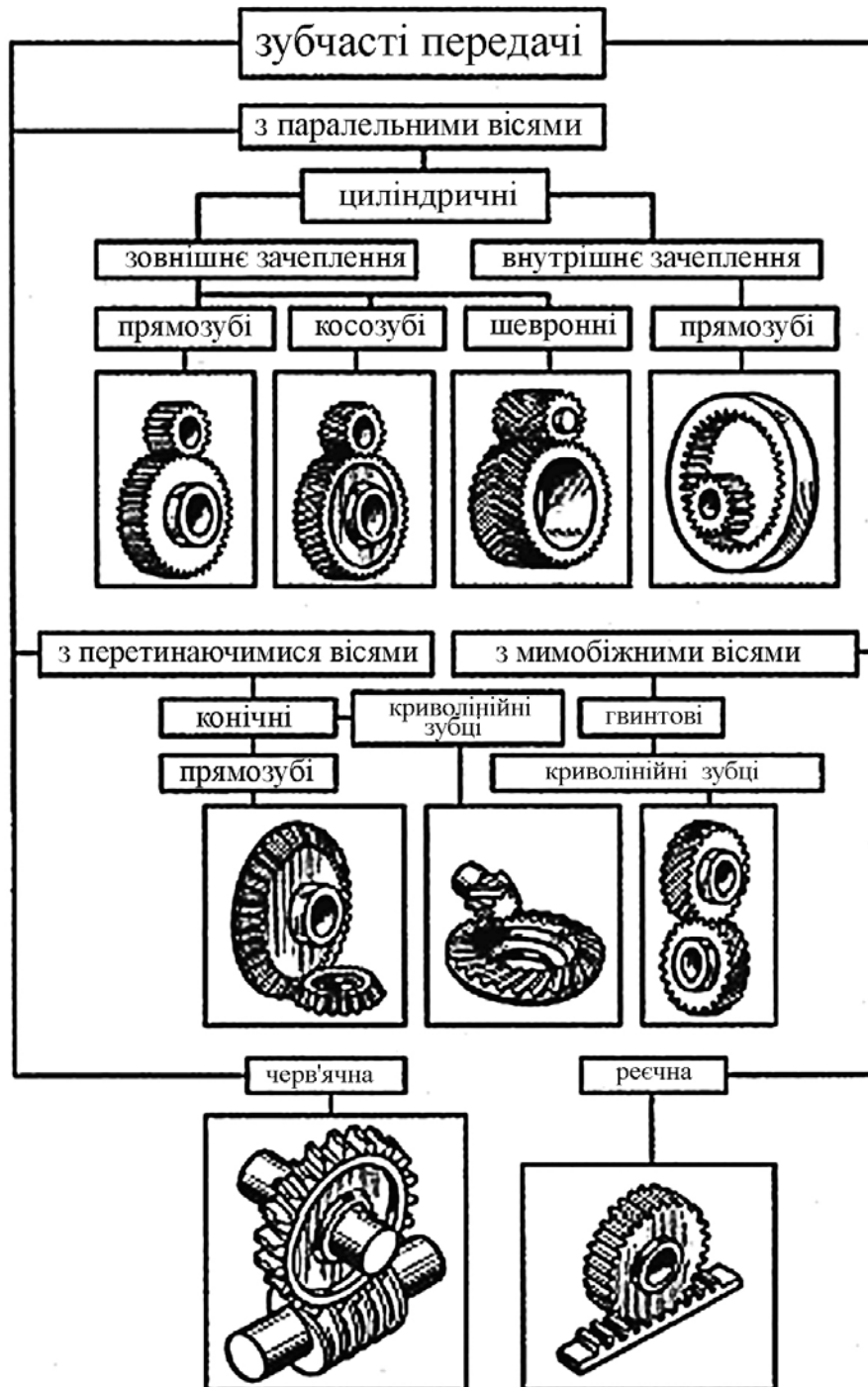


Рис. 6.1. Загальна класифікація зубчастих передач.

Також зубчасті передачі можуть бути класифіковані за формою профілю зуба: евольвентні, не евольвентні; за конструкторським оформленням: відкриті та закриті; за коловою швидкістю: швидкохідні $V \geq 15$ м/с, тихохідні $V \leq 3$ м/с, середньохідні $V = 3 \div 15$ м/с.

Переваги:

- сталість передавального відношення;
- висока надійність та довговічність роботи;
- великий діапазон навантажень та компактність конструкції;
- незначні навантаження на вали передачі та їх опори.

Недоліки:

- високі вимоги до точності виготовлення і монтажу;
- шум при роботі з високими швидкостями;
- потреба у постійному змащуванні;
- неможливість без ступеневої зміни передавального відношення.

Основна вимога до зубчастої передачі – сталість передавального відношення, високий ККД, легкість виготовлення, міцні зубці.

Тема 6.2.

ЕВОЛЬВЕНТНЕ ЗАЧЕПЛЕННЯ

Широке застосування знайшло евольвентне зачеплення, яке запропонував Л.Ейлер. В цьому зачепленні профіль зуба має форму *евольвенти* – особливої кривої, яка є траєкторією руху точки, яка лежить на прямій, під час кочення цієї прямої по колу заданого діаметру без проковзування (рис.6.2).

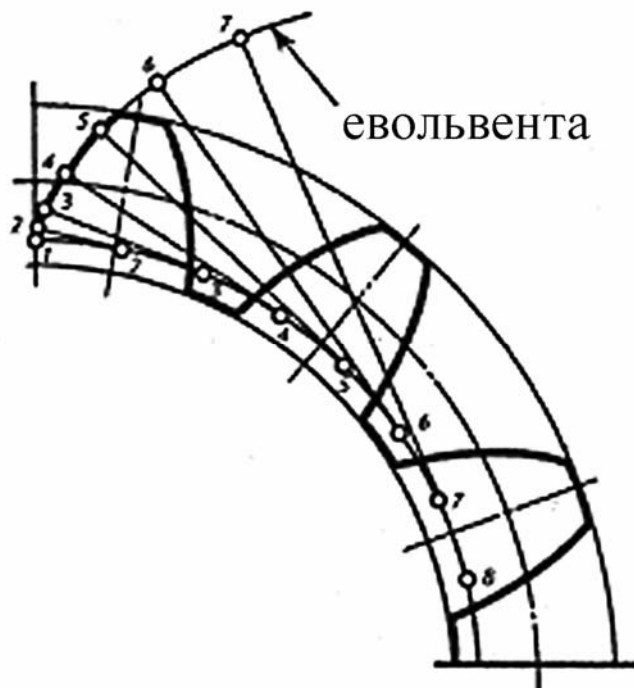


Рис.6.2. Утворення евольвенти.

Колеса нарізаються зубчастою рейкою, однією рейкою можна нарізати колеса з різною кількістю зубців, при цьому правильність зачеплення не порушується при відхиленні міжосьової відстані від розрахункового

значення. Допускається корегування (виправлення) робочого профілю з метою вибору оптимальних відрізків евольвенти.

Зубці з евольвентним профілем можуть бути нарізані на зубчастих колесах як зовнішнього, так і внутрішнього зачеплення.

На рис. 6.3. показане зачеплення зубців з евольвентним профілем двох зубчастих коліс. При перекочуванні прямої NN без ковзання по колу діаметром d_{b1} точка P , що належить прямій NN , описує евольвенту, яка є профілем зубця колеса 1, а при перекочуванні прямої NN по колу діаметром d_{b2} точка P описує евольвенту, яка є профілем зубця колеса 2. Пряма NN називається *відтворюючою*, а кола діаметром d_{b1} та d_{b2} називаються *основними*. Точка P перетину спільної відтворюючої прямої NN із лінією центрів O_1O_2 зубчастих коліс називається *полюсом зачеплення*. Пряма NN є спільною нормаллю у точці P до евольвент, що описують профілі зубців коліс 1 і 2, а відрізки AP і BP є відповідними радіусами кривини профілів зубців у точці P їхнього дотикання.

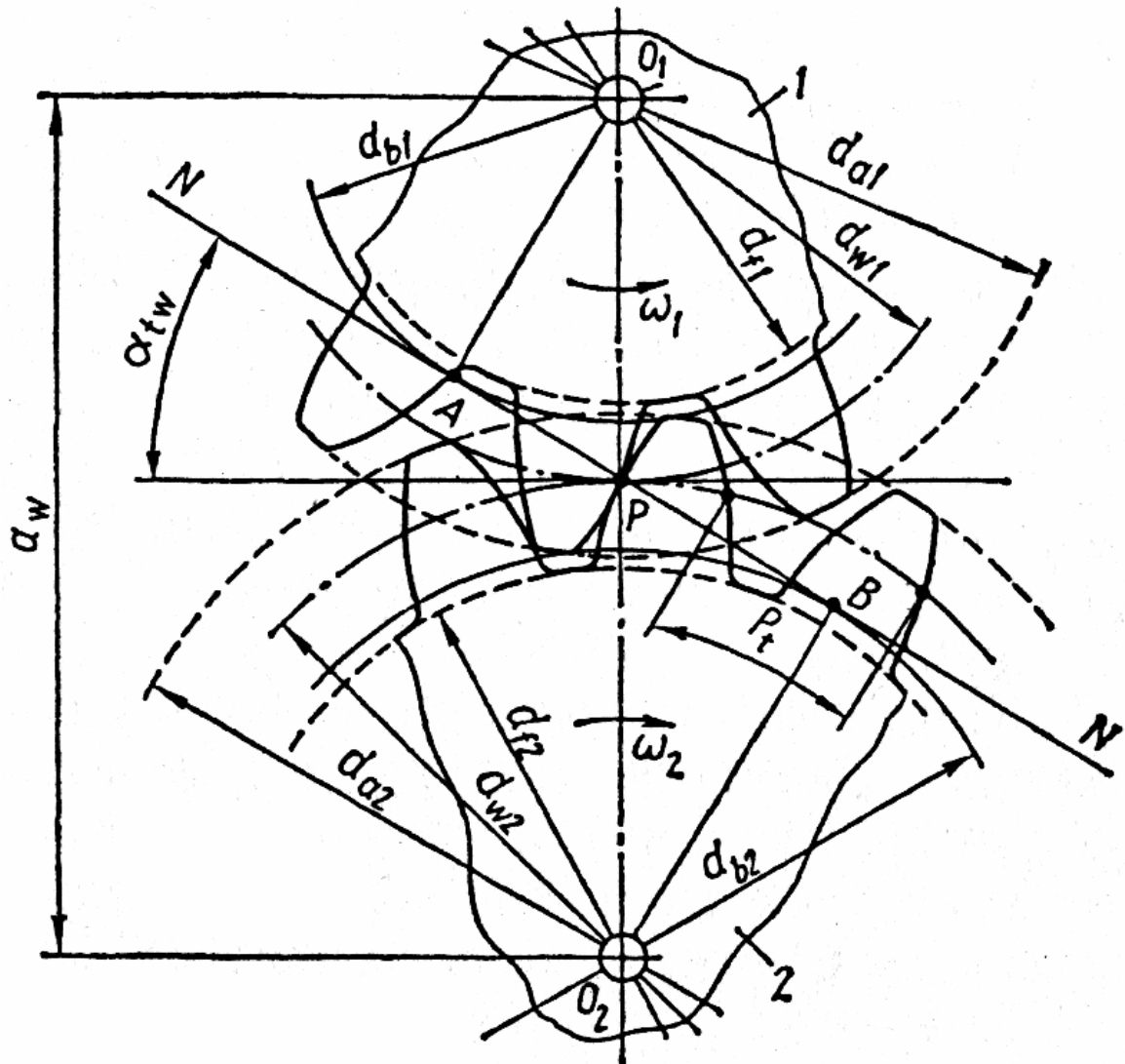


Рис. 6.3 Зубчасте зачеплення.

При обертанні зубчастих коліс точка дотикання профілів зубців постійно знаходиться на лінії NN , тобто спільна нормаль до профілів зубців займає постійне положення.

Основний закон зачеплення стверджує, що профілі зубців двох коліс повинні бути такими, щоб спільна нормаль до них у довільній точці дотикання профілів проходила через полюс зачеплення P , який ділить міжосьову відстань O_1O_2 на відрізки, обернено пропорційні кутовим швидкостям зубчастих коліс.

Отже, евольвентне зачеплення відповідає вимогам основного закону зачеплення, оскільки точка P займає постійне положення на лінії центрів O_1O_2 . Відповідно з основним законом зачеплення

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{PO_2}{PO_1} = \frac{d_{\omega 2}}{d_{\omega 1}} = i$$

Рівність колових швидкостей зубчастих коліс $\omega_1 d_{\omega 1} = \omega_2 d_{\omega 2}$ свідчить про те, що при обертанні зубчастих коліс кола діаметрами $d_{\omega 1}$ та $d_{\omega 2}$ перекочуються одне по одному без ковзання. Ці кола називаються *початковими колами*, а відповідні їм циліндри у циліндричній і конуси у конічній зубчастих передачах називаються *початковими циліндрами і початковими конусами*. Діаметри $d_{\omega 1}$ та $d_{\omega 2}$ називаються *початковими діаметрами* зубчастих коліс.

Єдиним параметром, що визначає форму евольвенти, є діаметр основного кола d_b , оскільки кожному конкретному колу відповідає одна певна евольвента. Зі збільшенням діаметра d_b евольвента стає більш пологою, а при $d_b = \infty$ перетворюється у пряму лінію. У цьому разі зубчасте колесо перетворюється у зубчасту рейку, яка має прямолінійний профіль зубців.

Із наведеного вище випливає, що відтворююча пряма (спільна нормаль NN) є *лінією зачеплення*, тобто геометричним місцем точок контакту спряжених зубців при обертанні зубчастих коліс.

Кут $\alpha_{t\omega}$ між лінією зачеплення та прямою, перпендикулярною до міжосьової лінії, називається *кутом зачеплення*.

Співвісна циліндрична поверхня зубчастого колеса, яка є базою для визначення розмірів елементів зубців, називається *ділильною поверхнею* (ділить зубець на дві частини — головку та ніжку).

Концентричне коло, що лежить у торцевому перерізі колеса і належить ділильній поверхні, називається *ділильним колом*. Діаметри ділильних кіл позначають d_1 і d_2 називають *ділильними діаметрами* зубчастих коліс. На рис. 6.3. ділильні та початкові кола збігаються.

За висотою зубці обмежені поверхнею вершин зубців та поверхнею впадин зубців. Концентричне коло, що належить поверхні вершин, називається *колом вершин*, а концентричне коло, що належить поверхні

впадин, називається *колом впадин*. Діаметри кіл вершин зубців позначаються d_{a1} і d_{a2} (відповідно для шестерні та колеса на рис. 6.3) і називаються *діаметрами вершин зубців*. Відповідно діаметри кіл впадин позначаються d_{f1} і d_{f2} і називаються *діаметрами впадин*.

Відстань між одноіменними профілями двох сусідніх зубців по дузі концентричного кола зубчастого колеса називається *коловим кроком* зубців і позначається P_t (рис. 6.4. а). Розрізняють ділильний, початковий та інші колові кроки зубців, що відповідають ділильному, початковому та іншим концентричним колам зубчастого колеса. Для косих та криволінійних зубців крім колового кроку P_t (рис. 6.4. б, в), розрізняють нормальний крок зубців P_n (рис. 6.4. б, в), який є найкоротшою відстанню по ділильному або однотипному співвісному колу зубчастого колеса між одноіменними профілями двох сусідніх зубців, а також осьовий крок зубців P_x (рис. 6.4 б)

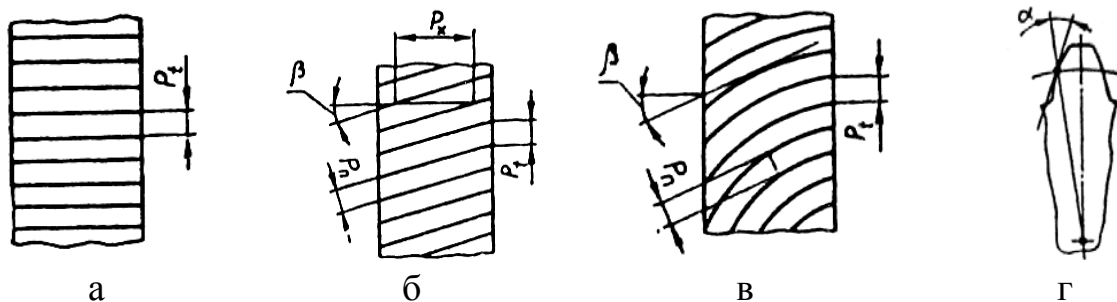


Рис. 6.4 Форма та розміри зубців зубчастих коліс

Центральний кут концентричного кола зубчастого колеса, який дорівнює $2\pi/z$, де z — число зубців зубчастого колеса, називається *кутовим кроком* зубців і позначається τ .

Лінія перетину бічної поверхні зубця з ділильною, початковою або іншими співвісними поверхнями зубчастого колеса називається *лінією зубця*.

Гострий кут між лінією зубця та лінією перетину, співвісної поверхні, якій належить ця лінія зубця, з площиною, що проходить через вісь зубчастого колеса, називається *кутом нахилу лінії зубця*, або *кутом нахилу зубця*. Кут нахилу зубця позначається β (рис. 6.4 б, в).

Кут повороту зубчастого колеса від моменту входу зубця в зачеплення до моменту виходу його із зачеплення називається *кутом перекриття* і позначається φ_γ .

Відношення кута перекриття зубчастого колеса передачі до його кутового кроку називається *коефіцієнтом перекриття* і позначається ε_γ :

$$\varepsilon_\gamma = \frac{\varphi_\gamma}{\tau}$$

Коефіцієнт перекриття визначає середнє число пар зубців, що одночасно знаходяться у зачепленні. Якщо $\varepsilon_\gamma = 1,6$, то це означає, що 0,4 періоду

зачеплення одного зубця у зачепленні знаходиться одна пара зубців, а 0,6 періоду зачеплення того самого зубця у зачепленні знаходяться дві пари зубців.

Із збільшенням коефіцієнта перекриття підвищуються плавність роботи та несуча здатність передачі, зменшуються динамічні навантаження та шум передачі. Тому у швидкохідних та високонавантажених передачах замість прямозубих використовують косозубі, шевронні колеса або колеса з криволінійними зубцями, які забезпечують більші коефіцієнти перекриття.

Коефіцієнт перекриття завжди повинен бути більшим за одиницю, у противному разі при роботі зубчастої передачі можуть виникнути моменти, коли у зачепленні не буде знаходитися жодна пара зубців і передача буде працювати з ударами.

Лінійна величина, що в π раз менша за коловий крок зубців, називається коловим модулем зубців m_t , а лінійна величина, що в π раз менша за нормальний крок зубців, називається нормальним модулем зубців m_n :

$$m_t = \frac{P_t}{\pi}, \quad m_n = \frac{P_n}{\pi}$$

Для косих та криволінійних зубців

$$m_n = m_t \cos \beta$$

а для прямих зубців $m_n = m_t = m$.

Модуль зубців є основною характеристикою розмірів вінців зубчастих коліс. Модулі зубців стандартизовані згідно ГОСТ 9563 — 60. Стандартні модулі від 1 до 18 мм такі:

1-й ряд: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16

2-й ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18

Ділильний діаметр косозубого колеса:

$$d = \frac{m_n z}{\cos \beta},$$

Для прямозубого зубчастого колеса відповідно маємо:

$$d = mz.$$

До параметрів евольвентного зачеплення належить також кут профілю зубця. Гострий кут у поперечному перерізі зубця між дотичною до профілю зубця у даній точці та лінією, яка проходить через цю точку і центр колеса, називається *кутом профілю зубця* (рис. 6.4. г). Розрізняють ділильний α , початковий α_ω та інші кути профілю зубця, які відповідають точкам на ділильній, початковій та інших співвісних циліндричних поверхнях. У разі збігання початкових та ділильних коліс початковий кут профілю зубця α_ω дорівнює куту зачеплення $\alpha_{t\omega}$.

Ділильне коло – постійна геометрична фігура даного зубчастого колеса, діаметр якого залежить тільки від модуля та кількості зубців.

Початкове коло – поняття кінематичне і у окремо взятого колеса такого кола не має. Про початкові кола говорять, коли розглядають колеса, що знаходяться у зачепленні. Як зазначалось вище, ці кола стикаються у полюсі зачеплення і при обертанні зубчастих коліс перекочуються одне по другому без ковзання. Не можна змішувати поняття початкового та ділильного кіл зубчастих коліс.

Якщо міжосьова відстань зубчастої передачі:

$$a_{\omega} = (d_1 + d_2) / 2 = m_n (z_1 + z_2) / (2 \cdot \cos \beta),$$

то ділильні і початкові кола зубчастих коліс збігаються. При зміні міжосьової відстані a_{ω} передачі діаметри ділильних кіл не змінюються, а діаметри початкових кіл змінюються пропорційно зміні a_{ω} . Тоді

$$d_{\omega 1} = 2a_{\omega} / (i + 1); \quad d_{\omega 2} = 2a_{\omega} / (i + 1);$$

де i – передавальне число зубчастої передачі за співвідношенням. Його також визначають і як відношення чисел зубців зубчастого колеса

$$i = \frac{z_2}{z_1}.$$

При безмежно великому діаметрі основного кола зубчасте колесо перетворюється у зубчасту рейку, а евольвентний профіль в прямолінійний.

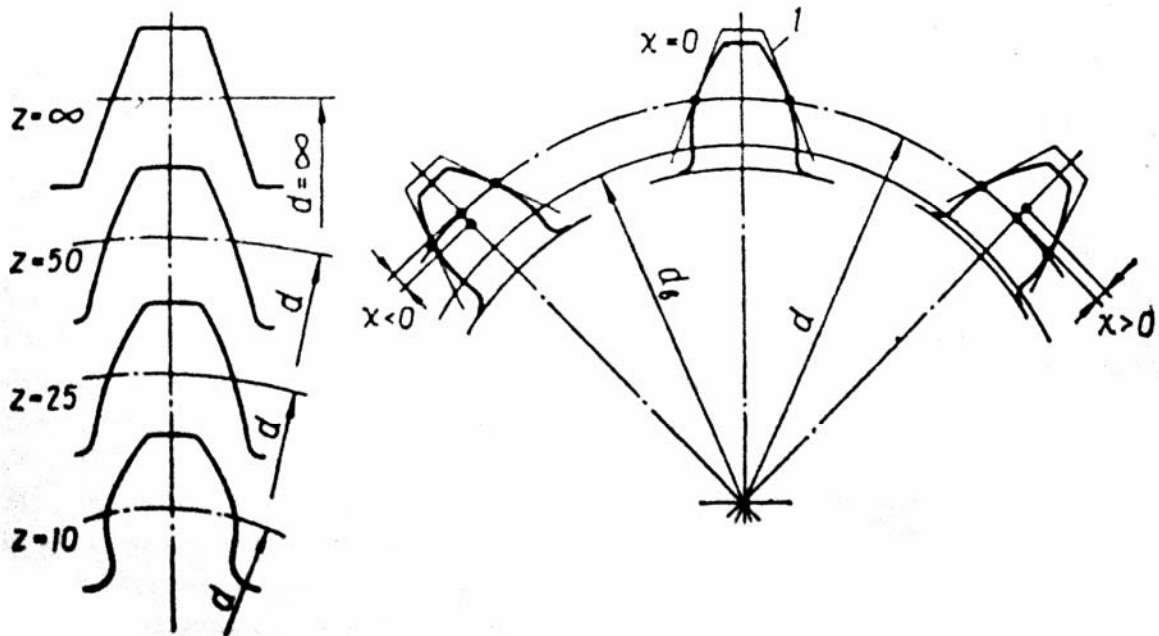


рис. 6.5

Якщо число зубців z менше від $z_{\min} = 17$, то при нарізанні зубців рейкою відбувається підріз ніжки зуба. Для того щоб цього уникнути застосовують корегування зубчастих зачеплень (рис. 6.5). Також корегування дозволяє вписати зубчасте зачеплення (передачу) у наперед задану міжосьову відстань.

Кореговане зачеплення відрізняється від нормального тим, що профілі зубців виконують іншим, більш доцільним для даної передачі відрізками евольвенти того самого основного кола. Виготовляють кореговані передачі на тому ж самому обладнанні, що й не кореговані. Різниця полягає в тому, що для корегованих коліс інструмент встановлюють з деяким зміщенням у радіальному напрямі λ .

Зміщення початкового контуру:

$$\lambda = xm$$

де x – коефіцієнт зміщення, m – модуль зубців.

Коефіцієнт зміщення $x > 0$, якщо інструмент зміщують від центра заготовки і від'ємним $x < 0$, якщо інструмент зміщують до центра заготовки.

Лекція 11. Тема 6.3.

ТОЧНІСТЬ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Основні показники точності:

- кінематична точність;
- плавність роботи;
- контакт зубців;
- бічний зазор.

Норми кінематичної точності регламентують повну похибку передаточного відношення — найбільшу похибку кута повороту: для зубчастого колеса — у межах його одного оберту; для передачі — за повний цикл зміни відносного положення зубчастих коліс пари.

Норми плавності роботи регламентують циклічні похибки передаточного відношення — складові повної похибки кута повороту зубчастого колеса, що багатократно повторюються за один оберт колеса.

Норми контакту зубців визначають точність (повноту) прилягання робочих поверхонь зубців спряжених у передачі коліс, що є найсуттєвішим для важконавантажених зубчастих передач.

Норми бічного зазора регламентують гарантований (найменший) бічний зазор між неробочими (при одному напрямі обертання) поверхнями зубців передачі і можливі межі коливання бічного зазора. Гарантований бічний зазор запобігає заклинюванню передачі при її нагріванні та появі ударів по неробочих профілях при динамічних навантаженнях, забезпечує потрібні умови змащування зубців.

Бічний зазор нормується видом спряження зубчастих коліс та видом допуску на бічний зазор. Для зубчатих коліс з $m \geq 1$ мм. встановлено 6 видів спряження А, В, С, D, Е, Н та 8 допусків на боковий зазор x , y , z , a , b , c , d , h . У спряженні А – зазор максимальний, у спряженні Н - нульовий.

За нормами кінематичної точності існує 12 ступенів. Найбільш розповсюджені 5,6,7,8,9 ступені точності.

Позначення:

6	–	В ГОСТ 1643-81 – для циліндричної евольвентної передачі
ступінь точності	–	ГОСТ 1758 – 81 – для конічної зубчатої передачі.
вид спряження		

Якщо враховані всі показники точності

7	–	8	–	7	–	В ГОСТ 1643 – 81 – для циліндричної евольвентної передачі
кінематична точність	–	плавність роботи	–	норми контакту зубця	–	ГОСТ 1758 – 81 – для конічної зубчатої передачі.
				вид спряженої поверхні		

Тема 6.4.

ПОЧАТКОВИЙ КОНТУР ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

Початковий контур стандартизовано для циліндричних та конічних коліс (рис. 6.6).

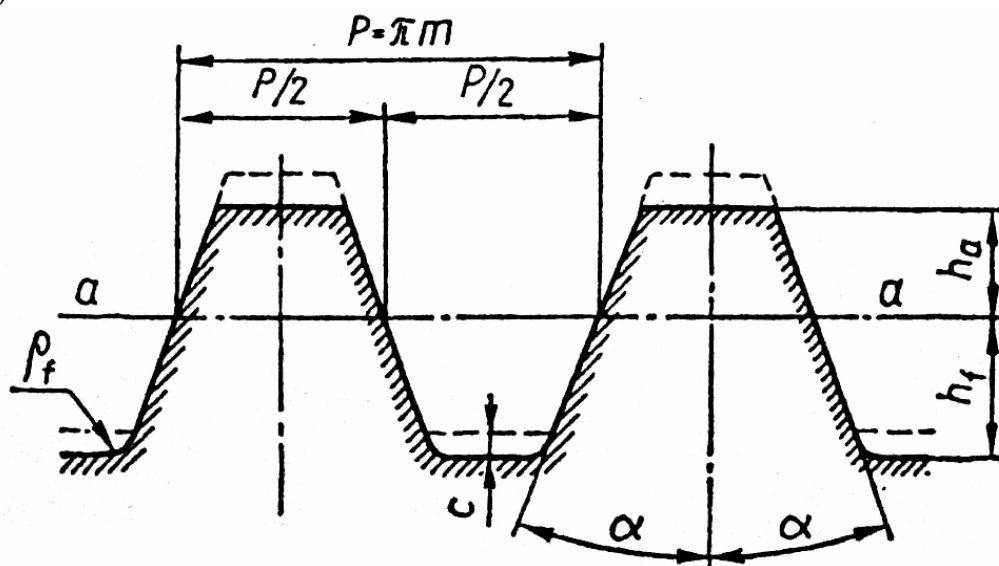


Рис. 6.6 Початковий контур

При безмежно великому діаметрі основного кола зубчасте колесо перетворюється у зубчасту рейку, а евольвентний профіль – у прямолінійний. Профілювання зубців евольвентного профілю та інструменту для їх нарізування здійснюється відповідно до їх початкового контуру – до контуру зубців номінальної початкової рейки. Початковий контур стандартизовано для циліндричних та конічних зубчастих коліс. Профіль зубців одного і другого контурів є прямолінійним. Середня лінія рейки називається ділильною прямою.

Висота головки зуба

$$h_a = h_a^* \cdot m,$$

де h_a^* – коефіцієнт висоти головки.

Висота ніжки зуба

$$h_f = h_f^* \cdot m = (h_a^* + c^*)m,$$

де h_f^* – коефіцієнт висоти ніжки.

Радіальний зазор

$$c = c^* \cdot m,$$

де c^* – коефіцієнт радіального зазору.

Радіус кривизни перехідної кривої

$$\rho_f = \rho_f^* m,$$

де ρ_f – коефіцієнт радіуса кривизни перехідної кривої.

Початковий контур характеризується величинами: $\alpha, h_a^*, h_c^*, c^*, \rho_f^*$.

Тема 6.5.

КОНСТРУКЦІЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

Конструкція зубчастих коліс залежить від їхніх розмірів, матеріалу, способу і технології виготовлення заготовки та експлуатаційних вимог. Якщо діаметр кола впадин мало відрізняється від діаметру вала, шестерню виготовляють із валом як одну деталь (рис. 6.7. а, б). Зубчасті колеса, що допускають посадку та закріплення на валу, як правило, виготовляють насадними (рис. 6.7. в, г, д, е). Це дає змогу підібрати різні найвигідніші матеріали та термообробку для вала і колеса, спрощує технологію виготовлення та дає можливість після спрацювання зубців колеса зробити його заміну, зберігаючи при цьому вал. Однак вали, виготовлені разом із зубчастими колесами мають більшу жорсткість.

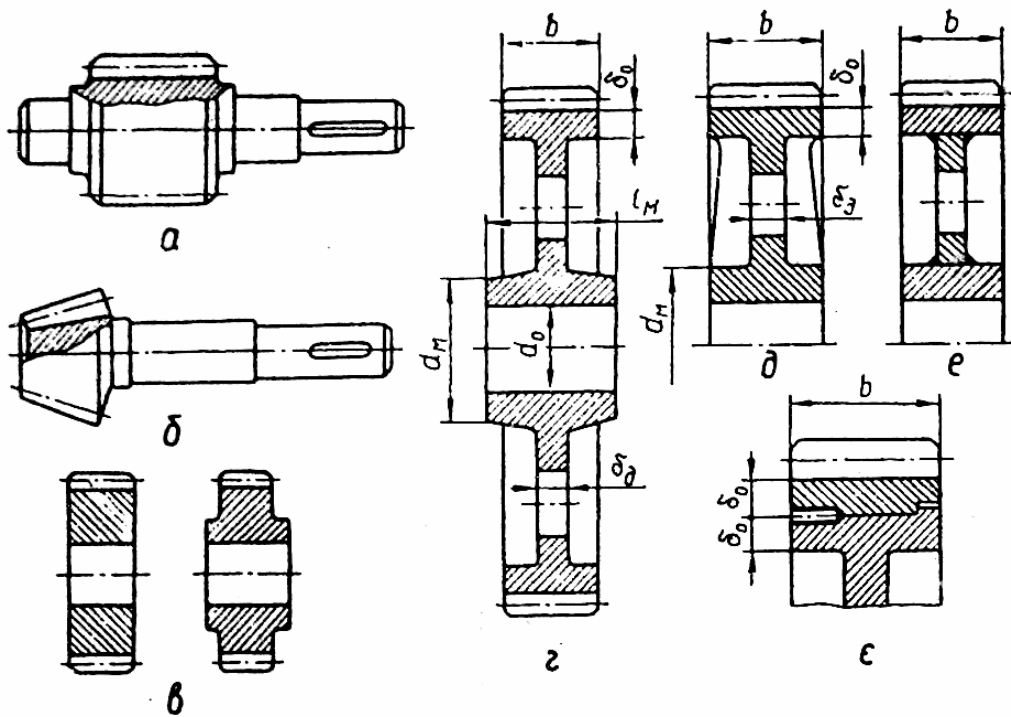


Рис. 6.7.

Зубчасті колеса невеликого діаметра ($d \leq 200$ мм.) можуть виготовлятися із круглого прокату, кованих або штампованих заготовок у вигляді суцільного диску без маточини (рис. 6.7. д, е) або з маточиною (рис. 6.7. г). Колеса середніх діаметрів ($d \leq 600$ мм) виготовляють із заготовок куванням, штампуванням або литтям. Великогабаритні колеса виготовляють литтям або зварюванням (рис. 6.7 е). При виготовленні зубчастих вінців із високоякісних сталей зубчасті колеса можуть бути бандажовані (рис. 6.7. є). У цьому разі зубчастий вінець насаджують на центральну колісну частину з гарантованим натягом і додатково закріплюють гвинтом.

На сьогодні існує біля 50 методів нарізання зубців: лиття, порошкова металургія, пластичне деформування. Широке застосування мають *основні три методи*: метод копіювання (рис. 6.8), метод обкочування (рис. 6.9), метод фрезерування (рис. 6.10).

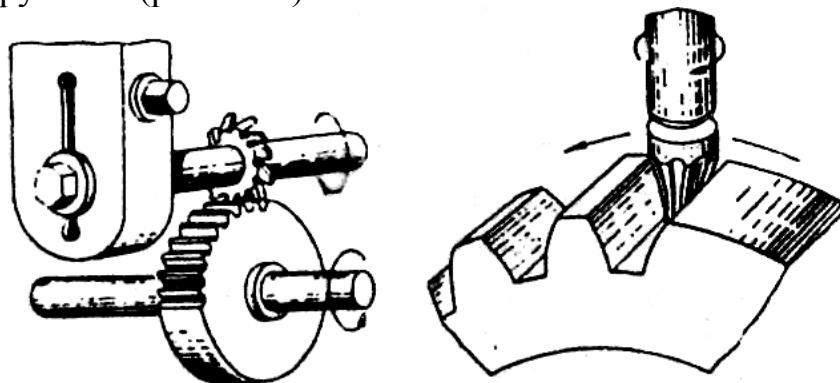


Рис. 6.8 Метод копіювання

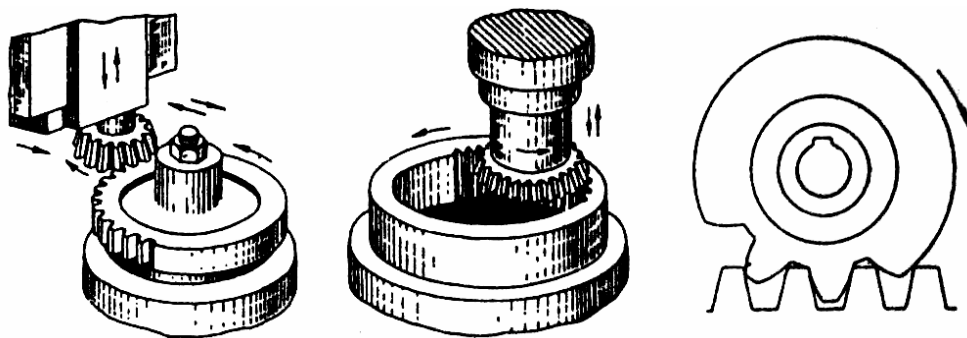


Рис. 6.9 Метод обкочування

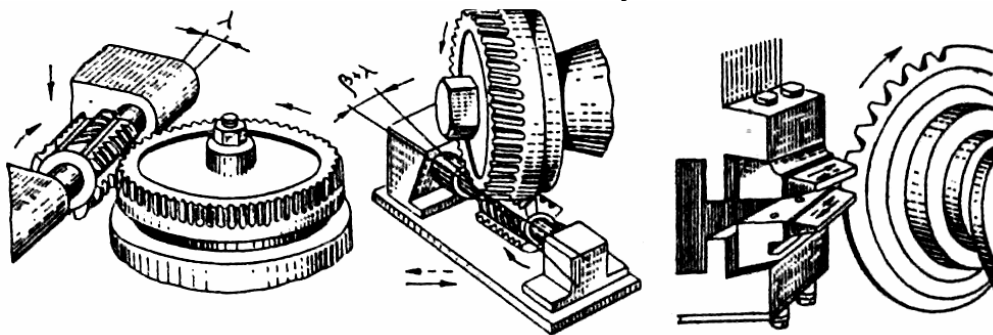


Рис. 6.10 Метод фрезерування

Лекція 12. Тема 6.6.

ВИДИ РУЙНУВАННЯ ЗУБЦІВ

Під час роботи зубчастої передачі зубці коліс періодично взаємодіють між собою. При цьому лінія контакту зібців постійно міняє своє положення на активній поверхні зубців за час знаходження їх у контакті. Наявність ковзання активних поверхонь призводить до виникнення сил тертя між навантаженими зубцями. Такий складний характер навантаження контакту зубців зубчастих коліс є причиною певних руйнувань, як поверхневого шару зубців, так і зубців взагалі.

Практика експлуатації зубчастих передач показує, що найбільш характерними є такі види руйнування зубців:

- втомне викришування активних поверхонь;
- поломка зубців;
- відшаровування поверхневих шарів зубців;
- абразивне спрацювання;
- пластична деформація;
- заїдання зубців.

Втомне викришування активних поверхонь зубців пов'язане з дією циклічно змінних контактних напружень. Ці напруження спричинюють виникнення втомних тріщин у поверхневих шарах матеріалу зубців, подальший розвиток яких призводить до викришування частинок металу.

Поява слідів викришування не завжди є ознакою небезпечного руйнування активних поверхонь зубців. У початковий період припрацьовування зубчастих коліс через неточності виготовлення та

монтажу, податливість валів та їхніх опор може бути значна нерівномірність розподілу навантаження по довжині зубців. На деяких ділянках поверхонь зубців контактні напруження можуть досягати великих значень і бути причиною появи локального викришування. Подальше припрацьовування збільшує контакт зубців і контактні напруження зменшуються. Під час подальшої довгочасної роботи передачі кількість раковин викришування не збільшується. Сліди викришування, що з'явилися у початковий період роботи передачі, з часом можуть частково або повністю завальцюватись, зробитись непомітними і навіть зовсім зникнути. Таке явище називається *обмеженим викришуванням*. Воно допустиме при роботі передач і особливо характерне для зубчастих коліс із твердістю робочих поверхонь зубців $H < 350 HB$.

Якщо число раковин викришування та їхні розміри збільшуються, то викришування називається *прогресуючим*. Спотворення профілів зубців внаслідок викришування їх призводить до порушень правильності зачеплення і до появи додаткових навантажень на зубці. На рис. 6.11, а показані сліди втомного прогресуючого викришування на поверхні ніжок зубців поблизу полюсної лінії.

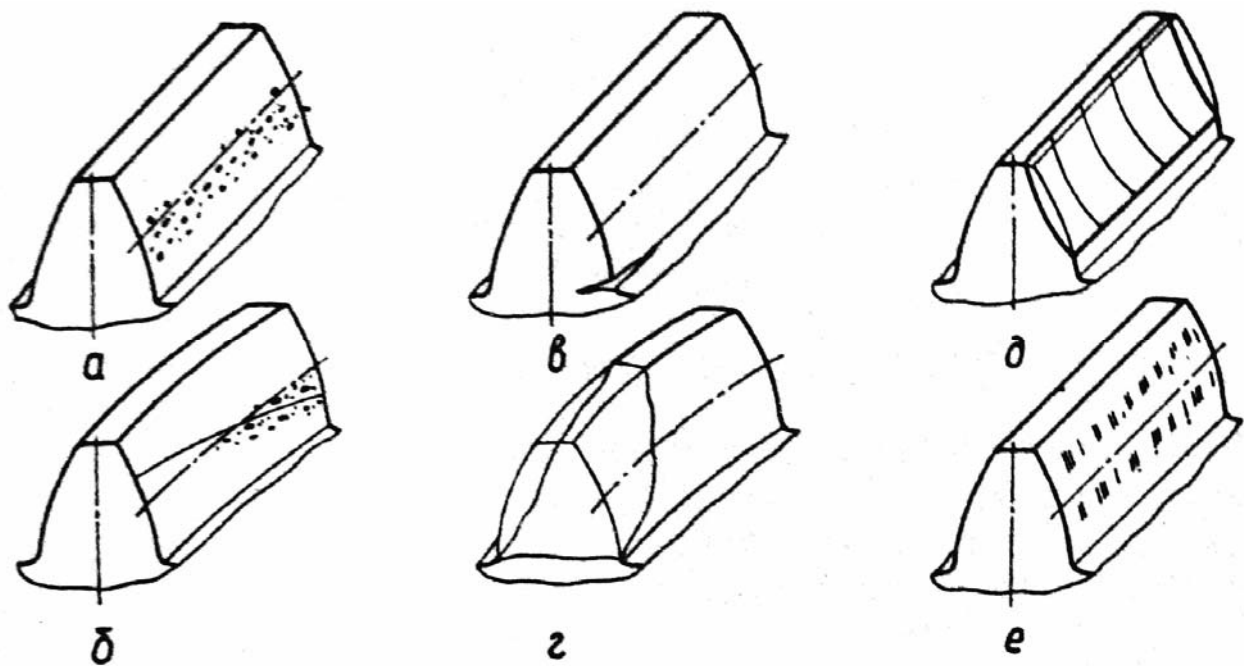


Рис. 6.11 Види руйнування зубців

Відмітимо особливості втомного руйнування активних поверхонь зубців у передачах із косозубими колесами. При нахиленому розміщенні контактної лінії (рис. 6.11, б) викришування, що почалось на ніжках зубців, може не викликати порушень правильності зачеплення, оскільки, головки зубців залишаються роботоздатними, сприймаючи більшу частину навантаження. У зв'язку з цим під час експлуатації косозубих коліс можна допускати

викришування ніжок зубців. Косозубу передачу вважають спрацьованою, якщо викришування розповсюдилось і на головки зубців.

У передачах, що працюють із великим спрацюванням активних поверхонь зубців, наприклад в умовах недостатнього змащування та абразивного забруднення, втомне викришування не спостерігається, оскільки поверхневі шари матеріалу зубців стираються раніше, ніж з'являються тріщини втоми.

Основні заходи для запобігання викришування активних поверхонь зубців такі:

- обмеження контактних напружень за допомогою розрахунків розмірів передачі;
- підвищення твердості матеріалів зубчастих коліс термообробкою;
- підвищення точності виготовлення зубчастих коліс та монтажу передачі.

Раптова поломка зубців є дуже небезпечним видом їхнього руйнування. Розрізняють два види поломки зубців:

- поломка від великих перевантажень статичної або ударної дії;
- втомна поломка, що відбувається внаслідок дії змінних напружень згину протягом порівняно тривалого строку експлуатації передачі.

Довгочасно діючі змінні напруження, спричинені деформацією згину зубців, сприяють появі мікротріщин, що виникають у зоні концентрації напружень, здебільшого в області переходу зубців у обід колеса (рис 6.11, в). Мікротріщини під час подальшої роботи передачі розповсюджуються вглибину зубця по нормалі до перехідної кривої. Поломка зубців найчастіше зустрічається в чавунних зубчастих колесах і колесах із високою твердістю зубців. У зубчастих колесах із середньою та низькою твердістю поломки виникають значно рідше, оскільки в цьому разі гранична несуча здатність зубців визначається стійкістю їхніх активних поверхонь проти втомного викришування.

При поломці зубців косозубих коліс тріщина виникає біля торцевої поверхні колеса в основі зубця (рис. 6.11, г) і розповсюджується похило по довжині зубця до його вершини.

Загальні заходи запобігання поломки зубців:

- збільшення модуля зубців;
- використання додатних коефіцієнтів зміщення при нарізуванні зубців;
- термообробка та зміцнення поверхонь зубців у зоні дії максимальних напружень;
- підвищення точності виготовлення та монтажу передачі;
- захист передачі від великих перевантажень.

Відшаровування поверхневих шарів зубців спостерігається у тих випадках, коли під зміцненим поверхневим шаром зубців зведені контактні напруження достатньо великі. Через періодичну дію глибинних напружень під зміцненим шаром матеріалу можуть виникати втомні тріщини, розвиток яких спричинює відшаровування окремих ділянок поверхневого зміцненого

шару. Цей вид руйнування найнебезпечніший для коліс, зубці яких мають поверхневе зміцнення (цементацию, азотування, поверхневе гартування). Відшаровуванню сприяє дія підвищених навантажень на зубці.

Щоб запобігти відшаровуванню поверхневих шарів зубців, треба забезпечити відповідну товщину зміцненого шару та достатню міцність серцевини зубця.

Абразивне спрацювання зубців — основна причина виходу з ладу зубчастих передач із недостатнім змащуванням зубців. Суть його полягає в стиранні активних поверхонь зубців, яке залежить від тиску, швидкості ковзання зубців, можливості попадання в зону зачеплення абразивних частинок та ін. Спрацювання зубців (рис. 6.11, д) може бути у відкритих передачах та недостатньо захищених від забруднення закритих передачах гірничого обладнання, сільськогосподарських машинах та ін.

У передачах із спрацьованими зубцями збільшуються зазори у зачепленні, виникає шум, зростають динамічні навантаження. Одночасно міцність спрацьованого зубця зменшується внаслідок зміни його поперечного перерізу.

Універсального розрахунку зубців на запобігання спрацюванню в даний час не існує, тому що закономірності спрацювання дуже складні і залежать від багатьох випадкових факторів. *Однак можна перелічити основні заходи, що сприяють підвищенню стійкості зубців проти спрацювання:*

- збільшення твердості активних поверхонь,
- надійний захист передач від попадання твердих абразивних частинок,
- використання мастил із відповідними властивостями.

Пластична деформація зубців може виникнути в зоні контакту зубців, де їх матеріал знаходиться під дією значного всебічного стиску. Сили тертя спричиняють переміщення поверхневих шарів матеріалу у напрямі вектора швидкості ковзання. При цьому на поверхні ведучих зубців поблизу полюсної лінії утворюється впадина, а на поверхні ведених зубців — виступ. Особливо значні пластичні деформації виникають у зубчастих колесах, виготовлених із матеріалів з невеликою твердістю активних поверхонь зубців. *Щоб запобігти пластичним деформаціям, треба збільшити твердість зубців та використати мастила підвищеної в'язкості.*

Заїдання спостерігається переважно у високонавантажених та високошвидкісних зубчастих передачах. У зоні контакту зубців цих передач розвивається висока температура, яка сприяє розриву масляної плівки і утворенню безпосереднього металевого контакту зубців. Тут відбувається зчіплювання частинок металу з подальшим відривом їх від менш міцної поверхні. Нерівності, що утворились при цьому, задирають робочі поверхні зубців у напрямі ковзання (рис. 6.11, е). Ударні навантаження, особливо кромковий удар, сприяють заїданню зубців.

Заходи запобігання проти заїдання такі самі, як і проти спрацювання зубців. Ефективними є азотування зубців. Бажане використання зубців із

модифікованим профілем та інтенсивне охолодження мастила. Позитивні результати дає застосування протизадирних мастил із підвищеною в'язкістю.

ГОСТ 21354—87 рекомендує такі види розрахунків на міцність зубців циліндричних евольвентних передач:

1. *Розрахунок на контактну витривалість* виконується, щоб запобігти втомному викришуванню активних поверхонь зубців.

2. *Розрахунок на контактну міцність при дії максимального навантаження* (розрахунок на контактну міцність) виконується, щоб запобігти залишковій деформації або крихкому руйнуванню поверхневого шару зубців.

3. *Розрахунок на витривалість при згині* виконується, щоб запобігти втомній поломці зубців.

4. *Розрахунок на малоциклову витривалість при згині* виконується, щоб запобігти поломці зубців від малоциклової втоми при плавному та ударному навантаженнях.

5. *Розрахунок на міцність при згині максимальним навантаженням* виконується, щоб запобігти залишковим деформаціям або крихкій поломці зубців.

ЦИЛІНДРИЧНІ ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

Циліндричні зубчасті передачі (рис. 7.1) мають широке застосування в загальному машинобудуванні. Виготовляються із заготовки циліндричної форми та передають обертальний рух і крутний момент між паралельними валами.

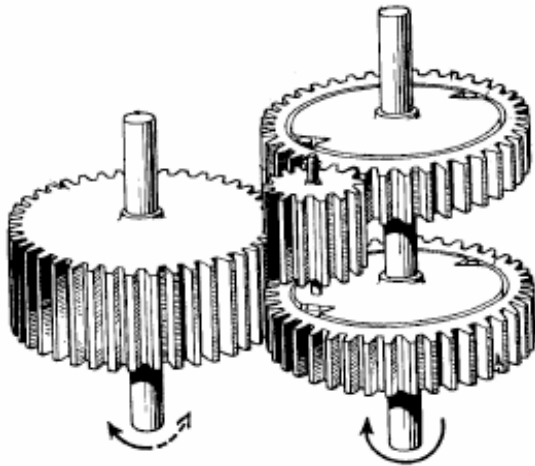


Рис. 7.1. Загальний вигляд циліндричної зубчастої передачі.

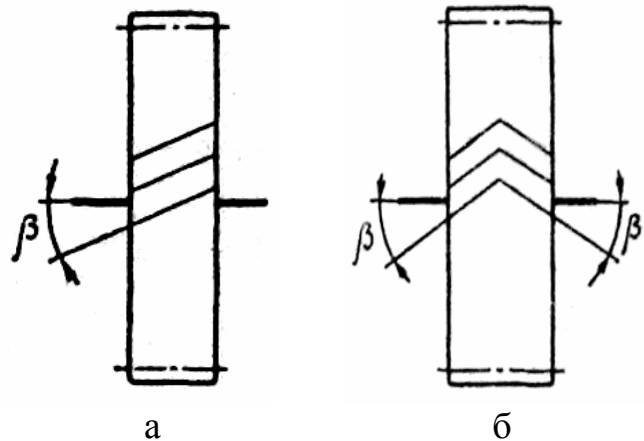


Рис. 7.2. Косозуба (а) та шевронна (б) зубчасті передачі.

Циліндричні зубчасті передачі бувають: прямозубі, косозубі і шевронні. Основною відмінністю косозубих коліс у порівнянні з прямозубими є те, що у косозубих лінія зубців нахилена під деяким кутом β до твірної ділильного циліндра (рис. 7.2, а). Різновидністю косозубих коліс є шевронні зубчасті колеса (рис. 7.2, б). Шевронне зубчасте колесо складається як би з двох косозубих коліс, суміщених торцями так, щоб зубці мали протилежний нахил.

Кут нахилу зубців прямозубих коліс $\beta = 0$, косозубі колеса використовують із кутом нахилу зубців $\beta = 8...20^\circ$, у шевронних колесах беруть $\beta = 20...40^\circ$.

Зважаючи на те, що косозубі (шевронні) зубчасті колеса можуть нарізуватись таким самим стандартним інструментом, як і прямозубі, кут профілю зубців косозубих (шевронних) коліс у їх нормальному перерізі $\alpha_n = \alpha = 20^\circ$. За стандартний модуль зубців косозубих (шевронних) коліс беруть модуль m_n також у нормальному перерізі зубців.

Параметри початкового контуру.

Основними параметрами початкового контуру циліндричної зубчастої передачі являються величини: $\alpha = 20^\circ$; $h_a^* = 1$; $c^* = 0,25$; $h_f^* = h_a^* + c^* = 1,25$; $\rho_f^* = 0,38$.

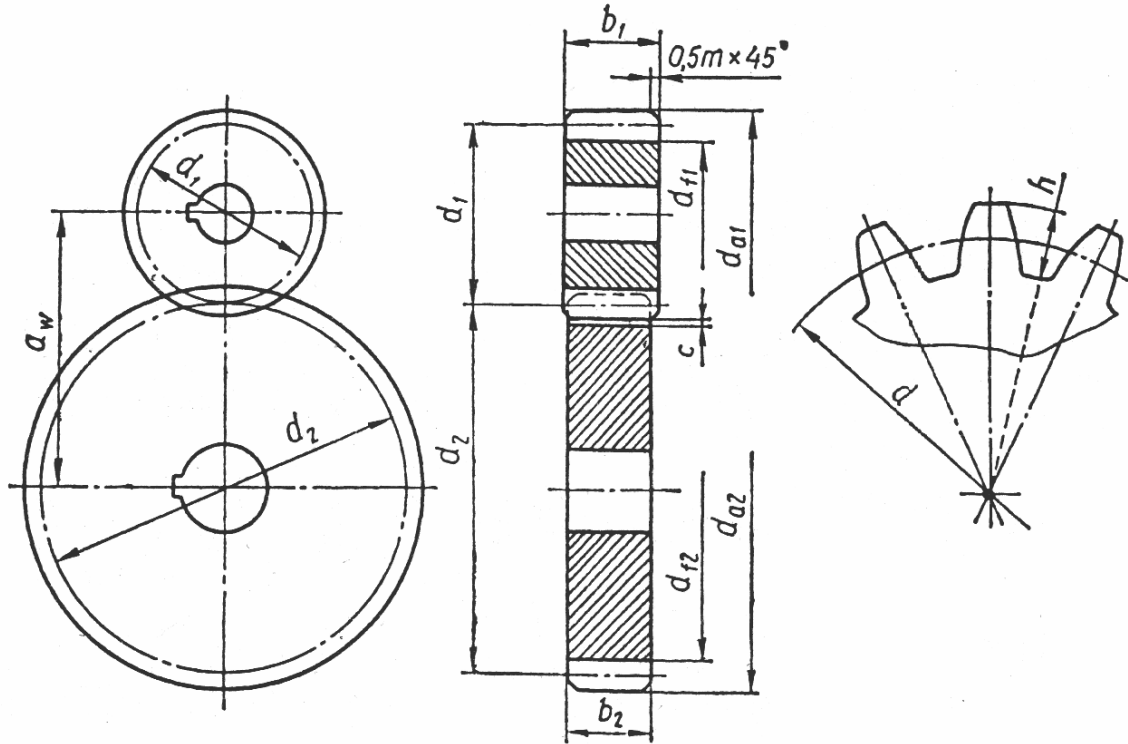


Рис.7.3. Геометричні розміри зубчастої передачі

Міжосьова відстань $a_w = 0.5(d_1 + d_2) = 0.5m(z_1 + z_2)$

Для косозубої $a_w = \frac{0.5m_n(z_1 + z_2)}{\cos \beta}$

Передавальне відношення $i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_1}{d_2}$

Ширина зубчастого вінця $b = \Psi_{ba} a_w$

Ψ_{ba} - коефіцієнт ширини зубчастого вінця

$\Psi_{ba} = 0.1 \dots 0.4$ - для прямозубих передач

$\Psi_{ba} = 0.2 \dots 0.5$ - для косозубих

$\Psi_{ba} = 0.4 \dots 0.9$ - для шевронних

діаметри ділільних кіл

$$d_1 = mz_1, [\text{мм}]$$

$$d_2 = mz_2, [\text{мм}]$$

діаметри кіл вершин

$$d_{a1} = d_1 + 2m, [\text{мм}]$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m, [\text{мм}]$$

діаметри кіл впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m, [\text{мм}]$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m, [\text{мм}]$$

ширина вінця зубчастого колеса

$$b_2 = \Psi_{bd} d_1, [\text{мм}]$$

ширину зубчастого вінця шестерні b_1 вибирають на 2-5 мм. більше ширини вінця зубчастого колеса b_2 для забезпечення стабільності зубчатого зачеплення.

Висота зуба

$$h = 2,25m, [\text{мм}]$$

Радіальний зазор

$$c = 0,25m, [\text{мм}]$$

Основи розрахунків зубців на міцність Сили в зачепленні

В зубчастій передачі в момент контакту одного зуба з іншим сила взаємодії розподілена вздовж їхнього контакту. Цю розподілену силу можна замінити зосередженою силою прикладеною до зубця в середньому нормальному перерізі. На рис. 7.4. а, ця сила позначена як F_n і направлена вздовж нормалі до профілю зубців у точці їх контакту тобто вздовж лінії зачеплення, яка утворює кут зачеплення α_n із перпендикуляром до лінії центрів коліс. Силу F_n можна замінити двома взаємно перпендикулярними складовими F_r і F_0 . На схемі колеса сила F_r проектується в точку P , а сила F_0 направлена по нормалі до лінії зубця. Аналогічно розкладемо силу F_0 на дві її складові: колову F_t і осьову F_a . Отже дію однієї сили F_n можна замінити дією трьох взаємно перпендикулярних сил: F_a , F_t і F_r (рис. 7.4 б). Для визначення цих сил користуються наступними залежностями:

- колова сила $F_t = \frac{2T}{d}$;

- осьова сила $F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$;

- радіальна сила $F_r = F_0 \operatorname{tg} \alpha_n = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}$;

У прямозубих коліс кут нахилу зубця $\beta = 0$ звідси $F_a = 0$, а $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_n$.

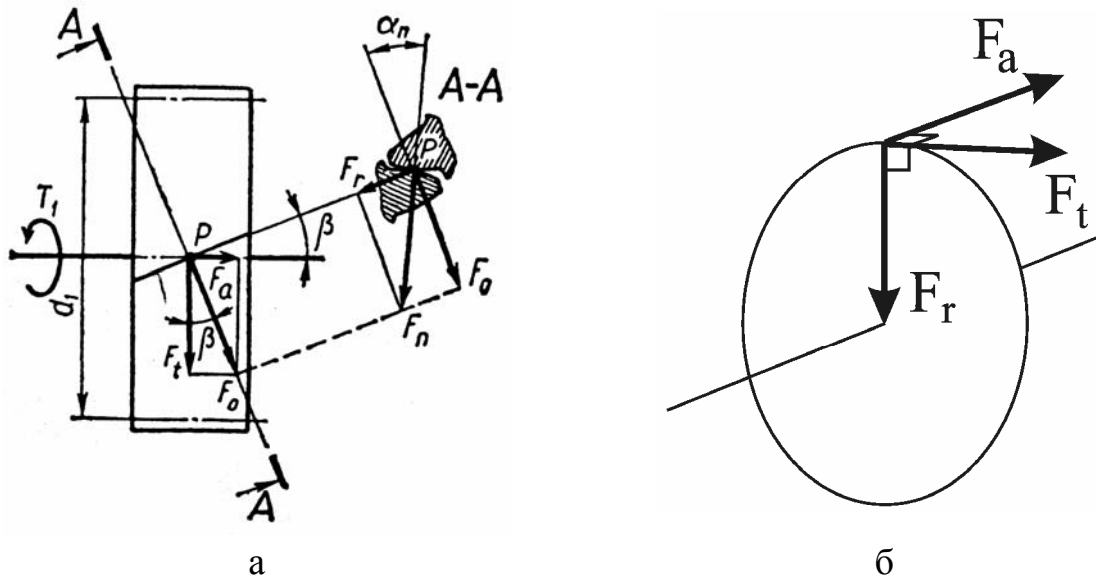


Рис. 7.4. Сили в зачепленні.

За розрахункове навантаження на зубці беруть максимальне значення питомого навантаження, розподіленого вздовж лінії контакту зубців:

де $l_{\Sigma} = \frac{k_E b E_{\alpha}}{\cos \beta}$ довжина лінії контакту, ε_{α} - коефіцієнт торцевого перекриття,

Ці коефіцієнти різні при розрахунках на контактну витривалість та витривалість при згині. Тому при розрахунку на контактну витривалість їх позначають $k_{H\alpha}, k_{H\beta}, k_{H\gamma}$, а при згині $k_{F\alpha}, k_{F\beta}, k_{F\gamma}$

$$\omega_{Ht} = \frac{F_{Ht}}{h} k_{H\alpha}, k_{H\beta}, k_{H\gamma};$$

$$\omega_{Ft} = \frac{F_{Ft}}{\hbar} k_{F\alpha}, k_{F\beta}, k_{Fv};$$

$$F_{Ht} = \frac{2T_{1H}}{d_1}; F_{Ft} = \frac{2T_{1F}}{d_1}.$$

При цьому $T_{1H} = T_{1F} = T_1$ - максимальний тривалодіючий обертовий момент відповідно заданого режиму навантаження.

Розподіл навантаження між зубцями

У прямозубих передачах навантаження у зачепленні може передаватись однією парою зубців, тому для таких передач $k_{H\alpha} = k_{F\alpha} = 1$. У косозубих та шевронних передачах одночасно в зачепленні може знаходитись кілька пар зубців, тому $k_{H\alpha} \neq 1$ та $k_{F\alpha} \neq 1$.

Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну витривалість

Цей розрахунок полягає в визначенні розрахункових контактних напружень і порівнянні їх з допустимими. Умова контактної міцності може бути записана в наступному вигляді:

$$\sigma_H = z_M z_H z_E \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{i+1}{i}} \leq [\sigma]_H$$

де: z_M - коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів спряжених у передачі коліс, z_H - коефіцієнт форми спряжених поверхонь зубців, z_E - коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній (для прямозубих

$$z_E = \sqrt{\frac{1-\varepsilon_\alpha}{3}}, \text{ для косозубих } z_E = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}).$$

При максимальному навантаженні

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{1 \max}}{T_{1H}}}.$$

Розрахунок зубців на витривалість і міцність при згині

Під час розрахунку зубців на витривалість і міцність при згині зубець розглядається як консольна балка. Розрахункове навантаження прикладається до вершини зуба, тобто вибирається найнебезпечніший варіант навантаження зубця з точки зору виникнення максимального напруження згину у його основі. На рис. 7.5 показано розрахункову схему зубця до якого прикладена сила q_F , яку можна розкласти на складові q_{Ft} і q_{Fr} . На малюнку побудовані епюри для $\sigma_{зг}$ – згинальні напруження, $\sigma_{ст}$ – стискаючі напруження, σ_F – сумарні напруження.

Умова міцності при згині може бути записана в вигляді:

$$\sigma_F = Y_F Y_E Y_\beta \frac{\omega_{Ft}}{m_n} \leq [\sigma]_F$$

де: Y_F - коефіцієнт форми зуба, Y_E - коефіцієнт перекриття зубців (для прямозубих передач можна брати $Y_E=1$), Y_β - коефіцієнт нахилу зубців (для

прямозубих передач $Y_\beta = 1$, для косозубих $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ}$), m_n – нормальний модуль (для прямозубих передач брати модуль зачеплення m)
 При згині максимальним навантаженням

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \left(\frac{T_{1 \max}}{T_{1F}} \right) \leq [\sigma]_{F \max}.$$

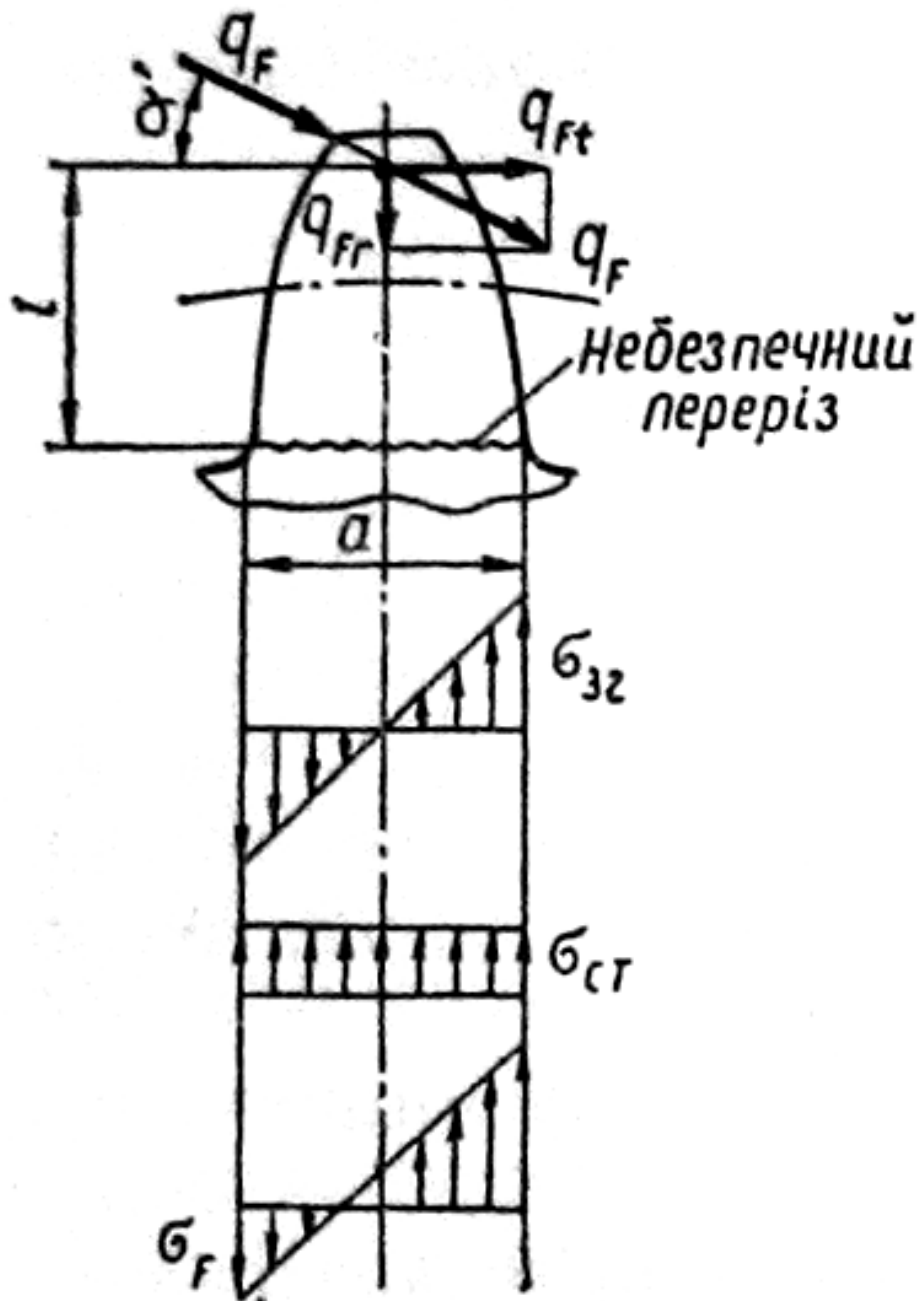


Рис. 7.5

КОНІЧНА ПЕРЕДАЧА

Конічна передача застосовується тоді, коли осі валів перетинаються. Кут між осями валів може бути довільним, але на практиці найбільш розповсюджені конічні зубчасті передачі з міжосьовим кутом $\Sigma = 90^\circ$.

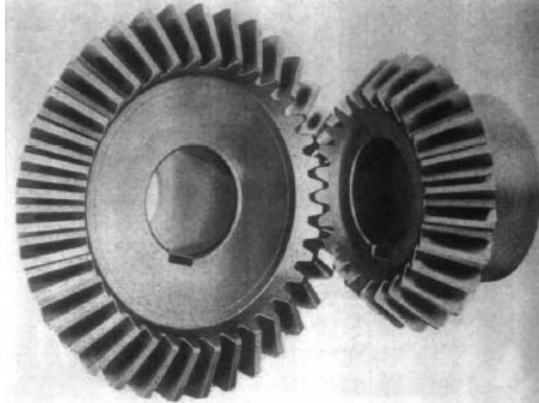


Рис. 8.1

Конічна зубчаста передача складається з двох зубчастих коліс, початковими поверхнями яких є бічні поверхні прямих кругових конусів, вписаних у сферу радіуса R_e так, що їхні вершини знаходяться у центрі сфери. Розміри зубців в поперечному перерізі поступово зменшуються з наближенням до вершин конусів.

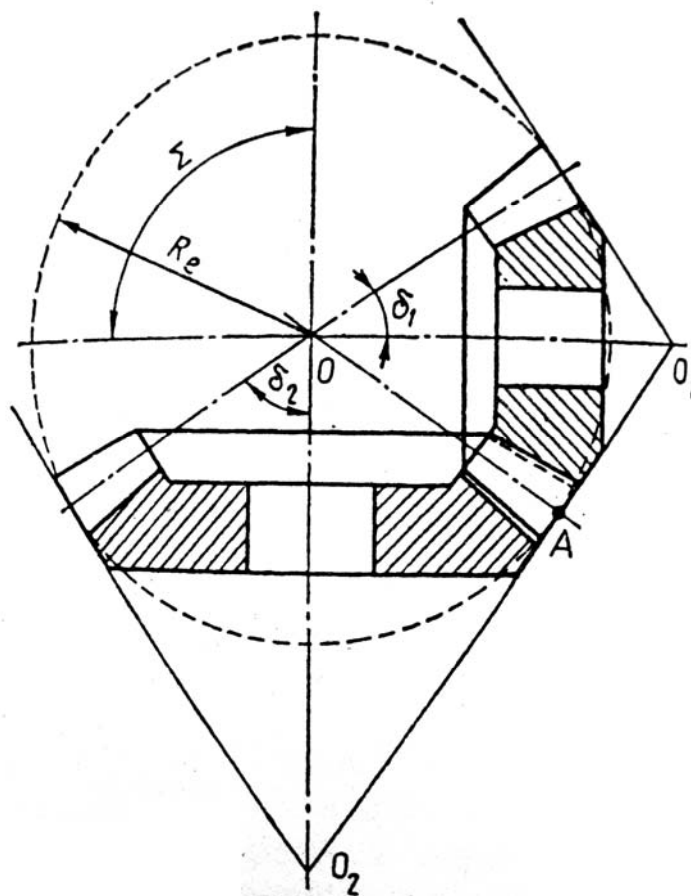


Рис. 8.2

Під час обертання початкові конуси з кутами при вершинах δ_1 і δ_2 перекочуються один по другому без ковзання. Профілі зубців описуються евольвентою яка повинна утворюватись на сфері радіусом R_e , але це дуже складно, тому профілювання евольвенти здійснюється на поверхні додаткових конусів із твірними O_1A то O_2A , перпендикулярними до спільної твірної OA початкових конусів. Ця особливість робить конічні колеса складними при виготовленні та монтажу. Для нарізання їх зубців потрібне спеціальне обладнання. Крім цього необхідно забезпечити допуски кутів $\Sigma, \delta_1, \delta_2$, а при монтажу – збіг вершин конусів з точністю перетину осей валів.

У більшості випадків одне з конічних коліс розміщують консольно на валу. При цьому збільшується нерівномірність навантаження по довжині зубця. Конічні зубчасті колеса бувають із прямими, тангенціальними та круговими зубцями.

Основні параметри конічної прямозубої передачі

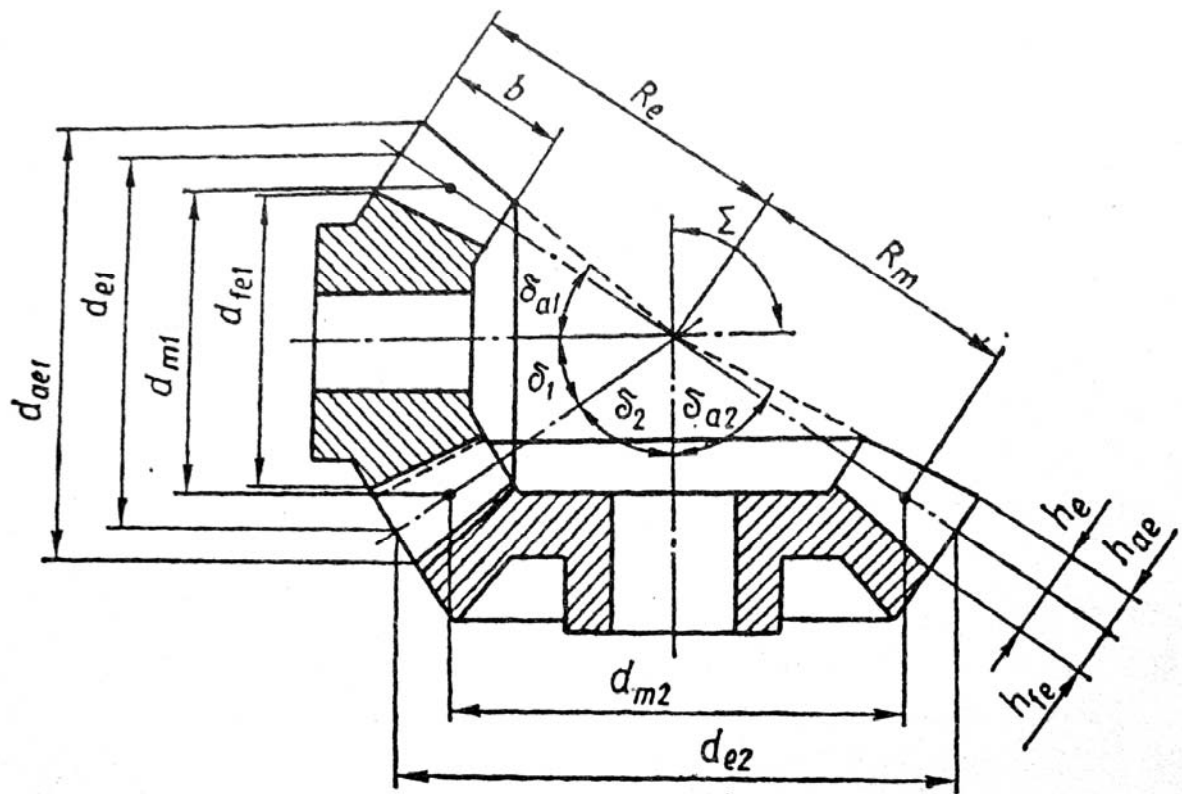


Рис. 8.3

Міжосьовий кут $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$, де δ_1 - кут при вершині ділительного конуса шестерні, δ_2 - кут при вершині ділительного конуса колеса.

Кількість зубців z_1 і z_2 .

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{z_1}{z_2}, \quad \operatorname{tg} \delta_2 = \frac{z_2}{z_1}.$$

Кількість зубців умовно плоского циліндричного колеса діаметром $d = 2R_e$

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$$

Модуль зубців змінюється в залежності від перерізу, тому за стандартний модуль беруть модуль у зовнішньому нормальному перерізі зубців. Такий модуль називають коловим модулем m_e .

Початковий контур стандартизований по ГОСТ 13754-81, основні характеристики початкового контура:

$$\alpha = 20^\circ, h_a^* = 1, c^* = 0,2, h_f^* = h_a^* + c^* = 1,2, \rho_f^* \geq 0,2, \rho_f^* \leq 0,3$$

Зовнішня висота головки зубця:

$$h_{ac} = h_a^* m_e = m_e.$$

Зовнішня висота ніжки зубця:

$$h_{fc} = h_f^* m_e = 1,2 m_e.$$

Радіальний зазор:

$$c = c^* m_e = 0,2 m_e.$$

Зовнішні ділильні діаметри:

$$d_{e1} = m_e z_1, d_{e2} = m_e z_2$$

Зовнішні діаметри вершин зубців:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae} \cos \delta_1 = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1;$$
$$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{a2} \cos \delta_2 = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2.$$

Зовнішні діаметри впадин:

$$d_{fe1} = d_{e1} + 2h_{fe} \cos \delta_1 = d_{e1} - 2,4m_e \cos \delta_1,$$
$$d_{fe2} = d_{e2} + 2h_{fe} \cos \delta_2 = d_{e2} - 2,4m_e \cos \delta_2.$$

Зовнішня конусна відстань:

$$R_e = 0,5m_e z_c.$$

Коефіцієнт ширини зубчастого вінця:

$$K_{be} = \frac{b}{R_e} = 0,25 \dots 0,3.$$

Ширина зубчастого вінця:

$$b = K_{be} R_e.$$

Середня конусна відстань:

$$R_m = R_e - 0,3b.$$

Середній коловий модуль:

$$m_m = m_e \frac{R_m}{R_e}.$$

Середні ділильні діаметри шестерні та колеса:

$$d_{m1} = m_m z, \quad d_{m2} = m_m z.$$

Кути головки Θ_a та ніжки Θ_f зубця:

$$\operatorname{tg} \Theta_a = \frac{h_{ae}}{R_e}; \quad \operatorname{tg} \Theta_f = \frac{h_{fe}}{R_e}.$$

Кут конуса вершин зубців шестерні та колеса:

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \Theta_a; \quad \delta_{a2} = \delta_2 + \Theta_a.$$

Кут конуса впадин шестерні та колеса:

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \Theta_f; \quad \delta_{f2} = \delta_2 - \Theta_f.$$

Передавальне відношення:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{er}}{d_{eq}} = \frac{d_{m2}}{d_{m1}} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Кути при вершинах початкових конусів шестерні та колеса:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{i}; \quad \operatorname{tg} \delta_2 = i.$$

Зовнішня конусна відстань:

$$R_e = \sqrt{(d_{e1}/2)^2 + (d_{e2}/2)^2} = 0.5 d_{e1} \sqrt{1+i^2}.$$

Ділильні діаметри, виражені через R та i :

$$d_{e1} = 2R_e / \sqrt{1+i^2};$$

$$d_{e2} = 2R_e i / \sqrt{1+i^2};$$

$$d_{m1} = 2R_m / \sqrt{1+i^2};$$

$$d_{m2} = 2R_m i / \sqrt{1+i^2}.$$

Середня конусна відстань:

$$R_m = R_e - 0.5b = R_e (1 - 0.5K_{be}).$$

Середній коловий модуль:

$$m_m = m_e (1 - 0.5K_{be}).$$

Середні ділильні діаметри:

$$d_{m1} = d_{e1} (1 - 0.5K_{be}),$$

$$d_{m2} = d_{e2} (1 - 0.5K_{be}).$$

Заміна конічної зубчастої передачі еквівалентною прямозубою

Щоб спростити виклад при виводах розрахункових залежностей для оцінки міцності зубців конічних передач заміняють конічну зубчасту передачу еквівалентною прямозубою циліндричною передачею. При цьому початкові циліндри еквівалентних коліс будуть розгортками додаткових конусів у середньому перерізі зубців.

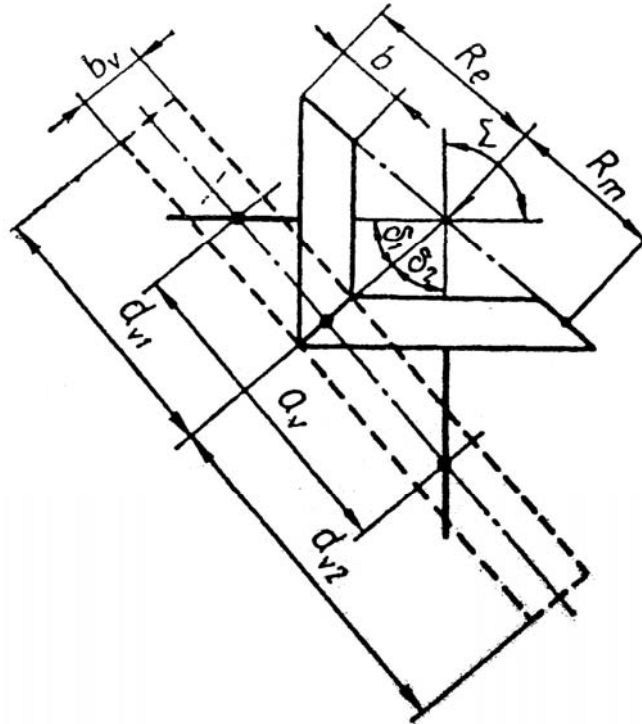


Рис. 8.4

Ділильні діаметри еквівалентної прямозубої циліндричної передачі:

$$d_{v1} = 2R_H \operatorname{tg} \delta_1 = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1} = d_{m1} \frac{\sqrt{1+i^2}}{i};$$

$$d_{v2} = 2R_m \operatorname{tg} \delta_2 = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2} = d_{m2} \frac{\sqrt{1+i^2}}{i}.$$

Число зубців еквівалентних коліс:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = z_1 \frac{\sqrt{1+i^2}}{i};$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = z_2 \frac{\sqrt{1+i^2}}{i}.$$

Передавальне відношення:

$$i_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} = i^2.$$

Навантаження на зубці конічної зубчастої передачі визначається аналогічно до циліндричної передачі

За аналогією з циліндричними передачами силу взаємодії зубців, розподілену по довжині їхнього контакту, замінемо зосередженою силою, яка прикладається до зубця у його середньому перерізі (рис. 8.5. а).

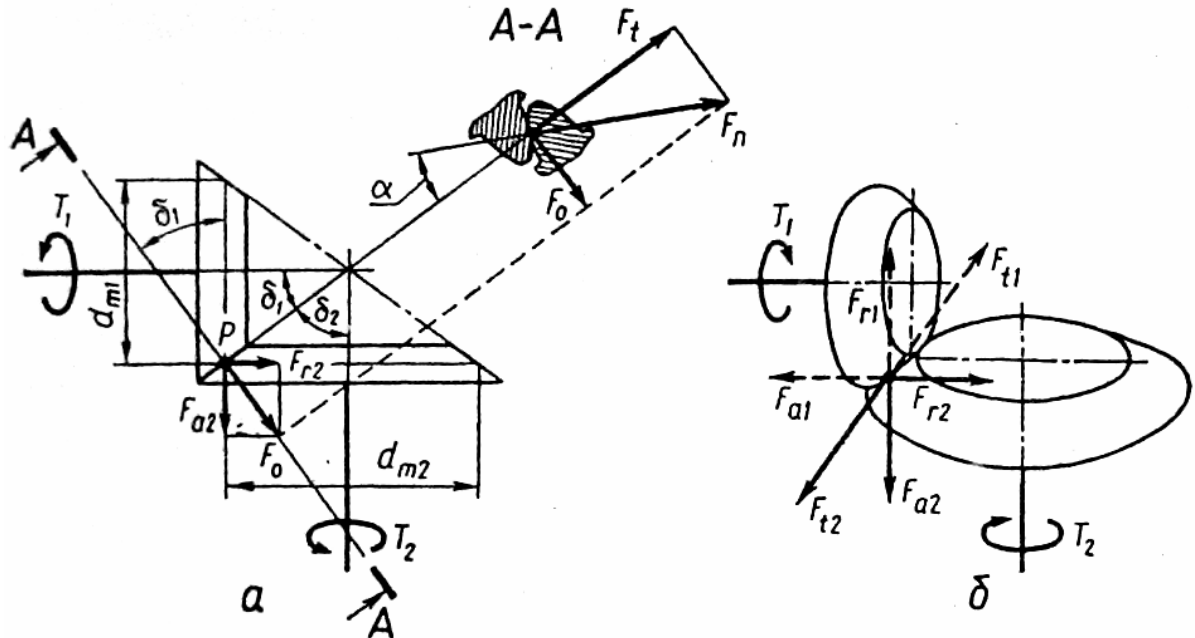


Рис. 8.5

Аналогічно до циліндричної передачі основні зусилля в зачепленні визначаються наступним чином (рис. 8.5. а):

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{m1}}; \quad F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha} = \frac{2T_1}{d_{m1} \cos \alpha}; \quad F_0 = F_t \tan \alpha;$$

$$F_{r2} = F_0 \cos \delta_2 = F_t \tan \alpha \cos \delta_2; \quad F_{a2} = F_0 \cos \delta_1 = F_t \tan \alpha \cos \delta_1;$$

$$F_t = F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{m1}}; \quad F_{r1} = F_{a2} = F_t \tan \alpha \cos \delta_1;$$

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \tan \alpha \cos \delta_2.$$

Розрахунок конічних зубчастих передач на контактну витривалість і міцність

$$\sigma_H = z_M z_H z_E \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_1} + \sqrt{1 + \frac{i^2}{i}}} \leq [\sigma]_H;$$

$$\omega_{Ht} = \frac{F_{Ht}}{0.85b} k_{H\alpha}, k_{H\beta}, k_{Hv}.$$

Розрахунок зубців на витривалість при згині

$$\sigma_f = Y_F Y_E Y_\beta \frac{\omega_{Ft}}{m_m} \leq [\sigma]_F;$$

$$\omega_{Ft} = \frac{F_{Ft}}{0.85b} k_{F\alpha}, k_{F\beta}, k_{Fv}.$$

ЧЕРВ'ЯЧНА ПЕРЕДАЧА

За допомогою *черв'ячної передачі* здійснюється передача обертального руху між валами, осі яких мимобіжні у просторі і утворюють прямий кут. Черв'ячна передача (рис. 9.1) складається із черв'яка 1, що має форму гвинта, та черв'ячного колеса 2, яке нагадує зубчасте колесо з косими зубцями увігнутої форми. Контакт зубців відбувається по лінії із значним ковзанням. За допомогою черв'ячної передачі можна реалізувати велике передавальне відношення: $i = 7 \dots 100$.

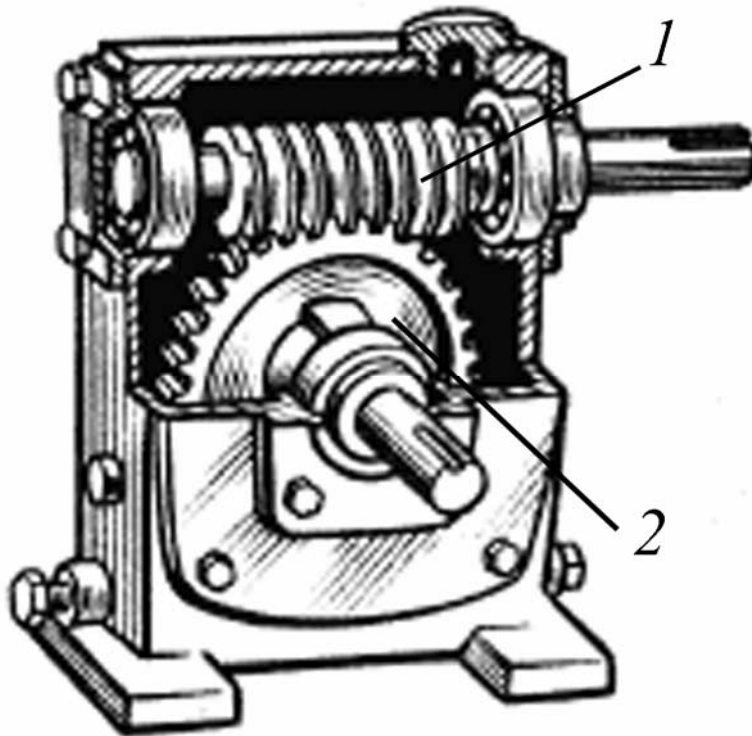


Рис. 9.1. Черв'ячна передача

Переваги:

1. Плавність та безшумність роботи;
2. Достатньо висока надійність та простота догляду в експлуатації;
3. Компактність (малі габарити) при великому передавальному відношенні;
4. Можливість виконання передачі самогальмівного (неможлива передача крутного моменту від колеса до черв'яка).

Недоліки:

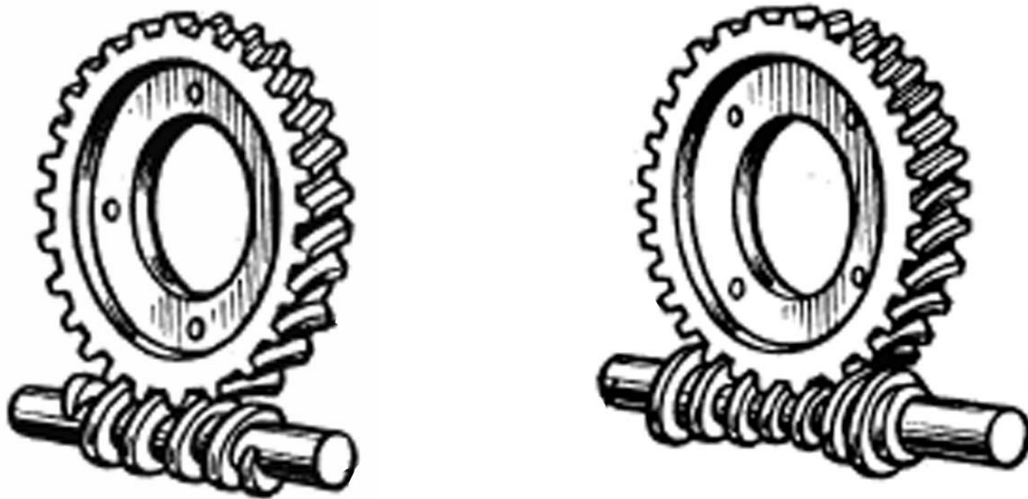
1. Порівняно невисокий ККД (0,7-0,85);
2. Необхідність використання для черв'ячного колеса дорогих антифрикційних матеріалів;
3. Низька несуча здатність у порівнянні з зубчастими передачами.

Класифікація черв'ячних передач:

- за формою початкової поверхні черв'яка: циліндричні та глобоїдні (рис. 9.2);
- за формою профілю витків черв'яка у торцевій площині: конволютні, евольвентні, архімедові (рис. 9.3);
- за розміщенням черв'яка щодо колеса: з нижнім, верхнім та бічним розміщенням;
- за конструктивним оформленням: відкриті та закриті.

На практиці застосовують циліндричну з архімедовим черв'яком, як простішу при виготовленні.

Глобоїдна передача відрізняється від циліндричної формою нарізувальної частини черв'яка, яка виконується у виді поверхні глобоїда. Робоча поверхня глобоїдного черв'яка утворюється обертанням навколо осі дуги кола. Такі передачі мають підвищену несучу здатність (2-3 рази) у порівнянні з циліндричним черв'яком завдяки одночасному зачепленню великої кількості зубців. Однак деталі такої передачі складні у виготовленні.



Циліндрична черв'ячна передача

Глобоїдна черв'ячна передача

Рис. 9.2

Архімедові черв'яки (рис. 9.3. а.) - черв'яки, у яких у торцевій площині витки черв'яка мають профіль архімедової спіралі. Позначаються ZA. Бічні поверхні витка черв'яка окреслені прямими лініями з профільним кутом α .

Конволютні черв'яки (рис. 9.3. б.) – у торцевій поверхні профіль виконується по продовженій або скороченій евольвенті. Позначається ZN. Такі черв'яки мають прямолінійні профілі у нормальному перетині.

Евольвентні черв'яки (рис. 9.3. в.) – витки черв'яка у торцевій площині мають профіль евольвенти. Позначається ZA. Прямолінійний профіль зубці мають у перерізі А-А та Б-Б.

Поверхня черв'яка може шліфуватися плоским боком шліфувального круга. Витки архімедового та конволютного черв'яків шліфують конічними шліфувальними кругами (рис. 9.4), черв'як при цьому дістається близьким до архімедового та конволютного, але поверхня дещо відрізняється від лінійної.

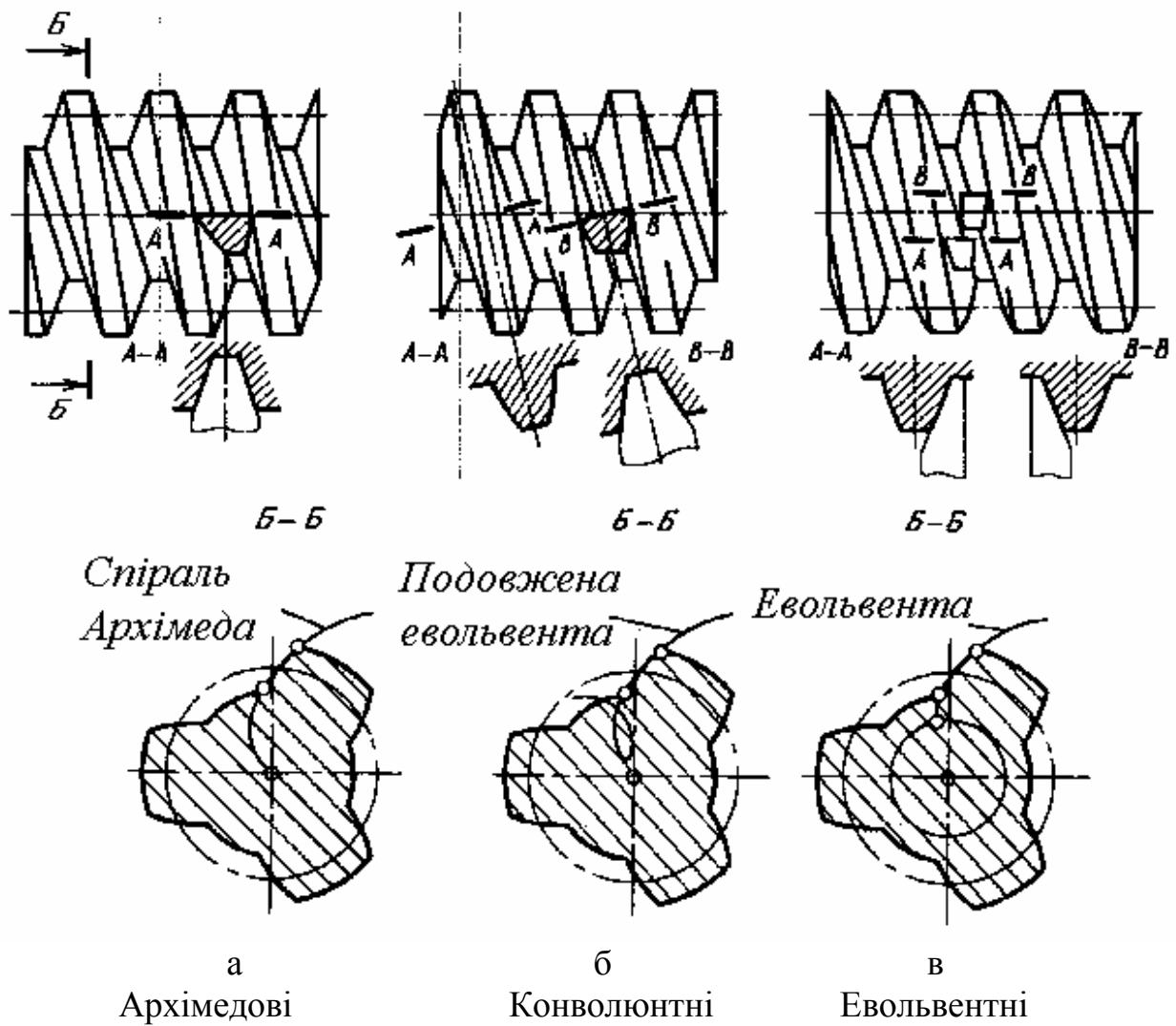


Рис. 9.3 Види циліндричних черв'яків

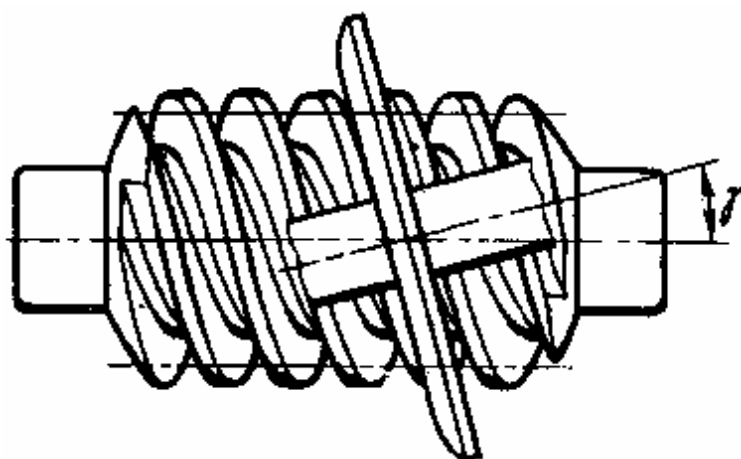


Рис. 9.4. Шліфування черв'яка

Основні параметри черв'ячної передачі.

Основні геометричні характеристики черв'яка наведені на рис. 9.5. Однією з основних характеристик черв'яка являється кількість витків $z_1 = 1; 2; 4$.

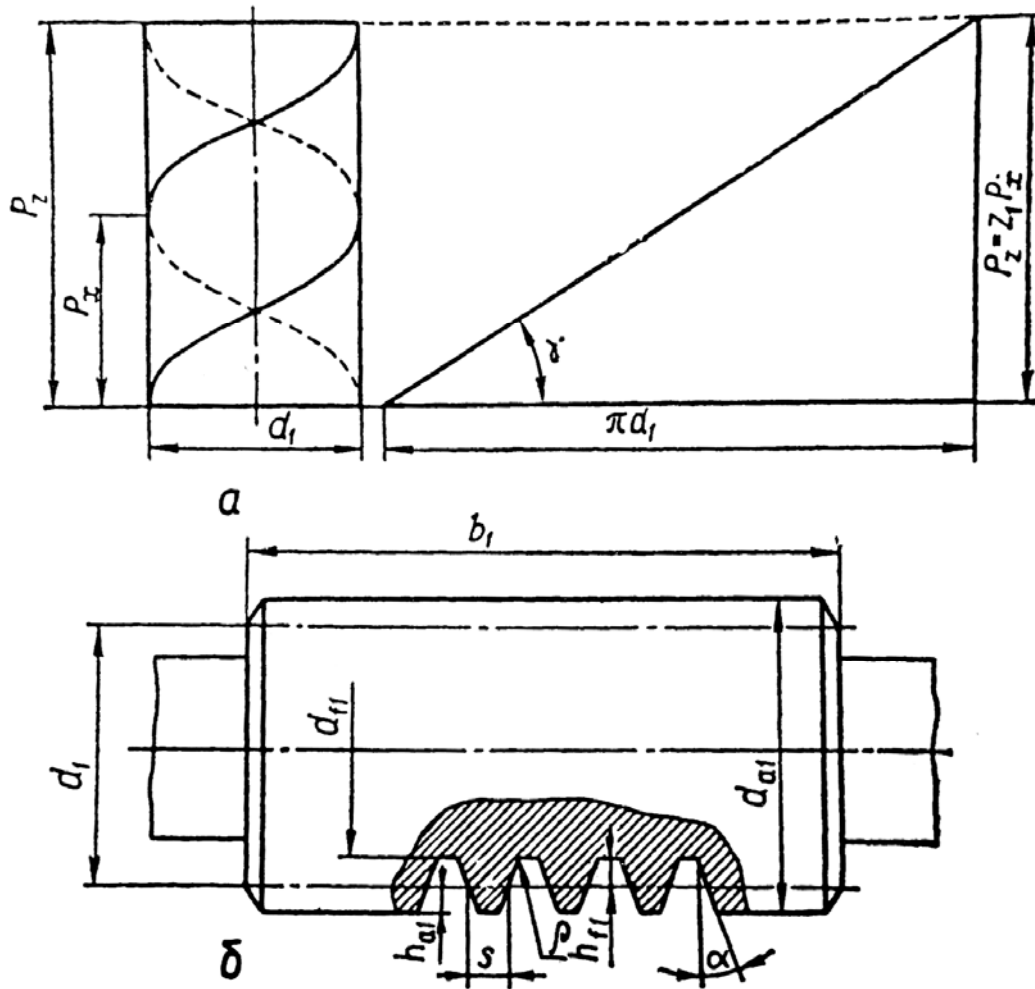


Рис. 9.5 Основні параметри черв'ячної передачі

Осьовий крок витків P_x — це відстань між відповідними бічними сторонами двох суміжних профілів.

Хід гвинта P_z — відстань між суміжними профілями одного і того ж витка.

При $z = 1$ має місце рівність $P_x = P_z$, при $z = 2; 4$ хід гвинта $P_z = zP_x$.

Модуль $m = \frac{P_x}{\pi}$ — для черв'яка він є осьовим, а для черв'ячного колеса — коловим.

Модуль черв'яка m [мм] стандартизований, та може приймати наступні значення:

ряд 1: 1; 1,25; 1,6; 2; 2,25; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25;

ряд 2: 1,5; 3; 3,5; 6; 7; 12; 14.

Коефіцієнт діаметра черв'яка $q = \frac{d_1}{m}$, де d_1 - ділительний діаметр черв'яка.

Стандартні значення q : 8; 9; 10; 12; 12,5; 16; 20.

Ділительний діаметр черв'яка $d_1 = mq$.

При проектуванні черв'яка спочатку вибирають коефіцієнт діаметра черв'яка q і модуль m , а потім визначають ділительний діаметр.

Ділительний кут підйому витка черв'яка γ визначається розгорткою черв'яка на площину (рис. 9.5), при цьому

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P_z}{\pi \cdot d_1} = \frac{z_1 \cdot \pi \cdot m}{\pi \cdot m \cdot q} = \frac{z_1}{q}.$$

Параметри початкового черв'яка ГОСТ 19036-81:

$$\alpha = 20^\circ, h_a^* = 1, c^* = 0.2, h_f^* = h_a^* + c^* = 1.2, \rho_f^* = 0.3.$$

Коефіцієнт розрахункової товщини витка:

$$\rho^* = 0,5\pi.$$

Висота головки витка:

$$h_{a1} = h_a^* m_e = m.$$

Висота ніжки витка:

$$h_{f1} = h_f^* m_e = 1,2m.$$

Радіус кривизни перехідної кривої витка:

$$\rho_f = \rho_f^* m_e = 0,3m.$$

Розрахункова товщина витка:

$$S = S^* m_e = 0,5\pi \cdot m.$$

Діаметр вершин витків:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = d_1 + 2m.$$

Діаметр впадин:

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = d_1 - 2,4m.$$

Довжина нарізаної частини черв'яка ГОСТ 19650-24:

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

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

тут z_2 - число зубців черв'ячного колеса.

Черв'ячні колеса

Різальні кромки черв'ячної фрези, якою нарізаються черв'ячні колеса, відтворюють в просторі початковий твірний черв'як.

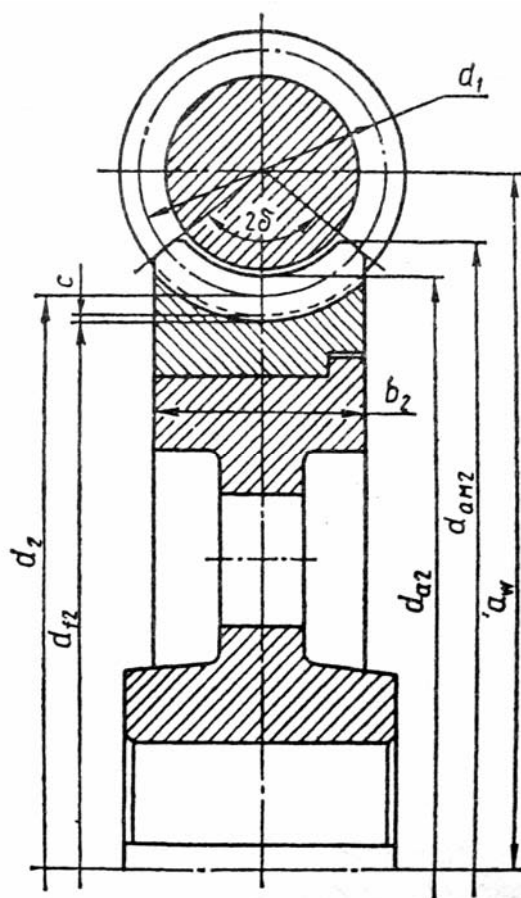


Рис. 9.10. Черв'ячне колесо.

Параметри початкового твірного черв'яка за ГОСТ 19036-81 $\alpha = 20^\circ$; коефіцієнт висоти головного витка $h_{20}^* = h_a^* + e^* = 1.2$, коефіцієнт радіуса закруглення кромки на вершині витка $\rho_{vj}^* = 0.3$.

Ділильний діаметр:

$$d_2 = m z_2 .$$

Діаметр вершин зубців:

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

Діаметр впадин:

$$d_{f2} = d_2 - 2.4m .$$

Число витків z_1	d_{a2}	b_2
1	$\leq d_{a2} + 2m$	$\leq 0.75d_{a1}$
2	$\leq d_{a2} + 1.5m$	
4	$\leq d_{a2} + m$	$\leq 0.67d_{a1}$

Міжосьова відстань черв'ячної передачі:

$$a_{\omega} = a = 0.5(d_1 + d_2) = 0.5m(q + z_2).$$

Передавальне відношення:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1 \operatorname{tg} \gamma}.$$

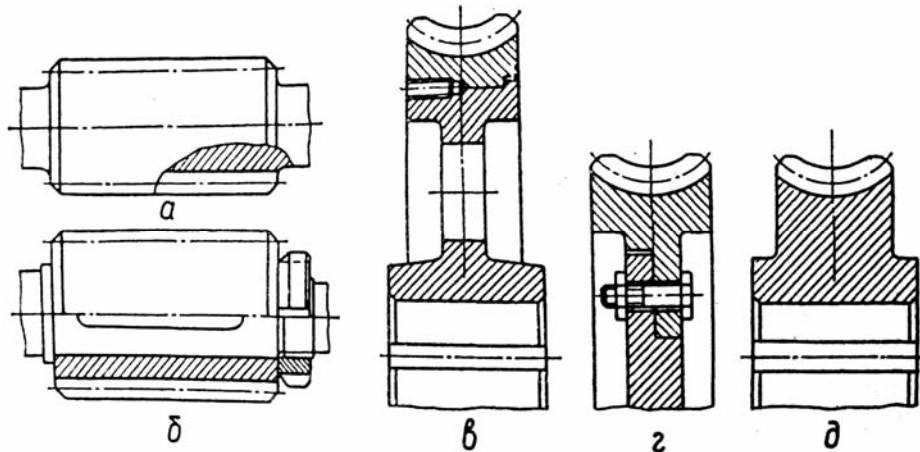


Рис. 9.11. Конструкції черв'ячних коліс.

Ступінь точності

За ГОСТ 3675-81 встановлено 12 ступенів точності: 3,4,5,6 – для передач високої кінематичної точності; 6,7,8,9 – для силових черв'ячних передач. При складанні передачі вісь черв'яка завжди повинна знаходитись у середній площині черв'ячного колеса. На практиці правильність зачеплення контролюють за розмірами сліду контакту зубців колеса з витками черв'яка.

Основні вимоги до матеріалів черв'ячної передачі:

- високі антифрикційні властивості;
- стійкість проти спрацювання;
- стійкість проти заїдання.

Черв'яки виготовляють із якісних вуглецевих сталей 45, 50, 40Г2, (у відповідальних передачах – із легованих сталей 40Х, 40ХН, 35ХГСА) з термообробкою до твердості $H_1 \geq 45 \dots 55$ HRC з подальшим шліфуванням та поліруванням.

Вінці черв'ячних коліс виготовляють із бронзи, а інколи з латуні та чавуну.

Олов'яні бронзи Бр010Н1Ф1, Бр010Ф1 є кращими матеріалами для вінців черв'ячних коліс при високих швидкостях ковзання ($V_S \geq 5$ м/с), але вони дорогі та дефіційні. Менш дефіційні та дешеві – безолов'яні бронзи БрА10ж4114, БрА9ж3Л – гірші антифрикційні властивості, менша здатність до припрацювання. Застосовуються при середніх швидкостях ковзання $V_S = 2 \dots 5$ м/с. Для допоміжних, мало навантажених та тихохідних

черв'ячних передач при $V_s=2$ м/с використовують чавун СЧ15, СЧ18 або пластмаси (текстоліт, поліамід).

Сили, що діють в черв'ячному зачепленні, визначаються аналогічно до циліндричної зубчастої передачі.

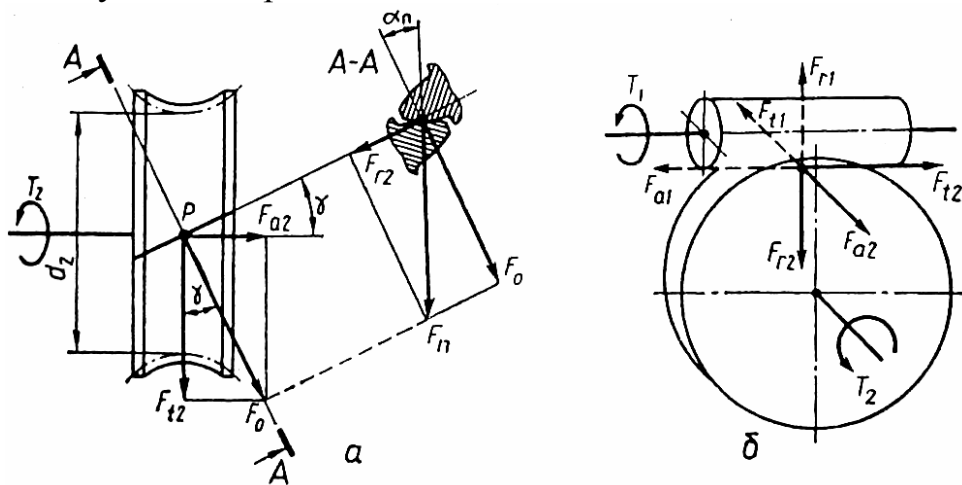


Рис. 9.12. Сили в черв'ячному зачепленні.

Колова сила на черв'ячному колесі:

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

Осьова сила на черв'ячному колесі:

$$F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg} \gamma.$$

Радіальна сила :

$$\begin{aligned} F_{r2} &= F_0 \operatorname{tg} \alpha_n = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \gamma; \\ F_{r2} &= F_{t2} \operatorname{tg} \alpha; \quad F_{t1} = F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg} \gamma; \\ F_{a1} &= F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}; \quad F_{r1} = F_{r2} F_{t2} \operatorname{tg} \alpha. \end{aligned}$$

Максимальне значення питомої сили, розподіленої по лінії контакту

$$q = \frac{F_n}{l_\Sigma} k_\beta k_v,$$

де F_n – нормальна сила $F_n = F_0 / \cos \alpha_n = F_{t2} / (\cos \alpha_n \cos \gamma)$, k_β – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця зубчастого колеса, k_v – коефіцієнт динамічного навантаження, $l_\Sigma \frac{b_2 \varepsilon_\alpha}{\cos \gamma}$ – сумарна довжина контактних ліній, b_2 – ширина вінця черв'ячного колеса, $\varepsilon_\alpha = 1,8 \dots 2,2$ – торцевий коефіцієнт перекриття.

Питома розрахункова колова сила:

$$\omega_t = \frac{F_{t2}}{b_2} k_\beta k_v; q = q_H = \frac{\omega_{Ht}}{\varepsilon_\alpha \cos \alpha_n}.$$

Розрахунок активних поверхонь зубців черв'ячного колеса на контактну витривалість і міцність при дії максимального навантаження

Основна залежність при розрахунку контактних напружень має наступний вигляд:

$$\sigma_H = z_m \sqrt{\frac{q}{2\rho_{36}}} \leq [\sigma]_H \text{ або } \sigma_H = z_M z_H z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_2}} \leq [\sigma]_H ,$$

де $\frac{1}{\rho_{36}} = \frac{2 \cos \gamma}{d_2 \sin \alpha_n}$ зведений радіус кривизни, $z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$ - коефіцієнт

сумарної довжини контактних ліній; $z_H = \sqrt{2 \cos \gamma / \sin 2\alpha_n}$ - коефіцієнт форми спряжених поверхонь; z_m - коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів черв'яка та черв'ячного колеса: $z_m = 210 \text{ МПа}^{1/2}$ - при контакті сталь-бронза, $z_m = 215 \text{ МПа}^{1/2}$ - при контакті сталь-чавун.

Розрахунок зубців черв'ячного колеса на згин

Напруження згину:

$$\sigma_F = Y_F Y_E Y_\beta \frac{\omega_{Ft}}{m} \leq [\sigma]_F ,$$

де ω_{Ft} - питома розрахункова колова сила на черв'ячному колесі, Y_F - коефіцієнт форми зубців, Y_E - коефіцієнт перекриття зубців, Y_β - коефіцієнт нахилу зубців, $[\sigma]_F$ - максимально допустиме напруження згину, m - модуль.

Проектний розрахунок.

Ділильні діаметри:

$$d_1 = \frac{2a_\omega q}{q + z_2}; \quad d_2 = \frac{2a_\omega z_2}{q + z_2} .$$

Мінімальна міжосьова відстань

$$a_{\omega \min} = k_\alpha \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{T_{2H} k_{H\beta} q^2}{z_2^2 [\sigma]_H^2}} ,$$

де $k_{H\beta}$ - коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця, k_α - допоміжний коефіцієнт: $k_\alpha = 310 \text{ МПа}^{1/3}$ - при контакті сталь-бронза, $k_\alpha = 315 \text{ МПа}^{1/3}$ при контакті сталь - чавун.

Кількість зубців черв'ячного колеса $28 \leq z_2 \leq 80$ (28 - умова непідрізання ніжки зуба, 80 - умова габаритних розмірів).

Модуль черв'ячного колеса:

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

Несуча здатність черв'ячних передач і коліс, що виконані з олов'яних бронз обмежується втомною міцністю обмежених поверхонь зубців, а передачі із колесами, що виконані із безолов'яних бронз та чавунів – заїданням. Імовірність поломок зубців черв'ячного колеса від дії циліндричних напружень згину суттєва тільки для черв'ячних коліс з малим модулем.

Для черв'ячних передач виконуються такі розрахунки:

- Розрахунок активних поверхонь зубців черв'ячного колеса на контактну витривалість та міцність при дії максимального навантаження.
- Розрахунок зубців черв'ячного колеса на витривалість при згині та на міцність при згині максимальним навантаженням.

Лекція 16. Тема 10.

ПЕРЕДАЧА ГВИНТ – ГАЙКА

Основне призначення передачі гвинт-гайка - перетворення обертового руху у поступальний. На рис 10.1 та 10.2 показані деякі схеми передачі гвинт-гайка.

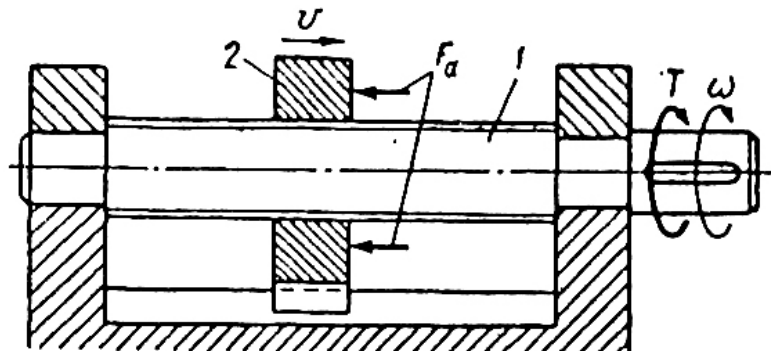


Рис. 10.1 Обертовий рух гвинта 1 перетворюється в поступальний рух гайки 2.

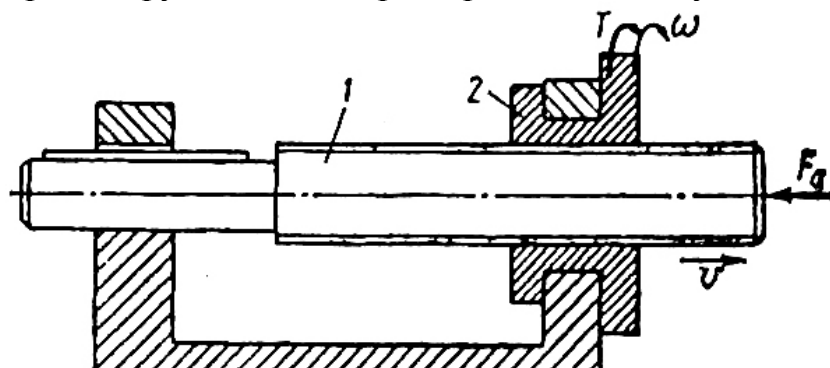


Рис. 10.2 Обертовий рух гайки 2 перетворюється в поступальний рух гвинта 1

Переваги:

- великий виґраш в силі;
- повільні переміщення;

- висока несуча здатність при малих габаритних розмірах;
- висока точність переміщень;
- простота конструкції та виготовлення.

Недоліки:

- великі витрати на тертя у гвинтовій парі спричиняє значне спрацювання поверхонь з'єднання;
- низький ККД передачі.

За призначенням поділяють на силові та кінематичні. За видом тертя – передачі з тертям ковзання та передачі з тертям кочення.

Основні типи різьб, що застосовуються в передачі „гвинт – гайка”

- Трикутна різьба ГОСТ 9150 – 81 (рис. 10.3, а),
- Трапецеїдальна різьба ГОСТ 9484 – 81 (рис. 10.3, б),
- Упорна різьба ГОСТ 10177 – 82 (рис. 10.3, в),
- Прямокутна різьба (рис. 10.3, г).

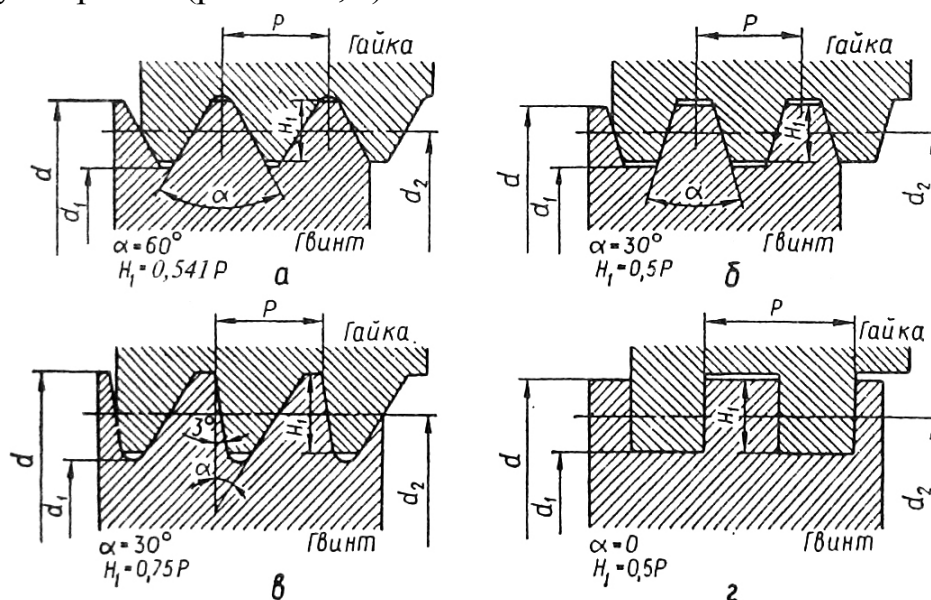


Рис. 10.3

Найбільш розповсюджена трапецеїдальна різьба (технологічна, має високу міцність). Упорна різьба використовується тільки для передачі з одnobічним осьовим навантаженням (у підйомних пристроях). Прямокутна різьба – не стандартизована через складність виготовлення, має високий ККД. Трикутна різьба – низький ККД, використовують у кінематичних передачах.

Основні параметри різьб (рис. 10.3):

- зовнішній діаметр різьби d ;
- внутрішній діаметр d_1 ;
- середній діаметр d_2 ;
- крок різьби P ;
- робоча висота профілю різьби H_1 ;

- кут профілю α ;

- кут підйому витків ψ ($\operatorname{tg} \psi = \frac{P_z}{\pi d_2}$, z – кількість заходів різьби).

Матеріал гвинтів сталь 45, 50, А45, А50 (0,15 – 0,5% свинцю), 65Г, 45Х – із гартуванням

Гайки роблять у вигляді втулки або корпусу з відповідними опорними поверхнями для запобігання переміщення або провертання. У передачах, в яких ставляться вимоги компенсації спрацювання і зменшення зазорів, застосовують гайки регульованої конструкції, наприклад розрізні (рис. 10.4, а) або складні підпружинені (рис. 10.4, б).

При великих швидкостях ковзання гайки виготовляють з олов'яних бронз Бр010Ф1, Бр0646С3 при малих швидкостях та незначних навантаженнях із антифрикційного чавуну А4В – 1, А4С – 3 або сірого чавуну С415, С420.

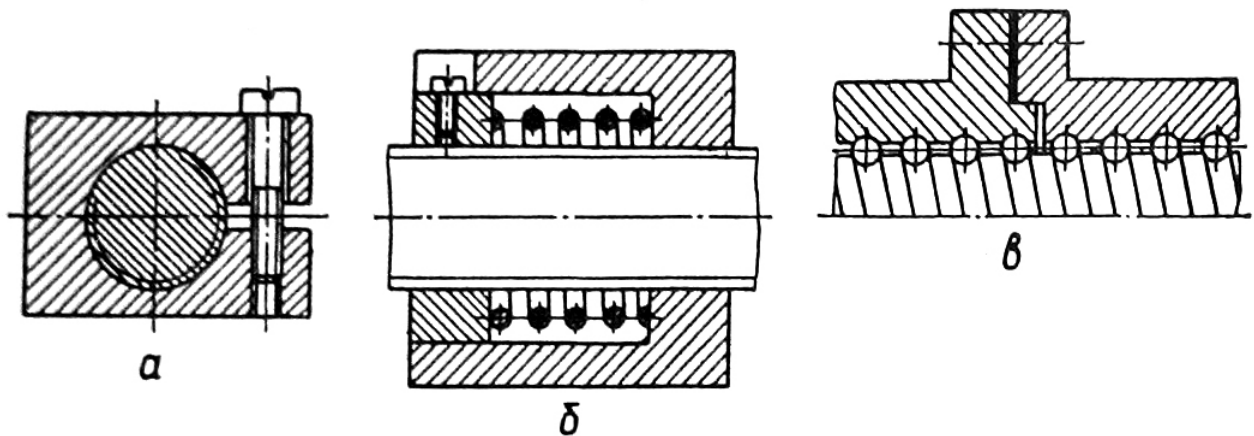


Рис. 10.4

У відповідальних приводах високої точності для підвищення ККД застосовують передачі гвинт — гайка кочення (рис. 10,4, в), де контакт гвинта і гайки здійснюється через тіла кочення — кульки або ролики. В таких передачах при обертанні гвинта кульки перекочуються по гвинтових рівцях на гвинті та у гайці і циркулюють по спеціальному обвідному каналу у гайці (на рис. 10.4, в обводной канал не показано), повертаючись у робочу зону.

ОСІ ТА ВАЛИ

Вісь – деталь видовженої циліндричної форми, що підтримує елементи машини у їхньому обертовому русі, *не передаючи корисного крутного моменту*.

Вал – деталь, яка призначена для *передавання крутного моменту* та підтримування елементів машини у їхньому обертовому русі.

Осі можуть бути виконані з можливістю обертання або нерухомі (рис. 11.1).

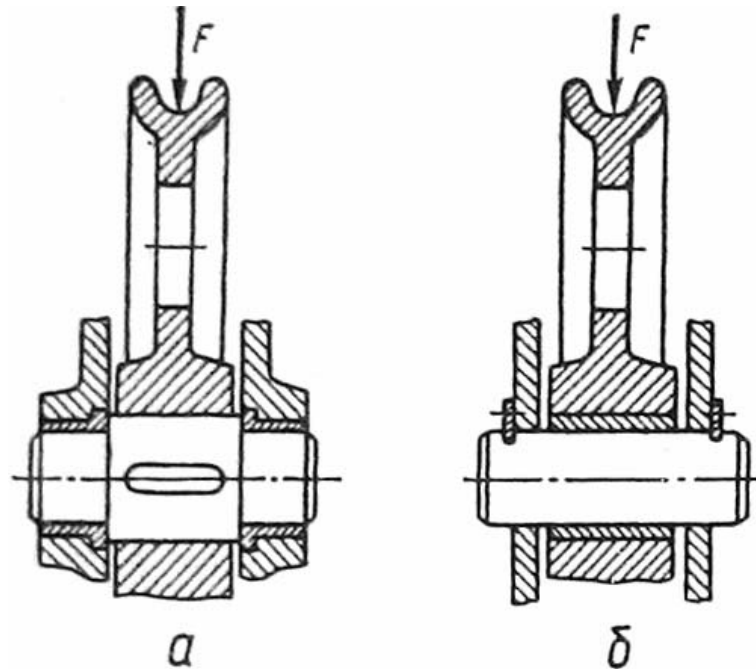


Рис 11.1. Осі: а - вісь з можливістю обертання, б - нерухома вісь.

Осі, які обертаються, працюють у гірших умовах циклічних навантажень, але більш зручні в експлуатації, бо допускають використання виносних підшипників. Нерухомі осі працюють у більш сприятливих умовах при постійному навантаженні, але для них потрібні більш складні та менш зручні в експлуатації підшипники, які встановлюються в насаджуваних на вісь деталях.

Осі мають вісь обертання у вигляді прямої. Вали, за формою геометричної осі, можуть бути прямолінійними або колінчастими, а також бувають гнучкі вали.

Найрозповсюдженіші прямолінійні вали можуть бути циліндричними постійного діаметра, ступінчастими і з нарізаними зубчастими вінцями або шліцами.

За видом поперечного перерізу вали можуть бути суцільними або полими, а за геометрією поперечного перерізу – гладкими циліндричними, із шпонковим пазом, шліцові або прямокутні (рис.11.2). Використання полих

валів значно зменшує масу вала, наприклад при $\frac{d_0}{d} = 0,5 \dots 0,6$ маса зменшується на 22 – 30%.

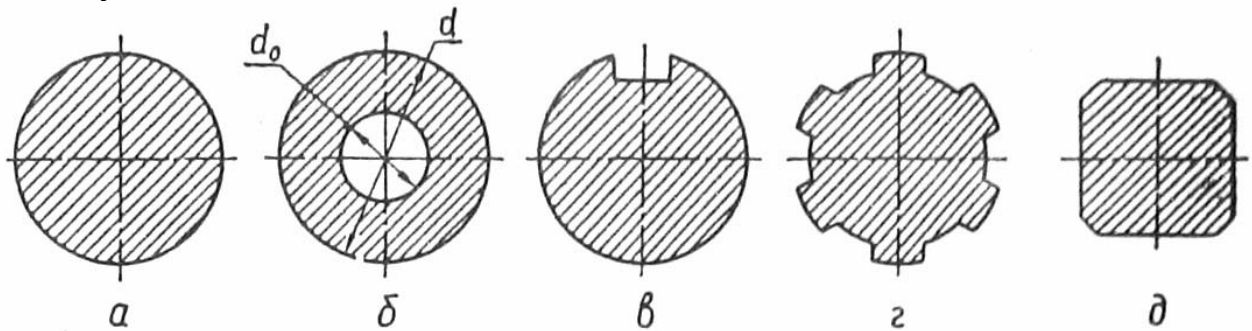


Рис. 11.2 Форми поперечних перерізів валів: а – гладкий циліндричний, б – полий, в – із шпонковим пазом, г – шліцевий, д – прямокутний.

Опорні частини валів та осей називають *цапфами*. Проміжні цапфи називаються *шийками*, а кінцеві – *шипам*. Цапфи валів, що працюють у підшипниках ковзання можуть бути циліндричними, конічними або сферичними. Конічні цапфи використовуються для регулювання зазорів у підшипниках, а інколи, для осьової фіксації вала. Сферичні цапфи застосовують у разі кутового переміщення вала(використовують рідко). Цапфи валів для підшипників кочення виконують циліндричними. Інколи вони мають різьбові ділянки для закріплення підшипників.

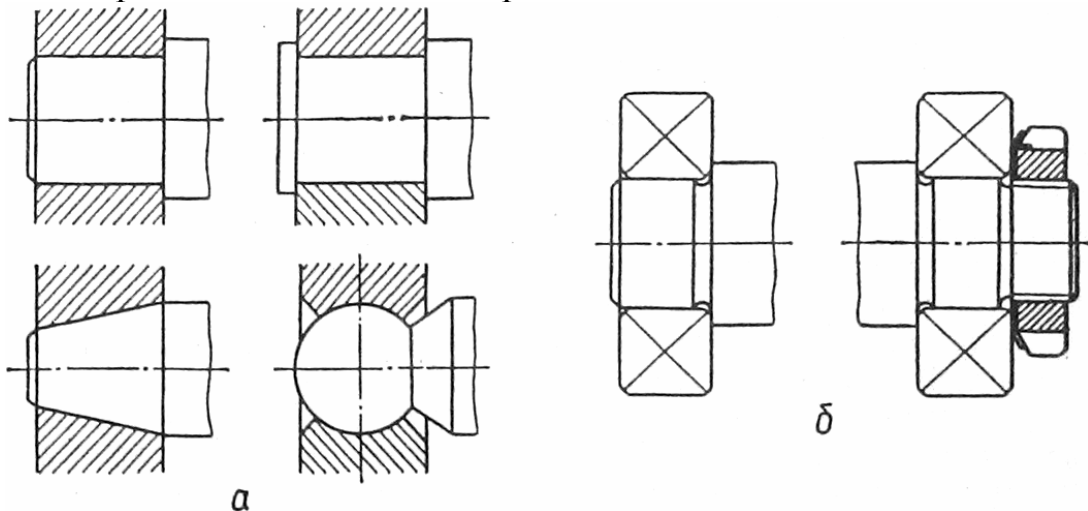


Рис. 11.3 Конструкції опорних ділянок осей та валів.

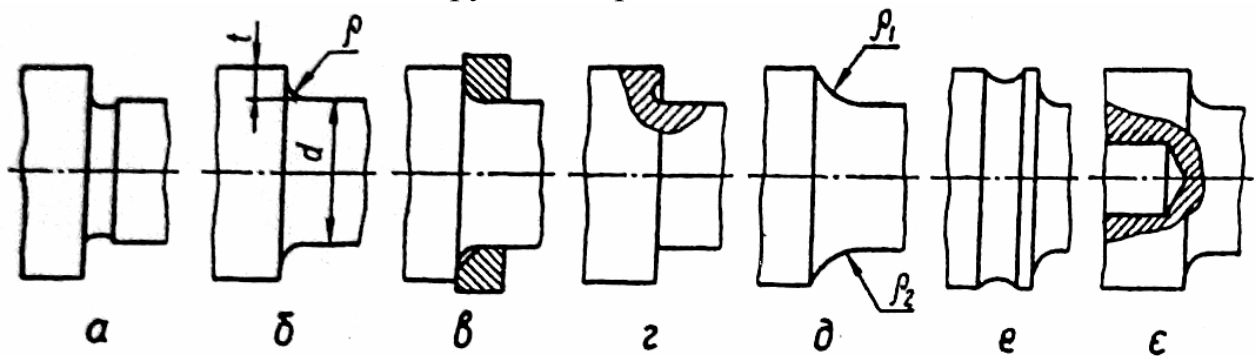


Рис. 11.4

Перехідні ділянки між двома ступенями різних діаметрів виконують у вигляді:

1. Рівець для виходу шліфувального круга (рис. 11.4 а):

- для діаметра вала 10 – 50 мм - ширина рівня 3 мм, глибина 0,25 – 0,30 мм;
- для діаметра вала 50 – 100 мм - ширина рівня 5 мм, глибина 0,5 мм.

Радіуси закруглень визначаються максимально можливі для зменшення концентрації напружень. Якщо на валу є різьба, то передбачають рівці для різьбонарізаючого інструмента.

2. Перехідна поверхня – галтеля постійного радіуса (рис. 11.4 б).

Величина радіуса ρ повинна бути менше радіуса закруглення або фаски

деталі. Для шийок під підшипники $\frac{t}{\rho} = 3$, а $\frac{\rho}{d} = 0,02 \dots 0,04$.

Для важко завантажених валів коли збільшення радіуса галтелі обмежується радіусом закручення або фасок деталі застосовуються проміжні кільця (рис. 11.4 в).

3. Із галтелею спеціальної форми:

- галтель циліндричної форми із піднутренням (рис. 11.4 г);
- галтель із двома радіусами кривини (рис. 11.4 д).

Такі галтелі складніше виготовляти, але вони значно підвищують стійкість вала проти втомного руйнування. Також для підвищення втомної міцності валів у перехідних перерізах інколи видаляють мало напружений матеріал (рис. 11.4, е) або висвердлюють отвори у ступенях більшого діаметра (рис. 11.4, є). Це дає змогу рівномірніше розподілити напруження. Шкідливий вплив концентрації напружень можна значно зменшити обкочуванням роликком, пластично змінюючи поверхню.

Матеріали валів: вуглецеві сталі, сталь 45, 50, 40Х та леговані сталі.

Розрахункові схеми валів

Розрахункові схеми валів зображують у вигляді балок на шарнірних опорах, до яких прикладені поперечні та осьові сили, що виникають у зачепленні механічних передач.

При коротких опорах вала або осі ($\frac{l}{d} < 0,6$) центр опори співпадає із серединою підшипника.

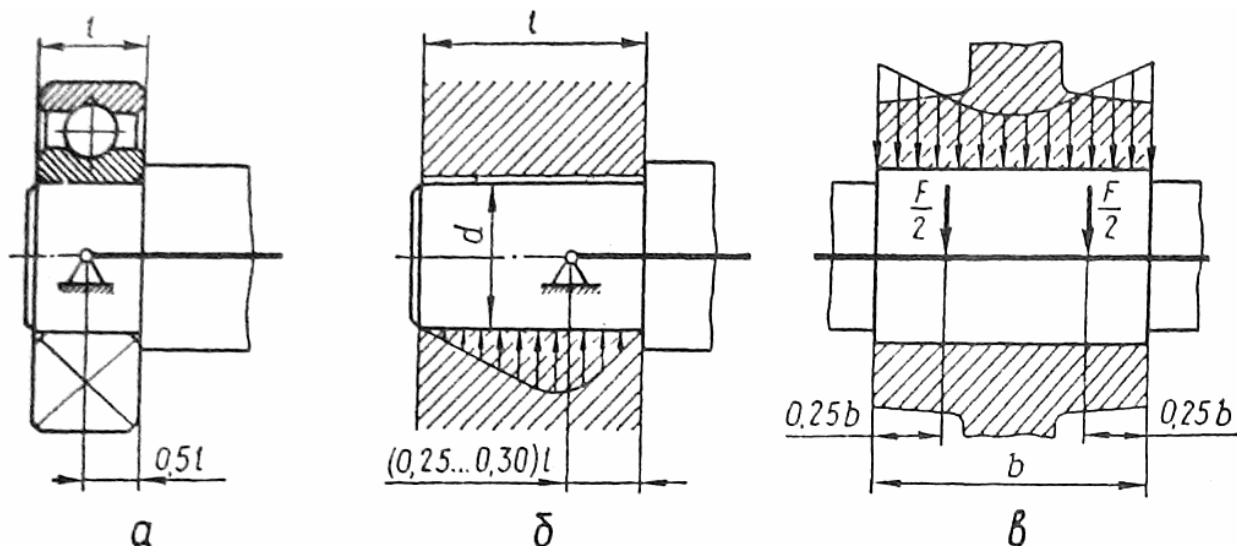


Рис. 11.5

При довгих опорах ковзання ($\frac{l}{d} > 0,6$) внаслідок нерівномірності розподілу навантаження по довжині підшипника центр опори вважають розміщеним приблизно на відстані $(0,25 \dots 0,30)l$ від краю підшипника з боку навантаженої частини вала.

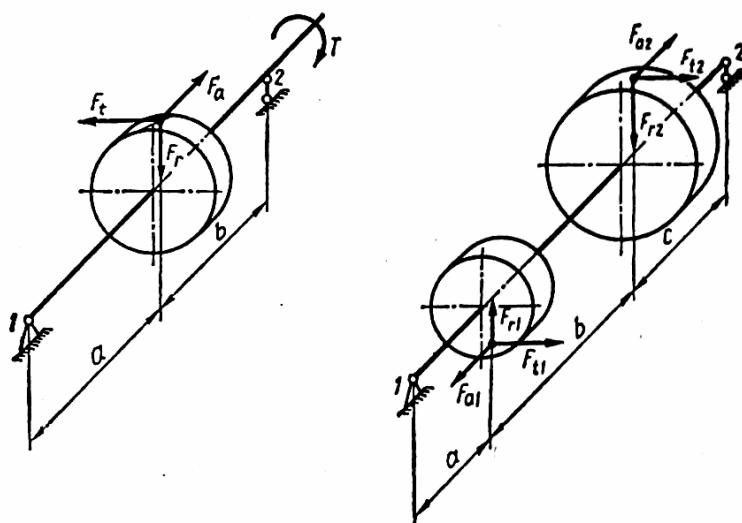


Рис. 11.6 Приклад розрахункової схеми вала.

Проектний розрахунок вала

Проектний розрахунок вала полягає в визначенні основних геометричних характеристик вала, а саме діаметрів та довжин всіх ступеней вала.

Мінімальний діаметр ступені вала, яка передає корисний крутний момент визначається із вимоги стійкості проти скручування:

$$\tau = \frac{T}{W_p} \leq [\tau],$$

де T - крутний момент на валу, $[\tau] = 20 \dots 30 \text{ МПа}$ - допустиме дотичне напруження, полярний момент інерції $W_p = \frac{\pi d_1^3}{16}$.

Звідси мінімальний діаметр, який передає крутний момент T

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}}.$$

Перепади діаметрів сусідніх ділянок вала повинні бути мінімальні, але достатні для створення упорних буртиків, потрібних для осьової фіксації деталей (рис. 11.7). Рекомендується вибирати

$$d_2 = d_1 + 5 \dots 7 \text{ мм.}$$

$$d_3 = d_2 + 5 \dots 7 \text{ мм.}$$

При цьому кожен діаметр узгоджують із внутрішнім діаметром відповідного колеса, шківів, муфти або підшипника. Радіуси галтелей повинні бути однакові, тому що при цьому зменшується номенклатура різців для обробки вала. Шпонкові пази повинні бути розміщені на одній лінії.

Перевірочний розрахунок вала

Перевірочний розрахунок вала складається з розрахунку вала на статичну міцність, розрахунку вала на витривалість, розрахунку вала на жорсткість.

Розрахунок вала на статичну міцність

При розрахунку вала на статичну міцність вал замінюють шарнірно опертою балкою (розрахункова схема вала), прикладають до неї всі зусилля та методами опору матеріалів визначають максимальні еквівалентні напруження, після чого порівнюють ці напруження із максимально допустимими. На рис. 14.7 показано розрахункову схему та епюри згинальних та крутних моментів.

Максимальне еквівалентне напруження у небезпечному перерізі вала визначається згідно залежності:

$$\sigma_{E\max} = \sigma_E K_{II} \leq [\sigma]_E,$$

де $K_{II} = \frac{T_{\max}}{T}$ - коефіцієнт, що враховує короточасні перевантаження, σ_E - еквівалентне напруження, яке обчислюється за номінальним розрахунковим навантаженням, $[\sigma]_E \approx 0,8\sigma_T$ - допустиме еквівалентне напруження.

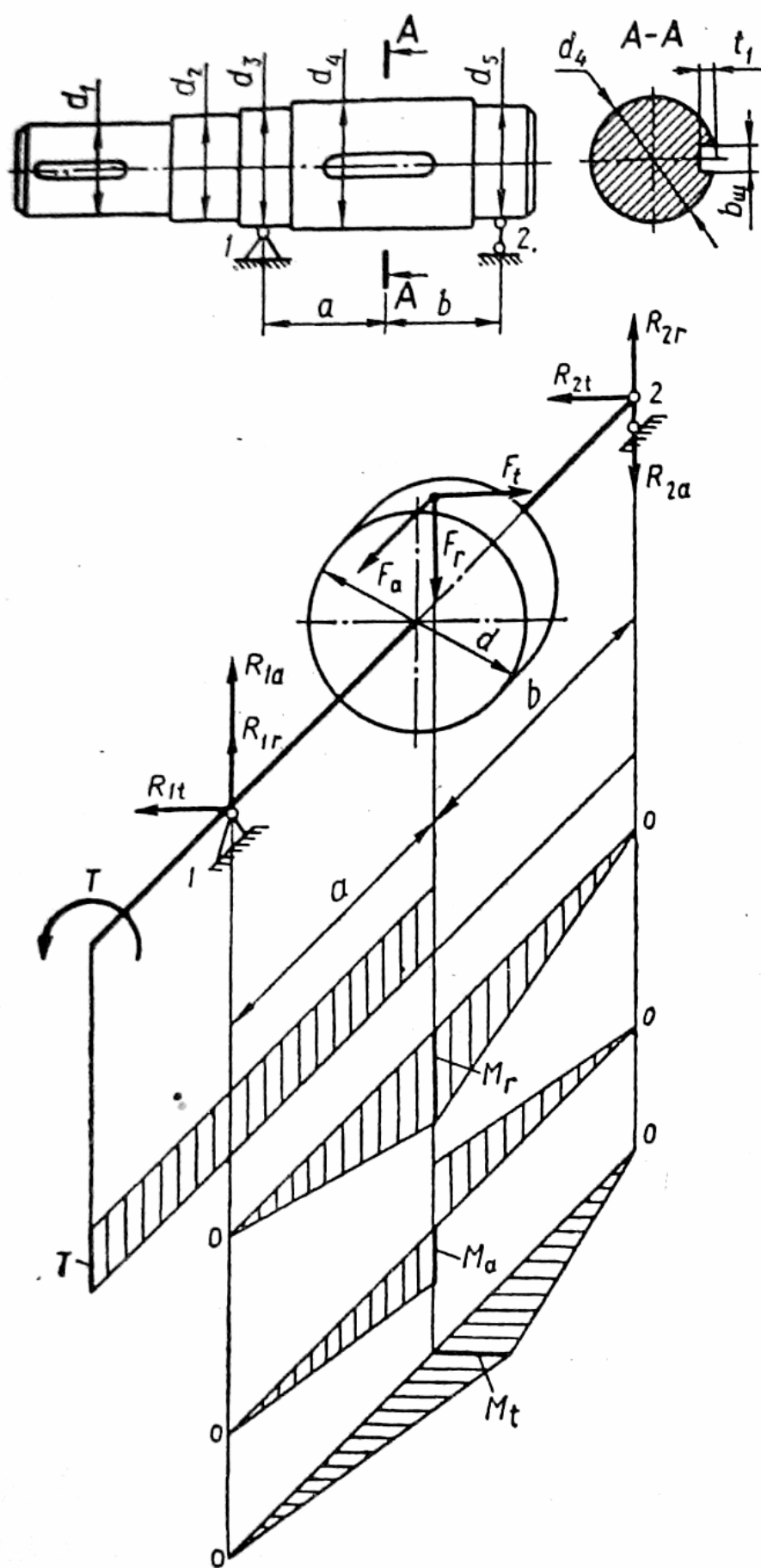


Рис. 11.7

При цьому еквівалентне напруження визначається наступним чином:

$$\sigma_E = \sqrt{(\sigma_{зг} + \sigma_{см})^2 + 4\tau^2}$$

де $\sigma_{зг} = \frac{32M_{max}}{\pi d^3}$ - напруження згину, $M_{max} = \sqrt{(M_r + M_a)^2 + M_t^2}$ -

максимальний згинаючий момент (рис. 11.7), $\sigma_{см} = \frac{4F_a}{\pi d^3}$ - напруження

стиску, $\tau = \frac{16T}{\pi d^3}$ - дотичне напруження.

Розрахунок валів на витривалість

Розрахунок вала на витривалість виконують у вигляді перевірки коефіцієнтів запасу міцності в певних перерізах валів:

$$S \geq [S] = 1,5 \dots 2,5.$$

Розрахунковий коефіцієнт запасу визначають згідно залежності:

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}},$$

де S_σ - коефіцієнт запасу по нормальним напруженням, S_τ - коефіцієнт запасу по дотичним напруженням.

Для коефіцієнтів S_σ та S_τ можна записати наступні залежності:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \sigma_a}{K_\alpha} + \Psi_\sigma \sigma_m};$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau \tau_a}{K_d} + \Psi_\tau \tau_m}.$$

При цьому K_σ і K_τ - ефективні коефіцієнти концентрації напружень; K_d - коефіцієнт абсолютних розмірів поперечного перерізу вала; $\Psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_b$, $\Psi_\tau = 0,5 \Psi_\sigma$ - коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу вала до асиметрії циклу напружень; σ_b - границя міцності матеріалу вала.

При відсутності даних відносно границі витривалості для нормальних σ_{-1} та дотичних τ_{-1} можна скористатися наступними залежностями

$$\sigma_{-1} \approx 0,45 \cdot \sigma_b;$$

$$\tau_{-1} \approx 0,25 \cdot \sigma_b.$$

Нормальні амплітудні напруження $\sigma_a = \sigma_{32} = \frac{M_{\max}}{W_O}$. При симетричному циклі навантаження середні нормальні напруження дорівнюють нулю ($\sigma_m = 0$)

Дотичні амплітудні та середні напруження для валів, що обертаються в один бік визначаються згідно залежності:

$$\tau_m = \tau_a = \frac{T}{2 \cdot W_P} = 0,5\tau.$$

Для валів, що обертаються в реверсивному режимі (можливе обертання як в одному так і в протилежному напрямку):

$$\tau_a = \tau = \frac{T}{W_P}, \quad \tau_m = 0.$$

При цьому осьовий момент опору з урахуванням розмірів шпоночного паза (рис. 11.7):

$$W_O = \frac{\pi d_4^3}{32} - \frac{bt(d_4 - t)^2}{2d_4}.$$

Полярний момент опору з урахуванням шпоночного паза:

$$W_P = \frac{\pi d_4^3}{16} - \frac{bt(d_4 - t)^2}{2d_4}.$$

Площа поперечного перерізу:

$$A_H = \frac{\pi d_4^2}{4} - bt.$$

Розрахунок валів на жорсткість

Ступінь жорсткості валів характеризується такими параметрами:

1. Прогин вала y (спричиняє перекося зубців у зачепленні);
2. Кут нахилу поперечного перерізу θ (заклинювання підшипників);
3. Кут закручування вала φ (зменшують точність ділильних механізмів).

Умова жорсткості

$$y \leq [y], \quad \theta \leq [\theta], \quad \varphi \leq [\varphi]$$

де $[y]$, $[\theta]$, $[\varphi]$ - допустимі пружні переміщення

Визначення переміщень проводять методами опору матеріалів.

ПІДШИПНИКИ КОВЗАННЯ

Підшипники ковзання (рис.12.1) – це елементи опор валів і осей, поверхня цапфи яких взаємодіє через шар мастила або безпосередньо з охоплюючою її нерухомою поверхнею підшипника. Нормальна робота підшипників ковзання без систематичного спрацювання поверхонь цапфи вала і підшипника можлива лише при розділенні цих поверхонь шаром мастила достатньої товщини. Наявність шару мастила між робочими поверхнями може бути забезпечена лише надлишковим тиском, який буває *гідродинамічним*, що створюється при обертанні цапфи, або *гідростатичним*, що виникає внаслідок подачі мастила відповідною помпою. Основне практичне застосування мають підшипники з гідродинамічним змащуванням.

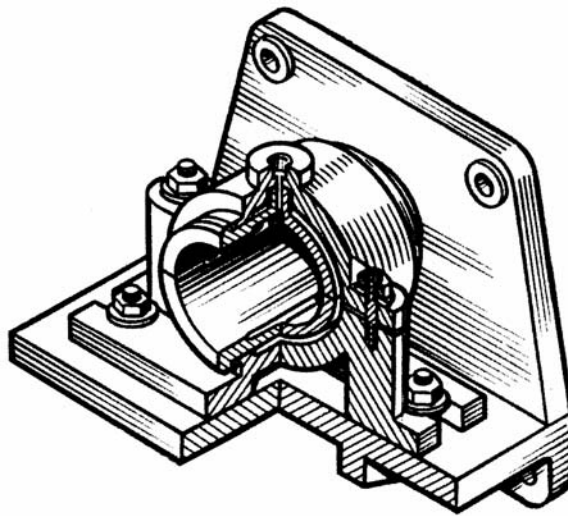


Рис. 12.1 Підшипник ковзання.

Підшипники ковзання **застосовують** в таких випадках:

- для опор вала ($\omega > 500 \frac{рад}{с}$), у режимах роботи яких довговічність підшипників кочення досить низька;
- для валів та осей, до яких ставляться високі вимоги щодо точності монтажу і забезпечення постійності осей обертання;
- для валів великого діаметра через відсутність стандартних підшипників кочення;
- у випадках, коли підшипники за умовами складання машини повинні бути роз'ємними (наприклад опори колінчастих валів);
- при роботі підшипників у воді або агресивному середовищі, де підшипники кочення не роботоздатні;
- при потребі малих діаметральних розмірів, наприклад для близько розміщених паралельних валів;
- для тихохідних валів та осей невідповідальних механізмів, де підшипники ковзання простіші за конструкцію і дешевші, ніж підшипники кочення.

Основні недоліки:

- вимагають систематичного нагляду та неперервного змащування;
- мають більш високі втрати на тертя при малих швидкостях обертання;
- потребують підвищених пускових моментів;
- цапфи валів та осей повинні мати високу якість поверхні для того, щоб запобігти прискореному спрацюванню підшипника та цапфи.

Конструкції та матеріали підшипників ковзання

Існує декілька основних конструктивних рішень для підшипників ковзання (рис. 10.2).

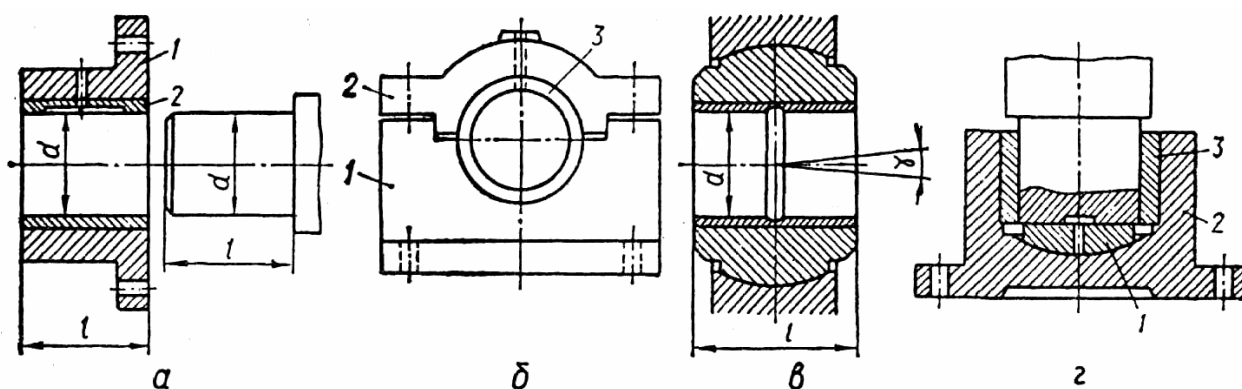


Рис. 12.2 Конструкції підшипників ковзання.

Не роз'ємні підшипники (сприймають радіальні навантаження). У найпростішому вигляді (рис. 12.2, а) підшипник ковзання складається з корпусу 1 та вкладиша 2, який розміщується і фіксується у корпусі. Взаємодія опорної цапфи вала з підшипником відбувається через вкладиш та шар мастила між їхніми поверхнями. Для подачі мастила у корпусі і у вкладиші підшипника передбачається спеціальний отвір. Підшипник ковзання на рис. 12.2, а є жорстким нероз'ємним підшипником.

Роз'ємні підшипники (сприймають радіальні навантаження). Приклад конструкції роз'ємного підшипника ковзання показано на рисунку 12.2, б. Такий підшипник складається з корпусу 1, кришки 2 та вкладиша 3 (двох половинок циліндричної втулки). Кришка до корпусу кріпиться за допомогою болтів або шпильок. Роз'ємні підшипники зручні при монтажі валів та осей і допускають регулювання зазорів у підшипнику зближенням кришки і корпусу. Тому переважне застосування мають роз'ємні підшипники ковзання. Для правильної роботи підшипника площа його розкладання повинна бути виконаною перпендикулярно до напрямку навантаження, яке сприймає підшипник. Щоб усунути бокові зміщення кришки щодо корпусу, площину роз'єму підшипника здебільшого слід виконувати ступінчастою.

Самоуставні підшипники (сприймає радіальні навантаження) використовують в тих випадках, коли виникають значні прогини валів або неможливо виконати точний монтаж (рис. 12.2, в). Корпус такого

підшипника має сферичну опорну поверхню, яка дозволяє самовстановлюватись підшипнику у межах кута $\gamma = 7...8^\circ$. Застосування самоустановних підшипників дозволяє забезпечити рівномірне навантаження вкладиша по його довжині.

Підшипники ковзання, що сприймають осьове навантаження, називають *підп'ятники* (рис. 12.2, г), а елементи валів, що працюють у таких підшипниках, називають п'ятами. На рис. 12.2, г підп'ятник 1 сприймає осьове навантаження з боку вала і повинен бути зафіксованим від обертання у корпусі підшипника 2. Вкладиш 3 сприймає тільки радіальне навантаження.

Основними розмірами підшипників ковзання (рис. 12.2) є посадочний діаметр підшипника d та його довжина l . Здебільшого підшипники ковзання виготовляють із співвідношенням $l/d = 0,5...1$. Вузькі підшипники ($l/d < 0,5$) мають низьку вантажність і слабо утримують мастило. Довгі підшипники ($l/d > 1$) вимагають підвищеної жорсткості валів та точності їхнього монтажу.

Згідно з гідродинамічною теорією змащування рідинне тертя у підшипнику ковзання може розвиватись тільки в зазорі, що звужується в напрямі відносної швидкості цапфи вала. Такий зазор називають клиновим.

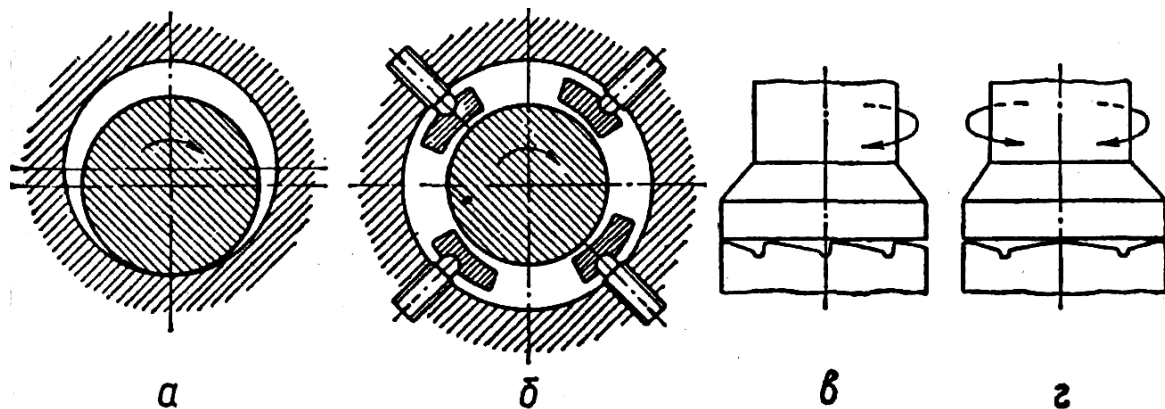


Рис. 12.3.

У радіальних підшипниках ковзання клинова форма зазора властива самій конструкції підшипника. Вона утворюється за рахунок зміщення центрів цапфи вала і вкладиша (рис. 12.3, а). Однак тут центрування вала може бути недостатнім, а при високих швидкостях обертання можливе виникнення вібрацій вала.

У підшипниках ковзання швидкохідних навантажених валів, а також у підшипниках з великою несучою здатністю для запобігання вібрацій валів використовують *самоустановні сегментні вкладиші* (рис. 12.3, б), які завдяки утворенню у підшипнику кількох зазорів клинової форми забезпечують стійку роботу підшипників. Поряд із безвібраційною роботою перевагою підшипників із сегментними вкладишами є можливість самовстановлюватись, що запобігає появі кромкового контакту цапфи та підшипника.

Для зображених на рис. 12.3, *в*, *г* підшипників зазор клинової, форми може бути отриманий використанням однобічних скосів у радіальних рівцях при нереверсивному і двобічних скосів — при реверсивному обертанні вала.

Найвідповідальнішою деталлю у підшипнику ковзання є вкладиш, який безпосередньо сприймає навантаження. Матеріал вкладишів повинен бути стійким проти спрацювання та заїдання, мати достатню пластичність, щоб, не руйнуючись, сприймати ударні навантаження, а коефіцієнт тертя пари “цапфа - вкладиш” повинен бути мінімальним. Бажана також висока теплопровідність для кращого відведення теплоти від поверхонь тертя у підшипнику.

За техніко-економічними міркуваннями більш доцільно, щоб у парі цапфа - вкладиш більш стійкою проти спрацювання була поверхня цапфи. З цією метою цапфи валів піддають поверхневому гартуванню, яке забезпечує високу твердість робочої поверхні.

Вкладиші виготовляють із різних матеріалів: чавуну, сплавів кольорових металів, спечених матеріалів, графіту та синтетичних матеріалів.

Змащування підшипників ковзання

Для змащування підшипників ковзання застосовують рідкі, пластичні та тверді мастильні матеріали.

Важливими властивостями мастил, які визначають їхню мастильну здатність, є в'язкість (при роботі в умовах рідинного тертя) та маслянистість (при роботі без рідинного тертя).

В'язкість — властивість чинити опір при зсуві одного шару рідини щодо іншого.

Маслянистість — здатність мастильного матеріалу до адсорбції, тобто до утворення та утримування на поверхнях тертя деталей тонких плівок.

Із мінеральних мастил широко застосовують такі, як *індустріальне, турбінне, авіаційне, циліндрове* та ін.

Як рідке мастило інколи використовують і воду (наприклад, для підшипників гребних гвинтів, водяних pomp і т. д.). В'язкість води низька, а теплоємність у 2,0—2,5 рази більша, ніж мінеральних мастил. Тому теплоутворення у підшипниках, змащуваних водою, незначне, а тепловіддача велика. Суттєвим недоліком водяного змащування є небезпека корозії, що вимагає використання спеціальних матеріалів для валів.

Подача мастильного матеріалу до підшипників ковзання залежно від їхнього призначення та умов роботи може бути індивідуальною або централізованою, періодичною або неперервною, самоподачею або під тиском. Для змащування використовують спеціальну мастильну арматуру.

Звичайно подача мастила здійснюється у зону найменшого тиску у підшипнику ковзання. Розподіл мастильного матеріалу у підшипниках досягається за допомогою мастильних рівців на робочій поверхні їхніх вкладишів у ненавантаженої зоні.

Критерії роботоздатності та розрахунку підшипників ковзання

Основними критеріями роботоздатності підшипників ковзання є стійкість проти спрацювання та стійкість проти втомного руйнування робочих поверхонь.

Стійкість проти спрацювання характеризується опором абразивному спрацюванню та заїданню. Абразивне спрацювання може бути при недостатній несучій здатності мастильного шару в підшипнику під час усталеного режиму роботи і особливо під час пуску та зупинки машини під навантаженням. Абразивне спрацювання дуже інтенсивне при попаданні у підшипник разом із мастилом твердих абразивних частинок, співрозмірних із товщиною мастильного шару. Заїдання виникає при втраті мастильною плівкою своєї захисної здатності при високих місцевих тисках і температурах. Воно проявляється особливо активно при незагартованих цапфах валів і при твердих матеріалах вкладишів. Заїданню сприяють підвищений тиск на кромках вкладишів, дефекти поверхонь тертя, температурні деформації валів.

Втомне руйнування вкладишів підшипників ковзання спостерігається під час дії на них змінних навантажень (наприклад, у поршневих машинах, машинах ударної та вібраційної дії). Крихкому руйнуванню піддаються маломіцні антифрикційні матеріали, такі як бабіти та деякі пластмаси.

Основним розрахунком підшипників ковзання є розрахунок за умовою забезпечення рідинного тертя, який базується на тому, що мастильний шар повинен сприймати все навантаження. При рідинному терті досягається стійкість проти спрацювання та заїдання підшипника.

Основні умови рідинного тертя

Товщина шару мастила $h > R_{z_1} + R_{z_2}$, де R_{z_1} - нерівність поверхні цапфи, R_{z_2} - висота нерівностей поверхні вкладиша (рис. 12.4 а).

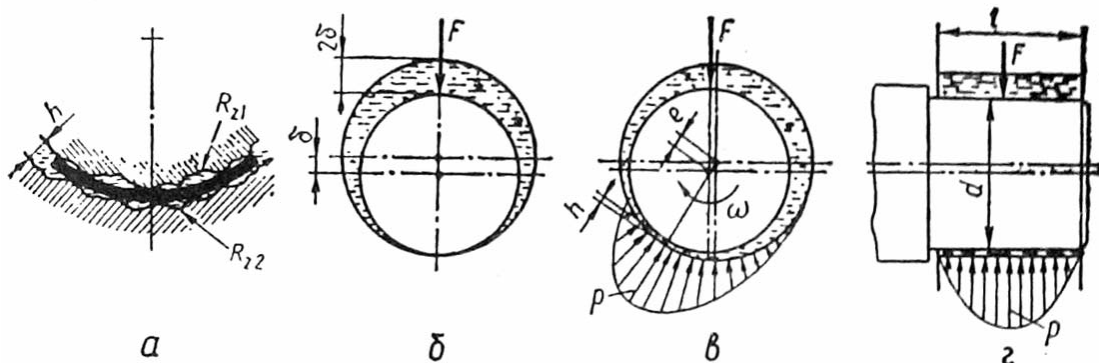


Рис. 12.4.

Критичне значення h , при якому порушується режим рідинного тертя.

$$h_{кр} = (1.5 \dots 2.0)(R_{z_1} + R_{z_2}) .$$

На рис. 12.4, б схематично зображена цапфа вала у заповненому мастилом підшипнику. Якщо вал не обертається, то під дією радіальної сили

F цапфа зміщена на радіальний зазор і дотикається до вкладиша підшипника. При цьому між цапфою та вкладишем утворюється зазор клинової форми.

Під час обертання вала (рис. 12.4, в) мастило за рахунок сил тертя починає втягуватись у клиновий зазор і при деякій кутовій швидкості вала з $\omega > \omega_{кр}$ цапфа спливає в мастилі і дещо зміщається в бік обертання. Із збільшенням кутової швидкості збільшується і товщина h мастильного шару, а центр цапфи наближається до центра вкладиша. Якщо $\omega \rightarrow \infty$, то відстань між центрами $e \rightarrow 0$. Повного збігання центрів цапфи і вкладиша бути не може, оскільки при цьому порушується клинова форма зазора, як одна з умов режиму рідинного тертя.

Зовнішнє навантаження F на вал зрівноважується гідродинамічним тиском p у мастильному шарі, який розподіляється нерівномірно згідно з епюрами на рисунку 12.4, в, г.

Дослідженнями встановлено, що у підшипниках ковзання з певними параметрами товщина шару мастила у навантаженій зоні зростає зі збільшенням в'язкості мастила та кутової швидкості цапфи і зменшується зі збільшенням навантаження F . Щоб досягти режиму рідинного тертя, потрібні такі умови:

- а) наявність між поверхнями ковзання зазора клинової форми;
- б) неперервне заповнення зазора мастилом відповідної в'язкості;
- в) швидкість відносного руху поверхонь повинна бути такою, щоб розвинутий гідродинамічний тиск зрівноважив зовнішнє навантаження.

Розрахунки підшипників ковзання

Умовні розрахунки (якщо режим рідинного тертя не може бути забезпечений). Запобігають спрацюванню, перегріванню, заїданню.

Суть в обмеженні тиску P у підшипника.

$$P = \frac{F}{dl} \leq [P], \quad PV_s \leq [PV_s]$$

де F - радіальне навантаження, d - діаметр цапфи, l - довжина підшипника, $V_s = 0,5 \cdot \omega \cdot d$ - колова швидкість цапфи (швидкість ковзання).

Розрахунок радіальних підшипників рідинного тертя

Шар мастила між цапфою та вкладишем повинен сприймати все радіальне навантаження F та $h > h_{кр}$.

$$S_h = \frac{h}{h_{кр}} \geq [S]_h = 1.5 \dots 2, \quad R_{z_1} \leq 3.2 \text{ [мкм]}, \quad R_{z_2} \leq 6.3 \text{ [мкм]},$$

$$h = \delta - e = \delta(1 - \lambda), \quad \lambda = \frac{e}{\delta} - \text{відносний ексцентриситет.}$$

ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ

Підшипники кочення – це елементи опор осей, валів та інших деталей, що працюють на використанні принципу тертя кочення (рис. 13.1). Тіла кочення перекочуються по доріжкам кочення (бігових доріжках). Сепаратор розділяє тіла кочення і утримує їх на однаковій відстані.

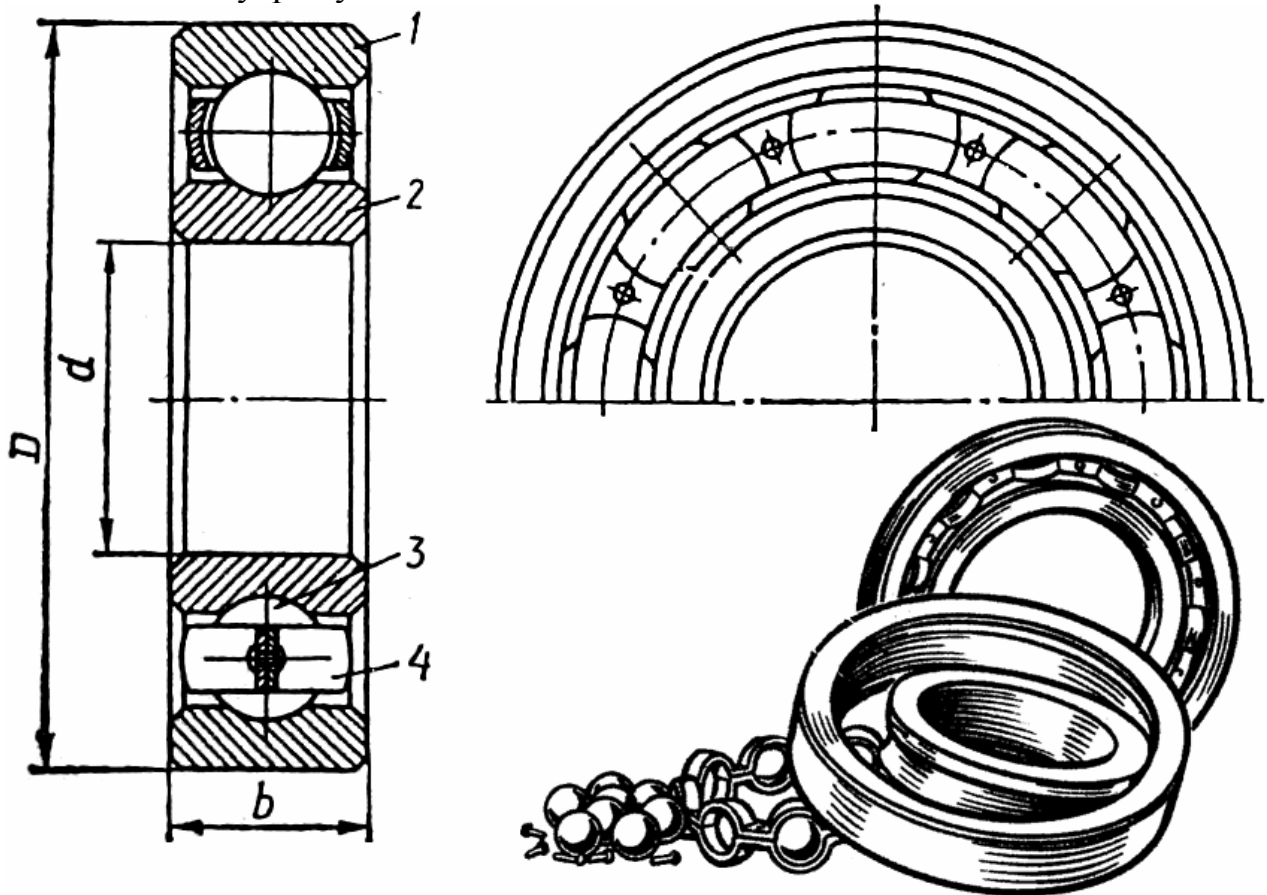


Рис. 13.1 Підшипник кочення: 1 - зовнішнє кільце, 2 - внутрішнє кільце, 3 - тіла кочення, 4 - сепаратор.

Переваги:

- малі витрати на тертя, високий ККД (0.99);
- висока несуча здатність;
- малі габаритні розміри в осьовому напрямі;
- незначні витрати мастильних матеріалів;
- невисокі вимоги до матеріалу та якості поверхонь цапф валів і осей, що розміщуються у підшипниках кочення.

Недоліки:

- значні діаметральні габаритні розміри, що ускладнює застосування їх при малих відстанях між осями;
- обмежений строк служби, особливо при великих навантаженнях та швидкостях;
- низька здатність демпфувати ударні навантаження;
- підвищений шум при високих швидкостях обертання.

Класифікація:

1. За формою тіл кочення (рис. 13.2) :

- Кулькові (рис. 13.2, а; рис. 13.3 а, в, д, е, ж);
- Роликові:
 - із короткими та довгими роликами (рис. 13.2, б, в; рис. 13.3, б);
 - із витими роликами (рис. 13.2, г);
 - із конічними роликами (рис. 13.2, д; рис. 13.3. г);
 - із бочкоподібними роликами (рис. 13.2, е, є);
 - із голчастими роликами (рис. 13.2, ж);

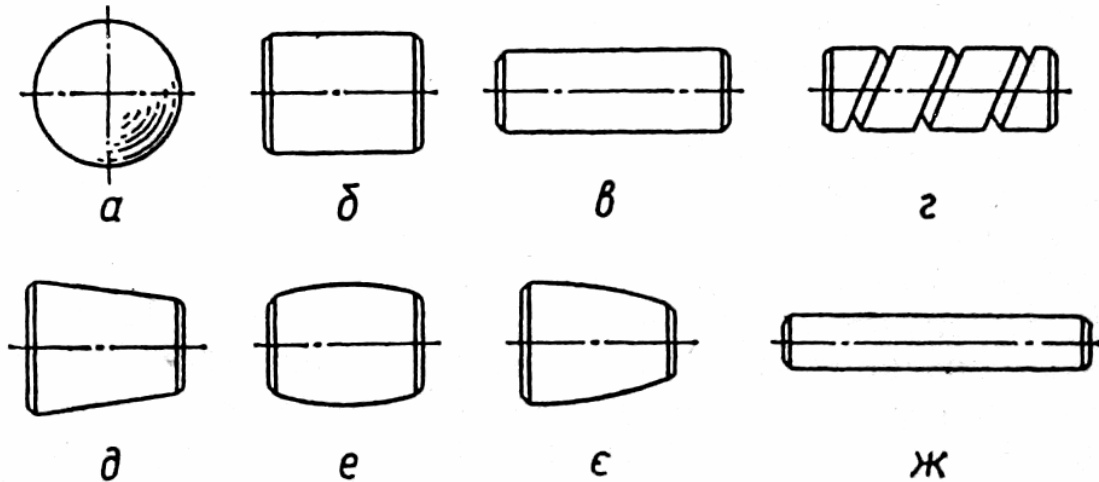


Рис. 13.2 Тіла кочення.

2. За числом рядів тіл кочення:

- однорядні (рис. 13.3. а, б, в, г);
- дворядні (рис. 13.3. д, е, є, ж);
- чотирирядні.

3. За способом компенсації переносів вала:

- несамоуставні (рис. 13.3 а, б, в, г, д, ж);
- самоуставні - допускають перекіс колець $2^{\circ} - 3^{\circ}$ (рис. 13.3. е, є).

4. За раціональними розмірами з одним і тим же внутрішнім діаметром d існує 5 серій:

- надлегка;
- особливо легка (рис. 13.4, а);
- легка (рис. 13.4, б);
- середня (рис. 13.4, г);
- важка (рис. 13.4, е).

5. По ширині підшипники кочення діляться на 4 серії (рис. 13.4):

- особливо вузька;
- вузька;
- нормально широка;
- особливо широка.

6. За напрямом навантаження, яке сприймається:

- радіальні – сприймають радіальне навантаження (рис. 13.3 а, б, д, е, є);

- упорні – спиймають осьове навантаження (рис. 13.3 в, ж);
- радіально-упорні – радіальне та осьове навантаження (рис. 13.3. г).

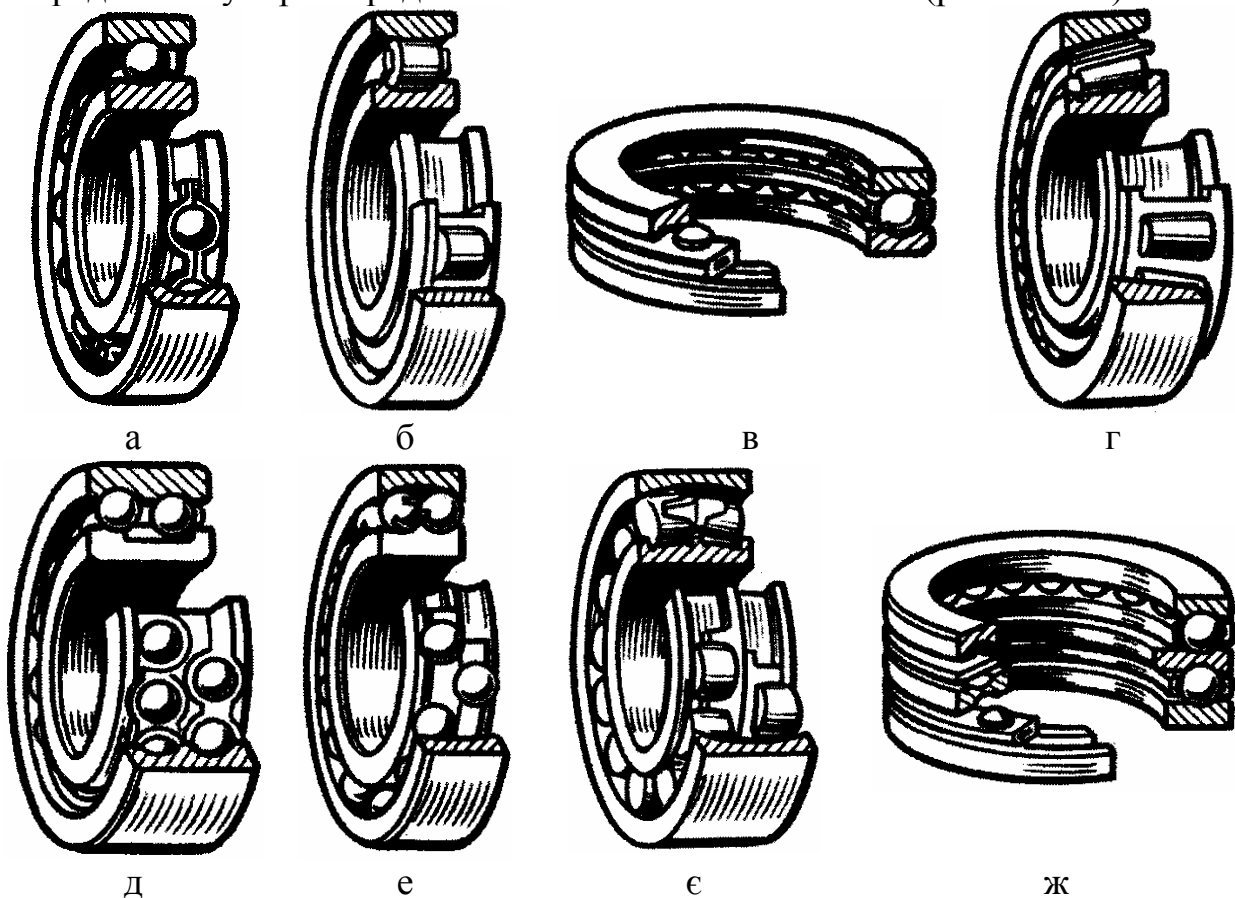


Рис. 13.3

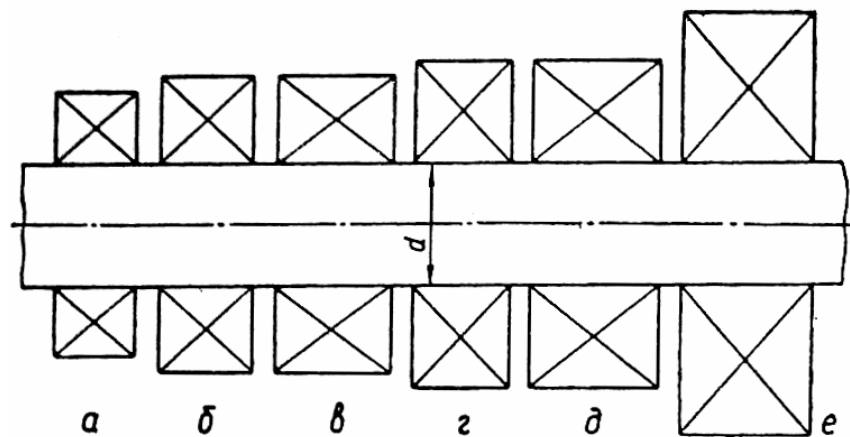


Рис. 13.4 Серії підшипників: а – особливо легка, б – легка, в – легка широка, г – середня, д – середня широка, е – важка.

Підшипники виготовляють із високо вуглецевих сталей ШХ9, ШХ15 і ШХ15ГС з твердістю 60...65 HRC, для кульок – 62...66 HRC. При великих розмірах використовують сталі 18ХГТ, 12ХН3А, 20Х2Н4А. Для виготовлення сепараторів використовується м'яка вуглецева сталь (для великих підшипників можуть бути використані антифрикційні бронзи, латуні, алюмінієві сплави та пластмаси).

Згідно ГОСТ 520-89 підшипники кочення поділяються на 5 класів точності, які позначаються цифрами 0,6,5,4,2 – у порядку підвищення точності.

Точність характеризується:

- точністю основних розмірів;
- точністю форми взаємного розміщення поверхонь кілець;
- точністю обертання.

При цьому підшипник 2^{го} класу точності може бути в 10 разів дорожчий від нульового.

Позначаються підшипники кочення чотирма цифрами. Перші дві цифри праворуч – умовно позначають внутрішній діаметр підшипника, при $d \geq 20$ мм – це частина від ділення на 5. Для підшипників $d \leq 9$ мм перша цифра справа – фактичний діаметр. Внутрішні діаметри 10; 12; 15; і 17 позначають двома цифрами 00; 01; 02; 03. Третя цифра і сьома цифра праворуч свідчить про серію підшипників: 1 – особливо легка; 2 – легка; 3 – середня; 4 – важка; 5 – легка широка; 6 – середня широка і т. д. Четверта цифра праворуч показує тип підшипника: 0 – радіальний кульковий однорядний, 1 – радіальний кульковий дворядний, 2 – радіальний із короткими циліндричними роликами, 3 – радіальний, роликовий дворядний сферичний, 4 – роликовий із довгими циліндричними роликами або голчасті, 5 – роликовий із витими роликами, 6 – радіально-упорний кульковий, 7 – роликовий конічний, 8 – упорний кульковий, 9 – упорний роликовий. П'ята та шоста цифри праворуч вводяться не для всіх підшипників і характеризують окремі конструкційні особливості. Клас точності підшипника показують перед умовним позначенням через тире. Нормальний клас точності «0» **не показують**.

Приклад:

Позначення підшипника: 7216 – внутрішній діаметр підшипника 80 мм. ($16 \cdot 5 = 80$), серія підшипника – легка, тип підшипника – роликовий конічний.

Посадки в підшипниках кочення визначаються в залежності від виду навантаження. При *циркуляційному навантаженні*, коли внутрішнє кільце підшипника обертається відносно вектора дії сили, вибирають посадку з невеликим натягом. В випадку *місцевого навантаження*, коли зовнішнє кільце не обертається щодо вектора діючої сили вибирають посадку з невеликим зазором.

Поле допуску на вал під підшипник вибирають за системою отвору. Поле допуску гнізда корпусу під зовнішнє кільце підшипника назначають за системою вала.

Призначення полів допусків для посадки підшипників кочення

1. Поля допусків вала для посадки внутрішніх кілець підшипників:

- при циркуляційному навантаженні (вал обертається) j6, k6, m6, n6.
 - при місцевому навантаженні (вал не обертається) g6, h6.
2. Поля допусків отворів для посадки зовнішніх кілець:
- при циркуляційному навантаженні (корпус обертається) K6, M7, N7.
 - при місцевому навантаженні (корпус не обертається) Js7, H7, K6, M7.

Підшипники кочення змащуються рідкими мінеральними та пластичними мастилами. Рідкі мастила характеризуються мінімальними втратами на тертя та здатністю працювати при високих температурах. Змащування відбувається шляхом занурення у мастильну ванну; розбризкуванням; за допомогою мастильного туману; краплинним способом. Пластичні мастила закладають у гнізда корпусів на 0.3 – 0.6 вільного об'єму та періодично поновлюють.

Внутрішні кільця підшипників закріплюють на валах, використовуючи буртики вала і посадки з натягом (рис. 13.5, а), пружинні стопорні кільця (рис. 13.5, б), торцеві шайби (рис. 13.5, в) і круглі спеціальні гайки разом із стопорними шайбами (рис. 13.5, г). Такий монтаж підшипників на валах здебільшого використовується для валів, що обертаються відносно нерухомого корпусу.

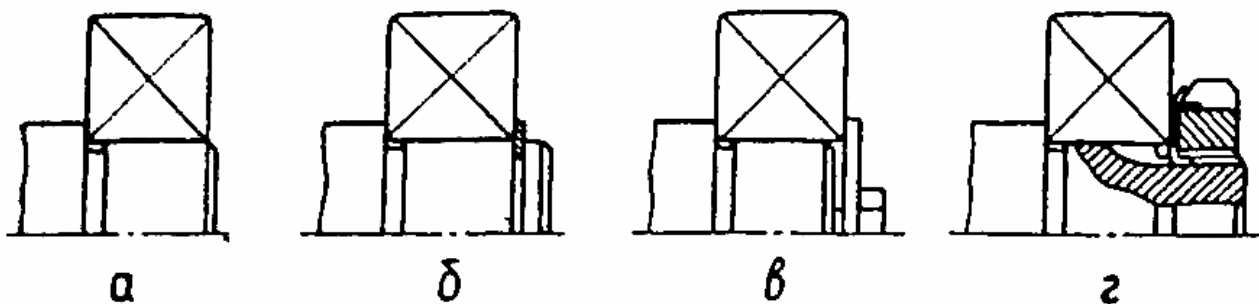


Рис. 13.5 Монтаж підшипника на валу.

Монтаж підшипників кочення у нерухомому корпусі може здійснюватись за способами, показаними на рис. 13.6. За потребою забезпечення осьового переміщення опори вала, наприклад для компенсації температурних деформацій вала, зовнішнє кільце підшипника не фіксується в осьовому напрямі в корпусі (рис. 13.6, а). Однобічна фіксація осьового положення вала може здійснюватись однобічним закріпленням зовнішнього кільця підшипника буртиком у гнізді корпусу або кришкою підшипника (рис. 13.6, б, в). Двобічне закріплення зовнішнього кільця в гнізді корпусу виконується за допомогою буртика або пружинного стопорного кільця та кришки підшипника (рис. 12.6, г, д). Існують також інші способи монтажу та фіксації підшипників кочення у гнізді корпусу.

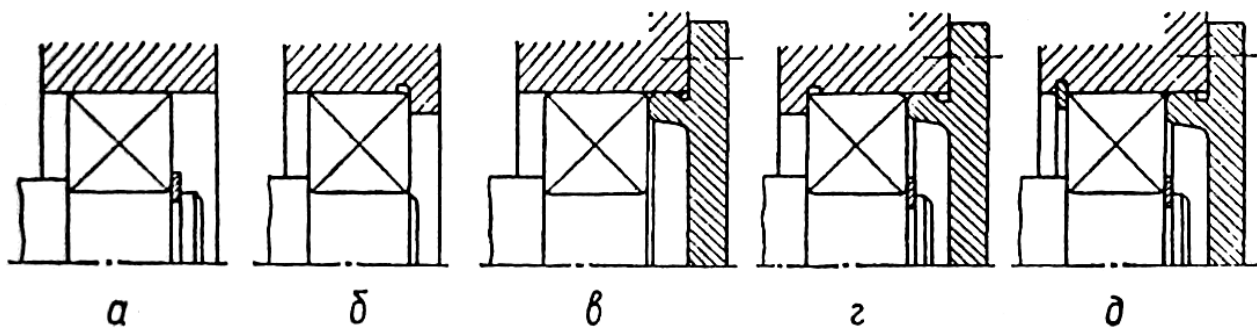


Рис. 13.6 Монтаж підшипника в корпусі.

Щоб захистити підшипники кочення від забруднення та запобігти витіканню з них мастила, слід застосовувати в опорах валів ущільнювальні пристрої.

За принципом дії ущільнювальні пристрої (рис 13.7) поділяються на такі:

- контактні – манжетні (рис.13.7. а) та сальникові (рис.13.7. б), що використовуються при низьких та середніх швидкостях;
- лабіринтні (рис.13.7. в) та щілинні (рис.13.7. г, д), які застосовують у необмеженому діапазоні швидкостей; захист здійснюється завдяки підвищеному опору витікання мастила через вузькі щілини;
- відцентрові (рис.13.7. е), які можуть бути використаними при середніх та високих швидкостях; принцип дії — відкидання відцентровими силами мастила та забруднюючих речовин, які попадають у підшипникові вузли;
- комбіновані, які поєднують два або більше розглянутих вище принципів дії.

Манжетні ущільнення (рис. 13.7, а) виконують у вигляді кільцевих манжет, які встановлюють, наприклад, у кришку з натягом. Манжета притискається до вала під дією сил пружності самої манжети та спеціальної пружини. Манжетні ущільнення стандартизовані (ГОСТ 8752—79) і належать до досить надійних у роботі. Вони однаково можуть бути використаними як для рідких, так і для пластичних мастил при колових швидкостях поверхні вала до 10 м/с. При цьому поверхня вала повинна бути полірованою.

Сальникові ущільнення (рис. 13.7, б) виконують у вигляді просочених у гарячому мастилі фетрових кілець, що розміщені з натягом у спеціальних кільцевих жолобах. Використовують сальникові ущільнення для рідких та пластичних мастил при швидкостях до 5 м/с на полірованих поверхнях валів.

Лабіринтні ущільнення (рис. 13.7, в) є найдосконалішими для роботи при високих швидкостях. В цих ущільненнях треба забезпечити відповідне чергування ділянок із малими та збільшеними зазорами. Малі зазори 0,2—0,5 мм при роботі ущільнень в умовах низьких та середніх швидкостей заповнюють пластичним мастилом.

Щілинні ущільнення (рис. 13.7, г, д) виконують переважно у вигляді кільцевих щілин із проточками. Щілини заповнюють пластичним мастилом. Захисна властивість щілинних ущільнень незначна, тому їх використовують в

основному для підшипникових вузлів, що працюють у чистому та сухому середовищі.

Ущільнення, робота яких базується на дії відцентрової сили (рис. 13.7, є), використовують переважно як внутрішні ущільнення. Вони прості за конструкцією, але не забезпечують ущільнювальної дії при зупинках машини.

Комбіновані ущільнення застосовують при роботі опор із підшипниками кочення в умовах сильного забруднення або в агресивному середовищі.

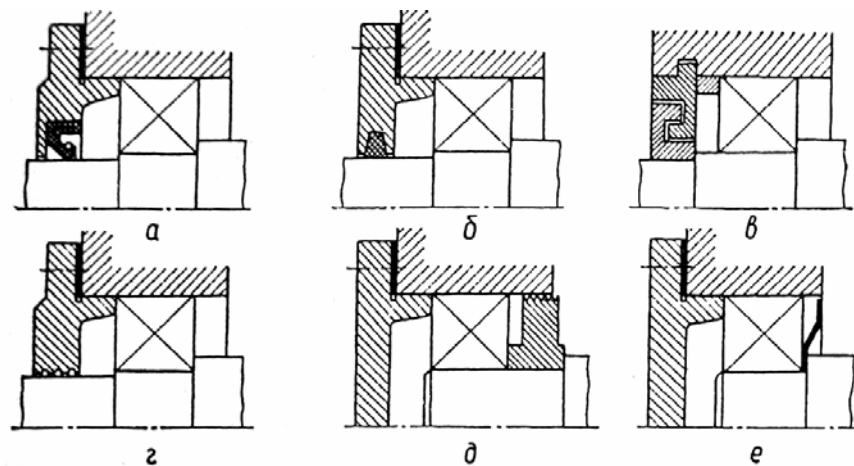


Рис. 13.7 Ущільнення підшипника.

Навантаження на тіла кочення

Нехай підшипник навантажен радіальною силою F_r (рис. 13.8).

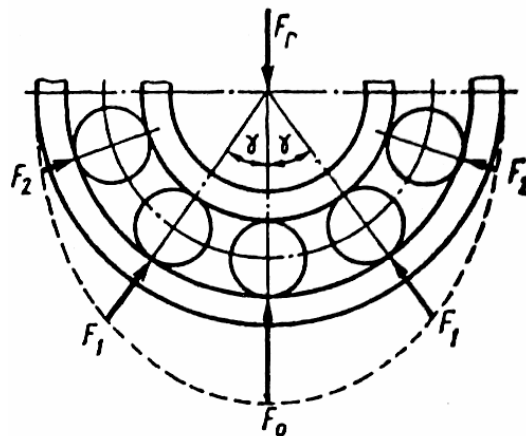


Рис. 13.8 Розподіл навантаження в підшипнику.

Навантаження сприймають тільки ті тіла кочення, які розміщені по дузі, що не перевищує 180° . При симетричному розташуванні кульок.

$$F_r = F_0 + 2F_1 \cos \gamma + 2F_2 \cos 2\gamma + \dots + 2F_n \cos n\gamma \quad (*),$$

де $\gamma = \frac{360}{z}$, z – число кульок.

У вираз входять тільки ті члени, для яких кут $n\gamma < 90^\circ$

Із розв'язання задачі теорії пружності встановлено

$$F_1 = F_0 \cos^{\frac{3}{2}} \gamma, F_2 = F_0 \cos^{\frac{3}{2}} 2\gamma, \dots, F_n = F_0 \cos^{\frac{3}{2}} n\gamma,$$

якщо $F_1, F_2, \dots, F_n$ підставити в рівняння (*) отримаємо:

$$F_0 = \frac{F_r}{(1 + 2 \cos^{\frac{5}{2}} \gamma + 2 \cos^{\frac{5}{2}} 2\gamma + \dots + 2 \cos^{\frac{5}{2}} n\gamma)} = F_r \cdot K,$$

для довільної кількості кульок $K = \frac{4.37}{z}$.

З урахуванням поправок на вплив радіального зазора та неточностей розмірів деталей підшипника

$$F_0 = 5 \frac{F_r}{z}; F_n = (5 \frac{F_r}{z}) \cos^{\frac{3}{2}} n\gamma$$

У радіально-упорних підшипниках $F_0 = \frac{5F_r}{z \cos \alpha}$, α - кут контакту тіл кочення (рис. 13.9).

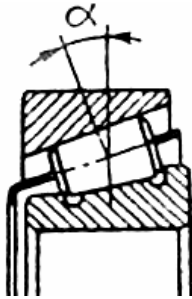


Рис. 13.9 Кут контакту тіл кочення.

Для упорних підшипників осьове навантаження $F_{oa} = 1.25 \frac{F_a}{z}$.

Види руйнування

В підшипнику кочення виникають наступні види руйнування:

- Втомне викришування робочих поверхонь (на бігових доріжках).
- Спрацювання кілець та тіл кочення (вплив зовнішнього абразивного середовища).
- Руйнування кілець підшипника та тіл кочення (ударні навантаження, неправильний монтаж опори с причиною перекосу та заклинювання).
- Руйнування сепараторів (результат дії відцентрових сил з боку тіл кочення).
- Залишкові деформації на бігових доріжках кілець (динамічні та ударні навантаження в формі місцевих ямок та вм'ятин).

Розрахунки проводять на запобігання появи залишкових деформацій (розрахунок на статичну вантажопід'ємність) та ознак втомою руйнування робочих поверхонь протягом розрахункового строку служби.

Підбір підшипників за статичною вантажопідйомністю проводиться коли кутова швидкість ω рухомого кільця $\omega < 0.1 \frac{рад}{с}$. Основна розрахункова залежність має наступний вигляд:

$$R_0 \leq C_0 ,$$

де R_0 - розрахункове статичне навантаження на підшипник, C_0 - базова статична вантажопідйомність (визначається із таблиць та каталогів) - це таке статичне навантаження на підшипник, якому відповідає загальна залишкова деформація тіл кочення і кілець у найбільш навантаженій точці їхнього контакту, що дорівнює 0.0001 діаметра тіла кочення.

Еквівалентне навантаження:

$$R_0 = X_0 R_z + Y_0 R_a ,$$

де R_z - радіальне навантаження, R_a - осьове навантаження, X_0, Y_0 - коефіцієнти статичного навантаження (визначають з таблиці).

Якщо $R_0 < R_z$, то треба брати $R_0 = R_r$.

Підбір підшипників за динамічною вантажністю проводять при $\omega > 0.1 \frac{рад}{с}$, крім того якщо $0.1 < \omega < 1$, то беруть $\omega = 1 \frac{рад}{с}$.

Базова динамічна вантажність C_r – це постійне радіальне навантаження, яке підшипник може умовно сприйняти протягом 1 000 000 обертів з вірогідністю відсутності відмови 90%.

Ресурс підшипника визначається згідно залежності:

$$L = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{R} \right)^P ,$$

де L - ресурс підшипника до появи ознак втомного руйнування, a_1, a_{23} - коефіцієнти, C_r - базова динамічна вантажність, R - розрахункове еквівалентне навантаження на підшипник, P - показник степеня, для кулькових підшипників $P = 3$, для роликів підшипників $P = \frac{10}{3}$.

$$L_h = \frac{10^6 \pi \cdot L}{1800 \cdot \omega} = \frac{1745 \cdot L}{\omega} \text{ (години)}.$$

В більшості випадків $L_h = 3000 \dots 50\,000$ год. Залежно від строку служби передач.

Коефіцієнт надійності a_1 взят із стандарту ISO: $a_1 = 1$ при 90% надійності, $a_1 = 0.62$ при 95% надійності, $a_1 = 0.44$ при 97% надійності, $a_1 = 0.33$ при 98% надійності.

Коефіцієнт якості матеріалу a_{23} , деталей підшипника та умов роботи вибирається з наступних умов: $a_{23} = 0.7 \dots 0.8$ для кулькових підшипників, $a_{23} = 0.5 \dots 0.6$ для циліндричних роликів та кулькових сферичних підшипників, $a_{23} = 0.6 \dots 0.7$ для роликових підшипників.

Розрахунковим еквівалентним навантаженням R називається така постійна радіальна сила, яка при її дії на підшипник забезпечує ресурс, який даний підшипник буде мати при дійсних умовах навантаження і обертання.

$$R = (XVR_z + YR_a)K_\sigma K_\tau,$$

де R_z, R_a - радіальне та осьове навантаження на підшипник, X, Y - коефіцієнти радіального та осьового навантаження, V - коефіцієнт обертання ($V = 1$ - якщо відносно вектора сили обертається внутрішнє кільце; $V = 1.2$ - якщо обертається зовнішнє кільце), K_σ - коефіцієнт безпеки: $K_\sigma = 1$ - спокійне навантаження, $K_\sigma = 1.2$ - легкі поштовхи, перевантаження 125%, $K_\sigma = 1.5$ - поштовхи, перевантаження 150%, $K_\sigma = 2$ - значні поштовхи, перевантаження 200%, $K_\sigma = 3$ - ударне навантаження, перевантаження 300%; K_τ - температурний коефіцієнт: при $t \leq 100^\circ C$ вибираємо $K_\tau = 1$, при $t = 125^\circ C$ вибираємо $K_\tau = 1.05$, при $t = 150^\circ C$ вибираємо $K_\tau = 1.1$.

Значення X, Y вибирають із порівняння $\frac{R_a}{VR_z}$ і параметра осьового навантаження e із таблиць в довідниках. Це пов'язано з тим, що через наявність радіального зазора в підшипнику при відсутності осьового зусилля відбувається зменшення зазора і навантаження на тіла кочення розподіляється рівномірно.

В однорядних підшипниках при $\frac{R_a}{VR_z} = e$ величини $X = 1$, $Y = 0$.

МУФТИ ПРИВОДІВ

Муфта – це пристрій, який з'єднує вали і передає обертовий момент.

Функції муфт:

- передача обертового моменту;
- компенсація похибок взаємного розміщення валів;
- захист елементів машини від перевантажень;
- зменшення динамічних навантажень;
- з'єднання і роз'єднання робочого органу машини з двигуном без його вимикання.

При монтажі між вісями валів можуть виникати наступні похибки розміщення валів (рис. 14.1):

- Δ_0 - осьове зміщення;
- Δ_r - радіальне зміщення;
- Δ_α - кутове зміщення.

Комбінація вказаних похибок називається не співвісністю валів. Виникає необхідність компенсування цієї не співвісності за допомогою підбору відповідного виду муфти.

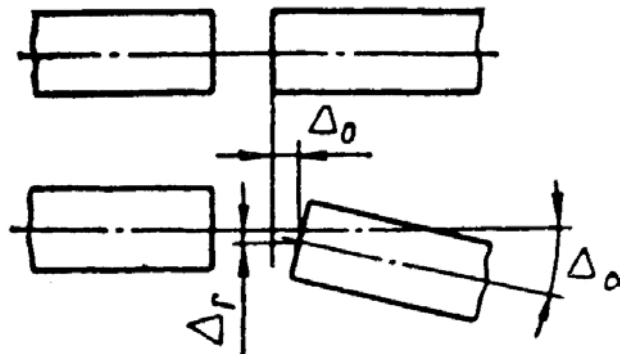


Рис. 14.1 Можливі похибки у взаємному розміщенні валів.

Муфти вибираються за розрахунковим обертовим моментом:

$$T_p = K_n T,$$

де T - номінальний обертовий момент, K_n - коефіцієнт короточасних перевантажень і режиму роботи ($K_n=1,5\dots2$ – для машин із середніми масами і змінному навантаженні; $K_n=2,5\dots3$ – машини із великими приводними масами та ударним навантаженням).

Класифікація механічних муфт наведена на рис. 14.2 в вигляді структурної схеми. Відповідно до цієї схеми всі муфти поділяють на чотири класи: некеровані, керовані, самокеровані та комбіновані. Кожний клас муфт складається з груп, а кожна група має відповідні підгрупи, види.

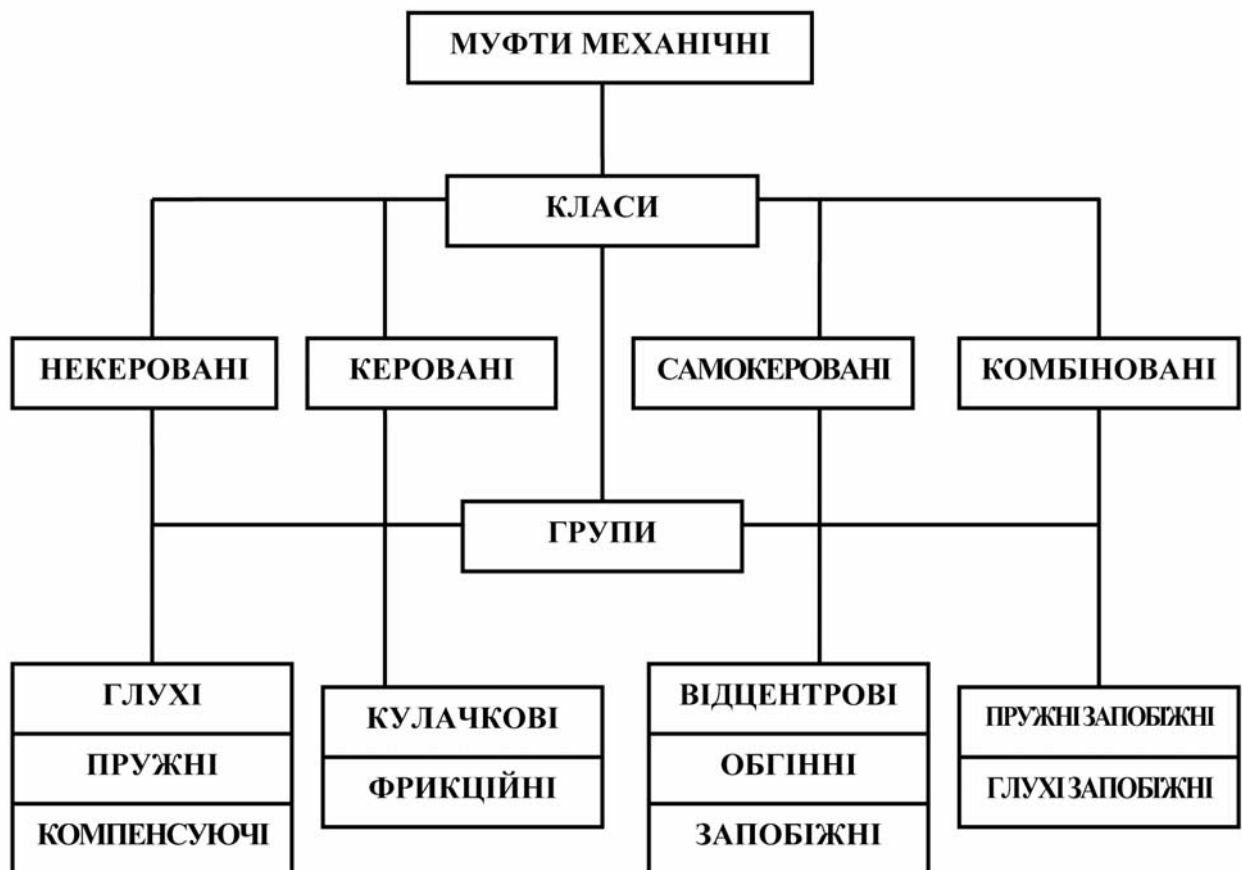


Рис 15.2 Класифікація муфт.

Некеровані муфти – всі не розчіпні муфти, в яких частини муфти з'єднані між собою постійно.

1. Глухі муфти:

- втулкова муфта (рис. 14.3, 15.4) - найпростіша з глухих муфт, суцільна і насаджується на кінці валів (рис. 37.3, а, б), які підлягають з'єднанню. З'єднання суцільної втулки з валами може здійснюватись за допомогою штифтів, шпонок або за допомогою шліців. При монтажі або демонтажі муфти виникає потреба у відносному осьовому зміщенні валів. Тому для втулкових муфт не використовують посадки з гарантованим натягом.
- фланцева муфта (рис. 14.5) - складається з двох виконаних у вигляді фланців півмуфт, які насаджені на кінці валів і з'єднані між собою болтами. Болти муфти ставлять із зазором (варіант I) або без зазора (варіант II). У першому випадку момент T_p передається за рахунок моменту сил тертя, що виникає у площині стику півмуфт затяжки болтів, а у другому випадку — безпосередньо болтами, які знаходяться під дією деформацій зрізу.

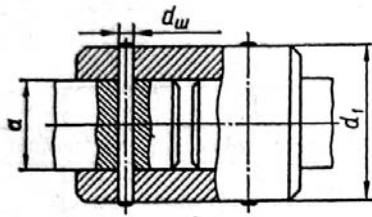


Рис. 14.3. Втулкова муфта, з'єднання за допомогою штифта.

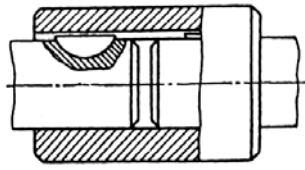


Рис. 14.4. Втулкова муфта, з'єднання за шпонок.

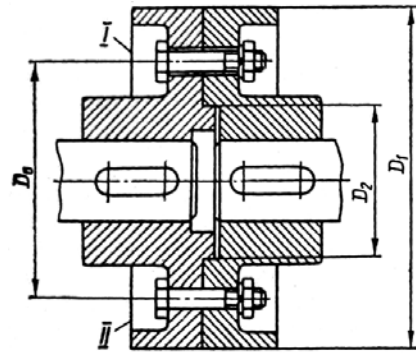


Рис. 14.5. Фланцева муфта

2. *Пружні муфти* використовують переважно для зменшення динамічних навантажень у приводі і можуть у деякій мірі компенсувати неспіввісність валів. За конструкцією пружні муфти дуже різноманітні. За матеріалом пружних елементів їх поділяють на дві групи: муфти з неметалевими пружними елементами; муфти з металевими пружними елементами. Основним матеріалом неметалевих пружних елементів є гума, оскільки вона має високі еластичність, демпфувальну здатність і діелектричні властивості. Металеві пружні елементи муфт виготовляють у вигляді гвинтових пружин, плоских пружин, сталевих пружинних стержнів, пакетів пластин.

Основними типами пружних муфт є *муфта пружна втулочно-пальцева*, *муфта з пружним елементом в вигляді зірочки*, *муфта з пружною оболонкою*.

Муфта пружна втулочно-пальцева (МПВП) складається з двох пів муфт (рис. 14.6), нерухомо закріплених в одній півмуфті пальців, на яких розміщені гумові гофровані втулки, що взаємодіють із другою півмуфтою. Пружність муфти забезпечується за рахунок гофрованих втулок, здатних деформуватись при передаванні муфтою обертового моменту. Даний тип муфт допускає зміщення валів: $\Delta_0 = 1 \dots 5$ мм; $\Delta_r = 0,2 \dots 0,5$ мм; $\Delta_\alpha = 0,5 \dots 1$.

Навантаження, яке прикладене на один палець:

$$F_n = \frac{2T_P}{DZ},$$

де D - діаметр кола розміщення пальців, Z - кількість пальців у муфті
Умова міцності втулок муфти

$$P = \frac{F_n}{d_n l_B} \leq [P]$$

Умова міцності на згин пальців

$$\sigma = \frac{M}{W_0} = 32F_n(0,5l_B + c)/(\pi d_n^3) \leq [\sigma],$$

де d_n - діаметр пальця, l_B - довжина втулки, c - осьовий зазор між пів муфтами. Максимально допустимі значення:

$$[P] = 2 \dots 2,5, [\text{МПа}],$$

$$[\sigma] = 60 \dots 70, [\text{МПа}].$$

При радіальному зміщенні валів виникає їхнє додаткове навантаження, усереднене значення якого визначається із співвідношення

$$F_M = (0,5 \dots 0,6) \frac{T_P}{D}$$

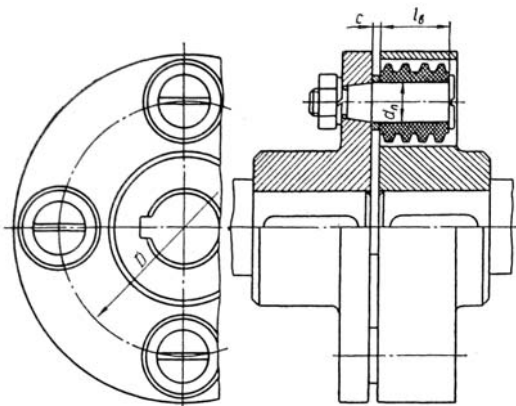


Рис. 14.6. Муфта пружна втулично-пальцева.

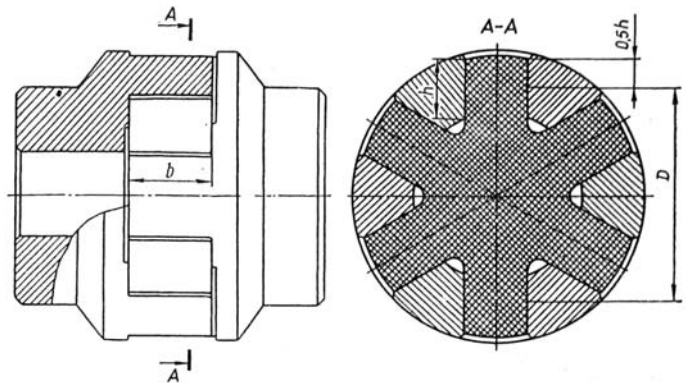


Рис. 14.7. Муфта з пружним елементом у вигляді зірочки.

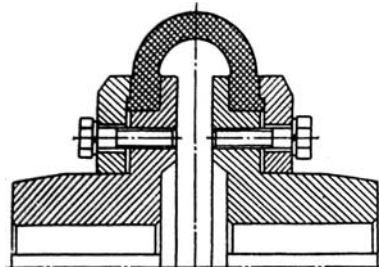


Рис. 14.8. Муфта з пружною оболонкою.

Муфта з пружним елементом у вигляді зірочки (рис. 14.7) складається з двох півмуфт, які мають торцеві кулачки. Кулачки входять у відповідні впадини розміщеного між півмуфтами пружного елемента — зірочки, виготовленої з гуми. Кожна півмуфта може мати два або три торцеві кулачки. Взаємодія кулачків двох півмуфт при передаванні обертового моменту здійснюється через пружний елемент. Дана муфта досить компактна і надійна в експлуатації, але має малу податливість. Її роботоздатність різко спадає зі збільшенням неспіввісності валів.

Муфта з пружною оболонкою (рис. 14.8) складається з двох півмуфт тороподібної пружної оболонки, яка закріплюється до півмуфт гвинтами і додатковими кільцями. Оболонку виготовляють із гуми, армованої спеціальним кордом. Муфта має високі амортизувальні і демпфувальні властивості. Діаметральні габаритні розміри таких муфт більші, ніж пружних муфт інших типів.

3. *Жорсткі компенсуючі муфти* використовуються для з'єднання валів із незначною не співвісністю, спричиненою неточністю виготовлення та монтажу, а також пружними деформаціями валів. Вони підвищують надійність роботи приводів, бо приводять до незначних додаткових радіальних навантажень на вали.

До жорстких компенсуючих муфт відносяться кулачково-дискові, зубчасті, ланцюгові та ін.

Кулачково-дискова муфта (рис. 14.9) складається з двох півмуфт, що взаємодіють між собою через проміжний диск. На внутрішніх торцях півмуфт є діаметрально розміщені пази, а проміжний диск має на обох торцях взаємно перпендикулярні виступи, які входять у пази двох півмуфт. Осьовий зазор δ між проміжним диском і півмуфтами дозволяє компенсувати поздовжні зміщення валів, а взаємно перпендикулярний напрям виступів на торцях проміжного диску забезпечує можливість компенсації похибок Δ_r і Δ_α . Неспіввісність валів спричинює ковзання виступів проміжного диску у пазах півмуфт і їхнє спрацювання. Інтенсивність спрацювання зростає зі збільшенням неспіввісності та кутової швидкості валів.

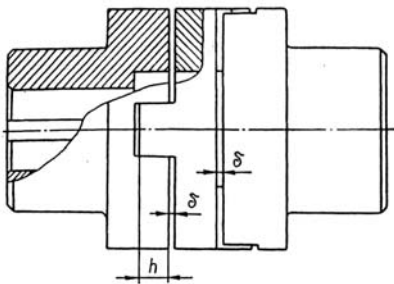


Рис. 14.9. Кулачково-дискова муфта

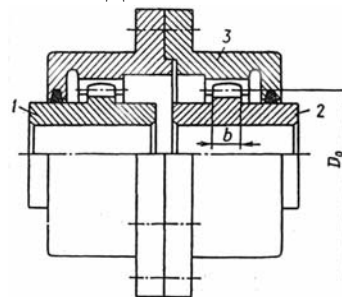


Рис. 14.10. Зубчаста муфта.

Зубчаста муфта (рис. 14.10) складається з півмуфт 1 і 2, що мають зубчасті вінці, і роз'ємної обойми 3 з двома внутрішніми зубчастими вінцями. Дві половинки обойми з'єднуються між собою за допомогою болтів або гвинтів. Зубці півмуфт і обойми мають евольвентний профіль, аналогічний профілю зубців зубчастих коліс.

Зубчаста муфта компенсує осьове, радіальне і кутове зміщення валів, тому що її зубчасте зачеплення виготовляють із гарантованим боковим зазором і з можливістю вільного осьового зміщення спряжених зубців, а самі зубці мають бочкоподібну форму зі сферичною зовнішньою поверхнею. Широке використання у машинобудуванні зубчастих муфт пояснюється їхніми перевагами: невеликою масою і габаритними розмірами; високою несучою здатністю, що визначається великою кількістю зубців у зачепленні; допускає високі колові швидкості.

Ланцюгова муфта (рис. 14.10) складається з двох півмуфт, що виконані у формі двох зірочок із однаковою кількістю зубців, охоплених одно- або дворядним ланцюгом. Для ланцюгових муфт характерні простота конструкції, відносно невеликі габаритні розміри, зручність монтажу і

демонтажу без осьових зміщень валів. Габаритні розміри ланцюгових муфт приблизно у 1,5 раза менші, ніж пружних втулково-пальцевих муфт.

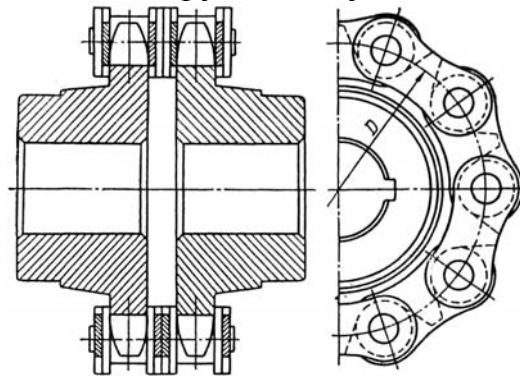


Рис. 14.11. Ланцюгова муфта.

Керовані муфти – муфти, за допомогою яких з'єднуються вали під час зупинки і роботи привода.

Кулачкові муфти (рис. 14.12) складаються з двох пів муфт, на торцях яких розміщені кулачки. Одна півмуфта закріплюється на валу нерухомо, а інша, що знаходиться на другому валу, може переміщуватись вздовж цього вала. Рухому пів муфту переміщують за допомогою спеціального пристрою – механізму керування муфтою. Із введенням у зачеплення кулачків двох півмуфт здійснюється передавання обертового моменту від одного вала до іншого (на рис. 14.12, а муфта показана у розімкненому стані).

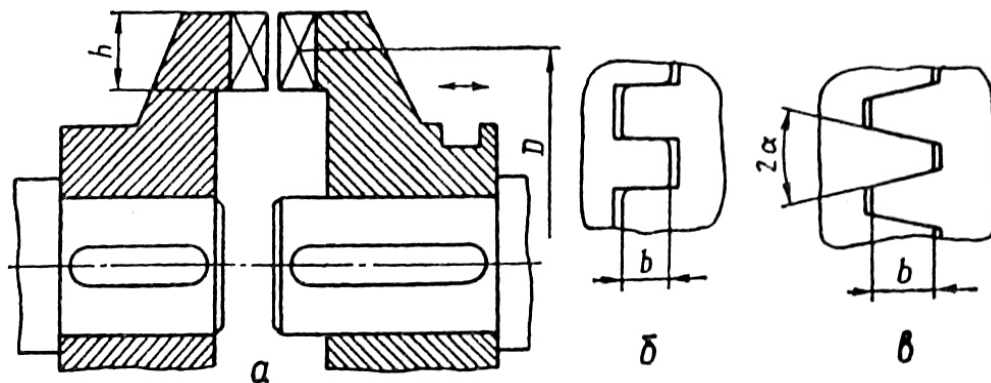


Рис. 14.12. Кулачкова муфта

Розповсюджені форми кулачків показані на рис. 14.12, б, в. Прямокутний профіль вимагає точного взаємного розміщення півмуфт у момент вмикання. Крім цього, у муфтах із прямокутним профілем кулачків завжди наявні технологічні зазори і пов'язані з цим удари при зміні напрямку обертання. Трапецієвидний профіль не вимагає точного взаємного розміщення півмуфт у момент вмикання, а бокові зазори тут компенсуються зміною глибини заходу кулачків. Муфти з трапецієвидним профілем кулачків застосовують переважно у приводах із реверсуванням навантаження.

Кулачкова муфта вимагає достатньо високої точності центрування валів, оскільки перекося різко зменшують надійність її роботи. Дуже часто

кулачкові муфти застосовують для з'єднання або роз'єднання із валом розміщених на ньому зубчастих коліс.

Фрикційні муфти передають обертовий момент за рахунок моменту сил тертя на робочих поверхнях їхніх деталей. Під час вмикання фрикційних муфт обертовий момент на веденому валу зростає поступово і пропорційно збільшенню сили притискання поверхонь тертя. Це дозволяє з'єднувати вали під навантаженням і зі значною початковою різницею їх кутових швидкостей. У процесі вмикання муфта пробуксовує, а розгін веденого вала відбувається плавно без ударів. Фрикційна муфта може виконувати функції запобіжного пристрою через можливе проковзування при перевантаженнях привода. За формою робочих поверхонь муфти бувають: дискові, конусні, циліндричні.

Дискові фрикційні муфти бувають із однією парою поверхонь тертя і з багатьма парами поверхонь тертя. На рис. 14.13, а показано приклад найпростішої дводискової муфти, а на рис. 14.13, б — багатодискової муфти. У першому випадку муфта складається з двох півмуфт, притиснутих одна до другої своїми торцевими площинами (одна пара поверхонь тертя). Вмикання муфти здійснюється осьовим зміщенням на валу однієї півмуфти за допомогою механізму керування. У багатодисковій муфті є дві групи дисків — зовнішні і внутрішні, які з'єднані за допомогою шліців із відповідними півмуфтами, що розміщуються на двох валах. Вмикання або вимикання муфти здійснюється осьовим переміщенням натискного диска механізмом керування. Використання багатодискової конструкції дозволяє зменшити осьову силу стискання дисків, що потрібна для передавання певного обертового моменту.

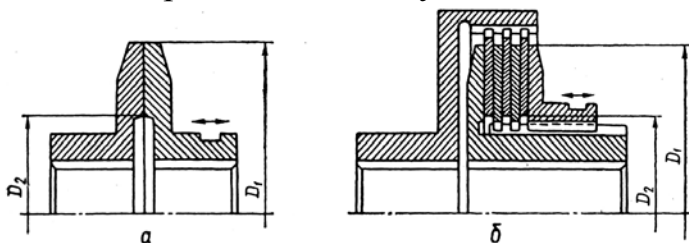


Рис. 14.13. Дискові фрикційні муфти

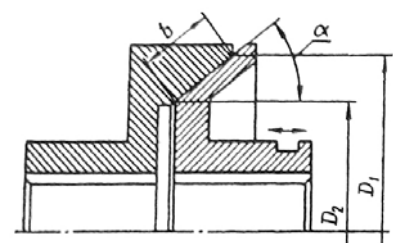


Рис. 14.14 Конусна фрикційна муфта.

Конусна фрикційна муфта (рис. 14.14) має дві півмуфти, які стикаються між собою по конічних поверхнях. Вмикання або вимикання муфти здійснюється осьовим переміщенням на валу однієї з півмуфт.

Конусні муфти порівняно з дисковими фрикційними мають більші габаритні розміри. Вони вимагають підвищеної точності центрування валів. Півмуфти в конусних фрикційних муфтах виготовляють із сталі або чавуну. Інколи застосовують облицювання однієї з поверхонь тертя матеріалами, що мають підвищені фрикційні властивості.

Самокеровані муфти — автоматично з'єднують або роз'єднують вали, якщо параметри роботи машини недопустимі за тими чи іншими показниками. В разі

потреби з'єднання валів залежно від швидкості обертання одного з них застосовують відцентрові муфти: із обмеженням напрямку обертання і передавання навантаження використовують обгінні муфти, із обмеженням робочого навантаження – запобіжні муфти.

Відцентрові муфти з'єднують вали з досягненням певної кутової швидкості. Такі муфти керуються відцентровою силою. Відцентрові муфти для з'єднання валів при певній кутовій швидкості використовують: для автоматичного вмикання або вимикання робочого органу машини за допомогою регулювання кутової швидкості двигуна; для розгону машини із великими обертовими масами при малому пусковому моменті двигуна; для підвищення плавності пуску машини в дію. Муфти для роз'єднання валів при заданій кутовій швидкості переважно використовують для обмеження високих швидкостей робочих органів машини, наприклад з метою запобігання їхньому руйнуванню.

За конструкцією відцентрові муфти дуже різноманітні. На рис. 14.15 зображена принципова схема відцентрової муфти, що застосовується для з'єднання валів при досягненні певної кутової швидкості. Муфта складається зі з'єднаної з ведучим валом півмуфти 1, у пазах якої розміщені колодки 2, що утримуються пружинами 3, і півмуфти 4 у вигляді барабана закріпленої на веденому валу.

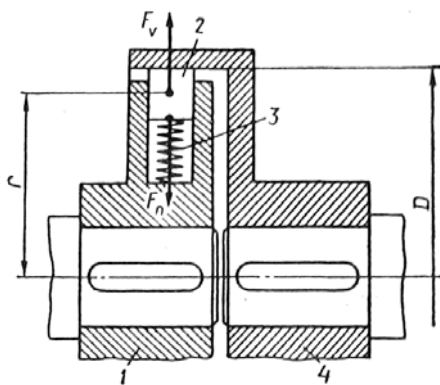


Рис. 14.15. Відцентрова муфта.

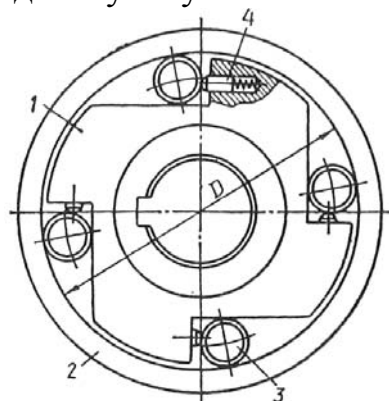


Рис. 14.16. Обгінна муфта.

Обгінні муфти передають обертовий момент тільки в одному напрямку. Якщо кутова швидкість веденого вала більша, ніж ведучого, то відбувається автоматичне розмикання кінематичного ланцюга привода. Такі муфти широко використовують у різних верстатах, автомобілях, мотоциклах, велосипедах та інших машинах. За способом з'єднання півмуфт поділяють на храпові та фрикційні обгінні муфти з роликами, оскільки у них майже повністю відсутній вільний хід і вони працюють безшумно.

Роликова обгінна муфта (рис. 14.16) складається із зірочки 1, зовнішньої обойми 2, роликів 3 і притисних пристроїв 4, які забезпечують мінімальний вільний хід і сприяють рівномірному розподілу навантажень на ролики. Зірочки переважно розміщують на валу, а обойма може бути з'єднана із зубчастим колесом, шківом або іншою деталлю. В деяких випадках обойма розміщується на іншому валу привода. Зірочка може бути ведучою ланкою під час її обертання за годинниковою стрілкою, а обойма — під час обертання проти годинникової стрілки. Під час роботи муфти ролики силами тертя затягуються в бік звуження

зазора між обоймою та зірочкою і заклинюються. Притискні пристрої у муфті утримують ролики у постійному стиканні з обоймою та зірочкою.

Запобіжні муфти використовують для захисту окремих органів машини від перевантажень. Бувають із не руйнованими та руйнованими елементами.

Запобіжні муфти із неруйнованими елементами поділяють на кулачкові, кулькові та фрикційні. Такі муфти спрацьовують (розмикаються), коли обертовий момент перевищує деяке наперед задане значення.

Кулачкові запобіжні муфти (рис. 14.17, а) подібні до керованих кулачкових муфт, але вони не мають механізму примусового керування. Тут півмуфти замикаються зусиллям стиснутих пружин. Кулькові запобіжні муфти (рис. 14.17, б) за принципом дії схожі до кулачкових. При перевантаженні під дією осьових зусиль, обумовлених формою впадин в одній із півмуфт, кульки зміщуються в осьовому напрямі і відбувається розмикання муфт.

Фрикційні запобіжні муфти (рис. 14.17, в) відрізняються від фрикційних керованих муфт відсутністю механізму керування. Ці муфти замикаються постійним зусиллям стиснутих пружин.

Запобіжні муфти із руйнованим елементом (рис. 14.18, а) застосовують при відносно рідких перевантаженнях привода машини. Недоліком цих муфт є потреба заміни зруйнованих елементів.

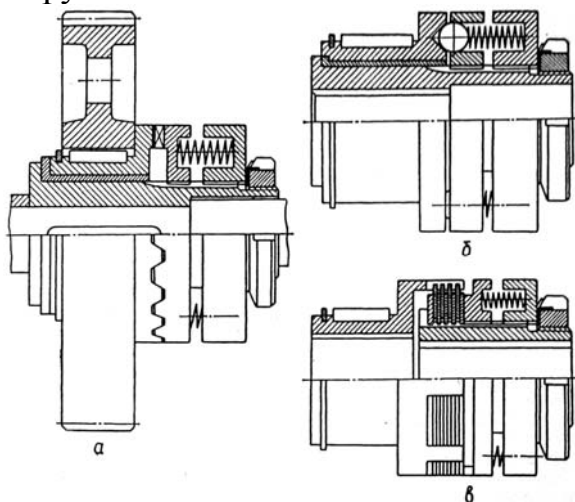


Рис. 14.17. Запобіжні муфти

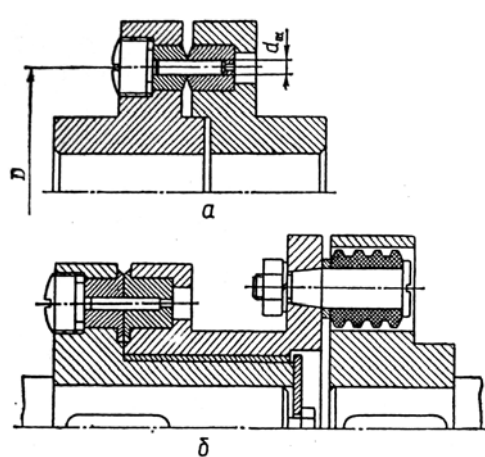


Рис. 14.18

Комбіновані муфти — застосовують у тих випадках, коли жодна з розглянутих вище муфт не може повністю задовольнити усі вимоги, що ставляться до з'єднання валів приводного механізму.

На практиці переважно використовують комбінації пружних муфт із запобіжними або керованими муфтами. На рис. 14.18,б зображена запобіжна муфта — комбінація пружної втулково-пальцевої муфти та запобіжної муфти зі зрізним штифтом. Така муфта об'єднує переваги МПВП (зменшення динамічних навантажень, деяка компенсація неспіввісності валів) і одночасно захищає привод від перевантажень.

З'ЄДНАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

З'єднання – це нерухомі зв'язки деталей у машинобудуванні. Бувають роз'ємні і нероз'ємні.

Роз'ємні з'єднання (різьбові, шпонкові, зубчасті (шліцові), клемові та ін.) допускають розбирання з'єднаних деталей без пошкодження елементів з'єднання.

Нероз'ємні з'єднання (зварні, заклепкові, паяні та ін.) не дають змоги виконувати розкладання з'єднаних деталей без пошкодження елементів з'єднання. Використання нероз'ємних з'єднань обумовлене в основному технологічними та економічними вимогами.

Проміжне місце між роз'ємними та нероз'ємними займають *пресові з'єднання*. В деяких випадках ці з'єднання проектується як нероз'ємні, і розкладання їх може спричинити пошкодження спряжених поверхонь та послаблення посадки деталей. Але при малих натягах, характерних, наприклад, для посадки кілець підшипників кочення, ці пошкодження незначні, навіть для багатократного напресовування.

Загальна класифікація з'єднань в машинобудуванні приведена на рис. 15.1.



Рис. 15.1.

Тема 16.

16 РІЗЬБОВІ З'ЄДНАННЯ

Широке використання різьбових з'єднань у машинобудуванні обумовлене їхньою простотою, високою несучою здатністю, надійністю, а також зручністю з'єднання та роз'єднання деталей. Застосуванню різьбових з'єднань сприяють також наявність значної номенклатури спеціальних різьбових деталей, пристосованих до різних конструктивних варіантів з'єднань, їхня широка стандартизація та мала вартість в умовах масового виготовлення.

Кріпильні різьби застосовують у деталях різьбових з'єднань. Залежно від форми поверхні, на якій нарізана різьба, розрізняють циліндричні та конічні різьби. В основному використовуються циліндричні кріпильні різьби.

Конічну різьбу застосовують у випадках, коли треба забезпечити герметичність з'єднання.

Загальна класифікація кріпильних різьб представлена на рис. 16.1.



Рис. 16.1.

Метрична різьба (рис. 16.2) – основна кріпильна різьба (ГОСТ 9150 – 81, ГОСТ 8724 – 81, ГОСТ 24705 – 81). Всі її розміри задаються в міліметрах. Має трикутний профіль витків із кутом профілю $\alpha = 60^\circ$. Вершини витків та впадин притуплені по прямій або дузі кола. По вершинах та впадинах утворений зазор. Така конструкція полегшує обробку різьби, зменшує концентрацію напружень та запобігає пошкодженням різьби в умовах виконання складальних робіт.

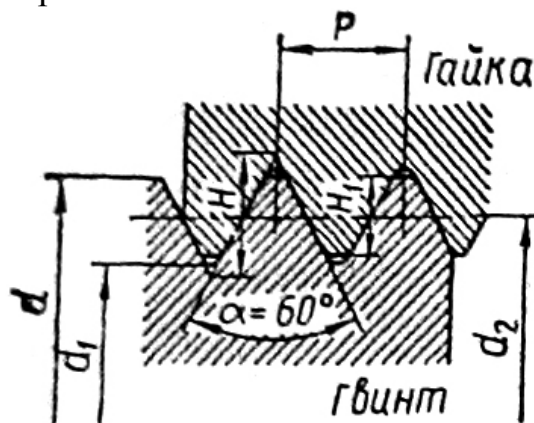


Рис. 16.2 Метрична різьба.

Основні геометричні параметри:

d - зовнішній (номінальний) діаметр;

d_1 - внутрішній діаметр;

d_2 - середній діаметр;

P - крок різьби;

$H = 0,866P$ - теоретична висота профілю витка різьб;

$H_1 = 0,541, P$ - робоча висота профілю, на якій дотикаються витки гвинта і гайки;

n - число заходів різьби;

ψ - кут підйому гвинтової лінії ($\operatorname{tg} \psi = \frac{Pn}{\pi d_2}$).

Метричні різьби бувають з нормальним або малим кроком, права (гайка закручується по годинниковій стрілці) та ліва (гайка закручується проти годинникової стрілки).

Позначення: Метрична різьба з зовнішнім діаметром 20 мм. і нормальним кроком має позначення М20, якщо у різьби малий крок то позначення зміниться на наступне М20х1,5, де 1,5 – значення крока різьби в міліметрах. Якщо різьба ліва, то після позначення додається ще дві букви LH, наприклад М20х1,5LH.

Трубна різьба (рис. 16.3). Нормується згідно ГОСТ 6357 – 81 Використовується для герметичного з'єднання труб, арматури. Кут профілю $\alpha = 55^\circ$. Вершини та впадини витків закруглені і відсутен зазор між вершинами та впадинами, що надає з'єднанню деталей високу щільність. Трубна різьба має малий крок, тому що нарізується на трубі з малою товщиною стінки. За номінальний діаметр різьби беруть внутрішній діаметр труби. Зовнішній діаметр такої різьби в дійсності більший номінального на дві товщини стінки труби. Для трубної різьби збереглося дюймове вимірювання.

Позначення: G2-V - номінальний діаметр 2 дюйми. Клас точності – В. Якщо трубну різьбу нарізати на конічній поверхні (цим досягається щільність з'єднання) позначення буде R 3/4”.

Кругла різьба (рис. 16.4). Нормується згідно ГОСТ 6042 – 83. Виготовляється накатуванням або витисканням на тонкостінних металевих та пластмасових деталях, а також відливанням на чавунних, скляних, пластмасових виробах. Профіль витків круглої різьби утворюється спряженими дугами кіл, а кут профілю $\alpha = 30^\circ$. Використовуються для деталей, які часто загвинчуються і відгвинчуються в умовах забруднення.

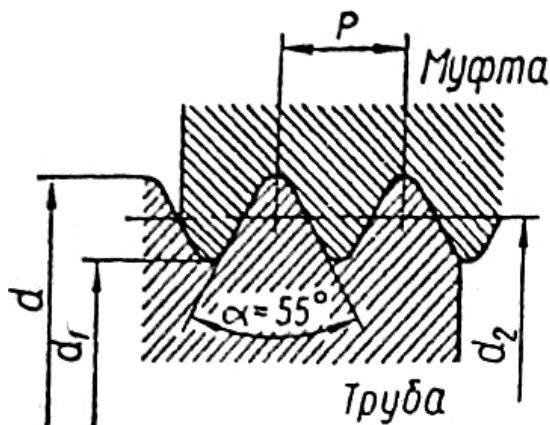


Рис. 16.3 Трубна різьба.

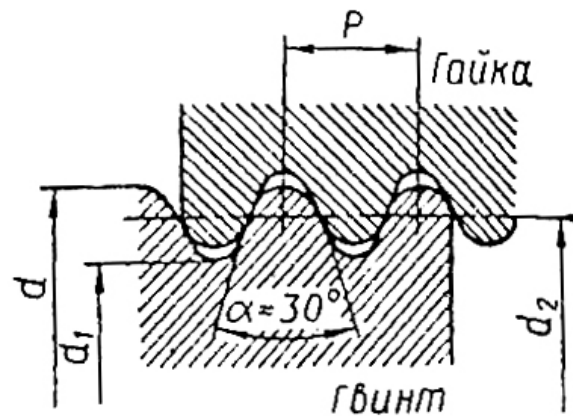


Рис. 16.4 Кругла різьба.

Кріпильні різьбові деталі

Основні варіанти різьбових з'єднань наведені на рис. 16.5. Гвинти, болти, шпильки, гайки виготовляють із вуглецевих сталей звичайної якості, якісних конструкційних та легованих конструкційних сталей.

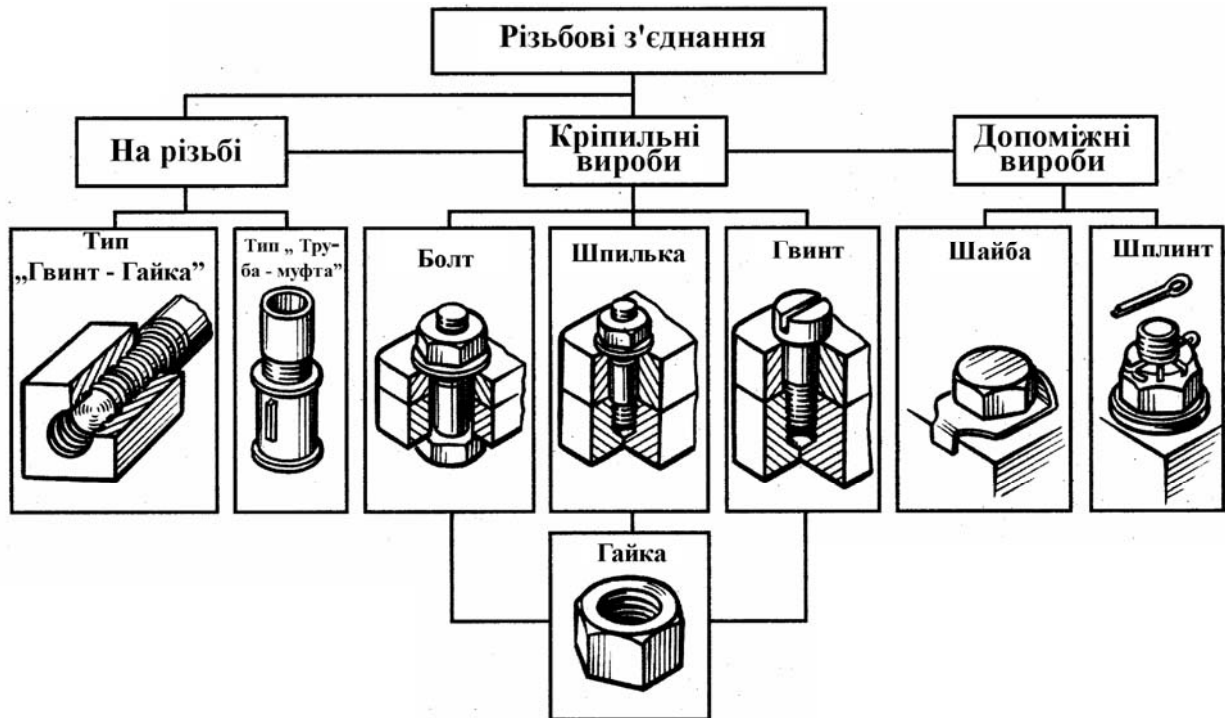


Рис. 16.5

Болти, гвинти та шпильки поділяють на 11 класів міцності, а гайки – на 7 класів. Клас міцності болтів позначається двома числами, розділеними крапкою. Перше число, помножене на 100, визначає мінімальне значення границі міцності σ_B МПа, друге – поділене на 10 і помножене на σ_B МПа дає границю текучості. Існує найнижчий клас міцності 3.6 та найвищий клас міцності 12.9.

Приклад: клас міцності 5.6 означає, що для матеріала болта

$$\sigma_{B_{\min}} = 5 \cdot 100 = 500 \text{ МПа}, \quad \sigma_T = 6 \frac{500}{10} = 300 \text{ МПа}.$$

Позначення болта

Болт M12 x 1,25 x 60. 46 ГОСТ 7805 – 70

Номінальний діаметр
різьби -

крок -

довжина -

клас міцності -

Клас міцності гайок позначається одним числом. Якщо це число помножити на 100, то будемо мати напруження від навантаження випробування σ_F МПа. Найнижчий клас міцності 4, $\sigma_F = 4 \cdot 100 = 400$ МПа. Вищий клас 12, $\sigma_F = 12 \cdot 100 = 1200$ МПа.

Позначення гайки

Гайка M12 х 1,25. х 8 ГОСТ 5927 – 70

Номинальний діаметр різби -	крок -	клас міцності -
--------------------------------	--------	-----------------

Елементи теорії гвинтової пари

При загвинчуванні гайки осьова сила F_0 у стержні болта зростає (рис. 16.6).

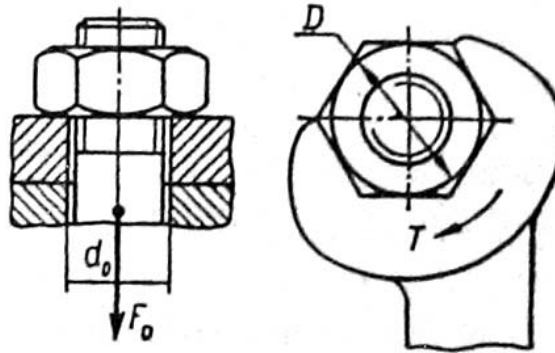


Рис. 16.6

При цьому збільшується і момент T , що прикладається до гайки.

$$T = T_{SP} + T_{ST},$$

де сили тертя в різьбі T_{SP} , сили тертя на торці гайки T_{ST}

Опорна торцева площа гайки має форму кільця, обмеженого діаметрами D і d_0 .

$$T_{ST} = F_0 f \frac{1}{3} \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} = F_0 f R_{36},$$

$$T_{SP} = 0,5 F_0 d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho),$$

де d_0 - середній діаметр різьби болта, ψ - кут підйому витків різьби,

$\rho = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}$ - зведений кут тертя в різьбі, α - кут профілю витків різьби,

f - коефіцієнт тертя ковзання, R_{36} - зведений радіус сил тертя на кільцевій площині тертя гайки ($R_{36} = \frac{1}{3} \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2}$).

При цьому крутний момент, прикладений до ключа

$$T = F_0(0,5d_2 \operatorname{tg}(\psi + \rho) + \alpha R_{36}).$$

Для метричної різьби можна використовувати спрощені залежності

$\psi \approx 2^\circ 30'$, $d_2 \approx 0,9d$, $R_{36} \approx 0,7d$, $f = 0,15$, тоді:

$$T = 0,2F_0d \text{ або } F_0 \approx 70Q,$$

де Q – сила прикладання до ключа. (Довжина ручного гайкового ключа в середньому дорівнює $14d$).

Розподіл осьової сили, що діє на болт на витках різьби

Осьова сила F на болті передається через витки його різьби на гайку (рис. 16.7). При цьому кожний виток різьби навантажується відповідно силами $F_1, F_2, F_3 \dots F_z$.

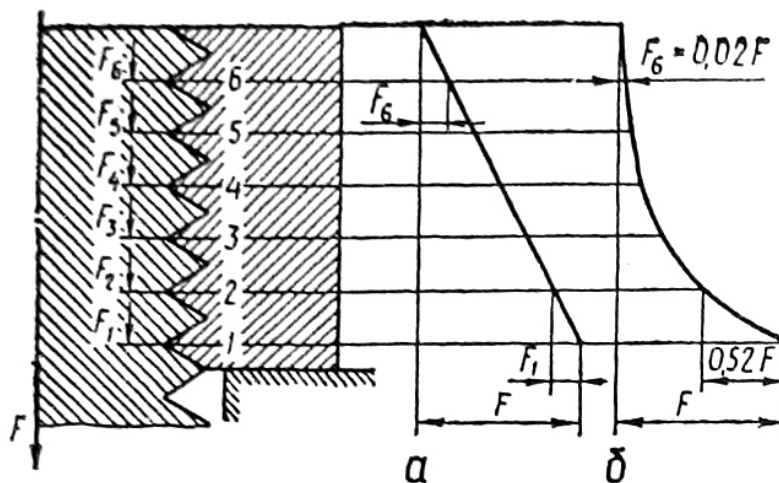


Рис. 16.7

Сума всіх сил становить загальну осьову силу P на стержні болта

$$F = F_1 + F_2 + F_3 + \dots + F_z$$

З умови рівномірного розподілу сил на кожний виток:

$$F_1 = F_2 = \dots = F_z = \frac{F}{z},$$

де z – кількість витків.

У такому разі епюру осевих сил у різних перерізах стержня болта зображають прямою лінією (рис. 16.7, а). Тут навантаження від витка до витка рівномірно зменшується на F/z .

У дійсності витки різьби у звичайних гайках навантажуються нерівномірно (рис. 16.7, б) внаслідок того, що стержень болта розтягується (крок витків збільшується), а гайка стискається (крок витків зменшується).

Для того, щоб навантаження розподілялось рівномірно, треба використовувати спеціальні гайки (рис. 16.8).

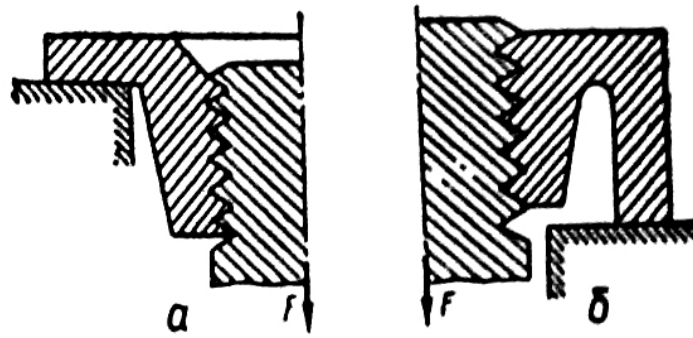


Рис. 16.8.

Розрахунок витків різьби на міцність

Нерівномірність розподілу навантаження на витки різьби гайки ускладнює їх розрахунок на міцність, тому застосовують умовні розрахунки (умовність розрахунків компенсується порівнянням розрахункових напружень, добутих за умови рівномірного розподілу навантаження на витках, із допустимими напруженнями, що встановлені дослідним шляхом).

Умова міцності витків різьби за напруження на зминання.

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} = \frac{F}{\pi d_1 H_1 z} \leq [\sigma]_{зм},$$

де $A_{зм} = \pi d_1 H_1 z$ - умовна площа зминання витків, H_1 - робоча висота витків, z - кількість витків у гайці висотою h .

Умова міцності витків за напруженнями зрізу:

$$\text{для гвинта } \tau_{зр1} = \frac{F}{A_{зр}} = \frac{F}{\pi d_1 a z} \leq [\tau]_{зр}$$

$$\text{для гайки } \tau_{зр2} = \frac{F}{\pi d b z} \leq [\tau]_{зр}$$

Якщо $a = b \approx 0,8P$ (для трикутної різьби) і $P_z = h$ (рис. 16.9)

Тоді умова міцності витків запишеться наступним чином

$$\text{для гвинта } \tau_{зр1} = \frac{F}{0,8\pi d_1 h} \leq [\tau]_{зр}$$

$$\text{для гайки } \tau_{зр2} = \frac{F}{0,8\pi d h} \leq [\tau]_{зр}$$

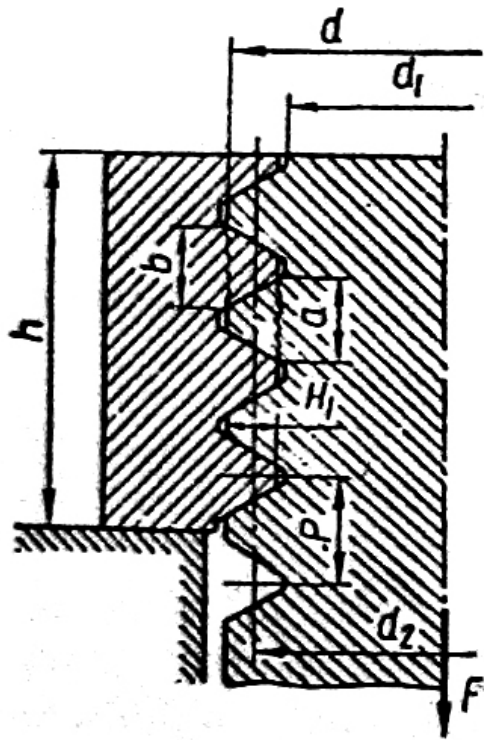


Рис. 16.9

Якщо матеріал гвинта та гайки однаковий, то за напруженнями зрізу розраховують тільки витки гвинта, тому що $d > d_1$. При цьому $[\tau]_{зр} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T$.

Висоту стандартних гайок, що працюють у парі з гвинтами з одного і того ж матеріалу беруть $h = 0,8d$.

Глибина загвинчування сталевих гвинтів у сталеві деталі вибирається $h_1 = d$, а в чавунні та силумінові деталі - $h_1 = 1,5d$.

ШПОНКОВІ З'ЄДНАННЯ

Шпонка – це деталь, яку вставляють у пази вала втулки з метою утворення з'єднання, здатного передавати обертовий момент від вала до втулки або від втулки до вала. На рис. 17.1 зображені деталі шпонкового з'єднання: 1- вал, 2 – шпонка, 3 – втулка.

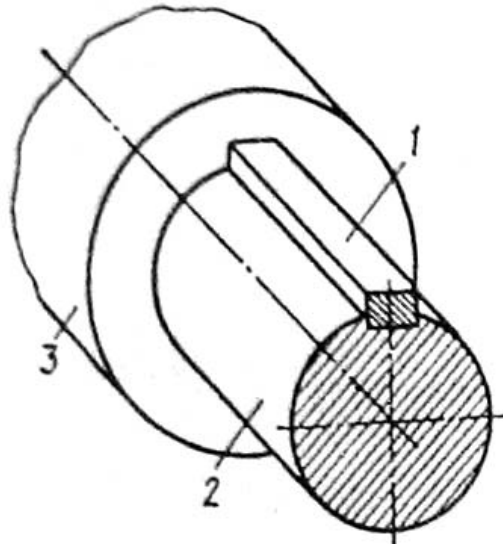


Рис.17.1. Шпонкове з'єднання.

Недоліки: послаблення вала та маточини шпонковими пазами.

Переваги: простота, надійність, низька вартість, зручність складання.

Розрізняють напружені і ненапружені шпонкові з'єднання.

Не напружені шпонкові з'єднання здійснюють за допомогою призматичних та сегментних шпонок. Призматичні шпонки за призначенням бувають звичайні (рис. 17.2, а) та напрямні (рис. 17.2, б). Звичайні призматичні шпонки (ГОСТ 23360—78) призначені для нерухомого з'єднання маточини (втулки) з валом. Вони бувають із скругленими або плоскими торцями. Направні шпонки (ГОСТ 8790—79) застосовують у тих випадках, коли деталі, розміщені на валах, можуть рухатись вздовж валів. Направну шпонку прикручують до вала гвинтами. Направні шпонки застосовуються у тих випадках, коли деталі, розміщені на валах можуть рухатись вздовж валів. Ненапружені шпонкові з'єднання здійснюються за допомогою призматичних та сегментних шпонок.

Згідно із стандартом ширину призматичної шпонки b і висоту h вибирають залежно від діаметра вала. Стандарт також регламентує глибину паза на валу (t_1 і у втулці t_2). Довжину шпонки l вибирають за шириною деталі, розміщеної на валу, перевіряють розрахунком на міцність і також узгоджують зі стандартом. Робочими гранями призматичних шпонок є їхні бічні грані, які контактують з бічними гранями пазів. Робоча довжина

призматичної шпонки зі скругленими торцями $l_0 = l - b$, а для шпонки з плоскими торцями $l_0 = l$ (рис. 17.2, а).

Ширину призматичної шпонки та ширину паза в маточині виконують з полем допуску відповідно р6 та Н7. Ширина паза вала має поле допуску JS6.

З'єднання за допомогою сегментної шпонки показано на рис. 17.3. Глибока посадка шпонки на валу забезпечує їй більш стійке положення, ніж призматичної шпонки. Це запобігає перекошуванню шпонок під навантаженням. Однак глибокий паз значно послаблює вал, тому сегментні шпонки використовують головним чином для з'єднання деталей на малонавантажених ділянках валів, наприклад, на кінцях валів. З'єднання сегментними шпонками є технологічним, оскільки виготовлення як шпонок, так і пазів на валах досить просте. Сегментні шпонки стандартизовані згідно ГОСТ 24071—80.

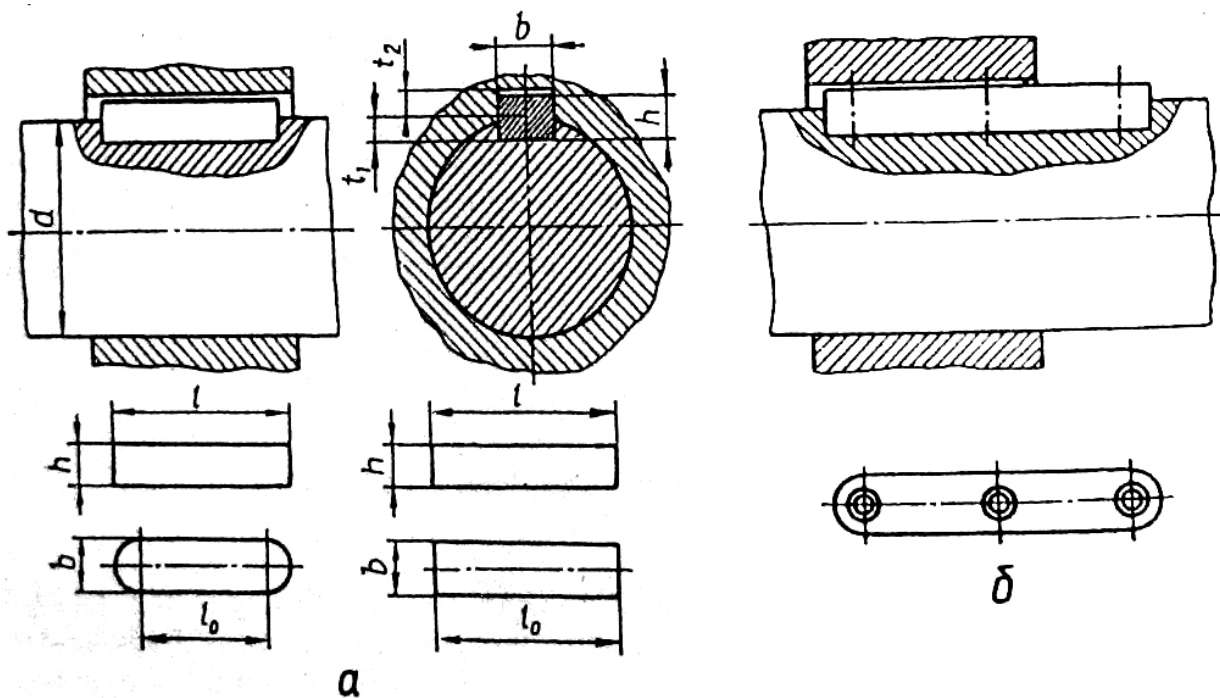


Рис. 17.2 Призматичні шпонки.

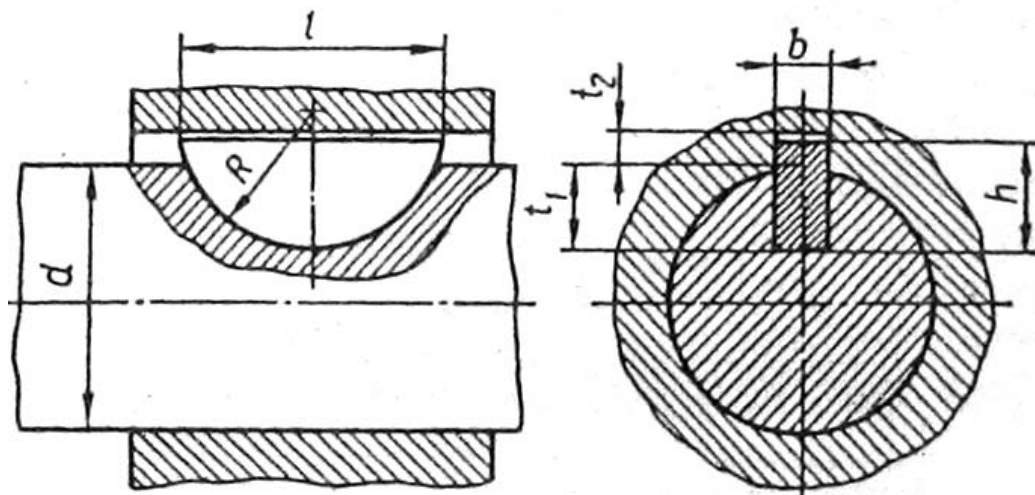


Рис. 17.3 Сегментні шпонки.

Напружені шпонкові з'єднання

Здійснюються за допомогою клинових та циліндричних шпонок (рис. 17.4). Клинові шпонки (ГОСТ 24068 – 80) за способом розміщення на валах бувають врізні (рис. 17.4), на лисці (рис. 17.5, а), фрикційні (рис. 17.5, б) і тангенційні (рис. 17.5, в). Всі клинові шпонки виготовляють з ухилом 1:100. мають обмежене застосування, оскільки вони спричиняють зміщення осі маточини відносно осі вала. Якщо перекіс деталі, розміщеної на валу не допускається, наприклад для зубчастих коліс, то клинові шпонки не застосовуються.

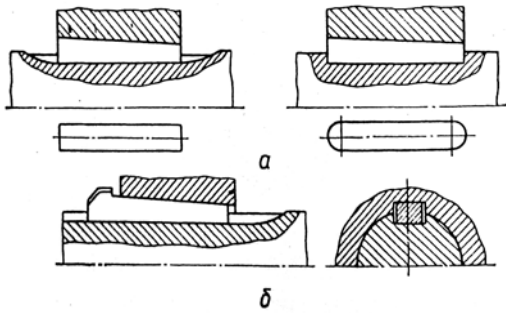


Рис. 17.4

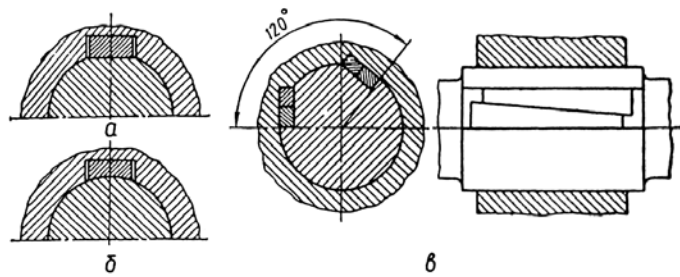


Рис. 17.5

Циліндричні шпонки (ГОСТ 3128 – 70, ГОСТ 12207 – 79) – це циліндричні штифти, що вставляються в отвори, паралельні осі з'єднання, по посадках з натягом (H7/r6). Застосовуються для закріплення деталей на кінці вала. Отвір під шпонку свердлять та обробляють розверткою після посадки деталі на вал.

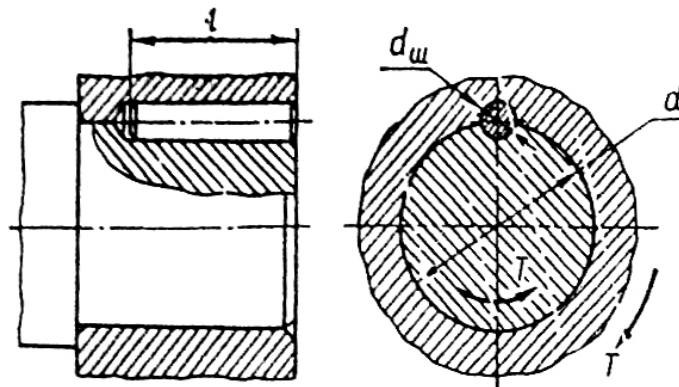


Рис. 17.6

Розрахунок ненапружених шпонкових з'єднань

Обертний момент передається завдяки взаємодії бічних вузьких граней шпонки з бічними стінками пазів на валу та в маточені (рис. 17.7). Навантажені поверхні зминаються і при незначних мікропереміщеннях спрацьовуються. Основний розрахунок – розрахунок на зминання.

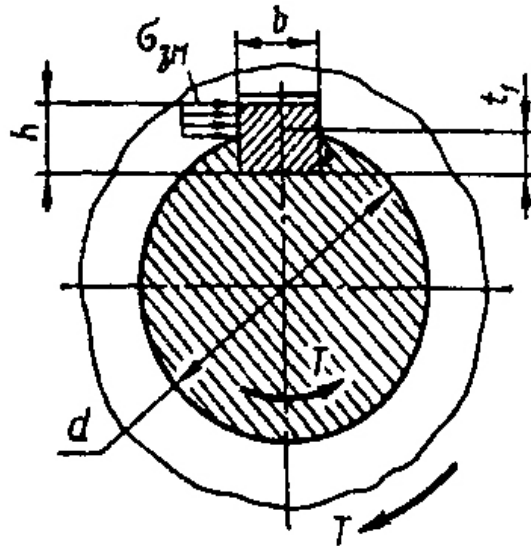


Рис. 17.7

Величина напруження зминання визначається згідно залежності:

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}},$$

де $F = \frac{2T}{d}$ – сила, що діє на навантажені поверхні, $A_{зм} = (h - t_1)l_0$ – площа зминання; l_0 – робоча довжина призматичної шпонки, h – ширина шпонки, t_1 – глибина шпонкового паза.

Тоді критерій міцності на зминання можна записати в наступному вигляді:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{dl_0(h - t_1)} \leq [\sigma]_{зм},$$

Або необхідна робоча довжина призматичної шпонки може бути вирахована:

$$l_0 \geq \frac{2T}{d(h - t_1)[\sigma]_{зм}}.$$

Також призматична шпонка знаходиться під дією деформації зрізу, ця умова врахована при стандартизації розмірів призматичних та сегментних шпонок, тому перевірка на зріз не є обов'язковою.

Для нерухомих з'єднань:

$[\sigma]_{зм} = 100 \dots 120$ МПа (втулка із сталі) - перехідні посадки;

$[\sigma]_{зм} = 70 \dots 80$ МПа (втулка з чавуну);

$[\sigma]_{зм} = 160 \dots 180$ МПа (втулка з сталі) - посадки з натягом;

$[\sigma]_{зм} = 110 \dots 130$ МПа (втулка з чавуну).

Для рухомих з'єднань $[\sigma]_{зм} = 20 \dots 30$ МПа

Для сегментної шпонки $\sigma_{зм} = \frac{2T}{dl(h - t_1)} \leq [\sigma]_{зм}$.

ШЛІЦОВІ (ЗУБЧАСТІ) ТА ПРОФІЛЬНІ З'ЄДНАННЯ

У випадку, коли не можна забезпечити міцність шпонкових з'єднань деталей із валами, використовують шліцеві (зубчасті) з'єднання (рис.18.1). За формою зубців розрізняють: прямокутні, евольвентні, трикутні.

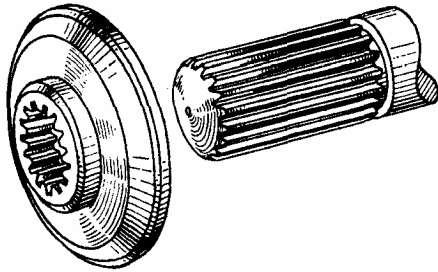


Рис. 18.1 Загальний вид шліцевого з'єднання.

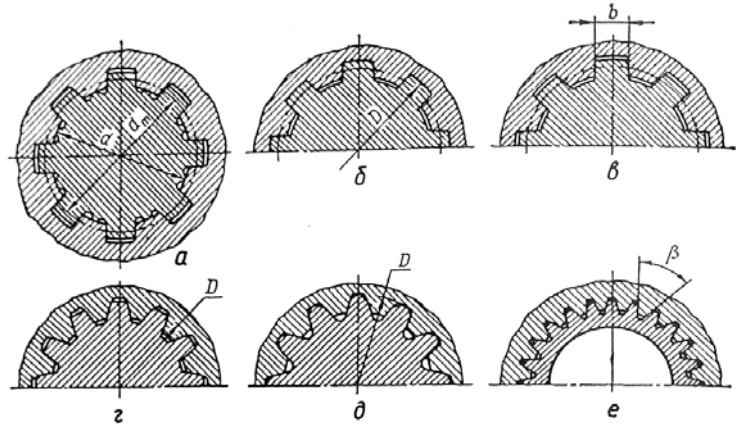


Рис. 18.2

З'єднання з прямокутним профілем зубців (ГОСТ 1139 – 80).

Центрування відбувається за внутрішнім діаметром d (рис. 18.2 а), за зовнішнім діаметром D (рис. 18.2 б), за бічними гранями зубців (рис. 18.2 в). З'єднання відрізняється більш рівномірним розподілом навантаження на зубці.

Діаметр вала 14...125 мм.

Кількість зубців 6...20.

Існує три серії: легка, середня, важка.

Умовне позначення:	D	—	8	$\times$	56	$\times$	$62H8/h7$	$\times$	$10 F10/h9$
	поверхня центрування -		кількість зубців -		номінальні розміри з'єднання -		номінальні розміри з'єднання -		номінальні розміри з'єднання -

Допускається не вказувати позначення допусків для не центруючих діаметрів.

З'єднання з евольвентним профілем (ГОСТ 6033 – 80).

Центрування: по бічних сторонах (рис. 18.2 г), внутрішньому або зовнішньому діаметрах (рис. 18.2 д).

Діаметр вала: 4...500 мм.

Кількість зубців: 6...82.

Кут початкового профілю $\alpha = 30^\circ$

Умовне позначення: $D - 2 \times H9/g9 \text{ ГОСТ 6033} - 80$

поверхня центрування -

модуль з'єднання-

посадка з'єднання-

З'єднання з трикутним профілем зубців

Центрування тільки по бічних сторонах зубців (рис. 18.2 е). Ці з'єднання не стандартизовані. Використовуються як нерухомі при тонкостінних втулках і обмежених габаритних розмірах за діаметром.

Модуль $m=0,2...1,6$ мм; кількість зубців $z=20...70$; кут профілю $60,72^\circ...90^\circ$.

Тема 19.

19. ПРОФІЛЬНІ З'ЄДНАННЯ

Охоплюючі та охоплювана поверхні деталей мають не круглу форму в поперечному перерізі – це дає можливість передавати обертовий момент без використання додаткових деталей. Використовуються для встановлення на валах рукояток, маховиків, а інколи й важко навантажених деталей. На практиці мають застосування овальний (рис. 19.1, а), трикутний (рис. 19.2, б) та квадратний (рис. 19.3, в) контури поперечного перерізу профільного з'єднання.

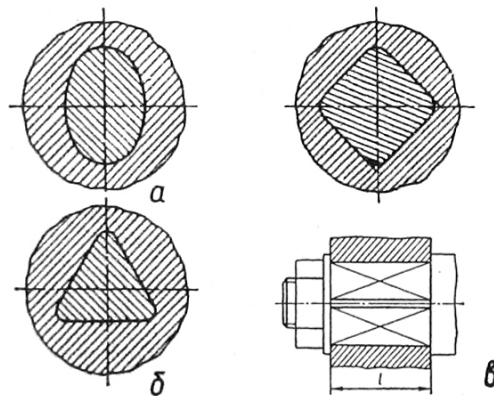


Рис. 20.1

Порівняно із шпонковими та зубчастими з'єднаннями профільне з'єднання відрізняється меншою концентрацією напружень та кращим centruванням. Недолік – складність виготовлення профільних поверхонь.

Лекція 23. Тема 20.

20. ЗВАРНІ З'ЄДНАННЯ

Зварювання – технологічний процес з'єднання деталей, який здійснюється при місцевому нагріванні стику деталей до розплавленого або пластичного стану їх із подальшим взаємним деформуванням.

Способи зварювання: ручне дугове зварювання металевим електродом; автоматичне дугове зварювання металевим електродом під шаром флюсу; електрошлакове зварювання та контактне зварювання – стикове, шовне, точкове.

Основні переваги:

- відсутність додаткових з'єднуючих елементів;
- рівномірність шва щодо з'єднуваних елементів деталей;
- економія матеріалу та зменшення маси виробів;
- висока продуктивність та простота процесу зварювання.

Недоліки:

- поява температурних напружень; пов'язана з цим можливість викривлювання деталей після зварювання;
- значна концентрація напружень в області зварних швів;
- знижена стійкість проти корозії.

Основними видами зварних з'єднань являються: стикові, напускові, таврові, кутові.

Стикові з'єднання – найраціональніший вид зварного з'єднання. Утворюються за допомогою дугового або контактного зварювання. Бувають з прямим (рис. 20.1. а), косим (рис. 20.1. б) та кільцевим (рис. 20.1. в) швами. Деталі поблизу стику повинні мати рівну товщину, кромки деталей (рис. 20.1 г) можуть бути підготовленими або непідготовленими.

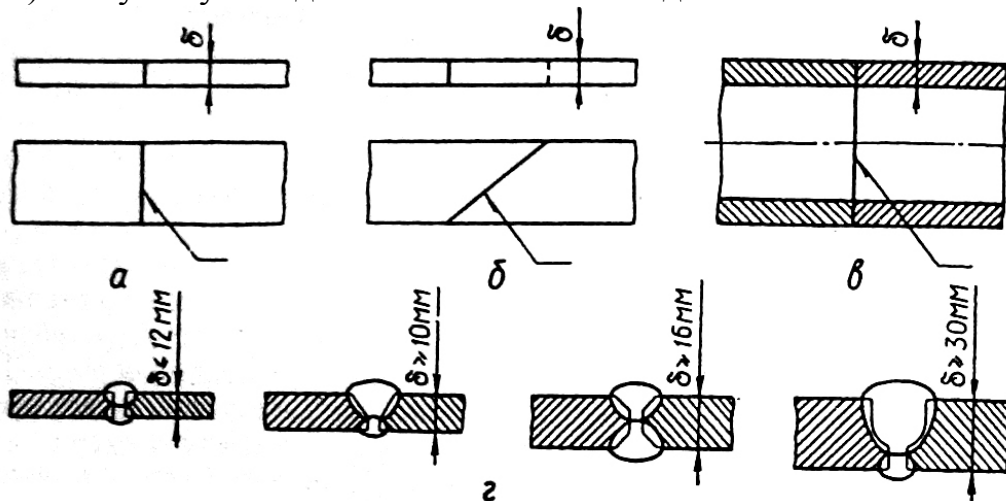


Рис. 20.1.

Напускні з'єднання – виконують за допомогою кутових (валикових) швів.

Залежно від лінії дії сили F бувають: лобові (рис. 20.2 а), флангові (рис. 20.2 б), комбіновані (рис. 20.2 в), кільцеві шви (рис. 20.2 г).

За формою поперечного перерізу: нормальна (рис. 20.2 д), випукла (рис. 20.2 е), поліпшена (рис. 20.2 є, ж).

Мінімальна концентрація напружень має місце в швах поліпшеної форми при відношенні катетів 1:15 або 1:2. Катет зварного шва k необхідно брати в межах $3 \leq k \leq \delta$. Розрахункова висота кутового шва $m = k \sin 45^\circ \approx 0,7k$.

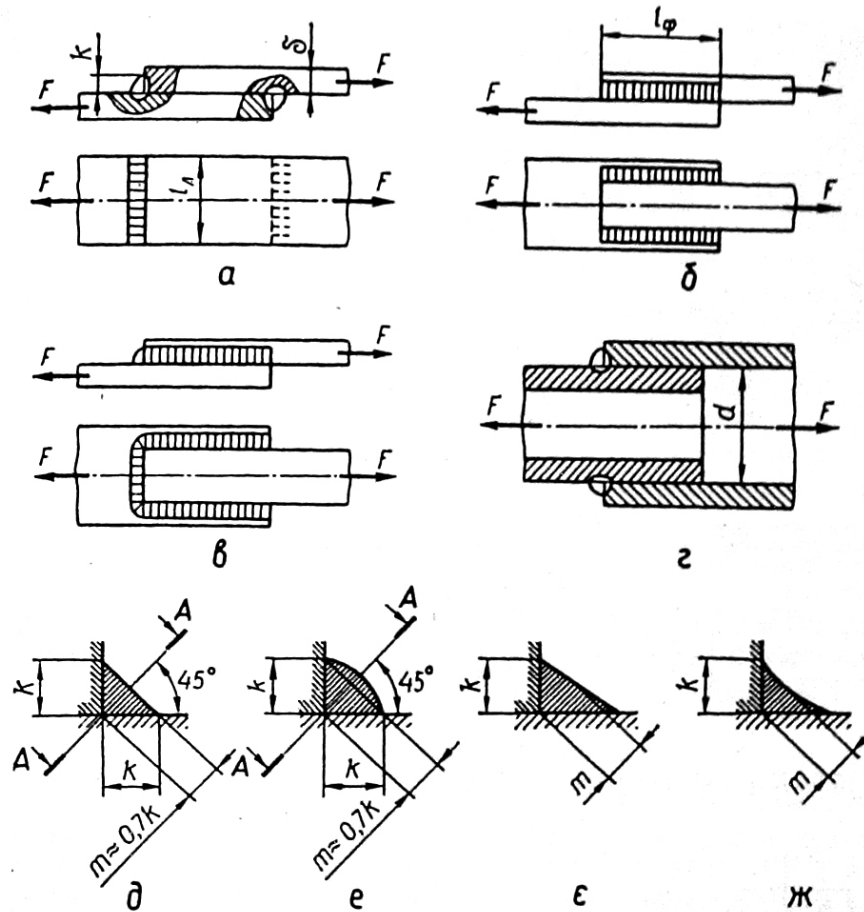


Рис. 20.2

Таврове з'єднання (рис. 20.3) використовують при розміщенні з'єднувальних деталей у взаємно перпендикулярних площинах. При цьому катет шва $k < 1,2\delta$.

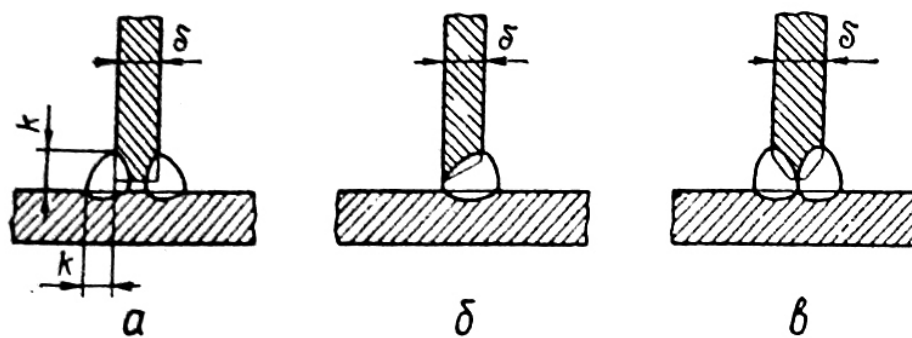


Рис. 20.3

Кутове з'єднання (рис. 20.4) може бути:

- без попередньої підготовки кромки;
- з підготовкою кромки.

Використовуються для забезпечення щільності, при малому навантаженні. Коли міцність напускних з'єднань не забезпечується, роблять прорізні або проплавні зварні шви.

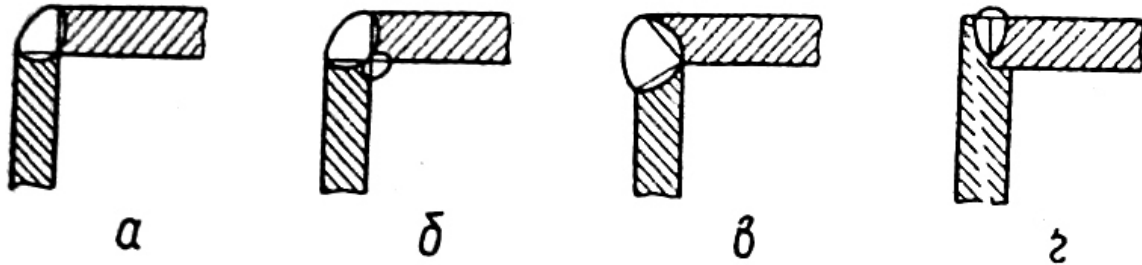


Рис. 20.4

З'єднання точковим контактним зварюванням (рис. 20.5) застосовується для плоских деталей сумарна товщина деталей не перевищує 8-10 мм.

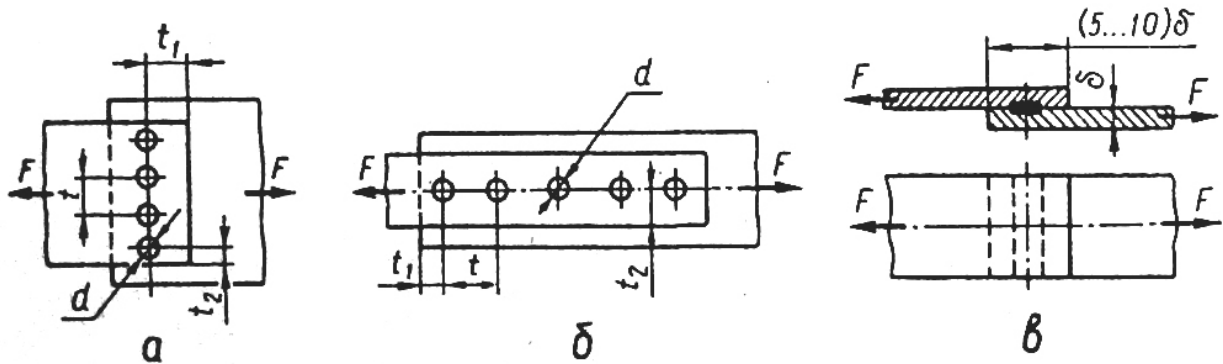


Рис. 20.5

Основні параметри з'єднання: d – діаметр зварної точки ($1,2\delta + 4 < d < 1,5\delta + 5$); крок $t \leq 3d$; $t_1 \geq 2d$; $t_2 = 1,5d$.

Розрахунок зварних з'єднань на міцність.

Основною умовою при проектуванні зварних конструкцій деталей є забезпечення рівномірності зварних швів та з'єднувальних елементів деталей. Згідно з цією умовою в залежності від розмірів та взаємного розміщення зварних деталей встановлюють відповідні розміри швів для даного з'єднання. Розрахунки зварних швів роблять для перевірки.

1. Розрахунок стикових з'єднань:

Умова міцності:

$$\sigma = \frac{F}{\delta b} \leq [\sigma],$$

де σ - напруження розтягу в шві, F - сила, що навантажує з'єднання, δ, b - товщина та ширина з'єднувальних елементів, $[\sigma]$ - допустиме напруження розтягу сталевих зварних з'єднань.

2. Розрахунок напусккових з'єднань.

У напусккових з'єднаннях кутові шви умовно розраховують на зріз за найменшим перерізом, який знаходиться в площині прямого кута в поперечному перерізі шва, де розрахункова висота кутового шва $m=0,7k$. Умову міцності можна записати в наступному вигляді:

$$\tau = \frac{F}{0,7kl} \leq [\tau],$$

де τ - розрахункове напруження зрізу, F - сила, що навантажує з'єднання, k - катет кутового шва, l - довжина шва, $[\tau]$ - допустиме напруження зрізу.

Для з'єднань із кількома швами за розмір l беруть сумарну довжину швів:

- для напускного з'єднання фланговими швами $l = 2l_\phi$ (рис. 20, а);
- для з'єднання лобовими швами $l = 2l_\lambda$ (рис. 20, б);
- для з'єднання комбінованими швами $l = 0,28l_\lambda + 1,5l_\phi$ (рис. 20, в).

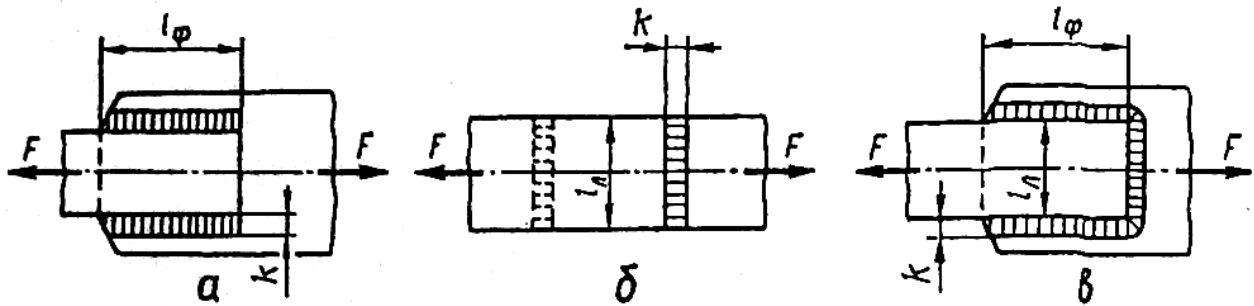


Рис. 20.6

Для напускного з'єднання (рис. 200.7) із кільцевим кутовим швом напруження зрізу визначають окремо від сили F і від крутного моменту T .

$$\tau_T = \frac{2T}{0,7k\pi d^2} = \frac{F_T}{A}, \quad \tau_F = \frac{F}{0,7k\pi d}$$

Де колова сила на шов від крутного моменту $F_T = \frac{2T}{d}$; а площа зрізу шва

$$A = 0,7k\pi d.$$

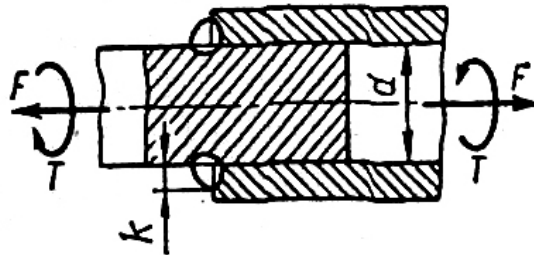


Рис. 20.7

Далі ці напруження геометрично складають

$$\tau = \sqrt{\tau_F^2 + \tau_T^2} \leq [\tau]$$

Якщо з'єднання навантажене моментом M (рис. 20.8, а), то напруження у швах розподіляються по їхній довжині нерівномірно, в різних напрямках.

$$\tau_M = \frac{M}{W_P},$$

де W_P - полярний момент опору перерізу швів у площині їхнього руйнування.

Для порівняно коротких швів ($l < b$) наближено можна припустити, що напруження зрізу розподіляються вздовж швів рівномірно і спричиняються дією на кожний шов сили $F = \frac{M}{b}$, тоді умова міцності з'єднання може бути записана:

$$\tau_M = \frac{M}{0,7klb} \leq [\tau].$$

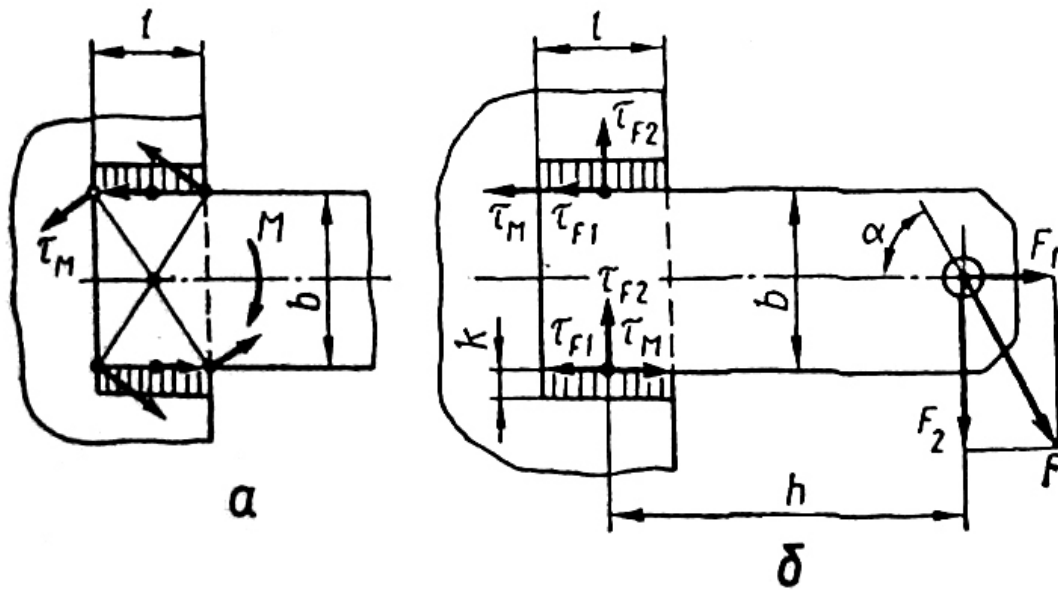


Рис. 20.8

Наближений розрахунок для більш загальної схеми навантаження (рис. 20.8 б) полягає в наступному. Шви навантажуються силами:

$$F_1 = F \cos \alpha$$

$$F_2 = F \sin \alpha,$$

а також моментом $M = F_2 h$. Більш навантаженим є верхній шов, для якого умова міцності має вигляд:

$$\tau_{\max} = \sqrt{(\tau_{F_1} + \tau_M)^2 + \tau_{F_2}^2} \leq [\tau],$$

$$\text{де } \tau_{F_1} = \frac{F_1}{2 \cdot 0,7kl}, \tau_{F_2} = \frac{F_2}{2 \cdot 0,7kl}, \tau_M = \frac{M}{0,7klb}.$$

3. Розрахунок таврових з'єднань.

До консольної балки (рис. 20.9) прикладена сила F , яку можна розкласти на складові F_1 та F_2 :

$$F_1 = F \cos \alpha; F_2 = F \sin \alpha.$$

Сила F_2 викликає згинаючий момент $M = F_2 h$.

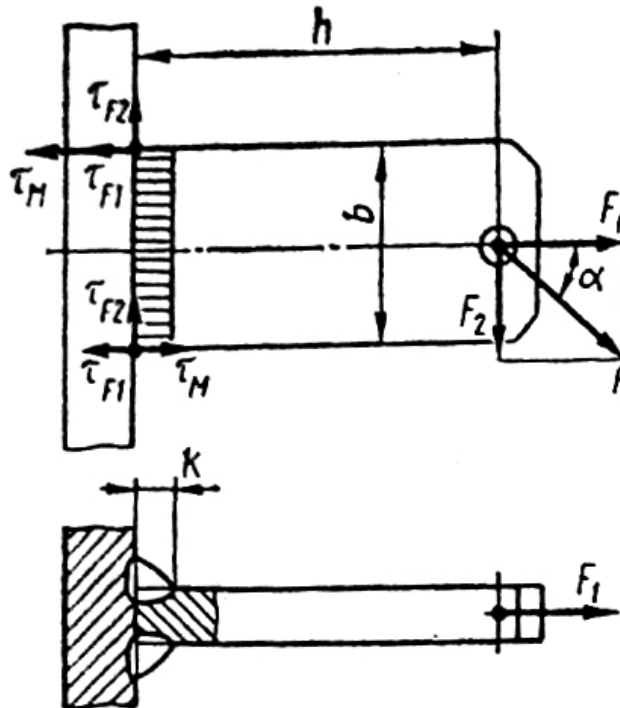


Рис. 20.9

В з'єднанні виникають наступні дотичні напруження:

$$\tau_{F_1} = \frac{F_1}{2 \cdot 0,7kb};$$

$$\tau_{F_2} = \frac{F_2}{2 \cdot 0,7kb};$$

$$\tau_M = \frac{M}{2W_0} = \frac{3M}{0,7kb^2};$$

Де $W_0 = \frac{0,7kb^2}{6}$ - осьовий момент опору перерізу одного шва в площині його руйнування. Еквівалентне дотичне напруження можна записати в наступному вигляді:

$$\tau_{\max} = \sqrt{(\tau_{F_1} + \tau_M)^2 + \tau_{F_2}^2} \leq [\tau].$$

Допустимі напруження для зварних з'єднань

Назначаються у частках від допустимого напруження розтягу $[\sigma]_P$ для основного металу.

Вид зварювання	Напруження		
	При розтягу $[\sigma]$	При стиску $[\sigma]$	При зрізі $[\tau]$
Автоматичне під флюсом та ручне електродами Э42А	$[\sigma]_P$	$[\sigma]_P$	$0,65 [\sigma]_P$
Ручне дугове електродами Э42 та Э50	$0,9 [\sigma]_P$	$[\sigma]_P$	$0,6 [\sigma]_P$
Контактне точкове та шовне	----	----	$0,5 [\sigma]_P$

При цьому

$$[\sigma]_P = \frac{\sigma_T}{S},$$

де S – запас міцності ($S=1,35 \dots 1,6$ – для вуглецевих сталей, $S=1,5 \dots 1,7$ – для низьколегованих сталей).

При циклічному навантаженні шва $[\sigma]_R = [\sigma] \gamma$; $[\tau_R] = [\tau] \gamma$.

Де коефіцієнт $\gamma \leq 1$ враховує асиметрію циклу навантаження:

$$\gamma = \frac{1}{(0,6k_e \pm 0,25) - (0,6k_e \mp 0,25)R},$$

де $R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$, $R = \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}}$, k_e - ефективний коефіцієнт концентрації

напружень.

Верхні знаки в знаменнику цієї формули беруть для дотичних та нормальних напружень, якщо найбільшими за абсолютним значенням є напруження розтягу, а нижні – якщо напруження стиску. (У разі рівності стискаючих і розтягуючих напружень можна брати як верхні так і нижні знаки).

Ефективний коефіцієнт концентрації напружень k_e

Вид зварки	Сталь	
	Вуглецева	Низьколегована
Стикові шви з повним проварюванням	1,2	1,3
Кутові лобові шви		
- при ручному зварюванні	2,3	3,2
- при автоматичному зварюванні	1,7	2,4
Кутові флангові шви, що розміщені паралельно лінії дії сили	3,4	4,4

При $\gamma > 1$ беруть $\gamma = 1$, це відбувається при $R > 0$. При цьому режимі вирішальне значення має не втома, а статична міцність.

ПЛИТИ І РАМИ.

Плити і рами є опорними конструкціями і слугують для зв'язку в єдине ціле окремих вузлів машини або її окремих механізмів, у даному випадку – вузлів привода. Вони сприймають і передають на фундамент діючі на машину навантаження і забезпечують правильність розташування вузлів у процесі експлуатації. *Лита опорна конструкція називається плитою (рис. 22.1, а), зварна – рамою (рис. 22.1, б).* Окрім міцності опорні конструкції повинні володіти жорсткістю, оскільки остання визначає вібростійкість машини.

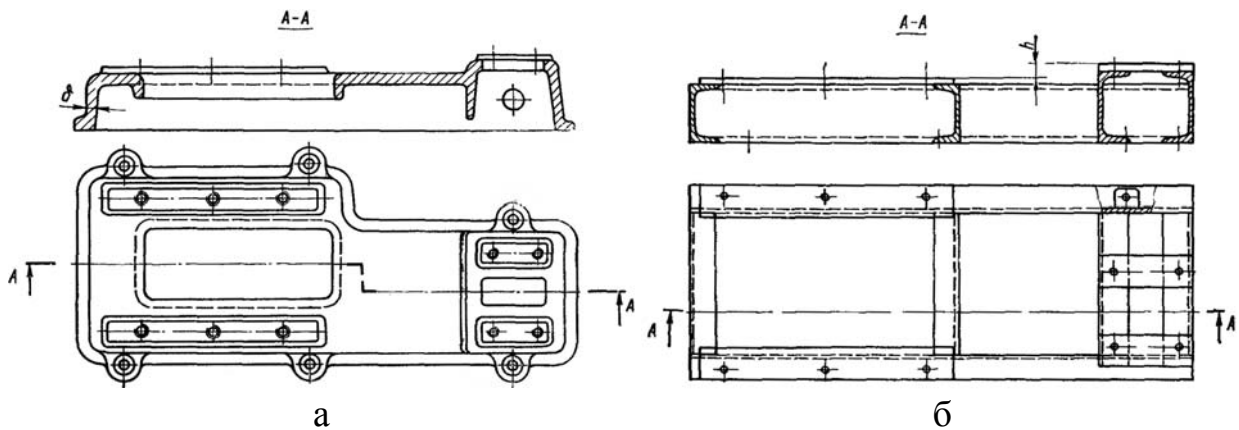


Рис. 21.1 Плита (а) і рама (б).

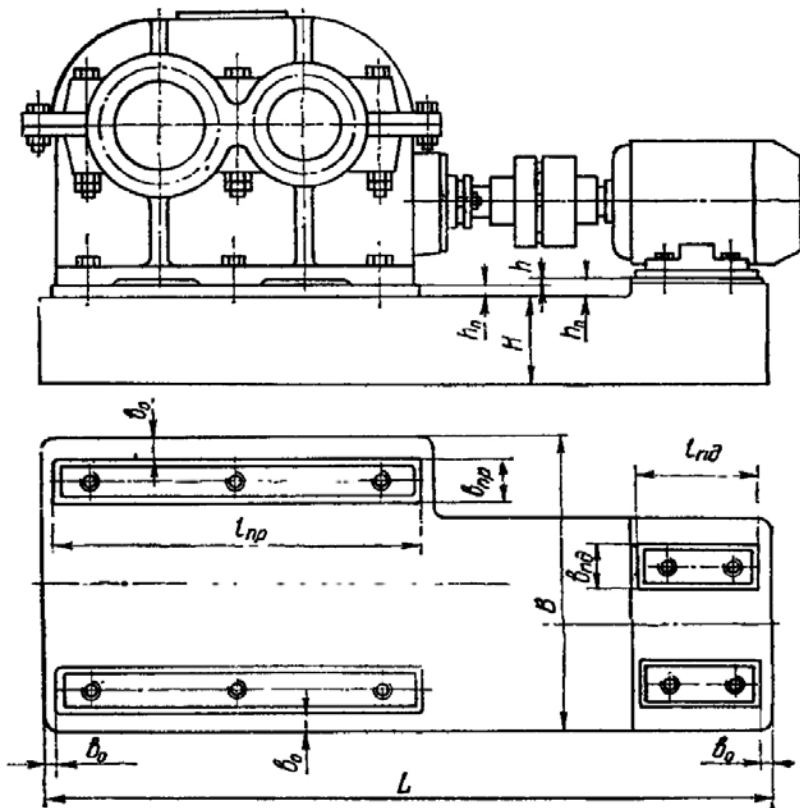


Рис. 21.2 Основні розміри та компоновка плити.

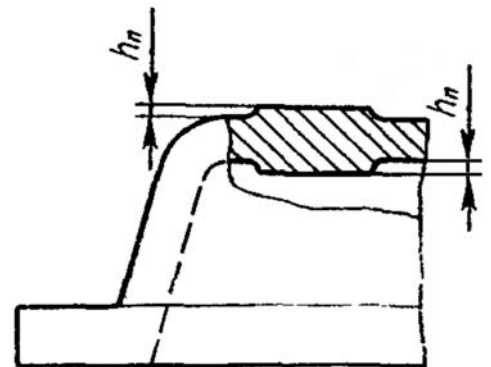


Рис. 21.3 Платник

Плити відливають із сірого чавуну марок СЧ10 або СЧ15, рідше – із сталі. Форми та габаритні розміри плит визначаються загальною компоновкою привода (рис. 21.2). За заданою схемою привода і розмірам з'єднаних агрегатів або вузлів (двигун, редуктор, муфти) креслять, зазвичай у двох проекціях, контур привода. Уточнюють координати *опорних платиків* (відливи, до яких приєднуються за допомогою болтів елементи механізму, такі як двигун, редуктор, тощо), а також різницю рівнів h між платиками двигуна і редуктора (рис. 21.2). Контур плити у плані може вийти прямокутним, Т – або Г – образним, а також інших форм. Довжину і ширину плити (L , B) уточнюють по накресленому контуру привода. Висоту плити призначають з умов достатньої жорсткості на основі практики проектування аналогічних конструкцій:

$$H = (0,06 \dots 0,11) \cdot L,$$

де L – довжина плити (для Т – та Г – образної форми розгорнута довжина). Знайдені габаритні розміри L , B , H округлюють до нормальних лінійних розмірів за ГОСТ 6636 – 69.

Мінімальну товщину зовнішніх стінок чавунних відливок δ визначають виходячи з технологічних можливостей і приведеного габариту N :

$$\delta = (10 \dots 12) \sqrt{N} \text{ [мм]},$$

де $N = 0,25(2 \cdot L + B + H)$, B – ширина або середня ширина плити, при цьому $\delta \geq 7$ мм.

Товщину внутрішніх стінок, перегородок і ребер з умови одночасного охолодження з зовнішніми стінками призначають на 15...20% менше, ніж товщина зовнішніх стінок. Висота ребер повинна бути не більша п'ятикратної їх товщини. Розміри опорних платиків редуктора і двигуна приймають дещо більшими опорних поверхонь, вузлів, що приєднуються на величину K по всьому контуру з урахуванням похибки лиття.

Припуск на неточність лиття платиків і приливів

Приведений габарит основної деталі N , мм	K , мм при L , B , мм				
	До 200	Більше 200 до 300	Більше 300 до 500	Більше 500 до 1000	Більше 1000
Більше 0,5 до 3,5	3...5	6...8	6...8	10...12	15...18
Більше 3,5 до 5,5	6...8	10...12	10...12	15...18	20...25
Більше 5,5 до 6,8	6...8	10...12	15...18	15...18	20...25

Розмір $b_{0\min}$ (рис. 21.2) приймають 8...10 мм. Найменшу висоту платиків h_n (рис. 21.3) вибирають в залежності від габаритів плити. Різьбові гнізда в платиках для кріплення вузлів радять виконувати сквозними глибиною 2...2,5 діаметра болта d , що іноді вимагає місцевого стовщення платика приливом з внутрішньої сторони плити.

Опорну поверхню плити для кріплення її до фундаменту виконують у вигляді фланця по периметру шириною $b = (3,5 \dots 5)\delta$ і товщиною $t = (1,5 \dots 2)\delta$. Бажано, щоб підшва не переривалася по всьому периметру плити. У фланці передбачають отвори під фундаментні болти (рис. 21.3, а). При великому периметрі плити ширину фланця зменшують, а для фундаментних болтів передбачають пустотілі бобики (рис. 21.3, б).

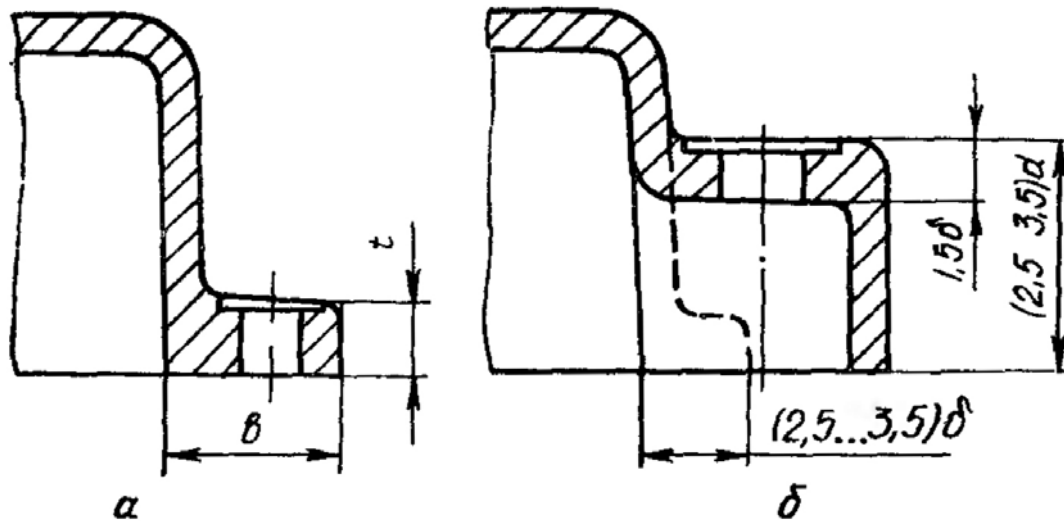


Рис. 21.3 Кріплення опорної конструкції до фундаменту: фланець (а), бобишка (б).

Найменша висота h_0 платиків і бобишек:

Найбільша довжина або висота деталі	h_0	Найбільша довжина або висота деталі	h_0	Найбільша довжина або висота деталі	h_0
До 50	2	Більше 500 до 750	6	Більше 1250 до 1500	12
Більше 50 до 250	3	Більше 750 до 1000	8	Більше 1500 до 1750	14
Більше 250 до 500	4	Більше 1000 до 1250	10	Більше 1750 до 2000	16

Бобишки роблять за можливістю високими $(2,5 \dots 3,5)d$, що сприяє більш рівномірному розподіленню сил затяжки по підшві плити. Великі горизонтально розташовані поверхні погано заповнюються рідким металом в результаті чого утворюються раковини в металі. Тому в горизонтальних стінках передбачають вікна або отвори, розташовані таким чином, щоб у подібних елементах конструкції вікна або отвору не суміщалося в одному перерізі.

У конструкції плити необхідно уникати утворення виступів і заглиблень, які зрізають частину форми при виїмці моделі. Щоб запобігти коробленню відливки відпалюють. Після відпалу плити піддають механічній обробці, стругають підшву і верхні поверхні платиків, свердлять отвори під болти, гвинти і шпильки, планують поверхні під гайки фундаментних болтів, нарізають різьбу в отворах під шпильки і гвинти.

Підшву плити простругують грубо, поверхні платиків обробляють більш чисто і точно - $R_z 40 \dots R_z 20$. Непаралельність плоскостей зазвичай

складає 0,1...0,15 мм. Зварні опорні конструкції – рами економічно вигідно виготовляють при одиничному виробництві. При цьому використовують прокат: швелер, кутник, листи, смуги. В цьому випадку відпадає необхідність виготовлення дорогих моделей. Крім того, маса зварних рам при однаковій міцності і жорсткості з литими плитами буває менше приблизно в два рази. Порядок і принцип проектування рам не відрізняється від приведеного раніше для литих плит. За знайденою висотою рами H з сортаменту прокату підбирають розмір прокатного профілю, частіше усього швелера. Зазвичай вузли привода кріпляться на полках профілів рами, тому ширину останньої перевіряють на можливість розміщення і монтажу кріпильних деталей. Потім визначають різницю рівнів h між опорними поверхнями встановлених на рамі агрегатів. У зв'язку з тим, що поверхня профілів прокату і листів достатньо рівна і чиста, при однаковій висоті рівнів можна застосовувати рами без опорних платиків.

Точна установка агрегатів за висотою забезпечується металевими прокладками. При невеликій різниці рівнів h на раму наварюють листи потрібної товщини або опорні платики. При більшому значенні h раму нарощують швелерами, поставленими на полку або покладеному на стінку.

Рами, зварені з профільного прокату, мають достатню жорсткість, тому потреба в спеціальних ребрах жорсткості зазвичай відпадає. При необхідності жорсткість рами підвищують за допомогою додаткових діагонально розташованих балок, частіше всього з кутників. Для зручності монтажу, демонтажу і огляду вузлів прокатні профілі, що складають раму встановлюють полками зовні. Після зварки і до механічної обробки раму рекомендують відпалити. У випадку механічної обробки поверхні платиків стругають, свердлять і при необхідності нарізають отвори під кріплення. Рами потрібно конструювати так, щоб при обробці ріжучі кромки інструмента не потрапляли на зварні шви. Точність і чистота обробки опорних поверхонь платиків рам така ж, як і у плит. Для більш рівномірного розподілення зусиль затяжки по підшві рами фундаментальні болти бажано пропускати через обидві полки швелера, але при цьому виступаючі частини болтів з гайками можуть заважати установці вузлів привода. Для збільшення жорсткості полки зв'язують ребрами, трубами, кутниками.

Якщо вузли привода не дозволяють пропустити болти через раму, вона кріпиться к фундаменту за полки. Уклон полок вирівнюють зваренням косих шайб або високих бонок. При використанні косих шайб по бокам отвору під фундаментні болти бажано вварити ребра жорсткості на відстані, що допускає роботу ключем. Косі шайби ставлять також при кріпленні вузлів до рами. Діаметри і кількість фундаментних болтів вибирають в залежності від розгорнутої довжини опорної конструкції. Розміри косих шайб і найменшого швелера в залежності від прийнятого діаметра болта.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Машина і механізм. Визначення. Основні вимоги.
2. Класифікація механізмів по способу передачі руху та конструктивній ознаці.
3. Поняття про ланку, деталь, кінематичну пару. Види ланок і кінематичних пар.
4. Клас кінематичної пари. Ступінь рухливості механізму.
5. Основні принципи структурної класифікації механізмів за Ассуром та Артоболевським.
6. Визначення швидкості ланки методом планів швидкостей. Властивості плану швидкості.
7. Основні методи визначення переміщень механізму, сутність, переваги та недоліки.
8. Основні сили, що діють на механізм. Режим руху. Зведення сил.
9. Механічні передачі: основні види. Типові режими навантаження та розподіл навантаження в часі
10. Матеріали передач та їх основні механічні характеристики.
11. Шорсткість поверхні. Сутність. Позначення на кресленні. Одиниці виміру.
12. Основні параметри передач. Перерахувати. Навести основні залежності.
13. Поняття про допуск, розмір, відхилення, основне відхилення. Позначення на кресленні.
14. Поняття про квалітет точності. Сутність. Позначення на кресленні.
15. Поняття про посадку. Три види посадок. Позначення на кресленні.
16. Система отвору, система валу. Сутність. Три види посадок. Позначення на кресленні.
17. Пасова передача. Призначення. Переваги та недоліки. Класифікація за формою поперечного перетину.
18. Поняття про плоскопасову та клинопасову передачі. Класифікація. Основні геометричні характеристики пасової передачі.
19. Пасова передача. Розподіл навантаження. Напруження, які виникають в пасі.
19. Зубчасті передачі. Призначення. Класифікація. Основні переваги та недоліки.
20. Поняття про евольвенту. Основні геометричні характеристики евольвентного зачеплення.
21. Поняття про передавальне відношення, модуль, крок, дільний діаметр, коефіцієнт перекриття для зубчастих передач з різною формою зуба. Корегування передач.
22. Точність зубчастих передач.
23. Початковий контур.
24. Конструкції зубчастих коліс. Основні методи виготовлення.
25. Основні види руйнування зубчастих коліс.

26. Циліндрична зубчаста передача. Призначення. Переваги та недоліки. Класифікація. Основні геометричні характеристики.
27. Циліндрична зубчаста передача. Сили в зачепленні. Основні розрахунки на міцність.
28. Конічна зубчаста передача. Призначення. Переваги та недоліки. Основні геометричні характеристики.
29. Конічна зубчаста передача. Сили в зачепленні. Основні розрахунки на міцність.
30. Черв'ячна передача. Призначення. Переваги та недоліки. Класифікація. Основні геометричні характеристики.
31. Черв'ячна передача. Сили в зачепленні. Основні розрахунки на міцність.
32. Передача гвинт – гайка. Призначення. Переваги та недоліки. Класифікація. Основні параметри різьб.
33. Підшипники ковзання. Призначення. Основні недоліки та переваги.
34. Конструкції та класифікація підшипників ковзання.
35. Змащування підшипників ковзання.
36. Критерії роботи здатності та розрахунки на міцність.
37. Підшипники кочення. Призначення. Основні недоліки та переваги. Класифікація.
38. Позначення підшипників кочення та посадки.
39. Монтаж підшипників кочення на валу та в корпусі.
40. Розподіл навантаження на тіла кочення. Види руйнування.
41. Підбір підшипників за статичною та динамічною вантажопід'ємністю.
42. Поняття про вісь. Два основних вида осей.
43. Поняття про вал. Основні конструктивні особливості.
44. Побудова розрахункової схеми вала. Проектний розрахунок вала.
45. Розрахунок вала на статичну міцність.
46. Розрахунок вала на витривалість та жорсткість.
47. Муфти приводів. Призначення. Основні похибки взаємного розміщення валів.
48. Класифікація та основні типи муфт.
49. Основні типи з'єднань деталей машин.
50. Різьбові з'єднання. Класифікація. Позначення. Основні геометричні характеристики.
51. Кріпильні різьбові деталі. Класифікація. Позначення.
52. Елементи теорії гвинтової пари.
53. Розподіл навантаження між витками різьбит. Розрахунок на міцність.
54. Шпонкові з'єднання. Призначення. Переваги та недоліки. Класифікація.
55. Розрахунок шпонковиз з'єднань.
56. Шліцові (зубчасті) з'єднання. Призначення. Класифікація. Умовне позначення.
57. Поняття про профільні з'єднання.

58. Зварні з'єднання. Призначення. Переваги та недоліки. Основні види зварних з'єднань.
59. Основи розрахунку на міцність зварних з'єднань.
60. Плити і рами. Основи проектування.

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Артоболовский С.И. Теория механизмов и машин. – М.; Высш. шк., 1965.
2. Заболонский К.И., Беляев М.С. Прикладная механика. – К. Вища шк., 1979.
3. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. – Л. Афіша.2003.
4. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М. Высш. шк., 2000.
5. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин. – Х. Основа., 1991.
6. Детали машин. Атлас конструкций. Под ред. Решетова Д.Н. – М. Машиностроение., 1992.
7. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.; Высш. шк., 1989.
8. Орлов Н.И. Основы конструирования. – М. Машиностроение., 1988.
9. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. – М. Машиностроение., 1992.
10. Иванов М.Н. Детали машин. – М. Высш. шк. 1998.
11. Краузе Г.Н. и др. Редукторы (справочное пособие). – Л. Машиностроение., 1972.
12. Чернавский С.А., Козинский Б.С., Боков К.Н. Проектирование механических передач. – М. Машиностроение., 1984.
13. Заховайко О. П. Конспект лекцій.
14. Robert O. Parmlet P.E. Illustrated sourcebook of Mechanical Components. – McGraw-Hill, 2000.
15. Ройтман И.А., Кузьменко В.И. Основы машиностроения в черчении. – М. ГИЦ Владос., 2000.
16. Гузенков П.Г. Детали машин: Учебник для вузов. – М. Высш. шк., 1982.