

**МЕХАНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ**

**Кафедра механіки і проектування машин**

**В.І. Мороз, О.В. Надтока, О.С. Шуліка**

**ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ, СТАНДАРТИЗАЦІЯ  
І МЕТРОЛОГІЯ**

*Конспект лекцій*

**Харків – 2014**

Мороз В.І., Надтока О.В., Шуліка О.С. Взаємозамінність, стандартизація і метрологія: Конспект лекцій. – Харків: УкрДАЗТ, 2014. – 68 с.

Розглянуто основні поняття метрології, стандартизації та взаємозамінності деталей машин, надані принципи вибору і розрахунку посадок гладких з'єднань деталей, посадок із зазором та натягом, посадок типових з'єднань: підшипників, шпонкових і нарізних з'єднань, зубчастих та черв'ячних коліс. Розглянуто нормування форми і розташування поверхонь, шорсткості поверхонь, правила побудови і розрахунку розмірних ланцюгів.

Рекомендований для студентів усіх форм навчання з дисципліни «Взаємозамінність, стандартизація і метрологія».

Іл. 24, табл. 13, бібліогр.: 9 назв.

Конспект лекцій розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри механіки і проектування машин 25 листопада 2011 р., протокол № 6.

Рецензент

проф. О.В. Братченко

В.І. Мороз, О.В. Надтока, О.С. Шуліка

ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ, СТАНДАРТИЗАЦІЯ  
І МЕТРОЛОГІЯ

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

Відповідальний за випуск Мороз В.І.

Редактор Еткало О.О.

---

Підписано до друку 26.04.12 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 2,0. Тираж 100. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Українська державна академія залізничного транспорту,  
61050, Харків-50, майдан Фейербаха, 7.  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2874 від 12.06.2007 р.

Механічний факультет  
Кафедра «Механіка і проектування машин»

В.І. Мороз, О.В. Надтока, О.С. Шуліка

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

з дисципліни

«ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ, СТАНДАРТИЗАЦІЯ І МЕТРОЛОГІЯ»

]

Харків, 2012

Мороз В.І., Надтока О.В., Шуліка О.С. Взаємозамінність, стандартизація і метрологія: Конспект лекцій. – Харків: УкрДАЗТ, 2014. – 67 с.

Розглянуто основні поняття метрології, стандартизації та взаємозамінності деталей машин, надані принципи вибору і розрахунку посадок гладких з'єднань деталей, посадок із зазором та натягом, посадок типових з'єднань: підшипників, шпонкових і нарізних з'єднань, зубчастих та черв'ячних коліс. Розглянуто нормування форми і розташування поверхонь, шорсткості поверхонь, правила побудови і розрахунку розмірних ланцюгів.

Рекомендований для студентів усіх форм навчання з дисципліни «Взаємозамінність, стандартизація і метрологія».

Іл. 24, табл. 13, бібліогр.: 9 назв.

Конспект лекцій розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри «Механіка і проектування машин» 25 листопада 2011 р., протокол № 6.

Рецензент

проф. О.В. Братченко

## ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Основи метрології.....	5
1.1 Класифікація вимірювань.....	6
1.2 Основні характеристики вимірювань.....	7
1.3 Класифікація засобів вимірювання.....	8
1.4 Перевірні схеми.....	11
1.5 Метрологічна служба України.....	12
1.6 Сертифікація продукції.....	14
2 Допуски і посадки гладких з'єднань.....	17
2.1 Ряди чисел.....	17
2.2 Розміри, допуски й посадки.....	18
2.3 Єдина система допусків і посадок (ЄСДП).....	20
2.4 Посадки із зазором.....	25
2.5 Посадки з натягом.....	29
2.6 Перехідні посадки.....	33
3 Допуски і посадки типових з'єднань.....	34
3.1 Вибір і розрахунок посадки підшипників кочення.....	34
3.2 Вибір і розрахунок посадок шпонкових з'єднань.....	38
3.3 Взаємозамінність зубчастих і черв'ячних коліс.....	42
3.4 Взаємозамінність нарізних з'єднань.....	46
4 Відхилення форми і розташування поверхонь. Нормування шорсткості поверхні.....	50
4.1 Допуски форми і розташування поверхонь.....	50
4.2 Шорсткість поверхні.....	57
5 Побудова і розрахунок розмірних ланцюгів.....	61
Список літератури.....	68

## ВСТУП

Особлива роль у загальноінженерній та спеціальній підготовці студентів належить вивченню основ метрології, стандартизації та взаємозамінності в межах дисциплін, передбачених діючими навчальними планами («Взаємозамінність, стандартизація і метрологія», «Метрологія, стандартизація і управління якістю», «Деталі машин і основи конструювання», «Прикладна механіка», «Основи конструювання і САПР»)

Метою даного конспекту лекцій є формування у майбутніх інженерів науково-практичної бази для проектувальних розрахунків і конструювання складових частин сучасних технічних засобів – відповідних деталей, складальних одиниць, агрегатів тощо. Тому вивчення принципів взаємозамінності деталей, нормування і стандартизації складають основні завдання для студентів при засвоєнні технічних дисциплін.

У конспекті лекцій сконцентровано основні поняття, положення, методики проведення досліджень і розрахунків у галузі метрології, стандартизації, сертифікації і взаємозамінності з урахуванням специфіки залізничного транспорту України; наведено методики вибору і розрахунку допусків і посадок гладких з'єднань, шпонкових і нарізних з'єднань, підшипників, зубчастих і черв'ячних коліс, розглянуті питання нормування форми, розташування і шорсткості поверхонь, побудови і розрахунку розмірних ланцюгів.

Це визначило доцільність розроблення і використання в навчальному процесі конспекту лекцій з дисципліни «Взаємозамінність, стандартизація і метрологія», який може використовуватись як у навчальному процесі для студентів денної і заочної форми навчання, так і як довідковий посібник з питань стандартизації і взаємозамінності.

# 1 ОСНОВИ МЕТРОЛОГІЇ

Усі галузі техніки не могли б існувати без розгорнутої системи вимірювань, які визначають усі технологічні процеси, контроль і керування ними та визначають властивості і якість виготовленої продукції.

В Україні діє Закон України "Про метрологію й метрологічну діяльність" від 1998 року зі змінами 2010 року.

Галузь науки, що вивчає вимірювання, називається метрологією.

**Метрологія** – це наука про вимірювання, методи й засоби забезпечення їх єдності та способи досягнення необхідної точності.

**Вимірювання** – це відображення фізичних величин їх значеннями за допомогою експерименту та обчислень із застосуванням спеціальних технічних засобів.

**Одиниця вимірювання** – фізична величина певного розміру, прийнята для кількісного відображення однорідних з нею величин.

**Єдність вимірювань** – стан вимірювань, при якому їх результати виражаються в узаконених одиницях вимірювань, а похибки або невизначеності вимірювань відомі із заданою ймовірністю та не виходять за встановлені межі.

**Похибка вимірювань**  $\Delta$  – це різниця між результатами вимірювань  $X$  та істинним значенням  $Q$  величини.

$$\Delta = X - Q.$$

**Істинне значення фізичної величини** – це значення, яке ідеально відображає властивості даного об'єкта як у кількісному, так і у якісному відношенні.

Оскільки істинне значення вимірюваної величини невідоме, то у формулу замість нього доводиться підставляти дійсні значення.

**Дійсне значення фізичної величини** – це значення, яке знайдене експериментально і настільки наближене до істинного, що для даної мети воно може бути використане замість нього.

Причинами виникнення похибок є недосконалість:

- методів вимірювань;

- технічних засобів;
- органів сприйняття спостерігача;
- умов проведення вимірювань.

Кожна із причин є джерелом багатьох факторів, під впливом яких складається **сумарна похибка вимірювань**.

Дві основні групи факторів:

- **випадкова похибка вимірювань** раптово зникає або з'являється з інтенсивністю, яку важко передбачити;
- **систематична похибка вимірювань** – це фактори, які постійно виникають у процесі вимірювань і залишаються постійними або закономірно змінюються при повторних вимірюваннях однієї й тієї ж величини.

Кількісну точність вимірювань можна виразити величиною, зворотною до відносної похибки:

$$\varepsilon = \left( \frac{\Delta}{Q} \right)^{-1}.$$

У метрології для всіх об'єктів вимірювання встановлене єдине узагальнене поняття - фізична величина.

**Фізична величина** – це властивість, загальна в якісному відношенні для багатьох фізичних об'єктів, але в кількісному відношенні індивідуальна для кожного об'єкта.

**Одиниця фізичної величини** – це фізична величина, якій за визначенням присвоєне числове значення, рівне одиниці.

## 1.1 Класифікація вимірювань

За характером залежності від часу вимірювані величини поділяються:

- на **статичні**;
- **динамічні**.

З точки зору способів отримання результатів вимірювань:

- **прямі** – це вимірювання, при яких значення розміру знаходять безпосередньо з дослідних даних  $X = Q$  (наприклад, вимірювання довжини тіла штангенциркулями і мікрометрами, вимірювання температури, тиску і т.п.);



– **непрямі** – це вимірювання, при яких необхідну величину визначають на основі відомої залежності між цією величиною і величинами, які підлягають прямим вимірюванням  $X = f(X_1, X_2, X_3, \dots)$ ;

– **сукупні** – це проведені одночасно вимірювання багатьох однотипних величин, при яких необхідну величину визначають розв'язанням системи рівнянь, отриманих при прямих вимірюваннях різноманітних сполучень цих величин (наприклад, маси окремих гир набору (калібрування) за відомою масою однієї з них і за результатами прямих порівнянь мас різноманітних з'єднань гир);

– **сумісні** – це вимірювання, які проводяться одночасно, двох або багатьох неоднотипних величин для знаходження залежності між ними.

## 1.2 Основні характеристики вимірювань

**Принцип вимірювань** – це фізичне явище або сукупність фізичних явищ, покладених в основу вимірювань (наприклад вимірювання маси з використанням ваги).

**Методика виконання вимірювань** – це сукупність процедур і правил, виконання яких забезпечує одержання результатів вимірювань з гарантованою точністю.

**Засоби вимірювальної техніки** – це технічні засоби, які застосовуються під час вимірювань і мають нормовані метрологічні характеристики.

**Правильність вимірювань** визначається як якість вимірювань, що відображає близькість до нуля систематичних похибок.

**Достовірність вимірювань** характеризує довіру до результатів вимірювань, які можуть бути достовірні або недостовірні залежно від того, відомі або невідомі ймовірні характеристики їхніх відхилень від істинних значень відповідних величин.

## 1.3 Класифікація засобів вимірювання

**Тип засобу вимірювальної техніки** – це сукупність засобів вимірювальної техніки одного і того ж призначення, які мають один і той самий принцип дії, однакову конструкцію та виготовлені за однією і тією ж технічною документацією.

У відповідності до державної системи вимірювань усі засоби вимірювань поділяються на еталони, зразкові міри та прилади й цехові міри та прилади.

**Еталони** – це засоби вимірювальної техніки, які забезпечують відтворення та/або зберігання одиниці вимірювання одного або декількох значень, а також передачу розміру цієї одиниці іншим засобам вимірювальної техніки.

Еталони поділяються на первинні й вторинні.

**Первинний еталон** – це еталон, що забезпечує відтворення одиниці вимірювання з найвищою в країні (у порівнянні з іншими еталонами тієї ж одиниці) точністю.

**Державний еталон** – це первинний еталон, визнаний спеціально вповноваженим центральним органом виконавчої влади у сфері метрології як основа для встановлення значень усіх еталонів даної одиниці вимірювання, що є в державі.

**Вторинний еталон** – це еталон, що одержує розмір одиниці вимірювання безпосередньо від первинного еталона даної одиниці або, у випадку його відсутності, відповідного еталона іншої держави.

**Еталон-копію** застосовують замість державного (первинного і вторинного) для зберігання одиниці і передачі її розміру робочим еталонам.

**Робочий еталон** – це еталон, призначений для перевірки або калібрування засобів вимірювальної техніки.

**Вихідний еталон** – це еталон, що має високі метрологічні властивості серед еталонів даної одиниці, що перебувають у державі, на підприємстві, в установі або організації.

**Зразкові засоби вимірювань** – це міри та вимірювальні прилади, призначені для перевірки інших засобів вимірювань і затвердження їх як зразкових.

Зразкові міри і прилади призначені для градування та перевірки лабораторних і заводських мір.

Зразкові засоби вимірювань зберігають і застосовують органи метрологічної служби. Вони проходять метрологічну

атестацію, на них видаються свідоцтва, у яких вказують метрологічні параметри і розряд за державною перевіркою схемою.

**Цехові міри й прилади** – це міри й прилади, які використовуються для перевірки виробів.

Усі засоби вимірювання та контролю за конструкцією та характером поділяються:

- на міри;
- вимірювальні прилади;
- вимірювальні установки і системи.

**Міри** – це тіла або пристрої для матеріального відтворення фізичної величини заданого розміру, значення якої відоме з необхідною для вимірювань точністю (кінцеві міри довжини, кутові міри, калібри) (рисунк 1.1).



Кінцеві  
довжини

міри Кутові міри

Калібр  
и

Рисунок  
1.1

**Вимірювальні прилади й інструменти** – це пристрої, за допомогою яких вимірювані величини прямо або побічно порівнюють із одиницею вимірювання.

Вимірювальні прилади й інструменти поділяються:

– на *універсальні* – для вимірювання лінійних або кутових розмірів (рисунк 1.2):

- найпростіші – лінійка, кронциркуль;
- штрихові – розсувні інструменти з лінійним ноніусом (штангенциркуль);
- мікрометричні (мікрометри, мікрометричні нутроміри);
- важільно-оптичні й оптичні прилади (оптиметри, мікроскопи);
- важільно-механічні (індикатори);
- пневматичні;
- електрифіковані прилади, системи, установки;

- спеціального призначення (рисунок 1.3):
  - засоби контролю площини, прямолінійності, горизонтальності (перевірні лінійки, плити, рівні);
  - засоби контролю шорсткості поверхонь (профілометри, профілографи, інтерферометри),
  - засоби вимірювання різі (нарізні мікрометри, крокоміри й т.п.);
  - засоби вимірювання елементів зубчастих і черв'ячних коліс (зубоміри, крокоміри, нормалеміри).



Рисунок 1.2

**Вимірювальні установки й системи** – це сукупність функціонально об'єднаних засобів вимірювань і допоміжних пристроїв, розміщених в одному місці і призначених для відтворення сигналів вимірюваної інформації у формі, зручній для безпосереднього сприйняття спостерігачем (у системах проводиться ще й обробка сигналів).

**Основні метрологічні характеристики засобів вимірювання:**

- номінальні значення міри;
- ціна поділки рівномірної шкали вимірювального приладу;
- границі шкали вимірювального приладу;
- інтервал поділок шкали (довжина);
- характеристики похибок і межі їхніх припустимих значень;
- чутливість приладу.

Вибір засобів вимірювання виконується з умов:

1) точність засобів вимірювання повинна бути досить високою в порівнянні із заданою точністю виконання вимірюваного розміру;

2) трудомісткість вимірювань й їхня вартість повинні бути найбільш низькими.

Засіб вимірювання можна обрати за таблицями, що містять нормативні межі припустимих сумарних похибок  $\Delta$ .

## 1.4 Перевірні схеми

**Перевірка засобів вимірювальної техніки** – встановлення придатності засобів вимірювальної техніки, на які поширюється державний метрологічний нагляд, до застосування на підставі результатів контролю їх метрологічних характеристик.

**Перевірна схема** – затверджений у встановленому порядку документ, що встановлює засоби, методи й точність передачі розмірів одиниць від еталона або початкового зразка до робочих засобів вимірювання.

Розмір однієї фізичної величини від первинного еталона через вторинний еталон (еталон-копію) передається робочим еталонам, від них – розрядним зразковим засобам вимірювань і далі – робочим засобам вимірювань.

Зразкові засоби вимірювань 1-го розряду перевіряють за робочими еталонами, нижчих розрядів – за зразковими засобами вимірювань безпосередньо попередніх розрядів.

**Перевірка засобів вимірювання** – найважливіша схема державного нагляду за вимірювальною технікою – експериментальне визначення похибок засобів вимірювання, установлення їх придатності до застосування.

Перевірку проводять метрологічні служби за допомогою еталонів і зразкових засобів вимірювання. **Перевірна лабораторія** – підприємство, установа, організація або їх окремий підрозділ, що здійснює перевірку засобів вимірювальної техніки.

При задовільних результатах на засіб вимірювання ставлять штамп і у необхідних випадках видають свідоцтво про перевірку.

**Калібрування засобів вимірювальної техніки** – визначення в певних умовах або контроль метрологічних характеристик засобів вимірювальної техніки.

**Калібрувальна лабораторія** – підприємство, установа, організація або їх окремих підрозділ, що здійснює калібрування засобів вимірювальної техніки.

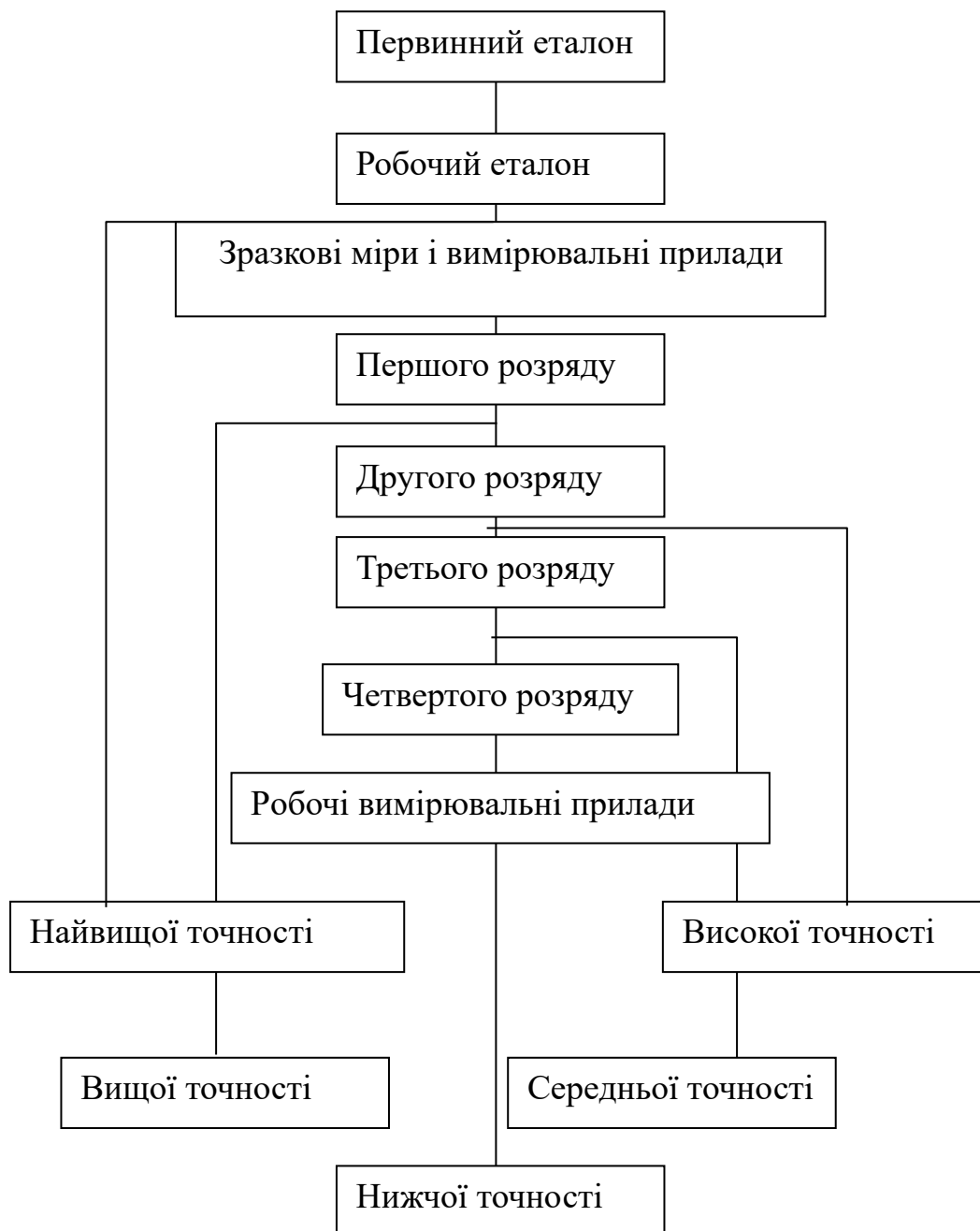


Рисунок 1.3 – Перевірна схема засобів вимірювання лінійних та кутових величин

**Вимірювальна лабораторія** – підприємство, установа, організація або їх окремих підрозділ, що здійснює вимірювання фізичних величин, визначення хімічного складу, фізико-хімічних, фізико-механічних та інших властивостей і показників речовин, матеріалів і продукції, за винятком вимірювань, пов'язаних з оцінкою відповідності продукції, процесів, послуг, з документальним оформленням їхніх результатів.

## 1.5 Метрологічна служба України

Метрологічна служба України складається:

- з Державної метрологічної служби;
- метрологічних служб центральних органів виконавчої влади, підприємств і організацій.

**Державна метрологічна служба** організує, здійснює і координує діяльність, спрямовану на забезпечення єдності вимірювань у державі, а також здійснює державний метрологічний контроль і нагляд за дотриманням нормативно-правових актів України й нормативної документації з метрології.

**Метрологічні служби центральних органів** виконавчої влади, підприємств й організацій організовують і виконують роботи, пов'язані із забезпеченням єдності вимірювань у сфері своєї діяльності:

- організацію й здійснення метрологічного контролю й нагляду;
- розроблення методик виконання вимірювань, метрологічної атестації, перевірки й калібрування засобів вимірювальної техніки;
- організацію і проведення державних випробувань, перевірки та ремонту засобів вимірювальної техніки.

**Державна метрологічна система** – сукупність законодавчих та інших нормативно-правових актів організаційної структури, наукової, технічної й нормативної бази з метрології, спрямованих на забезпечення єдності вимірювань у державі.

## 1.6 Сертифікація продукції

Сертифікація продукції – це проведення оцінки відповідності продукції встановленим вимогам нормативних документів (ДСТУ, ГОСТ, ТУ та ін.). Результатом процесу сертифікації є видача сертифіката відповідності й надання права маркувати продукцію знаком сертифікації. Кожна продукція одержує сертифікат відповідності, якщо процес її виробництва, технологія, умови виготовлення і сировина відповідають нормам, що визначені державними вимогами для продукції даної категорії або вимогами замовника.

Особливу актуальність сертифікації продукції слід зазначити у зв'язку із забезпеченням безпеки продукції побутового призначення, охороною здоров'я й навколишнього середовища.

Сертифікація ґрунтується на таких основних принципах:

- забезпеченні державних інтересів при оцінці безпеки продукції (державність);
- використання сертифікації продукції виготовлювачем з метою реклами (добровільність);
- незалежність від виготовлювача й споживача (об'єктивність);
- використання професійної іспитової бази (вірогідність);
- виключення поділу товарів і послуг на вітчизняні й закордонні;
- надання права виготовлювачеві самому вибрати орган із сертифікації (демократичність);
- установлення відповідальності учасників сертифікації продукції;
- багатофункціональності використання результатів сертифікації продукції;
- відкритості отриманої інформації;
- розмаїтості форм і методів проведення сертифікації продукції з урахуванням специфікації даної продукції.

Сертифікація продукції в Україні поділяється на обов'язкову та добровільну.



Сертифікація продукції здійснюється уповноваженими органами із сертифікації – підприємствами, установами й організаціями з метою:

- запобігання реалізації продукції, небезпечної для життя, здоров'я та майна громадян і навколишнього природного середовища;
- сприяння споживачеві в компетентному виборі продукції;
- створення умов для участі суб'єктів підприємницької діяльності в міжнародному економічному, науково-технічному співробітництві та міжнародній торгівлі.

Державну систему сертифікації створює центральний орган виконавчої влади з питань технічного регулювання - національний орган України із сертифікації, який проводить та координує роботу щодо забезпечення її функціонування, а саме:

- визначає основні принципи, структуру та правила системи сертифікації в Україні;
- затверджує переліки продукції, що підлягає обов'язковій сертифікації, та визначає терміни її запровадження;
- призначає органи з сертифікації продукції; встановлює правила визнання сертифікатів інших країн;
- розглядає спірні питання з випробувань і дотримання правил сертифікації продукції;
- веде реєстр державної системи сертифікації;
- організує інформаційне забезпечення з питань сертифікації.

Центральний орган виконавчої влади з питань технічного регулювання в межах своєї компетенції несе відповідальність за дотримання правил і порядку сертифікації продукції.

### **Обов'язкова сертифікація**

Сертифікація на відповідність обов'язковим вимогам нормативних документів проводиться виключно в державній системі сертифікації.

Обов'язкова сертифікація в усіх випадках повинна включати перевірку та випробування продукції для визначення її характеристик і подальший державний технічний нагляд за сертифікованою продукцією.

Випробування з метою обов'язкової сертифікації повинні проводитися акредитованими випробувальними лабораторіями (центрами) методами, які визначені відповідними нормативними документами, а за відсутності цих документів – методами, що визначаються органом із сертифікації чи органом, який виконує його функції. Результати випробувань, проведених зазначеними лабораторіями (центрами), у подальшому не потребують підтвердження іншими акредитованими випробувальними лабораторіями (центрами). Повторні випробування за визначеними характеристиками цієї продукції не проводяться, крім випадків, коли відповідно до законодавства встановлена недостовірність результатів випробувань. Сертифікації продовольчої сировини та харчових продуктів тваринного походження здійснюються після проведення ветеринарно-санітарної експертизи та видачі відповідних ветеринарних документів.

### **Сертифікат і знак відповідності державної системи сертифікації**

Під час проведення сертифікації та у разі позитивного рішення органу із сертифікації заявникові видається сертифікат та право маркувати продукцію спеціальним знаком відповідності.

Форма, розміри і технічні вимоги до знака відповідності визначаються державним стандартом.

Державні нормативні акти щодо сертифікації: Декрет Кабінету Міністрів України про стандартизацію і сертифікацію від 10.05.1993 р. зі змінами.

Для перевірки якості та надійності продукції або послуг в Україні була створена Єдина державна система сертифікації та стандартизації УкрСЕПРО. Організаційна структура системи сертифікації УкрСЕПРО показана на рисунку 1.4.

Загальне керівництво системою, організацію та координацію робіт із сертифікації продукції здійснює Національний орган із сертифікації – Держспоживчстандарт України.

Сертифікація продукції на відповідність обов'язковим вимогам та інших нормативних документів проводиться виключно в межах системи сертифікації УкрСЕПРО.

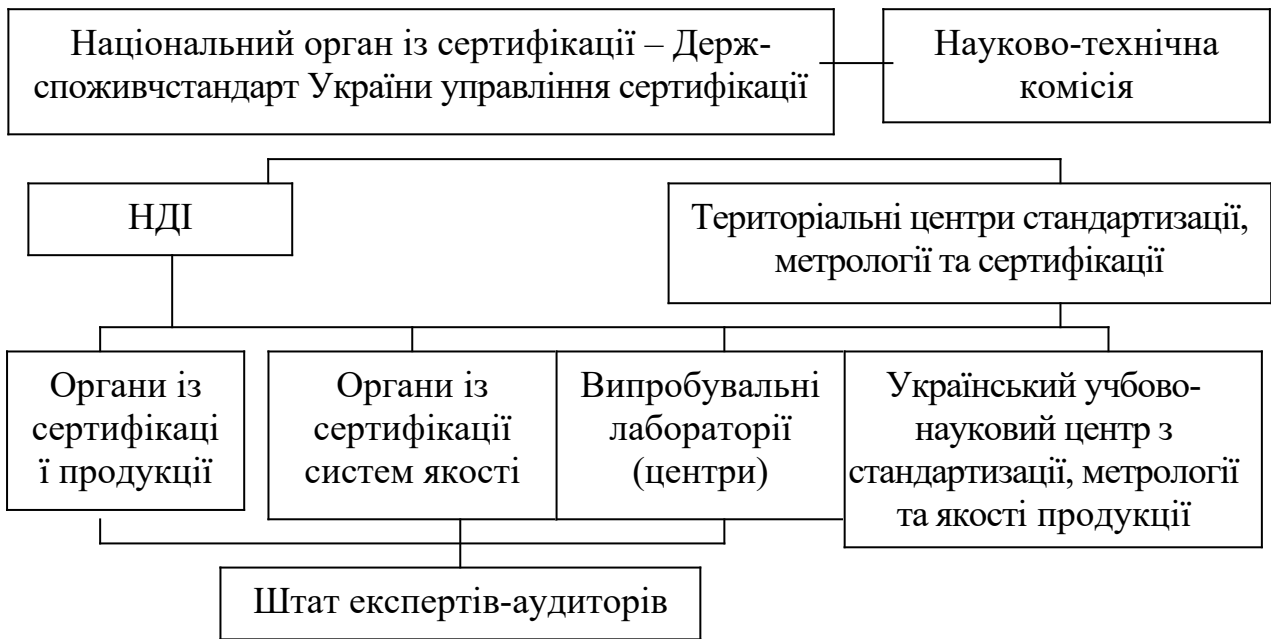


Рисунок 1.4 – Схема організаційної структури системи сертифікації УкрСЕПРО

## 2 ДОПУСКИ І ПОСАДКИ ГЛАДКИХ З’ЄДНАНЬ

### 2.1 Ряди чисел

При встановленні градацій і окремих значень параметрів технічних об’єктів застосовуються числа і ряди чисел, передбачені ГОСТ 8032-84. Такі числа отримують на основі геометричних прогресій зі знаменниками, які наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Позначення ряду	Знаменник прогресії	Кількість членів прогресії
R5	$\sqrt[5]{10} = 1,6$	5
R10	$\sqrt[10]{10} = 1,25$	10
R20	$\sqrt[20]{10} = 1,12$	20
R40	$\sqrt[40]{10} = 1,059$	40
R80	$\sqrt[80]{10} = 1,029$	80

Ряди R5 ... R40 – основні. Ряд R80 – додатковий.

Члени рядів геометричної прогресії округляють з відносною різницею в межах від +1,26 % до -1,01 % і приймають як члени рядів кращих чисел.

Найкращі числа:

по ряду R5: 1,00; 1,60; 2,50; 4,00; 6,30; 10,00;

по ряду R10: 1,00; 1,25; 1,60; 2,00; 2,50; 3,15; 4,00; 5,00; 6,30; 8,00; 10,00;

по ряду R20: 1,00; 1,12; 1,25; 1,40; 1,60; 1,80; 2,00; 2,24; 2,50; 2,80; 3,15; 3,55; 4,00; 4,50; 5,00; 5,60; 6,30; 7,10; 8,00; 9,00; 10,00;

по ряду R40: 1,00; 1,06; 1,12; 1,18; 1,25; 1,32; 1,40; 1,50; 1,60; 1,70; 1,80; 1,90; 2,00; 2,12; 2,24; 2,36; 2,50; 2,65; 2,80; 3,00; 3,15; 3,35; 3,55; 3,75; 4,00; 4,25; 4,50; 4,75; 5,00; 5,30; 5,60; 6,00; 6,30; 6,70; 7,10; 7,50; 8,00; 8,50; 9,00; 9,50; 10,00.

Для одержання більших чисел необхідно помножити наведені у таблиці числа на величини, кратні 10. Числа, менші за 1, необхідно множити на величини, кратні 0,1.

При виборі розмірів слід віддавати перевагу ряду R10 перед рядом R5, ряду R20 перед рядом R10, ряду R40 перед рядом R20.

## 2.2 Розміри, допуски й посадки

**Взаємозамінність** – принцип конструювання і виготовлення деталей, що забезпечує можливість складання і заміни при ремонтах незалежно виготовлених із заданою точністю деталей і складальних одиниць без додаткової обробки і припасування та зі збереженням відповідності якості.

Взаємозамінність буває:

– **повна**, яка передбачає складання без додаткової обробки всіх деталей, які входять у складальну одиницю;

– **неповна**, яка передбачає при складанні операції, пов'язані з регулюванням деяких деталей та складальних одиниць.

Деталі і складальні одиниці будуть взаємозамінні тільки у випадку, коли їхні розміри, форма та інші параметри перебувають у певних межах.

У сполученні двох деталей поверхня, яка охоплюється, називається **валом**. Поверхня, яка охоплює, називається **отвором**. Розмір вала позначається  $d$ . Розміри, які стосуються

отвору, позначаються  $D$ . Усі позначення, що стосуються отвору, пишуться з великої літери. Позначення, які стосуються вала, пишуться з малої літери (рисунок 2.1).

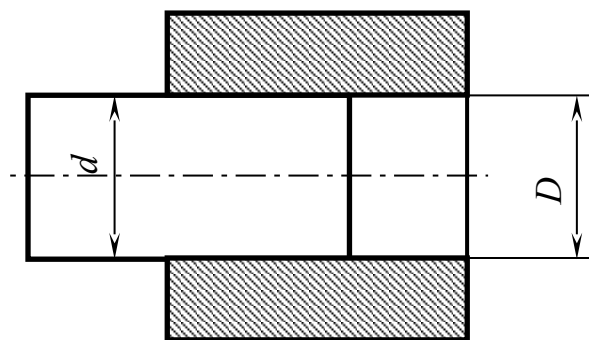


Рисунок 2.1

Параметри деталей оцінюють кількісно за допомогою розмірів.

**Розмір** – це числове значення лінійної величини в обраних одиницях вимірювання.

**Номінальний** розмір – це розмір, відносно якого визначаються границі і який використовується для відліку відхилень. Номінальний розмір визначається під час конструювання на основі розрахунків або з конструктивних міркувань, після розрахунків округляється до стандартного значення за ГОСТ 6636-69 і проставляється на кресленнях деталей або з'єднань.

При виготовленні деталі отримати номінальний розмір неможливо. Розмір, установлений вимірюванням із допустимою похибкою, називається **дійсним**. Межі, в яких може перебувати дійсний розмір деталі, визначаються граничними розмірами.

**Граничні** розміри – це два допустимі розміри, найбільший і найменший, між якими повинен перебувати дійсний розмір.

На кресленнях проставляють номінальні розміри, а кожний із двох граничних визначають за відхиленнями від номінального.

**Граничні відхилення** – це відхилення від номінального розміру, які проставляються на кресленні. Розрізняють верхнє та нижнє відхилення.

Граничні відхилення визначаються як алгебраїчна різниця між граничним і номінальним розмірами (рисунок 2.2).

$$\text{Верхнє відхилення для отвору } ES = D_{\max} - D. \quad (2.1)$$

$$\text{Верхнє відхилення для вала } es = d_{\max} - d . \quad (2.2)$$

$$\text{Нижнє відхилення для отвору } EI = D_{\min} - D . \quad (2.3)$$

$$\text{Нижнє відхилення для валу } ei = d_{\min} - d . \quad (2.4)$$

Схематичне позначення розміру з відхиленнями:

$D$  – номінальний розмір отвору  $d$  – номінальний розмір вала

$$\varnothing D \begin{pmatrix} ES \\ EI \end{pmatrix} \begin{matrix} \text{верхнє} \\ \text{нижнє} \end{matrix} \qquad \varnothing d \begin{pmatrix} es \\ ei \end{pmatrix} \begin{matrix} \text{верхнє} \\ \text{нижнє} \end{matrix}$$

Різниця між найбільшим і найменшим граничним розмірами або абсолютною величиною алгебраїчної різниці між верхньою і нижньою границями називається **допуском розміру  $T$** :

$$\text{для отвору} \qquad T_D = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI ; \quad (2.5)$$

$$\text{для вала} \qquad T_d = d_{\max} - d_{\min} = es - ei . \quad (2.6)$$

**Поле допуску** – поле, обмежене верхнім і нижнім відхиленнями, яке визначається величиною допуску і розташовується відносно нульової лінії (рисунок 2.2).

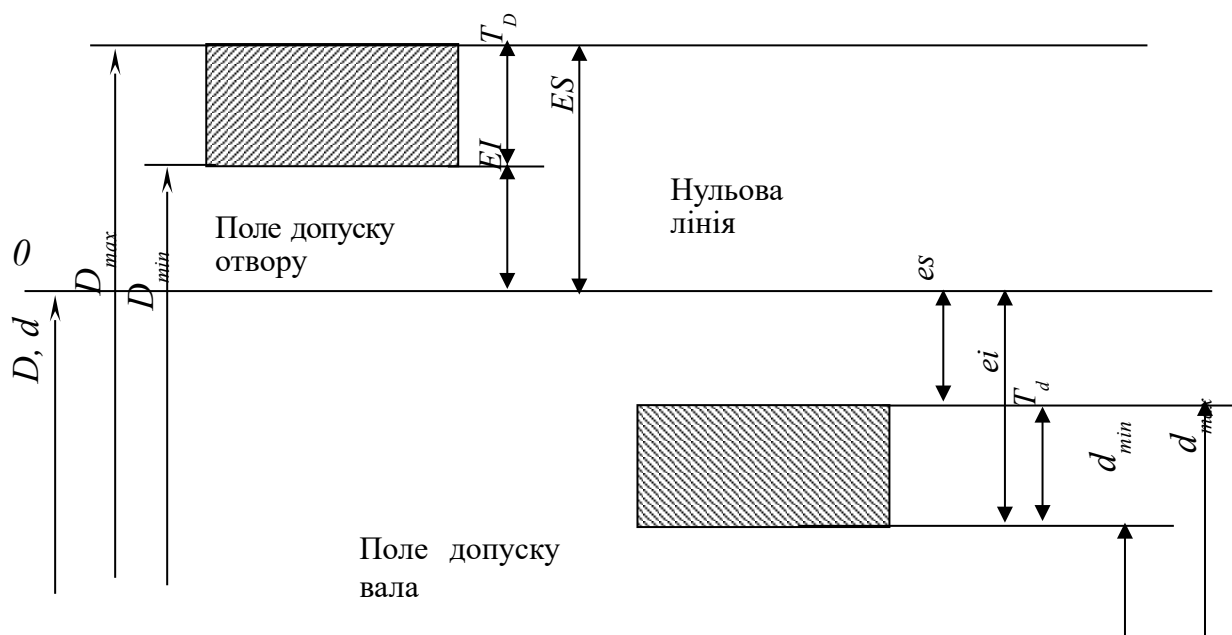


Рисунок 2.2 – Поле допуску

Нульова лінія при графічному зображенні полів допусків відповідає номінальному розміру. Вище нульової лінії розташовуються додатні відхилення, нижче – від’ємні.

Установлення граничних відхилень на розміри деталей передбачає вирішення двох завдань:

1) регламентація потрібної точності виготовлення розмірів;

2) визначення характеру з'єднання сполучених поверхонь, тобто посадки.

### 2.3 Єдина система допусків і посадок (ЄСДП)

ЄСДП – це сукупність закономірно побудованих рядів допусків і посадок, оформлених у вигляді стандартів, призначена для вибору мінімально необхідних, але достатніх для практики варіантів допусків і посадок.

Складовою частиною ЄСДП є стандарти:

- ГОСТ 25346-82 «ЄСДП, загальні положення...»;
- ГОСТ 25347-82 «ЄСДП, поля допусків і рекомендовані посадки».

Система призначена для вибору мінімально необхідних, але достатніх для практики варіантів допусків і посадок типових з'єднань деталей машин, дає можливість стандартизувати різальний інструмент і калібри, полегшує конструювання, виробництво і взаємозамінність деталей машин, а також обумовлює їх якість.

Градація допусків установлюється у вигляді наборів ступенів чи класів точності.

**Ступінь (клас) точності** – це сукупність допусків, відповідних одному рівню точності для всіх номінальних розмірів. Ступінь точності позначається цифрою.

**Квалітет** – сукупність допусків, розглянутих як відповідні одному рівню точності для всіх номінальних розмірів.

Дві або кілька деталей різних розмірів вважають однакової точності (приналежних одному квалітету), якщо їх виготовляють на тому самому устаткуванні при тих самих умовах обробки (режимах різання тощо).

У системі ЄСДП різні за величиною допуски визначають як добуток

$$T = a \cdot i, \quad (2.7)$$

де  $i$  – одиниця допуску (масштабний коефіцієнт), що виражає залежність допуску від розміру, мкм,

$$\begin{aligned} \text{для розмірів до 500 мм} & \quad i = 0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D, \\ \text{для розмірів від 500 мм до 3150 мм} & \quad i = 0,004D + 2,1 \end{aligned}$$

$D$  – середнє геометричне значення крайніх розмірів інтервалів розмірів, мм;

$a$  – число одиниць допуску (коефіцієнт точності), що виражає залежність допуску від рівня точності.

ЄСДП охоплює розміри в діапазоні до 3150 мм.

Для нормування різних рівнів точності для розмірів до 500 мм стандартом передбачені 19 квалітетів точності:

–  $IT01, IT0, IT1, IT2$  – для кінцевих мір;

–  $IT2 \dots IT5$  – для калібрів;

–  $IT5 \dots IT11$  – для сполучених розмірів деталей машин;

–  $IT12 \dots IT17$  – для вільних (несполучених) розмірів.

Сполучені деталі утворюють посадки.

**Посадка** – це характер з'єднання деталей, що визначається величиною отриманих у ній зазорів або натягів, яка характеризує свободу переміщення з'єднаних деталей або опір їх взаємному переміщенню.

**Зазор ( $S$ )** – це різниця між розмірами отвору та вала, якщо отвір більший за вал.

**Натяг ( $N$ )** – це різниця між розмірами отвору та вала, якщо вал до складання більший за отвір.

**Посадка із зазором** – це посадка, у якій забезпечується зазор у з'єднанні, тобто поле допуску отвору розміщено над полем допуску вала.

**Посадка з натягом** – це посадка, при якій забезпечується натяг з'єднання, тобто поле допуску отвору розташовано під полем допуску вала.

Установлено 27 основних відхилень валів і 27 основних відхилень отворів (рисунок 2.3).

**Основне відхилення** – одне із двох граничних відхилень (верхнє або нижнє), що визначає положення поля допуску щодо нульової лінії. Основним є відхилення, найближче до нульової лінії.

Основні відхилення отворів позначаються великими літерами латинського алфавіту, валів – малими літерами.



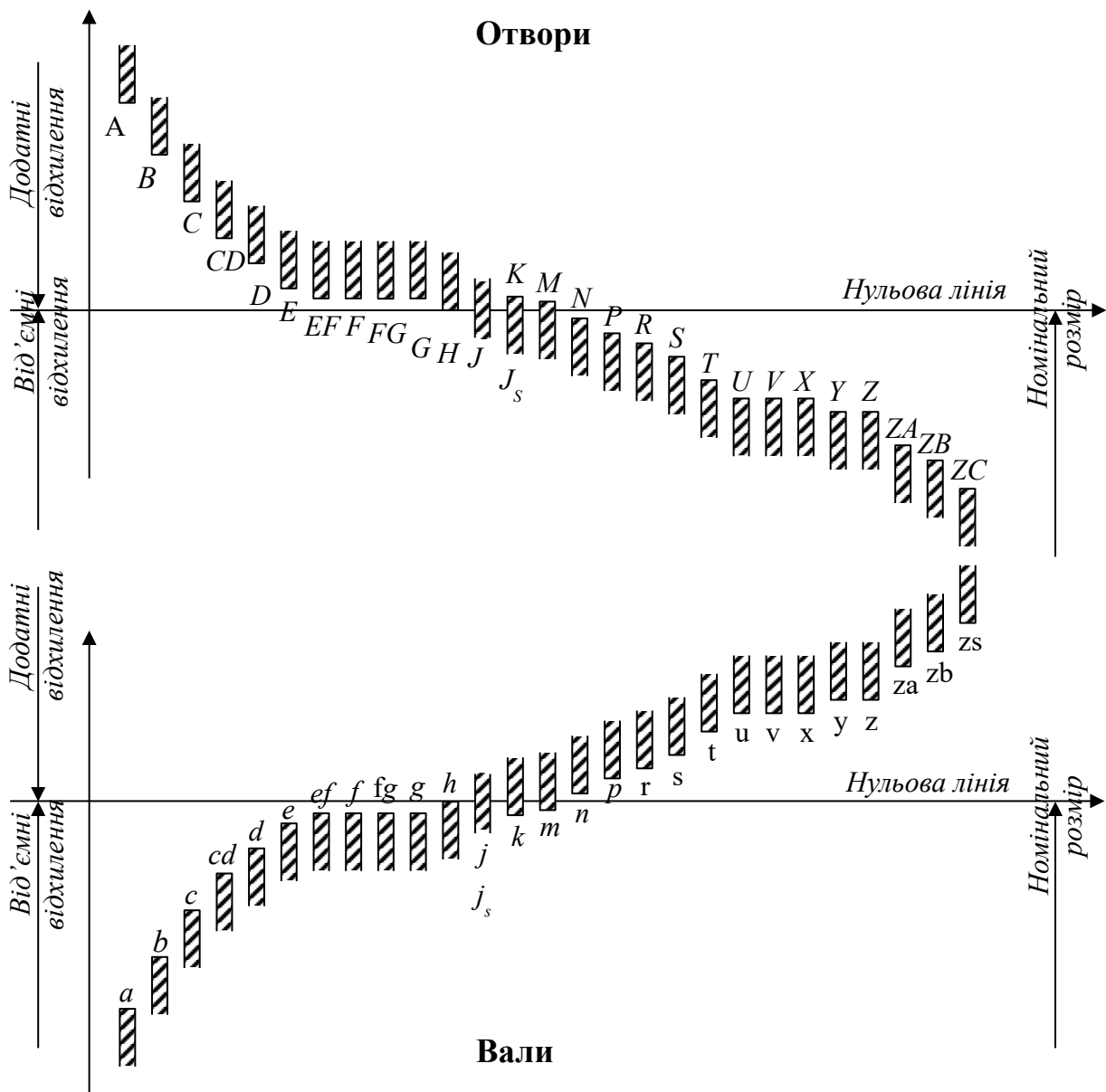


Рисунок  
2.3

В ЄСДП передбачені посадки в системі отвору і в системі вала.

Посадки в системі **отвору** – це посадки, в яких зазори і натяги отримують з'єднанням різних валів з основним отвором. **Основний отвір** – це отвір, нижнє відхилення якого дорівнює нулю (рисунок 2.4). Основний отвір у системі отвору позначається літерою *H*.

Посадки в системі **вала** – це посадки, у яких зазори і натяги отримують з'єднанням різних отворів з основним валом. **Основний вал** – це вал, верхнє відхилення якого дорівнює нулю

(рисунок 2.4). Основний вал у системі вала позначається літерою  $h$ .

Точні отвори обробляються дорогим інструментом (зенкерами, розвертками, протягуванням тощо). Кожен такий інструмент застосовують для обробки тільки одного розміру з певним полем допуску. Вали ж незалежно від їх розміру обробляють одним і тим же різцем чи шліфувальним колом.

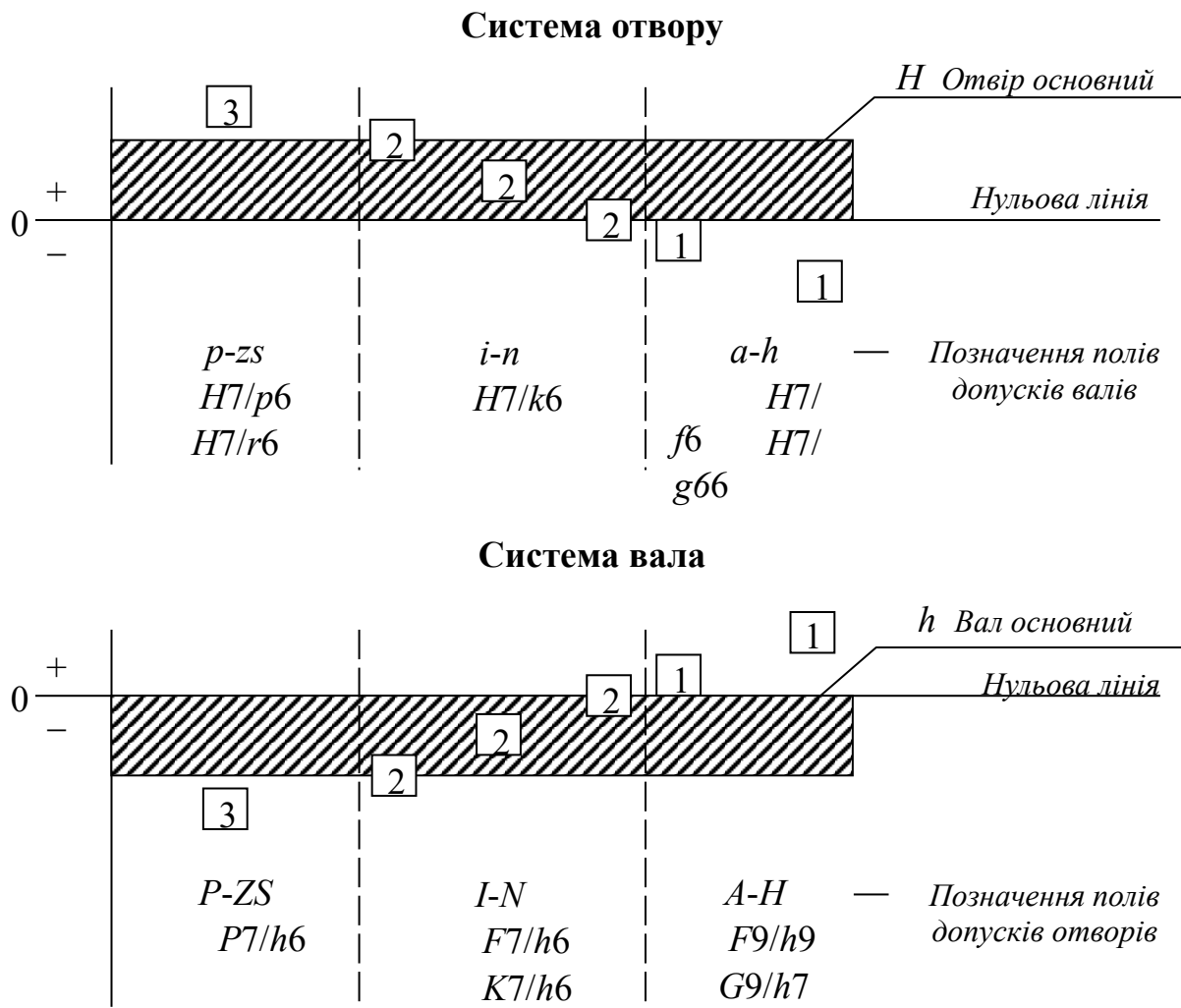


Рисунок 2.4

Тому системі отвору віддають перевагу як більш економічній.

У ряді випадків більш економічною буває система вала, наприклад, коли потрібно чергувати з'єднання деяких отворів одного номінального розміру, але з різними посадками на одному валу. Так, у з'єднанні, що має рухому посадку поршневого пальця

із шатуном і нерухому в бобишках поршня, доцільно посадку виконувати в системі вала, а не в системі отвору.

У деяких випадках доцільно застосовувати посадки, які утворені таким сполученням полів допусків отвору і вала, коли жодна з деталей не є основною. Такі посадки називаються *позасистемними*.

При використанні деталей, які виготовляються на спеціалізованих підприємствах (підшипники, шпонки тощо), посадку треба визначати в системі, у якій вони виготовлені.

На кресленнях граничні відхилення позначаються:

умовним позначенням полів допусків  $\varnothing 50H7$ ,  $\varnothing 85f8$ ;

числовими значеннями граничних відхилень  $\varnothing 50^{+0,03}$ ,  $\varnothing 85_{-0,090}^{-0,036}$ ;

умовним позначенням полів допусків та числовими значеннями граничних відхилень  $\varnothing 50H7^{+0,03}$ ,  $\varnothing 85f8_{-0,090}^{-0,036}$ .

## 2.4 Посадки із зазором

Для утворення допусків і посадок в ЄСДП передбачається 26 найменувань основних відхилень:

$A - H (a - h)$  – зазор;

$J_s - N (j_s - n)$  – перехідна;

$P - Z (p - z)$  – натяг.

**Посадка із зазором** – це посадка, у якій забезпечується зазор у з'єднанні, тобто поле допуску отвору розміщене над полем допуску вала (рисунок 2.5). До посадок із зазором належать і посадки, у яких нижня межа поля допуску отвору збігається з верхньою межею поля допуску вала.

Вони призначені для рухомих і нерухомих з'єднань. У рухомих з'єднаннях зазор служить для забезпечення свободи руху, розміщення шару мастильного матеріалу, компенсування температурних деформацій, а також компенсування відхилень форми і розташування поверхонь, похибок складання тощо. У нерухомих з'єднаннях посадки із зазором застосовуються для забезпечення безперешкодного складання деталей.

Для утворення допусків і посадок ЄСДП передбачає квалітети:  $A - H (a - h)$ .

«Ковзні посадки»  $H/h$  (4...12 квалітети точності) застосовуються для нерухомих з'єднань з додатковим кріпленням

для точного центрування деталей, у рухомих з'єднаннях служать для повільного обертання та повздовжнього переміщення деталей.

«Посадки руху»  $H/g$ ,  $G/h$  (вали 4...6 квалітетів, отвори 5...7 квалітетів ) застосовуються тільки для деталей, виготовлених з високою точністю, у рухомих з'єднаннях застосовують для плавних зворотно-поступальних рухів, допускають повільне обертання при малих навантаженнях.

«Ходові посадки»  $H/f$ ,  $F/h$  характеризуються помірним гарантованим зазором, достатнім для вільного обертання в підшипниках ковзання. У рухомих посадках застосовуються для опору поступальному переміщенню, у з'єднаннях, які не мають потреби у високій точності центрування. У нерухомих з'єднаннях – для забезпечення легкого складання-розбирання при невисоких вимогах до точності центрування деталей.

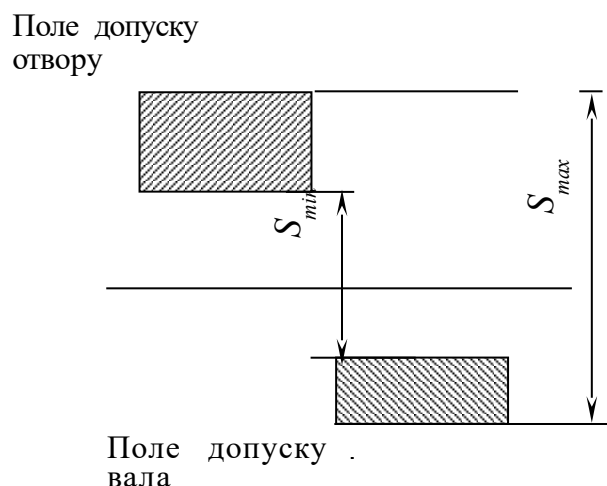


Рисунок 2.5– Поля допусків посадки із зазором

«Легкоходові посадки»  $H/e$ ,  $E/h$  характеризуються значним гарантованим зазором, що забезпечує вільне обертання при тяжких умовах роботи або ускладнених умовах монтажу.

«Широкоходові посадки»  $H/d$ ,  $D/h$  характеризуються великим гарантованим зазором, що дає змогу компенсувати значні відхилення з'єднаних поверхонь і температурних деформацій.

Посадки  $H/a$ ,  $H/b$ ,  $H/c$ ,  $A/h$ ,  $B/h$ ,  $C/h$  характеризуються великим гарантованим зазором. Використовуються при грубих

квалітетах (11,12) для конструкцій малої точності, де великі зазори необхідні для компенсування відхилень розташування (неспіввісності, несиметричності, неперпендикулярності тощо), для з'єднання грубооброблених або необроблених чистотягнутих матеріалів малої точності.

Максимальний зазор

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei . \quad (2.8)$$

Мінімальний зазор

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es . \quad (2.9)$$

Допуск посадки із зазором

$$T_s = S_{\max} - S_{\min} = T_D + T_d . \quad (2.10)$$

### **Розрахунок і вибір посадки із зазором для підшипника ковзання**

Посадку підшипника ковзання з постійними навантаженнями і швидкостями обирають за оптимальним зазором, що забезпечує режим рідинного тертя.

Величина оптимального відносного зазора

$$\psi_{opt} = 0,293 \cdot k_{\varphi e} \sqrt{\frac{\mu \cdot n}{p}} , \quad (2.11)$$

де  $\mu$  – динамічна в'язкість мастила, що визначається в залежності від температури підшипника в межах  $t_n = 45 \dots 75^{\circ}C$ , Па·с [9];

$n$  – частота обертання вала,  $хв^{-1}$ ;

$p$  – середній тиск на опору, Па:

$$p = \frac{R}{ld} , \quad (2.12)$$

де  $R$  – радіальне навантаження на підшипник, Н;

$l$  – довжина підшипника, м;

$d$  – діаметр вала, м;

$k_{\varphi e}$  – коефіцієнт, що враховує кут обхвату та відношення  $\frac{l}{d}$  [9].

Величина оптимального зазора при максимальній надійності рідинного тертя:

$$S_{onm} = \psi_{onm} \cdot d, \quad (2.13)$$

де  $d$  – номінальний діаметр вала, мм.

Вибір посадки проводять за розрахунковим зазором  $S_p$  за ГОСТ 25347-82.

Розрахунковий зазор

$$S_p = S_{onm} - S_t, \quad (2.14)$$

де  $S_t$  – зазор при заданій температурі:

$$S_t = (\alpha_D - \alpha_d)(t - 20^0) \cdot d, \quad (2.15)$$

де  $\alpha_D$  – коефіцієнт лінійного розширення матеріалу підшипника [9];

$\alpha_d$  – коефіцієнт лінійного розширення матеріалу вала.

Стандартну посадку обирають з ряду  $\left(\frac{H7}{f7}, \frac{H9}{e8}, \frac{H7}{e8}, \frac{H9}{d9}\right)$ , у якій середній зазор  $S_{cp\ cm}$  найбільш близький до розрахункового  $S_p$  і коефіцієнт відносної точності  $\eta$  максимальний

$$\eta = \frac{S_{cp\ cm}}{TS} > 1. \quad (2.16)$$

Для обраної посадки визначають дійсний мінімальний зазор з урахуванням шорсткості поверхонь і температурних деформацій

$$S_{\partial\ min} = S_{\min} + S_t + 2(R_{zd} + R_{zD}), \quad (2.17)$$

де  $S_{\min}$  – мінімальний зазор обраної посадки;

$R_{zd}, R_{zD}$  – величина заданих параметрів шорсткості поверхонь, що у загальному випадку призначається відповідно до умов роботи деталей і методів обробки, а також залежно від якості точності розмірів за ГОСТ 2789–73 (при цьому треба мати на увазі, що  $R_z \approx 4R_a$ ).

Дійсна мінімальна товщина масляного шару визначається за формулою

$$\eta_{\partial min} = \frac{S_{\partial min}}{2}(1 - \chi), \quad (2.18)$$

де  $\chi$  – відносний ексцентриситет, що визначається в залежності від коефіцієнта навантаження підшипника  $C_R$  :

$$C_R = 9,4 \frac{P \cdot \psi_{\partial min}^2}{\mu \cdot n}, \quad (2.19)$$

де  $\psi_{\partial min}$  – відносний зазор:

$$\psi_{\partial min} = \frac{S_{\partial min}}{d}. \quad (2.20)$$

Товщина масляного шару при найменшому зазорі  $\eta_{\partial min}$  повинна бути більша за суму нерівностей шорсткостей поверхонь підшипника  $R_{zd}$  та вала  $R_{zD}$

$$\eta_{\partial min} > R_{zd} + R_{zD}. \quad (2.21)$$

Коефіцієнт запасу надійності підшипника по товщині масляного шару:

$$S_h = \frac{h_{\partial min}}{R_{zd} + R_{zD}} \geq 2. \quad (2.22)$$

## 2.5 Посадки з натягом

Посадка з **натягом** – це посадка, при якій забезпечується натяг з'єднання, тобто поле допуску отвору розташовано під полем допуску вала (рисунок 2.6). Вони використовуються для нерухомих нерознімних з'єднань (рознімних лише в окремих випадках при ремонті) без додаткового кріплення гвинтами, штифтами, шпонками тощо.

«Легкопресові посадки»  $H/p$ ,  $P/h$  характеризуються мінімальним гарантованим натягом, використовуються при найбільш точних квалітетах (4...7), застосовуються у випадках, коли крутні моменти та осьові сили малі, для з'єднання тонкостінних деталей, для центрування навантажених або

швидкохідних великогабаритних деталей з додатковим кріпленням.

«Пресові середні посадки»  $H/r, H/s, H/t, R/h, S/h, T/h$  характеризуються гарантованим натягом, що забезпечує передачу навантаження середньої величини без додаткових кріплень. Використовуються в тих випадках, коли застосування посадки з великим натягом не дозволено з умови міцності деталей; у з'єднаннях, які сприймають великі навантаження, але з додатковим кріпленням.

«Пресові важкі посадки»  $H/u, H/x, H/z$  характеризуються великим гарантованим натягом, призначені для з'єднань, на які діють великі навантаження, у тому числі і динамічні. Застосовуються, як правило, без додаткового кріплення.

Максимальний натяг

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI.$$

Мінімальний натяг

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = ei - ES.$$

Допуск посадки з натягом

$$T_N = N_{\max} - N_{\min} = T_D + T_d.$$

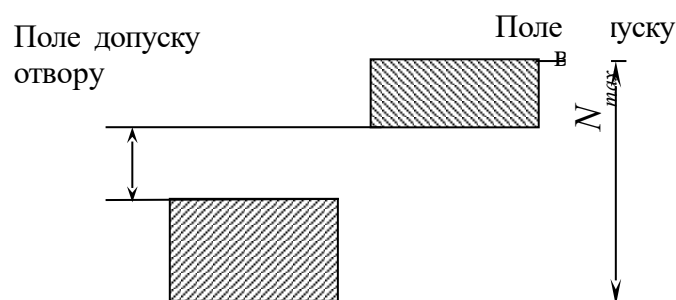


Рисунок 2.6– Поля допусків посадки з натягом

**Вибір і розрахунок посадки з натягом**



Посадки з натягом призначені для утворення нерухомих з'єднань, навантажених зовнішнім крутним моментом  $T$  і осьовою силою  $F_a$ , разом або окремо.

Граничні значення натягів обирають із умов:

- найменший натяг повинен забезпечувати нерухомість з'єднання, тобто відсутність зрушення;
- найбільший зазор не повинен руйнувати сполучені деталі.

Величина найменшого натягу для виконання забезпечення нерухомості з'єднання при ідеально гладких поверхнях деталей визначається за формулою

$$N_{min} = pd \left( \frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right), \quad (2.23)$$

де  $E_d, E_D$  – модулі пружності матеріалів вала та втулки, МПа;

$d$  – номінальний розмір з'єднання, мм;

$p$  – питомий експлуатаційний тиск по поверхні контакту, МПа:

$$p = \frac{k \sqrt{\left( \frac{2T}{d} \right)^2 + F_a^2}}{\pi \cdot d \cdot l \cdot f}, \quad (2.24)$$

де  $k = 1,5 \dots 2$  – коефіцієнт запасу міцності з'єднання при можливих перевантаженнях і дії вібрацій;

$f$  – коефіцієнт тертя;

$d$  – номінальний діаметр з'єднання, мм;

$l$  – довжина з'єднання, мм;

$F_a$  – осьова сила, Н;

$T$  – крутний момент, Н·мм;

$C_D, C_d$  – коефіцієнти, що визначаються за формулами:

$$C_D = \frac{1 + \left( \frac{d}{d_2} \right)^2}{1 - \left( \frac{d}{d_2} \right)^2} + \mu_D \quad C_d = \frac{1 + \left( \frac{d_1}{d} \right)^2}{1 - \left( \frac{d_1}{d} \right)^2} - \mu_d, \quad (2.25)$$

де  $d_1$  – внутрішній діаметр порожнього вала (для суцільного вала приймати  $d_1 = 0$ );

$d_2$  – зовнішній діаметр втулки (для зубчастих коліс зовнішній діаметр дорівнює діаметру маточини);

$\mu_d, \mu_D$  – коефіцієнти Пуассона для матеріалів сполучених деталей [9].

Мінімальний розрахунковий натяг, за яким вибирається посадка за ЄСДП,

$$N_{\min p} = N_{\min} + 1,2(R_{zD} + R_{zd}), \quad (2.26)$$

де  $R_{zd}, R_{zD}$  – величина заданих параметрів шорсткостей поверхонь, що у загальному випадку призначається відповідно до умов роботи деталей і методів обробки, а також залежно від якості точності розмірів за ГОСТ 2789–73 (при цьому треба мати на увазі, що  $R_z \approx 4R_a$ ).

Для вибору рекомендуються такі посадки:  $\frac{H7}{p7}, \frac{H7}{r7}, \frac{H7}{s7}, \frac{H7}{t7}, \frac{H7}{u7}$ . При цьому повинна виконуватися умова

$$N_{\min cm} \geq N_{\min p} . \quad (2.27)$$

Для виконання умови неруйнування деталей визначається найбільший допустимий натяг

$$N_{\max p} = P_{\text{доп}} \cdot d \left( \frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right), \quad (2.28)$$

де  $P_{\text{доп}}, P_{\text{доп}}$  – допустимий питомий контактний тиск:

$$P_{\text{доп}} = 0,58 \cdot \sigma_D \left( 1 - \frac{d^2}{d_2^2} \right), \quad P_{\text{доп}} = 0,58 \cdot \sigma_d \left( 1 - \frac{d_1^2}{d^2} \right), \quad (2.29)$$

де  $\sigma_d, \sigma_D$  – умовна границя плинності або міцності деталей, МПа.

Розрахунок проводиться за найменшим із значень допустимого питомого контактного тиску.

Міцність сполучених деталей буде забезпечуватись, якщо максимальний натяг обраної стандартної посадки буде менше, ніж найбільший допустимий натяг для вала і втулки, тобто буде виконуватися умова

$$N_{\max cm} \leq N_{\max p} . \quad (2.30)$$

## 2.6 Перехідні посадки

**Перехідна посадка** – це посадка, при якій можна одержати як зазор, так і натяг, тобто поля допусків отвору і вала перекриваються частково або повністю (рисунок 2.7).

Вони призначені для нерухомих, але рознімних з'єднань і забезпечують гарне центрування сполучених деталей. Для них характерне одержання як невеликих зазорів, так і невеликих натягів. Їх застосовують із додатковим кріпленням шпонками, штифтами, гвинтами тощо. Перехідні посадки застосовують у відносно точних квалітетах (вала 4...7, отвору 5...8).

«Щільні» посадки  $H/j_s$ ,  $J_s/h$ , для яких імовірно отримання зазора більше 95 %, але можливі невеликі натяги, застосовуються в тих випадках, коли при центруванні деталей допускаються невеликі зазори або треба забезпечити складання, при необхідності частого складання і розбирання.

«Напружені»  $H/k$ ,  $K/h$  імовірності одержання зазорів і натягів однакові. Складання і розбирання проходять без значних зусиль, такі посадки забезпечують добре центрування. Такі посадки застосовуються при кріпленні зубчастих коліс на валах редукторів, шківів, маховиків, зірочок тощо.

«Тугі»  $H/m$ ,  $M/h$  переважно забезпечують натяг, застосовуються для нерухомих з'єднань деталей на швидкохідних валах з додатковим кріпленням і без нього при малих навантаженнях і більших довжинах з'єднання. Застосовуються при кріпленні зубчастих коліс на вали редукторів, деталей на вихідні вали електродвигунів і редукторів тощо.

«Глухі»  $H/n$ ,  $N/h$  найбільш міцні, зазора практично не буває, розбирання проводиться рідко, як правило, тільки при капітальному ремонті, застосовується для центрування деталей у нерухомих з'єднаннях, які передають великі зусилля, при наявності вібрацій і ударів.

## Максимальний зазор

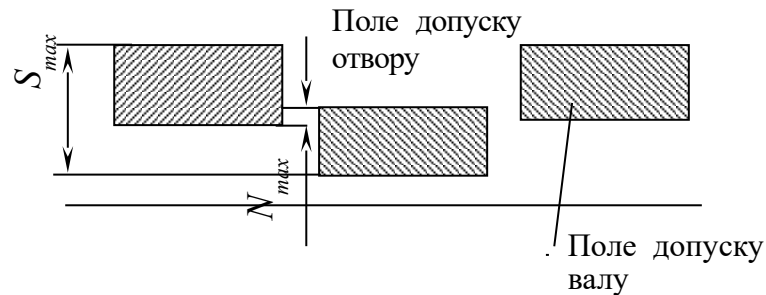


Рисунок 2.7 – Поля допусків перехідної посадки

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei. \quad (2.31)$$

## Максимальний натяг

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI. \quad (2.32)$$

## Допуск перехідної посадки

$$T_{N,S} = N_{\max} + S_{\max} = T_D + T_d. \quad (2.33)$$

## 3 ДОПУСКИ І ПОСАДКИ ТИПОВИХ З'ЄДНАНЬ

### 3.1 Вибір і розрахунок посадки підшипників кочення

Підшипники служать опорами для валів і обертових осей. Вони сприймають радіальні та осьові навантаження, які прикладені до вала, і зберігають задане положення осі обертання вала. Конструкція підшипників кочення дає змогу виготовляти їх у масових кількостях як стандартну продукцію.

При вивченні посадок підшипників кочення розглядаються дві посадки: посадку внутрішнього кільця підшипника на вал і посадку зовнішнього кільця підшипника в корпус.

Посадки для вала і корпусу обираються за ГОСТ 25347-82, посадки для кілець підшипника – за ГОСТ 520-2002.

ГОСТ 520-2002 передбачає класи точності підшипників:

- 0 (нормальний);
- 6 (підвищений);
- 5 (високий);
- 4 (особливо високий);
- 2 (надвисокий).

Найчастіше застосовуються підшипники класів 0 та 6.

Квалітети точності валів та отворів корпусу визначаються в залежності від класу точності підшипників за таблицею 3.1.

Таблиця 3.1

Клас точності підшипника	Квалітет точності вала	Квалітет точності отвору корпусу
0, 6	6	7
5, 4	5	6

У більшості пристроїв з підшипниками кочення нерухоме кільце, найчастіше зовнішнє, навантажене місцево, тобто зовнішнє кільце підшипника сприймає радіальне навантаження лише обмеженою ділянкою кола доріжки кочення. Рухоме кільце, найчастіше внутрішнє, навантажене циркуляційно, тобто внутрішнє кільце сприймає радіальне навантаження послідовно по всьому колу доріжки кочення.

При призначенні посадок підшипників кочення треба враховувати, що кільця, які мають місцеве навантаження, встановлюються з можливістю їх прокручування для більш рівномірного зношування доріжок кочення; при циркуляційному навантаженні, навпаки, посадки кілець підшипника більш щільні.

При виборі полів допусків для вала та отвору під внутрішнє та зовнішнє кільця підшипника необхідно враховувати:

- клас точності підшипника кочення;
- вид навантаження кілець підшипника;
- тип підшипника;
- режим роботи підшипника;
- геометричні розміри підшипника.

### **Посадка зовнішнього кільця підшипника**

При місцевому навантаженні зовнішнього кільця підшипника основне відхилення отвору корпусу обирається залежно від характеру навантаження та конструктивних характеристик підшипникового вузла за таблицею 3.2.

Таблиця 3.2

Діаметр зовнішнього кільця підшипника, мм	Основні відхилення отворів			
	Навантаження спокійне з помірними поштовхами		Навантаження ударне, з вібрацією	
	корпус нерознімний	корпус рознімний	корпус нерознімний	корпус рознімний
До 80	<i>H</i>	<i>H</i>	<i>J<sub>s</sub></i>	<i>J<sub>s</sub></i>
Від 80 до 260	<i>G</i>	<i>H</i>	<i>H</i>	<i>J<sub>s</sub></i>
Від 260 до 500	<i>G</i>	<i>H</i>	<i>H</i>	<i>J<sub>s</sub></i>

Відхилення діаметра зовнішнього кільця підшипника визначається за ГОСТ 520-2002 в залежності від класу точності підшипника. Приклад посадки зовнішнього кільця підшипника 6-го класу точності при діаметрі зовнішнього кільця підшипника  $D = 52$  мм показаний на рисунку 3.1.

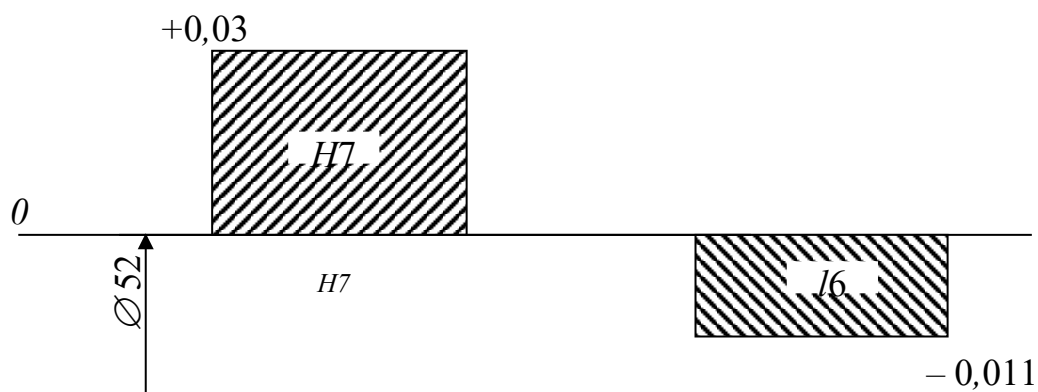


Рисунок 3.1 – Посадка зовнішнього кільця підшипника підшипника

### Посадка внутрішнього кільця підшипника

При циркуляційному навантаженні внутрішнього кільця підшипника кочення основне відхилення вала, що з'єднується з підшипником кочення, обирається залежно від інтенсивності навантаження:

$$P_R = \frac{F_r}{B - 2r} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3, \quad (3.1)$$

де  $F_r$  – радіальне навантаження на підшипник;

$B$  – ширина підшипника;

$r$  – радіус закруглення або ширина фаски кільця підшипника;

$K_1$  – динамічний коефіцієнт посадки, що залежить від навантаження ( $K_1 = 1$  при помірних поштовхах,  $K_1 = 1,8$  при сильних поштовхах);

$K_2$  – коефіцієнт, що враховує ступінь ослаблення посадкового натягу при пустотілому валу або тонкостінному корпусі, визначається за таблицею 3.3;

$K_3$  – коефіцієнт нерівномірності розподілу радіального навантаження між рядами роликів у дворядних роликотіпідшипниках при існуванні осьового навантаження на опори (для однорядних підшипників приймають  $K_3 = 1$ ).

Таблиця 3.3

$\frac{d_{омв}}{d}$ чи $\frac{D}{D_k}$	Для вала			Для корпусу
	$\frac{D}{d} \leq 1,5$	$\frac{D}{d} = 1,5 \div 2,0$	$\frac{D}{d} \leq 2,0$	
До 0,4	1	1	1	1
0,4...0,7	1,2	1,4	1,6	1,1
0,7...0,8	1,5	1,7	2	1,2
Більш 0,8	2	2,3	3	1,9

$d$  та  $D$  – відповідно діаметри отвору та зовнішньої поверхні підшипника,  $d_{омв}$  – діаметр отвору полого вала,  $D_k$  – діаметр зовнішньої поверхні тонкостінного корпусу

Для внутрішнього кільця підшипника основне відхилення вала обирається з таблиці 3.4.

Таблиця 3.4

Діаметр внутрішнього кільця підшипника, мм	Інтенсивність навантаження $R$ , Н/мм			
	Основне відхилення вала			
	$j_s$	$k$	$m$	$n$
Від 18 до 80	До 300	300 – 1500	1350 – 1600	1600 – 3000
Від 80 до 180	До 550	550 – 2000	2000 – 2500	2500 – 4000
Від 180 до 360	До 700	700 – 3000	3000 – 3500	3500 – 6000
Від 360 до 630	До 900	900 – 3400	3400 – 4500	4500 – 8000

Відхилення діаметра внутрішнього кільця підшипника визначається за ГОСТ 520-2002 у залежності від класу точності підшипника. Приклад посадки внутрішнього кільця підшипника 6-го класу точності при діаметрі внутрішнього кільця підшипника  $d = 25$  мм показаний на рисунку 3.2.

При позначенні посадок з'єднання внутрішнього кільця підшипника з валом і зовнішнього кільця з отвором корпусу на складальному кресленні вказується обране поле допуску вала, наприклад  $\varnothing 40k6$ , або отвору корпусу, наприклад  $\varnothing 52H7$ .

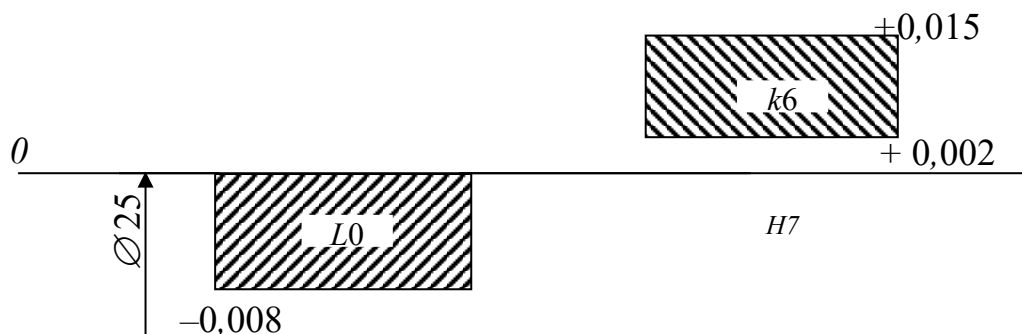


Рисунок 3.2 – Посадка внутрішнього кільця підшипника

### 3.2 Вибір і розрахунок посадок шпонкових з'єднань

Шпонкові з'єднання призначені для з'єднання з валами зубчастих коліс, шківів, маховиків, муфт та інших деталей і служать для передачі крутних моментів.

Шпонка – деталь, що встановлюється в пазах двох деталей, які сполучаються, і перешкоджає відносному повороту або зрушенню цих деталей.



Найбільш часто застосовуються з'єднання із призматичними шпонками (рисунок 3.3). Вони широко застосовують в усіх галузях машинобудування.

З'єднання призматичними шпонками ненапружене. Воно вимагає виготовлення вала та отвору з великою точністю. Пригінкою прагнуть забезпечити стійке положення шпонки в пазах, тому що перекіс (вивертання) шпонки значно послабляє з'єднання. У багатьох випадках посадка маточини на вал виконується з натягом.

Момент передається з вала на маточину бічними вузькими гранями шпонки. При цьому на них виникають напруження зминання  $\sigma_{зм}$ , а в поздовжньому перерізі шпонки — напруження зрізання  $\tau$ .

Розміри, допуски, посадки і граничні відхилення з'єднань з призматичними шпонками стандартизовані за ГОСТ 23360-78.

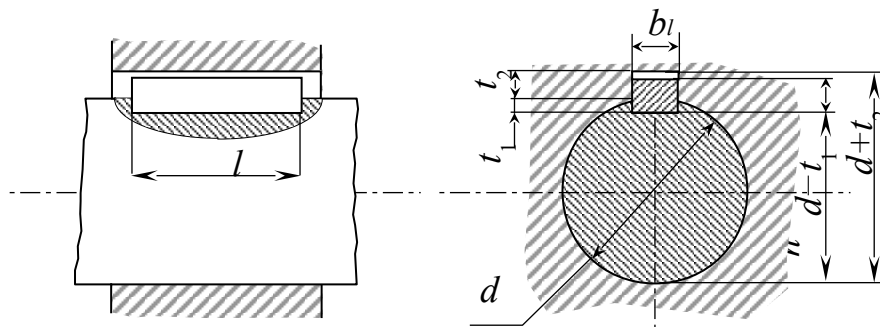


Рисунок 3.3 – Шпонкове з'єднання

У стандартних шпонок ширина  $b$  і висота  $h$  підібрані таким чином, що навантаження з'єднання обмежують не напруження зрізання, а напруження зминання. Тому при розрахунках звичайно використовують тільки умову міцності на зминання.

ГОСТ 23360-78 передбачає для кожного діаметра вала певні розміри поперечного перерізу шпонки. Тому при проектних розрахунках розміри  $b$  та  $h$  обирають за довідником.

Вибір посадки шпонки проводиться залежно від характеру з'єднання та виду виробництва, для якого вона призначена.

При розрахунках посадок шпонкових з'єднань розглядають дві посадки: посадку шпонки у вал та посадку шпонки в маточину. В обох випадках розмір шпонки – вал, розміри вала та втулки – отвори.

Граничні відхилення для розміру по ширині шпонки  $b$  приймають за  $h9$  (за ГОСТ 253447-82).

Граничні відхилення розмірів по ширині паза вала та втулки обираються за ГОСТ 23360 - 78 залежно від типу з'єднання (таблиця 3.5).

Таблиця 3.5

Тип з'єднання	Граничні відхилення розмірів по ширині	
	вала	втулки
Вільне (для напрямляючих шпонок)	$H9$	$D10$
Нормальне (для крупносерійного та масового виробництва)	$N9$	$J_s9$
Щільне (для одиничного та серійного виробництва)	$P9$	$P9$

Приклади полів допусків шпонкових з'єднань для діаметра вала 25 мм при обраній шпонці 8X7 показані на рисунках 3.4 - 3.6.

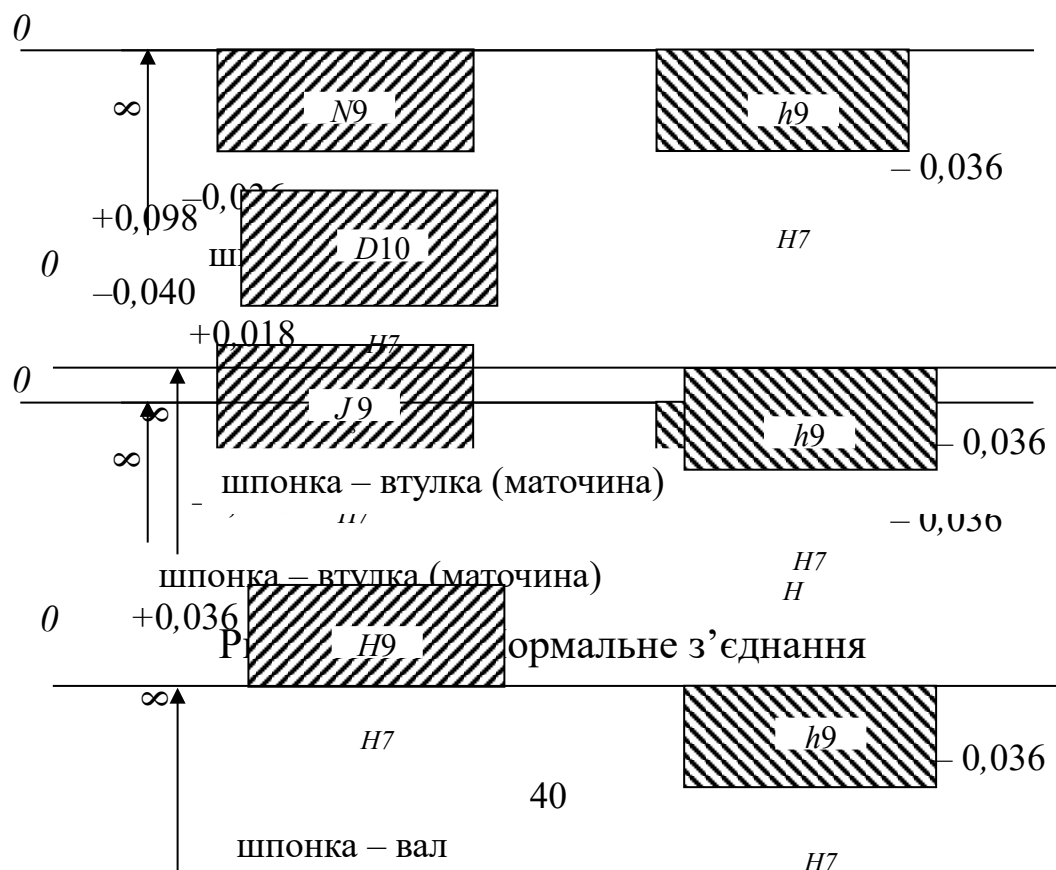


Рисунок 3.5 – Вільне з'єднання

Граничні відхилення розмірів по висоті шпонки  $h$  обирають за  $h11$  (ГОСТ 253447-82).

Розрахункову довжину  $l$  визначають з умови міцності на зминання, округляють до стандартного розміру за ГОСТ 23360-78, погоджуючи з розміром маточини. Граничні відхилення розмірів по довжині шпонки за  $h14$ , по довжині шпонкового паза  $H15$  (ГОСТ 253447-82).

Розміри глибини паза у валу  $t_1$  та у втулці  $t_2$ , а також відхилення цих розмірів визначаються за ГОСТ 23360-78 у залежності від розмірів перерізу шпонки.

### 3.3 Взаємозамінність зубчастих і черв'ячних коліс

Складність при нормуванні вимог до точності зубчастих і черв'ячних коліс полягає в тому, що деталі цих передач є складними за геометричною формою, і є елементами

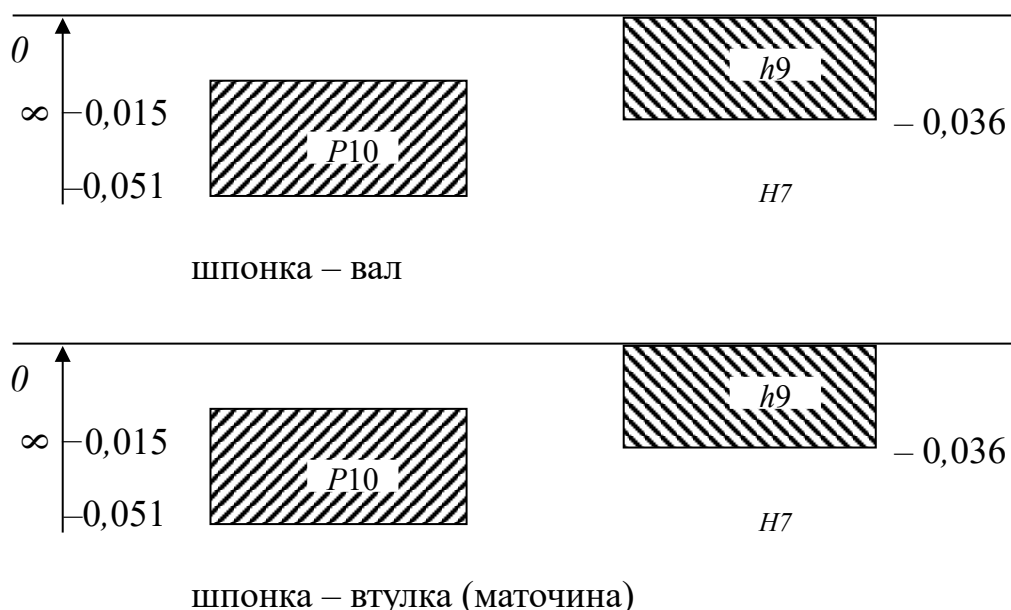


Рисунок 3.6 – Щільне з'єднання

кінематичного ланцюга.

Якість роботи зубчастих і черв'ячних передач пов'язана з помилками виготовлення передач і деталей, таких як корпус, підшипники, вали. Деформація деталей під навантаженням також впливає на якість передачі.

Вимоги до характеру руху, який передається зубчастими колесами:

– забезпечення точності кутів повороту за повний оберт колеса;

- плавність роботи для забезпечення мінімального шуму;
- площа поверхні контакту сполучених зубців, яка забезпечує більш повний контакт робочих поверхонь;
- величина бічного зазора між неробочими поверхнями зубців.

Основними помилками при виготовленні є:

- помилки кроку та форми профілю зубців, що призводять до порушення кінематичної точності, плавності роботи, внаслідок чого виникають коливання, додаткові динамічні навантаження, удари та шум при роботі;
- помилки в напрямку зубців відносно утворюючих ділильних поверхонь, що викликає нерівномірний розподіл навантаження по довжині зубця.

Норми точності зубчастих коліс:

– **норма кінематичної точності**, яка регламентує найбільшу похибку передаточного відношення або повну похибку кута повороту зубчастого колеса в межах одного оберту в зачепленні з еталонним колесом;

– **норма плавності роботи**, яка регламентує циклічні помилки передаточного відношення або кута повороту зубчастого колеса в межах одного оберту, які багаторазово повторюються;

– **норма контакту зубців**, яка регламентує помилки виготовлення зубців і складання передачі, що впливають на розміри плями контакту в зачепленні та розподіл навантаження по довжині зубців;

– **норма бічного зазора**, яка встановлює вимоги до параметрів коліс, що впливають на величину зазора по неробочих профілях зубців при контакті їх з робочими сторонами.

Точність виготовлення регламентується для циліндричних передач за ГОСТ 1643-81, для конічних передач за ГОСТ 1758-81, для черв'ячних передач за ГОСТ 3675-81.

ГОСТ 1643-81 передбачає 12 ступенів точності. Кожен ступінь точності характеризується трьома показниками:

- нормою кінематичної точності,
- нормою плавності роботи;
- нормою контакту зубців.

Ступінь точності обирають залежно від призначення передачі. Найпоширеніші 6,7,8-й ступені точності.

Для того, щоб уникнути заклинювання передачі в зачепленні, повинен бути забезпечений бічний зазор.

Основним показником бічного зазора є **гарантований бічний зазор**  $J_{n \min}$  – найменший бічний зазор між зубцями, що забезпечує вимоги стандарту.

Розмір зазора регламентується видом з'єднання зубчастого колеса. Існує 6 видів сполучення бічного зазора:

- H – нульовий зазор;
- E – малий зазор;
- C, D – зменшений зазор;
- B – нормальний зазор;
- A – збільшений зазор.

Бічні зазори H, E, C мають потребу в підвищеній точності виготовлення, застосовуються для реверсивних передач при високих вимогах до кінематичної точності, а також при наявності крутильних коливань валів.

Крім цього нормується вісім видів допуску  $T_{jn}$  на гарантований бічний зазор  $h, d, c, b, a, x, y, z$ . У звичайних передачах видам сполучення відповідає вид допуску:

- H, E –  $h$ ;
- D –  $d$ ;
- C –  $c$ ;
- B –  $b$ ;
- A –  $a$ ;

у спеціальних передачах –  $x, y, z$  (більші допуски).

Приклад позначення:

8–7–6–Ca ГОСТ 1643-81, де 8– ступінь кінематичної точності, 7 – ступінь точності по нормах плавності, 6 – ступінь точності по нормах контакту зубців, C – вид сполучення по бічному зазору з видом допуску  $a$ .

Для передач загального машинобудування: 8–B ГОСТ 1643-81, де 8 – загальний ступінь кінематичної точності, плавності роботи та контакту зубців, B – вид сполучення бічного зазора, вид допуску –  $b$ .

Практичний вибір точності зубчастих коліс проводиться в залежності від колової швидкості за таблицею 3.6.

Таблиця 3.6

Ступінь точності, не нижче	Колова швидкість, м/с, не більше		Види передач
	прямозуба	косозуба	
6 (високоточні)	15	30	Високоточні передачі, механізми точного кінематичного зв'язку
7 (точні)	10	15	Передачі при підвищених швидкостях і помірних навантаженнях або при підвищених навантаженнях і помірних швидкостях
8 (середньої точності)	6	10	Передачі загального машинобудування, які не мають потреби в підвищеній точності
9 (зниженої точності)	2	4	Тихохідні передачі зі зниженими вимогами до точності

При виготовленні коліс доцільно комбінувати ступені точності. Наприклад, для передач підйомно-транспортних, будівельних, дорожніх машин, конвеєрів, ескалаторів тощо. кінематична точність приймається нижче, а норма контакту зубців – вище.

Технологічними вимогами вводяться деякі обмеження:

- норми кінематичної точності не можуть бути більш ніж на два ступені вище від норми плавності роботи;
- норма контакту зубців не може бути грубіше ніж на один ступінь від норми плавності роботи.

Вид сполучення бічного зазора обирається за таблицею 3.7 у залежності від мінімального гарантованого бічного зазора:

$$j_{n \min} = j_{n1} + j_{n2}, \quad (3.2)$$

де  $j_{n1}$  – величина бічного зазора, необхідного для температурної компенсації

$$j_{n1} = 2a_w \sin \alpha (\alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2) \cdot 10^3, \quad (3.3)$$

де  $a_w$  – міжосьова відстань, мм;

$\alpha$  – кут зачеплення, град;

$\Delta t_1, \Delta t_2$  – різниця температур коліс (корпусу) і навколишнього середовища, °С;

$\alpha_1, \alpha_2$  – коефіцієнти лінійного розширення матеріалів коліс і корпусу,  $\frac{\text{мм}}{\text{мм} \cdot \text{град}}$ ;

$j_{n2}$  – величина бічного зазора, необхідного для нормальних умов змащення,

$$j_{n2} = (10 \dots 30) m_n, \text{ мкм}, \quad (3.4)$$

$m_n$  – нормальний модуль передачі, мм.

Таблиця 3.7

Вид сполучення	Позначення	Міжосьова відстань, мм					
		до 80	80...125	125...180	180...250	250...315	315...400
<i>H</i>	$j_{n \min},$ мкм	0	0	0	0	0	0
<i>E</i>		30	35	40	46	52	57
<i>D</i>		46	54	63	72	81	89
<i>C</i>		74	87	100	115	130	140
<i>B</i>		120	160	160	186	210	230
<i>A</i>		190	220	250	290	320	360

### 3.4 Взаємозамінність нарізних з'єднань

У деталях машин різні застосовуються як елементи для забезпечення різних з'єднань. Нарізні сполучення – з'єднання

двох деталей, одна з яких має внутрішню різь (гайка), інша – зовнішню (гвинт).

Профіль різі — контур перерізу в площині, що проходить через вісь основної поверхні. За формою профілю розрізняють:

- трикутні;
- прямокутні;
- трапецеїдальні;
- круглі;
- інші різі.

За напрямком гвинтової лінії розрізняють праву та ліву різі.

Геометричні параметри різі (рисунок 3.7):

$d$  – зовнішній діаметр;

$d_1$  – внутрішній діаметр (номінальні значення  $d$  і  $d_1$  однакові для гвинта і гайки, зазори в западинах утворюються за рахунок граничних відхилень розмірів діаметрів);

$d_2$  – середній діаметр (діаметр уявного циліндра, який перетинає різь в тому місці, де ширина виступів дорівнює ширині западини);

$h$  — робоча висота профілю, по якій сполучаються бічні сторони різі гвинта та гайки;

$p$  — крок (відстань між однойменними сторонами сусідніх профілів, обмірювана в напрямку осі різі);

$p_1$  — хід (поступальне переміщення твірного профілю за один оберт або відносне осьове переміщення гайки за один оберт). Для однозахідної різі  $p_1=p$ ; для багатозахідної  $p_1=np$ , де  $n$  – число заходів;

$\alpha$  — кут профілю;

$\psi$  — кут підйому (кут підйому розгортання гвинтової лінії по середньому діаметру).

Усі геометричні параметри різей і допуски на їхні розміри стандартизовані.

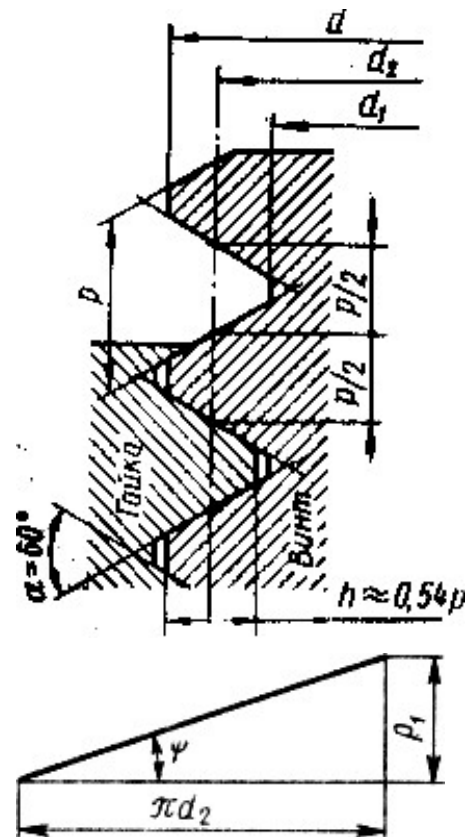


Рисунок 3.7 – Геометричні параметри нарізних з'єднань



До нарізних з'єднань ставляться умови взаємозамінності, однак виконати ці вимоги значно складніше, ніж для гладких з'єднань, тому що на характер з'єднання одночасно впливають декілька параметрів:  $d, D, d_2, D_2, d_1, D_1, p, a$ .

Системи допусків і посадок, що забезпечують взаємозамінність циліндричних різей із прямолінійними бічними сторонами профілю, побудовані на єдиному принципі, що враховує особливості конструкції нарізних деталей і наявність взаємозалежності помилок окремих параметрів різі.

Найбільше в машинах і механізмах поширена метрична кріпильна різь, для якої система допусків і посадок деталей із зазором визначається за ГОСТ 16093-81.

Основним параметром, що визначає характер посадки нарізних деталей, є середній діаметр, тому що різь повинна сполучатися тільки по бічних сторонах профілю. Допуски на зовнішній діаметр різі розраховуються так, щоб ліквідувати можливість затискання по вершинах і западинах різі.

Взаємозамінність нарізних сполучень полягає в тому, що гвинт заданого розміру повинен загвинчуватися з будь-якою гайкою того ж номінального розміру по всій довжині з'єднання. Внаслідок того, що різь з'єднується з боків профілю, на загвинчування гвинта й гайки впливають не тільки середній діаметр, але також крок різі і кут нахилу профілю.

Практично не можливо виконати абсолютно точно розміри зазначених елементів, тому що при їх виготовленні мають місце помилки середнього діаметра, кроку різі та кута профілю гвинта й гайки. Але забезпечити при цьому з'єднання деталей різі можна шляхом зменшення середнього діаметра гвинта та збільшення середнього діаметра гайки. У результаті цього по середньому діаметру між гвинтом та гайкою утвориться додатковий зазор, який компенсує помилки кроку та кута профілю сполучених деталей.

Внаслідок взаємозв'язку між відхиленням кроку, кута профілю і середнього діаметра, допустимі відхилення цих параметрів окремо не нормують. Установлюють тільки сумарний допуск на середній діаметр болта  $T_{d2}$  та гайки  $T_{D2}$ , який вміщує допустимі відхилення середнього діаметра і діаметральні компенсації похибки кроку і кута профілю. Крім того, задається

допуск на зовнішній діаметр болта  $d$  і внутрішній діаметр гайки  $D_1$ , тобто на ті діаметри, які формуються перед нарізуванням різі і більш доступні при вимірюванні готових виробів.

ГОСТ 16093-81 установлює сумарні допуски на середні діаметри гвинта та гайки і діаметри виступів. Поля допусків на зазначені розміри складаються зі ступеня точності та основного відхилення. Поля допусків метричної різі для посадок із зазором за ГОСТ 16093-81 наведені в таблиці 3.8.

Таблиця 3.8

Деталь	Клас точності	Поле допуску по довжині згвинчування		
		<i>S</i> – коротка	<i>N</i> – нормальна	<i>L</i> – довга
Зовнішня різь (болт)	Точний	–	$4h, 4g$	–
	Середній	$5h6h, 5g6g$	$6h, 6g, 6f, 6e, 6d$	$7g6g$
	Грубий	–	$8g$	–
Внутрішня різь (гайка)	Точний	$4H$	$4H5H, 5H$	$6H$
	Середній	$5H$	$6H, 6G$	$7H$
	Грубий	–	$7H, 7G$	$8H$

Клас точності є поняттям умовним, його застосовують для порівняльного оцінювання точності різі. На кресленнях вказують поля допусків. Точний клас рекомендується для відповідальних нарізних з'єднань, середній – для різей загального призначення, грубий – для різей, які нарізуються на гарячекатаних заготовках, у довгих глухих отворах.

Усі відхилення та допуски відраховують від номінального профілю в напрямку, перпендикулярному осі різі.

Положення полів допусків щодо елементів номінального профілю визначаються основним відхиленням. Для зовнішніх різей передбачаються п'ять верхніх відхилень  $es$ :  $h, g, f, c, d$ ; для внутрішніх – чотири нижніх відхилення  $EI$ :  $H, G, F, E$  (рисунок 3.8).

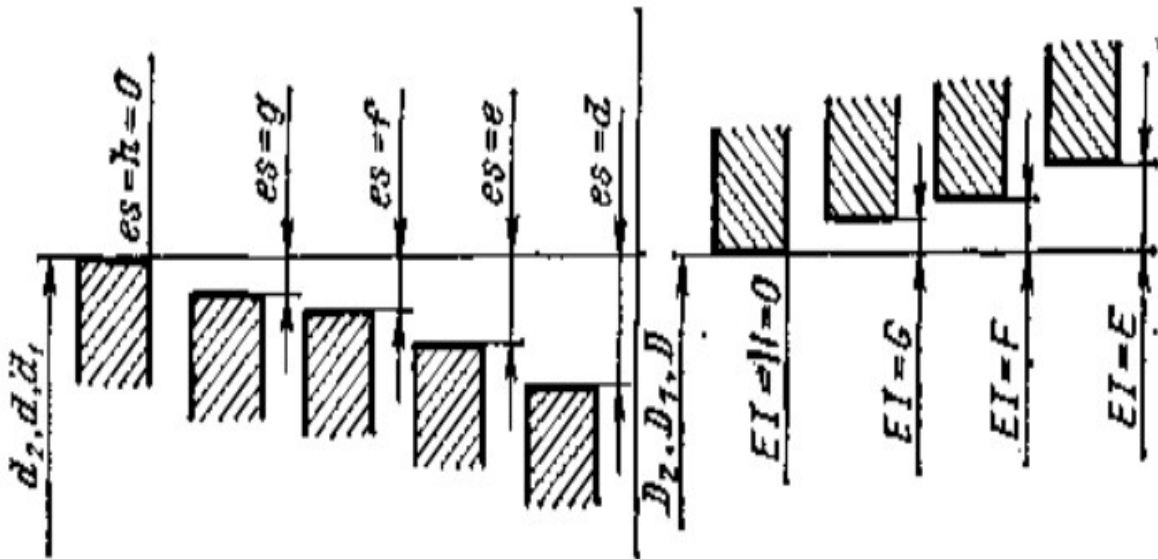


Рисунок 3.8 – Поля допусків нарізних з'єднань

Умовне позначення поля допуску різьби складається із цифри відповідного ступеня точності і букви, що позначає основне відхилення, наприклад: 4h, 6g. Дозволяється комбінувати ступені точності двох діаметрів однієї різі, спочатку по середньому діаметру, потім по другому нормованому діаметру, наприклад: 7g6g.

Позначення нарізної посадки:

$$M20 - \frac{5H7H \text{ (поле допуску гайки)}}{6g7g \text{ (поле допуску винта)}}$$

Переважно застосовується посадка  $\frac{6H}{6g}$ .

## 4 ВІДХИЛЕННЯ ФОРМИ І РОЗТАШУВАННЯ ПОВЕРХОНЬ. НОРМУВАННЯ ШОРСТКОСТІ ПОВЕРХНІ

### 4.1 Допуски форми і розташування поверхонь

Точність геометричних параметрів деталей характеризується не тільки точністю їх розмірів, але й точністю форми і взаємного розташування поверхонь, які виникають в процесі обробки

внаслідок неточності та деформації верстата, інструменту та устаткування, деформації виробу, нерівномірності припуску на обробку тощо.

У рухомих з'єднаннях ці відхилення призводять до зменшення зносостійкості деталей, порушення плавності роботи, шуму, у нерухомих з'єднаннях викликають нерівномірність натягу, внаслідок чого знижується міцність з'єднання, герметичність і точність центрування. При складанні ці відхилення призводять до похибок базування деталей, деформацій, нерівномірних зазорів. Відхилення форми і розташування поверхонь знижують технологічні показники виробів.

Основою нормування та кількісного відхилення форми й розташування поверхонь є принцип прилеглих прямих, поверхонь і профілів.

**Номінальна форма** – ідеальна форма елемента, що задана кресленням або іншими технічними документами.

**Номінальна поверхня** – це ідеальна поверхня, розміри та форма якої відповідають заданим номінальним розмірам і номінальній формі.

**Реальна поверхня** – поверхня, яка обмежує деталь і відокремлює її від навколишнього середовища.

**Прилегла поверхня** – поверхня, що має форму номінальної поверхні, сполучається з реальною поверхнею та розташована поза матеріалом деталі так, щоб відхилення від її найбільш віддаленої точки реальної поверхні в межах нормованої ділянки мало мінімальне значення.

**Прилегла площина або пряма** – це площина або пряма, що сполучається з реальною поверхнею і розташовуються поза матеріалом деталі.

**Прилегле коло або циліндр** – це коло мінімального діаметра, що описане навколо реального профілю зовнішньої поверхні обертання або максимального діаметра, що вписане в реальний профіль внутрішньої поверхні обертання.

**Профіль** – лінія перетинання поверхні з площиною або із заданою поверхнею. Поняття реального та номінального профілів аналогічні поняттям номінальної та реальної поверхонь.

Для вимірювання відхилень форми прилягаючими поверхнями застосовуються поверхні контрольних плит, перевірних лінійок, калібрів.

**Відхилення форми** – це відхилення форми реального елемента від номінальної форми, яке оцінюється найбільшою відстанню від точок реального елемента по нормалі до прилеглого елемента.

**Допуск форми** – це найбільше значення відхилення форми, тобто це найбільша відстань від точок реальної поверхні до прилеглої поверхні по нормалі.

Відхилення форми:

– комплексні:

- циліндричності;
- круглості;
- профілю поздовжнього перетину;
- площинності;
- прямолінійності;

– часткові:

- овальності та огранювання;
- конусності, бочкоподібності, сідлоподібності, згину.

**Відхилення розташування поверхні** – це відхилення дійсного розташування елемента розглянутої поверхні, осі або площини симетрії від номінального розташування.

Для оцінки точності розташування поверхні призначають базу.

**База** – це поверхня, її твірна або точка, що визначає прив'язку деталей до площини або осі, відносно якої задаються допуски розташування та відповідні відхилення. Якщо базою є поверхня обертання або різі, то за базу приймається вісь.

**Допуск розташування** – це границя, що обмежує допустиме значення відхилень розташування поверхонь.

Допуски розташування, які встановлені для валів та отворів, можуть бути залежними й незалежними. Умовні позначення допусків форми і розташування поверхонь наведені в таблиці 4.1.

**Залежні** – змінні допуски, мінімальні значення яких вказуються на кресленні і які допускається перевищувати на величину, що відповідає відхиленню дійсного розміру поверхні деталі від найбільшого граничного розміру вала або найменшого граничного розміру отвору. Вони призначаються, головним


чином, у випадках, коли необхідно забезпечити складання деталей, які з'єднуються одночасно по декількох поверхнях із заданими зазорами або натягами.

**Незалежні** – допуски розташування, величини яких постійні для всіх деталей, виготовлених по даному кресленню, і не залежать від дійсних розмірів розглянутих поверхонь. Незалежні допуски застосовуються при необхідності забезпечення співвісності посадкових поверхонь під підшипники кочення, обмеження коливання міжосьових відстаней у корпусах редукторів тощо.

Допуски форми й розташування поверхонь регламентуються такими стандартами:


– ГОСТ 24642-81. Допуски форми та розташування поверхонь. Основні терміни та визначення;

— — — — — ГОСТ 24643-81. Числові значення відхилень форми та взаємного положення;


 ГОСТ 25069-81. Незазначені допуски форми та розташування поверхонь;

○ ГОСТ 2.308-79. Позначення на кресленнях допусків форми та розташування поверхонь.

— За ГОСТ 24643-81 встановлено 16 ступенів точності форми та розташування поверхонь. Залежно від співвідношення між допуском розміру та допусками форми або розташування встановлені вимоги до відносної точності:

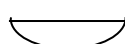
 — нормальна відносна геометрична точність, при якій допуск форми або розташування поверхонь становить 60 % від допуску розміру;

B — підвищена, при якій допуск форми або розташування поверхонь становить біля 40 % від допуску розміру;

 — висока, при якій допуск форми або розташування поверхонь становить біля 25 % від допуску розміру.

Таблиця 4.1 – Допуски форми і розташування поверхонь

Група допусків	Види допусків	Умовне позначення	Примітка
	Допуск прямолінійності		



Допуски форми	Допуск площинності		Обмежує абсолютну величину відхилення
	Допуск циліндричності		Обмежує відхилення в радіусному вираженні
	Допуск округлості		
	Допуск поздовжнього перерізу		
Допуски розташування	Допуск паралельності		Обмежує граничне відхилення від бази
	Допуск перпендикулярності		
	Допуск нахилу		
	Допуск співвісності		Обмежує відхилення або в діаметральному ( $\varnothing T$ ), або в радіусному ( $R \frac{T}{2}$ ) вираженні, що застерігається
	Допуск симетричності		
	Позиційний допуск		
	Допуск перетинання осей		
Сумарні допуски форми і розташування	Допуск радіального биття		Обмежує сумарне відхилення, яке показує індикатор при вимірюванні
	Допуск торцевого биття		
	Допуск биття в заданому напрямі		
	Допуск повного радіального биття		Обмежує сумарне відхилення або в формі $T$ , або $T/2$ , що застерігається
	Допуск повного торцевого биття		
Допуск форми заданого профілю			
Допуск форми заданої поверхні			

Для циліндричності, округлості, профілю поздовжнього перерізу геометрична точність для рівнів  $A$ ,  $B$ ,  $C$  становить 30, 20, 12 % від допустимого розміру.

На робочих кресленнях деталей умовні позначення допусків форми і розташування поверхонь, їх числові значення, а також позначення баз розміщують у рамці, яка поділена на дві або три

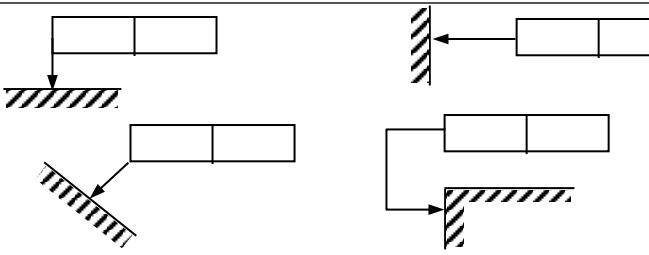
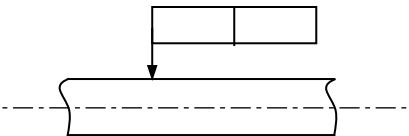
частини (у першій – знак допуску, у другій – його числове значення, у третій – позначення бази).

Базові осі і поверхні позначають на кресленнях деталей у відповідності до ГОСТ 2.308-79 рівнобічним затемненим трикутником, з'єднаним з рамкою, в якій записують позначення бази великою літерою. Якщо базою є вісь або площина симетрії, то трикутник розміщується в кінці розмірної лінії відповідного розміру (діаметра, ширини). Коли призначають допуск розташування для двох поверхонь, то замість затемненого трикутника застосовують стрілку.



Рамку з'єднують з контурною лінією деталі або виносною лінією. Якщо допуск належить боковій поверхні або профілю, то рамку з'єднують з контурною лінією або з її продовженням. При цьому з'єднувальна лінія не повинна бути продовженням розмірної.

Деякі приклади умовного позначення розглядуваних допусків наведені в таблиці 4.2.



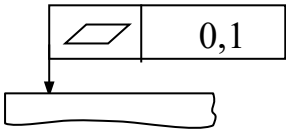
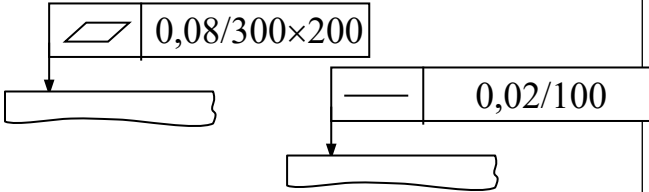
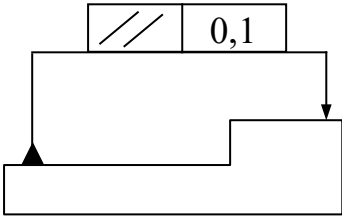
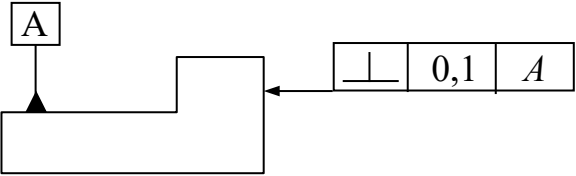
Таблиця 4.2 – Приклади умовного позначення допусків форми і розташування поверхонь на кресленнях деталей

Приклад умовного позначення	Пояснення
<p style="text-align: center;">1</p> 	<p style="text-align: center;">2</p> <p>З'єднувальна лінія може бути прямою або ламаною. Кінець цієї лінії, яка закінчується стрілкою, повинен бути направлений по лінії вимірювання (по нормалі до поверхні)</p>
	<p>Якщо допуск належить до поверхні або її профілю, а не до осі елемента, то стрілку розміщують на деякій відстані від кінця розмірної лінії</p>

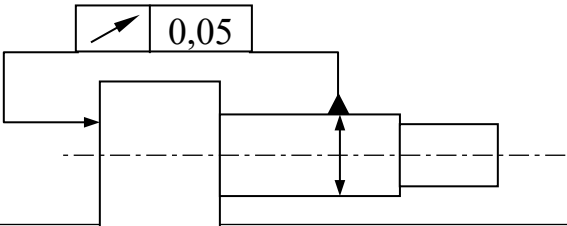
Продовження таблиці 4.2

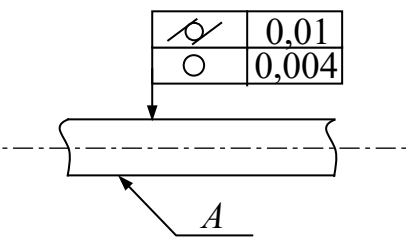
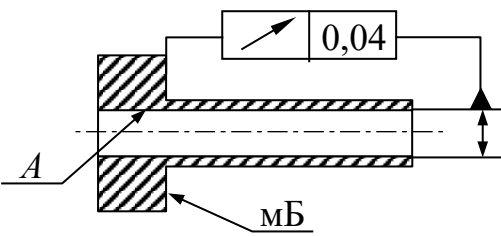
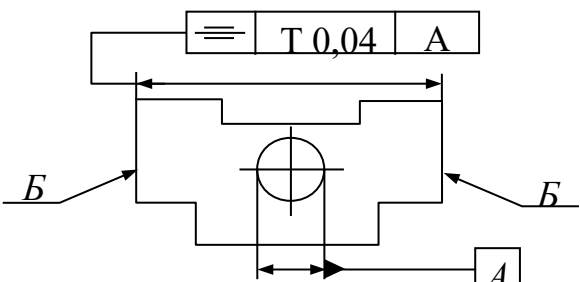
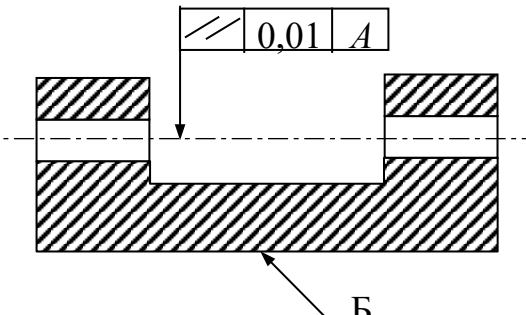
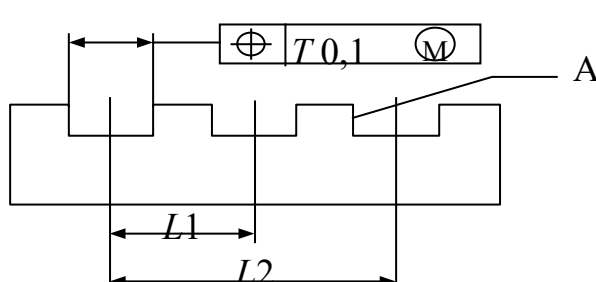
1	2
Додаткові знаки перед числовим значенням допуску	
	<p>При зазначенні кругового або циліндричного поля допуску його діаметром</p>
	<p>При зазначенні кругового або</p>



	циліндричного поля допуску його радіусом
	Для допуску симетричності, перетину осей, форми заданої поверхні або заданого профілю, позиційного допуску (при полі допуску, обмеженому паралельними площинами). Символ <i>T</i> означає, що вказується половинна ширина відповідного поля допуску
	При зазначенні поля допуску, обмеженого сферою
	Допуск площинності належить до всієї поверхні (довжини елемента)
	Допуски належать до будь-якої ділянки поверхні (елемента), що має задану довжину або площу
Особливості позначення баз	
	Знак бази – зарисований рівносторонній трикутник з висотою, що дорівнює розміру штриха розмірних чисел
	Якщо з'єднання рамки, яка містить позначення допуску, з базою незручне, то базу позначають літерою і цю літеру вписують у третє поле рамки допуску

### Продовження таблиці 4.2

1	2
	Базою є вісь елемента

Приклади позначення в технічних умовах допусків форми і розташування поверхонь	
	<p>Допуск циліндричності поверхні А 0,01 мм; допуск округлості 0,007 мм</p>
	<p>Допуск торцевого биття поверхні Б відносно осі отвору А 0,04 мм</p>
	<p>Допуск симетричності поверхні Б відносно осі отвору Т 0,04 мм</p>
	<p>Допуск паралельності загальної осі отворів відносно поверхні Б 0,01 мм</p>
	<p>Позиційний допуск площин пазів А Т 0,01 мм (допуск залежний)</p>

## 4.2 Шорсткість поверхні

Поверхні, отримані обробкою на металорізальних верстатах або іншим шляхом, мають виступи, що чергуються, і западини різної висоти і форми та порівняно малих розмірів по висоті та кроку. Шорсткість поверхні в сполученні з іншими характеристиками визначає стан поверхні і є, поряд з точністю

форми, однією з основних геометричних характеристик якості поверхні. ГОСТ 25142-82 регламентує терміни та визначення для шорсткості поверхні.

**Шорсткість поверхні** – це сукупність нерівностей поверхні з відносно малими кроками в межах базової довжини.

**Базова довжина  $l$**  – довжина базової лінії, застосовуваної для виділення нерівностей, які характеризують шорсткість поверхні.

Базою для відліку відхилень профілю є **середня лінія профілю** – лінія, що має форму номінального профілю і проведена так, щоб у межах базової довжини середнє квадратичне відхилення вимірюваного профілю до цієї лінії було мінімальним.

Для кількісної оцінки та нормування шорсткості поверхонь установлений ГОСТ 2789-73.

Вибір параметрів для нормування шорсткості проводиться з урахуванням призначення та експлуатаційних властивостей поверхні.

Шорсткість поверхні незалежно від матеріалу та способу виготовлення можна оцінити одним або декількома параметрами:

$R_a$  – середнє арифметичне відхилення;

$R_z$  – висота нерівностей профілю по 10 точках (5 виступів і 5 западин);

$R_{max}$  – найбільша висота нерівностей;

$S_{min}$  – середній крок нерівностей;

$S$  – середній крок місцевих виступів;

$t_p$  – відносна опорна довжина профілю.

Найбільш повну інформацію дає параметр  $R_a$ , який є основним з висотних параметрів шорсткості і його призначають на всі сполучені та чисто оброблені незв'язані поверхні деталей.

Відносна опорна довжина профілю  $t_p$  характеризує фактичну опорну площу, від якої значною мірою залежать зносостійкість рухомих з'єднань і міцність пресових посадок.

Для визначення основних параметрів шорсткості поверхні при наявності профілограми (графічного відображення нерівності  $y_i$  на довжині  $l$  (рисунок 4.1)) використовують відповідні формули. Наприклад:

$$R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|, \quad (4.1)$$

$$R_z = \frac{1}{5} \left[ \sum_{i=1}^5 |H_{i \max}| + \sum_{i=1}^5 |H_{i \min}| \right], \quad (4.2)$$

$$R_{\max} = |H_{i \max}| + |H_{i \min}|, \quad (4.3)$$

$$t_p = \frac{\sum_{i=1}^n b_i}{l} \cdot 100\%, \quad (4.4)$$

де  $b_i$  – ширина  $i$ -го виступу на опорному рівні перерізу профілю  
 $P = \frac{R_{\max}}{2}$ .

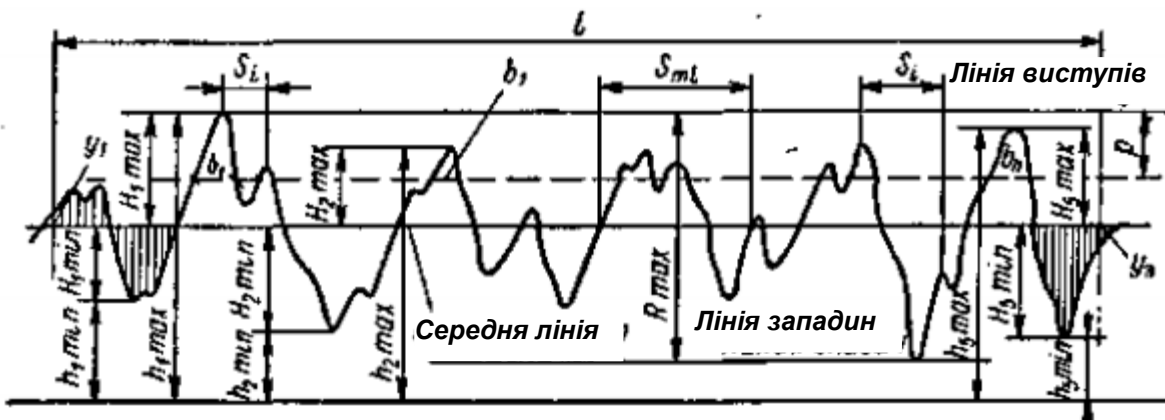


Рисунок 4.1 – Профілограма шорсткості поверхні

Чисті поверхні з малою шорсткістю підвищують міцність і корозійну стійкість деталей, зменшують тертя в сполучених рухомих деталях. Однак при цьому зростає вартість обробки поверхонь. Тому вибір параметрів шорсткості повинен бути економічно обґрунтованим. Безпосереднього зв'язку між квалітетами точності розмірів і параметрами шорсткості не існує, але не допускається висока точність зі значною шорсткістю поверхонь, оскільки висота нерівностей повинна бути сумірною з допуском на розмір. Поверхні деталей, які призначені для з'єднань по стандартних посадках, повинні мати параметр шорсткості  $R_a$  0,2...3,2 мкм.

Вимоги до шорсткості поверхні встановлюють шляхом вказівки параметра або декількох параметрів шорсткості, його

числового значення (найбільшого, найменшого, номінального), а також, при необхідності, базової довжини та напрямку нерівностей.

Відповідно до ГОСТ 2.309-73 (зі зміною № 3 2002 року) шорсткість поверхонь позначають на кресленні для всіх поверхонь деталі, які виконуються по даному кресленню. Умовне

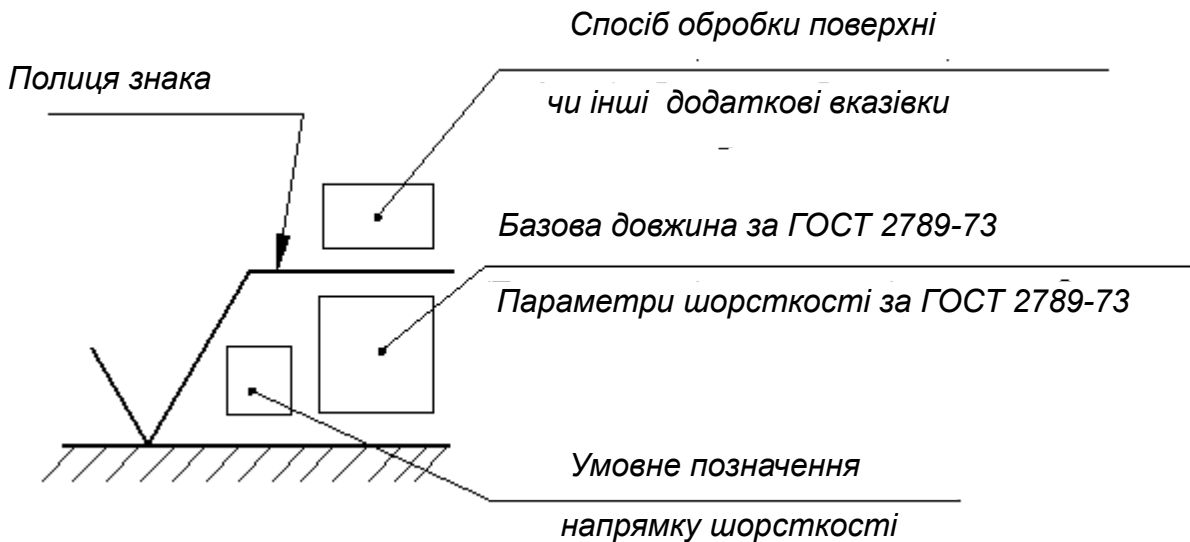


Рисунок 4.2 – Умовне позначення шорсткості

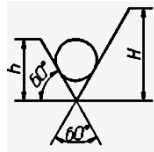
позначення шорсткості показане на рисунку 4.2. Позначення виду обробки поверхонь наведені в таблиці 4.3.

Вид обробки поверхні вказують у позначенні шорсткості тільки у випадках, коли він є єдиним, застосовним для одержання необхідної якості поверхні.

Позначення шорсткості поверхонь на кресленні розташовують на лініях контуру, виносних лініях, по можливості ближче до розмірної лінії, або на полицях ліній-виносок.

Таблиця 4.3 – Умовне позначення виду обробки

Вид обробки	Умовне позначення шорсткості
Вид обробки не зазначений	
Шорсткість поверхні визначається зняттям шару матеріалу	

(шліфування, полірування тощо )	
Шорсткість поверхні утворюється без зняття шару матеріалу (карбування, накочування роликami тощо) і для необроблених поверхонь	

Допускається при нестачі місця розташовувати позначення шорсткості на розмірних лініях або на їх продовженнях, а також розривати виносну лінію (рисунок 4.3, а).

На лінії невидимого контуру допускається наносити позначення шорсткості тільки в тих випадках, коли від цієї лінії нанесений розмір.

Позначення шорсткості поверхні розташовують відносно основного напису креслення так, як показано на рисунку 4.3, б і в.

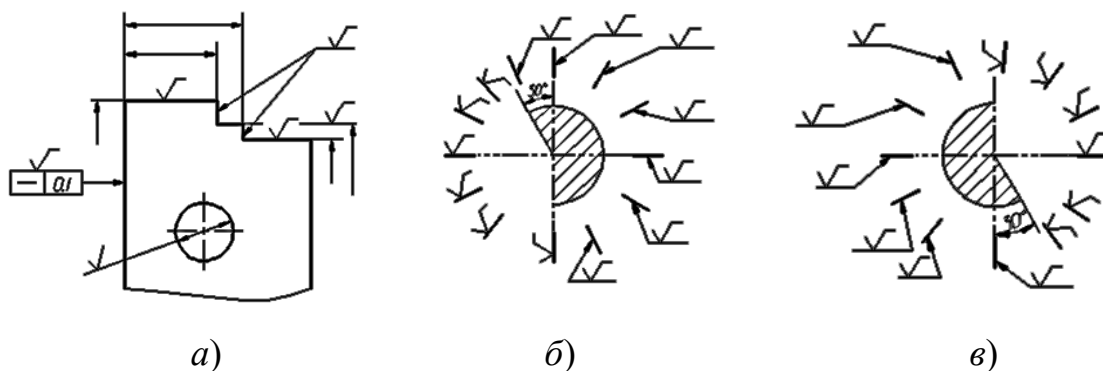


Рисунок 4.3

Умовні позначення напрямку шорсткості наведені в таблиці 4.4.

Таблиця 4.4 – Умовні позначення напрямку шорсткості

Схематичне зображення шорсткості	Позначення
	
	
	
	
	
	
	

При позначенні однакової шорсткості для частини поверхонь виробу в правому верхньому куті креслення поміщають позначення однакової шорсткості та знак шорсткості в дужках. Знак у дужках означає, що всі поверхні, на яких на зображенні не нанесені позначення шорсткості, повинні мати шорсткість, зазначену перед дужками.

## 5 ПОБУДОВА І РОЗРАХУНОК РОЗМІРНИХ ЛАНЦЮГІВ

Забезпечення вимог точності виконується розрахунком розмірних ланцюгів за РД 50-635-87 «Методичні вказівки. Ланцюги розмірні. Основні поняття. Методи розрахунку лінійних і кутових ланцюгів».

Встановлення оптимальних співвідношень номінальних розмірів деталей та їх допустимих відхилень при розмірному аналізі точності є одним з ефективних методів підвищення якості виробів, забезпечення надійності й довговічності роботи при зниженні виробничих витрат і забезпеченні взаємозамінності деталей.

Для вільного обертання зубчастого колеса на осі необхідний зазор  $A_{\Delta}$ , який можна отримати автоматично при сполученні деталей 1, 2, 3, 4, 5 (рисунк 5.1). Якщо розміри деталей виконані неправильно, то зазора або не буде, або він буде занадто великий, що унеможливить нормальне функціонування вузла.

Знаючи розміри деталей, які при складанні автоматично створюють необхідний зазор  $A_{\Delta}$ , і позначивши розміри цих деталей, можна побудувати розмірний ланцюг

$$A_{\Delta} = \overline{A_3} - \overline{A_1} - \overline{A_2}. \quad (5.1)$$

**Розмірний ланцюг** – сукупність взаємозалежних розмірів, що утворюють замкнутий контур і визначають взаємне розташування поверхонь або осей однієї або декількох деталей. Розміри, що входять до розмірного ланцюга, не можуть призначатися незалежно, значення та точність хоча б одного розміру визначається іншими.

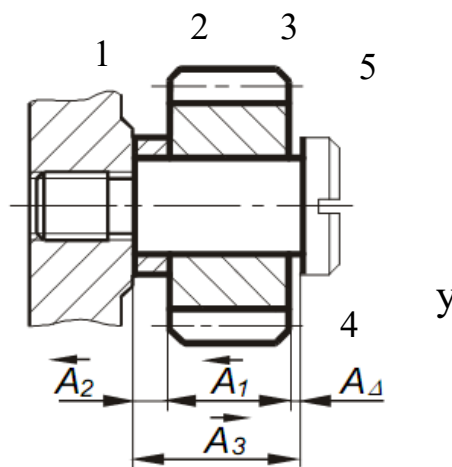


Рисунок 5.1

Залежно від виду вирішуваних завдань розмірні ланцюги класифікуються:

- конструкторські, які вирішують завдання забезпечення точності при конструюванні, встановлюють зв'язок розмірів деталі у виробі;

- технологічні, які вирішують завдання забезпечення точності при виготовленні машин, встановлюють зв'язок розмірів деталей на різних етапах технологічного процесу;

- вимірювальні, які вирішують завдання забезпечення точності при вимірюванні, встановлюють зв'язок між ланками, які впливають на точність вимірювання.

Розмірний ланцюг складається з окремих ланок. **Ланка** – це кожний з розмірів, що становлять розмірний ланцюг.

Залежно від розташування ланки поділяються на плоскі та просторові, залежно від виду ланок – лінійні та кутові.

Лінійний зазор – відстань між паралельними осями або поверхнями сполучених деталей типу вал – отвір. Кутовий зазор – кут між осями або поверхнями сполучених деталей.

Ланки лінійного розмірного ланцюга позначаються великою буквою російського алфавіту з відповідним числовим індексом, ланки кутових ланцюгів – малою літерою грецького алфавіту.



Будь-який розмірний ланцюг має одну вихідну (замикальну ланку) і дві або більше складові ланки.

**Замикальна ланка** – це ланка, яку отримують у результаті виконання розмірів складових ланок. До замикальної ланки ставиться основна вимога точності, що визначає якість виробу відповідно до технічних умов. У процесі обробки або складання виробу вихідна ланка виходить звичайно останньою, замикаючою розмірний ланцюг.

**Складові ланки** – це всі інші ланки, зі зміною яких змінюється і замикальна ланка  $\Sigma$ .

Складові ланки поділяються:

– на збільшувальні – ланки, зі збільшенням яких, при всіх інших умовах, збільшується і замикальна ланка;

– зменшувальні – ланки, зі збільшенням яких, зменшується замикальна ланка.

Визначити збільшувальні та зменшувальні ланки можна застосувавши **правило обходу по контуру**: всі складові ланки позначаються стрілками, починаючи від ланки, сусідньої з вихідною, і повинні мати той самий замкнутий потік напрямків. Всі складові ланки, що мають напрямок, однаковий з вихідним, – зменшувальні, інші збільшувальні.

На рисунку 5.2 зменшувальні ланки:  $A_1, A_3, A_5$ , збільшувальні:  $A_2, A_4$ .

Зручно розмірні схеми проставляти у вигляді сукупності векторів.

Перед побудовою розмірного ланцюга варто виявити замикальну ланку. Вибір розміру або граничних відхилень замикальної ланки залежить від умов роботи та необхідної точності.

**Правила проведення розмірного аналізу**

1 У кожному ланцюзі повинна бути тільки одна вихідна (замикальна) ланка.

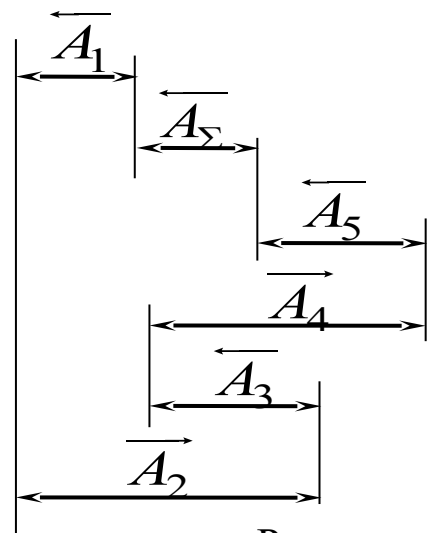


Рис  
уно  
к  
5.2

2 При виявленні вихідної ланки потрібно встановити вимоги до точності виробу (складальної одиниці): точності взаємного розташування деталей, що забезпечує якісну роботу та складання виробу.

3 Номінальні розміри та допустимі відхилення вихідної ланки встановлюються за стандартами, технічними умовами, на підставі досвіду експлуатації, теоретичних розрахунків.

4 Для знаходження складових ланок треба йти від поверхонь (осей) деталей, що утворюють вихідну ланку, до основних баз цих деталей, від них до баз деталей, які базують перші, і т.д. до утворення замкнутого контуру.

5 Всі складові ланки розмірного ланцюга позначаються великими латинськими буквами (окрім O, L, P, K), вихідні ланки позначаються індексом  $\Sigma$ .

6 Серед лінійних і кутових складових розмірів ланцюга виділяють лінійні та кутові зазори (натяги).

7 Якщо в ланцюзі є зазори, через які можуть відбуватися зміщення деталей в одному напрямку, то зазори не повинні впливати на розміри замикальної ланки. У випадку реверсивного руху складаються два розмірні ланцюги.

8 У випадку, якщо той самий розмір входить у кілька розмірних ланцюгів, він позначається буквами відповідних ланцюгів.

9 Довільно розташовані в одній або декількох паралельних площинах ланки плоского ланцюга проектуються на напрямок, що збігається з напрямком замикальної ланки.

10 Ланцюг повинен бути проведений найкоротшим способом, тобто деталь своїми елементами повинна входити в розмірний ланцюг тільки один раз.

Розрахунок розмірних ланцюгів – обов'язковий етап конструювання машин. При цьому розглядаються два завдання:

– перевірочний розрахунок, який полягає у визначенні номінального розміру та допуску (граничних відхилень) замикальної ланки по заданих номінальних розмірах і граничних відхиленнях складових ланок;

– проектний розрахунок, який полягає у визначенні допуску та граничних відхилень складових розмірів по заданих

номінальних розмірах усіх розмірів ланцюга та заданих граничних розмірів вихідного (замикального) профілю.

При розрахунку розмірних ланцюгів застосовуються різні методи. Повну взаємозамінність забезпечує метод розрахунку «максимум-мінімум», неповну – методи «теоретично-ймовірний», «припасування» тощо.

### **Розрахунок розмірного ланцюга методом «максимум-мінімум»**

Метод «максимуму-мінімуму», який вимагає точності замикальної ланки розмірного ланцюга, одержують при будь-якому сполученні розмірів складових ланок. При цьому припускають, що в розмірному ланцюзі одночасно можуть виявитися всі ланки із граничними значеннями, причому можливі будь-які найбільш несприятливі сполучення. Наприклад, усі збільшувальні ланки мають верхні граничні розміри, а зменшувальні – нижні, або навпаки.

Після складання розмірного ланцюга робиться перевірка її правильності по номінальних розмірах

$$A_{\Sigma} = \sum_{i=1}^m \bar{A}_i - \sum_{i=1}^n \bar{A}_i, \quad (5.2)$$

де  $A_{\Sigma}$  – замикальна ланка;

$\bar{A}_i, \bar{A}_i$  – розміри збільшувальних та зменшувальних складових ланок;

$m, n$  – кількість збільшувальних та зменшувальних ланок.

Середнє число одиниць допуску  $a_{cp}$ , що дає змогу визначити квалітет точності складових розмірів ланцюга:

$$a_{cp} = \frac{TA_{\Sigma} - \sum_{i=1}^2 TA_{nod}}{\sum_{i=1}^{m+n-2} i_i}, \quad (5.3)$$

де  $TA_{\Sigma}$  – допуск замикальної ланки,

$$TA_{\Sigma} = ES_{A_{\Sigma}} - EI_{A_{\Sigma}}, \quad (5.4)$$

де  $ES_{A_{\Sigma}}$ ,  $EI_{A_{\Sigma}}$  – верхнє та нижнє відхилення замикального розміру;

$TA_{\text{нод}}$  – допуски відомих складових розмірів,

$\sum_{i=1}^{m+n-2} i_i$  – одиниці допуску для кожного складового розміру,

обираються залежно від номінального розміру.

Квалітет точності складових розмірів визначається залежно від  $a_{cp}$ , на всі розміри призначаються граничні відхилення: для основних отворів по  $H$ , валів – по  $h$ , інших розмірів – по  $j_s$ .

Так як середнє число одиниць допуску часто не збігається з табличним значенням, то один зі складових розмірів обирається як коригувальний, допуск його  $TA_K$ , а граничні відхилення  $ES_{A_K}$ ,  $EI_{A_K}$ .

У випадку, якщо коригувальний розмір збільшувальний,

$$TA_K = TA_{\Sigma} - \sum_{i=1}^{m+n} TA_i,$$

$$ES_{\bar{A}_K} = ES_{A_{\Sigma}} + \sum_1^n EI_{\bar{A}_i} - \sum_1^m ES_{\bar{A}_i}, \quad (5.5)$$

$$EI_{\bar{A}_K} = EI_{A_{\Sigma}} + \sum_1^n ES_{\bar{A}_i} - \sum_1^m EI_{\bar{A}_i}.$$

У випадку, якщо коригувальний розмір зменшувальний,

$$TA_K = TA_{\Sigma} - \sum_{i=1}^{m+n} TA_i,$$

$$ES_{\bar{A}_K} = \sum_1^m EI_{\bar{A}_i} - EI_{A_{\Sigma}} - \sum_1^n ES_{\bar{A}_i}, \quad (5.6)$$

$$EI_{\bar{A}_K} = \sum_1^m ES_{\bar{A}_i} - ES_{A_\Sigma} - \sum_1^n EI_{\bar{A}_i}.$$

$ES_{\bar{A}_i}, EI_{\bar{A}_i}, ES_{A_\Sigma}, EI_{A_\Sigma}$  – граничні відхилення складових розмірів, вибираються за ЄСДП (ГОСТ 25347-82),

$TA_K, TA_\Sigma, TA_i$  – допуск коригувального, замикального та складового розмірів.

Правильність розподілу допусків замикальної ланки  $TA_\Sigma$  перевіряється умовою

$$TA_\Sigma = \sum_{i=1}^{m+n} TA_i. \quad (5.7)$$

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Закон України «Про метрологію та метрологічну діяльність» від 1998 року зі змінами № 762-IV від 2003 р., № 1765-IV від 004 р., № 2289-VI від 2010 р. – Режим доступу: <http://zakon2.rada.gov.ua/lams/show/113/98-bp>.

- 2 Метрологія. Терміни та визначення ДСТУ 2681-94. – К.: Держстандарт, 1994. – 12 с.
- 3 Купряков Е.М. Стандартизация и качество технической продукции. – М: Высш. шк., 1985.– 288 с.
- 4 Якушев А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. – М.: Машиностроение, 1986.– 343 с.
- 5 Анухин В.И. Допуски и посадки. Выбор и расчет, указание на чертежах. – Изд-во СПбГТУ, 2001.–219 с.
- 6 Мороз В.І., Єгоров В.Г., Смагін В.К., Братченко О.В., Теслік А.Г. Метрологія, стандартизація і сертифікація. – Харків: УкрДАЗТ, 2000.–77 с.
- 7 Допуски и посадки: Справочник / Под ред. В.Д. Мягкова. – Л.: Машиностроение, 1982.–991 с.
- 8 Мороз В.І., Величко О.М., Братченко О.В. Додаткові матеріали до вивчення питань стандартизації і сертифікації в Україні / – Харків: УкрДАЗТ, 1996.–22 с.
- 9 Клімаш О.С., Надтока О.В., Астахова Л.В. Комплексне методичне забезпечення до виконання контрольної роботи з дисципліни «Метрологія, стандартизація і управління якістю»: завдання, методичні поради, оболонка пояснювальної записки. – Харків: УкрДАЗТ, 2005. – 52 с.



