

Вступ

Мета видання конспекту лекцій з предмета „Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання” полягає в тому, щоб ознайомити та навчити студентів вміло користуватися стандартами, правильно визначати допуски і посадки на деталі машин, що проектуються, а також встановлювати норми точності геометричних параметрів та призначати технічні засоби вимірювання для їх контролю.

Для майбутнього інженера, особливо механіка, знання систем допусків і посадок, принципів їх побудови та застосування, способів вимірювання та контролю встановлених відхилень, являються необхідною та складовою частиною його спеціальної підготовки. Крім того, вміння фахівців технічного профілю користуватися стандартами створює великі можливості підвищення ефективності виробництва та оновлення продукції.

Лекція 1. Основні поняття і положення ВСТВ

План лекції:

1. Взаємозамінність і її види.
2. Ряди кращих чисел.
3. Види розмірів.
4. Граничні відхилення. Допуск розміру. Нульова лінія.
5. Поняття вала і отвору. Основні вал і отвір.
6. Посадка з'єднання. Види і допуски посадок.

Література: [1, 2]

1. Взаємозамінність і її види

ВСТВ – це наука про точність виготовлення деталей і способи визначення якості їх виготовлення.

Взаємозамінністю машин, приладів, механізмів, окремих деталей називають їх властивість замінюватись на інші однотипні екземпляри. Розрізняють такі види взаємозамінностей: повну, неповну, зовнішню, внутрішню, функціональну.

Повною взаємозамінністю називають таку взаємозамінність, яка забезпечує безпідгоночне складання чи заміну при ремонті однотипних деталей з заданою точністю.

Неповною взаємозамінністю називають таку взаємозамінність, яка для отримання необхідної точності складання потребує групового підбору деталей (селективне складання), а також застосування різного роду компенсаторів і регулювань.

Зовнішня взаємозамінність – це взаємозамінність по зовнішнім розмірах і формах приєднувальних поверхонь.

Внутрішня взаємозамінність – це взаємозамінність по внутрішніх розмірах і формах приєднувальних поверхонь.

Функціональна взаємозамінність – це взаємозамінність складальних одиниць по експлуатаційних показниках (потужності, величині крутного моменту, кількості обертів за хвилину).

2. Ряди кращих чисел

Встановлення рядів кращих чисел зменшує номенклатуру розмірів складальних одиниць, вузлів, механізмів, машин і сприяє ефективній спеціалізації і кооперації заводів.

Ряди кращих чисел будуються по геометричній прогресії, яка являє собою ряд чисел з постійним відношенням двох сусідніх чисел (знаменник прогресії q). Кожний член ряду являється добутком попереднього члена на q . У відповідності до рекомендацій міжнародної організації по стандартах **ISO** встановлено чотири основних ряди кращих чисел (ГОСТ 8032-84): $q = \sqrt[5]{10} \approx 1,6$ - ряд **R5**,

$q = \sqrt[10]{10} \approx 1,25$ - ряд **R10**, $q = \sqrt[20]{10} \approx 1,12$ - ряд **R20**, $q = \sqrt[40]{10} \approx 1,06$ - ряд **R40**. В окремих випадках допускається додатковий ряд **R80** зі знаменником $q = \sqrt[80]{10} \approx 1,03$.

При встановленні параметрів складальних одиниць, вузлів, механізмів, машин конструктору слід надавати перевагу ряду **R5** над рядами **R10**, **R20**, **R40**. Ряд **R10** має перевагу над рядами **R20**, **R40**. Ряд **R20** має перевагу над рядом **R40**.

3. Види розмірів

Номинальний розмір – це ідеалізований розмір, встановлений в результаті розрахунку конструктивного елемента на міцність і жорсткість з урахуванням технологічних особливостей. Цей розмір служить початком відліку граничних відхилень. Для з'єднання номінальний розмір є спільним. При позначенні номінальних розмірів не використовують ні верхніх, ні нижніх індексів, наприклад, **D**, **d**, **l**.

Дійсний розмір - це розмір, встановлений на основі вимірювань з допустимою похибкою. Цей термін введений тому, що неможливо виготовити деталь з абсолютно точними номінальними розмірами, а також виміряти їх без внесення похибки.

Граничні розміри - це два гранично допустимих розміри, між якими розташовується дійсний розмір придатної деталі. Позначаються граничні розміри так : d_{\min} , d_{\max} - для вала; D_{\min} , D_{\max} - для отвору.

4. Граничні відхилення. Допуск розміру. Нульова лінія

Для спрощення позначень розмірів на кресленнях введені граничні відхилення від номінального розміру.

Верхнє граничне відхилення - це алгебраїчна різниця між найбільшим граничним і номінальним розмірами :

$$ES = D_{\max} - D, \quad (1)$$

$$es = d_{\max} - d \quad . \quad (2)$$

Позначення : **ES** – для отвору, **es** – для вала.

Нижнє граничне відхилення - це алгебраїчна різниця між найменшим граничним і номінальним розмірами :

$$EI = D_{\min} - D, \quad (3)$$

$$ei = d_{\min} - d \quad . \quad (4)$$

Позначення : **EI** – для отвору, **ei** – для вала.

Допуск розміру - це різниця між найбільшим і найменшим граничними розмірами або алгебраїчна різниця між верхнім і нижнім граничними відхиленнями:

$$T_D = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI, \quad (5)$$

$$T_d = d_{\max} - d_{\min} = es - ei. \quad (6)$$

Позначення : T_D - для отвору, T_d - для вала, T - від латинського слова Tolerance (прийнятний, допустимий). Допуск розміру завжди додатна величина.

Нульова лінія - це лінія, що відповідає номінальному розміру і від якої відкладають граничні відхилення розмірів при графічному зображенні допусків і посадок. Якщо нульова лінія розташована горизонтально, то додатні відхилення відкладають вгору від нульової лінії, а від'ємні - вниз.

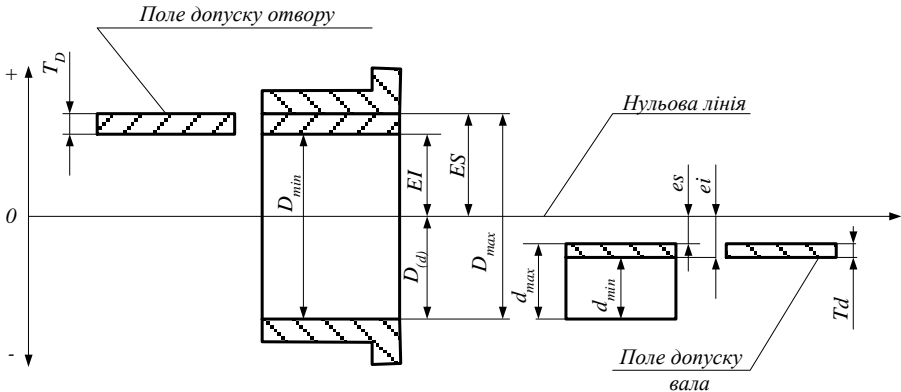


Рис. 1. Графічна інтерпретація розмірів, граничних відхилень, допусків розмірів та нульової лінії

5. Поняття вала і отвору. Основні вал і отвір

Дві чи декілька рухомо або нерухомо з'єднаних деталі називають спряженими по поверхнях, одна з яких є охоплюючою, а друга - охоплюваною.

Вал - це термін, що застосовується для позначення зовнішніх охоплюваних поверхонь деталей.

Отвір - це термін, що застосовується для позначення внутрішніх охоплюючих поверхонь деталей.

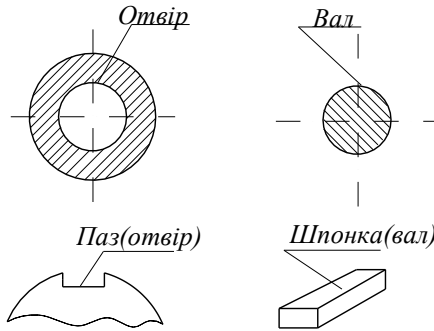


Рис. 2. Графічна інтерпретація понять „вал” та „отвір”

Основний вал - це вал, у якого верхнє граничне відхилення дорівнює нулю ($es = 0$).

Основний отвір - це отвір, у якого нижнє граничне відхилення дорівнює нулю ($EI = 0$).

6. Посадка з'єднання. Види і допуски посадок

Посадка - це характер з'єднання деталей, що визначається величиною отримуваних зазорів чи натягів.

Зазор - це різниця розмірів отвору і вала, якщо розмір отвору більший. Зазор забезпечує можливість відносного зміщення складальних одиниць. Зазор позначається літерою S і характеризується такими параметрами :

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min}, \quad (7)$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max}, \quad (8)$$

$$S_c = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2}. \quad (9)$$

Натяг - це різниця розмірів вала і отвору, якщо розмір вала більший. Натяг забезпечує взаємну нерухомість складальних одиниць. Натяг позначається літерою N і характеризується такими параметрами:

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min}, \quad (10)$$

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max}, \quad (11)$$

$$N_c = \frac{N_{\max} + N_{\min}}{2}. \quad (12)$$

Посадка з зазором - це посадка, при якій забезпечується зазор у з'єднанні. До посадок з зазором відносяться також посадки для яких $S_{\min} = 0$.

Посадка з натягом - це посадка, при якій забезпечується натяг у з'єднанні.

Перехідна посадка - це посадка, при якій можливо отримати як зазор, так і натяг.

Допуск посадки - це різниця між найбільшим і найменшим допустимими зазорами (якщо це посадка з зазором) або найбільшим і найменшим допустимими натягами (якщо це посадка з натягом):

$$T_S = S_{\max} - S_{\min}, \quad (13)$$

$$T_N = N_{\max} - N_{\min}. \quad (14)$$

В перехідних посадках допуск посадки - це сума найбільшого натягу і найбільшого зазору, взятих по абсолютному значенню:

$$T_{S,N} = |N_{\max}| + |S_{\max}|. \quad (15)$$

Для всіх типів посадок допуск посадки чисельно рівний сумі допусків отвору і валу

$$T_S = T_N = T_{S,N} = T_D + T_d. \quad (16)$$

Лекція 2. Утворення посадок в системі ISO

План лекції:

1. Одиниця допуску. Квалітет.
2. Основні відхилення.
3. Утворення посадок. Система основного отвору і система основного вала.
4. Варіанти позначень полів допусків і посадок на кресленнях.

Література: [1, 2]

1. Одиниця допуску. Квалітет

Для побудови систем допусків встановлено **одиночку допуску** i (I), котра враховує вплив технологічних, конструктивних, метрологічних факторів і являється мірою точності. На основі досліджень точності механічної обробки циліндричних деталей із металу, згідно з рекомендаціями ISO, одиниці допуску можна визначити за формулами : для розмірів до 500 мм

$$i = 0,45\sqrt[3]{d} + 0,001d, \quad (17)$$

для розмірів від 500 мм до 10000 мм

$$I = 0,004d + 2,1. \quad (18)$$

У формулах (17), (18) d - середнє геометричне крайніх розмірів у міліметрах, причому

$$d = \sqrt{d_{\min} d_{\max}}. \quad (19)$$

Результат розрахунку одиниць допуску у мікрометрах, а другі доданки у формулах (17), (18) враховують похибки вимірювань.

Слово **квалітет** (*qualitat*) походить із німецької мови, що означає **якість**. Під **квалітетом розуміють** сукупність допусків, що характеризуються постійною точністю для всіх номінальних розмірів даного діапазону.

Встановлено 20 квалітетів : 01, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18. Квалітети 01, 0 - самі точні, введені після квалітету 1. Позначають квалітети двома буквами **IT** (від слів **ISO** і **Tolerance**). Таким чином, повне позначення квалітетів матиме такий вигляд : IT01,..., IT17. Квалітети IT0, ..., IT5 використовують в приладобудуванні ; IT6, ..., IT10 - в машинобудуванні ; IT11, ..., IT17 - в сільськогосподарському машинобудуванні. Квалітет визначає допуск на виготовлення деталі, причому

$$T = ai, \quad (20)$$

де a - число одиниць допуску, яке залежить від квалітету і не залежить від величини номінального розміру ($a = 7, 10, 16, \dots, 1000, 1600$), i - одиниця допуску у мікрометрах.

2. Основні відхилення

Основне відхилення - це одне із двох граничних відхилень (верхнє чи нижнє), що знаходиться ближче до нульової лінії.

Кожне із основних відхилень визначає положення поля допуску відносно нульової лінії. Значення другого граничного відхилення залежить від допуску розміру. Основні відхилення стандартизовані і позначаються латинськими літерами, причому малі літери використовують для валів, а великі - для отворів. Крім того, від **A** до **H** (a до h) - для посадок з зазором ; від **J_S** до **N** (j_s до n) - для перехідних посадок ; від **P** до **ZC** (p до zc) - для посадок з натягом. Літерами **J_S**, **j_s** позначають симетричне розташування поля допуску відносно нульової лінії.

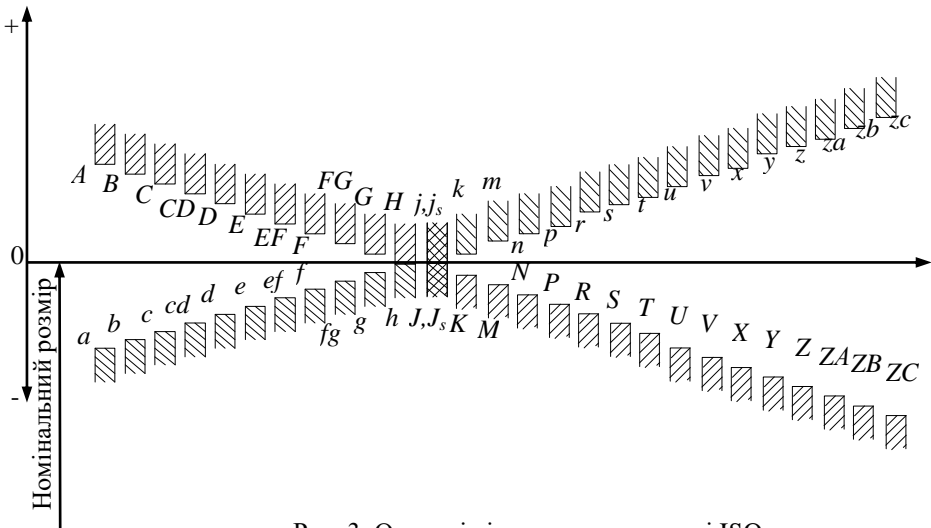


Рис. 3. Основні відхилення в системі ISO

3. Утворення посадок. Система основного отвору і система основного вала

Посадки в системі ISO утворюють поєднанням поля допуску отвору і поля допуску вала. Поле допуску отвору чи вала, в свою чергу, утворюють поєднанням відповідного основного відхилення і квалітету, наприклад **H8** чи **g7**. Позначають посадки у вигляді дробу, причому в чисельнику вказують поле допуску отвору, а в знаменнику - поле допуску вала.



Рис. 4. Позначення посадки

Система основного отвору - це система, в якій посадки утворюють поєднанням поля допуску основного отвору (H) з полем допуску будь-якого вала.

Система основного вала - це система, в якій посадки утворюють поєднанням поля допуску основного вала (h) з полем допуску будь-якого отвору.

Система основного отвору має перевагу над системою основного вала.

Приклади визначення виду та системності посадок :

$\text{Ø}40 \frac{H8}{g7}$ - посадка з зазором в системі основного отвору,

$\text{Ø}40 \frac{F8}{h7}$ - посадка з зазором в системі основного вала,

$\text{Ø}40 \frac{H8}{h7}$ - посадка з зазором ($S_{\min} = 0$) в системі основного отвору,

$\text{Ø}40 \frac{U8}{z7}$ - безсистемна посадка з натягом,

$\text{Ø}40 \frac{J_s 8}{k7}$ - перехідна безсистемна посадка.

4. Варіанти позначень полів допусків і посадок на кресленнях

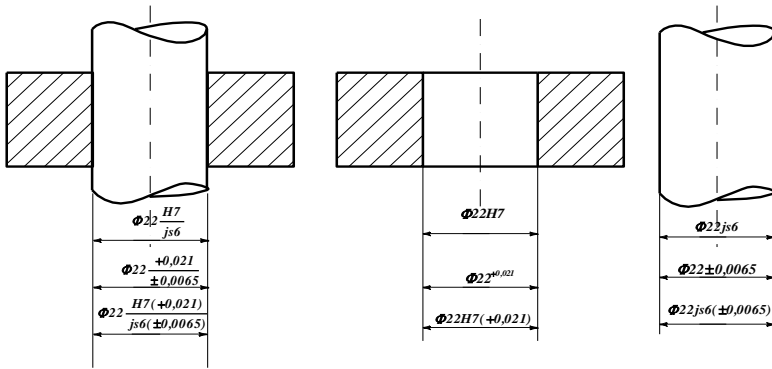


Рис. 5. Варіанти позначень полів допусків і посадок на кресленнях

Лекція 3. Калібри. Розрахунок виконавчих розмірів

План лекції:

1. Призначення і застосування калібрів.
2. Схема розташування полів допусків робочих і контрольних калібрів.
3. Розрахунок виконавчих розмірів.

Література: [1, 2, 4]

1. Призначення і застосування калібрів

Калібрами називають засоби контролю, що призначені для перевірки відповідності технічним умовам розмірів, форми і взаємного розташування осей і поверхонь. Калібрами перевіряють розміри гладеньких циліндричних, конусних, різьбових і шліцьових деталей.

Придатність деталей з допусками від *IT6* до *IT17* на виробництві найбільш часто контролюють граничними калібрами. Комплект робочих граничних калібрів для контролю розмірів гладких циліндричних деталей складається із прохідного калібру **ПР** (ним контролюють граничний розмір, що відповідає максимуму матеріала деталі) і непрохідного калібру **НЕ** (ним контролюють граничний розмір, що відповідає мінімуму матеріалу деталі).

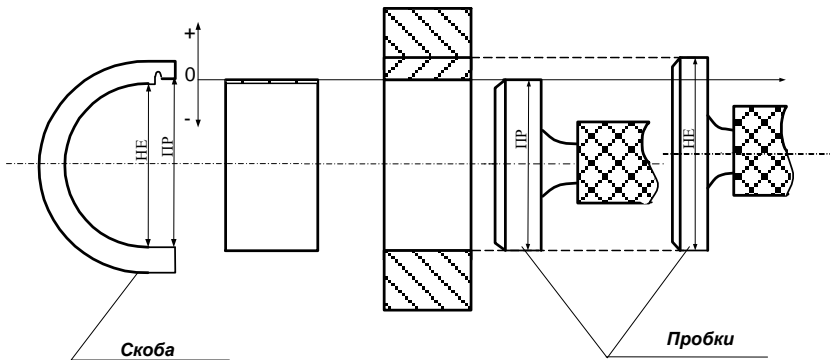


Рис. 6. Перевірка розмірів вала та отвору граничними калібрами

Деталь вважають придатною, якщо прохідний калібр під дією власної ваги чи зусилля приблизно їй рівного проходить, а непрохідний калібр - не проходить по контрольованій поверхні деталі. В цьому випадку дійсний розмір деталі знаходиться між граничними розмірами.

Робочими граничними калібрами користуються робітники і контролери відділу технічного контролю. Крім того, на виробництві використовують контрольні калібри, за допомогою яких вилучають з експлуатації спрацьовані калібри - скоби. Деталі з допусками від $IT5$ і точніше не рекомендується контролювати калібрами через внесення неприпустимо великої похибки вимірювань.

2. Схема розташування полів допусків робочих і контрольних калібрів

На схемі згідно з ГОСТ 24853-81 : H - допуск на робочі калібри пробки, H_1 - допуск на робочі калібри скоби, H_p - допуск на контрольні калібри пробки.

Для прохідних калібрів встановлена границя спрацювання. Спрацювання прохідної сторони робочого калібру, з допуском до $IT8$ включно, може виходити за границю поля допуску деталі на величину u для пробок і u_1 для скоб. Для прохідних калібрів, з квалітетами від $IT9$ до $IT17$, границя спрацювання обмежується розмірами : D_{\min} - для пробок, d_{\max} - для скоб, тобто $u = u_1 = 0$.

Поля допусків H , H_1 усіх прохідних калібрів зсунуті до середини поля допуску деталі : для калібрів пробок на величину z , для калібрів скоб на величину z_1 . При номінальних розмірах більше 180 мм поле допуску непрохідного калібру також зсунуто до середини поля допуску деталі : для пробок на величину α , для скоб на величину α_1 . Для непрохідних калібрів розміром до 180 мм $\alpha = \alpha_1 = 0$

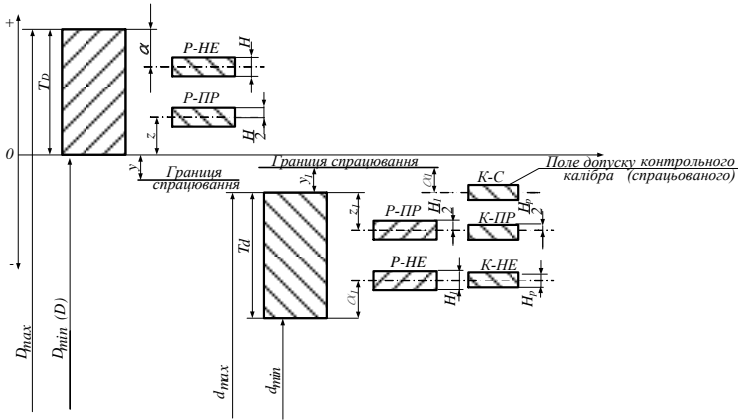


Рис. 7. Схема розташування полів допусків робочих і контрольних калібрів

3. Розрахунок виконавчих розмірів

За виконавчий розмір калібра пробки прийнятий найбільший граничний розмір з від'ємним граничним відхиленням.

За виконавчий розмір калібра скоби прийнятий найменший граничний розмір з додатнім граничним відхиленням.

Виконавчі розміри вказують на кресленнях калібрів.

Формули для визначення виконавчих розмірів калібрів :

1. Калібри пробки діаметром до 180 мм

$$P - PP = (D_{\min} + z + \frac{H}{2})_{-H}, \quad (21)$$

$$P - HE = (D_{\max} + \frac{H}{2})_{-H}, \quad (22)$$

граничний розмір спрацьованого калібру

$$PP - C = D_{\min} - y; \quad (23)$$

2. Калібри пробки діаметром від 180 мм до 500 мм

$$P - PP = (D_{\min} + z + \frac{H}{2})_{-H}, \quad (24)$$

$$P - HE = (D_{\max} - \alpha + \frac{H}{2})_{-H}, \quad (25)$$

граничний розмір спрацьованого калібру

$$PP - C = D_{\min} - y + \alpha; \quad (26)$$

4. Калібри скоби діаметром до 180 мм

$$P - PP = (d_{\max} - z_1 - \frac{H_1}{2})^{+H_1}, \quad (27)$$

$$P - HE = (d_{\min} - \frac{H_1}{2})^{+H_1}, \quad (28)$$

граничний розмір спрацьованого калібру

$$PP - C = d_{\max} + y_1; \quad (29)$$

4. Калібри скоби діаметром від 180 мм до 500 мм

$$P - PP = (d_{\max} - z_1 - \frac{H_1}{2})^{+H_1}, \quad (30)$$

$$P - HE = (d_{\min} + \alpha_1 - \frac{H_1}{2})^{+H_1}, \quad (31)$$

граничний розмір спрацьованого калібру

$$PP - C = d_{\max} + y_1 - \alpha_1; \quad (32)$$

5. Контрольні калібри діаметром до 180 мм

$$K - PP = (d_{\max} - z_1 + \frac{H_p}{2})_{-H_p}, \quad (33)$$

$$K - HE = (d_{\min} + \frac{H_p}{2})_{-H_p}, \quad (34)$$

граничний розмір спрацьованого калібру

$$K - C = d_{\max} + y_1 + \frac{H_p}{2}; \quad (35)$$

6. Контрольні калібри діаметром від 180 мм до 500 мм

$$K - PP = (d_{\max} - z_1 + \frac{H_p}{2})_{-H_p}, \quad (36)$$

$$K - HE = (d_{\min} + \alpha_1 + \frac{H_p}{2})_{-H_p}, \quad (37)$$

граничний розмір спрацьованого калібру

$$K - C = d_{\max} + y_1 - \alpha_1 + \frac{H_p}{2}. \quad (38)$$

Нормативний документ - документ, що встановлює правила, загальні принципи чи характеристики щодо різних видів діяльності або їх результатів.

Стандарт - нормативний документ, розроблений на засадах відсутності протиріч з істотних питань з боку більшості зацікавлених сторін і затверджений визнаним органом, в якому встановлені правила, вимоги, загальні принципи чи характеристики, що стосуються різних видів діяльності або їх результатів для досягнення оптимального ступеня упорядкування в певній галузі.

Міжнародний стандарт - стандарт прийнятий міжнародною організацією зі стандартизації.

Регіональний стандарт - стандарт прийнятий регіональною організацією зі стандартизації.

Державний стандарт України - національний стандарт, який затверджено Державним комітетом України зі стандартизації, метрології та сертифікації (Держстандарт України) або в галузі будівництва - Міністерством будівництва та архітектури України (Мінбудархітектури України).

Міждержавний стандарт (ГОСТ) - стандарт, прийнятий країнами, що приєдналися до Угоди про проведення погодженої політики в галузі стандартизації, метрології та сертифікації.

Національний стандарт - стандарт, прийнятий національним органом зі стандартизації однієї держави.

3.3. Категорії нормативних документів

В Україні використовують такі категорії нормативних документів:

- 1) міждержавні стандарти (ГОСТ);
- 2) державні стандарти України (ДСТУ);
- 3) галузеві стандарти (ГСТУ);
- 4) стандарти науково-технічних та інженерних товариств і спілок України (СТТУ);
- 5) технічні умови України (ТУУ);
- 6) стандарти підприємств (СТП).

Позначення стандартів

- 1) індекс(наприклад, ДСТУ),
- 2) реєстраційний номер,
- 3) рік затвердження.

У позначенні ГСТУ та СТТУ після індексу вказують відповідно умовне позначення міністерства (відомства та аббревіатуру науково-технічного або інженерного товариства.

Лекція 4. Розрахунок посадок з зазором

План лекції:

1. Основні положення.
2. Необхідні умови для проектування підшипника ковзання.
3. Розрахунок допустимих зазорів і вибір стандартної посадки.

Література: [1, 2]

1.Основні положення

В рухомих з'єднаннях зазор служить для забезпечення переміщень деталей, розміщення змащувального шару, компенсації температурних деформацій, а також компенсацій відхилень форми і розташування поверхонь. Найбільш розповсюдженим типом рухомих з'єднань є підшипники ковзання, що функціонують зі змащувальним матеріалом.

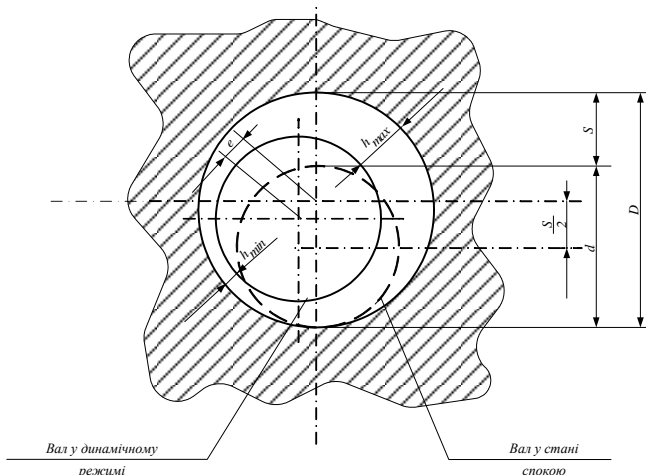


Рис. 8. Розрахункова схема і основні параметри підшипника ковзання

Положення вала у стані спокою визначається зазором S

$$S = D - d, \quad (39)$$

де D - діаметр отвору, d - діаметр вала.

Положення вала у динамічному режимі визначається абсолютним e і відносним χ ексцентриситетами, де

$$\chi = \frac{2e}{S}. \quad (40)$$

Поверхні вала і отвору розділені змінними зазорами h_{min} , h_{max} , які можна визначити за формулами :

$$h_{min} = 0,5S - e = 0,5S(1 - \chi), \quad (41)$$

$$h_{max} = S - h_{min}. \quad (42)$$

2. Необхідні умови для проектування підшипника ковзання

1. Умова.

Для забезпечення рідинного змащення між валом і отвором необхідно, щоб мікронерівності поверхні вала не зачіплювали при обертанні мікронерівностей поверхні отвору:

$$\left[h_{min} \right] \approx k \left[4R_{ad} + 4R_{ad} + \Delta_g \right], \quad (43)$$

де R_{ad} , R_{ad} - висоти мікронерівностей поверхонь отвору і вала, Δ_g - поправка, що враховує інші фактори (добавка), k - коефіцієнт запасу надійності по товщині змащувального шару ($k \geq 2$).

2. Умова.

Підшипник ковзання повинен мати необхідну несучу здатність змащувального шару при його нерозривності:

$$R = \frac{\mu\omega}{\psi^2} ldC_R, \quad (44)$$

де R - радіальна сила (Н), μ - динамічна в'язкість мастила ($Па \cdot c$), ω - кутова швидкість обертання вала (c^{-1}), l - довжина підшипника (м), d - діаметр вала (м), ψ - відносний зазор, причому

$$\psi = \frac{S}{d}, \quad (45)$$

а C_R - безрозмірний коефіцієнт завантаженості підшипника, який залежить від параметрів χ і $\frac{l}{d}$.

Отже, несуча здатність підшипника при постійній робочій температурі зростає зі збільшенням в'язкості мастила, частоти обертання вала, а також розмірів підшипника.

3. Розрахунок допустимих зазорів і вибір стандартної посадки

Рідинне змащування при функціонуванні підшипника ковзання створюється лише в певному діапазоні діаметральних зазорів, обмежених мінімальним і максимальним допустимими зазорами.

Спочатку розраховують параметр A_h за формулою:

$$A_h = \frac{2[h_{\min}]}{d \sqrt{\frac{\mu\omega}{p}}}, \quad (46)$$

де p - середній питомий тиск, причому

$$p = \frac{R}{ld}. \quad (47)$$

Далі за графіком за величиною A_h визначають параметри χ_{\min} , χ_{\max} .

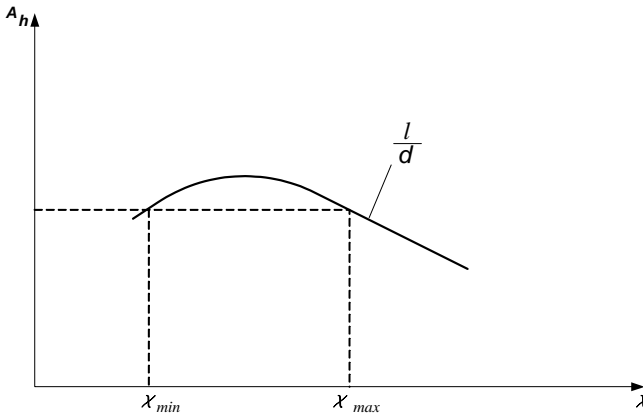


Рис. 9. Визначення параметрів χ_{\min} , χ_{\max}

Мінімальний допустимий зазор

$$[S_{\min}] = \frac{2[h_{\min}]}{1 - \chi_{\min}}. \quad (48)$$

Максимальний допустимий зазор:

$$[S_{\max}] = \frac{2[h_{\min}]}{1 - \chi_{\max}}. \quad (49)$$

При виборі стандартної посадки необхідно дотримуватись виконання умов :

$$S_{\min} \geq [S_{\min}], \quad (50)$$

$$S_{\max} \leq [S_{\max}], \quad (51)$$

де S_{\min} - мінімальний, а S_{\max} - максимальний зазори стандартної посадки.

Лекція 5. Розрахунок посадок з натягом

План лекції:

1. Основні положення.
2. Необхідні умови для проектування посадок з натягом.
3. Розрахунок допустимих натягів і вибір стандартної посадки.

Література: [1, 2]

1. Основні положення

Посадки з натягом призначені для утворення нерухомих з'єднань і служать, як правило, для передавання крутного моменту від вала до тіла обертання.

Розглянемо загальний випадок, коли з'єднання складається із пустотілого вала і втулки. Різниця між діаметром вала і внутрішнім діаметром втулки до утворення з'єднання визначає натяг N .

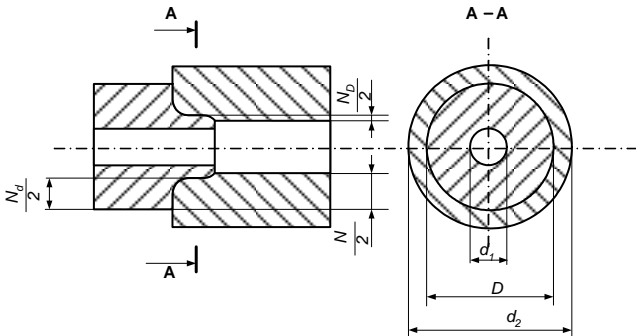


Рис. 10. Розрахункова схема з'єднання з натягом

При запресовуванні відбувається розтяг втулки на величину N_D і одночасно стиснення вала на величину N_d , причому

$$N = N_d + N_D. \quad (52)$$

Крім того, натяг N можна визначити за формулою:

$$N = pd \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \quad (53)$$

де N - розрахунковий натяг, p - тиск на поверхні контакту вала і втулки, що виникає внаслідок натягу, d - номінальний діаметр з'єднання, E_1, E_2 - модулі пружності матеріалів втулки і вала, C_1, C_2 - коефіцієнти, що визначаються за формулами:

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2} + \mu_2, \quad (54)$$

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2} - \mu_1. \quad (55)$$

В формулах (54), (55) μ_1, μ_2 - коефіцієнти Пуассона матеріалів втулки і вала (для сталі $\mu = 0,3$, для чавуну $\mu = 0,25$).

2. Необхідні умови для проектування посадок з натягом

1. Умова.

Посадка з натягом повинна забезпечити нерухомість з'єднаних деталей при експлуатаційних навантаженнях.

Для заданих матеріалів і розмірів з'єднуваних деталей ця нерухомість залежить від деякого мінімального тиску p_{min} на контактних поверхнях, причому при навантаженні з'єднання осью силою P :

$$P_{\min} = \frac{P}{\pi D l f_1}, \quad (56)$$

де l - довжина з'єднання, f_1 - коефіцієнт тертя при поздовжньому зміщенні деталей, $\pi D l$ - номінальна площа контакту.

При навантаженні з'єднання крутним моментом $M_{кр}$:

$$P_{\min} = \frac{2M_{кр}}{\pi D^2 l f_2}, \quad (57)$$

де f_2 - коефіцієнт тертя при відносному прокручуванні деталей.

При одночасній дії осьової сили P і крутного моменту $M_{кр}$:

$$P_{\min} = \frac{T}{\pi D l f}, \quad (58)$$

де

$$T = \sqrt{\left(\frac{2M_{кр}}{D}\right)^2 + P^2}. \quad (59)$$

У формулі (58): $f = 0,08$ - коефіцієнт тертя при складанні деталей із сталі і чавуну під пресом, $f = 0,014$ - коефіцієнт тертя при складанні з нагріванням втулки і охолодженням вала.

Мінімальний тиск на контактних поверхнях, згідно формули (53), визначає мінімальний розрахунковий натяг. При навантаженні осьовою силою P :

$$N_{\min} = \frac{P}{\pi l f_1} \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right). \quad (60)$$

При навантаженні крутним моментом $M_{кр}$:

$$N_{\min} = \frac{2M_{кр}}{\pi D l f_2} \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right). \quad (61)$$

При одночасній дії осьової сили P і крутного моменту $M_{кр}$:

$$N_{\min} = \frac{T}{\pi l f} \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right). \quad (62)$$

2. Умова.

При запресовуванні повинна бути забезпечена міцність з'єднаних деталей. В цьому випадку слід розраховувати допустимий тиск на контактних поверхнях вала і втулки, за умови відсутності пластичних деформацій.

Для втулки:

$$p_{\text{дон}} = 0,58\sigma_T \left[1 - \left(\frac{D}{d_2} \right)^2 \right]. \quad (63)$$

Для вала:

$$p_{\text{дон}} = 0,58\sigma_T \left[1 - \left(\frac{d_1}{D} \right)^2 \right]. \quad (64)$$

В формулах (63), (64) σ_T - границя текучості матеріалу деталі при розтягу.

Максимальний розрахунковий натяг визначимо за формулою:

$$N_{\text{max}} = p_{\text{дон}} D \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \quad (65)$$

Із двох значень $p_{\text{дон}}$, визначених за формулами (63), (64), вибирають менше і підставляють до формули (65).

3. Розрахунок допустимих натягів і вибір стандартної посадки

Розрахункові натяги визначені за формулами (60), (61), (62), (65) повинні бути доповнені поправками.

Поправка u . У процесі запресовування мікронерівності на контактних поверхнях деталей зминаються і в з'єднанні створюється менший натяг від розрахункового, що зменшує міцність з'єднання.

Поправку u можна визначити за формулою:

$$u = 1,2(R_{ZD} + R_{zd}) \approx 5(R_{aD} + R_{ad}), \quad (66)$$

де R_{ZD} , R_{aD} - висоти мікронерівностей поверхні отвору, R_{zd} , R_{ad} - висоти мікронерівностей поверхні вала.

Поправка u_t . Внаслідок різниці робочих температур деталей і відмінностей температурних коефіцієнтів лінійного розширення матеріалів, натяг у з'єднанні може змінюватись.

Поправку u_t визначають за формулою:

$$u_t = \left[\alpha_1(t_{p1} - t) - \alpha_2(t_{p2} - t) \right] D, \quad (67)$$

де α_1, α_2 - температурні коефіцієнти лінійного розширення матеріалів деталей, t_{p1}, t_{p2} - робочі температури деталей, t - температура при складанні з'єднання, D - номінальний діаметр з'єднання.

Таким чином, враховуючи поправки u і u_t , допустимі натяги можна визначити за формулами :

$$[N_{\min}] = N_{\min} + u + u_t, \quad (68)$$

$$[N_{\max}] = N_{\max} + u - u_t. \quad (69)$$

При виборі стандартної посадки необхідно дотримуватися виконання таких умов:

$$N_{\min}^{cm} > [N_{\min}], \quad (70)$$

$$N_{\max}^{cm} < [N_{\max}], \quad (71)$$

де N_{\min}^{cm} - мінімальний, а N_{\max}^{cm} - максимальний натяги стандартної посадки.

Лекція 6. Взаємозамінність підшипників кочення

План лекції:

1. Основні положення.
2. Утворення і застосування посадок підшипників кочення.
3. Розрахунок посадок підшипників кочення.
4. Позначення на кресленнях посадок підшипників кочення.

Література: [1, 2, 3, 5]

1. Основні положення

Підшипники кочення - найбільш розповсюджені стандартні складальні одиниці. Вони мають повну зовнішню і внутрішню взаємозамінність, що дозволяє їх швидко монтувати і замінювати після спрацювання.

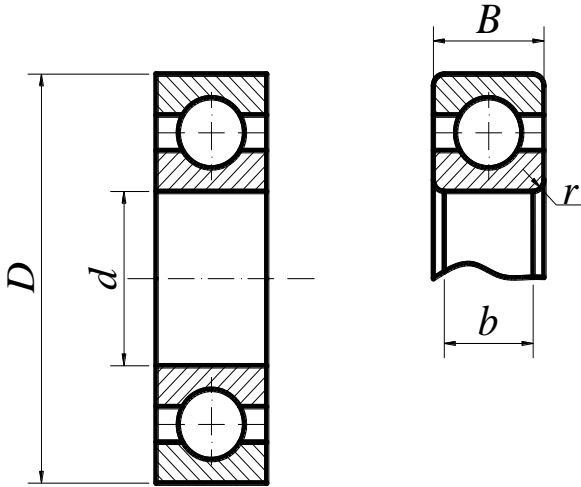


Рис. 11. Основні геометричні параметри кулькових підшипників

Кулькові підшипники характеризуються наступними геометричними параметрами : D - зовнішній діаметр зовнішнього кільця, d - внутрішній діаметр внутрішнього кільця, B - ширина кілець, b - робоча ширина посадочного місця, причому

$$b = B - 2r, \quad (72)$$

де r - радіус заокруглень кілець.

Точність підшипників кочення визначається точністю приєднувальних розмірів, точністю форми і взаємного розташування поверхонь кілець, величиною мікронерівностей поверхонь, а також точністю форми і розмірів тіл кочення. Підшипники кочення - найбільш розповсюджені стандартні складальні одиниці. Вони мають повну зовнішню та внутрішню взаємозамінність, що дозволяє їх швидко монтувати і замінювати після спрацювання. За конструкцією і функціями розрізняють радіальні, радіально – упорні та упорні підшипники. Основні розміри підшипників повинні відповідати ГОСТ 3478, стандартам на типи і розміри підшипників. Для кулькових і роликових радіальних і кулькових радіально – упорних підшипників у ГОСТ 520 – 2002 встановлені такі класи точності в порядку підвищення точності : 8,7, нормальний, 6,5,4,Т,2. Для роликових конічних підшипників встановлені такі класи в порядку підвищення точності : 8,7,0, нормальний, 6Х,6,5,4,2. Для більшості механізмів загального призначення застосовують підшипники нульового класу точності. Підшипники більш високих класів точності застосовують тоді, коли необхідно забезпечити високу точність обертання вала (шпинделі шліфувальних верстатів, авіаційні двигуни, точні прилади). Клас точності підшипника кочення вказують перед його умовним позначенням (номером).

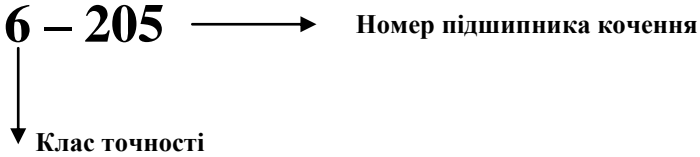


Рис. 12. Умовні позначення підшипників кочення

За номером підшипника можна визначити всі його геометричні параметри згідно стандарту ГОСТ 520-71.

При експлуатації підшипників кочення можливі такі основні види навантажень на кільця : місьцеве, циркуляційне, коливальне. Місьцеве навантаження - кільце сприймає постійне по напрямку радіальне навантаження. Циркуляційне навантаження - кільце сприймає радіальне навантаження послідовно усією округлістю доріжки кочення. Колівальне навантаження - нерухоме кільце сприймає рівнодіючу двох радіальних навантажень (постійного і обертового) обмеженою ділянкою доріжки кочення.

2. Утворення і застосування посадок підшипників кочення

В основу утворення посадок підшипників кочення покладено наступний принцип : для всіх класів точності верхнє граничне відхилення приєднувальних діаметрів прийнято рівним нулю.

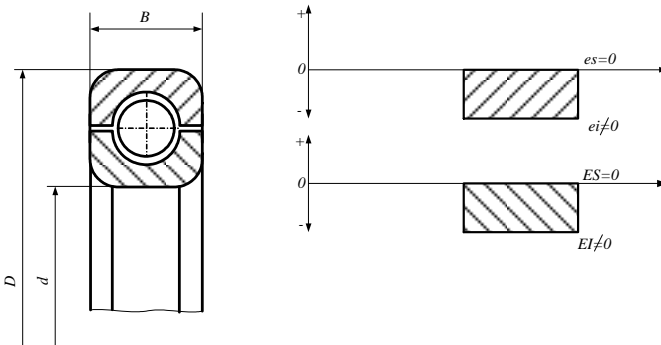


Рис. 13. Розташування полів допусків на діаметри кілець кулькових підшипників

Таким чином, посадку з'єднання зовнішнього кільця з отвором корпусу призначають в системі основного вала, а посадку з'єднання внутрішнього кільця з валом - в системі основного отвору. Однак поле допуску на діаметр d

розташовано не в матеріал внутрішнього кільця, а вниз від нульової лінії. Такий штучний прийом тут застосовано для того, щоб не вводити спеціальних посадок, а, використавши поля допусків **n6, m6, k6** (або 5, 4 квалітетів), отримати у з'єднанні вал - внутрішнє кільце посадки з невеликим гарантованим натягом.

Оскільки застосування системи основного отвору для з'єднання внутрішнього кільця підшипника з валом і системи основного вала для з'єднання зовнішнього кільця підшипника з отвором корпусу являється обов'язковим, то посадкою прийнято називати поле допуску на виготовлення вала або отвору.

Поля допусків валів в залежності від класів точності підшипників кочення : **n6, m6, k6, js6, h6, g6** (класи точності 0, 6); **n5, m5, k5, js5, h5, g5, f7** (класи точності 4, 5); **n4, m4, k4, js4, h4, g4** (клас точності 2).

Поля допусків отворів корпусів в залежності від класів точності підшипників кочення : **N7, M7, K7, Js7, H7, G7, P7** (класи точності 0, 6); **N6, M6, K6, Js6, H6, G6** (класи точності 4, 5); **N5, M5, K5, Js5, H5, G5** (клас точності 2).

3. Розрахунок посадок підшипників кочення

При розрахунку і виборі стандартних посадок підшипників кочення необхідно враховувати тип підшипника, частоту обертання, навантаження, жорсткість вала і корпусу та інші експлуатаційні фактори.

Основною характеристикою за якою вибирають посадку кільця підшипника, що обертається, являється інтенсивність радіального навантаження на посадочній поверхні:

$$P_R = \frac{R}{b} k_d \cdot F \cdot F_A, \quad (73)$$

де **R** - радіальне навантаження (кН), **b** - робоча ширина посадочного місця (м), **k_d** - динамічний коефіцієнт посадки (**k_d**=1 при перевантаженні до 150%, **k_d**=1,8 при перевантаженні до 300% і вібрації), **F** - коефіцієнт, що враховує ступінь послаблення посадочного натягу, якщо вал пустотілий або корпус тонкостінний (**F**=1 для суцільного вала і нетонкостінного корпусу), **F_A** - коефіцієнт нерівномірності розподілу радіального навантаження між здвоєними підшипниками при наявності осьового навантаження (**F_A**=1 для радіальних і радіально – упорних підшипників з одним зовнішнім і внутрішнім кільцем).

Посадку кільця підшипника, що не обертається, вибирають із умов місцевого навантаження, враховуючи характер навантаження і конструктивні особливості корпусу підшипникового вузла.

4. Позначення на кресленнях посадок підшипників кочення

На складальних кресленнях посадки кілець підшипників прийнято позначати одним або двома полями допусків.

Позначення одним полем допуску :

Ø50k6 - посадка внутрішнього кільця на вал,

Ø90H7 - посадка зовнішнього кільця в отвір корпусу.

Позначення двома полями допусків :

$\varnothing 50 \frac{L0}{k6}$ - посадка внутрішнього кільця на вал ($L0$ - поле допуску внутрішнього кільця, $k6$ - поле допуску на виготовлення вала),

$\varnothing 90 \frac{H7}{l0}$ - посадка зовнішнього кільця в отвір корпусу ($l0$ - поле допуску зовнішнього кільця, $H7$ - поле допуску на виготовлення отвору корпусу). Позначення $L0(l0)$ складається із двох компонентів : L (l) - від німецького слова **Lager** (підшипник), 0 - клас точності підшипника. В обох варіантах позначень : $\varnothing 50$ - номінальний діаметр вала, $\varnothing 90$ - номінальний діаметр отвору корпусу у міліметрах.

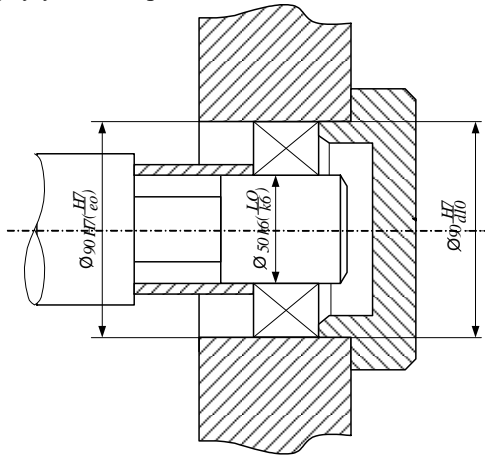


Рис. 14. Позначення посадок підшипника кочення на кресленні

При експлуатації підшипників кочення можливі такі основні види навантажень на кільця : місцеве, циркуляційне, коливальне. **Місцевим називається** навантаження кільця постійною за напрямком радіальною силою F_r , що постійно сприймається обмеженою ділянкою доріжки кочення цього кільця і передається обмеженій ділянці посадочної поверхні вала або корпусу (рис.23.а). **Циркуляційним називається навантаження** кільця радіальною силою, що послідовно сприймається всією поверхнею доріжки кочення і передається всій поверхні вала або корпусу (рис. 23.б). **Коливальне навантаження** - нерухоме кільце сприймає рівнодіючу двох радіальних навантажень (постійного F_r і обертового F_c , причому $F_c \leq F_r$) обмеженою ділянкою доріжки кочення. (рис.23 . в)

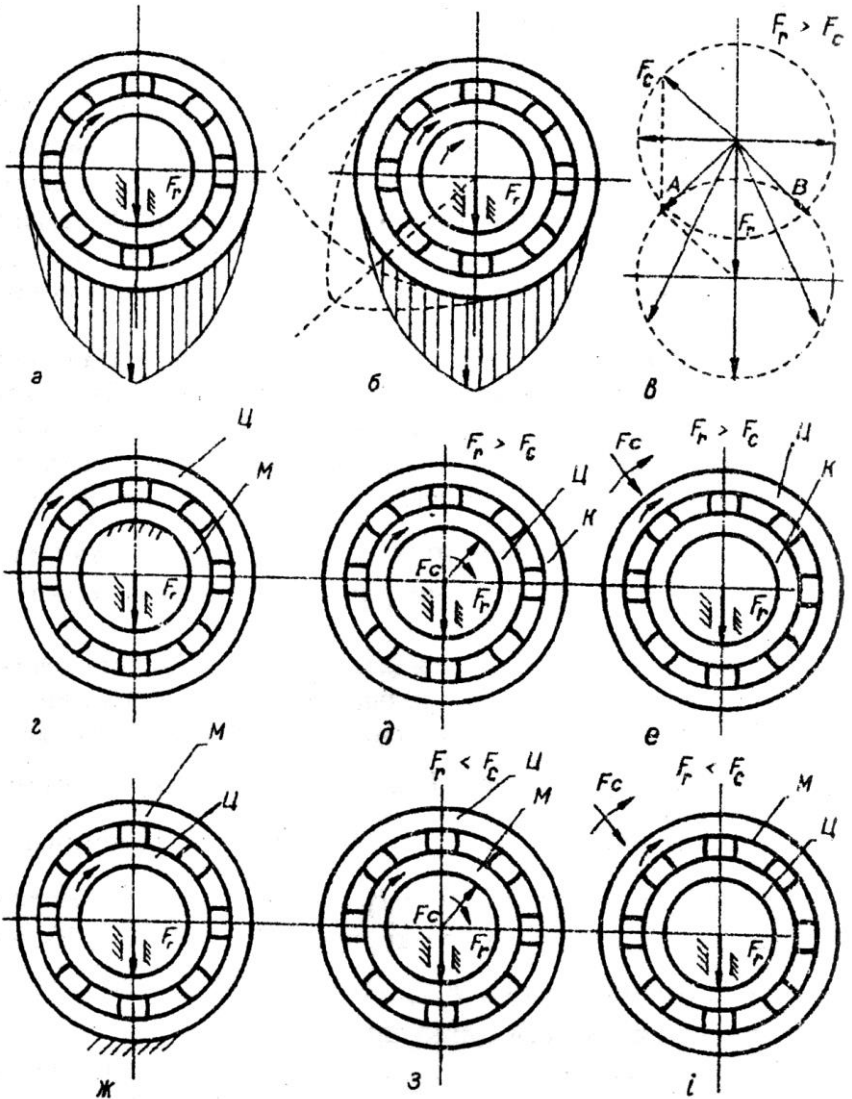


Рис. 23 .Схема навантажень зовнішнього кільця підшипника кочення:

а – місцеве;

б – циркуляційне;

в – коливальне;

г, д, е, ж, з, і – залежність виду навантаження кілець від схеми діючих сил та їхнього обертання

Лекція 7. Взаємозамінність з'єднань з метричною різьбою

План лекції:

1. Основні положення.
2. Утворення полів допусків.
3. Утворення й позначення посадок.

Література: [1, 2, 3, 5]

1. Основні положення

Метричні різьби по експлуатаційному призначенню відносяться до кріпильних. Основним напрямком їх застосування є утворення роз'ємних з'єднань деталей машин при забезпеченні достатньої міцності і щільності з'єднань в процесі тривалої експлуатації.

В машинобудуванні найчастіше застосовується метрична різьба з діаметрами від 1мм до 600мм. Профіль метричної різьби стандартизований, причому передбачені зрізи вершин різьби : $\frac{H}{4}$ - для гайки, $\frac{H}{8}$ - для болта.

Висота контура різьби визначається за формулою:

$$H = 0,866 \cdot P, \quad (74)$$

де P - крок різьби.

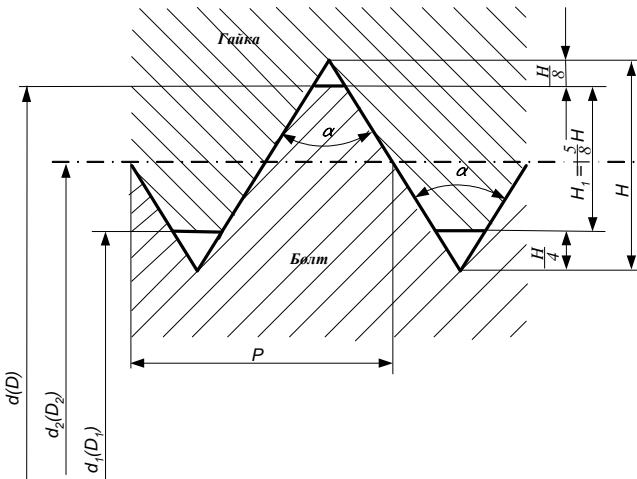


Рис. 15. Профіль і основні параметри метричної різьби

До параметрів метричної різьби також відносяться : $d(D)$ - зовнішній (номінальний) діаметр, $d_2(D_2)$ - середній діаметр, $d_1(D_1)$ - внутрішній діаметр, α - кут профілю різьби ($\alpha = 60^\circ$), l - довжина загвинчуваності (довжина контакту зовнішньої і внутрішньої різьб в осьовому напрямку). Довжини загвинчуваності поділяють на три групи : S - малі, N - нормальні, L - великі.

2. Утворення полів допусків

Поля допусків метричної різьби утворюють поєднанням ступеня точності і основного відхилення.

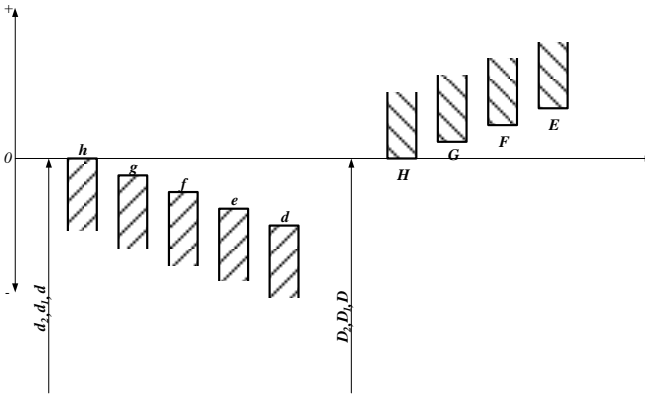


Рис. 16. Основні відхилення болта і гайки

Ступені точності розташовуються в порядку спадання точності : для болтів по зовнішньому діаметру d - 4, 6, 8 ; по середньому діаметру d_2 - 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9 ; для гайок по внутрішньому і середньому діаметрах $D_1(D_2)$ - 4, 5, 6, 7, 8.

Таким чином, позначення $6H$ означає поле допуску для гайки 6-го ступеня точності з основним відхиленням H , позначення $7g$ означає поле допуску болта 7-го ступеня точності з основним відхиленням g .

На внутрішній діаметр болта d_1 і зовнішній діаметр гайки D поля допусків не встановлюються. Довжини загвинчуваності S і L вказують в технічних умовах або в позначенні різьби, наприклад $M12-7g6g-30$ означає наступне : $M12$ - болт з метричною різьбою і номінальним діаметром 12мм, поля допусків на діаметр d_2-7g , $d-6g$, довжина загвинчуваності 30мм.

3. Утворення й позначення посадок

Посадки метричних різьб утворюють поєднанням полів допусків болта і гайки та позначають їх у вигляді дробу, причому в чисельнику вказують поле

допуску гайки, а в знаменнику - поле допуску болта. Наприклад позначення

$$M12 \times 1,5 \frac{6H5G}{5h6g} \text{ читається так :}$$

M - метрична різьба,

12 - зовнішній (номінальний) діаметр рівний 12мм,

1,5 - крок різьби у мм,

6H - поле допуску на діаметр гайки D_2 ,

5G - поле допуску на діаметр гайки D_1 ,

5h - поле допуску на діаметр болта d_2 ,

6g - поле допуску на діаметр болта d .

Якщо на обидва діаметри різьби встановлено однакові поля допусків, то в умовному позначенні символи не повторюють, наприклад

$$M12 \times 1,5 \frac{6H}{6g} \text{ означатиме :}$$

6H - поле допуску на діаметри гайки D_2, D_1 ;

6g - поле допуску на діаметри болта d_2, d .

Лекція 8. Взаємозамінність шпонкових з'єднань

План лекції:

1. З'єднання з призматичною шпонкою.
2. З'єднання з сегментною шпонкою.

Література: [1, 2]

1. З'єднання з призматичною шпонкою

Призматичні шпонки призначені для з'єднання з валом зубчастих коліс, шківів, маховиків, муфт, причому з'єднання ці можуть бути нерухомими або рухомими.

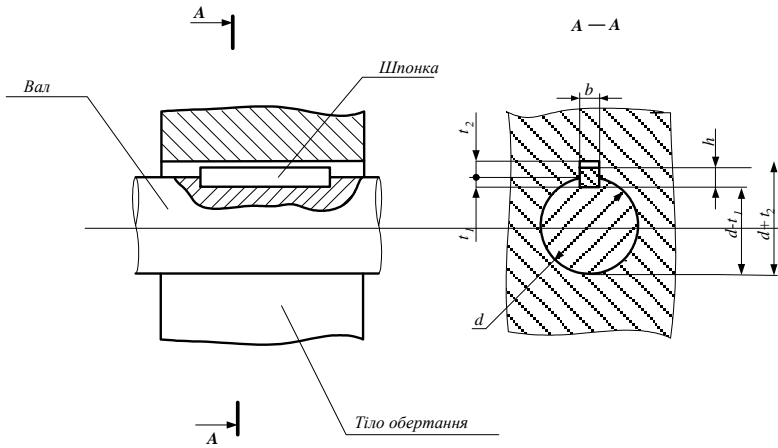


Рис. 17. Основні елементи та параметри з'єднання з'єднання з призматичною шпонкою

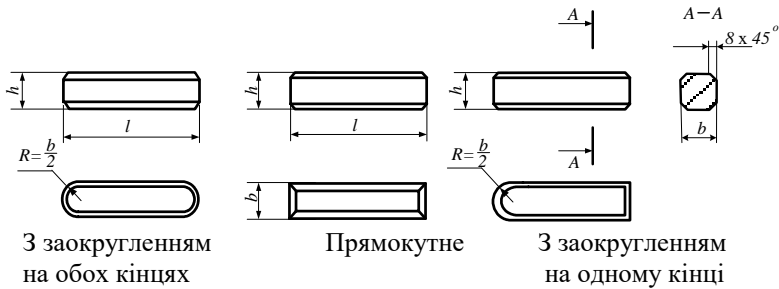


Рис. 18. Види виконань призматичних шпонок

Посадки отримують зміною полів допусків пазів при незмінному полі допуску шпонки по ширині. В даному випадку всі посадки отримують в системі основного вала.

Таблиця 1

Поля допусків з'єднань з призматичними шпонками по параметру b (ГОСТ 23360-78)

Вид посадки	Поля допусків			Призначення посадки
	шпонки	паза вала	паза втулки	

Вільна	$h9$	$H9$	$D10$	Для одиночного і серійного виробництва
Нормальна	$h9$	$N9$	J_s9	Для масового виробництва
Щільна	$h9$	$P9$	$P9$	Для направляючих шпонок

Для першого виду встановлені поля допусків для паза на валу $H9$ і для паза у втулці $D10$, що утворюють посадки з зазором. Для другого виду встановлені поля допусків для паза на валу $N9$ і для паза у втулці J_s9 , а для третього виду - однакові поля для паза на валу і у втулці $P9$. З'єднання другого і третього виду утворюють перехідні посадки.

На довжину шпонки l прийнято поле допуску $h14$, а на довжину паза вала - $H15$. На висоту шпонки h прийнято поле допуску $h11$.

Таким чином, шпонки складають з валами по посадці з натягом, а з втулками - по посадці з зазором. Натяг необхідний для того, щоб забезпечити нерухомість шпонки при експлуатації, а зазор - для компенсації немінучих неточностей пазів.

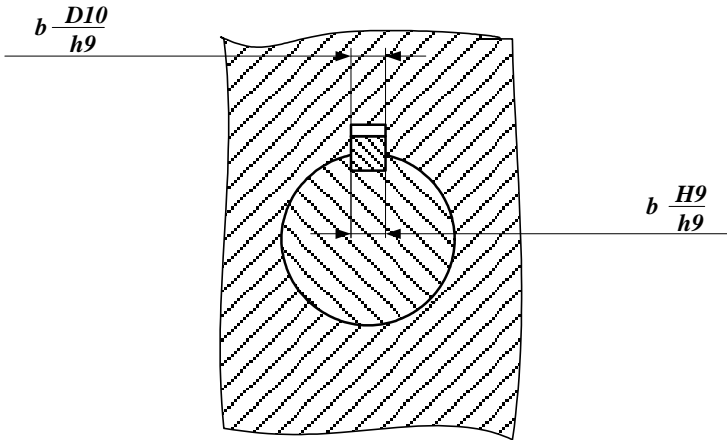


Рис. 19. Позначення посадок призматичних шпонок на кресленні

2. З'єднання з сегментною шпонкою

З'єднання з сегментною шпонкою призначені для утворення тільки нерухомих з'єднань.

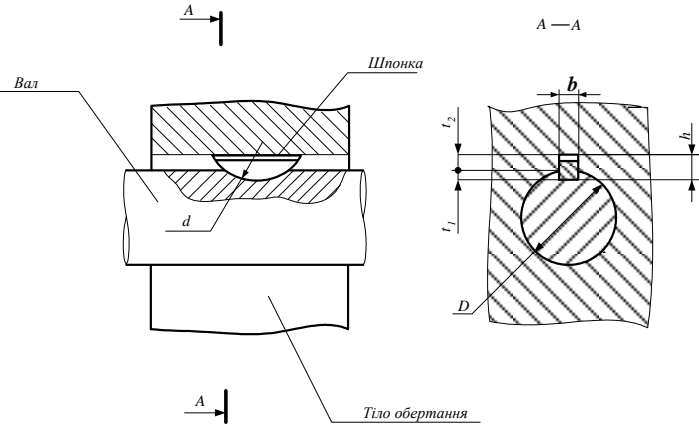


Рис. 20. Основні елементи та параметри з'єднання з сегментною шпонкою

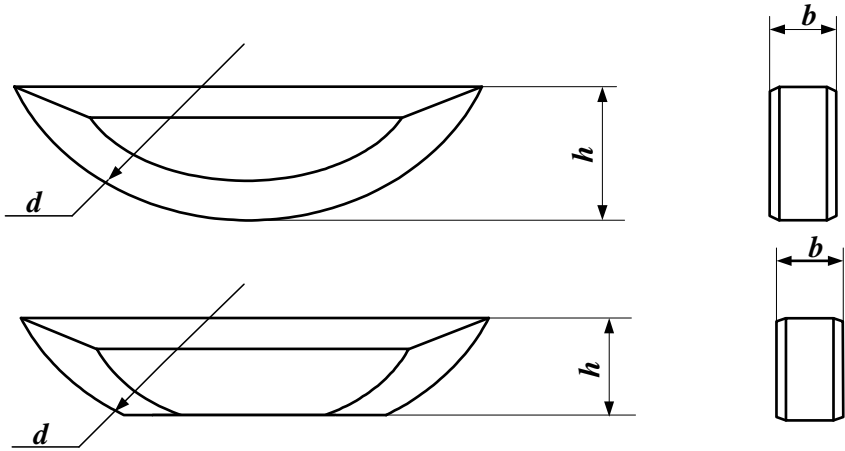


Рис. 21. Види виконань сегментних шпонок

Для сегментних шпонок встановлені такі поля допусків : на параметр b для шпонки $h9$, на ширину паза на валу $P9, N9$, на ширину паза у втулці $J_s9, P9$. На параметр h встановлено поле допуску $h11$, а на параметр d - поле допуску $h12$.

Лекція 9. Взаємозамінність шліцьових з'єднань з прямобічним профілем

План лекції:

1. Основні положення.
2. Утворення полів допусків.
3. Позначення шліцьових з'єднань з прямобічним профілем.

Література: [1, 2]

1. Основні положення

Шліцьові з'єднання з прямобічним профілем застосовують для передачі великих крутних моментів і при високих вимогах щодо співвісності з'єднаних деталей.

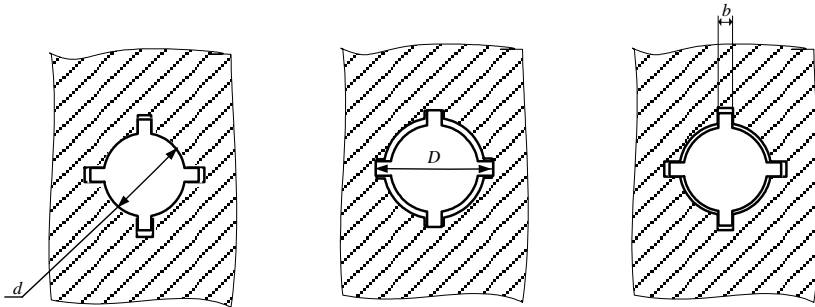


Рис. 22. Види центрувань шліцьових з'єднань з прямобічним профілем

Центрування по діаметру d застосовують тоді, коли твердість поверхонь вала і втулки висока. Це найбільш точний вид центрування, його застосовують тільки для рухомих з'єднань.

Центрування по діаметру D застосовують тоді, коли твердість поверхні вала вища від твердості поверхні втулки. Цей вид центрування забезпечує високу точність центрування, його застосовують як для рухомих, так і для нерухомих з'єднань, які передають малі крутні моменти.

Центрування по бокових сторонах зубців b застосовують для передачі знакозмінних навантажень (реверсивний рух) і великих крутних моментів. Цей вид центрування дозволяє рівномірно розподілити навантаження між зубцями але не забезпечує високої точності центрування і тому рідко застосовується.

2. Утворення полів допусків

Для центруючих поверхонь валів встановлено основні відхилення d, e, f, g, h , а також квалітети $5, 6, 7, 8, 9$ для утворення перехідних посадок. Поля допусків

центруючих поверхонь втулок **H6, H7, H8** - для діаметрів **d, D**, а **F8, D9, D10, Js10** - для параметра **b**. Крім того, встановлені поля допусків на нецентруючі діаметри **d, D**.

Таблиця 2

Поля допусків на нецентруючі діаметри **d, D**

Нецентруючий діаметр	Вид центрування	Поле допуску	
		вала	втулки
<i>d</i>	по <i>D</i> чи <i>b</i>	–	<i>H11</i>
<i>D</i>	по <i>d</i> чи <i>b</i>	<i>a11</i>	<i>H12</i>

3. Позначення шліцьових з'єднань з прямобічним профілем

До параметрів шліцьового з'єднання з прямобічним профілем відносяться: кількість зубців ($z = 8$), внутрішній діаметр ($d = 36\text{мм}$), зовнішній діаметр ($D = 40\text{мм}$), ширина шліца ($b = 7\text{мм}$), а також посадки по параметрах

$$d \left(\frac{H7}{e8} \right), D \left(\frac{H12}{a11} \right), b \left(\frac{D9}{f8} \right).$$

При центруванні по параметру **d** позначення набуде такого вигляду:

$$d - 8 \times 36 \frac{H7}{e8} \times 40 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{D9}{f8} \text{ ГОСТ 1139-80.}$$

Допускається на нецентруючі параметри не вказувати посадок, наприклад, при центруванні по параметру **D** матимемо:

$$D - 8 \times 36 \times 40 \frac{H8}{h7} \times 7 \frac{F8}{h9} \text{ ГОСТ 1139-80,}$$

а при центруванні по параметру **b** одержимо:

$$b - 8 \times 36 \times 40 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{D9}{h8} \text{ ГОСТ 1139-80.}$$

Лекція 10. Взаємозамінність шліцьових з'єднань з евольвентним профілем

План лекції:

1. Основні положення.
2. Утворення полів допусків.
3. Позначення шліцьових з'єднань з евольвентним профілем.

Література: [1, 2]

1. Основні положення

Шліцьові з'єднання з евольвентним профілем досконаліші, але складніші у виготовленні.

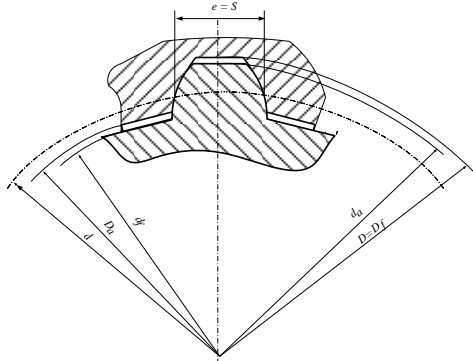


Рис. 23. Центрування по бокових поверхнях шліців $e (s)$

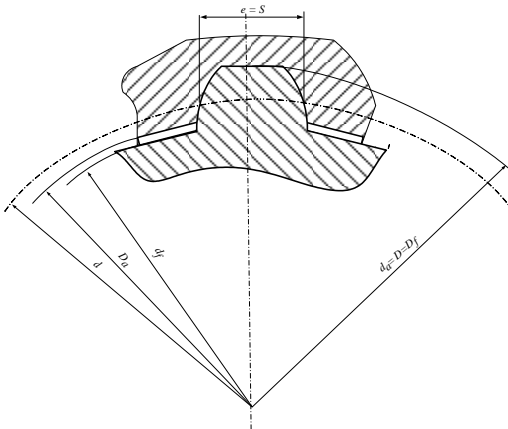


Рис. 24. Центрування по зовнішньому діаметру D

Для евольвентних шліцьових з'єднань застосовують такі види центрувань : по бокових поверхнях шліців $e (s)$, по зовнішньому діаметру D , по внутрішньому діаметру $d_f (D_a)$, однак центрування по внутрішньому діаметру не рекомендується.

Геометричні параметри шліцьових з'єднань з евольвентним профілем розраховують по спеціальним формулам згідно із стандартом ГОСТ 6033-80. До

геометричних параметрів евольвентних шліцьових з'єднань відносяться : e - ширина впадини втулки по дузі ділильного кола, s - товщина шліца по дузі ділильного кола, d - діаметр ділильного кола, d_a - діаметр виступів вала, d_f - діаметр впадин вала, D - зовнішній (номінальний) діаметр, D_a - діаметр виступів втулки, D_f - діаметр впадин втулки.

2. Утворення полів допусків

Поля допусків евольвентних шліцьових з'єднань утворюють поєднанням ступеня точності і основного відхилення. Встановлені поля допусків на ширину впадини втулки (T_e), ширину шліца (T_s), сумарний допуск (T), що враховує відхилення форми і розташування елементів профілю.

Таблиця 3

Поля допусків нецентруючих діаметрів для різних видів центрувань
(плоска форма дна впадини)

Вид центрування	Нецентруючий діаметр	Поля допусків
По бокових поверхнях шліців $e(s)$	D_f D_a d_a d_f	$H16$ $H11$ $d9, h12$ $h16$
По зовнішньому діаметру D	D_a d_f	$H11$ $h16$
По внутрішньому діаметру $d_f(D_a)$	d_a D_f	$h12$ $H16$

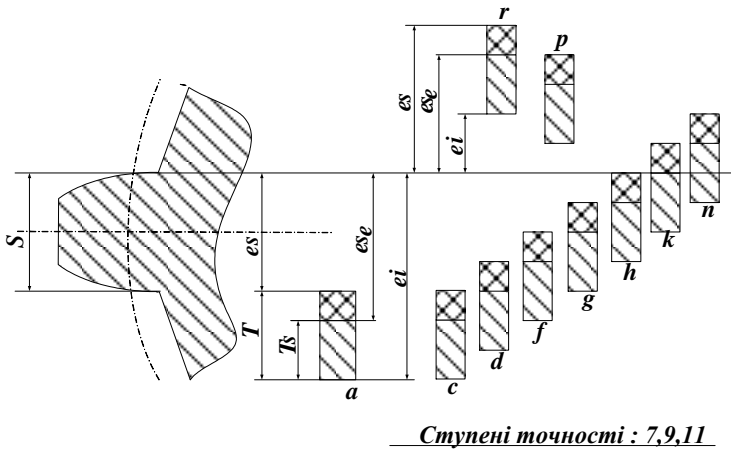
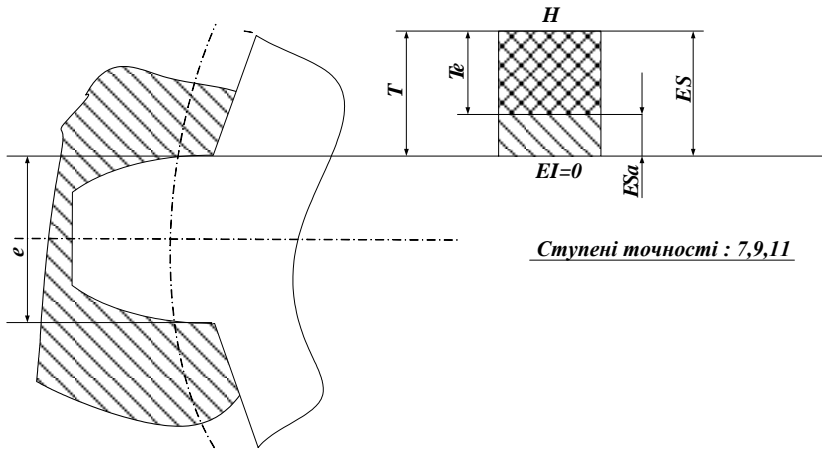


Рис. 25. Поля допусків для евольвентних шліцьових з'єднань при центруванні по бокових поверхнях шліців $e(s)$

3. Позначення шліцьових з'єднань з евольвентним профілем

Позначення шліцьових евольвентних з'єднань включають : номінальний діаметр з'єднання D , модуль m , посадку і стандарт.

При центруванні по бокових поверхнях шліців:

$$50 \times 2 \times \frac{9H}{9g} \text{ ГОСТ 6033-80,}$$

де 50 мм - номінальний діаметр, 2мм - модуль, **9H** - допуск на параметр **e**, **9g** - допуск на параметр **s**.

При центруванні по зовнішньому (номінальному) діаметру :

$$50 \times \frac{H7}{g6} \times 2 \text{ ГОСТ 6033-80,}$$

де 50 мм - номінальний діаметр, 2мм - модуль, **H7** - допуск на параметр **D=D_f**, **g6** - допуск на параметр **d_a**.

При центруванні по внутрішньому діаметру :

$$i50 \times 2 \times \frac{H7}{g6} \text{ ГОСТ 6033-80,}$$

де 50 мм - номінальний діаметр, 2мм - модуль, **H7** - допуск на параметр **D_a**, **g6** - допуск на параметр **d_f**, **i** - вказує на центрування по внутрішньому діаметру.

Лекція 11. Взаємозамінність циліндричних зубчастих коліс і передач

План лекції:

1. Кінематична точність.
2. Плавність роботи зубчастих передач.
3. Контакт спряжених зубців коліс.
4. Ступені точності і види спряжень циліндричних зубчастих коліс.
5. Допуски і умовні позначення циліндричних зубчастих передач.

Література: [1, 2]

1. Кінематична точність

Кінематична точність зубчастих передач визначається кінематичною похибкою колеса, радіальним биттям зубчастого вінця, коливанням довжини загальної нормалі і міжосьової відстані за один оберт колеса.

Кінематичною похибкою зубчастого колеса F'_i називається найбільша похибка кута повороту колеса в межах його повного оберту. Кінематична похибка обмежується допуском F'_i , причому

$$F'_i = F_p + f_f, \quad (75)$$

де F_p - допуск на накопичену похибку кроку по колесу, f_f - допуск на похибку профіля.

Накопиченою похибкою кроку по колесу F_{pr} називають найбільшу похибку у взаємному розташуванні двох однойменних профілів зубців обводу колеса. Накопичена похибка кроку по колесу обмежується допуском F_p .

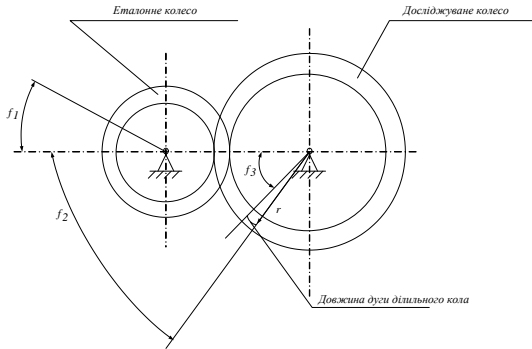


Рис. 26. Визначення похибки кута повороту досліджуваного зубчастого колеса

Похибкою кута повороту досліджуваного зубчастого колеса називають різницю між дійсним φ_2 і номінальним (розрахунковим) φ_3 кутами повороту, що виражається довжиною дуги ділильного кола

$$F_{к.п.} = (\varphi_2 - \varphi_3) \cdot r. \quad (76)$$

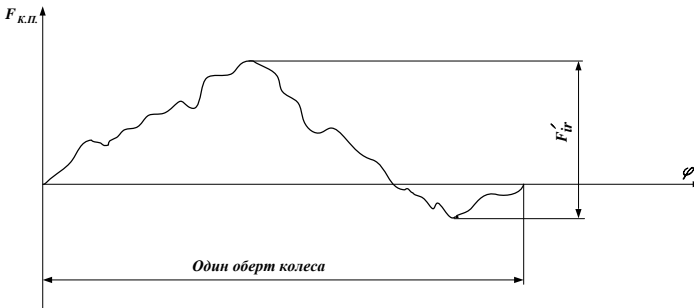


Рис. 27. Визначення кінематичної похибки зубчастого колеса

Радіальним биттям зубчастого вінця F_r називають найбільше коливання відстаней від постійних хорд зубців (впадин) до осі обертання. Радіальне биття зубчастого вінця обмежується допуском F_r .

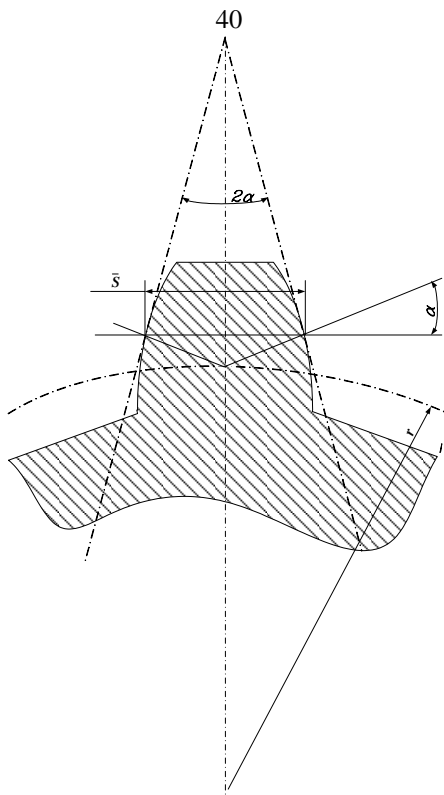


Рис. 28. Визначення радіального биття зубчастого вінця

Довжиною загальної нормалі W називають пряму, що з'єднує точки дотику двох різнойменних профілів.

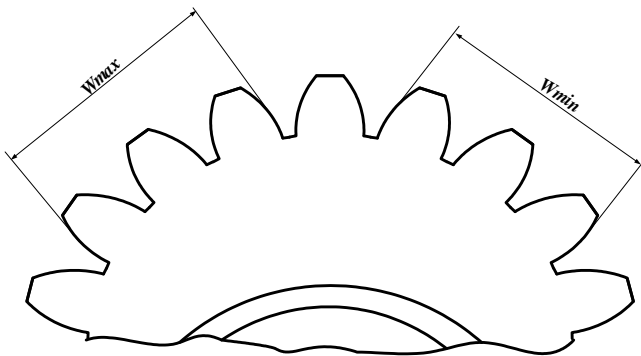


Рис. 29. Визначення довжини загальної нормалі

Коливанням довжини загальної нормалі V_{wr} вважають різницю між W_{max} і W_{min} в одному й тому ж колесі, тобто:

$$V_{wr} = W_{max} - W_{min}. \quad (77)$$

Коливанням міжосьової відстані за один оберт колеса F''_{ir} називають різницю між найбільшою a_{max} і найменшою a_{min} дійсними міжосьовими відстанями:

$$F''_{ir} = a_{max} - a_{min}. \quad (78)$$

2. Плавність роботи зубчастих передач

Плавність - це один із важливих показників роботи зубчастих передач. Для забезпечення плавності роботи коліс у передачі необхідно обмежувати допусками циклічну похибку, граничне відхилення кроку зачеплення, похибку профіля зуба, відхилення кроку.

Циклічною похибкою f_{zkr} називають подвоєну амплітуду гармонічної складової кінематичної похибки зубчастого колеса. Циклічну похибку обмежують допуском f_{zk} .

Під відхиленням кроку зачеплення f_{pbr} розуміють різницю між дійсним і номінальним кроками зачеплення. Відхилення кроку зачеплення обмежується допуском f_{pb} .

Похибка профіля зуба f_{fr} - це відстань по нормалі між двома теоретичними профілями. Похибка профіля зуба обмежується допуском f_f .

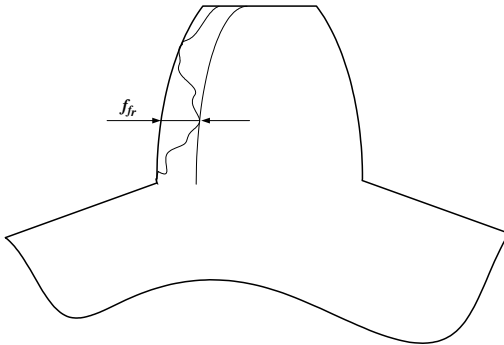


Рис. 30. Визначення похибки профіля зуба

Відхиленням кроку f_{pr} називають похибку зубчастого колеса при його повороті на один номінальний кутовий крок. Похибка відхилення кроку обмежується допуском f_{pt} .

3. Контакт спряжених зубців коліс

Контакт спряжених зубців коліс характеризує концентрацію навантаження на окремих ділянках бокових поверхонь зубців. Практично цей показник визначається плямою контакту.

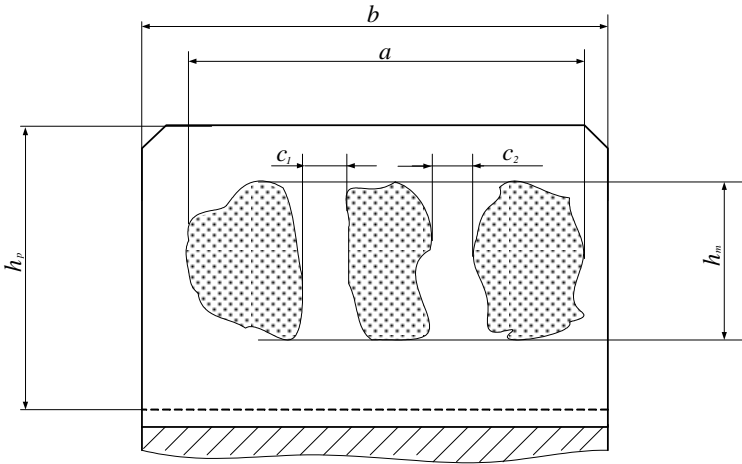


Рис. 31. Основні параметри плями контакту

При збільшенні повноти контакту зубців, тобто площі і рівномірного розподілу плями контакту на робочій поверхні зубців, збільшується надійність передач. Комплексним показником повноти контакту зубців є сумарна пляма, тобто частина активної поверхні зуба, на якій розташовані сліди прилягання його до зубців спряженого колеса після роботи передачі.

Пляма контакту оцінюється відносною довжиною

$$\left[\frac{(a - \sum c_i)}{b} \right] \cdot 100\% \quad (79)$$

і відносною висотою

$$\frac{h_m}{h_p} \cdot 100\% . \quad (80)$$

Для забезпечення необхідної точності прилягання зубців коліс встановлені допуски на похибки напрямку зуба $F_{\beta r}$, непаралельності осей $f_{\alpha r}$, перекошення осей $f_{\gamma r}$.

4. Ступені точності і види спряжень циліндричних зубчастих коліс

Встановлено 12 ступенів точності зубчастих коліс і передач. В автотракторному і сільськогосподарському машинобудуванні застосовують ступені точності 7, 8, 9, 10, 11, 12. В редукторах загального призначення - ступені точності 6, 7, 8. В кранових механізмах - ступені точності 7, 8, 9, 10. У вимірювальних приладах - ступені точності 3, 4, 5.

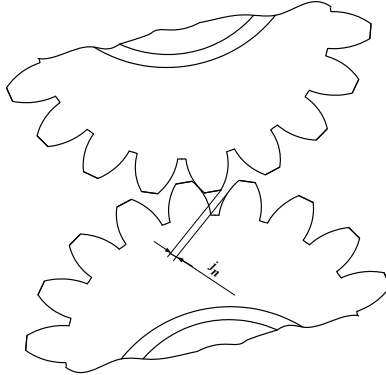


Рис. 32. Визначення бокового зазору

Стандартом ГОСТ 1643-81 передбачено шість видів спряжень, що відрізняються по значенню гарантованого (мінімального) бокового зазору j_n : *A* - із збільшеним зазором, *B* - із нормальним зазором, *C* - із зменшеним зазором, *D* - з малим зазором, *E* - із особливо малим зазором, *H* - з нульовим зазором.

5. Допуски і умовні позначення циліндричних зубчастих передач

На боковий зазор згідно стандарту ГОСТ 1643 – 81 встановлено вісім видів допусків T_{jn} : *h, d, c, b, a, z, y, x* при модулі $m \geq 1$ мм.

Умовні позначення циліндричних зубчастих передач включають ступені точності по нормам кінематичної точності, плавності, плямі контакту, а також - вид спряження, допуск на боковий зазор і стандарт. Наприклад, позначення **8-7-6-Va ГОСТ 1643 – 81** вказує, що для передачі з циліндричними зубчастими колесами прийняті такі ступені точності по нормам: **8** - кінематична точність, **7** - плавність роботи, **6** - пляма контакту, а також вид спряження *B* з допуском на боковий зазор *a*.

Якщо на всі норми точності встановлено однакові ступені точності і допуск бокового зазору відповідає прийнятому виду спряження, то в позначенні ступінь точності вказують тільки один раз, а допуск бокового зазору окремо не вказують. Наприклад, позначення **7-C ГОСТ 1643 – 81** означатиме ступінь точності по нормам кінематичної точності, плавності роботи і плямі контакту - **7**, вид спряження *C* з допуском на боковий зазор *c*.

Лекція 12. Кутові розміри і допуски

План лекції:

1. Види розмірів та параметри конуса.
2. Допуски кутів.
3. Ступені точності допусків кутів.

Література: [1, 2]

1. Види розмірів та параметри конуса

Кутові розміри визначають положення поверхонь деталей і бувають незалежними і залежними. Незалежні кути не зв'язані розрахунковими залежностями із іншими розмірами деталі. Вони регламентовані стандартом ГОСТ 8908 - 81. Залежні (нормальні) кути зведені до трьох рядів. До першого ряду входять наступні кути : 0° , 5° , 15° , 20° , 30° , 45° , 60° , 90° , 120° . До другого ряду входить 11 кутів, а до третього 24 кути. При виборі кутів першого ряду надавати перевагу над другим, а другому - над третім.

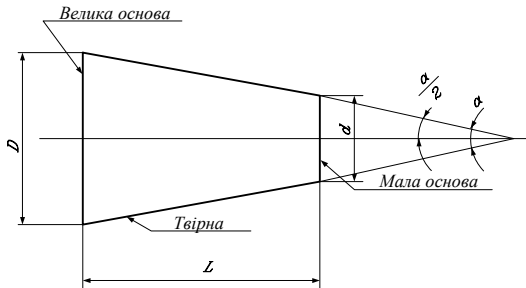


Рис. 33. Основні параметри конуса

Конус характеризується такими параметрами : D - діаметр великої основи, d - діаметр малої основи, α - кут конуса, $\frac{\alpha}{2}$ - кут нахилу, L - довжина конуса.

Взаємозалежності між параметрами конуса :

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{(0,5D - 0,5d)}{L}, \quad (81)$$

$$2\operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right) = c - \text{конусність}, \quad (82)$$

$$\frac{c}{2} = tg\left(\frac{\alpha}{2}\right) = i - \text{нахил.} \quad (83)$$

2. Допуски кутів

Допуск кута - це різниця між найбільшим α_{\max} і найменшим α_{\min} граничними кутами. Позначається допуск кута літерами AT (від англійських слів Angle Tolerance). AT_{α} - допуск кута виражений в градусах, мінутах, секундах (AT'_{α} - заокруглене значення). AT_h - допуск кута виражений довжиною відрізка на перпендикулярі, що протилежний куту AT_{α} на відстані L_I від вершини цього кута. AT_D - допуск кута виражений різницею діаметрів у двох нормальних до осі конуса перерізах на заданій відстані L між ними.

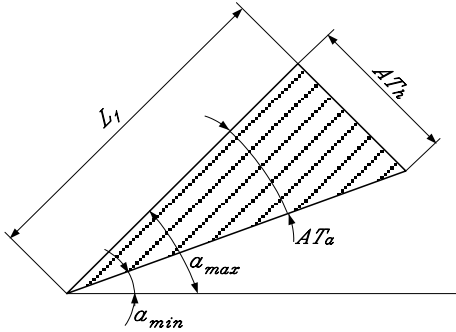


Рис. 34. Допуски кутів AT_{α} , AT_h

При конусності не більше 1 : 3 допуски кутів призначають залежно від номінальної довжини конуса L , причому

$$AT_D \approx AT_h. \quad (84)$$

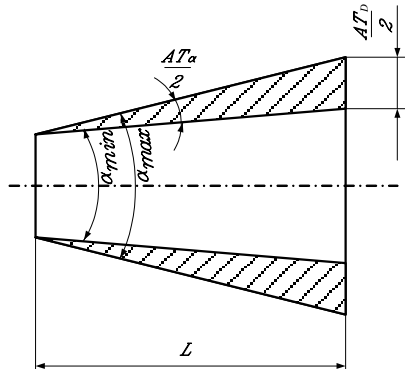


Рис. 35. Допуски кутів AT_D

При конусності більше 1 : 3 допуски кутів призначають залежно від довжини твірної L_1 , причому

$$AT_D = \frac{AT_h}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}, \quad (85)$$

$$AT_h = AT_\alpha \cdot L_1 \cdot 10^{-3}, \quad (86)$$

де AT_α - у мікрорадіанах, L_1 - у міліметрах, AT_h - у мікрометрах, α - номінальний кут конуса.

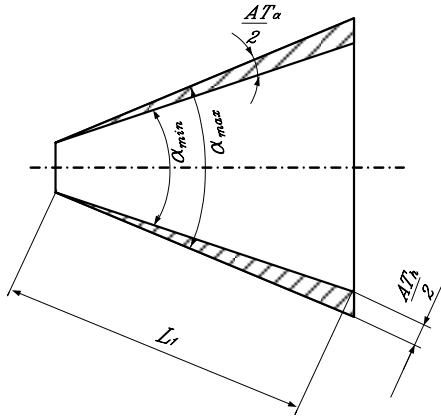


Рис. 36. Допуски кутів AT_α , AT_h

3. Ступені точності допусків кутів

Стандартом ГОСТ 8908 – 81 встановлено 17 ступенів точності допусків кутів у порядку спадання точності. При позначенні допуску кута заданого ступеня точності до позначення допуску кута додають числове значення відповідного ступеня точності ($AT5$, $AT9$).

Ступені точності призначають : **1, 2, 3, 4, 5, 6** - для кутових мір і калібрів ; **7** - для деталей високої точності і точного центрування ; **8, 9** - для деталей високої точності, що передають великі крутні моменти ; **10, 11, 12, 13** - для деталей нормальної точності ; **14** - для деталей зниженої точності ; **15, 16, 17** - для нормування допусків вільних кутових розмірів.

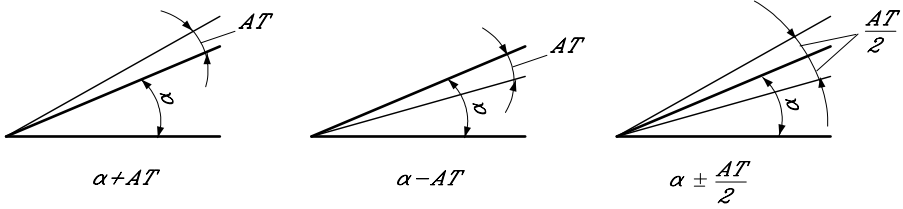


Рис. 37. Варіанти розташування допусків кутів

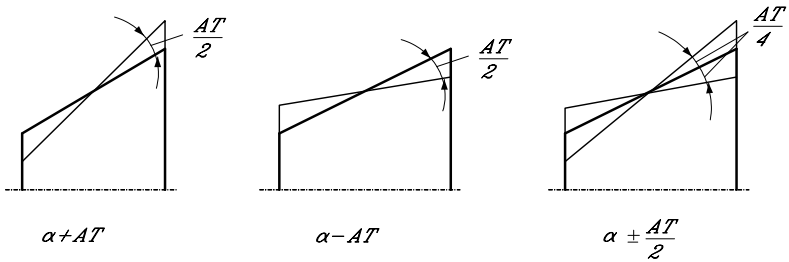


Рис. 38. Варіанти розташування допусків конусів

Допуски кутів і конусів можуть бути розташовані в плюс (+AT), в мінус (-AT) або симетрично відносно номінального кута ($\pm \frac{AT}{2}$).

Лекція 13. Розрахунок розмірних ланцюгів

План лекції:

1. Основні положення.
2. Обернена задача.
3. Пряма задача.

Література: [1, 2]

1. Основні положення

Розміри деталей у вузлах взаємопов'язані і взаємозалежні, зміна розміру однієї деталі веде до зміни у розташуванні інших деталей.

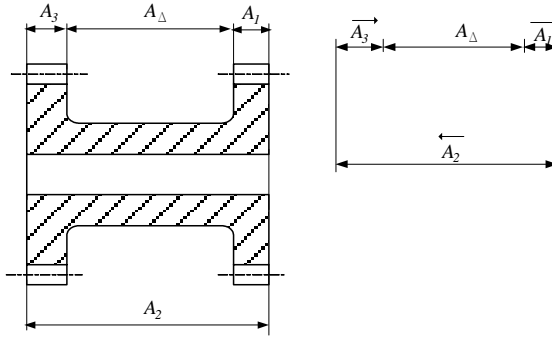


Рис. 39. Приклад утворення розмірного ланцюга

Розмірний ланцюг - це сукупність розмірів, котрі утворюють замкнутий контур. Ланка розмірного ланцюга - це один із розмірів, що входить до розмірного ланцюга. Замикаюча ланка - це вихідний розмір при постановці задачі або останній, котрий визначається в результаті розрахунку (A_{Δ}). Збільшуюча ланка - це розмір, при збільшенні якого замикаюча ланка збільшується (\bar{A}_2). Зменшуюча ланка - це розмір, при збільшенні якого замикаюча ланка зменшується (\bar{A}_1, \bar{A}_3).

При розрахунках розмірних ланцюгів можливі дві задачі: обернена і пряма. В оберненій задачі по відомим параметрам складових ланок визначають параметри замикаючої ланки. В прямій задачі по відомих параметрах замикаючої ланки необхідно визначити параметри складових ланок.

2. Оборнена задача

Номінальний розмір замикаючої ланки визначають за формулою

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^m A_i^{зб.} - \sum_{m+1}^{n-1} A_i^{зм.}, \quad (87)$$

де m - число збільшуючих ланок, n - загальне число ланок розмірного ланцюга.

Аналогічно можна визначити граничні розміри замикаючої ланки:

$$A_{\Delta max} = \sum_{i=1}^m A_{i max}^{зб.} - \sum_{m+1}^{n-1} A_{i min}^{зм.}, \quad (88)$$

$$A_{\Delta min} = \sum_{i=1}^m A_{i min}^{зб.} - \sum_{m+1}^{n-1} A_{i max}^{зм.}. \quad (89)$$

Визначимо допуск замикаючої ланки:

$$\begin{aligned}
TA_{\Delta} &= A_{\Delta \max} - A_{\Delta \min} = \sum_{i=1}^m A_{i \max}^{3\bar{b}.} - \sum_{m+1}^{n-1} A_{i \min}^{3M.} - \\
&- \sum_{i=1}^m A_{i \min}^{3\bar{b}.} + \sum_{m+1}^{n-1} A_{i \max}^{3M.} = \left(\sum_{i=1}^m A_{i \max}^{3\bar{b}.} - \sum_{i=1}^m A_{i \min}^{3\bar{b}.} \right) + \\
&+ \left(\sum_{m+1}^{n-1} A_{i \max}^{3M.} - \sum_{m+1}^{n-1} A_{i \min}^{3M.} \right) = \sum_{i=1}^m TA_i^{3\bar{b}.} + \sum_{m+1}^{n-1} TA_i^{3M.} = \\
&= \sum_{i=1}^{n-1} TA_i,
\end{aligned} \tag{90}$$

тобто допуск замикаючої ланки рівний сумі допусків складових ланок. За формулою (90) виконують перевірку правильності розрахунку розмірних ланцюгів.

Визначимо верхнє граничне відхилення замикаючої ланки :

$$\begin{aligned}
A_{\Delta} + ESA_{\Delta} &= \sum_{i=1}^m (A_i^{3\bar{b}.} + ESA_i^{3\bar{b}.}) - \sum_{m+1}^{n-1} (A_i^{3M.} + EIA_i^{3M.}) = \\
&= \left(\sum_{i=1}^m A_i^{3\bar{b}.} - \sum_{m+1}^{n-1} A_i^{3M.} \right) + \left(\sum_{i=1}^m ESA_i^{3\bar{b}.} - \sum_{m+1}^{n-1} EIA_i^{3M.} \right),
\end{aligned} \tag{91}$$

$$\text{тобто } A_{\Delta} + ESA_{\Delta} = A_{\Delta} + \left(\sum_{i=1}^m ESA_i^{3\bar{b}.} - \sum_{m+1}^{n-1} EIA_i^{3M.} \right), \tag{92}$$

$$\text{звідки } ESA_{\Delta} = \sum_{i=1}^m ESA_i^{3\bar{b}.} - \sum_{m+1}^{n-1} EIA_i^{3M.}. \tag{93}$$

Визначимо нижнє граничне відхилення замикаючої ланки :

$$\begin{aligned}
A_{\Delta} + EIA_{\Delta} &= \sum_{i=1}^m (A_i^{3\bar{b}.} + EIA_i^{3\bar{b}.}) - \sum_{m+1}^{n-1} (A_i^{3M.} + ESA_i^{3M.}) = \\
&= \left(\sum_{i=1}^m A_i^{3\bar{b}.} - \sum_{m+1}^{n-1} A_i^{3M.} \right) + \left(\sum_{i=1}^m EIA_i^{3\bar{b}.} - \sum_{m+1}^{n-1} ESA_i^{3M.} \right),
\end{aligned} \tag{94}$$

$$\text{тобто } A_{\Delta} + EIA_{\Delta} = A_{\Delta} + \left(\sum_{i=1}^m EIA_i^{зб.} - \sum_{m+1}^{n-1} ESA_i^{зм.} \right), \quad (95)$$

$$\text{звідки } EIA_{\Delta} = \sum_{i=1}^m EIA_i^{зб.} - \sum_{m+1}^{n-1} ESA_i^{зм.}. \quad (96)$$

3. Пряма задача

Існує декілька способів розв'язку прямої задачі.

Спосіб спроб (пробних розрахунків) полягає в тому, що на складові ланки призначають економічно доцільні допуски з урахуванням конструктивних особливостей і досвіду експлуатації аналогічних деталей і вузлів.

Спосіб рівних допусків полягає в тому, що приймають рівними допуски усіх складових ланок, тобто:

$$TA_i = \frac{TA_{\Delta}}{n-1}. \quad (97)$$

Цей спосіб застосовують для розмірів одного розмірного інтервалу і тільки в орієнтовних розрахунках через недостатню точність.

Спосіб одного квалітету полягає в тому, що на всі складові ланки призначають допуск одного ступеня точності. Квалітет визначають по коефіцієнту точності a :

$$a = \frac{TA_{\Delta}}{\sum_{i=1}^{n-1} i_{Ai}}. \quad (98)$$

Якщо до розмірного ланцюга входить k ланок з відомими допусками, то:

$$a = \frac{TA_{\Delta} - \sum_{i=1}^k TA_i}{\sum_{i=1}^{n-1-k} i_{Ai}}, \quad (99)$$

де $\sum_{i=1}^{n-1-k} i_{Ai}$ - сума одиниць допусків складових ланок.

По вибраному квалітету призначають граничні відхилення. Для розмірів охоплюючих поверхонь (діаметр отвору, ширина паза) граничні відхилення

призначають як для основного отвору. Для розмірів охоплених поверхонь (діаметр вала, товщина виступу) граничні відхилення призначають як для основного вала. Для таких розмірів як висота виступу чи глибина отвору граничні відхилення, як правило, приймають симетричними $\pm \frac{IT}{2}$.

Якщо розрахунковий коефіцієнт точності a не співпадає з табличним, то одну із ланок приймають за коректуючу.

Граничні відхилення коректуючої збільшуючої ланки :

$$ESA_{кор.}^{зб.} = \sum_{m+1}^{n-2} EIA_i^{зм.} + ESA_{\Delta} - \sum_{i=1}^{m-1} ESA_i^{зб.}, \quad (100)$$

$$EIA_{кор.}^{зб.} = \sum_{m+1}^{n-2} ESA_i^{зм.} + EIA_{\Delta} - \sum_{i=1}^{m-1} EIA_i^{зб.}. \quad (101)$$

Граничні відхилення коректуючої зменшуючої ланки :

$$ESA_{кор.}^{зм.} = \sum_{i=1}^m EIA_i^{зб.} - EIA_{\Delta} - \sum_{m+1}^{n-2} ESA_i^{зм.}, \quad (102)$$

$$EIA_{кор.}^{зм.} = \sum_{i=1}^m ESA_i^{зб.} - ESA_{\Delta} - \sum_{m+1}^{n-2} EIA_i^{зм.}. \quad (103)$$

Після призначення граничних відхилень виконують перевірку точності замикаючої ланки. Необхідно, щоб допуск замикаючої ланки був рівний сумі допусків складових ланок.

Лекція 14. Принципи побудови засобів вимірювання і контролю

План лекції:

1. Вибір точності засобів вимірювання і контролю.
2. Принцип інверсії.
3. Принцип Тейлора та принцип суміщення функцій контролю за функціями керування технологічними процесами.

Література: [1, 2]

1. Вибір точності засобів вимірювання і контролю

Поняття вибору точності засобів вимірювання і контролю набуває першочергового значення. Так граничні похибки вимірювання зовнішніх лінійних розмірів контактними засобами в діапазоні 80-120 мм складають : 100-200 мкм - для штангенциркулів ; 10-20 мкм - для індикаторів годинникового типу ; 10-15 мкм - для мікрометрів ; 5-15 мкм - для важільних мікрометрів і скоб ; 2-4 мкм - для вузькограничних індикаторів ; 0,5-1 мкм - для оптиметрів ; 0,05-0,2 мкм - для інтерферометрів ; 10^{-7} мкм - для лазерних інтерферометрів. Таким чином, чим вища точність засобу вимірювання, тим він складніший конструктивно і має вищу вартість. Застосування засобів вимірювання і контролю призводить до зменшення табличного допуску на виготовлення деталі.

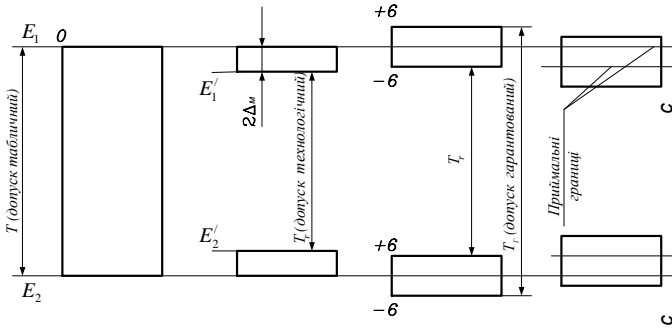


Рис. 40. Розташування приймальних границь по відношенню до поля допуску деталі

При використанні вимірювального засобу допуск T залишався б постійним, якщо б цей засіб був ідеально точно відрегульований на границі поля допуску E_1 , E_2 . В дійсності завжди виникає метрологічна похибка вимірювання $\pm \Delta_m$. Для того, щоб жодна із бракованих деталей не була помилково визначена придатною, необхідно зменшити допуск T до величини технологічного допуску T_r , а саме:

$$T_r = T - 4\Delta_m. \quad (104)$$

Це пояснюється тим, що засіб вимірювання може бути відрегульований на граничні значення похибки Δ_m , тобто на границі поля допуску E_1' , E_2' . Для того, щоб не звужувати технологічний допуск і не збільшувати вартості деталей, необхідно або зменшити метрологічну похибку, або змістити вже відрегульовані границі до приймальних границь на рівні величини гарантованого допуску T_r .

Оскільки конкретне значення похибки вимірювання і вимірюваного параметру є випадковою величиною, то з урахуванням закону нормального розподілу обох складових можна записати :

$$T = \sqrt{T_r^2 + \Delta_m^2}. \quad (105)$$

Аналіз формул (104), (105) показує, що якщо відношення $\Delta_m / T = 0,1$, то практично весь допуск відводиться на компенсацію технологічних похибок, так як при цьому $T_r / T = 0,9$. Таким чином, точність засобу вимірювання повинна бути приблизно на порядок вищою від точності контролюваного параметру деталі.

Основним економічно і технічно виправданим варіантом розташування граничної похибки вимірювання відносно граничного розміру деталі є симетричне розташування, однак у цьому випадку деякі браковані деталі можуть бути помилково прийняті за придатні. Щоб жодна бракована деталь не потрапила до придатних, необхідно приймальні границі змістити на величину c до середини поля допуску деталі. Якщо точність технологічного процесу відома, то зміщення c розраховують, а якщо точність технологічного процесу невідома, то приймають

$$c = \frac{\Delta_m}{2}. \quad (106)$$

Для розмірів від 1мм до 500 мм допустимі похибки вимірювань регламентовані стандартом ГОСТ 8.051-81.

2. Принцип інверсії

Принцип інверсії ґрунтується на тому, що будь-яка деталь від моменту виготовлення до моменту експлуатації проходить декілька станів і перетворень (інверсій). Початково деталь є об'єктом обробки, потім об'єктом контролю чи вимірювання і, накінець, стає частиною механізму.

На першому етапі деталь являється частиною замкнутого ланцюга технологічної системи - джерела інструментальної похибки. На другому етапі деталь входить до замкнутої системи разом з засобом вимірювання - джерелом похибки вимірювання. На третьому етапі готова деталь з параметрами, що відповідають певним значенням, являється частиною кінематичної системи механізму. Параметри деталі при експлуатації відповідають встановленим значенням тільки тоді, коли всі три етапи враховуються спільно. Із принципу інверсії слідує, що точність розмірів деталі необхідно обмежувати виходячи із її функціонального призначення.

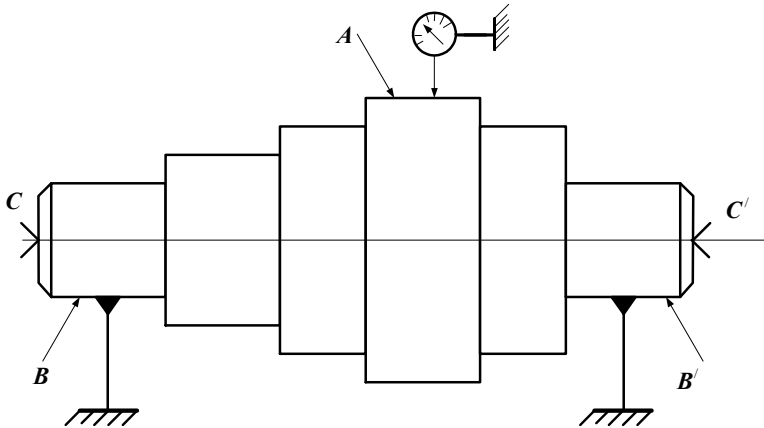


Рис. 41. Приклад використання принципу інверсії

Після виготовлення ступінчастого вала редуктора необхідно вибрати схему контролю радіального биття поверхні A за допомогою індикатора годинникового типу. В якості метрологічних баз слід вибрати поверхні $B-B'$, оскільки по ним відбувається контакт вала з опорними підшипниками. Використання в якості метрологічних баз лінії центрів $C-C'$ призводить до виникнення додаткових похибок, внаслідок не співвісності цих елементів. При обертovому русі вала в процесі вимірювання його траєкторія відповідає траєкторії руху при експлуатації.

3. Принцип Тейлора та принцип суміщення функцій контролю з функціями керування технологічними процесами

Більшість універсальних і спеціальних засобів вимірювання і контролю мають точковий контакт з контрольованим виробом, причому контроль відбувається в одному чи декількох перерізах. Такий контроль не гарантує попадання бракованих виробів у придатні. При наявності похибок форми і взаємного розташування поверхонь складних деталей у відповідності з принципом Тейлора надійне визначення відповідності розмірів усього профілю граничним значенням можливе тільки тоді, коли визначаються значення прохідної і непрохідної границі. Відповідно будь-яка деталь повинна бути проконтрольована мінімум двічі за допомогою прохідного і непрохідного калібрів.

Принцип суміщення функцій контролю з функціями керування технологічними процесами обумовив створення високопродуктивного і автоматизованого обладнання, оскільки з інтенсифікацією виробничого процесу стає більш складно візуально слідкувати за відхиленнями параметрів деталей і все складніше ручним способом керувати цими параметрами. Технічною базою для можливості використання цього принципу являється прогрес в галузі створення швидкодіючих, точних і надійних засобів вимірювання і автоматики.

Лекція 15. Нормування відхилень форми і розташування поверхонь деталей

План лекції:

1. Відхилення форми циліндричних поверхонь
2. Відхилення форми плоских поверхонь.
3. Відхилення розташування поверхонь.

Література: [1, 2]

1. Відхилення форми циліндричних поверхонь

Відхилення від круглості – це найбільша відстань Δ від точок реального профілю до прилеглого кола. Допуск круглості T – це найбільше допустиме значення відхилення від круглості.

Овальність - це відхилення від круглості, при якому реальний профіль являє собою овалоподібну фігуру, найбільший і найменший діаметри якої взаємно-перпендикулярні, причому

$$\Delta = \frac{d_{\max} - d_{\min}}{2}. \quad (107)$$

Огранка - це відхилення від круглості, при якому реальний профіль є многогранною фігурою.

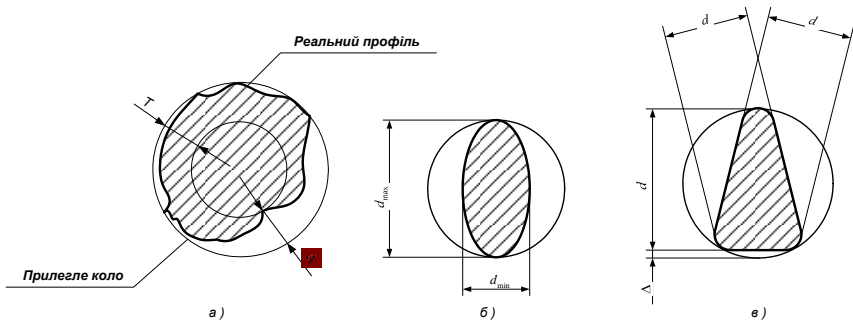


Рис. 42. Відхилення від круглості: а) загальний вигляд; б) овальність; в) огранка

Відхилення від циліндричності – це найбільша відстань Δ від точок реальної поверхні до прилеглого циліндра в межах нормованої ділянки L . Поле допуску циліндричності визначається простором, обмеженим співвісними

циліндрами 1 і 2, які відстають один від другого на відстані, що дорівнює допуску циліндричності T .

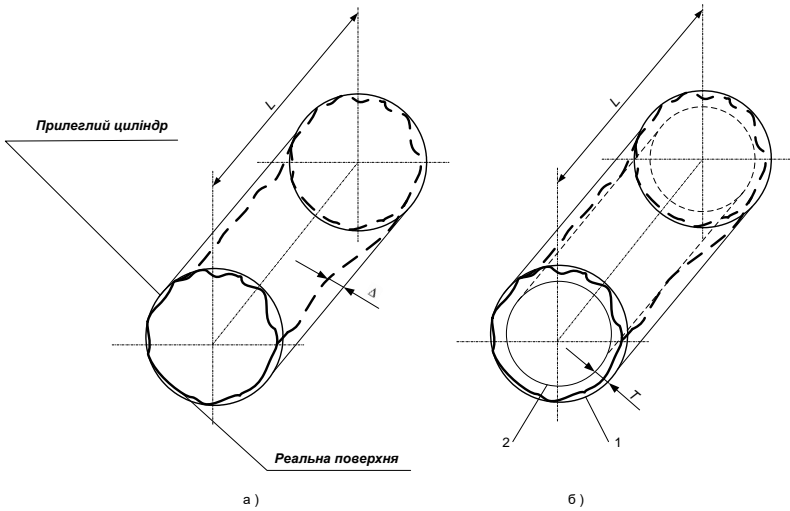


Рис. 43. Відхилення від циліндричності: а) визначення відхилення Δ ;
б) визначення допуску T

Відхилення профілю поздовжнього перерізу – це найбільша відстань Δ від точок реальної поверхні до номінальної (прилеглої) поверхні у площині, що проходить через спільну вісь поверхонь.

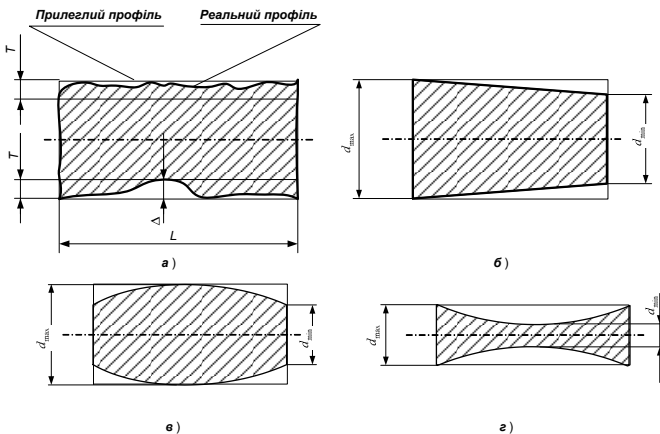


Рис. 44. Відхилення профілю поздовжнього перерізу: а) загальний вигляд;
б) конусовидність; в) бочковидність; г) сідловидність

Для конусовидності, бочковидності, сідловидності параметр Δ визначається за формулою (107).

2. Відхилення форми плоских поверхонь

Відхилення від площинності визначають як найбільшу відстань Δ від точок реальної поверхні до прилеглої площини в межах нормованої ділянки. Поле допуску площинності – це область у просторі, яка обмежена двома паралельними площинами, що відстають одна від одної на відстань T .

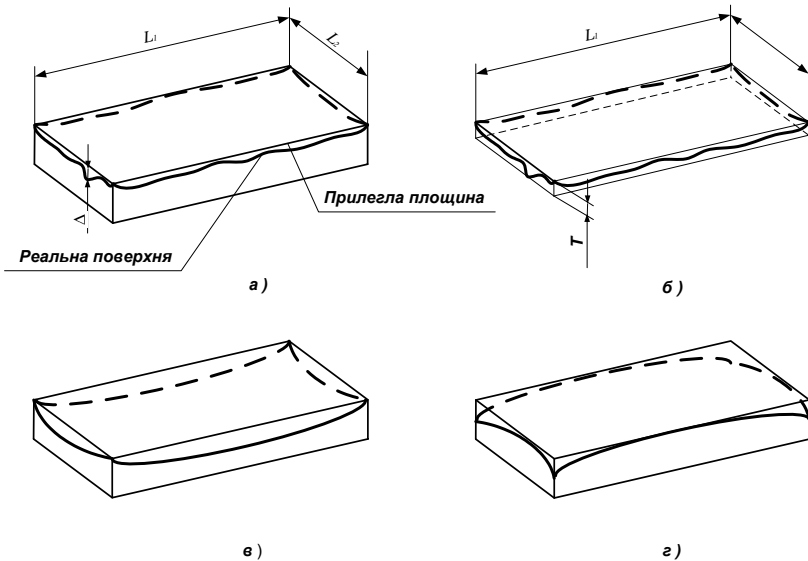


Рис. 45. Відхилення від площинності: а) загальний вигляд; б) визначення допуску площинності; в) угнутість; г) випуклість

3. Відхилення розташування поверхонь

Відхилення розташування - це відхилення реального розташування поверхні певного елемента від номінального. Неточності взаємного розташування поверхонь є результатом неспівпадання технічних і конструктивних баз. Basisом може бути поверхня, її твірна або точка.

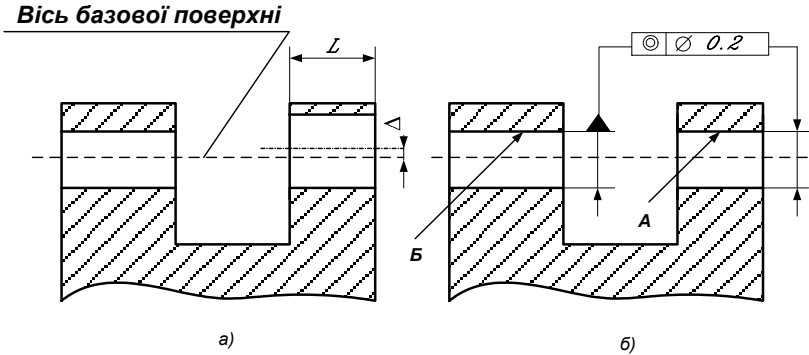


Рис. 46. Відхилення від співвісності відносно осі базової поверхні:
а) схема; б) позначення на кресленні (допуск співвісності отвору А відносно отвору Б $\varnothing 0,2$ мм)

Відхилення від співвісності відносно осі базової поверхні - це відстань Δ між осями даної і базової поверхонь на довжині нормованої ділянки L .

Відхилення від співвісності відносно загальної осі - це найбільша відстань ($\Delta_1, \Delta_2, \dots$) між віссю даної поверхні обертання і загальною віссю двох чи декількох поверхонь обертання на довжині нормованої ділянки (L_1, L_2, \dots).

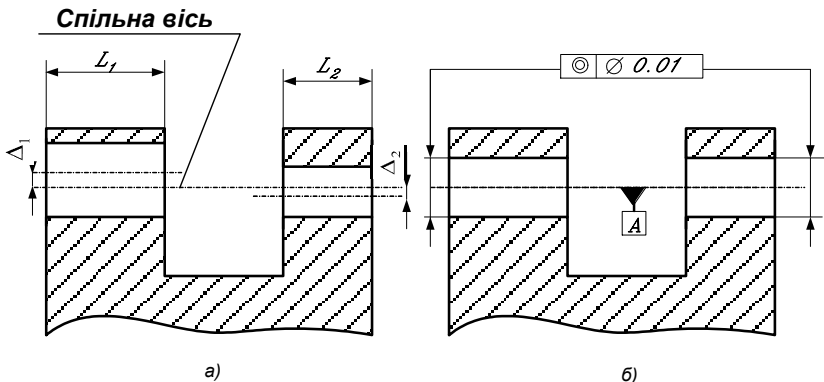


Рис. 47. Відхилення від співвісності відносно загальної осі:
а) схема; б) позначення на кресленні (допуск співвісності отворів відносно спільної осі $\varnothing 0,01$ мм)

Радіальне биття (Δ) - це різниця найбільшої і найменшої відстаней від точок реального профілю поверхні обертання до базової осі у перерізі, що перпендикулярний до базової осі.

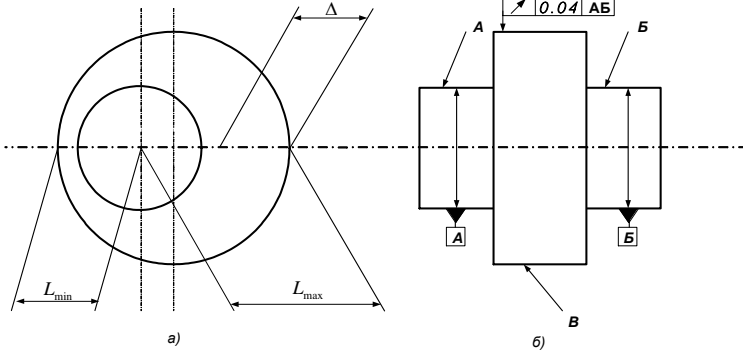


Рис. 48. Радіальне биття: а) схема; б) позначення на кресленні

Торцьове биття (Δ) являє собою різницю найбільшої і найменшої відстаней від точок реального профілю торцьової поверхні до площини, що перпендикулярна до базової осі.

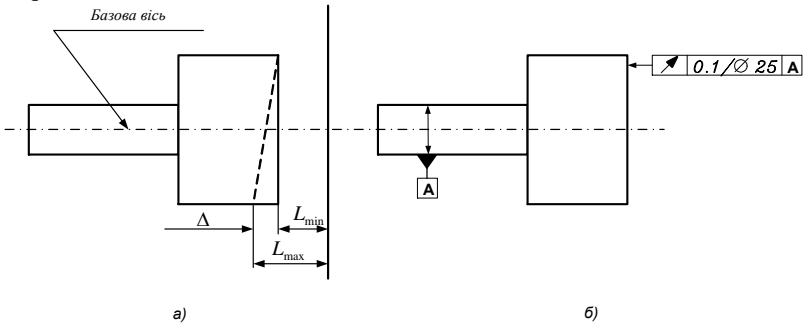


Рис. 49. Торцьове биття: а) схема; б) позначення на кресленні

Відхилення від паралельності площин (Δ) - це різниця найбільшої і найменшої відстаней між площинами в межах нормованої ділянки L .

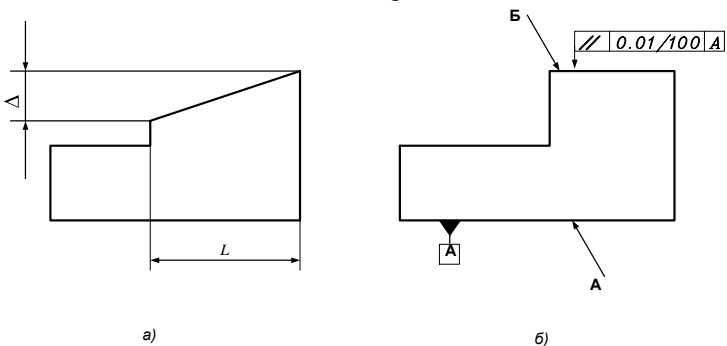


Рис. 50. Відхилення від паралельності площин:
а) схема; б) позначення на кресленні (допуск паралельності поверхні **B** відносно поверхні **A** 0,01 мм, $L=100$ мм)

Відхилення від перпендикулярності (Δ) являє собою відхилення кута між площинами від прямого кута і виражається в лінійних одиницях на довжині нормованої ділянки L .

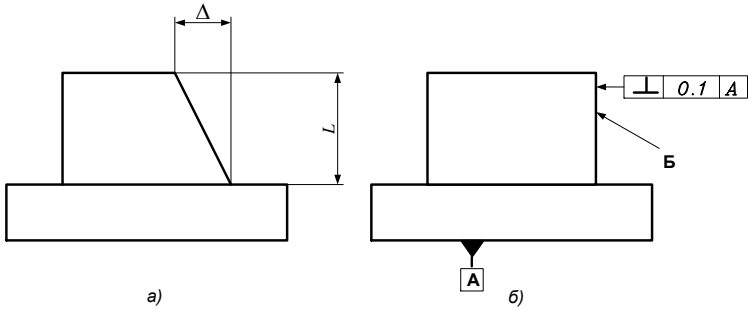


Рис. 51. Відхилення від перпендикулярності:
а) схема; б) позначення на кресленні (допуск перпендикулярності **Б** відносно основи **А** 0,1 мм)

Таблиця 4

Умовні позначення допусків форми і розташування поверхонь

Група допусків	Вид допуску	Позначення
Допуски форми	Допуск прямолінійності Допуск площинності Допуск круглості Допуск циліндричності Допуск профілю поздовжнього перерізу	
Допуски розташування	Допуск паралельності Допуск перпендикулярності Допуск нахилу Допуск співвісності Допуск симетричності Позиційний допуск Допуск перетину осей	
Сумарні допуски форми і розташування	Допуск радіального биття	
	Допуск торцьового биття	
	Допуск биття в заданому напрямку	
	Допуск повного радіального биття Допуск повного торцьового биття	
Сумарні допуски форми і розташування	Допуск форми заданого профілю	
	Допуск форми заданої поверхні	

Лекція 16. Хвилястість і шорсткість поверхонь деталей

План лекції:

1. Хвилястість поверхонь деталей.
2. Шорсткість поверхонь деталей.
3. Позначення шорсткості поверхонь.

Література: [1, 2]

1. Хвилястість поверхонь деталей

Під хвилястістю поверхонь розуміють сукупність періодично повторюваних нерівностей, для яких відстані між суміжними виступами чи впадинами перевищують базову довжину l . Хвилястість займає проміжне положення між відхиленнями форми і шорсткістю поверхні. Умовно границю між різними порядками відхилень поверхні можна встановити по значенню відношення кроку S_w до висоти нерівностей W_z . При $(S_w/W_z) < 40$ відхилення відносять до шорсткості поверхні, при $1000 \geq (S_w/W_z) \geq 40$ - до хвилястості, при $(S_w/W_z) > 1000$ - до відхилень форми.

Висота хвилястості W_z - це середнє арифметичне із п'яти її значень (W_1, W_2, \dots, W_5) , визначених на довжині ділянки вимірювання L_w , що дорівнює не менше п'яти дійсним найбільшим крокам S_w хвилястості :

$$W_z = \frac{(W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5)}{5}. \quad (108)$$

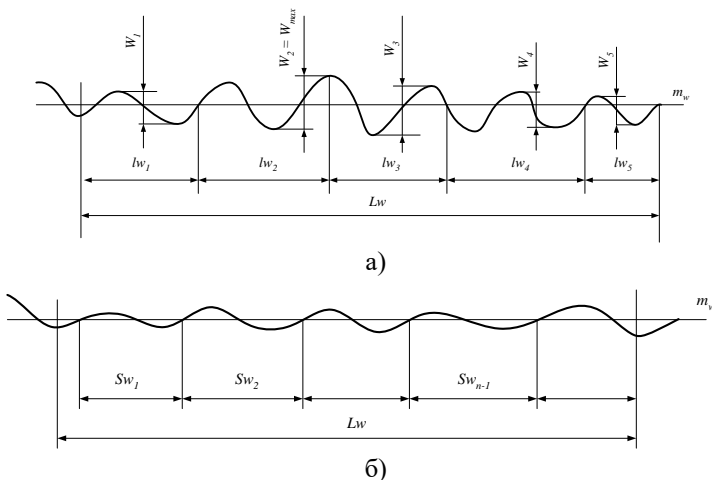


Рис. 52. Визначення висоти (а) і кроку (б) хвилястості поверхонь

Допускається також непослідовне розташування ділянок вимірювання.

Граничні числові значення W_Z необхідно вибирати із ряду : 0,1; 0,2; 0,4; 0,8; 1,6; 3,2; 6,3; 12,5; 25; 50; 100; 200 мкм.

Окреме вимірювання хвилястості виконують на довжині l_{Wi} , що дорівнює п'ятій частині довжини L_W . Найбільша висота хвилястості W_{max} - це відстань між найвищою і найнижчою точками вимірюваного профілю в межах довжини L_W , виміряна на одній повній хвилі.

Середній крок хвилястості S_W - це середнє арифметичне значення довжин відрізків середньої лінії S_{Wi} , обмежених точками їх перетину з сусідніми ділянками профілю хвилястості :

$$S_W = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{Wi}. \quad (109)$$

Розташування середньої лінії m_W визначається аналогічно до розташування середньої лінії профілю m шорсткості.

Форма хвилі залежить від причин, які викликають хвилястість поверхні. Найчастіше хвилястість має синусоїдний характер, що є наслідком коливань в системі верстат – інструмент – деталь, що виникають через нерівномірність сил різання, наявності неурівноважених мас, похибок приводу.

2. Шорсткість поверхонь деталей

Шорсткість поверхні - це сукупність нерівностей з відносно малими кроками ($(S_W/W_Z) < 40$). Шорсткість і хвилястість поверхні разом з точністю форми являються основними характеристиками якості виготовлення деталей. Шорсткість поверхонь нормується згідно із стандартом ГОСТ 25142-82.

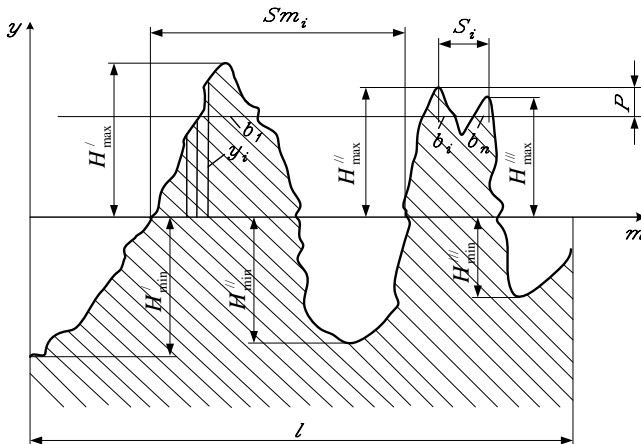


Рис. 53. Шорсткість поверхонь

Розташування середньої лінії m визначають таким чином, щоб площі нерівностей по обидві сторони від цієї лінії до контура профілю були рівні. Числові значення базових довжин вибирають із ряду : 0,01; 0,03; 0,08; 0,25; 0,8; 2,5; 8; 25 мм.

Згідно рекомендацій **ISO** шорсткість поверхонь деталей незалежно від матеріалу і способу виготовлення можна оцінювати кількісно одним або декількома параметрами : R_a , R_z , R_{max} , S_m , S .

Середнє арифметичне відхилення профілю R_a визначається за формулою:

$$R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|, \quad (110)$$

де y_i - відстань між будь – якою точкою профілю і середньою лінією, n - кількість вибраних точок профілю на базовій довжині l .

Висота нерівностей профілю по десяти точкам R_z :

$$R_z = \frac{1}{5} \left[\sum_1^5 |H_{\max}| + \sum_1^5 |H_{\min}| \right], \quad (111)$$

де H_{\max} - гранична висота виступів, H_{\min} - гранична глибина впадин.

Найбільша висота нерівностей профілю R_{max} :

$$R_{\max} = |H_{\max}| + |H_{\min}|. \quad (112)$$

Середній крок нерівностей S_m :

$$S_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{mi}, \quad (113)$$

де S_{mi} - крок нерівностей профілю, рівний довжині відрізка середньої лінії, що перетинає профіль у трьох сусідніх точках; n - число кроків в межах базової довжини l .

Середній крок місцевих виступів S :

$$S = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i, \quad (114)$$

де S_i - крок нерівностей профілю по вершинам, рівний довжині відрізка середньої лінії між проекціями на неї двох найвищих точок сусідніх виступів; n - число кроків нерівностей по вершинам.

Відношення опорної довжини профілю η_p до базової довжини l :

$$t_p = \frac{\eta_p}{l} \quad (115)$$

де η_p - опорна довжина профілю (сума довжин відрізків b_i , які відсікаються в межах базової довжини l в матеріалі деталі еквідистантній середній лінії, розташованій на заданій відстані P від лінії виступів профілю до базової довжини), тобто:

$$\eta_p = \sum_{i=1}^n b_i . \quad (116)$$

Числові значення параметрів шорсткостей R_a , R_z , R_{max} , S_m , S стандартизовані згідно з ГОСТ 2789-73. Рекомендується використовувати значення параметрів R_a , як таких, що найбільш повно характеризують шорсткість поверхні.

3. Позначення шорсткостей поверхонь

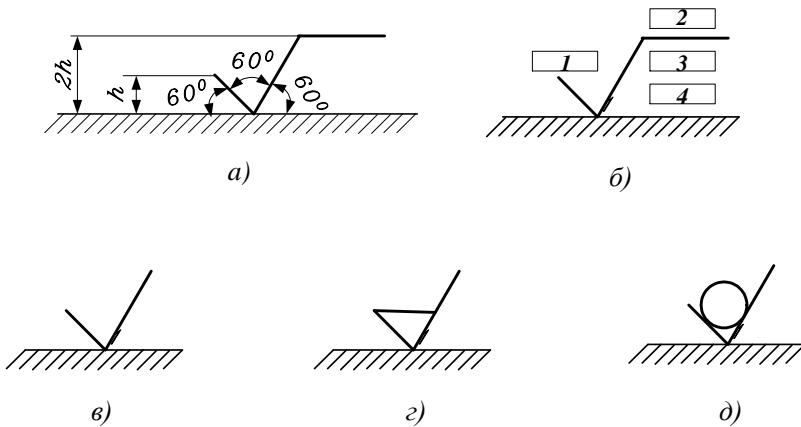


Рис. 54. Позначення шорсткостей поверхонь:

а) знак шорсткості; б) характеристика шорсткості; в) утворення поверхні кресленням не регламентується; г) поверхня утворюється шляхом видалення шару матеріалу (токарна обробка, фрезерування, свердління, шліфування, полірування); д) поверхня утворена без видалення шару матеріалу (відливання, штампування, кування)


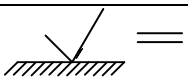

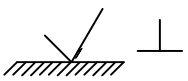

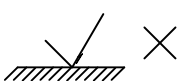

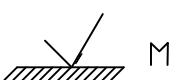

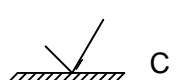

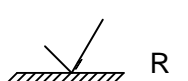
Вказують наступні характеристики шорсткості (рис. 54 б): параметр шорсткості (позиція 1), вид обробки (позиція 2), базова довжина (позиція 3), а також умовне позначення напрямку нерівностей (позиція 4).

Числові значення параметрів шорсткості R_z , R_a

Клас шорсткості	R_z , мкм	R_a , мкм	Базова довжина l , мм
▽ 1	200	50	8
▽ 2	100	25	
▽ 3	50	12,5	
▽ 4	25	6,3	2,5
▽ 5	12,5	3,2	
▽ 6		1,6	0,8
▽ 7		0,8	
▽ 8		0,4	0,25
▽ 9		0,2	
▽ 10		0,1	
▽ 11		0,05	
▽ 12		0,025	
▽ 13		0,012	0,08
▽ 14			

Таблиця 6

Напрямки нерівностей

Схематичне зображення	Позначення напрямку рисок	Напрямок нерівностей
		нерівності вздовж лінії креслення
		нерівності по нормалі
		нерівності по перехресних лініях
		напрямок нерівностей довільний
		напрямок нерівностей по колу
		напрямок нерівностей по радіусу

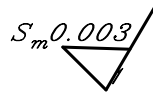
Крім того, над зазначеними позначеннями вказують один із вибраних параметрів шорсткості (R_a , R_z , R_{max} , S_m , S). Символ R_a не вказують.



а)



б)



в)

Рис. 55. Приклади позначень параметрів шорсткості:

а) величина шорсткості по переметру R_a ; б) величина шорсткості по переметру R_z ; в) величина шорсткості по переметру S_m

Лекція 17. Основи стандартизації. Загальна характеристика

План лекції:

1. Предмет стандартизації.
2. Класифікація видів стандартизації.
3. Державна система стандартизації.

Література: [1, 2]

1. Предмет стандартизації

Стандартизація - це діяльність з метою досягнення оптимального ступеня упорядкування в певній галузі шляхом встановлення положень для загального і багаторазового використання реально існуючих чи можливих завдань.

Стандартизація - це наука про виявлення об'єктивних подій, які повторюються, та встановлення результатів усвідомлення і погодження груп властивостей об'єктів, а також в середині, поза (і між) об'єктами та суб'єктом.

Слід розмежовувати стандартизацію офіційну і фактичну. Офіційна стандартизація завершується випуском стандартів, еталонів або інших нормативних документів. Фактична стандартизація має поступовий розвиток (писемність, грошові одиниці, одиниці мір і ваги, закони і моральні норми), її успіхи сприяють культурному, науково – технічному та економічному прогресу на всіх етапах цивілізації. Метою стандартизації є оптимальне впорядкування об'єктів стандартизації.

В Україні стандартизація має державний характер та спрямована на забезпечення єдиної технічної політики, захисту інтересів вітчизняних виробників та споживачів продукції, економії всіх видів ресурсів, а також відповідності продукції світовому рівню якості і надійності. Крім того, стандартизація сприяє гармонізації національних нормативних документів зі світовими аналогами,

відповідності вимог нормативних документів законодавчим актам, а також покращує умови виходу української продукції на світовий ринок.

Головне завдання стандартизації полягає у створенні системи нормативної документації, яка визначає прогресивні вимоги до продукції.

2. Класифікація видів стандартизації

В Україні використовують прийняту на міжнародному рівні єдину класифікацію видів стандартизації.

Міжнародна стандартизація - це стандартизація, участь в якій є відкритою для відповідних органів усіх країн.

Національна стандартизація - це стандартизація, яка проводиться на рівні однієї конкретної держави.

Регіональна стандартизація - це стандартизація, участь в якій є відкритою для відповідних органів країн лише одного географічного або економічного регіону.

Державна система стандартизації - це система, яка визначає основну мету і принципи управління, форми та загальні організаційно-технічні правила виконання усіх видів робіт зі стандартизації.

3. Державна система стандартизації

Державна система стандартизації включає :

1) єдину організаційно – методичну основу виконання робіт зі стандартизації на усіх рівнях управління національною економікою (міжгалузевому, галузевому, на рівні підприємств);

2) роботи щодо планування, розроблення, проведення експертизи та розповсюдження державних стандартів;

3) роботи щодо гармонізації національних стандартів України з вимогами міжнародних та європейських стандартів;

4) розробки основних положень системи класифікації та кодування техніко– економічної та соціальної інформації;

5) розвиток та актуалізацію Національного автоматизованого і інформаційного фонду стандартів, поширення необхідної інформації через засоби масової інформації та спеціальні видання.

Функціонування Державної системи стандартизації забезпечує Держстандарт.

До об'єктів державної стандартизації відносять: організаційно – методичні та загальнотехнічні об'єкти, а також продукцію широкого використання, у тому числі і міжгалузевого.

До організаційно – методичних та загальнотехнічних об'єктів відносять:

1) організацію проведення робіт зі стандартизації;

2) єдину технічну мову;

3) типорозмірні ряди на типові конструкції;

4) організацію робіт щодо метрологічного забезпечення;

5) достовірні дані про властивості матеріалів та речовин;

6) класифікацію та кодування техніко – економічної інформації.

Найважливішими структурними елементами Державної системи стандартизації є :

- 1) органи та служби стандартизації;
- 2) комплекс стандартів та технічних умов;
- 3) система контролю за впровадженням і використанням стандартів і технічних умов.

Лекція 18. Порядок розробки стандартів України. Стандарти різних категорій та видів

План лекції:

1. Умови розробки стандартів.
2. Визначення різних категорій стандартів.
3. Категорії нормативних документів.

Література: [1, 2]

1. Умови розробки стандартів

Проекти ДСТУ розробляють технічні комітети зі стандартизації відповідно до планів державної стандартизації України, програм (планів) робіт та договорів на розробку стандартів.

До основних вимог розробки стандартів можна віднести:

1) стандарти повинні розроблятися тільки при необхідності і, зокрема, в першу чергу тільки ті стандарти, які забезпечують життя та здоров'я населення, охорону навколишнього середовища, сумісність та взаємозамінність продукції;

2) взаємне прагнення всіх зацікавлених сторін, які розробляють, виготовляють та споживають продукцію, до досягнення згоди щодо управління продукцією, її якістю, сумісністю та взаємозамінністю;

3) представники союзів споживачів можуть безпосередньо брати участь у розробці проектів стандартів, готувати пропозиції щодо розробки, перегляду та зміни стандартів;

4) використання сучасних методів стандартизації;

5) встановлення вимог до основних властивостей об'єкту, які можуть бути об'єктивно перевірені;

6) потрібно виключати одночасну розробку на різних рівнях управління стандартами на ідентичні об'єкти стандартизації;

7) стандарти повинні бути викладені чітко для забезпечення однозначності розуміння їх вимог.

Стадії розробки стандарту:

- 1) організація розробки стандарту;
- 2) розробка проекту стандарту(перша редакція);
- 3) розробка проекту стандарту (кінцева редакція);
- 4) затвердження та державна реєстрація стандарту;
- 5) видання стандарту.

З метою підтримання відповідності стандарту до вимог народного господарства, оборони країни проводиться його перевірка. Враховуючи результати перевірки, розробляються зміни до стандартів, виконують перегляд та розробку нових стандартів на зміну діючим.

Держстандарт - основний уповноважений орган, який здійснює держнагляд.

2. Визначення різних категорій стандартів

Стандарти поділяють на категорії залежно від сфери їх застосування. В Україні використовують прийняті на міжнародному рівні одиниці визначення категорій стандартів.

Нормативний документ - документ, що встановлює правила, загальні принципи чи характеристики щодо різних видів діяльності або їх результатів.

Стандарт - нормативний документ, розроблений на засадах відсутності протиріч з істотних питань з боку більшості зацікавлених сторін і затверджений визнаним органом, в якому встановлені правила, вимоги, загальні принципи чи характеристики, що стосуються різних видів діяльності або їх результатів для досягнення оптимального ступеня упорядкування в певній галузі.

Міжнародний стандарт - стандарт прийнятий міжнародною організацією зі стандартизації.

Регіональний стандарт - стандарт прийнятий регіональною організацією зі стандартизації.

Державний стандарт України - національний стандарт, який затверджено Державним комітетом України зі стандартизації, метрології та сертифікації (Держстандарт України) або в галузі будівництва - Міністерством будівництва та архітектури України (Мінбудархітектури України).

Міждержавний стандарт (ГОСТ) - стандарт, прийнятий країнами, що приєдналися до Угоди про проведення погодженої політики в галузі стандартизації, метрології та сертифікації.

Національний стандарт - стандарт, прийнятий національним органом зі стандартизації однієї держави.

3. Категорії нормативних документів

В Україні використовують такі категорії нормативних документів :

- 1) міждержавні стандарти (ГОСТ);
 - 2) державні стандарти України (ДСТУ);
 - 3) галузеві стандарти (ГСТУ);
 - 4) стандарти науково – технічних та інженерних товариств і спілок України (СТТУ) ;
 - 5) технічні умови України (ТУУ);
 - 6) стандарти підприємств (СТП).
- В свою чергу ГОСТи та ДСТУ включають :

1) обов'язкові вимоги до якості продукції, які забезпечують безпеку для життя, здоров'я людей та майна, охорону навколишнього середовища, а також обов'язкові умови техніки безпеки та виробничої санітарії ;

2) обов'язкові вимоги щодо суміщення та взаємозамінності продукції ;

3) обов'язкові методи контролю якості продукції, які забезпечують безпеку та екологічну чистоту, сумісність та взаємозамінність продукції ;

4) параметричні ряди та типові конструкції ;

5) основні споживчі властивості продукції, вимоги до пакування, маркування, транспортування, зберігання та утилізації продукції ;

6) положення, які забезпечують єдність при розробці, виробництві, експлуатації продукції ;

7) оформлення технічної документації, допуски та посадки, загальні правила забезпечення якості продукції, збереження та раціональне використання всіх видів ресурсів, терміни, визначення, позначення, метрологічні та інші загальнотехнічні правила та норми.

Галузеві стандарти (ГСТУ) розробляють при відсутності ГОСТів на об'єкти стандартизації або у випадку необхідності встановлення вимог, які перевищують вимоги ДСТУ. Вимоги ГСТУ не повинні суперечити обов'язковим вимогам ДСТУ.

Стандарти науково-технічних та інженерних товариств і спілок України (СТТУ) розробляються для динамічного відбиття та розповсюдження результатів фундаментальних та прикладних досліджень. СТТУ не повинні суперечити обов'язковим вимогам ДСТУ та ГСТУ.

Стандарти підприємств (СТП) розробляють на продукцію, яка створюється та використовується на даному підприємстві. СТП не повинні суперечити обов'язковим вимогам ДСТУ та ГСТУ. Об'єктами СТП є складові частини продукції, технологічне устаткування, інструмент, технологічні процеси, процеси організації та управління підприємством, а також послуги, які надають в середині підприємства. В якості СТП можуть використовуватися міжнародні, регіональні та національні стандарти інших країн на підставі міжнародних угод про співробітництво. СТП є основним організаційно – методичним документом в діючих на підприємствах системах управління якістю продукції.