

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Донецький національний університет економіки і
торгівлі імені Михайла Туган-Барановського

Кафедра загальноінженерних дисциплін та обладнання

Л.О. Цвіркун, О.В. Омельченко

**ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ, СТАНДАРТИЗАЦІЯ І ТЕХНІЧНІ
ВИМІРЮВАННЯ**

Навчальний посібник

Кривий Ріг
2022

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Донецький національний університет економіки і
торгівлі імені Михайла Туган-Барановського

Кафедра загальноінженерних дисциплін та обладнання

Л.О. Цвіркун, О.В. Омельченко

ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ, СТАНДАРТИЗАЦІЯ І ТЕХНІЧНІ ВИМІРЮВАННЯ

Навчальний посібник

Затверджено на засіданні
кафедри загальноінженерних
дисциплін та обладнання
Протокол № 10
від «12» квітня 2022 р.

Рекомендовано навчально-
методичною радою ДонНУЕТ
Протокол № 9
від «28» квітня 2022 р.

Кривий Ріг
2022

Рекомендовано до видання Вченою радою Донецького національного університету економіки і торгівлі імені Михайла Туган-Барановського (протокол № 10 від 12.04.2022 р.).

Рецензенти:

Хорольський В. П., д.т.н., професор кафедри загальноінженерних дисциплін та обладнання Донецького національного університету економіки та торгівлі ім. М. Туган-Барановського.

Погребняк А. В., доцент, д.т.н., професор кафедри транспортних технологій та міжнародної логістики, Університету митної справи та фінансів.

Цвіркун Л.О., Омельченко О.В.

Ц 67 Цвіркун Л.О., Омельченко О.В. Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання: навч. посіб. Кривий Ріг: ДонНУЕТ, 2022. 117 с.

Пропонований навчальний посібник призначений для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» у процесі вивчення дисципліни «Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання». Навчальний посібник містить теоретичні відомості з кожної теми, задля ґрунтовного оволодіння діючими нормами точності, способами та методами їх контролю, основами стандартизації та управління якістю продукції у машинобудуванні; здійснення розрахунків граничних розмірів, допусків та посадок. Наведено список рекомендованої літератури.

ЗМІСТ

ВСТУП

РОЗДІЛ I. Взаємозамінність та стандартизація. Система допусків та посадок для типових з'єднань деталей.....	8
1. Основні відомості про взаємозамінність.	
Державна система стандартизації України.....	8
2. Єдина система допусків і посадок.....	12
3. Система отвору і валу та їх схеми.....	23
4. Точність геометричних параметрів деталей. Вибір посадок і допусків....	27
5. Гладкі граничні калібри.....	36
6. Допуски підшипників кочення.....	44
7. Допуски на шліцьові та шпонкові з'єднання.....	55
РОЗДІЛ II. Технічні вимірювання.....	67
8. Методи і засоби контролю різьбових з'єднань.....	67
9. Розмірні ланцюги.....	74
10. Основні поняття про метрологію і технічні вимірювання.....	82
11. Універсальні засоби вимірювання.....	88
12. Вимірювання різьб та зубчастих коліс.....	99
13. Спеціальні вимірювальні засоби.....	107
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	116

ВСТУП

Сьогодні активізувалася потреба у фахівцях, здатних розв'язувати не лише професійні завдання, а й орієнтуватися в мінливому інформаційному та виробничому середовищах. Фахівець повинен уміти виконувати проектно-конструкторську, науково-дослідну та винахідницьку роботу, брати участь у проектувальній діяльності з урахуванням технічного прогресу, обирати новаторську позицію, бути готовим самостійно розв'язувати професійні проблеми та знаходити шляхи їх реалізації.

Навчальний посібник розроблено відповідно до навчальної програми з дисципліни «Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання». Він містить два розділи, які відповідають навчальній програмі. Навчальний посібник містить теоретичні відомості з кожної теми, що забезпечує ґрунтовне оволодіння діючими нормами точності, способами та методами їх контролю, основами стандартизації та управління якістю продукції у машинобудуванні; здійснення розрахунків граничних розмірів, допусків та посадок. Кожна тема містить приклади поетапного розв'язування завдань з наведенням наочних зображень.

Пояснення закономірностей процесу розв'язування базових задач дозволяє простежити теоретичні, практичні та технічні етапи виконання. Усвідомлення студентами мети та послідовності розв'язування запропонованої задачі сприятиме розвитку логічного мислення, професійних умінь, без яких неможлива подальша професійна діяльність.

Мета дисципліни – формування системи знань основних положень і принципів взаємозамінності, стандартизації і технічних вимірювань, практичних навичок у процесі розв'язування задач.

Завдання дисципліни полягає в теоретичній і практичній підготовці здобувачів ВО до професійної діяльності, **формування вмінь та навичок:** оволодіння діючими нормами точності, способами та методами їх контролю, основами стандартизації та управління якістю продукції у машинобудуванні; здійснювати розрахунок граничних розмірів, допусків та посадок.

Предмет: вивчення основних положень та принципів взаємозамінності, стандартизації і технічних вимірювань.

Опанування дисципліни дозволяє забезпечити:

1) формування:

загальних програмних компетентностей:

здатність до пошуку, оброблення та аналізу інформації з різних джерел;

здатність діяти соціально відповідально та свідомо;

здатність працювати в команді.

спеціальних компетентностей

фахових програмних компетентностей:

здатність застосовувати фундаментальні наукові факти, концепції, теорії, принципи для розв'язування професійних задач і практичних проблем галузевого машинобудування;

здатність оцінювати та забезпечувати якість виконуваних робіт;

здатність реалізовувати творчий та інноваційний потенціал у проектних розробках в сфері галузевого машинобудування;

здатність розробляти плани і проекти у сфері галузевого машинобудування за невизначених умов, спрямовані на досягнення мети з урахуванням наявних обмежень, розв'язувати складні задачі і практичні проблеми підвищення якості продукції та її контролювання.

2) досягнення програмних результатів навчання:

знання і розуміння засад технологічних, фундаментальних та інженерних наук, що лежать в основі галузевого машинобудування відповідної галузі;

знання та розуміння механіки і машинобудування та перспектив їхнього розвитку;

обирати і застосовувати потрібне обладнання, інструменти та методи;

застосовувати засоби технічного контролю для оцінювання параметрів об'єктів і процесів у галузевому машинобудуванні.

3) набуття результатів навчання (згідно Дублінських дескрипторів):

- знання:

єдиної система допусків і посадок;

системи отвору і валу та їх схеми;

точності геометричних параметрів деталей;

гладких граничних калібрів;

допусків підшипників кочення;

допусків на шліцьові та шпонкові з'єднання;

методів і засобів контролю різьбових з'єднань;

розмірних ланцюгів;

універсальних засобів вимірювання;

вимірювання різьб та зубчастих коліс;

спеціальних вимірювальних засобів.

- уміння/навички:

визначати параметри розмірів деталей та посадок;

здійснювати вибір системи і утворення посадок гладких циліндричних з'єднань;

здійснювати вибір посадок для гладких циліндричних з'єднань;

розраховувати гладкі граничні калібри;

визначати посадки для підшипників;

розраховувати допуски і посадки шпонкових призматичних з'єднань;

здійснювати розрахунок допусків і посадок шліцьових з'єднань;

здійснювати розрахунок допусків і посадок різьбових з'єднань;

досліджувати лінійні та плоскі розмірні ланцюги за методом повної взаємозамінності;

розраховувати лінійні та плоскі розмірні ланцюги ймовірнісним методом;

опановувати прямі вимірювання елементів деталей машин;

визначати похибки вимірювань;

здійснювати відносні вимірювання елементів деталей машин.

- комунікація:

ефективно встановлювати і підтримувати комунікацію в навчальних ситуаціях, типових для майбутньої професійної діяльності, використовуючи ситуативну взаємодію в обмеженому колі осіб;

підтримувати розмову та аргументувати відносно тем, що обговорюються під час дискусій та семінарів, представляти та обґрунтовувати свої погляди на теми обговорення, використовуючи мовні форми, властиві для ведення дискусій;

інтеграція до соціальних груп, здатність до ефективної роботи в команді, сприйняття критики, порад і вказівок;

пояснювати, комунікувати, передавати досвід колегам, керівникам тощо;
здатність ефективно формувати комунікативну стратегію;

- відповідальність і автономія:

демонструвати соціальну відповідальність за результати прийняття рішень;

належним чином поводити себе і реагувати у типових академічних, професійних, світських і повсякденних ситуаціях, а також знати правила взаємодії між людьми у різних ситуаціях.

РОЗДІЛ I. ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ ТА СТАНДАРТИЗАЦІЯ. СИСТЕМА ДОПУСКІВ ТА ПОСАДОК ДЛЯ ТИПОВИХ З'ЄДНАНЬ ДЕТАЛЕЙ

Тема 1. Основні відомості про взаємозамінність. Державна система стандартизації України

План

- 1.1. Поняття про стандартизацію.
- 1.2. Різновиди стандартів.
- 1.3. Поняття про взаємозамінність.
- 1.4. Різновиди взаємозамінності.

1.1. Поняття про стандартизацію

Основні терміни та визначення в області стандартизації встановлені Комітетом ISO з вивчення наукових принципів стандартизації (СТАКО). Ці визначення прийняті і в Україні.

Стандартизація – встановлення та використання правил з метою підпорядкування діяльності у певній галузі суспільних відношень (промислових, політичних, соціальних, політичних тощо) на користь та за участю усіх зацікавлених сторін для досягнення загальної оптимальної економії при умові виконання вимог безпеки. Стандартизація, що заснована на об'єднаних досягненнях науки, техніки та передового досвіду визначає основу сучасного стану та майбутнього розвитку суспільства. Таким чином, стандартизація являє собою планову діяльність по встановленню обов'язкових норм, правил і вимог, дотримання яких забезпечує: економічно оптимальну якість виробів, товарів та послуг; високу ефективність суспільної праці; ефективне використання матеріальних та нематеріальних цінностей; суворе дотримання вимог екологічної безпеки та охорони здоров'я всіх членів суспільства.

Регіональна стандартизація – стандартизація, що проводиться на відповідному регіональному рівні, та участь у якій відкрита для відповідних органів країни певного географічного чи економічного простору.

Національна стандартизація – стандартизація, що проводиться на рівні однієї країни.

Головна мета ДСС – за допомогою відповідних стандартів, що встановлюють показники, норми та вимоги відповідні сучасному рівню ОЄ, забезпечити розвиток суспільних відношень в усіх галузях незалежної України. З цією метою ДССУ повинна забезпечити: підвищення якості виробів, товарів та послуг в Україні до рівня оптимального за вимогами ОЄ; створення умов для розвитку спеціалізації товаровиробників усіх форм власності з метою інтеграції промисловості України до світового ринку товарів та послуг; обороноспроможність незалежної України; розвиток експорту вітчизняних товарів та послуг на світовий ринок; раціональне використання виробничих фондів, матеріальних та трудових ресурсів України; розвиток міжнародного

співробітництва в усіх сферах суспільних відношень; охорону здоров'я населення України, безпеку праці робітників та службовців підприємств усіх форм власності, екологічну безпеку України та збереження природних ресурсів.

З метою досягнення вищезначеного ДСС вирішує задачі: встановлення прогресивних систем стандартів на основі комплексних програм, що визначають вимоги до створення, технології виробництва, експлуатації і утилізації, матеріалів, напівфабрикатів і комплектуючих виробів, товарів та надаваних послуг підприємствами України незалежно від їх форми власності; визначення і впровадження єдиної системи якості продукції, методів та засобів контролю та іспитів відповідно до заданого рівня надійності за певних умов експлуатації; встановлення норм, вимог та методів в області проектування і виробництва продукції з метою забезпечення оптимальності її рівня якості та виключення нераціонального різноманіття видів, марок та типорозмірів; уніфікації та агрегування продукції, як дієвого важеля підвищення якісних та кількісних показників вітчизняних виробів, товарів та послуг відповідно до сучасного світового рівня та умови, що забезпечує широку інтеграцію товаровиробників України до світового ринку; встановлення єдиних систем документації та обліку відповідних до сучасних загальносвітових вимог на основі широкого використання засобів автоматизованих систем керування; впровадження систем класифікації та кодування виробів, товарів, послуг та інформації в усіх галузях суспільного життя України відповідно до умов розбудови відкритого демократичного суспільства; встановлення і впровадження єдиних термінів та позначень в усіх галузях суспільного життя України.

Вищим органом стандартизації в Україні є Верховна Рада. Після загального голосування стандарт набуває силу закотворчого акту. Безпосереднє керівництво усіма роботами по стандартизації та метрології в Україні очолює Державний комітет України з питань стандартизації (Держстандарт України). Держстандарт України очолює всю низку питань, що пов'язані з стандартизацією та метрологією. Держстандарт України виконує роботи в області стандартизації та метрології безпосередньо через науково-дослідний інститут метрології та стандартизації з залученнями провідних фахівців України з окремих галузей суспільного життя. Питаннями з стандартизації та метрології безпосередньо у регіонах займаються регіональні центри метрології та стандартизації.

Відповідно до специфіки об'єкта стандартизації, складу та змісту вимог, встановлених до нього, для різних категорій нормативних документів у стандартизації розробляють стандарти таких видів: основоположні; на продукцію і послуги, на процеси методів контролю.

1.2. Різновиди стандартів

Стандарт – законотворчий акт, що встановлює комплекс норм, правил та вимог до об'єкту стандартизації і затверджений Верховною Радою України шляхом загального голосування. Він є найбільш доцільним вирішенням задачі,

що часто повторюється під час досягнення певної мети. Стандарт є обов'язковим законодавчим актом в межах сфери його діяльності для всіх підприємств, установ та закладів незалежно від їх форми власності та підпорядкування

Об'єктом стандартизації можуть бути як матеріальні предмети (вироби, еталони, продукція), так й речі нематеріального плану (норми, вимоги, послуги, об'єкти інтелектуальної власності) у будь-якій галузі суспільних відношень. На 01.01.03 в Україні діють такі різновиди стандартів: державні стандарти України ISO 9000 (ДСТУ ISO); державні стандарти України (ДСТУ); міждержавні стандарти СНД (ГОСТ).

Державні стандарти України ISO 9000 (ДСТУ ISO) – державні стандарти, що повністю відповідають сучасним загальносвітовим вимогам й адекватні аналогічним стандартам ОЄ. Державною системою стандартизації України передбачено такі категорії нормативних документів ДСТУ; ГСТУ; СТТУ; ТУУ; СТП.

Державні стандарти України (ДСТУ) – державні стандарти, що були прийняті Верховною Радою на початковому етапі розбудови незалежної Української держави й призначені для впровадження єдиних термінів та позначень в усіх галузях суспільного життя України.

Окремим різновидом документів стандартизації є технічні умови України (ТУУ) – нормативно – технічний документ з питань стандартизації, що встановлює комплекс вимог до конкретного виробу, товару або послуги на певний термін часу. ТУУ розробляється під керівництвом галузевого міністерства або установи чи закладу, самостійно підприємством будь-якої форми власності та затверджується у порядку відповідному чинному законодавству.

1.3. Поняття про взаємозамінність

Взаємозамінністю виробів, їх частин, інших різновидів продукції, товарів та послуг називають властивість гарантованої рівноцінної заміни за визначених умов експлуатації і утилізації при використанні будь-якої з множини екземплярів виробів, їх частин, інших різновидів продукції, товарів та послуг іншим однотипним екземпляром, товаром або послугою незалежно від місця, часу та форми власника виробника або споживача.

Комплекс нормативних, наукових та технічних похідних положень, що забезпечує під час розробки, виготовлення, експлуатації, надання та утилізації взаємозамінність виробів, їх частин, інших різновидів продукції, товарів та послуг називають *принципом взаємозамінності*.

Взаємозамінними в Україні можуть бути будь-які вироби та інші різновиди продукції, товарів та послуг. Властивість гарантованої рівноцінної заміни за визначених умов експлуатації, надання і утилізації при використанні будь-якої з множини екземплярів виробів, їх частин, інших різновидів продукції, товарів та послуг іншим однотипним екземпляром, товаром або послугою на межі ХІХ – ХХ сторічч дозволило у першу чергу у США, а потім у

Великобританії та Германії перейти до масового виробництва товарів та надання послуг у всіх сферах життєдіяльності. При цьому виробництво виробів, їх частин, інших різновидів продукції і товарів, надання послуг виконувалося без додаткових технологічних операцій. Такий виробничий процес або виробництво називається взаємозамінним.

Вироби, їх частини, інших різновиди продукції, товарів та послуг, що мають властивість гарантованої рівноцінної заміни за визначених умов експлуатації, надання і утилізації при використанні будь-якої з множини екземплярів виробів, їх частин, інших різновидів продукції, товарів та послуг іншим однотипним екземпляром, називаються взаємозамінними.

1.4. Різновиди взаємозамінності

Розрізняють повну та неповну, зовнішню та внутрішню взаємозамінність.

Повна взаємозамінність забезпечує можливість безпригонкового складання (заміни під час ремонту) виробу машинобудування з будь-яких незалежно виготовлених з заданою точністю однотипних деталей, а для виробу машинобудування у цілому – однозначність пред'являємі до них технічних вимог за всіма параметрами якості. Повна взаємозамінність можлива лише тоді, коли розміри, форма, механічні, електричні та інші якісні та кількісні показники деталей і виробів після виготовлення знаходяться у заданих межах й відповідають технічним вимогам.

При повній взаємозамінності спрощується технологічний процес складання виробу – він зводиться до простого з'єднання деталей робітниками низької кваліфікації. За цих умов можливе точне нормування процесу складання у часі, контроль темпу складання, використання поточного принципу побудови технологічного процесу, повна автоматизація процесу виробництва деталей та складання виробу, зниження витрат на ремонт виробу під час експлуатації, спрощення утилізації виробів після закінчення терміну експлуатації.

В Україні повна взаємозамінність є економічно доцільною для деталей з точністю, що не перевищує 6 квалітет, для виробів, що складаються з невеликої кількості складових, а також у випадках, коли відхилення величин зазорів або натягів від заданого значення не допускається умовами експлуатації виробу.

Іноді для задоволення експлуатаційних вимог необхідно виготовляти деталі та вироби з економічно недоцільною або технологічно важко досягаємою точністю. В цих випадках для отримання потрібної точності використовують груповий підбір деталей (селективне складання), компенсатори, або пригонку. Всі ці заходи направлені на забезпечення технічних вимог що до якості виробу. Але вони значно погіршують техніко-економічні показники як самого виробу, так й виробничого процесу.

Неповною взаємозамінністю називають здатність виробів займати певне місце у складнішому виробі, але після додаткового часткового оброблення (припасування) заданих поверхонь; добирання поєднаних складових частин

внаслідок регулювання заданих розмірів за допомогою спеціально передбачених в конструкції відповідних ланок (поверхонь, деталей).

Зовнішня взаємозамінність – забезпечує здатність виробів займати певне місце у складнішому виробі тільки за виконуваними функціями, габаритними та монтажними розмірами поєднуваних поверхонь виробів. Наприклад, експлуатаційними параметрами є: для електродвигунів – потужність, частота обертання, напруга, струм; для підшипників кочення – коефіцієнт працездатності, гранична частота обертання. До приєднувальних розмірів відносяться діаметри, число і розташування отворів в лапах електродвигунів; внутрішній і зовнішній діаметри і ширина кілець підшипників кочення.

Внутрішня взаємозамінність розповсюджується на деталі, складальні одиниці і механізми, що входять у виріб. Наприклад, взаємозамінність кульок або роликів підшипників кочення, вузлів провідного і відомого валів коробок передач.

Функціональна взаємозамінність, при якій точність і інші експлуатаційні показники деталей, складальних одиниць і комплектуючих виробів повинна бути злагодженою з призначенням і умовами роботи кінцевої продукції.

Взаємозамінність по геометричних параметрах є видом функціональної взаємозамінності.

Функціональна взаємозамінність може бути тільки повною, а геометрична – і повною і неповною.

Тема 2. Єдина система допусків і посадок

План

- 2.1. Єдині принципи побудови систем допусків і посадок гладких циліндричних з'єднань.
- 2.2. Поняття про розміри, передільні відхилення, допуски та посадки.
- 2.3. Поняття про одиницю допуску й квалітет точності.
- 2.4. Графічне зображення полів допусків.

2.1. Єдині принципи побудови систем допусків і посадок гладких циліндричних з'єднань

Єдиною системою допусків і посадок (ЄСДП) називають сукупність рядів допусків і посадок, що закономірно побудовані на основі досвіду, теоретичних та експериментальних досліджень й оформлені у вигляді стандартів. ЄСДП призначена для обирання мінімально необхідних, але достатніх для практики варіантів допусків і посадок типових з'єднань. Що надає змогу стандартизувати інструменти та калібри, полегшує розробку, виробництво, експлуатацію, утилізацію та взаємозамінність виробів, товарів та послуг за забезпечення їх якісних показників відповідно світового рівня. В Україні зараз використовується ЄСДП ISO 9000. ЄСДП у машинобудівництві поширюються на допуски та посадки гладких циліндричних з'єднань (ГЦС), різьбові та шліцові з'єднання, зубчасті передачі тощо.

В системі ISO та ЄСДП встановлені допуски і посадки для розмірів від 1 мм й до 500 мм, більше ніж 500 мм до 3150 мм, а у ЄСДП також для розмірів більше ніж 3150 до 10000 мм. У ЄСДП поля допусків для розмірів менше ніж 1 мм виділені окремо.

2.2. Поняття про розміри, передільні відхилення, допуски та посадки

У взаємозамінності розрізняють два різновиди поверхонь – вал та отвір. *Вал* – поверхня, що зовні охоплюється іншою поверхнею. *Отвір* – поверхня, що зовні охоплює іншу поверхню.

Одна й та ж сама поверхня одночасно може бути відносно одної поверхні валом, а відносно іншої – отвором. Тому, чиє дана поверхня валом або отвором треба з'ясувати для конкретного випадку у конкретному з'єднанні. Прийнято позначати параметри (в тому числі і розміри) валів малими літерами (d , l), а отворів – прописними (D , L).

Номінальний розмір (D , d , L , l) – розмір, що виконує роль початку відліку відхилень та відносного якого визначаються передільні розміри. Для поверхонь, що безпосередньо контактують у з'єднанні номінальний розмір є загальним. Номінальні розміри визначаються у наслідок розрахунків на міцність та жорсткість, а також виходячи з геометричних параметрів та технологічності конструкції виробу. З метою скорочення кількості типорозмірів заготовок, деталей, інструменту, пристосувань, а також для полегшення типізації технологічних процесів номінальні розміри слід визначати відповідно до ряду нормальних лінійних розмірів. Розміри, що регламентовані в стандартах стосовно конкретних стандартних елементів та виробів не повинні відповідати вищенаведеній вимозі.

Дійсний розмір – розмір, що встановлений у результаті вимірювання реально існуючої поверхні з певною визначеною похибкою. Поняття дійсного розміру введено тому, що неможливо виготовити поверхню за абсолютно точних розмірів та виміряти їх без внесення похибки. Дійсний розмір поверхні у процесі експлуатації в наслідок деформації, зносу та низки інших причин постійно змінюється. Цю обставину потрібно ураховувати за точного аналізу виробу в цілому.

Предільні розміри (D_{max} , D_{min} , d_{max} , d_{min} , L_{max} , l_{max} , L_{min} , l_{min}) – два розміри, між якими повинен знаходитися або одному з яких може дорівнювати дійсний розмір годної поверхні. Більший з предільних розмірів називається *найбільшим предільним розміром* (D_{max} , d_{max} , L_{max} , l_{max}), а менший з предільних розмірів називається *найменшим предільним розміром* (D_{min} , d_{min} , L_{min} , l_{min}). Порівняння дійсного розміру з предільними надає змогу зробити висновок про гідність поверхні.

Поверхні деталей бувають циліндрові, плоскі, конічні, евольвентні, складні (шліцьові, гвинтові) та ін. Крім того, поверхні сполучаються і не сполучаються.

Що сполучаються – це поверхні, по яких деталі з'єднуються в складальні одиниці, а складальні одиниці в механізми. Що не сполучаються або вільні – це

конструктивно необхідні поверхні, не призначені для з'єднання з поверхнями інших деталей.

Внутрішні циліндрові поверхні, а також внутрішні поверхні з паралельними площинами (отвори в маточинах, пази шпон і ін.) є охоплюючі, їх умовно називають отворами. Діаметри отворів позначають D . Зовнішні поверхні є охоплюваними, їх умовно називають валами, і позначають d .

Прохідний преділ – поняття, що використовується для того предільного розміру, який відповідає максимальній кількості матеріалу, й конкретно стосовно валу – для найбільшого предільного розміру d_{max} , а для отвору – для найменшого предільного розміру D_{min} . Відповідно при застосуванні предільних калібрів мова йде про передільний розмір, що контролюється *прохідним калібром*.

Непрохідний преділ – поняття, що використовується для того предільного розміру, який відповідає мінімальній кількості матеріалу, й конкретно стосовно валу – для найменшого предільного розміру d_{min} , а для отвору – для найбільшого предільного розміру D_{max} . Відповідно при застосуванні предільних калібрів мова йде про предільними розмір, що контролюється *непрохідним калібром*.

З метою спрощення позначення розмірів на кресленнях, полегшення виготовлення та контролю дійсних розмірів введено поняття *предільного відхилення* від номінального розміру: *верхнє предільне відхилення* (ES, es) – алгебраїчна різниця між найбільшим предільним та номінальним розмірами (2.1,..., 2.4); *нижнє предільне відхилення* (EI, ei) – алгебраїчна різниця між найменшим предільним та номінальним розмірами (2.5,..., 2.8).

$$ES = D_{max} - D, \quad (2.1)$$

$$ES = L_{max} - L, \quad (2.2)$$

$$ES = d_{max} - d, \quad (2.3)$$

$$ES = l_{max} - l, \quad (2.4)$$

$$ei = D_{min} - D, \quad (2.5)$$

$$ei = L_{min} - L, \quad (2.6)$$

$$ei = d_{min} - d, \quad (2.7)$$

$$ei = l_{min} - l, \quad (2.8)$$

Якщо верхнє предільне відхилення валу дорівнює 0 ($es = 0$) такий вал називається *основним валом*. Якщо нижнє предільне відхилення отвору дорівнює 0 ($EI = 0$) такий отвір називається *основним отвором*.

Допуском TD, Td, TL, Tl [5] (від. лат. *tolerance*) називають різницю між найбільшим та найменшим допускаємими значеннями будь якого параметру. Допуск розміру – різниця між найбільшим та найменшим предільними розмірами (2.9,...,2.12), або абсолютне значення алгебраїчної різниці між верхнім та нижнім предільними відхиленнями (2.13, 2.14).

$$TD = D_{\max} - D_{\min}, \quad (2.9)$$

$$Td = d_{\max} - d_{\min}, \quad (2.10)$$

$$TL = L_{\max} - L_{\min}, \quad (2.11)$$

$$Tl = l_{\max} - l_{\min}, \quad (2.12)$$

$$TD(TL) = ES - EI, \quad (2.13)$$

$$Td(Tl) = es - ei, \quad (2.14)$$

Поверхні, що з'єднуються, незалежно від характеру з'єднання називаються *спряженими поверхнями*. Інші поверхні – *неспряжені (вільні) поверхні*.

Посадкою називається характер з'єднання поверхонь, що визначається величиною отриманих при цьому зазорів та натягів. Вона характеризує свободу відносного переміщення спрягаємих поверхонь та ступінь опору їх взаємному переміщенню. Посадка може бути з гарантованим зазором, з гарантованим натягом та перехідна.

Зазор S – різниця розмірів отвору та валу, якщо предільні розміри отвору більші ніж предільні розміри валу. Зазор забезпечує вільне пересування складених деталей відносно спряжених поверхонь. У посадці з зазором визначають величини *найбільшого* S_{\max} , *найменшого* S_{\min} та *середнього* S_m зазорів (2.15,..., 2.17).

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min}, \quad (2.15)$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max}, \quad (2.16)$$

$$S_m = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2}, \quad (2.17)$$

Натяг N – різниця розмірів отвору та валу, якщо предільні розміри отвору менші ніж предільні розміри валу. Натяг запобігає вільному пересуванню складених деталей відносно спряжених поверхонь. У посадці з натягом визначають величини *найбільшого* N_{\max} , *найменшого* N_{\min} та *середнього* N_m натягів (2.18,..., 2.20).

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min}, \quad (2.18)$$

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max}, \quad (2.19)$$

$$N_m = \frac{N_{\max} + N_{\min}}{2}, \quad (2.20)$$

Посадка з гарантованим зазором – посадка, що гарантовано забезпечує в з'єднанні зазор. До посадок з гарантованим зазором також відносяться посадки, в яких нижня межа поля допуску отвору співпадає з верхньою межею поля допуску валу, тобто $S_{\min} = 0$.

Посадка з гарантованим натягом – посадка, що гарантовано забезпечує в з'єднанні натяг.

Посадка перехідна – посадка, що надає змогу отримати у з'єднанні як зазор, так й натяг. У перехідної посадки визначають найбільший зазор та найбільший натяг, а також ймовірнісний середній зазор або натяг.

Допуск посадки з гарантованим зазором або натягом – різниця між найбільшим та найменшим зазорами або натягами (2.21, 2.22). Допуск перехідної посадки - сума найбільшого натягу та найбільшого зазору (2.23). Для будь – якої посадки допуск посадки кількісно дорівнює сумі допусків отвору та валу (2.24).

$$TS = S_{\max} - S_{\min}, \quad (2.21)$$

$$TN = N_{\max} - N_{\min}, \quad (2.22)$$

$$TSN = S_{\max} + N_{\max}, \quad (2.23)$$

$$TS(TN, TSN) = TD + Td, \quad (2.24)$$

неточності технологічного обладнання, похибок та зносу інструменту та пристосувань, силової та температурної деформації верстат – пристосування – інструмент – деталь, а також в наслідок похибки робітник та інших причин дійсне значення параметрів поверхні може значно відрізнятись від розрахункових, таким чином мати похибку.

Похибка Δ_x – різниця між дійсним значенням x_d та розрахунковим x_p розмірами (2.25):

$$\Delta_x = x_d - x_p, \quad (2.25)$$

Розрахунковий розмір – для валів найбільший предільний розмір, для отворів – найменший предільний розмір, таким чином розрахунковий розмір є прохідним розміром. За цієї умови годний вал може мати тільки негативні похибки, що не перевищують за абсолютного значення допуск, а годні отвори – тільки позитивні похибки, що також не перевищують допуск.

Точність виготовлення – ступінь наближення дійсного значення параметрів поверхні до їх заданого значення, що наведено на кресленнях та у технічних вимогах. Розрізняють *нормовану точність* (сукупність допустимих відхилень від розрахункових значень параметрів) та *дійсну точність* (сукупність дійсних відхилень, що визначені у результаті вимірів). *Досягнути заданої точності* – виготовити поверхні деталі та виготовити вироби таким чином, щоб похибки параметрів знаходились у заданих межах.

2.3. Поняття про одиницю допуску й квалітет точності

Основне відхилення – одне з двох граничних відхилень(верхнє або нижнє), що використовується для визначення положення поля допуску відносно нульової лінії. В єдиній системі допусків і посадок (ЄСДП) таким відхиленням є ближче до нульової лінії відхилення.

Відхилення можуть мати знак «+», «-» та дорівнювати нулю.

На машинобудівних кресленнях номінальні і граничні лінійні розміри і їх відхилення проставляють в міліметрах без вказівки одиниці.

В довідниках, як правило, відхилення вказані в мікрометрах; на кресленнях їх слід давати в міліметрах. При виконанні розрахунків як одиниця відхилення зручно використовувати мікрометр.

Значення верхніх і нижніх граничних відхилень на кресленнях і в інших технічних документах проставляють в міліметрах з їх знаками безпосередньо після номінального розміру. Якщо відхилення мають різні абсолютні значення, то їх поміщають одне над іншим (верхнє над нижнім) і пишуть меншими цифрами, ніж ті, які прийняті для номінальних розмірів. Число знаків в обох відхиленнях обов'язково вирівнюють.

Наприклад, розмір $D = 20$ мм з відхиленнями $ES = +119$ мкм, $EI = +80$ мкм записують так

$$20 \begin{matrix} +0,119 \\ +0,080 \end{matrix} \text{мм}$$

Якщо відхилення мають однакові абсолютні значення, але різні знаки, то вказують тільки одне відхилення із знаком «±», наприклад $10 \pm 0,011$.

Відхилення, рівні нулю, можна не вказувати. Наприклад, розмір $D = 20$ мм з відхиленнями $ES = +21$ мкм, $EI = 0$ записують так $20^{+0,021}$

Всього в ЄСДП передбачено 28 рядів основних відхилень для валів і стільки ж для отворів. Кожний ряд основних відхилень для валів позначається малою латинською літерою (a, b, c,...), а для отвору – великою (A, B, C,...).

Розташування рядів основних відхилень зображуються таким чином:

1) кожному основному відхиленню відповідає горизонтальна риска від якої починається допуск;

2) напрямок поля допуску штрихується;

3) величина поля допуску не вказана, тому що залежить від квалітету.

Поверхні деталей можна розділити на спряжені (по ним відбуваються з'єднання) та не спряжені (вільні). До спряжених поверхонь, зазвичай, пред'являють більш високі вимоги при з'єднанні двох деталей утворюється посадка – характер з'єднання деталей, який визначається величиною отриманих в ньому зазорів та натягів. Номінальний розмір для отвору та валу, що утворюють з'єднання, вибираємо єдиним і називається номінальним розміром посадки.

Допуски утворюють 20 рядів, які називаються квалітетами (ступенями точності): 01,0,1,2,...,18.

Квалітет – сукупність допусків, що відповідають однаковій ступені точності для всіх номінальних розмірів. Кожний квалітет має порядковий номер, який росте зі збільшенням допуску. Скорочено допуск по кожному квалітету позначається літерами IT і цифрою відповідного квалітету, наприклад, IT-7 – допуск по 7-му квалітету.

Допуски в квалітетах з 5 до 17-го визначаються на основі одиниці допуску i та відтворюється як стале для даного квалітету число одиниць допуску.

Одиниця допуску i – величина, що виражає залежність допуску від номінального розміру і прийнята в якості бази для визначення стандартних допусків.

2.4. Графічне зображення полів допусків

Рекомендується поля допусків зображати графічно у вигляді полів допусків у масштабі 1 мм до 10^{-3} мм (рисунок 2.1).

Графічно поля допусків зображуються таким чином: показується нульова лінія, яка відповідає номінальному розміру; від неї відкладаються відхилення розмірів, вгору – додатні, вниз – від’ємні; ескіз деталі не показують.

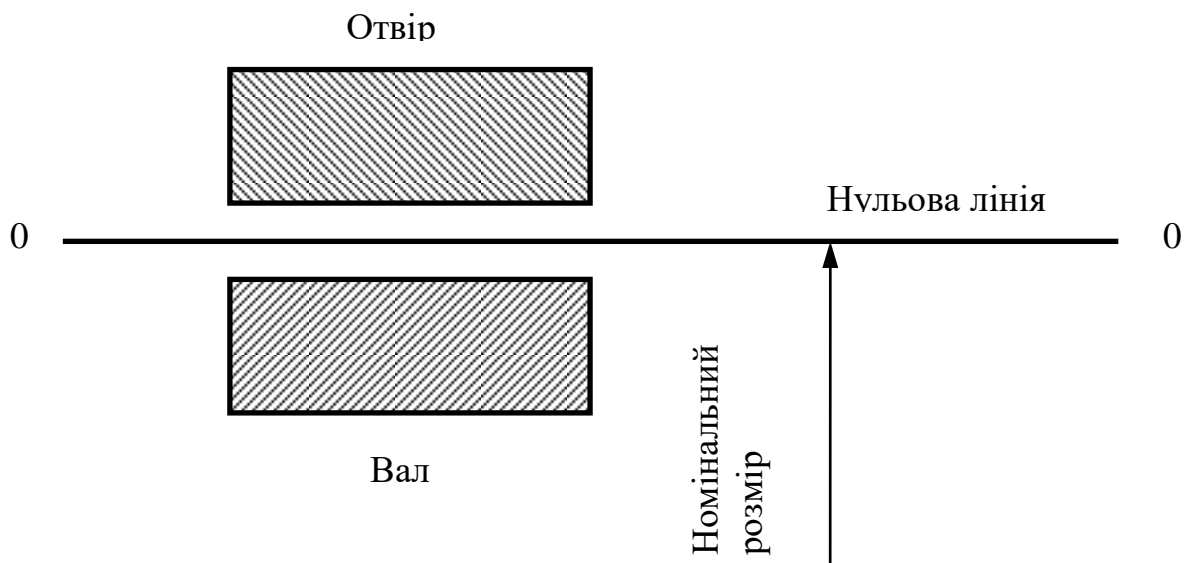


Рисунок 2.1 – Схема полів допусків

Задача 1. Визначити граничні відхилення, розміри і допуски, зазори або натяг для заданих посадок гладких циліндричних поверхонь.

Виконати схему розташування полів допусків заданих посадок із зазначенням максимальних і мінімальних зазорів або натягів, ескіз вузла і ескізи деталей із зазначенням граничних розмірів. Дати коротку характеристику заданої посадки. Вихідні дані наведені в табл. 2.1.

Вихідні дані $\text{Ø} 30 \frac{H9}{f9}$

1. Визначимо граничні відхилення, розміри і допуски для гладких циліндричних поверхонь.

Граничні відхилення:

отвір Ø30 H9
 $ES = +52$ мкм
 $EI = 0$

вал Ø30 f9
 $es = -20$ мкм
 $ei = -72$ мкм.

Предельні розміри:

Отвір

$$\begin{aligned} D_{\max} &= D + ES; \\ D_{\min} &= D + EI; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_{\max} &= 30 + 0,052 = 30,052 \text{ мм}; \\ D_{\min} &= 30 + 0 = 30 \text{ мм}; \end{aligned}$$

Вал

$$\begin{aligned} d_{\max} &= d + es; \\ d_{\min} &= d + ei; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{\max} &= 30 + (-0,020) = 29,980 \text{ мм}; \\ d_{\min} &= 30 + (-0,072) = 29,928 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Допуски:

Отвір

$$T_D = D_{\max} - D_{\min} = D + ES - (D + EI) = ES - EI = 52 - 0 = 52 \text{ мкм};$$

Вал

$$T_d = d_{\max} - d_{\min} = d + es - (d + ei) = es - ei = (-20) - (-72) = 52 \text{ мкм};$$

Зазор:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = D + ES - (d + ei) = Es - ei = 52 - (-72) = 124 \text{ мкм};$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = D + EI - (d + es) = EI - es = 0 - (-20) = 20 \text{ мкм}.$$

2. Виконаємо схему розташування інтервалів допусків заданих посадок із зазначенням максимальних і мінімальних зазорів і натягів, ескіз вузла і ескізи деталей із зазначенням граничних розмірів.

Схема розташування інтервалів допусків заданої $\text{Ø}30 \frac{H9}{f9}$ посадки представлена на рис. 2.1.

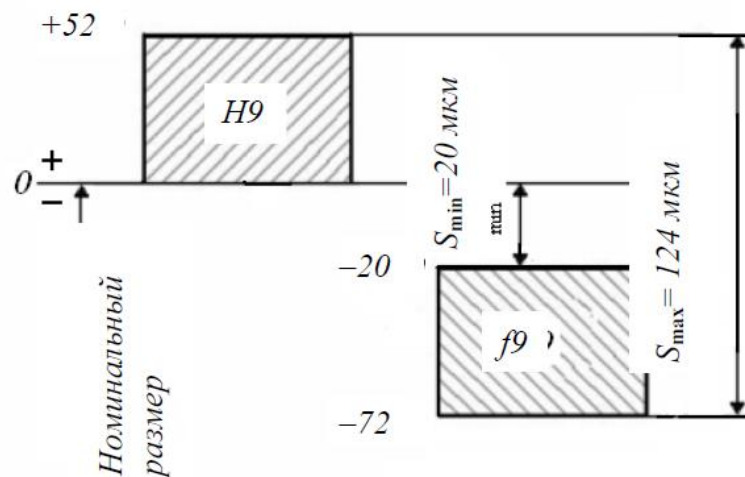
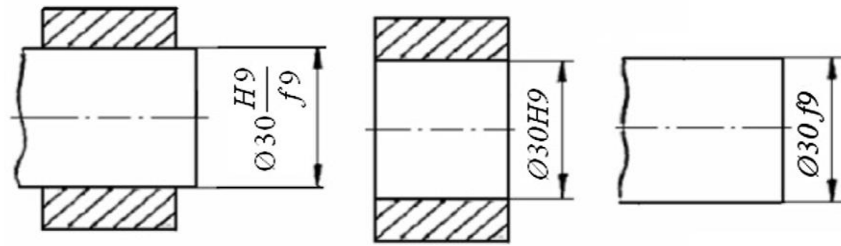


Рисунок 2.1 – Схема розташування інтервалів допусків

Ескіз вузла і посадочних поверхонь деталей представлений на рис. 2.2.



Таблиця 2.1 – Вихідні дані для вирішення завдання

Варіант	Номінальний діаметр спряження, мм	Задані спряження деталі		
		1	2	3
1	2	3	4	5
1	10	A11/h11	JS5/h4	P7/h6
2	18	B11/h11	JS6/h5	H6/h5
3	16	C11/h11	JS7/h6	R7/h6
4	20	D8/h6	JS8/h7	S7/h6
5	40	G6/h7	H5/k4	T7/h6
6	60	D8/h8	H6/k5	U8/h7
7	100	D9/h8	H7/k6	H6/p5
8	150	D10/h10	H8/k7	H7/p6
9	200	D11/h11	K5/h4	H6/r5
10	260	E8/h6	K7/h6	H7/r6

Задача 2. Вибір і розрахунок посадки з натягом.

Вихідні дані $\varnothing 46 \frac{H7}{u7}$

Посадку $\frac{H7}{u7}$ застосовують для зубчастих бронзових вінців на ступицях

1. Визначаємо граничні відхилення:

Для отвору $\varnothing 46$ відхилення по H7:

ES = + 25 мкм = + 0,025 мм, EI = 0 мкм;

Для валу $\varnothing 46$ відхилення по u7:

es = + 95 мкм = + 0,095 мм, ei = + 70 мкм = + 0,070 мм;

2. Визначаємо граничні розміри:

Для отвору $\varnothing 46$ відхилення по H7:

$$D_{\max} = D + ES = 46 + 0,025 = 46,025 \text{ мм};$$
$$D_{\min} = D + EI = 46 + 0 = 46 \text{ мм};$$

Для валу $\varnothing 46$ відхилення по u7:

$$d_{\max} = d + es = 46 + 0,095 = 46,095 \text{ мм};$$
$$d_{\min} = d + ei = 46 + 0,070 = 46,070 \text{ мм};$$

3. Визначаємо допуски:

Для отвору: $TD = D_{\max} - D_{\min} = 46,025 - 46 = 0,025 \text{ мм};$
Для валу: $T_d = d_{\max} - d_{\min} = 46,095 - 46,070 = 0,025 \text{ мм};$

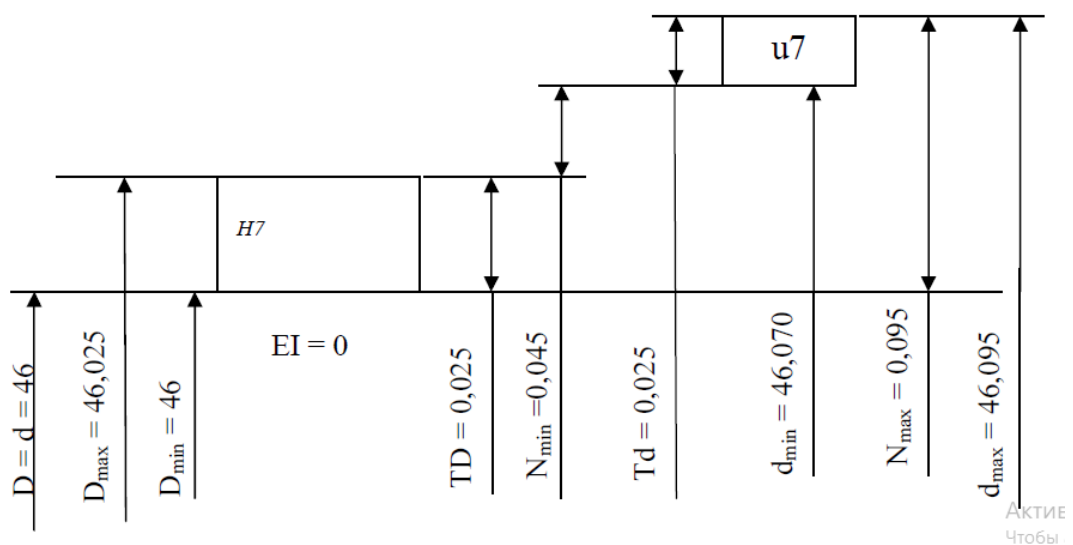
4. Визначаємо граничні натяг для даного сполучення:

Найменший натяг: $N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = 46,070 - 46,025 = 0,045 \text{ мм};$
Найбільший натяг: $N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = 46,095 - 46,000 = 0,095 \text{ мм};$

5. Визначаємо допуск натяга:

$$TN = N_{\max} - N_{\min} = 0,095 - 0,045 = 0,050 \text{ мм}.$$

6. Графічне розташування полів допусків для сполучення $\varnothing 46$ H7/u7



Задача 3. Вибір і розрахунок посадки з зазором.

Вихідні дані $\varnothing 30 \frac{D9}{js6}$

Посадку $\frac{D9}{js6}$ застосовують для гарантії зазору поля допусків отворів кілець.

1. Визначаємо граничні відхилення:

Для отвору $\varnothing 30$ відхилення по D9:

$$ES = + 117 \text{ мкм} = + 0,117 \text{ мм}, EI = 65 \text{ мкм} = 0,065 \text{ мм};$$

Для валу $\varnothing 30$ відхилення по js6:

$$es = + 6,5 \text{ мкм} = + 0,0065 \text{ мм}, ei = - 65 \text{ мкм} = - 0,0065 \text{ мм};$$

2. Визначаємо граничні розміри:

Для отвору $\varnothing 30$ відхилення по D9:

$$D_{\max} = D + ES = 30 + 0,117 = 30,117 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D + EI = 30 + 0,065 = 30,065 \text{ мм};$$

Для валу $\varnothing 30$ відхилення по js6:

$$d_{\max} = d + es = 30 + 0,0065 = 30,0065 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d + ei = 30 - 0,0065 = 29,9935 \text{ мм};$$

3. Визначаємо допуски:

$$\text{Для отвору: } TD = D_{\max} - D_{\min} = 30,117 - 30,065 = 0,052 \text{ мм};$$

$$\text{Для валу: } Td = d_{\max} - d_{\min} = 30,0065 - 29,9935 = 0,013 \text{ мм};$$

4. Визначаємо граничні зазори для даного сполучення:

$$\text{Найменший зазор: } S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = 30,065 - 30,0065 = 0,0585 \text{ мм};$$

$$\text{Найбільший зазор: } S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 30,117 - 29,9935 = 0,1235 \text{ мм};$$

5. Визначаємо допуск зазору:

$$TS = S_{\max} - S_{\min} = 0,1235 - 0,0585 = 0,065 \text{ мм}.$$

Тема 3. Система отвору і валу та їх схеми

План

3.1. Поля допусків і посадки.

3.2. Посадки в системі отвору та в системі валу.

3.1. Поля допусків і посадки

Поле допуску утворюється сполученням одного з основних відхилень з допуском по одному з квалітетів. У відповідності з цим, поле допуску позначається літерою відхилення і номером квалітету. Наприклад: для валу – $h5$, $d7$, $k9$, для отвору $H5$, $D7$, $K9$.

Посадка утворюється сполученням полів допусків отвору і валу. Вона вказується після номінального розміру у вигляді відношення або записується в одну строчку. В чисельнику або на першому місці стоїть означення поля допуску отвору, а в знаменнику або на другому місці – валу, наприклад,

$$40\frac{H8}{k7}, \text{ або } 40H8/k7, \text{ або } 40H8-k7.$$

Допускається будь-яке сполучення стандартних полів допусків отворів і валів в посадках. Рекомендується використання посадок в системі отвору (з основним отвором по H) або в системі валу (з основним валом по h). Переважною є система отвору, яка дозволяє зменшити номенклатуру розмірних інструментів (зенкерів, розверсток, протяжок тощо). Система валу рекомендується лише в тих випадках, коли вона має конструктивні або економічні переваги, наприклад, необхідно отримати різноманітні посадки декількох деталей з отворами на одній гладкій поверхні.

Граничні відхилення розмірів на кресленнях вказуються після номінального розміру:

а) поле допуску позначається літерами (означенням основного відхилення і квалітету);

б) або числовими величинами граничних відхилень в мм;

в) або вказують праворуч в дужках числові величини граничних відхилень для отвору та валу відповідно.

Посадку і граничні відхилення розмірів деталей, зображених на складальному кресленні, вказують одним із способів:

а) у вигляді відношення з позначенням літерами, де в чисельнику – поле допуску отвору, а в знаменнику – поле допуску валу;

б) числовими значеннями граничних відхилень, в чисельнику – отвір, в знаменнику відповідно вал;

в) змішаним способом, коли вказують умовні означення полів допусків і числові значення граничних відхилень спряжених деталей;

г) у вигляді запису в технічних вимогах креслення.

Означення допусків і посадок на збиральних кресленнях дозволяє оцінити характер з'єднання. На робочих кресленнях деталей доцільно вказувати числові величини граничних відхилень. Змішані позначення полів допусків і посадок з граничними відхиленнями є універсальними і рекомендованими. За допомогою запису в технічних вимогах креслення вказують граничні відхилення групи розмірів, виконаних по одному квалітету. Розмір шрифту позначень полів допусків такий, як і для цифр, а числові величини відхилень дають більш мілкішим шрифтом. Граничні відхилення проставляють одне за другим – верхнє над нижнім:

$$30^{+0,028}_{+0,070}, \quad 30^{-0,020}_{-0,041}, \quad 30^{+0,006}_{-0,015}$$

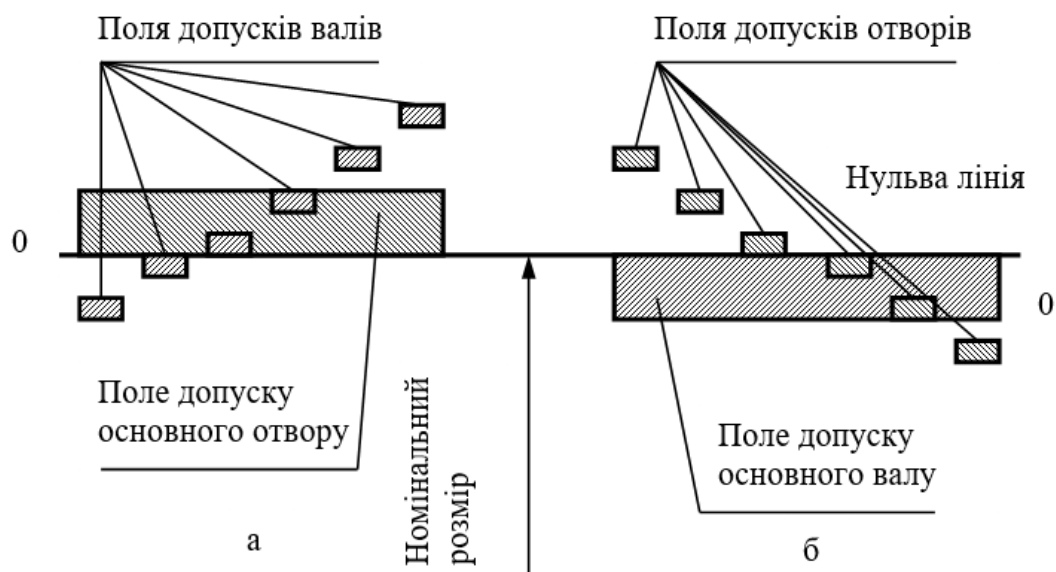
Відхилення, які дорівнюють нулю на кресленнях не ставляться:

$$30_{-0,050}, \quad 30^{+0,021}$$

За симетричного розташування поля допуску, величина відхилень проставляється один раз зі знаком поруч і однакою розміром шрифту, наприклад $40 \pm 0,080$.

3.2. Посадки в системі отвору та в системі валу

Система основного отвору – посадки у яких різні зазори та натяги утворюються з'єднанням будь-якого валу з основним отвором, поле допуску якого позначається H . Система основного отвору є переважно розповсюдженою, що пов'язано з особливостями технології виготовлення та контролю отворів, рис. 3.1.



а – система основного отвору; б – система основного валу

Акти

Рисунок 3.1. – Приклади розташування поля допусків для посадок

Система основного валу – посадки у яких різні зазори та натяги утворюються з'єднанням будь-якого валу з основним валом, поле допуску якого позначається h . Система основного валу використовується лише за спеціального обґрунтування при співспряженні отворів з стандартними виробами, рис. 3.2.

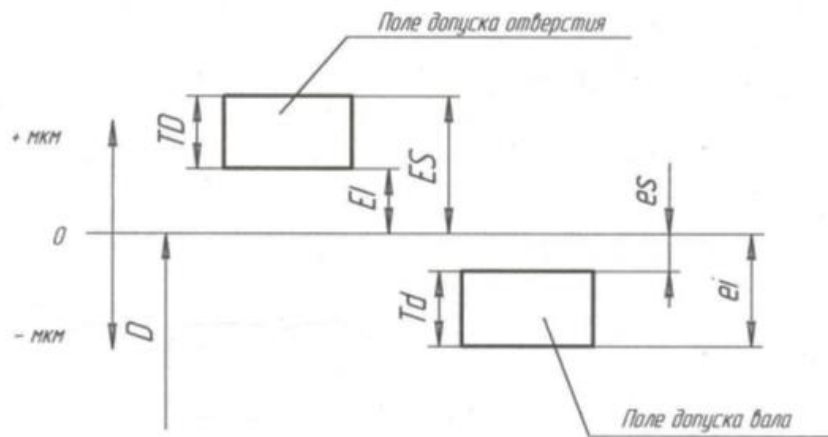
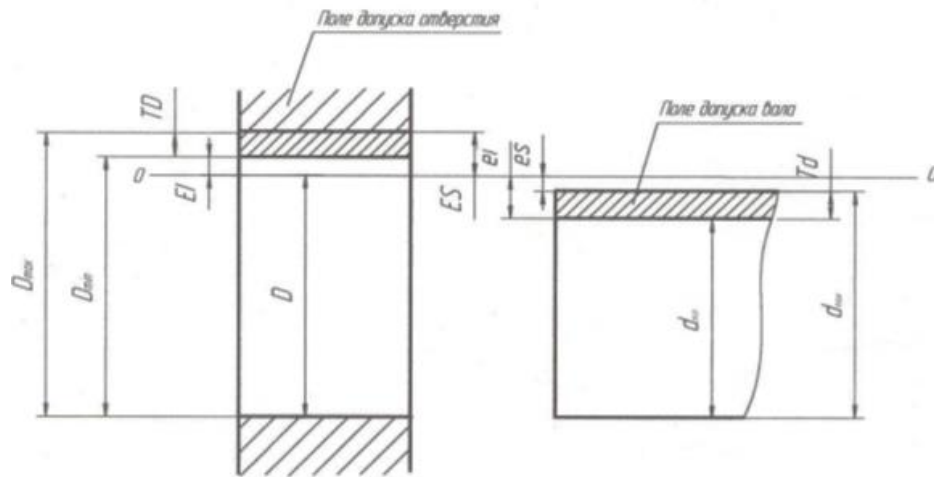


Рисунок 3.2. – Приклади розташування поля допусків для посадок

Для побудови систем допусків в ISO встановлено поняття *одиниці допуску $i(I)$* , що, відбиваючи вплив технологічних, конструктивних та метрологічних факторів, виражає залежність величини допуску від номінального розміру й є мірою точності. На основі точності механічної обробки циліндричних деталей з металу у ISO та, відповідно, ЄСДП встановлено одиницю допуску для розмірів від 1мм до 500 мм (2.26), а для розмірів від 500 мм до 10000 мм (2.27).

$$i = 0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D, \quad (3.1)$$

$$I = 0,004D + 2,1, \quad (3.2)$$

де D – середнє геометричне краєвих розмірів кожного інтервалу, мм;

$i(I)$ – одиниця допуску, 10^{-3} мм.

Другий член у (2.26) враховує похибку вимірювання.

Допуск для будь-якого квалітету визначається за (2.28).

$$T = ai, \quad (3.3)$$

де a – кількість одиниць допуску, що залежить від квалітету й не залежить від номінального розміру.

У кожному виробі деталі різного призначення виготовляються з різною точністю. З метою нормування потрібних рівнів точності ISO встановлено поняття *квалітету* (від франц. *qualite* (якість)) – сукупність допусків, що характеризується постійною відносною точністю a для всіх номінальних розмірів даного діапазону. Таким чином, точність у межах одного квалітету залежить тільки від номінального розміру. В ЄСДП встановлено 19 квалітетів: 01, 0, 1, ..., 17 (найточніший 01, а найгрубіший 17). Квалітет визначає допуск на виготовлення й, відповідно, методи та засоби обробки й контролю поверхонь деталей виробів. Формули (2.26, ..., 2.28) призначені для визначення допусків квалітетів 5, ..., 17. Кількість одиниць допуску a для цих квалітетів відповідно дорівнює: 7, 10, 16, 25, 40, 64, 100, 160, 250, 400, 640, 1000, 1600. Значення a для квалітетів 6 та грубіше утворює геометричну прогресію з знаменником $\varphi = 1,6$. Останнє й обумовлює зростання допуску на 60% під час переходу від одного квалітету, більш точнішого, до наступного, більш грубішого. Через кожні п'ять квалітетів допуски збільшуються у 10 разів. В квалітетах точніше 5 допуски IT (від скор. ISO *tolerance*) визначають за (2.29, ..., 2.34).

$$IT01 = 0,3 + 0,008D, \quad (3.4)$$

$$IT0 = 0,5 + 0,012D, \quad (3.5)$$

$$IT1 = 0,8 + 0,020D, \quad (3.6)$$

$$IT2 = \sqrt{IT1 \cdot IT3}, \quad (3.7)$$

$$IT3 = \sqrt{IT1 \cdot IT5}, \quad (3.8)$$

$$IT4 = \sqrt{IT3 \cdot IT5}, \quad (3.9)$$

де IT – допуск, 10^{-3} мм;

D – номінальний розмір, мм.

Для розмірів менших ніж 1 мм допуски 14,..., 17 квалітету не визначаються.

Для кожного квалітету побудовані ряди допусків, для яких різні розміри мають однакову відносну точність a .

Для побудови рядів допусків кожний з діапазонів розмірів, у свою чергу, розподілений на де-кілька інтервалів. Для номінальних розмірів від 1 до 500 мм встановлено 13 інтервалів: до 3 мм, більше 3 до 6 мм, більше 6 до 10 мм, ..., більше 400 до 500 мм. Для усіх розмірів, що об'єднані до одного інтервалу, значення допуски прийняті однаковими.

В (2.26, 2.27) для визначення допусків й відхилень у ISO та ЄСДП підставляють середнє геометричне краєвих розмірів кожного інтервалу

$$D = \sqrt{D_{\min} \cdot D_{\max}}, \quad (3.10)$$

Для інтервалу до 3 мм приймають $D = \sqrt{3}$.

Розміри у інтервалах розподілені таким чином, що допуски для краєвих значень у кожному інтервалі, розрізняються від допуску, що визначений для середнього значення того ж інтервалу, не більш ніж 5...8%.

Допуски й відхилення, що встановлені стандартом, вимірюються та контролюються за нормальних умов.

Тема 4. Точність геометричних параметрів деталей. Вибір посадок і допусків

План

- 4.1. Точність геометричних параметрів деталей.
- 4.2. Класифікація відхилень геометричних параметрів.
- 4.3. Система нормування відхилень форми та розташування поверхонь.
- 4.4. Принципи обирання допусків і посадок
- 4.5. Розрахунок посадки з натягом

4.1. Точність геометричних параметрів деталей

Точність геометричних параметрів деталей характеризується не тільки точністю розмірів її елементів, а й точністю форми та взаємного розташування поверхонь. Відхилення форми та розташування поверхонь утворюються у процесі обробки в наслідок: неточності кінематичних ланцюгів та деформації силових конструкцій обладнання, інструменту та устаткування; деформації виробу; нерівномірності припуску на обробку; неоднорідності матеріалу виробу.

У процесі формотворення деталей на їх поверхнях утворюється шорсткість – низка виступів та впадин порівняно малих розмірів, що постійно повторюються. Шорсткість утворюється як наслідок сліду відбитку ріжучого

інструменту, копіювання нерівності ливарної форми або штампу та вібрації у процесі механічної обробки або обробки тиском.

4.2. Класифікація відхилень геометричних параметрів

Під час виконання аналізу геометричних параметрів деталей *розрізняються поверхні: номінальні* – ідеальні, що не мають відхилень форми та розташування й форма яких задана кресленням; *дійсні* – реальні, що відокремлюють деталь від оточення й мають відхилення форми та розташування в наслідок отримання обробкою або видозміни у процесі експлуатації виробу.

Профіль поверхні – лінія перерізу (або контур) поверхні з площиною або заданою поверхню. Аналогічно розрізняються *номінальний* та *дійсний* (реальний) *профіль, номінальне* та *дійсне* (реальне) *розташування* поверхні або профілю.

У будь – якої деталі *визначаються поверхні, лінії* або *точки:*

базові – елемент деталі, що визначає одну з площин або осей системи координат, відповідно до якої задається допуск (нормується) розташування та визначається відхилення розташування. *Базові поверхні, лінії* або *точки розрізняються* на: *основні* (одна або дві) – елементи деталі, що забезпечують виконання функціонального призначення деталі; *допоміжні* (не менше ніж одна) – елементи деталі, що забезпечують технологічні умови для виконання функціонального призначення деталі;

інші – елемент деталі, до якого задається допуск (нормується) розташування та визначається відхилення розташування відносно базових поверхонь, ліній або точок.

В наслідок відхилень дійсної форми від номінальної один й той самий розмір у різних перерізах деталі може бути різним за значенням (рис. 4.1). Відповідно відхилення геометричних параметрів класифікують на відхилення: самого розміру *ED* (нульового порядку); розташування поверхонь *e* (першого порядку); форми *EF* (другого порядку); хвилястість (третього порядку); шорсткість поверхні (четвертого порядку). Для забезпечення оптимальних якісних показників виробу нормуються та контролюються точність лінійних та кутових розмірів, форми та розташування поверхонь, а також параметри хвилястості та шорсткості поверхонь.

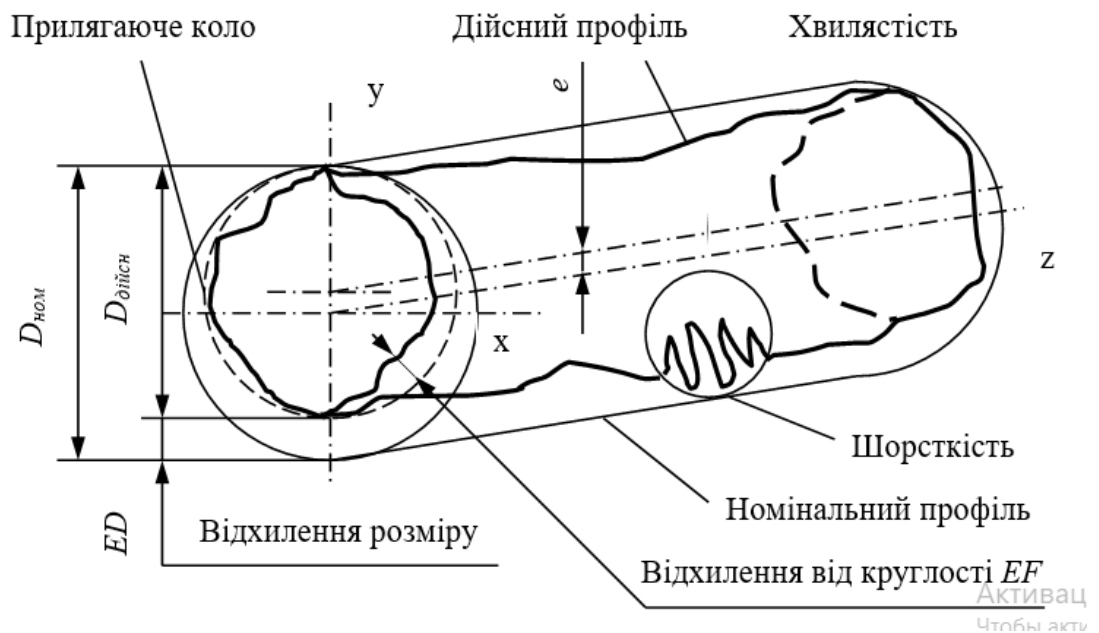


Рисунок 4.1 – Відхилення геометричних параметрів

4.3. Система нормування відхилень форми та розташування поверхонь

Для основних різновидів *відхилень та допусків форми та розташування поверхонь* використовуються поняття:

нормуємої ділянки L – ділянки поверхні або лінії, до якої відноситься допуск розташування та відповідні відхилення. Якщо довжина нормуємої ділянки не задається, то допуск або відхилення відноситься до всієї поверхні або довжині елемента, що нормується. Якщо розташування нормуємої ділянки не задається, то вона може займати будь – яке положення в межах поверхні або елемента, що нормується;

прилягаючої поверхні (циліндру, кола або прямої) – поверхні (циліндру, кола або прямої), що має форму номінальної поверхні (циліндру, кола або прямої), дотикається до дійсної (реальної) поверхні (циліндру, кола або прямої) у одній точці й розташована зовні матеріалу деталі таким чином, щоб відхилення від її найбільш віддаленої точки до дійсної (реальної) поверхні (циліндру, кола або прямої) в межах нормуємої ділянки мало найменше значення. Прилягаюча поверхня (циліндр, коло або пряма) приймається у якості базової при визначенні відхилень форми та розташування;

середнього елемента – елемента деталі, що має номінальну форму й приведений до дійсного (реального) елемента деталі методом найменших квадратів;

відхилення форми EF – відхилення форми дійсного (реального) елемента від номінальної форми, що оцінюється найбільшою відстанню від точок дійсного (реального) елемента по нормалі до прилягаючого елемента. Нерівності, що відносяться до хвилястості та шорсткості поверхні (відхилення третього та четвертого порядку) до відхилення форми *EF* не включаються. У процесі проведення вимірювань, відхилення третього порядку усуваються за

рахунок довжини нормуємої ділянки L , а відхилення четвертого порядку – за рахунок використання вимірjuвальної закінцівки досить великого радіусу;

допуску форми TF – найбільшого значення відхилення форми, що допускається умовами експлуатації виробу;

відхилення розташування EP – відхилення дійсного (реального) розташування елемента деталі від його номінального положення. Під номінальним положенням розуміється положення, що визначається номінальними лінійними та кутовими розмірами (відсутність відхилень нульового порядку);

допуску розташування TP – найбільшого значення відхилення розташування елемента деталі, що допускається умовами експлуатації виробу;

поля допуску розташування – області у просторі або заданій площині, що містять в собі прилягаючий елемент або ось, центр, площину симетрії в межах нормуємої ділянки L , ширина та довжина якої визначається значенням допуску, а розташування відносно баз – номінальним розташуванням даного елемента деталі.

Допуски форми та розташування можуть бути:

залежними – допуски вказані на кресленні у вигляді значення, яке допускається перевищувати на величину, що залежить від відхилення дійсного розміру розглядаємого елемента від максимуму матеріалу. Такий вид допуску є перемінним допуском. Його мінімальне значення вказується на кресленні й допускається перевищення цього значення за рахунок зміни розмірів розглядаємого елемента таким чином, щоб лінійні розміри не виходили за межі прописаних допусків. Залежні допуски позначають \diamond ;

незалежними – допуски, кількісне значення яких є постійною величиною для всієї сукупності деталей та не залежить від дійсних розмірів розглядаємих поверхонь.

Шорсткістю поверхні називається сукупність нерівності поверхні з відносно малими шагами, що виділена на базовій довжині l .

Шорсткість поверхні позначається на кресленні безпосередньо на поверхні для всіх утворюваних відповідно до цього креслення поверхонь виробу, незалежно від засобів їх отримання, крім поверхонь, шорсткість яких не обумовлюється вимогами конструкції виробу й позначається у верхньому правому куті креслення знаком шорсткості у два рази більшим, ніж для утворюваних поверхонь.

4.4. Принципи обирання допусків і посадок

Відповідно до ДСТУ 25000 – 94 використовують три методи обирання допусків і посадок.

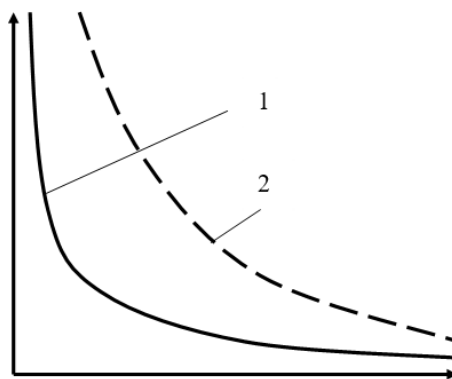
Метод аналогів відповідно до якого знаходять у однотипних або інших виробках, що вже існують, випадки використання складальної одиниці подібної до тої, до якої розробляються технічні вимоги, й визначають аналогічні допуски та посадки.

Метод подібності, що за суттю є розвитком методу аналогів. Він виник як результат класифікації виробів та окремих їх складників за конструкційними, технічними, технологічними та експлуатаційними показниками й видавництва довідників з типовими прикладами використання посадок. Для обирання посадки цим методом встановлюють аналогію конструктивних, технічних і технологічних відзнак та умов експлуатації проектуємої складальної одиниці з відзнаками, що наведені у довідниках. Однак, у матеріалах, що наведені у довідниках, конструктивні, технічні, технологічні та експлуатаційні показники класифіковані загальними визначеннями, що не відповідає кількісним значенням параметрів, й в обирання допусків і посадок потребує від конструктора наявність практичного досвіду.

Загальним недоліком методів аналогів та подібності є складність визначення відзнак однотипності й подібності та ймовірність прийняття недосвідченим фахівцем невірною технічного рішення.

Розрахунковий метод, що є найбільш грантовим методом обирання допусків і посадок. Використання цього методу для обирання квалітету, допусків і посадок проектуемого виробу надає змогу забезпечити оптимальні технічні, експлуатаційні, конструктивні і технологічні показники як у цілому виробу, так і його окремих складових частин. При цьому, для забезпечення гарантованої надійності за оптимальної точності виробу, має сенс максимально наблизити геометричні параметри виробу та складових частин до розрахункових. Але це викликає додаткові труднощі технологічного та метрологічного порядку, що прямо пов'язано з зростанням трудомісткості та собівартості виготовлення й контролю виробу та окремих його складових частин. При зменшенні допуску досить суттєво зростає ймовірність браку, що особливо ймовірно за інших рівних умовах для малих допусків квалітетів високої точності (рис. 4.1). В цьому випадку браку може бути настільки багато, що виробництво виробу за певним технологіям процесом стає економічно недоречним (рисунок 4.1, крива 1), й існуючий технологічний процес підлягає заміні іншим, що може забезпечити потрібну точність, але й, як правило, й з більшою собівартості (рисунок 4.1, крива 2).

Ймовірність браку P , %



Допуск τ , мм

Рисунок 4.1 – Ймовірність появи браку від величини допуску

4.5. Розрахунок посадки з натягом

Розрахунок посадки з натягом для загального випадку, якщо з'єднання складається з полого валу та втулки (рис. 4.2).

Різницю між зовнішнім діаметром валу та внутрішнім діаметром втулки до операції складання визначає натяг N . Під час складання має місце розтягнення втулки на величину N_D й одночасне стискання валу на величину N_d .

$$N = N_d + N_D, \quad (4.1)$$

З задачі визначення напружень та переміщень у товстостінних поліх циліндрах (задачі Ламе) відомі залежності

$$\frac{N_D}{D} = \frac{pC_1}{E_1}, \quad (4.2)$$

$$\frac{N_d}{D} = \frac{pC_2}{E_2}, \quad (4.3)$$

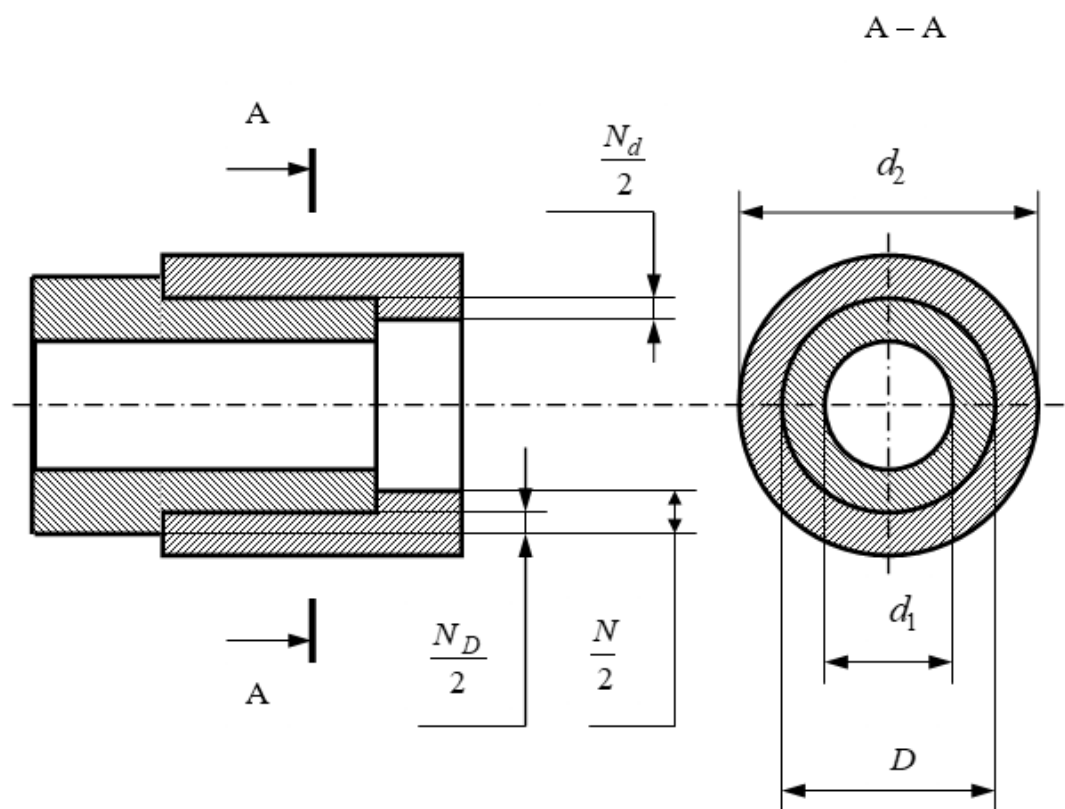


Рисунок 4.2. – Схема до розрахунку посадки з натягом

й таким чином

$$N = pD \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \quad (4.4)$$

де N – розрахунковий натяг ;

p – тиск на поверхні контакту валу та втулки під впливом натягу;

d_1 – номінальний діаметр спряжених поверхонь;

E_1, E_2 – модулі пружності матеріалу втулки та валу;

C_1, C_2 – коефіцієнти, що визначаються як

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{D}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{D}{d_2} \right)^2} + \mu_1, \quad (4.5)$$

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{D} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{D} \right)^2} + \mu_2, \quad (4.6)$$

де D, d_1, d_2 – діаметри (рисунок 4.2);

μ_1, μ_2 – коефіцієнти Пуассона (для сталі $\mu \approx 0,3$, а для чавуну $\mu \approx 0,25$).

Для заданих матеріалів та розмірів спряжених деталей натяг залежить від тиску P_{\min} , що визначається за умови нерухомості спряжених деталей протягом терміну експлуатації. Відносного переміщення деталей у з'єднанні під час навантаження осевою силою P не відбудеться, якщо розрахункова сила не перевищує сил тертя на поверхні контакту

$$P \leq \pi D l p f_1, \quad (4.7)$$

звідки

$$P_{\min} \geq \frac{P}{\pi D l f_1}, \quad (4.8)$$

де l – довжина поверхні контакту;

f_1 – коефіцієнт тертя за продольного переміщення;

$\pi D l$ – номінальна площа контакту.

При навантаженні обертальним моментом ця умова набуде вигляду

$$M \leq \frac{\pi D^2 l p f_2}{2}, \quad (4.9)$$

звідки

$$p_{\min} \geq \frac{2M}{\pi D^2 l p f_2}, \quad (4.10)$$

де f_2 – коефіцієнт тертя за відносного обертання.

При одночасному навантаженні з'єднання обертальним моментом та зсовуючою силою розрахунок виконується за рівнодіючою

$$T = \sqrt{\left(\frac{2M}{D}\right)^2 + P^2} \leq \pi D l f, \quad (4.11)$$

звідки

$$p_{\min} \geq \frac{T}{\pi D l f}, \quad (4.12)$$

Коефіцієнт тертя залежить від матеріалу спряжених деталей, шорсткості їх поверхонь, величини натягу, напрямку зміщення деталей, то що. За практичних розрахунків приймають для деталей з сталі та чавуну $f \approx 0,08$ під час складання під пресом та $f \approx 0,14$ під час складання з нагріванням оновлюючої деталі або охолодженням охоплюваної деталі.

Відповідно, найменший розрахунковий натяг за осьового навантаження

$$N_{\min} = \frac{P}{\pi f_1} \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \quad (4.13)$$

а за навантаження обертальним моментом

$$N_{\min} = \frac{2M}{\pi f_2} \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \quad (4.14)$$

Найбільший натяг N_{\max} у з'єднанні розраховується з умови міцності спряжених деталей. За цього випадку розрахунок виконується за найбільшого допускаемого матеріалом валу або втулки тиску $[p]$. Відповідно теорії найбільших дотичних напружень. Умова міцності деталі має місце за відсутності пластичної деформації на контактній поверхні втулки

$$[p] \leq 0,58\sigma_T \left(1 - \left(\frac{D}{d_2} \right)^2 \right), \quad (4.15)$$

та валу

$$[p] \leq 0,58\sigma_T \left(1 - \left(\frac{d_1}{D} \right)^2 \right), \quad (4.16)$$

де σ_T – межа текучості матеріалу деталей за розтягіння.

$$[N_{\max}] = [p]D \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \quad (4.17)$$

Поправка u на змінання мікронерівностей на спряжених поверхнях деталей під час складання з'єднання для матеріалів з різними механічними властивостями

$$u = 2(k_1 R_{z_1} + k_2 R_{z_2}), \quad (4.18)$$

та для матеріалів з однаковими механічними властивостями

$$u = 2k(R_{z_1} + R_{z_2}), \quad (4.19)$$

де k_1, k_2 – коефіцієнти змінання мікронерівностей з табл. 4.1);

R_{z_1}, R_{z_2} – висота мікронерівностей валу та втулки.

Таблиця 4.1 – Величина коефіцієнтів змінання мікронерівностей

Метод складання		k	k_1	k_2
			Матеріал деталей	
			Сталь 45 або чавун	Сталь 45 або бронза
Пресування	Без мастила	0,25...0.50	0,10...0,20	0,60...0,80
	З мастилом	0,25...0.35		
З нагріванням охоплюючої деталі		0,40...0.50	0,30...0,40	0,80...0,90
З охолодженням охоплюваної деталі		0,60...0,70		

Поправка u_t різниці робочих температур експлуатації деталей та складання з'єднання, а також різниці температурних коефіцієнтів лінійного розширення матеріалів деталей

$$u_t = [\alpha_1(t_1 - t) - \alpha_2(t_2 - t)]D, \quad (4.20)$$

де α_1, α_2 – температурні коефіцієнти лінійного розширення матеріалу валу та втулки;

t_1, t_2 – робоча температура деталей;

t – температура складання з'єднання;

d_1 – номінальний діаметр з'єднання.

За рівності робочої температури деталей t_p та температури складання з'єднання набуде вигляду

$$u_t = (\alpha_1 - \alpha_2)(t_p - t)D, \quad (4.21)$$

При $t_p > t$ та $\alpha_1 > \alpha_2$ поправка u_t вноситься з знаком плюс, а при $t_p < t$ та $\alpha_1 > \alpha_2$ поправка u_t вноситься з знаком мінус.

Поправка u_u зменшення натягу за рахунок впливу центробіжної сили у з'єднаннях, що експлуатуються з великими лінійними швидкостями. Наприклад, для з'єднання сталевих деталей діаметром до 500 мм, що експлуатуються з лінійною швидкістю до $30 \frac{M}{c}$, $u_u = 1 \dots 4$ мкм.

Тема 5. Гладкі граничні калібри

План

5.1. Калібри та їх класифікація. Правила користування калібрами.

5.2. Допуски на виготовлення та знос калібрів. Виконавчі розміри калібрів.

5.1. Калібри та їх класифікація. Правила користування калібрами

Калібрами називають без шкальні інструменти, призначені для контролю розмірів, форми і розташування поверхонь деталей. Калібри граничні і нормальні.

Граничні калібри дозволяють встановити, чи знаходиться розмір в межах допуску, що перевіряється. Звичайно для утворення стандартних посадок такий контроль гарантує якісне з'єднання деталей.

Нормальними калібрами називають точні шаблони, які служать для контролю складних профілів, наприклад евольвентних. Про придатність деталей судять по рівномірності зазору між профілем і робочим профілем нормального калібру, що перевіряється.

Граничні калібри використовують для перевірки розмірів гладких циліндрових, конусних, різьбових і шліцьових деталей, висоти виступів і

глибини западин, якщо на розміри, що перевіряються, встановлені допуски не точніше ІТ6.

Калібри підрозділяють за призначенням на:

калібри – скоби, що використовуються для контролю валів (рис. 5.1). Найбільш поширеними є односторонні двопредільні калібри – скоби (рис. 5.1 а), що забезпечують виконання контролю розміру валу за мінімальний термін часу з мінімальними фізичними навантаженнями. Крім того калібри – скоби конструктивно виконуються у вигляді двосторонніх однопредільних калібрів – скоб (рис. 5.1 б), що легші у виробництві, та у вигляді двосторонніх однопредільних й односторонні двопредільні переналагоджуваних калібрів – скоб, що використовуються в умовах серійного виробництва;

калібри – пробки, що використовуються для контролю отворів. Конструктивне виконання калібру – пробки обумовлюється номінальним розміром контролюємого отвору. Найбільш поширеними є двосторонні однопредільні об'ємні калібри – пробки, що забезпечують виконання контролю отворів розмірами 1...50 мм за мінімальний термін.

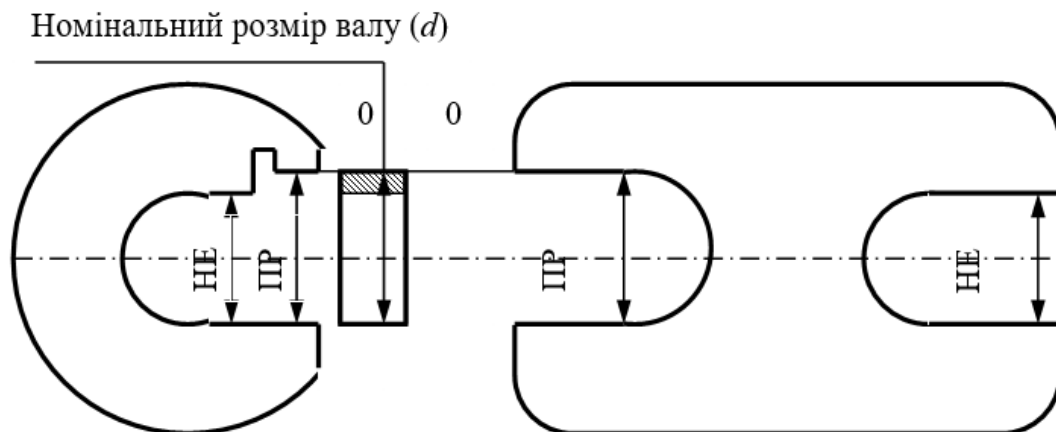


Рисунок 5.1 – Варіанти конструктивного виконання гладенького предільного калібру – скоби

До переваг граничних калібрів відносяться довговічність, а також простоту і достатньо високу продуктивність контролю. Не дивлячись на ряд недоліків (складність виготовлення калібрів) граничні калібри широко використовують в масовому, багатосерійному і індивідуальному виробництвах. Найбільш часто граничні калібри застосовують для контролю циліндрових валів і отворів: вали перевіряють калібрами-скобами, отвори – калібрами-пробками.

Розміри вимірювальних поверхонь граничних калібрів (відстані між вимірювальними губками калібрів-скоб і діаметри вимірювальних вставок калібрів-пробок) призначають за відповідними граничними розмірами валів і отворів, що перевіряються.

Таким чином, при контролі валів годними виявляться вали, які проходять в розчин губок $PP = d_{max}$ і не проходять в розчин губок $HE = d_{min}$.

При контролі отворів придатними вважають отвори, в які проходить вставка $PP = D_{\min}$ і не проходить вставка $HE = D_{\max}$. Відповідно до цього сторони калібрів ділять на прохідні (PP) і непрохідні (HE). Деталі, які не проходять через прохідні сторони калібрів, відносяться до поправного браку, а деталі, які проходять через непрохідні сторони, – до непоправного.

До калібрів-пробкам відносяться: пробки двосторонні з циліндровими вставками від 1 до 3 мм і зі вставками з конічним хвостовиком від 1 до 50 мм; пробки з циліндровими насадками від 3 до 100 мм; пробки неповні від 50 до 150 мм. До калібрів-скобам відносяться скоби листові односторонні від 1 до 180 мм і двосторонні від 1 до 50 мм; скоби штамповані односторонні від 3 до 50 мм, двосторонні від 3 до 100 мм і односторонні з ручкою від 50 до 170 мм.

Перевагу віддають одностороннім граничним калібрам. Вони скорочують час контролю виробів і витрата матеріалу. Застосовують також регульовані скоби (зі вставними і пересувними губками), які дозволяють компенсувати знос і можуть налаштуватися на різні розміри, що відносяться до певних інтервалів. Проте в порівнянні з нерегульованими скобами вони мають меншу точність і надійність і звичайно застосовуються для контролю розмірів з допусками не точніше IT8.

За призначенням граничні калібри підрозділяють на робочі, приймальні і контрольні

Робочі калібри (прохідний PP і непрохідний HE) призначені для контролю деталей в процесі їх виготовлення. Ними користуються робітники і контролери ОТК заводу - виготовника. В останньому випадку застосовують частково зношені калібри PP і нові калібри HE.

Приймальні калібри (прохідний П-PP і непрохідний П-HE) застосовують для приймання деталей представниками замовника. Як правило, приймальними калібрами служать зношені прохідні і нові непрохідні робочі калібри, щоб не бракувалися деталі, правильно виготовлені і прийняті по робочих калібрах.

Контрольні калібри (К – В) мають форму шайб і служать для контролю зносу прохідних робочих калібрів-скоб, а також для настройки регульованих калібрів-скоб. Не дивлячись на малі допуски контрольні калібри не завжди забезпечують потрібну точність перевірки, і замість них краще використовувати кінцеві міри довжини або універсальні вимірювальні прилади. Калібри виготовляють з інструментальних або вуглецевих цементуємих сталей (У10А, У12А, 10, 15 і ін.). Для підвищення зносостійкості і зниження витрат застосовують твердосплавні скоби і пробки, зносостійкість яких в 50-150 разів більше зносостійкості сталевих калібрів, а вартість – всього в 3-5 разів більше.

5.2. Допуски на виготовлення та знос калібрів. Виконавчі розміри калібрів

При конструюванні граничних калібрів для гладких, різьбових і інших деталей необхідно виконувати принцип подібності (принцип Тейлора), суть якого можна сформулювати таким чином:

– оскільки прохідний калібр контролює відхилення розміру і форми деталі, що перевіряється, то він повинен мати форму цієї деталі;

– оскільки непрохідний калібр контролює тільки відхилення розміру, то він повинен мати точковий контакт з деталлю, що перевіряється.

Граничними калібрами можна одночасно контролювати всі зв'язані розміри і відхилення форми деталі, а також перевіряти, чи знаходяться відхилення розмірів і форми поверхонь деталей в полі допуску. Таким чином, виріб вважається годним, якщо погрішності розміру, форми і розташування поверхонь знаходяться в полі допуску.

Під час виготовлення на *гладенькі предільні калібри* встановлені наступні допуски (рисунок 5.1 та 5.2):

D_{max} – найбільший предільний розмір отвору;

D_{min} – найменший предільний розмір отвору;

TD – допуск розміру отвору;

d_{max} – найбільший предільний розмір валу;

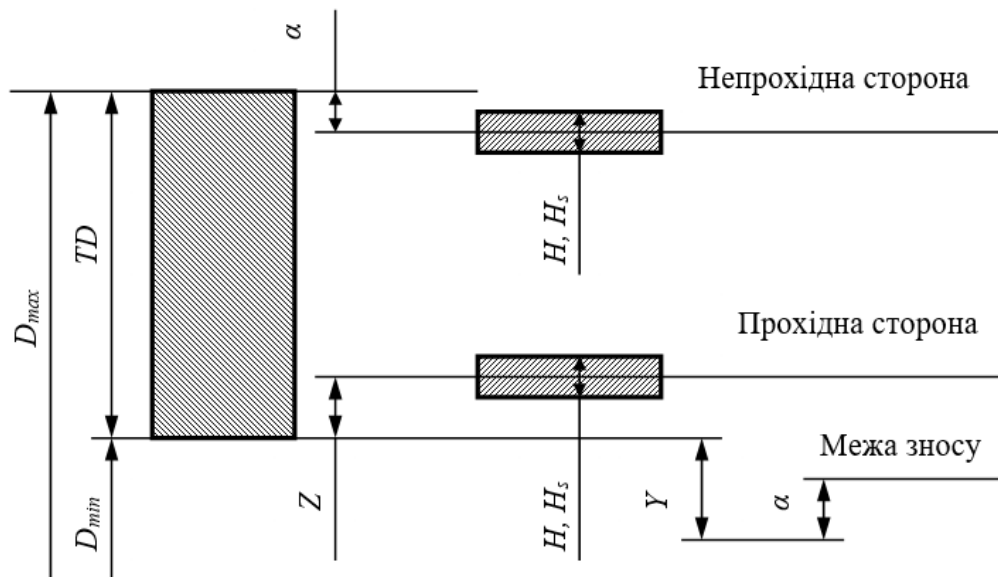


Рисунок 5.1 – Варіанти конструктивного виконання гладенького предільного калібру – скоби

d_{min} – найменший предільний розмір валу;

H – робочих калібрів – пробок для контролю отворів;

H_s – робочих калібрів – пробок для контролю отворів із сферичними голівками;

H_1 – робочих калібрів – скоб для контролю валів;

Y – допуск на знос прохідного калібру – пробки для контролю отвору;

Y_1 – допуск на знос прохідного калібру – скоби для контролю валу;

Z – допуск в „тіло” деталі розміру прохідного калібру – пробки для контролю отвору;

Z_I – допуск в „тіло” деталі розміру прохідного калібру – скоби для контролю валу;

α – допуск в „тіло” деталі розміру непрохідного калібру – пробки та в „тіло” калібру – пробки зношеного розміру прохідного калібру – пробки для контролю отвору;

α_I – допуск в „тіло” деталі розміру непрохідного калібру – скоби та в „тіло” калібру – скоби зношеного розміру прохідного калібру – скоби для контролю валу.

Під час маркування гладенького предельного калібру на нього наносять номінальний розмір, поле допуску та квалітет контролюємої гладкої циліндричної поверхні та (для калібрів – пробок у обов’язковому порядку, а для калібрів – скоб за необхідності) тип калібру.

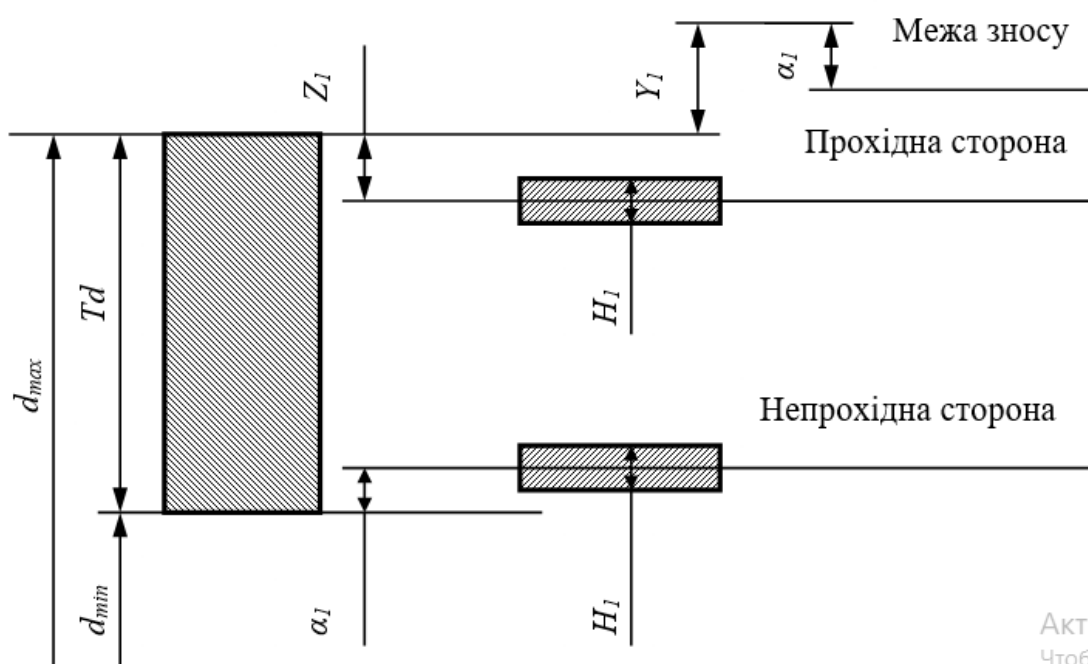


Рисунок 5.2 – Схема розташування поля допусків гладенького предельного калібру – скоби для контролю валу

Формули для обчислення граничних розмірів калібрів для розмірів до 180мм приведені нижче.

Граничні розміри калібрів-пробок

$$ПР_{max} = D_{min} + Z + H/2$$

$$ПР_{min} = D_{min} + Z - H/2$$

$$ПР_{зН} = D_{min} - Y$$

$$HE_{max} = D_{max} + H/2$$

$$HE_{min} = D_{max} - H/2$$

Граничні розміри калібрів-скоб

$$ПР_{max} = d_{min} - Z_1 + H_1/2$$

$$ПР_{min} = d_{max} - Z_1 - H_1/2$$

$$ПР_{зН} = d_{max} + Y_1$$

$$HE_{max} = d_{min} + H_1/2$$

$$HE_{min} = d_{min} - H_1/2$$

Приклад. Визначити розміри калібрів для валу і отвору $\varnothing 25$ Н7/н6 (рис. 5.3).

1. З урахуванням умов експлуатації (необхідності центрування і періодичного розбирання) вибираємо посадку $\varnothing 25$ Н7/н6.

2. За ДСТУ-94 визначаємо граничні відхилення для валу і отвору, мкм:

Відхилення	$\varnothing 25H7$	$\varnothing 25h6$
ES(es)	+21	0
EI(ei)	0	-13

3. Обчислюємо найбільші і найменші граничні розміри отвору і валу, мм:

$$D(max) = D + ES = 25,000 + 0,021 = 25,021 \text{ мм};$$

$$D(min) = D + EI = 25,000 + 0 = 25,000 \text{ мм}$$

$$d(max) = d + es = 25,000 + 0 = 25,000 \text{ мм}$$

$$d(min) = d + ei = 25,000 + (-0,013) = 24,987 \text{ мм}$$

4. Виписуємо допуски і граничні відхилення калібрів і контр калібрів для валу $\varnothing 25$ н6: $Z_1 = 3$ мкм; $H_1 = 4$ мкм; $Y_1 = 3$ мкм; $H_p = 1,5$ мкм.

Аналогічно для отвору $\varnothing 25$ Н7: $Z = 3$ мкм; $H = 4$ мкм; $Y = 3$ мкм [1].

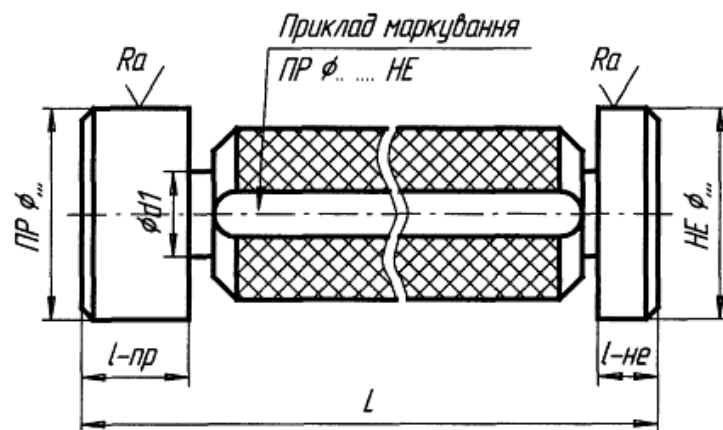


Рисунок 5.4 – Ескіз робочого калібру-пробки

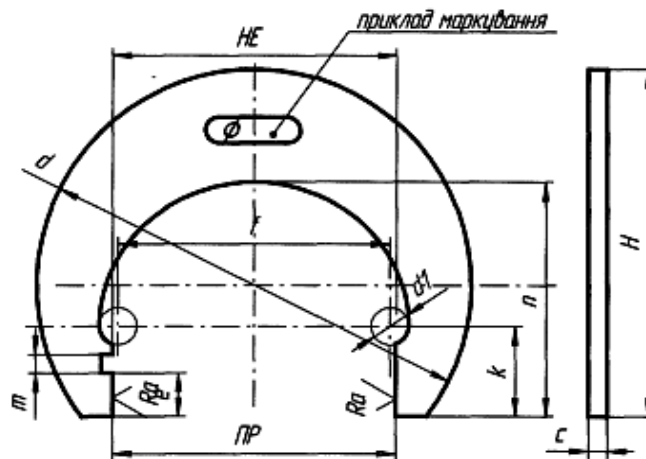
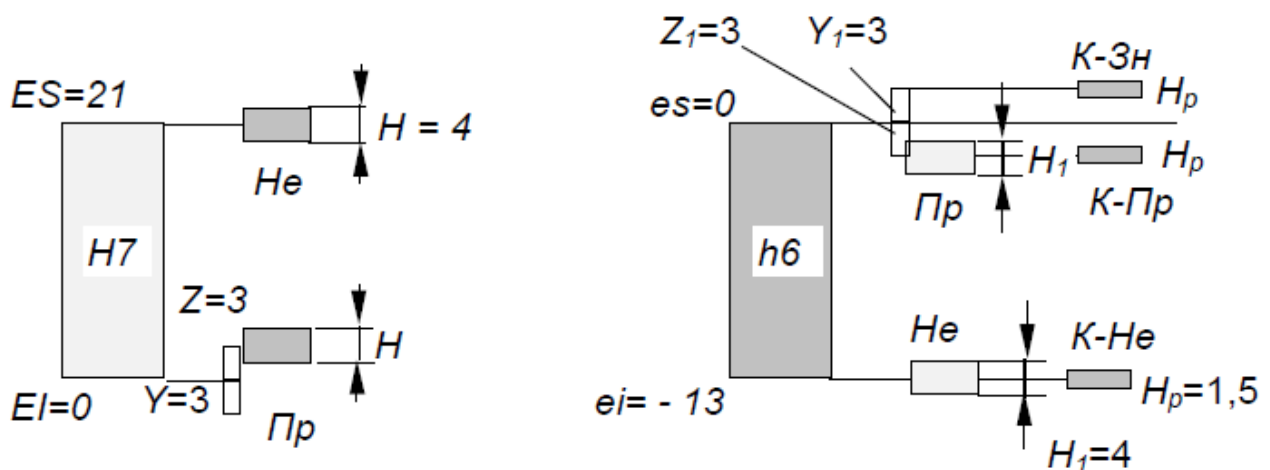


Рисунок 5.5 – Ескіз робочого калібра-скоби

Будуємо схеми розміщення полів допусків пробок і скоб (рис. 5.6. а, б).



а) для контролю отвору

в) для контролю валу

Рисунок 5.6 – Схеми розташування полів допусків пробки і скоби

5. Визначаємо розміри калібрів і контр калібрів за формулами:

а/ калібра-скоби:

$$PP_{max} = d_{max} - Z_1 + H_1/2 = 25,000 - 0,003 + 0,002 = 24,999 \text{ мм}$$

$$PP_{min} = d_{max} - Z_1 - H_1/2 = 25,000 - 0,003 - 0,002 = 24,995 \text{ мм}$$

$$PP_{zn} = d_{max} + Y_1 = 25,000 + 0,003 = 25,003 \text{ мм}$$

$$HE_{max} = d_{min} + H_1/2 = 24,987 + 0,002 = 24,989 \text{ мм}$$

$$HE_{min} = d_{min} - H_1/2 = 24,987 - 0,002 = 24,985 \text{ мм}$$

Виконавчі розміри калібрів-скоб:

$$PP = 24,995^{+0,004} \text{ мм} ; PP_{зн} = 25,003 \text{ мм} ; HE = 24,985^{+0,004} \text{ мм}$$

Контркалибри до скоб /усі розміри в міліметрах/:

$$K-PP_{max} = d_{max} - Z_1 + H_p/2 = 25,000 - 0,003 + 0,00075 = 24,99775 \text{ мм}$$

$$K-PP_{min} = d_{max} - Z_1 - H_p/2 = 25,000 - 0,003 - 0,00075 = 24,99625 \text{ мм}$$

$$K-3H_{max} = d_{max} + Y_1 + H_p/2 = 25,000 + 0,003 + 0,00075 = 25,00375 \text{ мм}$$

$$K-3H_{min} = d_{max} + Y_1 - H_p/2 = 25,000 + 0,003 - 0,00075 = 25,00225 \text{ мм}$$

$$K-HE_{max} = d_{min} + H_p/2 = 24,987 + 0,00075 = 24,98775 \text{ мм}$$

$$K-HE_{min} = d_{min} - H_p/2 = 24,987 - 0,00075 = 24,98025 \text{ мм}$$

Виконавчі розміри – контркалибрів:

$$K-PP = 24,99775_{-0,0015} \text{ мм};$$

$$K-PP = 25,00375_{-0,0015} \text{ мм};$$

$$K-HE = 24,98775_{-0,0015} \text{ мм}$$

б/ калібра-пробки:

$$PP_{max} = D_{min} + Z + H/2 = 25,000 + 0,003 + 0,002 = 25,005 \text{ мм}$$

$$PP_{min} = D_{min} + Z - H/2 = 25,000 + 0,003 - 0,002 = 25,001 \text{ мм}$$

$$PP_{зн} = D_{min} + Y = 25,000 - 0,003 = 24,997 \text{ мм}$$

Виконавчі розміри робочих калібрів-пробок (проставляють на кресленні):

$$HE_{max} = D_{max} + H/2 = 25,021 + 0,002 = 25,023 \text{ мм}$$

$$HE_{min} = D_{max} - H/2 = 25,021 - 0,002 = 25,019 \text{ мм}$$

$$PP = 25,005_{-0,004} \text{ мм} ; PP_{зн} = 24,997 \text{ мм} ; HE = 25,023_{-0,04} \text{ мм}$$

Тема 6. Допуски підшипників качення

План

- 6.1. Загальні відомості про підшипники качення.
- 6.2. Класи точності підшипників качання.
- 6.3. Допуски і посадки підшипників качання.
- 6.4. Обирання посадок кілець підшипників качання на вал та у корпус.

6.1. Загальні відомості про підшипники качення

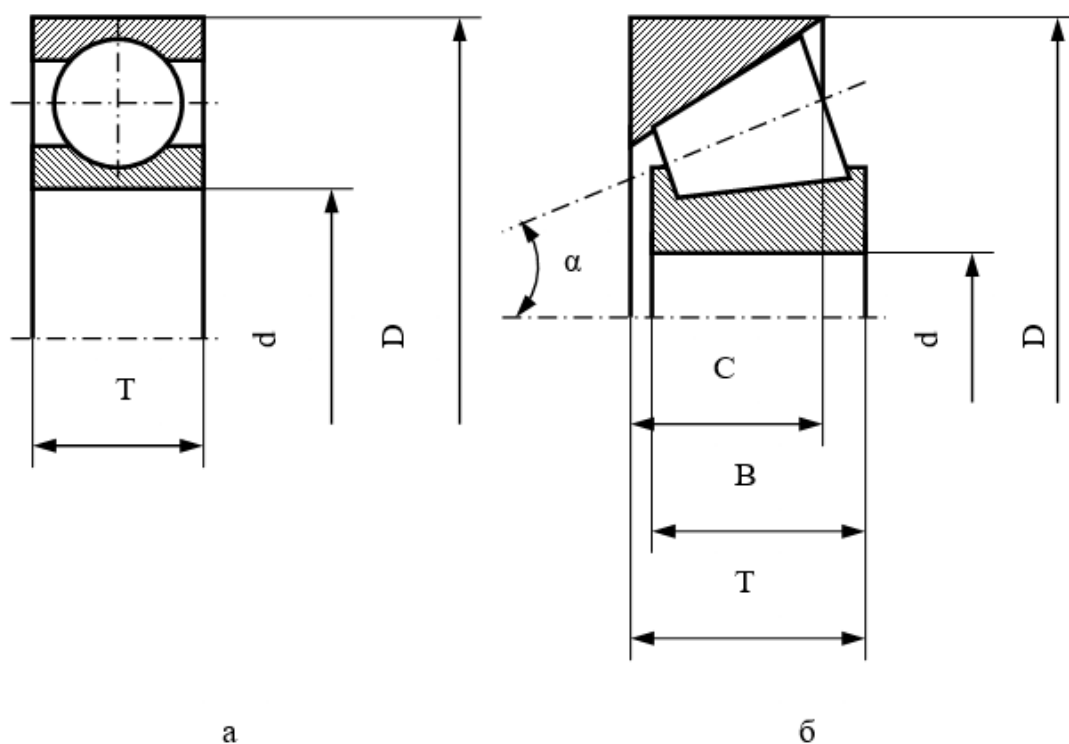
Підшипник качання – найбільш поширена стандартна складальна одиниця, що виробляється на спеціалізованих заводах. Підшипники качання

мають повну взаємозамінність за приєднувальними розмірами (рис. 6.1): номінальним розміром зовнішнього діаметру D ;

Номінальним розміром внутрішнього діаметру d ; монтажною висотою підшипника качання T . Підшипники качання мають неповну взаємозамінність за номінальним розміром тіл качання, номінальними розмірами зовнішнього та внутрішнього кілець, а роликові радіально – упорні підшипники качання, крім вищезазначених параметрів, ще й за номінальним розміром ширини зовнішнього C та внутрішнього B кілець та кутом конусності α .

Внаслідок малих допусків зазорів та малої допускаємої різнорозмірності комплектів тіл качання кільця підшипників качання та тіла качання підбирають засобом селективного складання.

Повна взаємозамінність за приєднувальними розмірами дозволяє легко монтувати та демонтувати підшипники качання за збереження їх високих експлуатаційних показників. За недотримання повної взаємозамінності за приєднувальними розмірами експлуатаційні показники підшипників качання значно погіршуються.



а – шарикових; б – роликових радіально-упорних

Рисунок 6.1 – Основні розміри однорядних підшипників качання

6.2. Класи точності підшипників качання

Якісні показники підшипників качання за інших рівних умов визначається:

– точністю приєднувальних розмірів D , d , T , а для роликів радіально – упорних підшипників – додатково шириною зовнішнього C та внутрішнього кілець B й кутом конусності α (рис. 6.1), або точністю форми та взаємного розташування поверхонь кілець підшипників та параметром їх шорсткості, або точністю форми та розмірів тіл качання в підшипнику качання та параметром шорсткості їх поверхонь;

– точністю обертання, що характеризується радіальним та осьовим биттям доріжок качання й торців кілець.

Залежно від вищевказаних показників точності встановлено п'ять класів точності підшипників качання, що позначаються у порядку зростання точності як 0, 6, 5, 4, 2. Клас точності підшипників качання обирається відповідно до вимог до точності обертання або відповідно до режиму експлуатації складальної одиниці або виробу в цілому. Для підшипників качання складальних одиниць та виробів загального призначення до яких не пред'являються спеціальні вимоги за точністю обертання та які експлуатуються за легкого режиму експлуатації призначають клас точності 0.

Для підшипників качання складальних одиниць та виробів до яких пред'являються спеціальні вимоги за точності обертання або за спеціального режиму експлуатації призначають клас точності 2. Для підшипників качання складальних одиниць та виробів до яких не пред'являються спеціальні вимоги за точності обертання, але які експлуатуються за легкого, середнього або важкого режиму експлуатації призначають відповідно клас точності 6, 5 та 4.

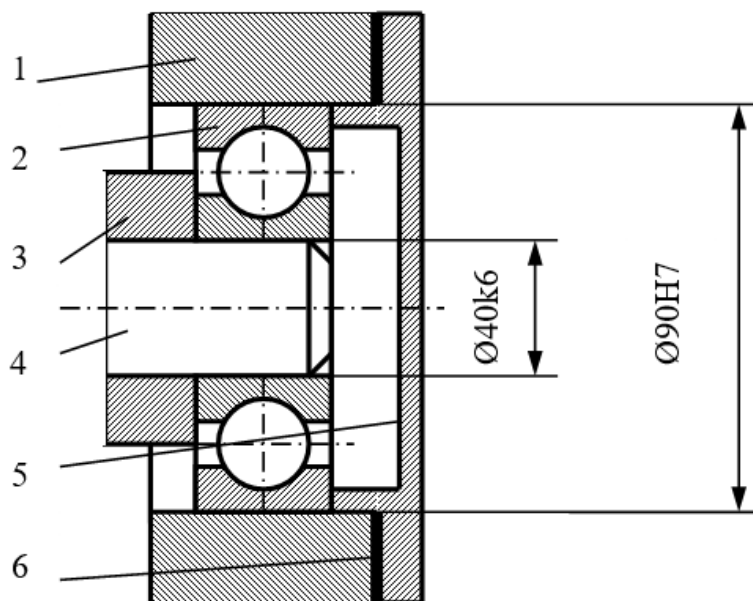
6.3. Допуски і посадки підшипників качання

Для скорочення номенклатури підшипники качання виготовляються з відхиленнями розмірів внутрішнього та зовнішнього діаметрів, що не залежать від монтажною посадки внутрішнього кільця підшипника на шип валу або посадки зовнішнього кільця підшипника до отвору корпусу. Для всіх класів точності підшипників качання верхнє відхилення приєднувальних розмірів дорівнює нулю. Таким чином, номінальний розмір зовнішнього кільця D та номінальний розмір внутрішнього кільця d приймаються відповідно за розміри основного валу та основного отвору, а, відповідно, посадку з'єднання зовнішнього кільця з корпусом призначається у системі основного валу та посадку з'єднання внутрішнього кільця з валом призначається у системі основного отвору. При цьому поле допуску внутрішнього кільця розташовано у „мінус” від номінального розміру, а не в „плюс” як для звичайного основного отвору.

Приклад позначення посадок кілець підшипників качання на складальних кресленнях наведено на рис. 6.2.

Монтаж підшипників качання виконується надіванням нагрітого у маслі за температури $80...120^{\circ}\text{C}$ підшипника качання на шип валу або вставленням охолодженого у хладагента до температури $-50...0^{\circ}\text{C}$ або запресовкою за допомогою спеціального устаткування за нормальних температурних умов підшипника качання (зовнішнього кільця роликів радіально – упорного

підшипника) до гнізда корпусу редуктора для отримання посадки з натягом циркуляційно навантаженого кільця підшипника. Для забезпечення довготривалості з'єднання кілець підшипника качання з спряженими поверхнями валу та корпусу, до шорсткості, як посадкових та торцевих поверхонь кілець підшипника качання, так й спряжених з ними поверхонь валу та корпусу, пред'являються підвищенні вимоги: параметр шорсткості Ra кілець підшипника качання діаметром до 250 мм складає 0,32...0,63 мкм; параметр шорсткості Ra посадкових поверхонь валу та корпусу діаметром до 250 мм складає не гірше ніж 1,6 мкм.



1 – корпус; 2 – підшипник; 3 – втулка; 4 – вал;
5 – кришка; 6 – прокладанка

Рисунок 6.2 – Позначення посадок підшипників качання на складальних кресленнях

Монтаж підшипників качання виконується надіванням нагрітого у маслі за температури 80...120°C підшипника качання на шип валу або вставленням охолодженого у хладагента до температури -50...0°C або запресовкою за допомогою спеціального устаткування за нормальних температурних умов підшипника качання (зовнішнього кільця роликового радіально – упорного підшипника) до гнізда корпусу редуктора для отримання посадки з натягом циркуляційно навантаженого кільця підшипника. Для забезпечення довготривалості з'єднання кілець підшипника качання з спряженими поверхнями валу та корпусу, до шорсткості, як посадкових та торцевих поверхонь кілець підшипника качання, так й спряжених з ними поверхонь валу та корпусу, пред'являються підвищенні вимоги: параметр шорсткості Ra кілець підшипника качання діаметром до 250 мм складає 0,32...0,63 мкм; параметр

шорсткості Ra посадкових поверхонь валу та корпусу діаметром до 250 мм складає не гірше ніж 1,6 мкм.

6.4. Обирання посадок кілець підшипників качання на вал та у корпус

Посадку кілець підшипника качання на вал та у корпус обирають у залежності від різнотипу та розміру підшипнику качання, режиму його експлуатації та схеми навантаження кільця підшипника качання. Розрізняють три різновиди навантаження кілець (рис. 6.3): місцеве, циркуляційне та коливальне.

За місцевого навантаження (рис. 6.3 а, б) кільце підшипника качання сприймає постійне за направленням результуюче радіальне навантаження F_r лише обмеженою ділянкою кола доріжки качання та передає її відповідній відокремленій ділянці посадковій поверхні валу або корпусу. Таке навантаження виникає, коли кільце підшипника качання не обертається відносно навантаження.

За циркуляційного навантаження (рис. 6.3) кільце підшипника качання сприймає постійне за направленням результуюче радіальне навантаження F_r послідовно всім колом доріжки качання та передає її відповідно усій посадковій поверхні валу або корпусу. Таке навантаження виникає, коли кільце підшипника качання обертається відносно навантаження або, навпаки, коли навантаження обертається відносно кільця підшипника качання.

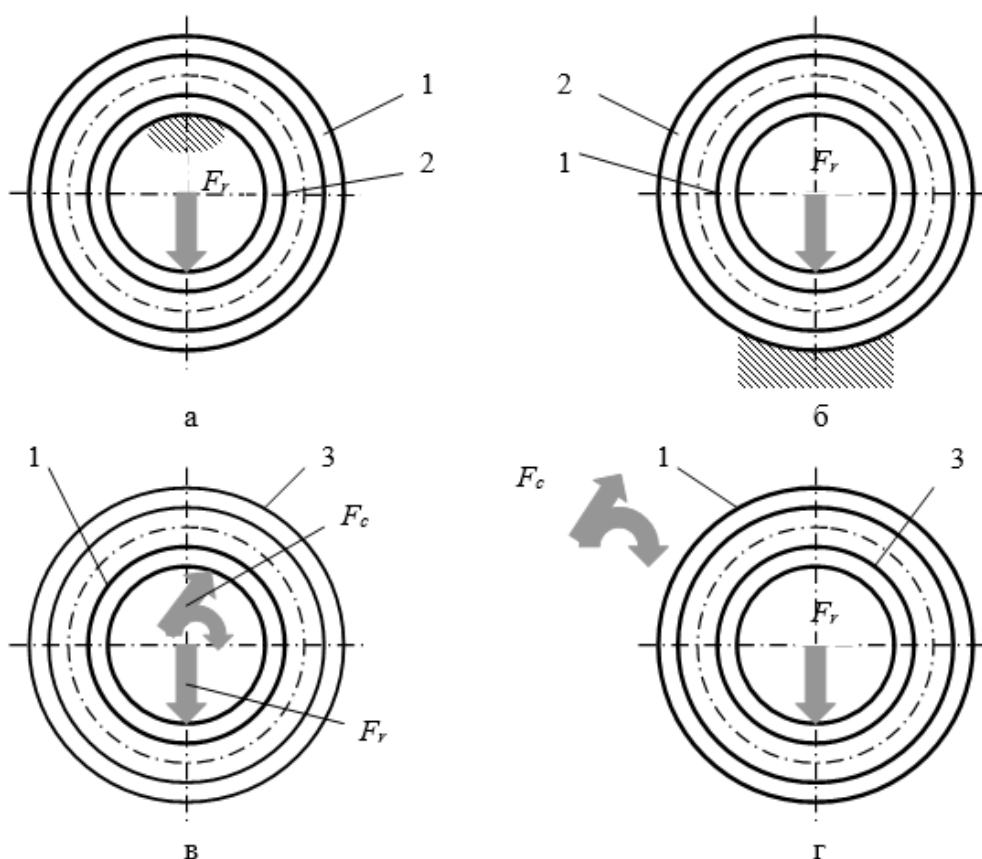
За коливального навантаження (рис. 6.3 в, г) кільце підшипника качання сприймає результуюче навантаження $F_r + F_c$ лише обмеженою ділянкою кола доріжки качання та передає її відповідній відокремленій ділянці посадковій поверхні валу або корпусу. Таке навантаження виникає, коли кільце підшипника качання не обертається відносно навантаження, являє собою результуючу постійного за направленням радіального навантаження F_r та перемінного за направленням коливального навантаження F_c , що не здійснює повного оберту, а лише коливається у суворо обмежених межах ділянки кола доріжки качання кільця підшипника качання.

Відповідно до різновиду навантаження кілець підшипників посадки кілець підшипників качання на шип валу або до отвору корпусу обираються з:

– натягом для запобігання обкатки та прослизування у нерухомому з'єднанні між внутрішнім кільцем підшипника качання та шипом валу або зовнішнім кільцем підшипника качання та отвором корпусу, коли кільце підшипника качання обертається відносно навантаження або, навпаки, коли навантаження обертається відносно кільця підшипника качання;

– зазором у відносно нерухомому з'єднанні між внутрішнім кільцем підшипника качання та шипом валу або зовнішнім кільцем підшипника качання та отвором корпусу, коли кільце підшипника качання сприймає постійне за направленням результуюче радіальне навантаження F_r або навантаження $F_r + F_c$ являє собою результуючу постійного за направленням радіального навантаження F_r та перемінного за направленням коливального навантаження F_c , що не здійснює повного оберту, а лише коливається у суворо обмежених

межах ділянки кола доріжки качання кільця підшипника качання лише обмеженою ділянкою кола доріжки качання та передає її відповідній відокремленій ділянці посадковій поверхні валу або корпусу. Посадка з зазором дозволяє запобігти заклинюванню тіл качання, а кільце підшипника качання під впливом вібрації та сили тертя між тілами качання та доріжкою качання кільця підшипника качання поступово обертається по посадковій поверхні валу або корпусу, що дозволяє вирівняти знос доріжки качання кільця підшипника качання за колом обертання та гарантувати експлуатаційні показники підшипника качання протягом терміну експлуатації.

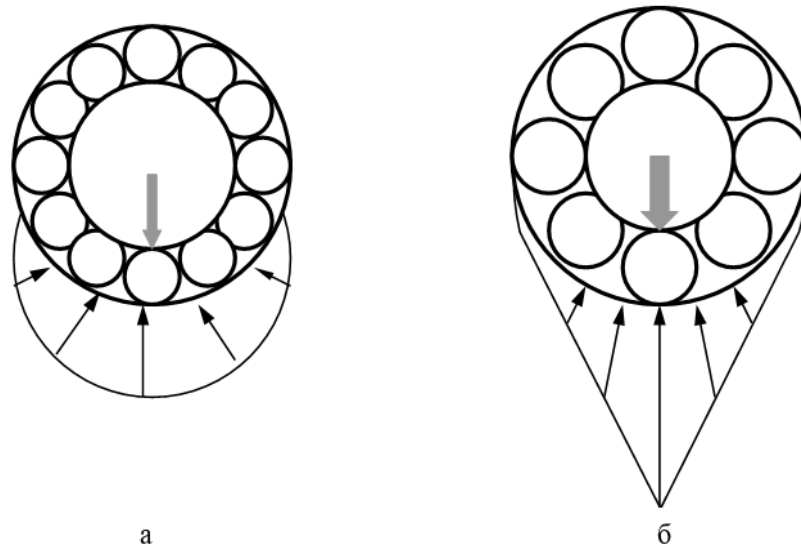


а – з циркуляційним навантаженням зовнішнього кільця (1) та з місцевим навантаженням внутрішнього кільця (2); б – з циркуляційним навантаженням внутрішнього кільця (1) та з місцевим навантаженням зовнішнього кільця (2); в – з циркуляційним навантаженням внутрішнього кільця (1) та з коливальним навантаженням зовнішнього кільця (3); г – з циркуляційним навантаженням зовнішнього кільця (1) та з коливальним навантаженням внутрішнього кільця (3)

Рисунок 6.3 – Схеми навантаження кілець підшипника качання

У підшипнику качання дуже суттєвою є величина *робочого зазору* g між тілами качання та доріжкою качання кільця підшипника качання за режиму експлуатації (рисунок 6.4). За значної величини робочого зазору g виникає радіальне биття, а навантаження сприймається меншою кількістю тіл качання (рисунок 6.4 б). За величини робочого зазору g , що близька до нульового

значення, навантаження перерозподіляється між додатковими тілами качання (рисунок 6.4 а), а термін експлуатації підшипника качання зростає.



а – $g = 0$; б – $g \neq 0$.

Рисунок 6.4 – Епюри стискаючих напружень у тілах качання за різної величини робочих зазорів

Посадку внутрішнього кільця підшипника качання на шип валу або зовнішнього кільця підшипника качання до отвору корпусу з *натягом* призначають відповідно до інтенсивності радіального навантаження кільця

$$p_R = \frac{F_r k_1 k_2 k_3}{b}, \quad (6.1)$$

де F_r – радіальне навантаження підшипника качання;

k_1 – динамічний коефіцієнт, що визначається відповідно до режиму експлуатації підшипника качання ($k_1=1,0$ для особливо легкого, легкого та середнього режиму експлуатації; $k_1=1,8$ для важкого та спеціального режиму експлуатації);

k_2 – коефіцієнт ступеню послаблення натягу ($k_2=1,0$ для цільного валу; за полого валу або тонкостінного корпусу значення k_2 наведені у таблиці 6.1);

k_3 – коефіцієнт нерівномірності розподілу радіального навантаження між рядами тіл качання (для однорядних підшипників качання $k_3= 1,0$);

b – робоча ширина посадкового місця кільця підшипника качання;

$$b = B - 2r \quad (6.2)$$

де B – ширина кільця підшипника качання;

r – параметр монтажної фаски кільця підшипника качання.

Таблиця 6.1 – Величина коефіцієнту k_2 .

$\frac{d_{ome}}{d}$, або $\frac{D}{D_{ome}}$		Величина k_2			
		для валу			для отвору
від	до	$\frac{D}{d} \leq 1,5$	$\frac{D}{d} > 1,5 \dots 2,0$	$\frac{D}{d} > 2,0 \dots 3,0$	для будь-яких підшипників
	0,4	1,0	1,0	1,0	1,0
0,4	0,7	1,2	1,4	1,6	1,0
0,7	0,8	1,5	1,7	2,0	1,4
0,8		2,0	2,3	3,0	1,8

Відповідно до отриманого значення інтенсивності радіального навантаження кільця підшипника качання призначається посадка з натягом внутрішнього кільця підшипника качання на шип валу (таблиця 6.2) або посадка з натягом зовнішнього кільця підшипника качання до отвору корпусу (таблиця 6.3).

Таблиця 6.2 – Допускаємі інтенсивності навантаження на посадковій поверхні валу

Розмір d , мм		Допускаєма величина p_R за поля допуску валу, $\frac{кН}{м}$			
від	до	j_s5, j_s6	$k5, k6$	$m5, m6$	$n5, n6$
18	80	до 300	300...1400	1400...1600	1600...3000
80	180	до 600	600...2000	2000...2500	2500...4000
180	360	до 700	600...3000	3000...3500	3500...6000
360	630	до 900	900...3500	3500...4500	4500...8000

Таблиця 6.3 – Допускаємі інтенсивності навантаження на посадковій поверхні корпусу

Розмір D , мм		Допускаєма величина p_R за поля допуску отвору, $\frac{кН}{м}$			
від	до	$K6, K7$	$M6, M7$	$N6, N7$	$P7$
50	180	до 800	800...1000	1000...1300	1300...2500
180	360	до 1000	1000...1500	1500...2000	2000...3300
360	630	до 1200	1200...2000	2000...2600	2600...4000
630	1600	до 1600	1600...2500	2500...3500	3500...5500

Приклад. Розрахунок і вибір посадок для підшипників.

Вихідні дані:

вузол, де встановлений підшипник качання - ролики стрічкових

транспортерів;
 позначка підшипника – 212;
 радіальне навантаження – 280 Н;
 режим роботи – нормальний;
 рекомендований клас точності підшипника – 6.

Послідовність виконання

1. Визначимо основні розміри підшипника за відповідними значеннями, на рис. 6.5 наведено основні розміри підшипника.

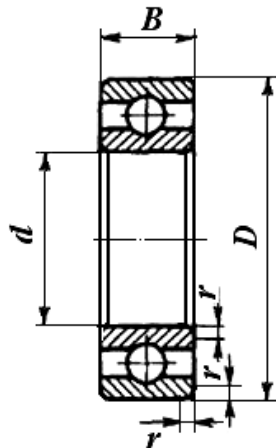


Рисунок 6.5 – Основні розміри підшипника кулькового радіального однорядного

Для нашого підшипника основні розміри такі:

$$d = 60 \text{ мм}, D = 110 \text{ мм}, B = 22 \text{ мм}, r = 2,5 \text{ мм}$$

2. Визначимо вид навантаження кілець підшипників.

У нашій задачі розглядається вузол – ролики стрічкових транспортерів, отже, зовнішнє кільце обертається, а внутрішнє – нерухоме.

При радіальному навантаженні кільце підшипника може відчувати місцеве або циркуляційний навантаження.

Для роликів стрічкових транспортерів картина наступна: зовнішнє кільце підшипника обертається при впливі радіального навантаження, що дорівнює 2800 Н, отже, воно відчуває циркуляційний навантаження; внутрішнє кільце підшипника нерухомо при впливі радіального навантаження, що дорівнює 2800 Н, отже, воно відчуває місцеве навантаження.

3. Визначимо рекомендовані посадки для зовнішнього і внутрішнього кілець підшипника.

Посадка в корпус: зовнішнє кільце – $\text{Ø}110 \frac{K7}{16}$ циркуляційне навантаження, режим роботи легкий.

$$\text{Ø}60 \frac{L6}{g6}$$

Посадка на вал: внутрішньо кільце місцеве навантаження, режим роботи нормальний.

4. Уточнимо величину максимального радіального навантаження для обраної посадки.

Для роликів стрічкових транспортерів для зовнішнього кільця Ø110 і поля допуску корпусу К7 допустиме значення інтенсивності навантаження становить $P_R = 800/\text{м}$.

Визначимо інтенсивність навантаження для нашого випадку

$$P_R = \frac{F_r}{b} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 = \frac{2800 \cdot 10^{-3}}{(22 - 2 \cdot 2,5) \cdot 10^{-3}} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 165 \text{ кН/м}$$

де F_r – радіальне навантаження на підшипник, 2800 Н або $2800 \cdot 10^{-3}$ кН;

b – робоча ширина посадкового місця, $B - 2r = (22 - 2 \cdot 2,5) \cdot 10^{-3}$ м;

k_1 – динамічний коефіцієнт посадки при нормальному режиму роботи, $k_1 = 1,0$;

k_2 – коефіцієнт, що враховує ослаблення натягу при валі та товстостінній корпусі, $k_2 = 1$;

k_3 – коефіцієнт нерівномірності розподілу радіального навантаження F_r в багаторядних підшипниках (для радіальних однорядних підшипників $k_3 = 1$).

Обрана $\overset{\text{Ø110}}{\underset{\text{K7}}{\text{L6}}}$ посадка за інтенсивністю навантаження на посадкову поверхню забезпечить задану радіальне навантаження

$F_r = 2800$ Н, бо $165 \leq 800$, де 800 кН максимальне допустиме значення інтенсивності навантаження для поля допуску корпусу К7.

5. Визначимо чисельні значення граничних відхилень спряжених деталей:

при посадці на вал $\overset{\text{Ø60}}{\underset{\text{g6}}{\text{L6}}}$

при посадці в корпус $\overset{\text{Ø110}}{\underset{\text{L6}}{\text{K7}}}$

Побудуємо схеми полів допусків для даних посадок.

Посадка на вал $\overset{\text{Ø60}}{\underset{\text{g6}}{\text{L6}}}$

$\text{Ø60 g6}, es = -10 \text{ мкм}, ei = -29 \text{ мкм}.$

$\text{Ø60 L6}, ES = 0, EI = -12 \text{ мкм}.$

На рис. 6.6 представлена схема розташування полів допусків при посадці підшипника на вал.

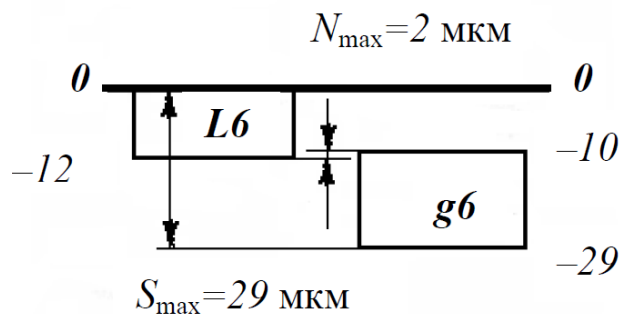


Рисунок 6.6 – Схема розташування полів допусків при посадці на вал

Посадка $\frac{L6}{g6}$ це перехідна посадка з більшою ймовірністю зазору, в якій $S_{\max} = 29$ мкм і $N_{\max} = 2$ мкм.

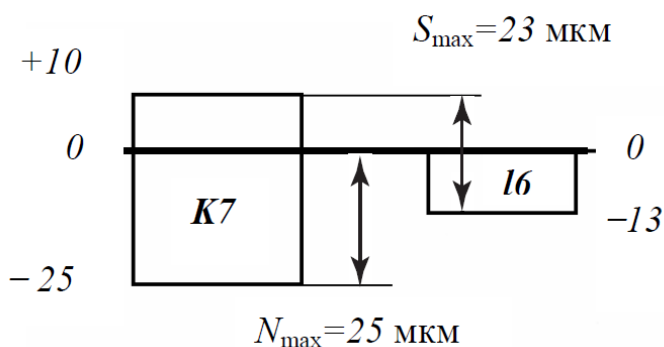
Посадка в корпус $\frac{K7}{l6}$ клас точності 6.

$\text{Ø}110$ K7, ES = +10 мкм, EI = -25 мкм

$\text{Ø}110$ l6, es = 0, ei = -13 мкм.

На рис. 6.7 представлена схема розташування полів допусків при посадці підшипника в корпус.

Обрана посадка $\frac{K7}{l6}$ – це перехідна посадка з рівною ймовірністю отримання натягу і зазору, в якій $S_{\max} = 23$ мкм і $N_{\max} = 25$ мкм.



5

Рисунок 6.7 – Схема розташування інтервалів допусків при посадці підшипника в корпус

6. Виконаємо ескізи складального вузла з підшипниками кочення і ескізи посадочних поверхонь валу і корпусу.

На рис. 6.8, а представлений ескіз посадки підшипника на вал, на рис. 6.8, б – ескіз посадки підшипника в корпус. На рис. 6.8, в представлена посадкова поверхня валу.

На рис. вказані: допуск розміру на посадочну поверхню валу – g6, допуски форми (відхилення від круглості – 5 мкм і відхилення профіля поздовжнього перерізу – 5 мкм), допуск на торцеве биття – 19 мкм, шорсткість поверхні – Ra 2,5.

На рис. 6.8, г представлений ескіз посадкової поверхні корпусу в який встановлюється підшипник кочення. На ескізі вказані: допуск на посадочну поверхню отвори – K7, допуски форми (відхилення від круглості – 9 мкм, відхилення профіля поздовжнього перерізу – 9 мкм, допуск на торцеве биття – 35 мкм і шорсткість поверхні – Ra 1,25.

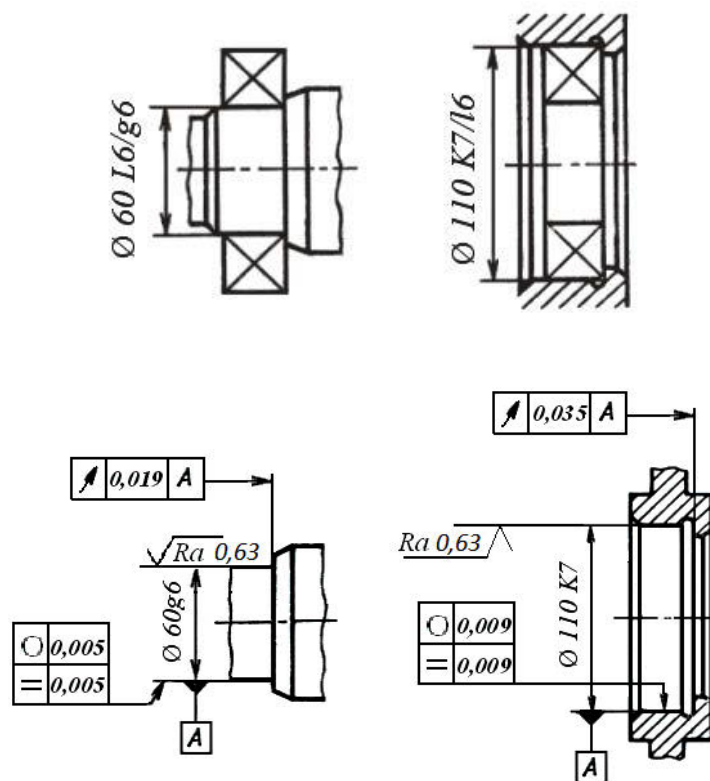


Рисунок 6.8 – Ескіз складального вузла з підшипниками кочення і посадочних поверхонь валу і отвору

- а – посадка підшипника на вал;
- б – посадка підшипника в корпус;
- в – посадкова поверхня валу;
- г – посадкова поверхня корпусу.

Тема 7. Допуски на шліцьові та шпонкові з'єднання

План

7.1. Взаємозамінність шпоночних з'єднань.

7.2. Взаємозамінність шліцьових з'єднань.

7.3. Взаємозамінність шліцьових з'єднань з прямобічним профілем.

7.4. Взаємозамінність шлицевих з'єднань з евольвентним профілем.

7.1. Взаємозамінність шпоночних з'єднань

Шпонки використовуються для з'єднання втулок з валами, коли до точності центрування з'єднання не пред'являються особливі вимоги. З метою централізованого виготовлення призматичних шпонок, як різновиду шпонки що за високої технологічності незначно послаблює вал у місці з'єднання, встановлює поля допусків (рис. 7.1) на ширину h_9 , висоту h_{11} та довжину l_{14} . Для отримання різноманітних посадок шпоночного з'єднання призматичною шпонкою встановлює слідуєчи три *типи шпоночного з'єднання*:

вільне, що забезпечує у шпоночному з'єднанні посадку з зазором за рахунок використання допуску ширини пазу валу H_9 та пазу втулки D_{10} ;

нормальне, що забезпечує у шпоночному з'єднанні перехідну посадку за рахунок використання допуску ширини пазу валу N_9 та пазу втулки J_s9 ;

щільне, що забезпечує у шпоночному з'єднанні перехідну посадку за рахунок використання допуску ширини пазу валу та пазу втулки P_9 .

Допускається вільне співпадіння наведених поля допусків залежно від режиму навантаження, типу виробництва та функціонального призначення шпоночного з'єднання призматичною шпонкою (рис. 7.2).

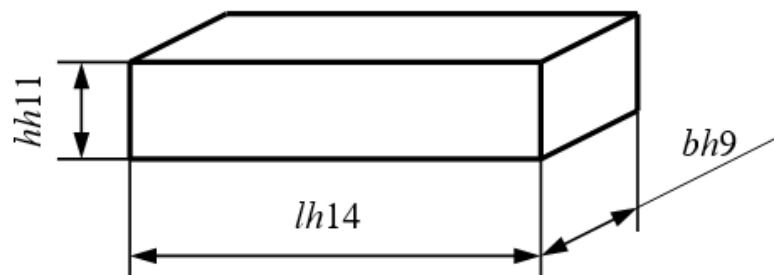


Рисунок 7.1 – Допуски розмірів призматичної шпонки

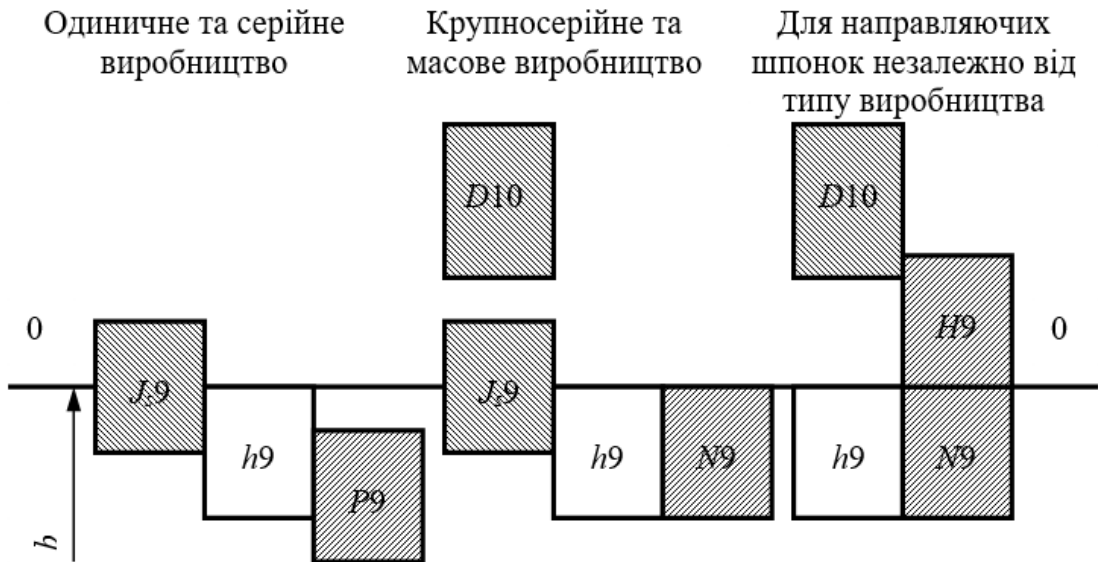


Рисунок 7.2 – Варіанти застосування допусків шпоночного з'єднання
 Приклад позначення на кресленні посадки шпоночного з'єднання
 призматичною шпонкою наведено на рис. 7.3.

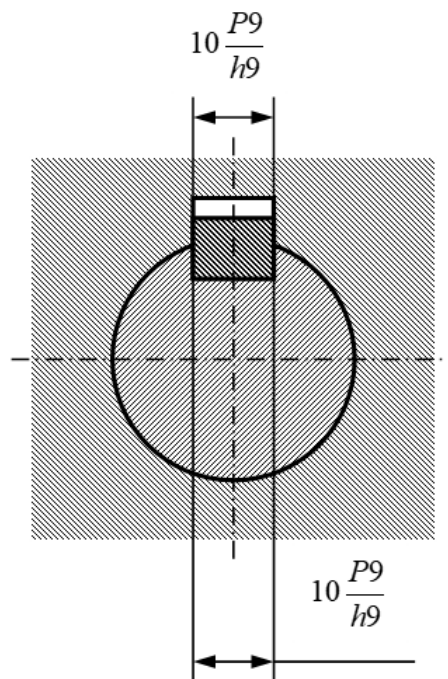


Рисунок 7.3 – Приклад позначення посадки шпоночного
 з'єднання на кресленні

Контроль шпоночних з'єднань призматичною шпонкою виконується комплексними калібрами.

7.2. Взаємозамінність шліцьових з'єднань

В наслідок зрізу шпонок, послаблення перерізу валу та втулки та утворення концентраторів напружень шпоночні з'єднання не здатні до

передачі значних обертальних моментів. В наслідок перекосів та зсуву пазів, а також контактних деформацій від сили радіального навантаження у шпоночному з'єднанні можливий перекіс втулки на валу. Ці недоліки шпоночних з'єднань суттєво обмежують область їх використання та обумовлюють необхідність заміни їх шліцьовими з'єднаннями, що здатні до передачі значних обертальних моментів, мають високий опір і та забезпечують високу точність центрування та напрямку втулки на валу.

Залежно від конструктивного виконання *шліцьові з'єднання поділяють* на:

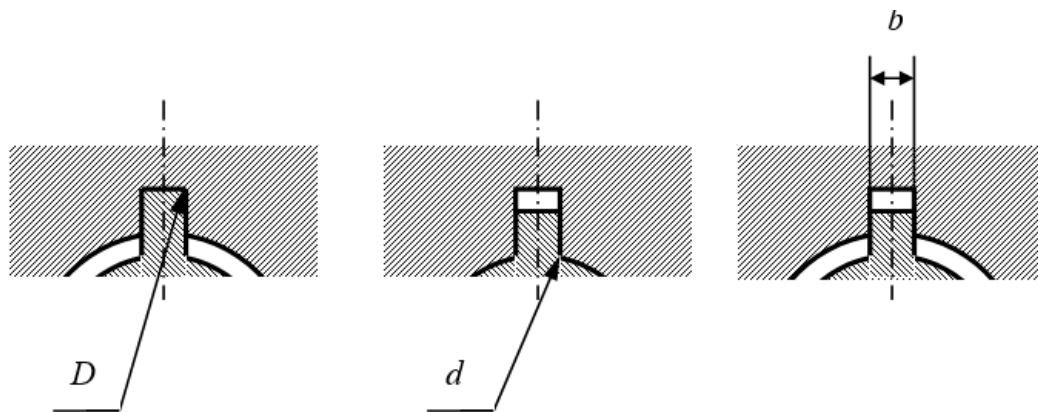
прямобічні, бокова поверхня яких виконується у вигляді прямолінійної утворюючої. Прямобічний профіль досить легко може бути отриманий протягуванням або струганням. Він також є простим з точки зору контролю параметрів, як у виготовленні, так й під час експлуатації та виконання ремонтних операцій. При цьому немає потреби у спеціальному інструменті, обладнанні та устаткуванні. Усі вищенаведені фактори й визначають найліпшу економічну доцільність використання шліцьових з'єднань з прямобічним профілем. Тому прямобічні шліцьові з'єднання набули найбільшого поширення;

евольвентні, бокова поверхня яких виконується у вигляді криволінійної евольвентної утворюючої. Порівняно з прямобічним профілем, евольвентний профіль за більшої технологічності забезпечує передачу більших обертальних моментів, зменшення на 10...40% концентрації напружень ножки зубу, підвищення циклічної довготривалості та точності центрування втулки на валу. Але виготовлення та ремонт шліцьових з'єднань з евольвентним профілем потребують спеціальний інструмент, обладнання та устаткування й, таким чином, додаткових економічних витрат;

трикутні, бокова поверхня яких виконується у вигляді прямолінійних утворюючих з кутом 60° при вершині. Шліцьові з'єднання з трикутним профілем не є стандартизованими. Вони використовуються замість посадок з натягом тонкостінної втулки на валу за вимоги обмеження маси механізму та потреби забезпечення легкого монтажу – демонтажу нероз'ємного з'єднання, що передає обмежений обертальний момент.

7.3. Взаємозамінність шлицевих з'єднань з прямобічним профілем

Допуски та посадки шлицевих з'єднань з прямобічним профілем (визначаються системою центрування шліцьові втулки на шліцьовому валу у відповідності з режимом експлуатації з'єднання, встановлює *засоби центрування* (рис. 7.4):



а – по зовнішньому діаметру; б – по внутрішньому діаметру; в – по боковим сторонам зуб'їв

Рисунок 7.4 – Засоби центрування шлицевих з'єднань з прямобічним профілем

по зовнішньому діаметру D (рис. 7.4 а) рекомендується коли втулка термічно не обробляється або твердість її матеріалу після термічної обробки допускає калібрування протяжкою, твердість матеріалу валу відповідно фрезою до отримання кінцевих розмірів зуб'їв. Такий засіб центрування є простим та економічним. Його використовують для нерухомих з'єднань, а також для рухомих за невеликого навантаження;

по внутрішньому діаметру d (рис. 7.4 б) рекомендується коли матеріал втулки після термічної обробки має велику твердість, що не дозволяє виконати калібрування протяжкою, або коли можуть виникати значні викривлення довгих валів після термічної обробки. Такий засіб центрування забезпечує високу точність центрування й, зазвичай, використовується для рухомих з'єднань;

по боковим сторонам зуб'їв b (рис. 7.4 в) рекомендується коли з'єднання передає навантаження, великі обертальні моменти, а також за реверсивного навантаження. Такий засіб центрування сприяє рівномірному розподілу навантаження між зуб'ями, але не забезпечує високу точність центрування.

Посадки шлицевих з'єднань з прямобічним профілем призначаються у системі отвору як по центруючій поверхні, так й по нецентруючим поверхням (за винятком ширини зубу b для якої призначається або посадка у системі валу або позасистемна посадка). Допуски та предельні відхилення розмірів D , d , та b .

Поля допусків валів та втулок шлицевих з'єднань з прямобічним профілем призначаються для *центруючих розмірів*:

для зовнішнього діаметру D $\frac{H7}{f7}, \frac{H7}{g6}$ (дають у з'єднанні посадку з зазором) та $\frac{H7}{n6}, \frac{H7}{j_s6}$ (дають у з'єднанні перехідну посадку);

для внутрішнього діаметру d $\frac{H7}{f7}, \frac{H7}{g6}$ (дають у з'єднанні посадку з зазором) та $\frac{H7}{n6}, \frac{H7}{j_s6}$ (дають у з'єднанні перехідну посадку);

для ширини зубу b $\frac{D9}{h9}, \frac{F10}{f9}$ (дають у з'єднанні посадку з зазором).

Поля допусків валів та втулок шлицевих з'єднань з прямобічним профілем призначаються для нецентруючих розмірів із значними зазорами, що забезпечує спряження тільки за центруючим розміром та полегшує монтаж з'єднань:

для зовнішнього діаметру D $\frac{H12}{a11}$ (дає у з'єднанні посадку з зазором);

для внутрішнього діаметру d $\frac{H11}{d10}$ (дає у з'єднанні посадку з зазором);

для ширини зубу b – не нормується.

Умовне позначення шлицьового з'єднання з прямобічним профілем

$$X - Z \times d \frac{[1]}{[2]} \times D \frac{[3]}{[4]} \times b \frac{[5]}{[6]}, \quad (7.1)$$

шлицьової втулки з прямобічним профілем

$$X - Z \times d[1] \times D[3] \times b[5], \quad (7.2)$$

та шлицьового валу з прямобічним профілем

$$X - Z \times d[2] \times D[4] \times b[6], \quad (7.3)$$

де X – умовне позначення засобу центрування (D – по зовнішньому діаметру, d – по внутрішньому діаметру, b – по боковим сторонам зуб'їв);

Z – кількість зуб'їв;

d – номінальний розмір внутрішнього діаметру, мм;

- [1] – квалітет та поле допуску внутрішнього діаметру шліцьової втулки;
- [2] – квалітет та поле допуску внутрішнього діаметру шліцьового валу;
- D – номінальний розмір зовнішнього діаметру, мм;
- [3] – квалітет та поле допуску зовнішнього діаметру шліцьової втулки;
- [4] – квалітет та поле допуску зовнішнього діаметру шліцьового валу;
- b – номінальний розмір ширини зубу, мм;
- [5] – квалітет та поле допуску ширини зубу шліцьової втулки;
- [6] – квалітет та поле допуску ширини зубу шліцьового валу.

7.4. Взаємозамінність шлицевих з'єднань з евольвентним профілем

Допуски та посадки шлицевих з'єднань з евольвентним профілем (визначаються системою центрування шліцьової втулки на шліцьовому валу у відповідності з режимом експлуатації з'єднання, встановлює засоби центрування:

по зовнішньому діаметру рекомендується коли втулка термічно не обробляється або твердість її матеріалу після термічної обробки допускає калібрування протяжкою, твердість матеріалу валу відповідно фрезою до отримання кінцевих розмірів зуб'їв. Такий засіб центрування є простим та економічним. Його використовують переважно для нерухомих з'єднань, а також для рухомих за невеликого навантаження;

по боковим поверхням зуб'їв рекомендується коли матеріал втулки після термічної обробки має велику твердість, що не дозволяє виконати калібрування протяжкою, або коли можуть виникати значні викривлення довгих валів після термічної обробки, а, також, коли з'єднання передає знакоперемінне навантаження, великі обертальні моменти й за реверсивного навантаження. Такий засіб центрування забезпечує високу точність центрування та сприяє рівномірному розподілу навантаження між зуб'ями й, зазвичай, використовується для рухомих з'єднань.

Посадки шлицевих з'єднань з евольвентним профілем призначаються відповідно до обраного засобу центрування.

За *центрування по зовнішньому діаметру* ГОСТ 6033 – 80 встановлює два ряди полів допусків для центруючих діаметрів кола впадин втулки D_f та кола вершин зуб'їв валу d_a : ряд 1 (переважний) – H7 для D_f та n6, js6, g6, f7 для d_a ; ряд 2 – H8 для D_f та n6, h6, f7 для d_a . Допуски та предельні відхилення розмірів D_f і d_a призначаються відповідно.

За *центрування по боковим поверхням зуб'їв* встановлюються два різновиди допусків ширини e впадини втулки та товщини s зубу валу: T_e (T_s) – допуск самої ширини впадини втулки (товщини зубу валу); T – сумарний допуск, що включає й відхилення форми та розташування елементів профілю впадини втулки (зубу валу). Відхилення розмірів e та s відраховуються від їх загального номінального розміру по дузі ділильного кола. Для ширини e впадини втулки встановлюються одне основне відхилення H та ступені точності 7, 9, 11, а для товщини s зубу валу – десять основних відхилень (a , c ,

d, f, g, h, k, n, p, r) та ступені точності 7, 11. Посадки по боковим поверхням зуб'їв передбачаються тільки у системі отвору.

Поля допусків валів та втулок шлицевих з'єднань з евольвентним профілем призначаються для *нецентруючих розмірів* із значними зазорами, що забезпечує спряження тільки за центруючим розміром та полегшує монтаж з'єднань.

Умовне позначення відповідно шліцьові з'єднання з евольвентним профілем

$$D \times \frac{[1]}{[2]} \times m \times \frac{[3]}{[4]} \quad (7.4)$$

шліцьові втулки з евольвентним профілем

$$D \times [1] \times m \times [3] \quad (7.5)$$

та шліцьового валу з евольвентним профілем

$$D \times [2] \times m \times [4] \quad (7.6)$$

де D – номінальний розмір зовнішнього діаметру, мм;

m – модуль, мм;

[1] – квалітет та поле допуску зовнішнього діаметру шліцьової втулки;

[2] – квалітет та поле допуску зовнішнього діаметру шліцьового валу;

[3] – ступінь точності та відхилення ширини e впадини шліцьової втулки;

[4] – ступінь точності та відхилення товщини s зуба шліцьового валу.

Задача 1. Розрахунок і вибір посадок для шліцьового з'єднання.

$$6 \times 16 \times 20$$

$$z \times d \times D$$

1. Визначаємо розміри прямобічного шліцьового з'єднання.

Число зубів $z = 6$

Внутрішній діаметр $d = 16$ мм

Зовнішній діаметр $D = 20$ мм

Ширина шліца $b = 4$ мм

Фаска $f = 0,3^{+0,2}$

Радіус округлення $r = 0,2$ мм

Центрування по d застосовується у випадках підвищених вимог до збігів геометричних осей, якщо твердість втулки не дозволяє обробляти деталь протяжкою або коли може виникнути викривлення валів після термообробки.

2. Визначаємо поля допусків і посадки для розмірів d і b , а саме: поле допуску для внутрішнього діаметра втулки Н7, поле допуску для внутрішнього діаметра валу f7, тоді посадка для центрує діаметра (d).

$$d = 16 \frac{H7}{f7}$$

Поле допуску на розмір b для втулки – D9

Поле допуску на розмір b для валу – h9

Тоді посадка по ширині шліца:

$$b = 6 \frac{D9}{h9}$$

Обираємо поле допуску для нецентрованого діаметра D

Для валу – A11

Для втулки – H12

тоді

$$D = 20 \frac{H12}{a11}$$

Повний умовне позначення шліцевого з'єднання.

$d - 6$ **Задача** $\times 16 \frac{H7}{f7} \times 20 \frac{H12}{a11} \times 6 \frac{D9}{h9}$ **2. Вибір і шпоночного**
 розрахунок посадок для з'єднання. шпоночного

1. Визначаємо номінальні розміри шпонки для виконання А.

Якщо діаметр валу $d = 62$ мм, то ширина шпонки $b = 18$ мм і висота $h = 11$ мм.

2. Визначаємо граничні розміри фаски.

$$S_{\max} = 0,60 \text{ мм}$$

$$S_{\min} = 0,40 \text{ мм}$$

3. Обираємо довжину шпонки з довідкової таблиці

$$l = 150 \text{ мм}$$

$b \times h \times l$ – умовне позначення шпонки

$$18 \times 11 \times 150$$

ГОСТ 23.360

4. Визначаємо номінальні розміри пазів шпон.

Глибина паза на валу:

$$t_1 = 7 \text{ мм}$$

Глибина паза у втулці:

$$t_2 = 4,4 \text{ мм}$$

Фаска має граничні розміри:

$$S_{1\min} = 0,4 \text{ мм}$$
$$S_{1\max} = 0,25 \text{ мм}$$

5. Визначаємо розміри, що характеризують глибину пазів з урахуванням діаметрів.

$$\text{Для валу: } d - t_1 = 62 - 7 = 55 \text{ мм}$$
$$\text{Для втулки: } d + t_2 = 62 + 4,4 = 66,4 \text{ мм}$$

Приймаємо, що шпонкові з'єднання є нормальним, тоді

Поле допуску на ширину шпонки – h9.

Поле допуску на ширину паза на валу – N9.

Поле допуску на ширину паза у втулці – Js9.

6. Визначаємо граничні відхилення для розміру $d - t_1$

Поле допуску на висоту шпонки – h11.

Поле допуску на довжину шпонки – h14.

Задача 3. Для шліцьового з'єднання з прямобічним профілем $d - 6 \times 28H7/e8 \times 34H12/a11 \times 7F8/f7$ визначити граничні відхилення усіх елементів з'єднання, побудувати схеми полів допусків (рис. 7.5).

Варіанти завдань і вибір посадок для шліцьових з'єднань з прямобічним профілем:

1. $d - 6 \times 23H7/f7 \times 26H12/a11 \times 6F8/d8$ мм;
2. $d - 8 \times 38H7/e8 \times 40H12/a11 \times 7D9/f8$ мм;
3. $d - 8 \times 32H7/g6 \times 36H12/a11 \times 6D9/e8$ мм;
4. $d - 10 \times 72H7/j7 \times 78 H12/a11 \times 12D10/d9$ мм;
5. $d - 10 \times 82H8/e8 \times 88H12/a11 \times 12F10/h8$ мм.
6. $d - 6 \times 11H8/e8 \times 14H12/a11 \times 3F10/h8$ мм.
7. $d - 8 \times 46H8/e8 \times 50H12/a11 \times 9F10/h8$ мм.
8. $D - 6 \times 26 \times 30H7/g6 \times 6F8/f7$ мм;
9. $D - 6 \times 28 \times 32H7/f7 \times 7F8/e7$ мм;
10. $D - 8 \times 36 \times 40H8/h7 \times 7F10/h9$ мм;

Порядок виконання

Вважаючи діаметральні розміри лінійними, діаметральні розміри лінійними, визначаємо граничні відхилення елементів з'єднання:

отвір $28 H7 = 28^{+0,021}$ мм – центруючий діаметр;

отвір $34 H12 = 34^{+0,250}$ мм; – зовнішній діаметр;

вал $28 e8 = 28^{(-0,040 / -0,073)}$ мм; – центруючий діаметр;

вал $34\ a11 = 34 \left(\begin{smallmatrix} -0.310 \\ -6.470 \end{smallmatrix} \right) \text{ мм}$; – зовнішній діаметр;
 ширина пазу втулки $7\ F8 = 7 \left(\begin{smallmatrix} -0.055 \\ +0.013 \end{smallmatrix} \right) \text{ мм}$
 товщина /ширина/ зубців валу $7f7 = 7 \left(\begin{smallmatrix} -0.013 \\ -0.028 \end{smallmatrix} \right) \text{ мм}$ [1, 5].

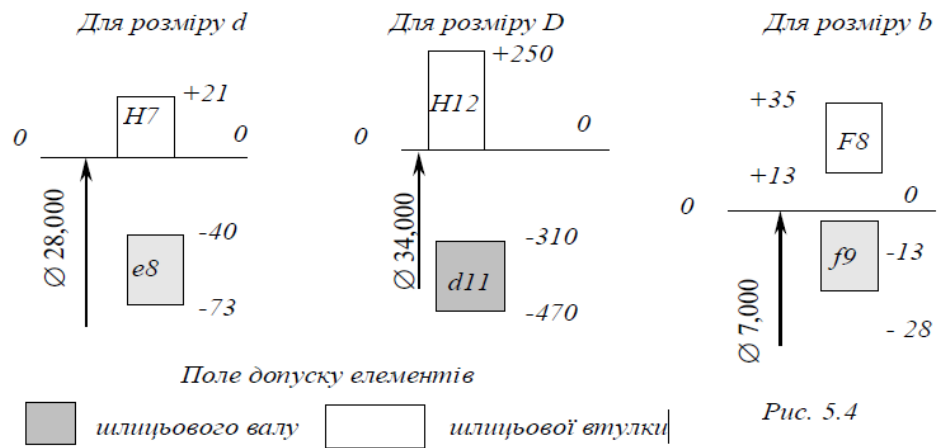


Рисунок 7.5 – Схеми розташування полів допусків шліцевого з'єднання

Тестові завдання

Стандарти ґрунтуються на

- A. Законодавчій базі
- B. На розпорядженнях адміністрації президента
- C. На досягненнях науки, техніки та передового досвіду

Державною системою стандартизації України передбачено такі категорії нормативних документів

- A. ДСТУ; ГСТУ; СТТУ; ТУУ; СТП
- B. Основоположні, на продукцію і послуги
- C. На процеси, методів контролю
- D. Галузеві стандарти, стандарти науково-технічних та інженерних товариств і спілок

Державні стандарти затверджують

- A. Міністерствами (відомствами) галузей
- B. Держстандартом України
- C. Кабінетом Міністрів
- D. Керівництвом підприємства

Методами стандартизації є

- A. Випереджаюча і комплексна стандартизація
- B. Міжнародна, національна, регіональна
- C. Типізація, уніфікація, агрегування

Регіональна стандартизація

- A. Стандартизація, що проводиться на міжнародному рівні та участь у якій відкрита для відповідних органів усіх країн
- B. Стандартизація, що проводиться на рівні однієї країни
- C. Стандартизація, що проводиться на відповідному регіональному рівні, та участь у якій відкрита для відповідних органів країни певного географічного чи економічного простору

Стандарти на продукцію

- A. Встановлюють організаційно-методичні та загально технічні положення для визначеної галузі стандартизації, а також терміни та визначення, загально технічні вимоги, норми та правила
- B. Встановлюють вимоги до групи однорідної або конкретної продукції, послуги, які забезпечують її відповідність своєму призначенню
- C. Встановлюють основні вимоги до послідовності та методів виконання різних робіт у процесах, що використовуються у різновидах діяльності та забезпечують відповідність процесу його призначення
- D. Встановлюють послідовність робіт, способи і технічні засоби виконання для різновидів та об'єктів контролювання продукції, процесів, послуг

Перевірку стандартів здійснює

- A. Технологічний комітет із стандартизації або організація-розробник
- B. Держстандарт України
- C. Міжнародні органи стандартизації
- D. Кабінет Міністрів України

Єдина система документів і посадок (ЄСДП) належить до

- A. До системи взаємопов'язаних стандартів
- B. До єдиної системи конструкторської документації
- C. До єдиної десяткової системи класифікації промислової і сільськогосподарської продукції (ЄДСКП)
- D. До єдиної системи технологічної підготовки виробництва (ЄСТПВ)

Джерелом грубих похибок є

- A. Неправильне настроювання верстату
 - B. Пружні і пластичні деформації
 - C. Попадання стружки під встановлену деталь
 - D. Помилки при відліку поділок на вимірювальному інструменті
- Розміру

Номінальна поверхня

- A. Поверхня заданої геометричної форми, яка не має відхилень форми (визначена кресленням)
- B. Поверхня, яка обмежує деталь і відокремлює її від навколишнього середовища (одержана в процесі виготовлення деталі)
- C. Поверхня заданої геометричної форми, яка не має відхилень від форми (одержана в процесі виготовлення деталі)
- D. Поверхня, яка обмежує деталь і відокремлює її від навколишнього середовища (визначена кресленням)

Взаємозамінність за геометричними параметрами характеризується

- A. Деталі для з'єднань високої точності виготовляють зі свідомо зниженою точністю або допускають припасування однієї з деталей
- B. Деталь, крім того, що вона займає своє місце в машині без додаткових операцій обробки, ще й виконує свої функції відповідно до технічних вимог
- C. У процесі складання не повинно бути ніяких припасу вальних чи регульовальних операцій
- D. Досягається взаємозамінність за розмірами, формою, взаємним розташуванням поверхонь та осей деталей та шорсткістю їх поверхонь

Єдина система конструкторської документації ЕСКД належить до

- A. До системи взаємопов'язаних стандартів
- B. До єдиної системи конструкторської документації
- C. До єдиної десяткової системи класифікації промислової і сільськогосподарської продукції (ЄДСКП)
- D. До єдиної системи технологічної підготовки виробництва (ЄСТПВ)

Джерелом грубих похибок є

- A. Неправильне настроювання верстату
- B. Пружні і пластичні деформації
- C. Попадання стружки під встановлену деталь

Посадки в системі отвору

- A. Посадки, в яких різні зазори і натяги одержуються з'єднанням різних валів з основним отвором
- B. Посадки, в яких різні зазори і натяги одержують з'єднанням різних отворів з основними валами
- C. Посадки із зазором
- D. Посадки з натягом

При селективному складанні зменшується

- A. Величина допуску отвору
- B. Точність складання
- C. Величина допуску валу
- D. Величина групового допуску

Профіль

- A. Поверхня, що обмежує деталь і відокремлює її від навколишнього середовища
- B. Поверхня ідеальна, форма якої задана кресленням
- C. Поверхня, що має форму номінальної і розташована поза матеріалом деталі
- D. Лінія перетину поверхні з площиною

Форма хвилястості має, як правило

- A. Прямолінійний характер
- B. Форму параболи
- C. Форму гіперболи
- D. Синусоїдальний характер

Овальність

- A. Відхилення профілю повздовжнього перерізу, при якому твірні непрямолінійні і діаметри їх збільшуються від країв до середини перерізу
- B. Відхилення від круглості, при якому реальний профіль поперечного перерізу є багатогранною фігурою
- C. Відхилення від круглості, при якому реальний профіль поперечного перерізу овалоподібною фігурою
- D. Відхилення профілю повздовжнього перерізу, при якому твірні прямолінійні, але не паралельні

РОЗДІЛ 2. ТЕХНІЧНІ ВИМІРЮВАННЯ

Тема 8. Методи і засоби контролю різьбових з'єднань.

План

- 8.1. Експлуатаційні вимоги до різьбових з'єднань.
- 8.2. Взаємозамінність кріпильних різьбових з'єднань
- 8.3. Позначення точності та посадок метричних кріпильних різьбових з'єднань

8.1. Експлуатаційні вимоги до різьбових з'єднань

За експлуатаційним призначенням різьбові з'єднання розрізняються на *загального використання* та *спеціальні*, що призначені для з'єднання одного типу деталей спеціальних пристроїв та механізмів. Різьбові з'єднання *загального використання* відповідно до їх призначення поділяються на:

кінематичні (трапецеїдальні та прямокутні), що призначені для забезпечення точного переміщення деталей роз'ємного з'єднання за мінімального коефіцієнту тертя (ходові гвинти металорізальних верстатів та вимірювальних приладів), а також для перетворення обертального руху у прямолінійне при забезпеченні плавності обертання та високої навантажувальної здібності (гвинтові преси та домкрати);

кріпильні (метричні та дюймові), що призначені для забезпечення міцності роз'ємного з'єднання та запобігання розкриття стику протягом визначеного терміну за обраних умов експлуатації виробу;

трубні та арматурні (трубні циліндричні та конічні, метричні конічні), що призначені для забезпечення герметичності роз'ємного з'єднання протягом визначеного терміну за обраних умов експлуатації виробу. Вимоги до трубних та арматурних різьбових з'єднань загального використання.

Експлуатаційні вимоги до різьбових з'єднань залежать від їх експлуатаційного призначення. Загальними для будь – яких різьбових з'єднань є вимоги за довготривалістю експлуатації та згвинчування без виконання операції підгонки незалежно виготовлених складових елементів різьбових з'єднань відповідно до обраних умов експлуатації виробу.

8.2. Взаємозамінність кріпильних різьбових з'єднань

Зовнішні та внутрішні кріпильні різьбові з'єднання, як й більшість інших різьбових з'єднань загального використання та спеціальних, контактують боковими сторонами профілю. Можливість контакту по вершинам та впадинам різьбових з'єднань виключається за рахунок відповідного розташування полів допусків за $D(d)$ і $D_1(d_1)$. У залежності від характеру спряження по боковим сторонам профілю (середньому діаметру $D_2(d_2)$) розрізняються посадки кріпильних різьбових з'єднань із зазором, з натягом та перехідні.

Система допусків та посадок для метричних, як найбільш розповсюджених завдяки високій технологічності, кріпильних різбових з'єднань діаметром 1...600 мм основана на міжнародному стандарті ISO МС $\frac{965}{1}$ – 1973 й регламентує параметри посадок із зазором, з натягом та перехідних.

Посадки із зазором. Відповідно для отримання посадок із зазором у метричних кріпильних різбових з'єднаннях передбачається *п'ять основних відхилень* (d, e, f, g, h) для зовнішньої та *чотири основних відхилення* (E, F, G, H) для внутрішньої різьби (рис. 8.1), що є однаковими для розмірів $D(d), D_1(d_1)$ та $D_2(d_2)$.

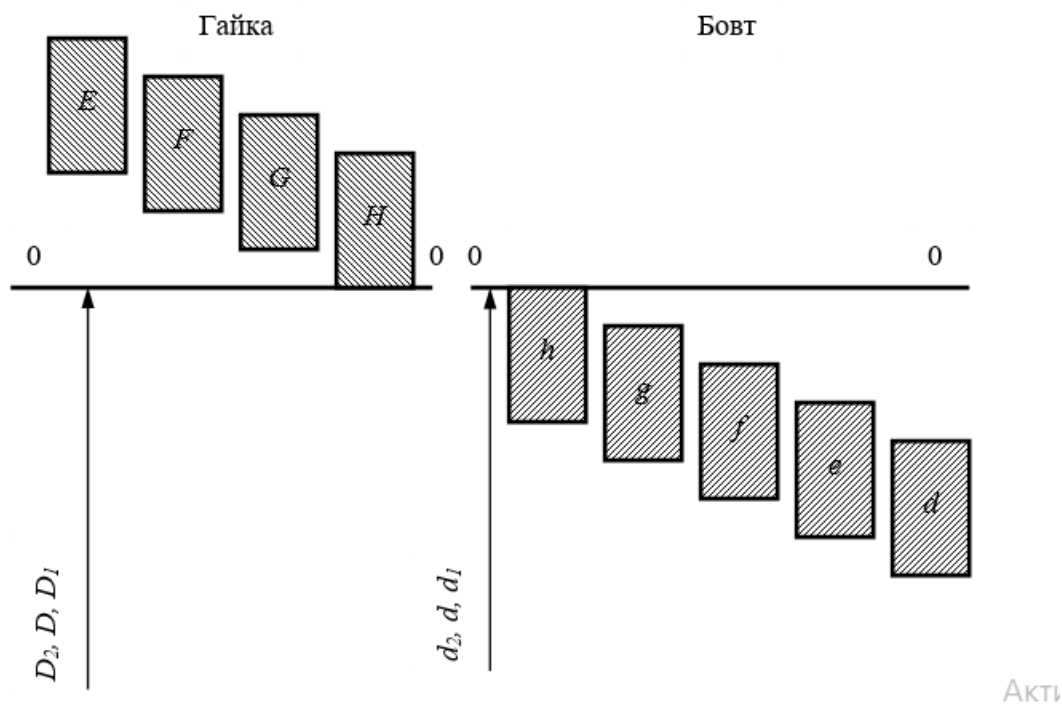


Рисунок 8.1 – Відхилення посадок метричних різбових з'єднань із зазором

Відхилення відраховуються від номінального профілю метричного кріпильного різбового з'єднання у напрямку, що є перпендикулярним до осі симетрії з'єднання (рис. 8.2).

За співпадання відхилень $\frac{H}{h}$ утворюються посадка з найменшим гарантованим зазором, що дорівнює нулю, яка рекомендується для відповідальних метричних кріпильних різбових з'єднань, що не допускають розкриття стику протягом визначеного терміну за обраних умов експлуатації виробу.

За співпадання відхилень $\frac{H}{h}$ утворюються посадка з найменшим гарантованим зазором, що дорівнює нулю, яка рекомендується для

відповідальних метричних кріпильних різьбових з'єднань, що не допускають розкриття стику протягом визначеного терміну за обраних умов експлуатації виробу.

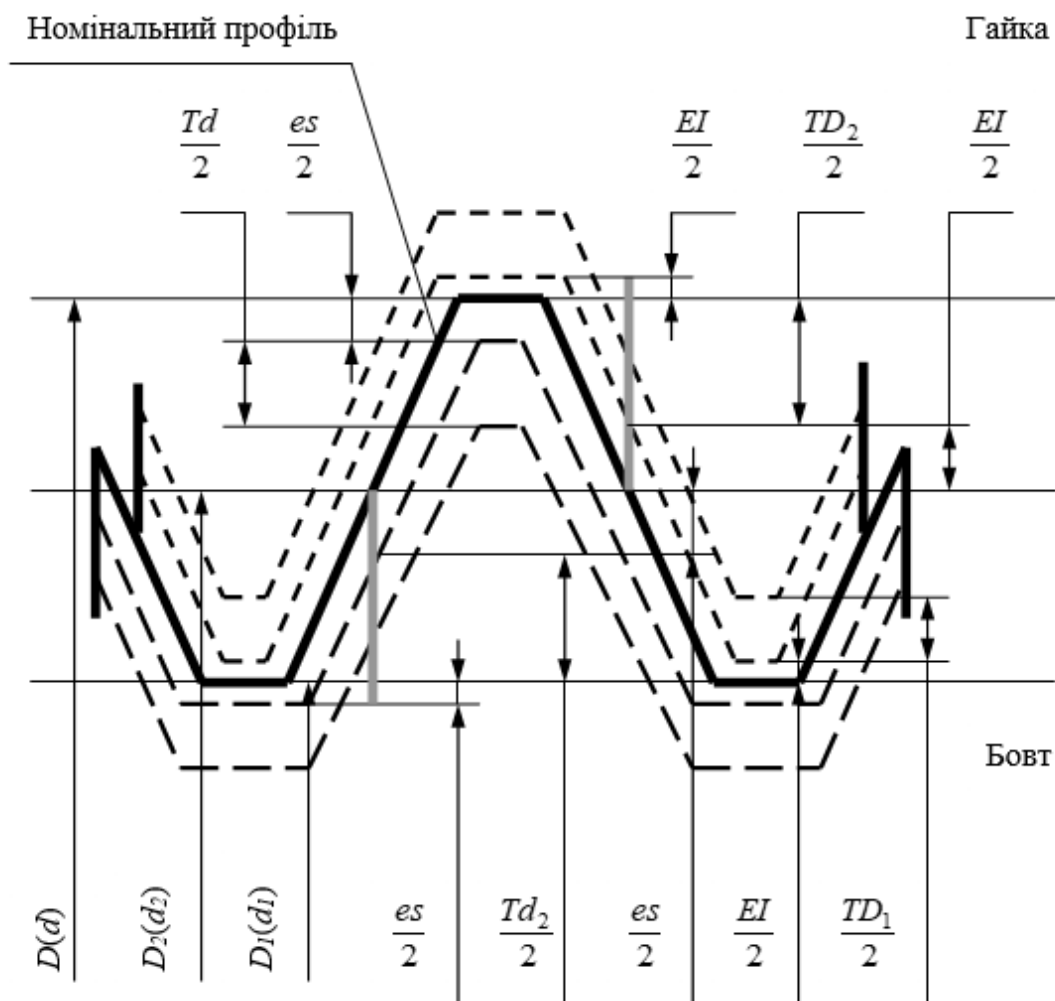


Рисунок 8.2 – Схема посадки метричного різьбового з'єднання із зазором

За співпадання відхилень $\frac{H}{g}, \frac{H}{f}, \frac{H}{d}, \frac{H}{e}$ або утворюються посадка з гарантованими зазорами, що забезпечує середні величини гарантованих зазорів й рекомендується для найпоширеного вживання у метричних кріпильних різьбових з'єднаннях до яких не пред'являються спеціальні вимоги протягом визначеного терміну за обраних умов експлуатації виробу.

За співпадіння відхилень $\frac{E}{h}, \frac{E}{g}, \frac{E}{f}, \frac{E}{d}, \frac{E}{e}$ або $\frac{F}{h}, \frac{F}{g}, \frac{F}{f}, \frac{F}{d}, \frac{F}{e}$ утворюється

посадка з найбільшими величинами гарантованих зазорів, що рекомендується для метричних кріпильних різьбових з'єднань із спеціальним покриттям їх елементів, яке обумовлюється спеціальними вимогами протягом визначеного терміну за обраних умов експлуатації виробу.

Вищенаведені основні відхилення для зовнішньої різьби метричних кріпильних різьбових з'єднань визначають верхні предільні відхилення, а для внутрішньої різьби метричних кріпильних різьбових з'єднань – нижні предільні відхилення (рис. 8.2). Інше предільне відхилення визначається відповідно до прийнятого *ступеню точності* метричних кріпильних різьбових з'єднань. Співпадіння основного відхилення, що позначається буквою, з прийнятою ступеню точності утворює *поле допуску різьби*.

Поле допуску різьби метричних кріпильних різьбових з'єднань утворюється співвідношенням поля допуску середнього діаметру d зовнішньої різьби та діаметру виступів D_1 внутрішньої різьби (у таблиці 7.2 поля допусків, виділені жирним шрифтом є переважними до вживання, виділені сірим кольором – вживаються за спеціальним обґрунтуванням, інші – рекомендовані для застосування відповідно до умов наведених вище).

Ступінь точності. Встановлені ступені точності для: діаметру болта зовнішнього 4, 6, 8, а середнього 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10 (10 – для елементів із синтетичних матеріалів); діаметру гайки зовнішнього 4, 5, 6, 7, 8, а середнього 4, 5, 6, 7, 8, 9 (9 – для елементів із синтетичних матеріалів).

Довжина згвинчування. Для обирання ступені точності залежно від довжини згвинчування різьби метричних кріпильних різьбових з'єднань та вимог до точності за обраних умов експлуатації виробу встановлені три групи довжин згвинчування (таблиця 7.1): S – короткі з довжиною згвинчування менше ніж $2,24Pd^{0,2}$ (де P – шаг різьби, мм; d – номінальний діаметр різьби, мм); N – нормальні з довжиною згвинчування, що більша або дорівнює $2,24Pd^{0,2}$ та менша або дорівнює $6,7Pd^{0,2}$; L – довгі з довжиною згвинчування більше ніж $6,7Pd^{0,2}$.

Клас точності. Відповідно до практичних потреб поля допусків різьби метричних кріпильних різьбових з'єднань згруповані у три класи точності: *точний*, що рекомендується для відповідальних статично навантажених з'єднань, а також за обмеженої умовами експлуатації виробу величини зазорів посадки у з'єднанні; *середній*, що рекомендується для з'єднань до яких не висуваються додаткові умови під час експлуатації виробу; *грубий*, що рекомендується для різьб нарізаних на гарячекатаних заготовках та у довгих глухих отворах.

Допуск різьби. Допуск середнього діаметру різьби є сумарним. Основним допуском для усіх діаметрів, приймається ряд ступеню точності 6. Допуски діаметрів різьби, *мкм*, для ступеню точності 6 за нормальної довжини згвинчування визначається як

$$Td(6) = 180\sqrt[3]{P^2} - \frac{3,15}{\sqrt{P}}, \quad (8.1)$$

$$Td_2 = 90P^{0,4}d^{0,1}, \quad (8.2)$$

$$Td_1(6) = 230P^{0,7}, \quad (8.3)$$

$$TD_2(6) = 1,32Td_2(6), \quad (8.4)$$

$$TD_1 = 433P - 190P^{1,22}, \quad (8.5)$$

де $P \geq 1\text{мм}$ для (7.3) та $P \leq 0.8\text{мм}$ для (8.5);

d – середнє геометричне предельних значень інтервалу номінальних розмірів, мм.

Допуски інших ступенів точності визначаються перемноженням допуску ступеню точності 6 на коефіцієнти: для ступеню точності 3 на 0,5; для ступеню точності 4 на 0,63; для ступеню точності 5 на 0,8; для ступеню точності 7 на 1,25; для ступеню точності 8 на 1,6; для ступеню точності 9 на 2,0; для ступеню точності 10 на 2,5.

Допуски на внутрішній діаметр d_1 зовнішньої різьби та зовнішній діаметр D внутрішньої різьби не встановлюється. За одного й теж самого ступеню точності різьби допуск TD_2 на $\frac{1}{3}$ більше допуску Td_2 .

8.3. Позначення точності та посадок метричних кріпильних різьбових з'єднань

Система допусків різьби метричних кріпильних різьбових з'єднань має структуру умовного позначення для з'єднання відповідно до ДСТУ ISO 225 – 2001

$$MD(d) \times PLH - \frac{mX}{nY}, \quad (8.6)$$

для гайки

$$Md \times PLH - mX, \quad (8.7)$$

для бовту

$$MD \times PLH - nY, \quad (8.8)$$

де M – умовне позначення метричної різьби;

$D(d)$ – номінальний розмір різьбового з'єднання;

D – номінальний розмір різьби гайки;

d – номінальний розмір різьби бовта;

P – шаг різьби (вказується для різьби з мілким шагом);

LH – умовне позначення лівої різьби (для правої різьби не вказується);

m – ступінь точності гайки;

X – основне відхилення гайки;

n – ступінь точності бовту;

Y – основне відхилення бовту.

Посадки з натягом. Посадки з гарантованим натягом за середнім діаметром використовуються тоді, коли конструкція виробу не допускає використання різьбового з'єднання типу бовт – гайка із-за можливого порушення герметичності та самовигвинчування шпильок під впливом вібрацій, перемінного навантаження та змін експлуатаційних температур. Вимоги до посадок з гарантованим натягом, що поширюється на метричні кріпильні різьбові з'єднання діаметром 5...45 мм та шагом 0,8...3,0 мм.

Для посадок з гарантованим натягом встановлюються малі допуски за середнім діаметром: для глухих отворів – ступінь точності 2; для шпильок – ступінь точності 2 та 3. Допуск за ступенем точності 2 визначається як

$$Td_2(2) = 0,4Td_2(6) = 36P^{0,4}d^{0,1}, \quad (8.9)$$

$$TD_2(2) = 0,53Td_2(6) = 48P^{0,4}d^{0,1}, \quad (8.10)$$

Таким чином, допуск різьби глухого отвору на 2,0 % більше допуску шпильки.

Перехідні посадки. Перехідні посадки використовуються за одночасного додаткового заклинювання шпильки по конічному збігу різьби, по плоскому бурту та по циліндричній цапфі. Вимоги до перехідної посадки регламентуються для метричної різьби з профілем.

Приклад.

$$M26 - \frac{6H}{6g}$$

$$\alpha = 60^\circ$$

$$D = d = 26 \text{ мм}$$

$$P = 1,5 \text{ мм}$$

1. Визначаємо номінальні діаметри різьби.

– визначаємо внутрішній діаметр різьби.

$$D_1 = d_1 = d - 2 + 0,918 = 26 - 2 + 0,918 = 24,918 \text{ мм}$$

– визначаємо середній діаметр різьби.

$$D_2 = d_2 = d - 1 + 0,350 = 26 - 1 + 0,350 = 25,350 \text{ мм}$$

2. Визначаємо граничні діаметри для болта

$$6g - d_2, d - \text{болт}$$

Визначаємо поля допусків зовнішньої різьби (болтів) з основним відхиленням g

$$d_{\max} = d + es = 26 + (-0,032) = 25,968 \text{ мм}$$

$$d_{\min} = d + ei = 26 + (-0,268) = 25,732 \text{ мм}$$

$$d_{2 \max} = d_2 + es_2 = 25,350 + (-0,032) = 25,318 \text{ мм}$$

$$d_{2 \min} = d_2 + ei_2 = 25,350 + (-0,182) = 25,168 \text{ мм}$$

$$d_{1 \max} = d_1 + es_1 = 24,918 + (-0,032) = 24,886 \text{ мм}$$

$d_{1 \min}$ – не нормируется

3. Визначаємо граничні розміри для гайки.

6H – D_2 , D_1 – гайка

$$D_{2 \max} = D_2 + ES_2 = 25,350 + 0,200 = 25,550 \text{ мм}$$

$$D_{2 \min} = D_2 + EI_2 = 25,350 + 0 = 25,350 \text{ мм}$$

$$D_{1 \max} = D_1 + ES_1 = 24,918 + 0,300 = 25,218 \text{ мм}$$

Визначаємо поля допусків внутрішньої різьби (гайок) з основним відхиленням H

$$D_{1 \min} = D_1 + EI_1 = 24,918 + 0 = 24,918 \text{ мм}$$

D_{\max} - не нормируется

$$D_{\min} = D + EI = 26 + 0 = 26 \text{ мм}$$

Тема 9. Розмірні ланцюги

План

9.1. Основні відомості про розмірні ланцюги.

9.2. Метод розрахунку розмірних ланцюгів, що забезпечує повну взаємозамінність.

9.3. Теоретико – ймовірнісний метод розрахунку розмірних ланцюгів.

9.4. Методи групової взаємозамінності, регулювання та пригонки.

9.1. Основні відомості про розмірні ланцюги

Для нормального функціонування виробу потрібно, щоб його деталі та агрегати й окремі їх поверхні займали відносно інших складових суворо визначене відповідно до службового призначення положення. За розрахунку точності відносного положення потрібно обліковувати зв'язок багатьох розмірів, що й виконується розрахунком розмірних ланцюгів.

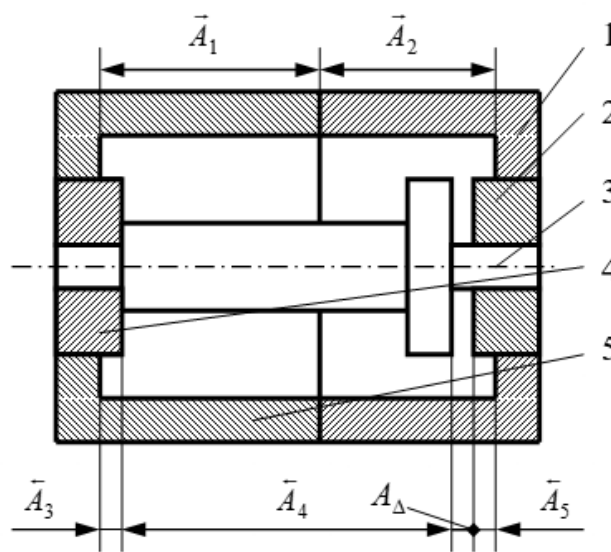
Розмірним ланцюгом називається сукупність розмірів, що утворює замкнутий контур та безпосередньо визначає відносне положення поверхонь складових виробу. Розміри, що утворюють розмірний ланцюг називаються *ланками розмірного ланцюгу*.

Розмірні ланцюги розрізняються на:

за призначенням: *конструкторські*, що забезпечують точність окремих деталей та виробу у цілому під час конструювання; *технологічні*, що відображають зв'язок розмірів деталі або виробу по мірі виконання технологічних операцій; *вимірювальні*, що розв'язують задачу вимірювання взаємного розташування поверхонь окремих деталей та виробу у цілому;

за місцем у технологічному процесі: *складальні* – призначені для визначення точності взаємного розташування поверхонь декількох деталей, що утворюють складальну одиницю або виріб при виконанні складальної операції; *подетальні* – призначені для визначення точності взаємного розташування осей та поверхонь деталі при виконанні основної робочої та допоміжної операцій;

за взаємним розташуванням ланок ланцюгу у просторі: *просторові*, ланки яких непаралельні між собою або лежать площинах, що взаємно перехрещуються у просторі; *лінійні* (рис. 9.1), ланки яких являють собою лінійні розміри, що належать одній площині або лежать у паралельних площинах; *кутові*, ланки яких являють собою кутові розміри, що належать одній площині.



1,5 – корпус; 2,4 – втулка; 3 – вал.

Рисунок 9.1 – Вал у зборі

Ланки розмірного ланцюгу розрізняються на (рис. 9.1):

замикаючу A_Δ – розмір, що отримується останнім у процесі обробки деталі або складання складальної одиниці чи виробу. Величина замикаючої ланки встановлюються безпосередньо відповідно до вимог точності деталі або виробу у цілому;

складові A_i – де-кілька розмірів, що безпосередньо утворюють розмірний ланцюг, зміна розмірів яких призведе до зміни розміру замикаючої

ланки. *Складові ланки \vec{A}_i* , збільшення величини яких призведе до збільшення величини замикаючої ланки називаються *збільшувачими*. Вони утворюють збільшувачий розмірний напівланцюг. *Складові ланки \vec{A}_i* , збільшення розмірів яких призведе до зменшення величини замикаючої ланки називаються *зменшувачими*. Вони утворюють зменшувачий розмірний напівланцюг.

Розрахунок розмірних ланцюгів дозволяє: встановити кількісний зв'язок між розмірами окремих деталей виробу й вточнити номінальні величини взаємопов'язаних розмірів виходячи з експлуатаційних вимог та економічної точності обробки деталей та процесу складання; визначити найбільш рентабельний вид взаємозамінності (повна чи неповна); добитися вірної простановки розмірів на робочих кресленнях; визначити операційні допуски та перерахувати конструкційні розміри на технологічні у випадку неспівпадання конструкторських та технологічних баз. Розрахунок розмірних ланцюгів обов'язковий етап конструювання виробу, що сприяє зменшенню трудомісткості виробництва. *Суттєвість розрахунку розмірного ланцюгу* полягає у встановленні допусків та предільних відхилень усіх його ланок виходячи з вимог конструкції та технології. За цих умов підлягає розв'язанню задача: визначення номінального розміру, предільних відхилень та допуску замикаючої ланки відповідно до заданих номінальних розмірів та предільних відхилень складових ланок подетального розмірного ланцюгу; або визначення допуску та предільних відхилень складових ланок складального розмірного ланцюгу відповідно до заданого номінального розміру та предільних відхилень замикаючої ланки.

9.2. Метод розрахунку розмірних ланцюгів, що забезпечує повну взаємозамінність

Метод розрахунку розмірних ланцюгів, що забезпечує повну взаємозамінність, (інша назва метод максимуму – мінімуму) базується на використанні принципу призначення предільних відхилень складових ланок розмірного ланцюгу максимальними або мінімальними за величиною, а допуск замикаючої ланки при цьому є арифметичною сумою допусків складових ланок розмірного ланцюгу. Цей метод розрахунку враховує найбільш негативне співпадіння предільних відхилень складових ланок розмірного ланцюгу й тому забезпечує потрібну точність замикаючого ланцюгу незалежно від умов виробництва та складання без додаткових операцій (пригонки, підбору та інших).

9.3. Теоретико – ймовірнісний метод розрахунку розмірних ланцюгів

Теоретико – ймовірнісний метод розрахунку розмірних ланцюгів забезпечує повну взаємозамінність ланок розмірного ланцюгу базуючись на положенні, що одночасне співпадіння предільних відхилень складових ланок розмірного ланцюгу максимальними або мінімальними за величиною є

малоймовірною подією так, як відхилення розмірів де більше групуються біля середини поля допуску та з'єднання з такими розмірами є найбільш часто вживаними. Якщо допустити досить малу ймовірність (наприклад 0,27%) недотримання предільних розмірів замикаючої ланки то, тим самим, можливо суттєво розширити допуски ланок розмірного ланцюгу та зменшити собівартість виготовлення деталей та процесу складання виробу.

Допуск замикаючого ланцюгу

$$TA_{\Delta} = \sqrt{\sum_{i=1}^n (TA_i)^2}, \quad (9.1)$$

Визначення допуску замикаючої ланки по (9.4) побудовано на передбаченні, що центр розподілу розмірів підпорядкований закону Гауса: центр групування співпадає з серединою поля допуску, а поле розсіяння – зі значенням допуску. Однак, у виробничих умовах мають місце випадкові похибки розмірів, що не підпорядковуються закону Гауса. Для визначення допуску замикаючої ланки за свавільного закону розподілу до (9.4) вводиться коефіцієнт відносного розсіяння k_i

$$TA_{\Delta} = \frac{1}{k_{\Delta}} \sqrt{\sum_{i=1}^n (TA_i)^2 k_i^2}, \quad (9.2)$$

де k_{Δ} – коефіцієнт, що характеризує закон розподілу похибки замикаючої ланки, що вводиться коли $i \leq 6$;

k_i – коефіцієнт, що характеризує закон розподілу похибки i -ї ланки.

$$k_i = \frac{6\sigma}{T_i}, \quad (9.3)$$

де $T_i = 6\sigma$ – поле розсіяння A_i .

Для закону нормального розподілу

$$k_i = \frac{6\sigma_i}{6\sigma_i} = 1,0, \quad (9.4)$$

для закону рівної ймовірності

$$k_i = \frac{6\sigma_i}{2\sqrt{3}\sigma_i} = 1,73, \quad (9.5)$$

для закону трикутника (Сімпсона)

$$k_i = \frac{6\sigma_i}{2\sqrt{6}\sigma_i} = 1,22, \quad (9.6)$$

Допуск i -ої ланки можна визначити як

$$TA_i = a(0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D), \quad (9.7)$$

де a – кількість одиниць допуску;

D – номінальний розмір ланки розмірного ланцюгу, мм.

Підставляючи (9.10) до (9.5) та розв'язавши останнє відносно a отримуємо

$$a = \frac{TA_{\Delta} k_{\Delta}}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D)^2 k_i^2}}, \quad (9.8)$$

Відповідно до значення a обирається найближчий квалітет.

Використання теоретико – ймовірнісного методу розрахунку розмірних ланцюгів дозволяє для однієї й теж самої величини допуску замикаючої ланки, що й з використанням методу повної взаємозамінності, розширити допуск складових ланок розмірного ланцюгу у два рази. При цьому тільки у 0,27% розмірних ланцюгів (трьох з тисячі) предельні значення розміру замикаючої ланки (за нормального закону розподілу) можуть бути не дотримані (має місце можливість браку).

9.4. Методи групової взаємозамінності, регулювання та пригонки

Методи групової взаємозамінності, регулювання та пригонки не забезпечують повної взаємозамінності. Тому вони використовуються, коли деталі та вироби виготовляються з досить широкими технологічними допусками.

Метод групової взаємозамінності використовується, коли середня точність розмірів ланок розмірного ланцюгу досить висока та економічно несприятлива. Цей метод оснований на обиранні відповідно до вимог стандартів деталей, сортування їх на рівну кількість груп з більш вузькими груповими допусками та складанні з них після комплектування однойменних груп для подальшого використання. Таке складання називають селективним.

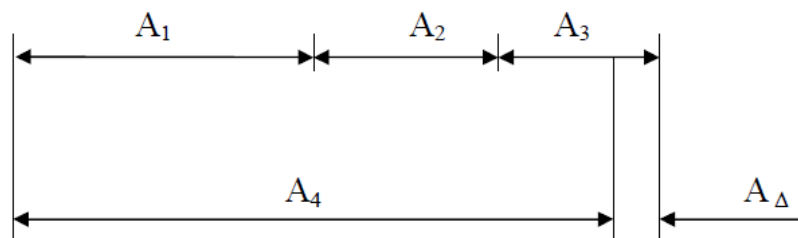
Метод регулювання використовується для досягнення високої точності виробу при виготовленні та у процесі експлуатації при досить широких допусках розмірів ланок розмірного ланцюгу. Цей метод оснований на обиранні у розмірному ланцюгу відповідно до вимог стандартів ланок – компенсаторів, за рахунок зміни розмірів яких без видалення матеріалу (регулювання) буде досягатися потрібна точність замикаючої ланки. До недоліків цього методу слід віднести збільшення кількості деталей виробу та потрібність у додаткових

технологічних операціях у процесі виготовлення та експлуатації, що негативно впливає на техніко – економічні параметри виробу.

Метод пригонки використовується, коли потрібна точність замикаючої ланки досягається за рахунок додаткової обробки однієї, заздалегідь обраної складової ланки розмірного ланцюгу. Цей метод використовується у одиничному та дрібносерійному виробництві, коли використання інших методів забезпечення потрібної точності технічно неможливе або економічно не доцільне.

Завдання 1. Розрахунок розмірного ланцюга методом максимуму – мінімуму

1. Будуємо схему розмірної ланцюга.



Вихідні дані: $A_{\Delta} = 0,2 \dots 0,9$, $A_1 = 45$, $A_2 = 15$, $A_3 = 16-0,12$,

2. Визначаємо розмір A_4

$$A_{\Delta} = \sum A_{j \text{ ув}} - \sum A_{j \text{ ум}} = (A_1 + A_2 + A_3) - A_4$$

$$1 = (45 + 15 + 16) - A_4$$

$$A_4 = 75$$

3. Визначаємо допуск вихідної ланки

$$TA_{\Sigma} = A_{\Sigma \text{max}} - A_{\Sigma \text{min}}$$

$$TA_{\Sigma} = 0,9 - 0,2 = 0,7 = 700 \text{ мкм}$$

4. Визначаємо верхнє і нижнє граничне відхилення початкової ланки.

$$ESA = A_{\Sigma \text{max}} - A_{\Sigma}$$

$$ESA_{\Sigma} = 0,9 - 1 = -0,1$$

$$EIA_{\Sigma} = A_{\Sigma \text{min}} - A_{\Sigma}$$

$$EIA_{\Sigma} = 0,2 - 1 = -0,8$$

$1 \begin{smallmatrix} -0,1 \\ -0,8 \end{smallmatrix}$ – вихідна ланка.

5. Визначаємо координати середини поля допуску вихідного ланки.

$$EсA_{\Sigma} = \frac{ESA_{\Sigma} + EIA_{\Sigma}}{2} = \frac{-0,1 - 0,8}{2} = -0,450 \text{ мм}$$

6. Знаходимо число одиниць допуску містяться в допуску вихідного ланки. Без урахування допуску на розміри стандартних виробів.

$$a_{расч} = \frac{TA_{\Sigma} - \sum TA_{неизв}}{\sum ij_{неизв}} = \frac{700 - 120}{1,56 + 1,08} = \frac{580}{2,64} = 219,69$$

12 квалітет

Отримуємо:

$$A_1 = 45h12 \quad TA_1 = 250 \text{ мкм} \quad есA_1 = -125 \text{ мкм}$$

$$A_2 = 15h12 \quad TA_2 = 180 \text{ мкм} \quad есA_2 = -90 \text{ мкм}$$

7. Визначаємо допуск ланки A_4 .

$$TA_{\Sigma} = TA_1 + TA_2 + TA_3 + TA_4$$

$$TA_4 = TA_{\Sigma} - TA_1 - TA_2 - TA_3$$

$$TA_4 = 700 - 250 - 180 - 120 = 150 \text{ мкм}$$

8. Визначаємо координати середини поля розміру A_4 .

$$EсA_{\Sigma} = \sum EсA_{jув} - \sum EсA_{jум}$$

$$EсA_{\Sigma} = EсA_1 + EсA_2 + EсA_3 - EсA_4$$

$$EсA_4 = -125 - 90 - 60 + 450 = 175 \text{ мкм}$$

9. Визначаємо верхнє і нижнє граничні відхилення.

$$ESA_4 = EсA_4 + TA_4/2 = 175 + 150/2 = 250 \text{ мкм}$$

$$EIA_4 = EсA_4 - TA_4/2 = 175 - 150/2 = 100 \text{ мкм}$$

10. Вибираємо найближче стандартне поле допуску на розмір A_4 .

$$A_4 = 75u10 \left(\begin{array}{c} +0,222 \\ +0,102 \end{array} \right)$$

$$TA_4 = 120 \quad есA_4 = \frac{0,222 + 0,102}{2} = 0,162 \text{ мкм}$$

Перевірочний розрахунок розмірного ланцюга методом max-min.

1. Визначимо номінальне значення замикаючої ланки.

$$A_{\Delta} = \sum A_{j_{yB}} - \sum A_{j_{yM}} = (A_1 + A_2 + A_3) - A_4$$
$$A_{\Delta} = 45 + 15 + 16 - 75 = 1$$

2. Визначаємо допуск замикаючої ланки.

$$TA_{\Sigma} = TA_1 + TA_2 + TA_3 + TA_4$$
$$TA_{\Sigma} = 250 + 180 + 120 + 120 = 670 \text{ мкм}$$

3. Визначаємо нижню і верхню відхилення замикаючої ланки.

$$ESA_{\Sigma} = \sum E_{cA_{j_{yB}}} - \sum E_{cA_{j_{yM}}} + TA_{\Sigma}/2$$
$$ESA_{\Sigma} = (-125 - 90 - 60) - 162 + 670/2 = -102 \text{ мкм} = -0,102 \text{ мм}$$
$$EIA_{\Sigma} = \sum E_{cA_{j_{yB}}} - \sum E_{cA_{j_{yM}}} - TA_{\Sigma}/2$$
$$EIA_{\Sigma} = (-125 - 90 - 60) - 162 - 670/2 = -772 \text{ мкм} = -0,772 \text{ мм}$$

4. Визначаємо найбільше та найменше граничні розміри замикаючої ланки.

$$A_{\Sigma \max} = A_{\Sigma} + ESA_{\Sigma} = 1 - 0,102 = 0,898 \text{ мм}$$
$$A_{\Sigma \min} = A_{\Sigma} - EIA_{\Sigma} = 1 - 0,772 = 0,228 \text{ мм}$$

Умова

$$A_{\Sigma \max \text{ расч}} \leq A_{\Sigma \max \text{ псх}}$$
$$0,898 < 0,9$$

$$A_{\Sigma \min \text{ расч}} \geq A_{\Sigma \min \text{ псх}}$$
$$0,228 > 0,2$$

Перевірка показала, що призначене граничне відхилення складових ланок забезпечує необхідну точність замикаючої ланки.

Завдання 2. За заданою величиною замикаючого функціонального розміру і допуску на нього визначити розміри складових розмірів (ланок) і допуски на них:

А. Способом рівних допусків;

Б. Способом призначення допусків одного квалітету (задача другого типу в теорії розмірних ланцюгів).

Профрезерувати виступ на глибину $(40 \pm 0,05)$ мм (рис. 9.2). Обробку виконати від технологічної бази А, і глибину паза можна визначити вимірюванням розмірів 70 і 30, на які і слід призначати допуски [1, 4, 5].

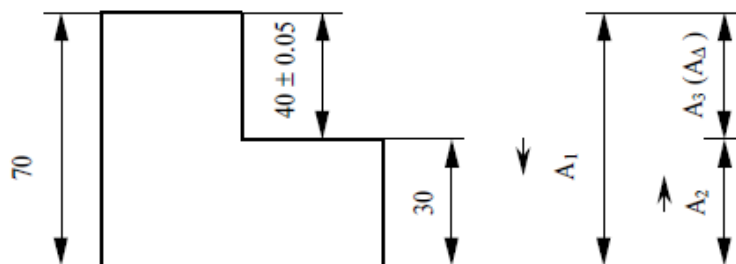


Рисунок 9.2 – Напрямок обходу розмірного ланцюгу

1. Визначаємо допуски на розміри 70 і 30 способом рівних допусків, тобто $TA_{cp} = TA_{\Delta}/(n-1)$

де TA_{Δ} – допуск замикаючої ланки;

n – кількість ланок у ланцюгу.

Беремо $TA_1 = TA_2 = TA_{cp}$ Тоді $TA_{cp} = TA_{\Delta}/2 = 0,1/2 = 0,05$ мм.

2. Визначаємо допуски на розміри 30 і 70 способом призначення допусків одного квалітету на всі складові розміри.

$TA_j = a_j$ Ч i де a_j – кількість одиниць допуску, табл. 10.1.

Таблиця 9.1 Вихідні дані

Позначення допуску	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12
Значення допусків	7i	10i	16i	25i	40i	64i	100i	160i

Спочатку визначаємо величину i одиницю допуску:

$$i = 0,45 \sqrt[3]{A_{jcp}} + 0,001 TA_{jcp} \text{ м}$$

де TA_{jcp} – середній допуск інтервалу розмірів, до якого відноситься даний розмір.

Значення i для розмірів в діапазоні до 250 мм наведено в табл. 5 додатку.

Вважаючи, що всі розміри рівної точності, тобто мають бути виконані за одним квалітетом, візьмемо $a_1 = a_2 = \dots = a_{(n-1)} = a_{cp}$

Тоді $a_1 = TA_j/i$ або $a_{cp} = A_j = TA_{\Delta}/(\sum i_j) = 100/(1,31 + 1,86) \approx 32$

В нашому випадку (по табл. 10.2) для розміру 30 $i = 1,31$; для розміру 70 $i = 1,86$. Це значення a_{cp} приблизно відповідає точності обробки деталі по 9-му квалітету [1, 4, 5].

Відповідно до ГОСТ 25346-82 встановлюємо допуск для розмірів 30 і 70 мм в одному квалітеті (для валів $j_s 9$): $30 \pm 0,020$ і $70 \pm 0,037$.

Перевірка: $TA_{\Delta} = \sum TA_j$

В зв'язку з тим, що $TA_{\Delta} = 100$ мкм, а сума допусків інших розмірів складає $52 + 74 = 126$ мкм, то зменшуємо їх величину, за рахунок збільшення

(до 8-го квалітету) точності їх виготовлення. Тоді допуск на розмір 70 мм складає 46 мкм. Остаточо якщо взяти 8 квалітет $A_2 = (30 \pm 0,026)$ мм і $A_1 = (70 \pm 0,023)$ мм [1, 5].

Тема 10. Основні поняття про метрологію і технічні вимірювання

План

- 10.1. Метрологія ті її завдання.
- 10.2. Державна система забезпечення єдності вимірювання.
- 10.3. Методи та засоби вимірювання.

10.1. Метрологія ті її завдання

Метрологія – наука про виміри фізичних величин, методи і засоби з Головні задачі метрології – встановлення одиниць вимірювання фізичних величин, державних еталонів та зразкових засобів вимірювання, розробка теорії, методів та засобів вимірювання та контролю, забезпечення єдності вимірювання та єдності засобів вимірювання, розробка методів оцінки похибок, стану засобів вимірювання та контролю, а також передачі розмірів одиниць від еталонів або зразкових засобів вимірювання робочим засобам вимірювання.

Вимірювання фізичної величини виконують дослідним шляхом за допомогою технічних засобів. У результаті вимірювання отримують значення фізичної величини

$$Q = qU, \quad (10.1)$$

де q – значення фізичної величини у одиницях вимірювання;

U – одиниця вимірювання фізичної величини.

Значення фізичної величини, що встановлено безпосередньо у результаті вимірювання називається дійсним. У більшості випадків немає потреби визначати дійсне значення фізичної величини. При цьому достатньо визначити приналежність фізичної величини де-якій області T , що носить назву допуску

$$Q \subset T \text{ або } Q \not\subset T, \quad (10.2)$$

В Україні нормативно-правовою основою метрологічного забезпечення є Державна система забезпечення єдності вимірювання (ДСВ). Нормативно – технічний документ ДСВ – державний стандарт. Відповідно до ДСТУ 3651.1 – 96 в Україні діє Міжнародна система одиниць (СІ). Відповідно встановлені слідуєчи основні одиниці вимірювання фізичних величин: відстані – метр (м), маси – кілограм (кг), часу – секунда (с), сили електричного струму –

ампер (А), термодинамічної температури – кельвін (К), сили світла – кандела (кд), кількості речовини – моль (моль), величини кута – радіан (рад). Похідні одиниці фізичних величин отримуються від основних за допомогою рівнянь зв'язку між фізичними величинами. Для визначення десяткових кратних або дольних значень фізичних величин використовуються відповідні префікси, наприклад, 10^{-3} (мілі) або 10^{-6} (мікро) й, таким чином $0,000001 \text{ м} = 0,001 \text{ мм}$ (міліметр) = 1,0 мкм (мікрометр)

Об'єкт і явища, що нас оточують, є для нас предметами пізнання. Ця діяльність дає можливість отримати кількісну інформацію про об'єкти та явища, що нами вивчаються. Таку інформацію можна отримувати вимірюванням. Наука про вимірювання – метрологія є елементом теорії пізнання навколишнього світу.

Відповідно до ДСТУ 2681 метрологія – це наука про вимірювання, методи та засоби забезпечення їх єдності і способах досягнення визначеної точності.

Сучасне виробництво характеризується високою точністю і складністю технологічних процесів, великою різноманітністю матеріалів і технічних засобів, контроль яких здійснюється вимірюванням. Вимірювальна техніка є невід'ємною складовою виробництва. Вимірювання відіграють вирішальну роль у розвитку нових напрямків науки і техніки, створенні нових технологій, покращення якості та конкурентоспроможності продукції. Від точності й достовірності отриманих результатів вимірювань залежить технічний рівень виробництва, створення умов праці людини, безаварійний режим роботи транспорту, якість медичних діагнозів тощо.

Метрологія органічно пов'язана зі стандартизацією, як то одиниці вимірювань, система державних еталонів, засобів вимірювань і методів перевірок. В свою чергу, стандартизація спирається на метрологію, яка забезпечує правильність і порівнювання результатів випробувань виробів, а також запозичує з метрології методи визначення та контролю якості.

Стандартизація, метрологія та вимірювальна техніка – це три основні ланки, що впливають на якість промислової продукції.

До основних завдань метрології належать:

- встановлення фізичних одиниць і державних еталонів;
- розробка методів і засобів вимірювання;
- розробка методів визначення точності вимірювань;
- забезпечення єдності вимірювань та одноманітності засобів вимірювання;
- проведення державних випробувань засобів вимірювання тощо.

10.2. Державна система забезпечення єдності вимірювання

Одним з основних напрямків Держстандарту України в галузі метрології є створення та забезпечення функціонування Державної метрологічної системи, яка базується на законодавчій, технічній, нормативній та організаційній основі. Робота Держстандарту України в галузі метрології здійснюється в таких напрямках:

- наукові дослідження нових фізичних ефектів та явищ з метою вдосконалення засобів вимірювання; – створення еталонної бази України;
- розроблення зразкових засобів вимірювальної техніки;
- розроблення нормативних документів з метрології;
- забезпечення функціонування державної служби стандартних зразків складу і властивостей речовин та матеріалів.

10.3. Методи та засоби вимірювання

Під методом вимірювання розуміють сукупність прийомів використання різноманітних фізичних принципів та засобів відновлювання та вимірювання визначасмої фізичної величини.

За *прямого вимірювання* значення фізичної величини винаходять безпосередньо з дослідних результатів.

За *непрямого вимірювання* значення фізичної величини винаходять відповідно до відомої залежності від значення фізичних величин, що винаходять у результаті дослідів.

Абсолютне вимірювання базується та використанні фізичних констант з метою визначення значення вимірюваної фізичної величини. За *відносного вимірювання* значення вимірюваної фізичної величини порівнюється з однойменною, що виконує роль одиниці вимірювання фізичної величини, прийнятої за похідну.

За *безпосередньої оцінки* значення вимірюваної фізичної величини визначається безпосередньо за відліченим пристроєм засобу вимірювання, що реалізує пряме вимірювання. За *порівняння з мірою* значення вимірюваної фізичної величини порівнюється безпосередньо з мірою, що відновлює вимірювану фізичну величину. За *протиставлення* значення вимірюваної фізичної величини та фізичної величини, що відновлюється мірою, одночасно впливають на засіб вимірювання з метою встановлення співвідношення між ними (різновид порівняно з мірою).

За *диференціального вимірювання* значення вимірюваної фізичної величини порівнюється з значенням відомої фізичної величини, що відновлюється мірою, з метою надання кількісної оцінки різниці між ними.

За *нульового вимірювання* значення вимірюваної фізичної величини порівнюється з значенням відомої фізичної величини, що відновлюється мірою, з метою зведення відмінностей між ними до нульового значення.

За *співпадаючого вимірювання* різниця значення вимірюваної фізичної величини та значення відомої фізичної величини, що відновлюється мірою, визначають за співпадінням відміток шкал пристрою засобу вимірювання.

За *поелементного вимірювання* значення сукупності вимірюваних фізичних величин визначається поступово за окремими складовими частинами цієї сукупності.

За *комплексного вимірювання* значення сукупності вимірюваних фізичних величин визначається вимірюванням значення однією вагомою

фізичної величини, що є найбільш впливовою з складових частин цієї сукупності.

– забезпечення функціонування державної служби стандартних довідкових даних про фізичні константи та властивості речовин та матеріалів;

– забезпечення функціонування державної служби єдиного часу та еталонних частот;

– здійснення державного метрологічного нагляду за станом і використанням вимірювальної техніки та метрологічним забезпеченням виробництва продукції;

– акредитація метрологічних служб, вимірювальних, випробувальних і хіміко-аналітичних лабораторій;

– міжнародне співробітництво в галузі метрології.

На цей час еталонна база України нараховує більше тридцяти державних еталонів вимірювань фізичних величин, як то маса, довжина, температура, сила світла, час, частота, тиск, сила ваги, об'єм, електричний опір тощо.

До основних методів вимірювання належать метод безпосередньої оцінки і метод порівнювання з мірою.

При проведенні більш точних вимірювань перевагу віддають різним модифікаціям метода порівнювання з мірою – нульовому методу, методу протиставлення, диференційному методу, методам зміщення та збіжності.

Вимірювання, які ґрунтуються на інтуїції, враженнях, називаються евристичними. Цей метод широко застосовується для оцінки подій, явищ, наприклад, конкурси майстрів кулінарії, змагання з фігурного катання на ковзанах тощо.

Технічні засоби, що мають нормовані метрологічні властивості та використовуються під час вимірювання називаються *засобами вимірювання*. Серед них розрізняють:

еталони – офіційно затвердженні засоби вимірювання, що призначені для відновлення та зберігання фізичної величини з метою передачі її значення засобам вимірювання які нижче розташовані за перевіркою схемою. Еталон одиниці фізичної величини відновлюється з максимально досяжною точністю на основі фізичних принципів з використанням спеціальної методики та обладнання. У якості *еталону одиниці відстані (довжини)* затверджений еталонний метр, що дорівнює 1650763,3 довжині світлових хвиль у вакуумі випромінювання відповідно до переходу між рівнями $2p_{10}$ та $5d_5$ атому кріптоні 86 ГОСТ 8.417 – 81. На XVII Генеральній конференції мір та ваг прийняте інше визначення еталону одиниці відстані, відповідно до якого 1 метр – це відстань, що пройде світло у вакуумі за $\frac{1}{299792458}$ секунди. У якості

еталону одиниці часу затверджена еталонна секунда, що дорівнює 9192631770 періодам випромінювання відповідно до переходу між двома надтонкими рівнями основного стану атому цезію 133. У якості *еталону одиниці маси* затверджена еталонна маса 1 кг, що являє собою циліндр $\varnothing 30$ мм та висотою 30 мм із сплаву платини (90%) та іридію (10%). У якості *еталону одиниці*

кількості речовини затверджено еталонний моль, що дорівнює кількості речовини системи яка містить стільки ж структурових елементів часток, скільки атомів $12,000 \text{ г вуглецю} - 12$. У якості *еталону одиниці сили світла* затверджена еталонна кандела, що являє собою силу світла у заданому напрямку джерела монохромного випромінювання частотою $540 \cdot 10^6 \text{ Гц}$ відповідно енергетичної сили $\frac{1}{683} \frac{B}{\text{ср}}$. У якості *еталону одиниці сили струму*

затверджено еталонний ампер, що являє собою незмінну у часі силу електричного струму, у двох паралельних між собою розташованих у вакуумі на відстані 1 метру провідниках нескінченної довжини та безмірно малої величини площі у перерізі, яка створює на кожному 1 метрі довжини силу взаємодії $2 \cdot 10^{-7} \text{ Н}$. У якості *еталону одиниці термодинамічної температури* затверджений еталонний кельвін, що дорівнює $\frac{1}{273,16}$ термодинамічної

температури потрійної точки води;

міри – засоби вимірювання, що призначені для відновлення фізичної величини з метою передачі її значення засобам вимірювання які нижче розташовані за перевіркою схемою. Міри, як правило, використовуються у вигляді наборів. Для відновлення довжини у промисловості використовуються *штрихові* та *кінцеві міри*.

Штрихові міри виконуються у вигляді зразків, лінійок, рулеток, лімбів та шкал з лічильними елементами. *Плоскопаралельний кінцеві міри довжини* (рис. 10.1 а) являють собою набори паралелепіпедів із сталі довжиною до 100 мм з двома плоскими взаємно паралельними вимірювальними поверхнями Завдяки здібності до притирання, що обумовлена дією міжмолекулярних зв'язків, кінцеві міри можливо збирати до блоків потрібних розмірів які не розпадаються під час пересування (рис. 10.1 б). Набори можуть складатися з різної кількості кінцевих мір (від 2 до 112 одиниць). Кінцеві міри виготовляються із сталі класу точності 00, 01, 0, 1, 2, 3 та із твердого сплаву 00, 0, 1, 2, 3. Відповідно до кожного набору додається паспорт та інструкція по експлуатації.

Блоки складають з чотирьох – п'яти кінцевих мір з градацією від 0,001 до 100 мм. *Призматичні кутові міри* (рис. 10.1 в) випускаються п'яти типів: 1 та 2 – з одним робочим кутом із зрізаною вершиною та гострокутові; 3 – з чотирма робочими кутами; 4 – багатогранні призматичні із рівномірним кутовим шагом; 5 – з трьома робочим кутами. При цьому кутові міри типів 1, 2, 3 виготовляються трьох класів точності (0, 1, 2), багатогранні типу 4 – чотирьох класів точності (00, 0, 1, 2), типу 5 – класу 1. Притираючи кутові міри є можливість змінювати номінальні значення кутів у широких межах.

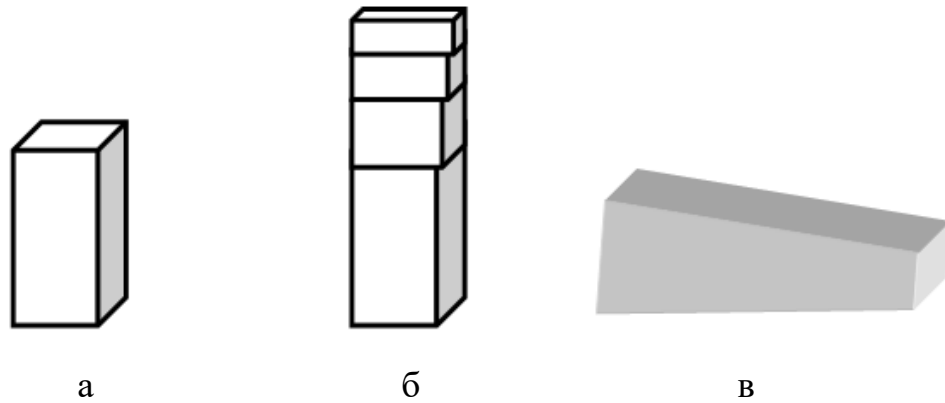


Рисунок 10.1 – Плоскопаралельні та кутові кінцеві міри довжини *зразкові* – засоби вимірювання (міри, вимірювальні прилади або перетворювачі), що затверджені у якості зразкових для виконання повірки за ними інших засобів вимірювання;

робочі – засоби вимірювання (вимірювальні прилади або перетворювачі), що безпосередньо використовуються у процесі вимірювання фізичної величини та не можуть передавати розмір одиниць вимірюваної фізичної величини. Вони поділяються на універсальні та спеціальні.

Тема 11. Універсальні засоби вимірювання

План

11.1. Найпростіші універсальні засоби вимірювання.

11.1. Найпростіші універсальні засоби вимірювання

Універсальні робочі засоби вимірювання використовуються для вимірювання цілої низки параметрів або безпосередньо, або у співвикористанні з додатковим обладнанням та устаткуванням. Наприклад, до універсальних робочих засобів відносяться штангенінструменти, що мають ноніусну шкалу, та мікрометричні інструменти, у яких з метою забезпечення підвищеного передаточного відношення використана гвинтова пара (рис. 11.1 а, б). Вони широко використовуються для контролю лінійних розмірів з високим ступенем точності. Цей інструмент має лінійки з основною та допоміжною шкалами ноніусу, що дозволяє по порядковому номеру співпадаючих штрихів відрахувати дрібні долі відліку основної шкали. Основні шкали мають ціну поділу 0,5 або 1,0 мм., ноніусні 0,1 або 0,05 мм. Відлік розміру виконується за

$$A = n_1 i_1 + n_2 i_2, \quad (11.1)$$

де n_1 – порядковий номер штриха ноніуса основної шкали;

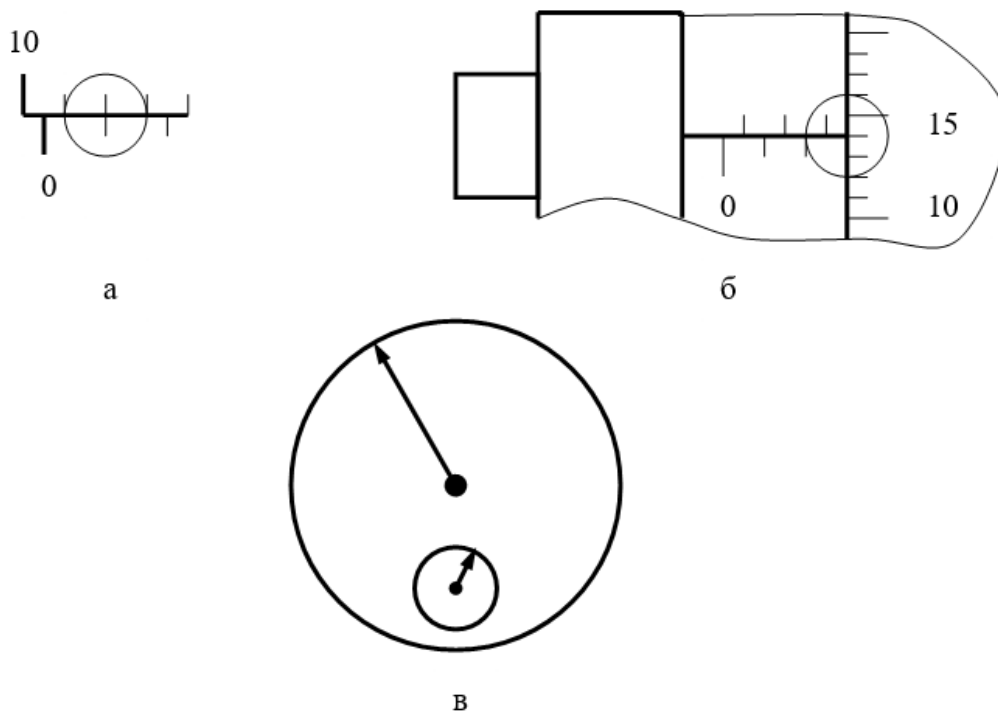
i_1 – ціна поділу основної шкали;

n_2 – порядковий номер штриха ноніуса допоміжної шкали, що співпадає з штрихом ноніуса основної шкали;

i_1 – ціна поділу допоміжної шкали.

Похибка штангенциркуля при вимірюванні розмірів до 1000,0 мм складає $\pm 0,1$ мм. Оскільки похибка гвинтової пари із зростанням її довжини також зростає, похибка вимірювання мікрометра розмірів до 25,0 мм складає $\pm 0,004$ мм, а до 100,0 мм – $\pm 0,01$ мм.

Штангенінструменти. Штангенінструменти широко розповсюджені, особливо в одиночному і малосерійному і застосовуються для вимірювання зовнішніх та внутрішніх розмірів до 2000 мм, для розмітки. До групи штангенінструментів належать штангенциркуль, штангензубомір, штангенглибиномір, штангенрейсмус. Виготовляють їх з ціною поділу шкали 0,1 та 0,05 мм, рідше 0,02 мм.

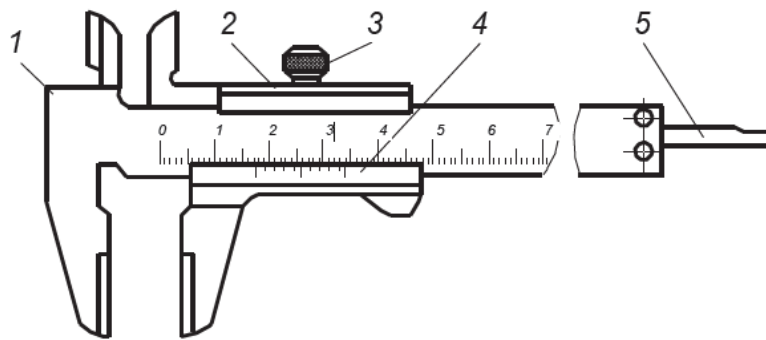


а – штангенциркуль; б – мікрометр; в – індикатор часового типу

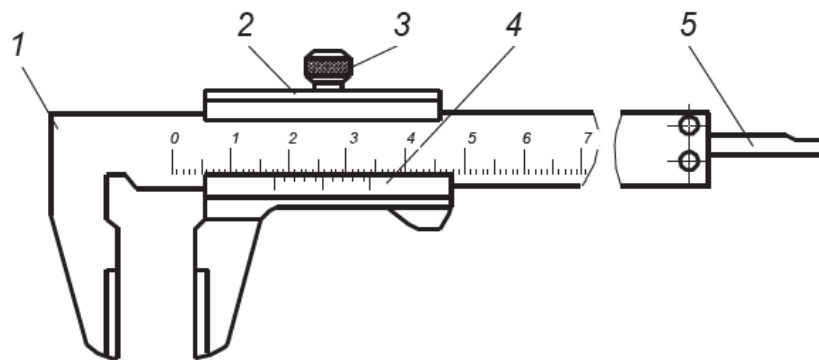
Рисунок 11.1 – Приклади відліку розмірів для універсальних робочих засобів вимірювання

Штангенциркуль. Штриховою мірою штангенциркуля є штанга з поділом лінійки через 1 мм. Штанга закінчується губками з вимірювальними поверхнями. Такі ж губки має рамка, що може пересуватися по штанзі. Робочі поверхні губок доведені, їх шорсткість знаходиться в межах 0,004-0,002 мм в залежності від точності відліку штангенциркуля. На рамці розташовано шкалу ноніуса, за допомогою якої можна відрахувати частки поділу основної шкали. Штангенциркулі виготовляються таких типів: I – двосторонні з глибиноміром, T-I – односторонні з глибиноміром та вимірювальними поверхнями із твердих сплавів, II – двосторонні, III – односторонні.

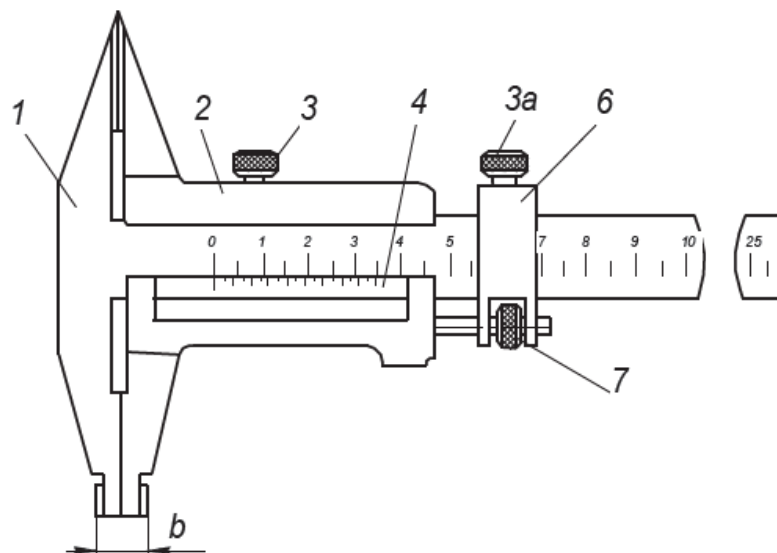
Штангенциркулі призначені для вимірювання зовнішніх і внутрішніх розмірів і для розмітки. Їх випускають деяких видів і моделей (рис. 11.1).



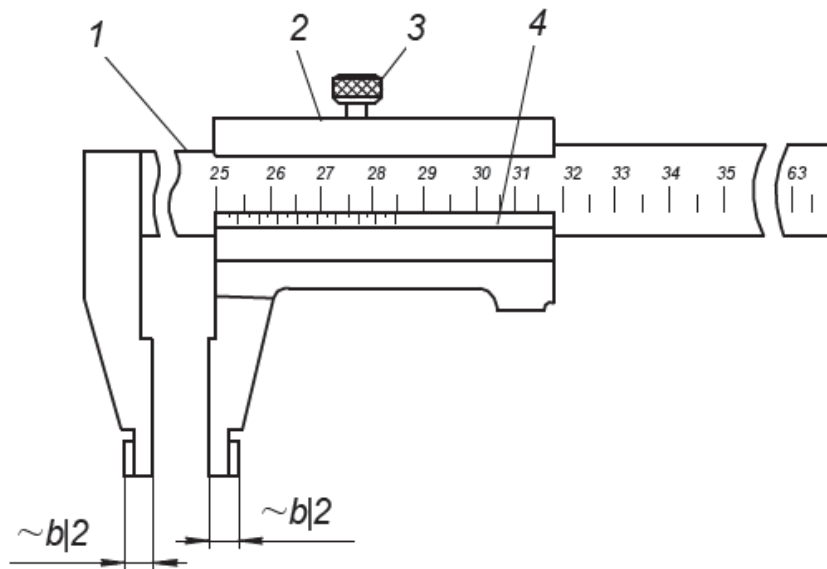
а) Тип ШЦ-I



б) Тип ШЦТ-I



в) Тип ШЦ-II



г) Тип-III

Рисунок 11.2 – Штангенциркуль

На рис. 11.2 позначено: а – ШЦ-I з роздільними губками для зовнішніх і внутрішніх вимірювань і глибиноміром; б – ШЦТ-I з односторонніми губками, оснащеними твердим сплавом, для зовнішніх вимірювань; в – ШЦ-II з двостороннім розташуванням губок для зовнішніх і внутрішніх вимірювань, а також для розмітки; г – ШЦ-III з одностороннім розташуванням губок для вимірювання внутрішніх і зовнішніх розмірів (1 – штанга, 2 – рамка, 3 – гвинт рамки, гвинт мікроподачі, 4 – ноніус, 5 – лінійка глибиноміра, 6 – хомут, 7 – гайка).

Приклад позначення штангенциркуля типу ШЦ-II з діапазоном вимірювань 0-250 мм і відліком по ноніусом 0,05 мм:

Штангенциркуль ШЦ-II-250-0,05.

Штангенциркуль ШЦ-II (рис. 11.3, а) складається з штанги 7, нерухомих губок 1а і 1б, виготовлених заодно зі штангою, рамки 3 з рухомими губками 2а і 2б, ноніусної пластинки 10 і хомута 6. Рамка 3 і хомут 6 з'єднані між собою мікрометричним гвинтом 8 з гайкою 9. За допомогою цього пристрою здійснюється мале переміщення (мікроподачі) рамки 3 по штанзі 7. Мікроподачі в основному використовують при установці на штангенциркулем розміру для розмітки. У рамці встановлена плоска пружина, що забезпечує постійне прилягання рамки до штанги. Положення рамки і хомута фіксується гвинтами 4 і 5. У штангенциркуля, зображеного на рис. 11.2, а, нижні губки призначена для вимірювань як внутрішніх так і зовнішніх розмірів (розміри А і Б).

При вимірюванні розміру А до показань штангенциркуля треба додавати загальну товщину губок, яка позначена на їх лицьовій стороні. Верхні губки служать для вимірювання зовнішніх розмірів, а їх загострені кінці використовують також для нанесення рисок при виконанні розмічальних робіт. Штангенциркулі ШЦ-I (рис. 11.3, б) забезпечені пристроєм для вимірювання глибини уступів.

Цей пристрій представляє собою лінійку 11 з'єднану з рамкою і ковзаючу разом з нею по направляючій пазу штанги.

Глибина відраховується від торця штанги до кінця лінійки 11 (розмір В).

Перед вимірами штангенциркуль необхідно перевірити. У справного інструменту між вимірювальними поверхнями не повинно бути просвіту, а нульові штрихи основної шкали і шкали ноніуса повинні збігатися. Якщо ж нульові штрихи не збігаються, то потрібно, відвернувши кріпильні гвинти ноніусної пластинки, зрушити її до збігу штрихів.

Рамка повинна рухатися плавно без заїдань і перекосів. Якщо при затягуванні стопорного гвинта рамка перекошується, утворюється зазор між вимірювальними поверхнями губок, то такий інструмент використовувати не можна. Як заходи для перевірки точності штангенінструмент використовують кінцеві міри довжини відповідної точності.

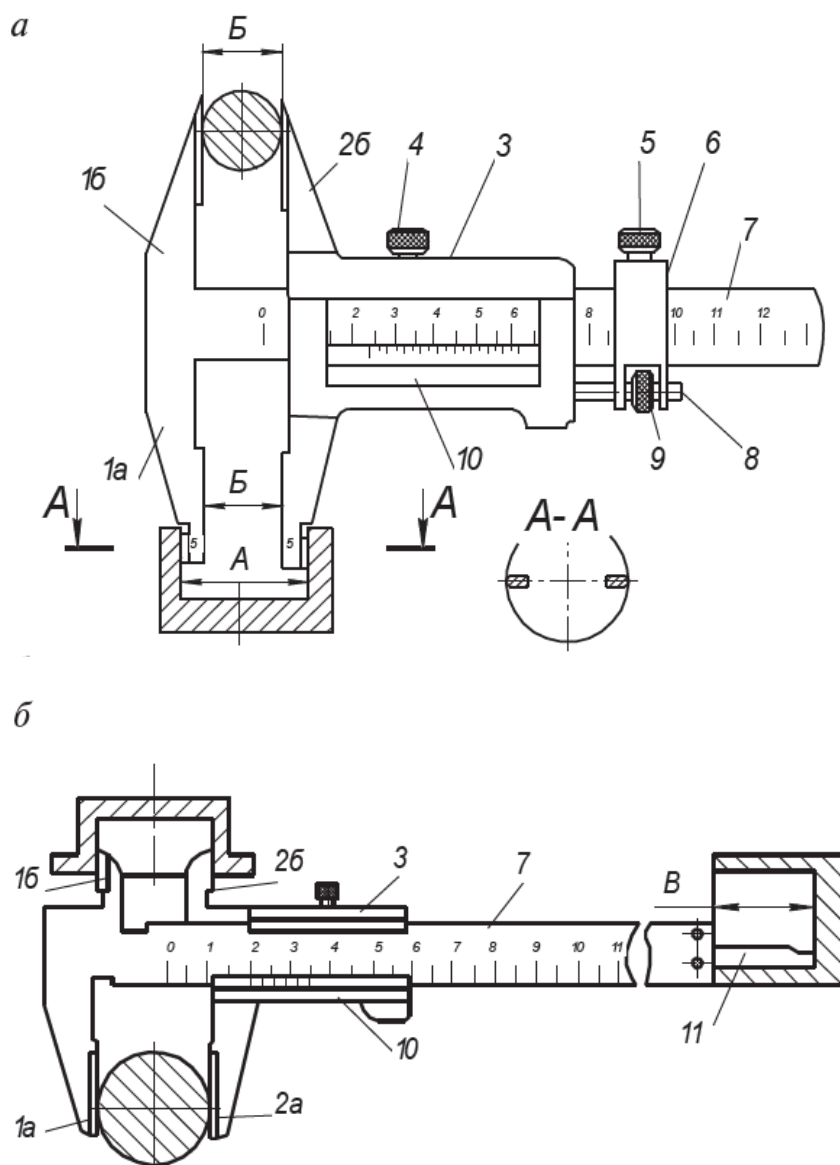


Рисунок 11.3 – Пристрій штангенциркуля

Штангенглибиноміри використовуються для вимірювання глибини отворів, пазів, висоти уступів тощо. Штангенглибиномір відрізняється від штангенциркуля тим, що не має на штанзі 5 нерухомих губок; нерухомі губки оформлені у вигляді опорної підстави – траверси 9 з площиною розташованої перпендикулярно до напрямку штанги (рис. 11.4). Цією площиною штангенглибиномір встановлюють на вимірюваний об'єкт (вимірюваний розмір А). У деяких штангенглибиномір штанга має Г-подібний кінець (рис. 11.5).

Правильність установки глибиноміра при вимірюваннях визначають по відсутності просвіту між площиною основи і площиною вимірюваного об'єкта.

Перед роботою з штангенглибиномір слід бути впевненими в тому, що між вимірювальною поверхнею підстави і плитою, на якій перевіряється інструмент, немає просвіту, а нульові штрихи основної шкали й шкали ноніуса збігаються. Якщо вони не збігаються слід зрушити ноніусну пластинку.

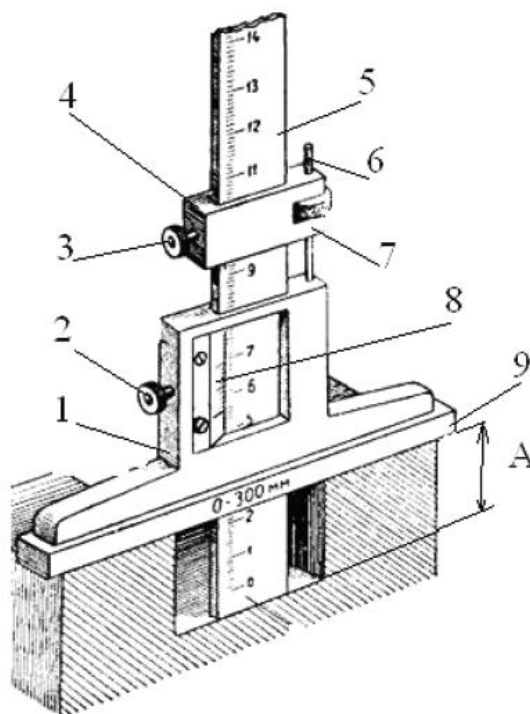
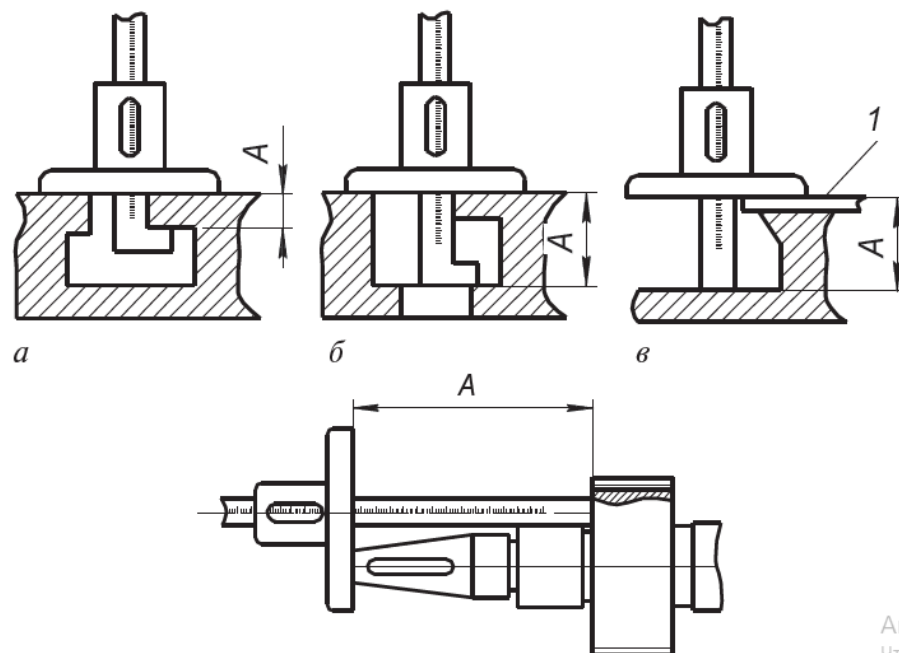


Рисунок 11.4 – Штангенглибиномір

На рисунку 11.4 позначено: 1 – рамка; 2 і 3 – стопорні гвинти; 4 – хомут; 5 – штанга; 6 – гвинт мікроподачі; 7 – гайка мікрогвинта; 8 – ноніусна пластинка; 9 – підстава (траверса).

Приклад позначення штангенглибиноміру з діапазоном з вимірювань 0-200 мм: штангенглибиномір ШГ-200.



Активаци:
Чтобы актив

Рисунок 11.5 – Приклади застосування штангенглибиномір

Штангенглибиномір. Застосовуються для вимірювання глибин пазів, довжини глухих отворів, відстаней між площинами ступінчатих деталей тощо. Вимірювальними поверхнями є торець штанги і торцева поверхня рамки. Основна шкала з ціною поділу 1 мм розташована на штанзі, а шкала ноніуса – на рамці. При розміщенні вимірювальних поверхонь торця штанги і торця рамки в одній площині нульові штрихи шкали штанги і ноніуса повинні співпадати. Випускають штангенглибиноміри з верхніми границями вимірювання – від 100 до 500 мм.

Штангенрейсмус. Має застосування при вимірюванні висот поверхонь у деталей складної конфігурації та при розмітці. Їх виготовляють з границями вимірювання до 250 мм. Основна шкала приладу розміщена на штанзі, яка закінчується основою, шкала ноніуса розміщена на рухомій рамці.

Мікрометричні інструменти. Мікрометричні інструменти використовують для вимірювання зовнішніх, внутрішніх розмірів, глибин пазів, висот уступів контактним методом. До цієї групи інструментів належать мікрометри, мікрометричні глибиноміри та нутроміри, різьбові мікрометри, важільні мікрометри та різноманітні мікрометричні пристрої.

Мікрометр. В основу конструкції мікрометра покладено мікрометричну гвинтову пару з кроком P для перетворення лінійних переміщень l мікрометричного гвинта вздовж його осі в кутові – φ та навпаки.

Мікрометри цієї групи інструментів застосовують для вимірювання зовнішніх розмірів від 0 до 600 мм. Границя вимірювання цих мікрометрів становить 25 мм для розмірів від 0 до 300 мм (0-25, 25-50, 50-75) і 100 мм для розмірів більше 300 мм.

Мікрометр складається з корпусу скоби, до якої з одного боку запресовану п'ятку, а з іншого – стебло. У стеблі зроблено отвір, одна частина якого є

напрямною мікрометричного гвинта, а інша – гайкою для нього. На довжині нарізаної різьби стебло має розрізи у напрямку паралельному осі, а на зовнішній поверхні цієї ділянки стебла – конічна різьба для регулювання зазору за допомогою гайки в різьбовому з'єднанні мікрометричний гвинт – стебло. На кінці мікрометричного гвинта виконано упорний бурт, за допомогою якого гвинт нерухомо з'єднується з барабанчиком при нагвинчуванні на останній корпусу тріскачки. До мікрометрів з верхньою границею вимірювань 50 мм і більше додається спеціальна циліндрична міра.

До мікрометричних приладів відносяться мікрометри різних типів, мікрометричні нутроміри – штихмаси і мікрометричні глибиноміри. У всіх цих інструментів в якості вимірювача служить мікрометрична головка.

Принцип дії мікрометричних приладів заснований на перетворенні обертового руху точного мікрометричних гвинта, встановленого в нерухому гайку, в його поступальний рух уздовж осі. Більшість мікрометричних приладів має гвинт з кроком 0,5 мм.

Мікрометричні головки найбільш поширених конструкцій показані на рис. 11.6. У всіх головок правий кінець стебла 2 закінчується розрізний втулкою з внутрішньою циліндричною і зовнішньою конічною різьбою.

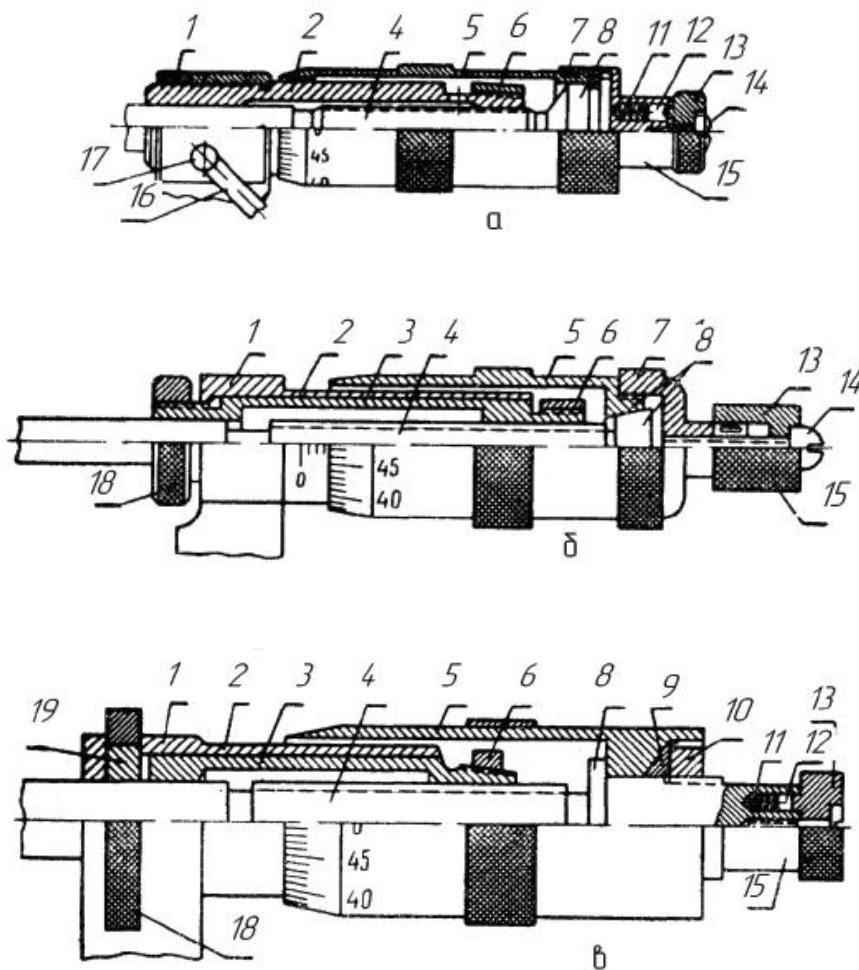


Рисунок 11.6 – Мікрометричні головки

На рисунку 11.6 позначено: 1 – скоба; 2 – стебло; 3 – втулка; 4 – мікрогвинт; 5 – барабан; 6 – регулююча гайка; 7 – з'єднувальний ковпачок; 8 – хвостовик; 9 – конічне розрізне кільце; 10 – піджимна гайка; 11 – пружина трещотного пристрою; 12 – зуб трещотного пристрою; 13 – головка трещотного пристрою; 14 – гвинт; 15 – трещеточний пристрій; 16 – важіль стопору; 17 – вісь стопору; 18 – кільце стопору; 19 – пружне розрізне кільце.

Точність відліку всіх мікрометричних головок 0,01 мм. При відліку показань спочатку відраховують ціле число міліметрів по нижній шкалі стебла (наприклад, 3 мм згідно рис. 11.7, а) і додають число сотих часток міліметра, наприклад, 23 штрих шкали згідно рис. 11.7, а, відповідає 0,23 мм.

Підсумковий відлік за шкалами мікрометричною головки ставить $3 + 0,23 = 3,23$ мм. Якщо при відліку показань край барабана перейшов за розподіл додаткової міліметрової шкали нанесеної вище поздовжньої лінії, то до результату відліченому за описаною методикою, необхідно прибавити 0,5 мм. Наприклад, підсумковий відлік по рис. 11.7, б є $3,21 + 0,5 = 3,71$ мм.

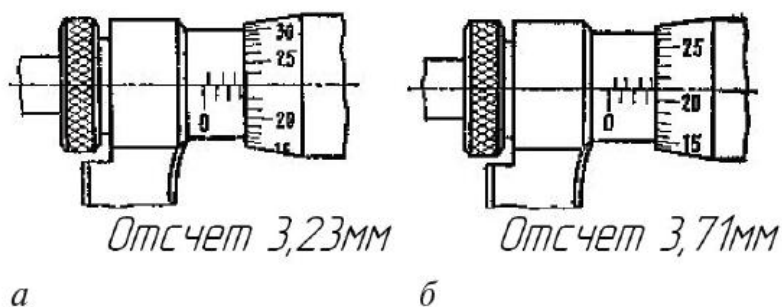


Рисунок 11.7 – Відлік розмірів за шкалами мікрометричною головки

Мікрометри гладкі. Будь-який мікрометр має скобу 1 (рис. 11.8) на лівому кінці якої запресована жорстка п'ятка 2. На правому кінці скоби змонтована мікрометрична головка 6, що складається з стебла 5, барабана і рухомої п'яти 4, пов'язаної з мікрогвинтом. Барабан з'єднаний з установочним ковпачком 7 і трещеточним пристроєм 8. Для фіксування отриманого при вимірюванні розміру мікрогвинт стопориться важелем гальмового пристосування 9.

При вимірюванні об'єкт вводять між п'ятами мікрометра і обертаючи барабан за головку трещотного пристрою 5 підводять рухливу п'яту 4 до зіткнення з ним. Після того як головка трещотного пристрою почне прокручуватися відраховують показання. Мікрометри мають діапазон вимірювання від 0 до 600 мм з інтервалом через 25 мм (до 300 мм) і з інтервалом 100 мм (після 300 мм).

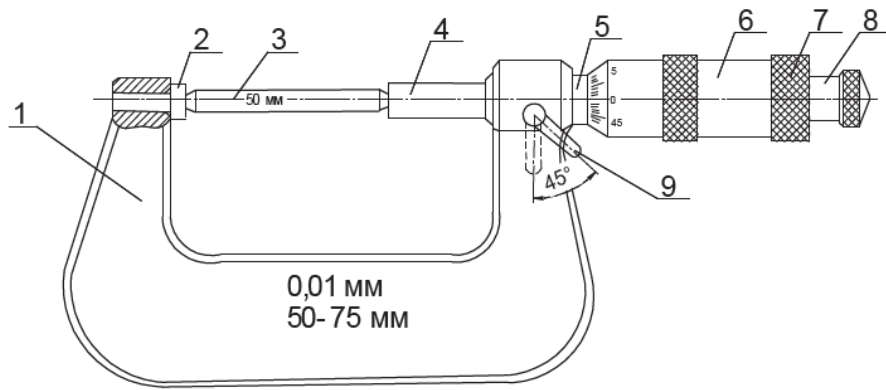
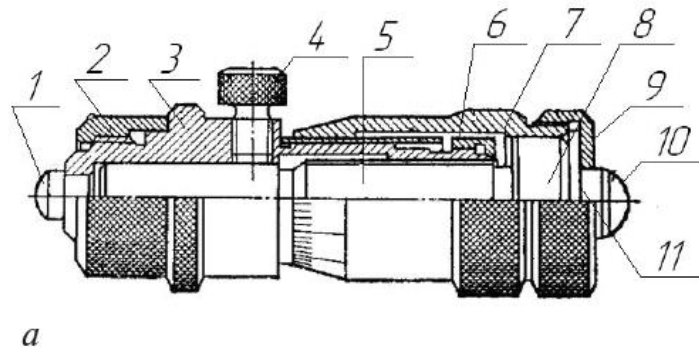


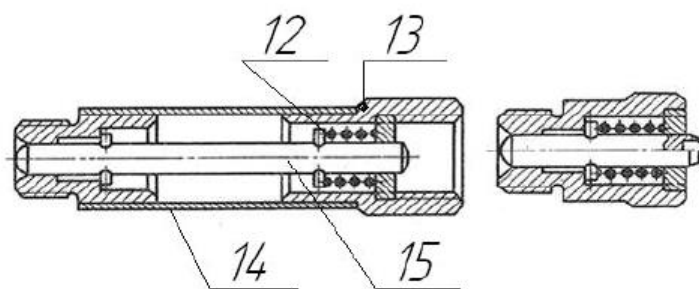
Рисунок 11.8 – Мікрометр гладкий

На рис. 11.8 позначено: 1 – скоба; 2 – жорстка п'ята; 3 – калібр (кінцева міра) для установки мікрометра на нуль; 4 – рухома п'ята (мікрогвинт); 5 – стебло; 6 – мікрометрична головка; 7 – інсталяційний ковпачок; 8 – трещеточний пристрій; 9 – гальмівне пристосування.

Мікрометричні нутроміри (штихмаси) застосовують для вимірювань діаметрів отворів або внутрішніх розмірів більш 50 мм. Конструкції нутромірів різних виробників мають незначні конструктивні особливості. Мікрометричні нутроміри складаються з головки (рис. 11.9, а) і подовжувачів (рис. 11.9, б).



а



б

Рисунок 11.9 – Мікрометричні нутроміри

На рис. 11.9 позначено: 1 і 10 – сферичні наконечники; 2 – запобіжна гайка, 3 – стебло; 4 – гвинт; 5 – мікрогвинт, 6 – регульовальна гайка, 7 – барабан, 8 – втулка; 9 – інсталяційний ковпачок; 11 – буртик; 12 – пружина; 13 – запобіжна головка; 14 – запобіжна трубка; 15 – подовжувач.

Мікрометричний глибиномір (рис. 11.10) служить для вимірювання глибини отворів, уступів, виточок тощо. У глибиномірів зі стеблом пов'язано не скоба, як у мікрометрів, а основання (траверса) 1. Крім того, на відміну від мікрометрів нуль основної шкали мікрометричної головки глибиномірів розташовано не зліва, а справа. В іншому головка глибиноміра подібна до голівкою мікрометра. У нижньому кінці мікрогвинта зроблено отвір 10, в яке може бути введений циліндричний стрижень 11 необхідної довжини. Довжина стрижня залежить від вимірюваного розміру. На кінці кожного циліндричного стержня є пружні пристрій, що забезпечує достатню зв'язок стержня з мікрогвинтом. Змінні стержні можуть бути чотирьох розмірів: 0-25; 25-50; 50-75; 75-100 мм.

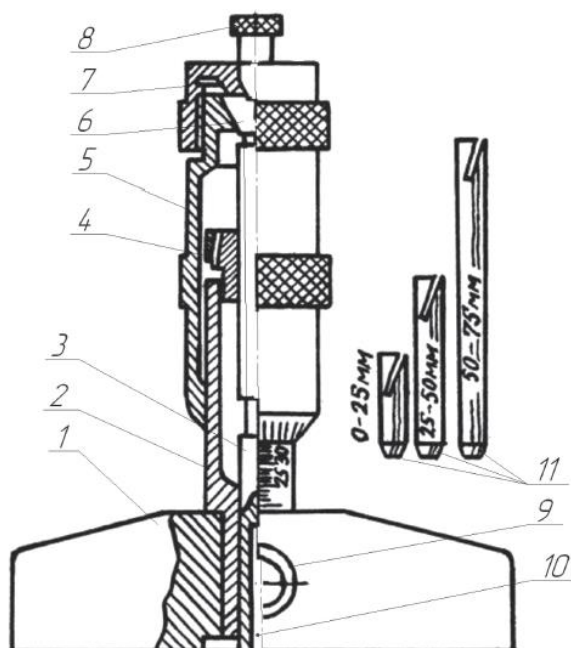


Рисунок 11.10 – Мікрометричний глибиномір

На рис. 11.10 позначено: 1 – підстава (траверса); 2 – стебло; 3 – мікрогвинт; 4 – регулювальна гайка; 5 – барабан; 6 – хвостовик гвинта; 7 – інсталяційний ковпачок; 8 – трещітчний пристрій; 9 – гвинт; 10 – отвір для установки стержня; 11 – стержні.

Мікрометричний нутромір. Використовують для вимірювання діаметрів отворів і розмірів отворів різноманітного профілю від 50 до 10000 мм. Виготовляють їх з границями вимірювання 50 – 75, 75 – 175, 75 – 600, 150 – 1250, 200 – 1250, 1250 – 4000, 2500 – 6000 мм.

Мікрометричний глибиномір. Виконують їх для вимірювання глибин глухих отворів, висот уступів ступінчастих деталей, глибин пазів тощо. Основними складовими глибиномірів є: мікрометричний гвинт із змінними стержнями різної довжини; стебло з основною шкалою і повздовжньою рисою, яке жорстко скріплене з основою; барабанчик з круговою шкалою на скосі; тріскачка і стопор. За допомогою мікрометричних глибиномірів можна вимірювати розміри від 0 до 150 мм.

Вимірювальні головки. Вимірювальні головки належать до групи механічних приладів і служать головками приладів для вимірювань, тому їх використовують тільки разом з різними пристроями. Прилади з вимірювальними головками застосовують в основному для відносних вимірювань. Їх можна використовувати і для абсолютних вимірювань, якщо вимірювальна величина лежить в межах вимірювань приладу. Більш точними будуть результати при відносному методі вимірювань, тому що сумарна похибка приладу на декількох обертах стрілки завжди більша ніж в межах одного оберту. Ціна поділу таких приладів 0,01 – 0,001 мм. Всі прилади, що мають головку, ділять на зубчасті, важільні, важільно-зубчасті, пружинні і важільно-гвинтові. Всі ці прилади портативні, прості і надійні при експлуатації, довговічні. Розглянемо декілька видів вимірювальних головок.

Серед універсальних робочих засобів вимірювання для контролю форми та розташування поверхней досить поширеними є індикатори часового типу з зубчастою або зубчасто-рейковою передачею, що використовуються тільки у комплекті з стойками та штативами. Випускаються індикатори з ціною поділу 0,01 мм та межами вимірювання 0,0...2,0 мм та 0,0...10,0 мм, вимірювальною силою 0,8...2,5 Н та похибкою вимірювання 0,004...0,02 мм.

Тема 12. Вимірювання різьб та зубчастих коліс

План

- 12.1. Загальні відомості про зубчасті передачі.
- 12.2. Вимоги до зубчастих передач.

12.1. Загальні відомості про зубчасті передачі

Зубчасті передачі призначені для передачі обертання та перетворення моменту обертання у зубчастому зачепленні. За конструкцією зубчасті передачі розрізняються на: циліндричні, що передають обертання між паралельними валами; конічні, що передають обертання між пересічними або схрещувальними валами; черв'ячні, що передають обертання між перехрещуваними валами. За конструкцією зуба колеса зубчастих передач розрізняються на: циліндричні з прямим зубом, циліндричні з косим зубом та циліндричні з шевронним зубом; конічні з прямим зубом та конічні з круговим зубом (гепоїдні); черв'ячні однозаходні, черв'ячні двозаходні та черв'ячні багатозаходні. В наслідок високої технологічності, високих експлуатаційних параметрів, простоти обслуговування та контролю в процесі експлуатації найбільшого поширення набули циліндричні зубчасті передачі з косим зубом, конічні зубчасті передачі з прямим зубом та черв'ячні одно та двозаходні зубчасті передачі з евольвентним профілем зубу.

Похідними даними для розрахунку геометричних параметрів *циліндричного зубчастого колеса* (рис. 12.1) є модуль нормальний зубчастого

колеса m_n (мм) ДСТУ ISO 54 – 2001 [14], кількість зіб'їв z , ширина зубчастого вінця B та кут нахилу зуб'їв β (градус, хвилина та секунда).

Відповідно до [15] для циліндричного зубчастого колеса визначаються:

ділительний діаметр

$$d = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta}, \quad (12.1)$$

діаметр впадин зуб'їв

$$d_f = d - 1,25 \frac{m_n}{\cos \beta}, \quad (12.2)$$

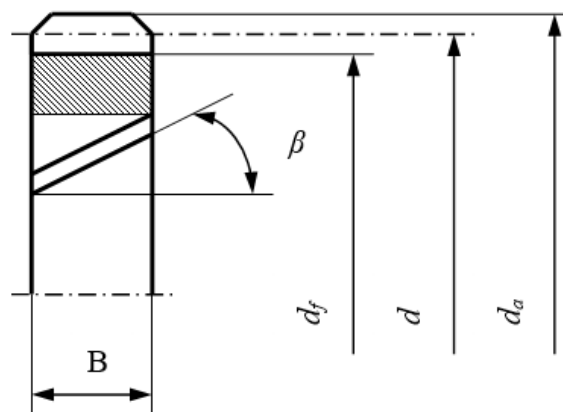


Рисунок 12.1 – Основні геометричні параметри циліндричного зубчастого колеса

діаметр виступів зуб'їв

$$d_a = d + \frac{m_n}{\cos \beta}, \quad (12.3)$$

шаг зуб'їв у зачепленні

$$P = \pi \cdot \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot \cos \alpha, \quad (12.4)$$

де $\alpha = 20^\circ$ – кут профілю.

Похідними даними для розрахунку геометричних параметрів *прямозубого конічного зубчастого колеса* (рис. 12.2) є зовнішній окружний модуль конічного зубчастого колеса m_e (мм) ДСТУ ISO 54 – 2001 [14], кількість зіб'їв колеса z_1 та спряженого з ним колеса z_2 або передаткове число u , ширина зубчастого вінця b та міжосьовий кут конічної передачі $\Sigma = 90^\circ$.

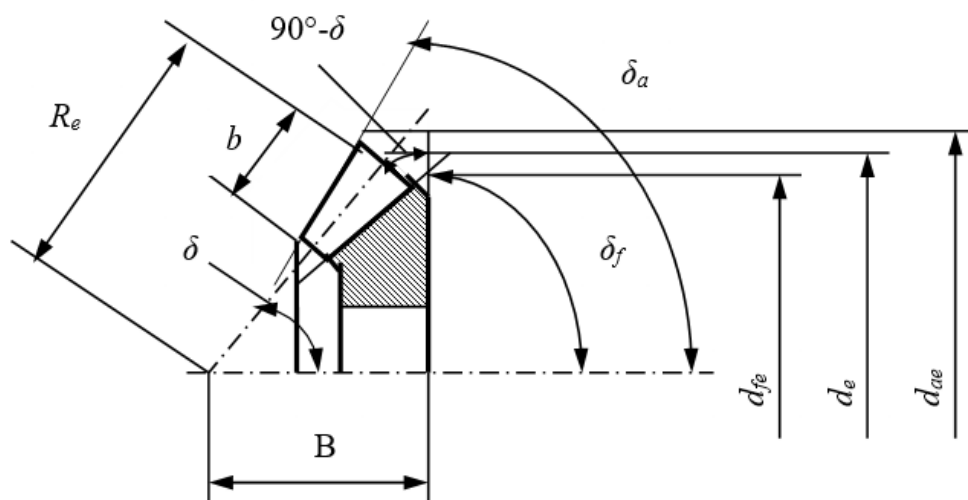


Рисунок 12.2 – Основні геометричні параметри прямозубого конічного зубчастого колеса

Відповідно до [15] для прямозубого конічного зубчастого колеса визначаються : кількість зуб'їв площинного колеса

$$z_C = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}, \quad (12.5)$$

зовнішню конусну відстань

$$R_e = 0,5m_e \cdot z_C, \quad (12.6)$$

середню конусну відстань

$$R = R_e - 0,5b, \quad (12.7)$$

середній окружний модуль

$$m_m = m_e \frac{R}{R_e}, \quad (12.8)$$

середній ділительний діаметр

$$d = m_n \cdot z_1, \quad (12.9)$$

кут ділительного конусу

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{z_1}{z_2}, \quad (12.10)$$

передаткове число

$$u = \frac{z_2}{z_1}, \quad (12.11)$$

зовнішній ділительний діаметр

$$d_e = m_e \cdot z_1, \quad (12.12)$$

зовнішній діаметр впадин зуб'їв

$$d_{fe} = d_e - 1,25m_e, \quad (12.13)$$

зовнішній діаметр виступів зуб'їв

$$d_{ae} = d_e + m_e, \quad (12.14)$$

зовнішня окружна товщина зуб'їв

$$S_e = (0,5\pi + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha) m_e, \quad (12.15)$$

де $x_1 = 0,4$ – коефіцієнт зсуву колеса конічного [15];

$\alpha = 20^\circ$ – кут профілю.

Похідними даними для розрахунку геометричних параметрів черв'ячного зубчастого колеса (рис. 12.3) є модуль черв'ячного зубчастого колеса m (мм) ДСТУ ISO 54 – 2001 [14], кількість зіб'їв колеса z або передаткове число u , ширина зубчастого вінця B , коефіцієнт діаметру черв'яка q , кут профілю $\alpha_n = 20^\circ$ та міжосьова відстань передачі a_w .

Відповідно до для черв'ячного зубчастого колеса визначаються: коефіцієнт зсуву черв'яка

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(z + q), \quad (12.16)$$

ділительний діаметр

$$d = m \cdot z, \quad (12.17)$$

діаметр виступів зуб'їв

$$d_{a2} = d + 2(1 + x)m, \quad (12.18)$$

найбільший діаметр виступів зуб'їв

$$d_{am2} = d_{a2} + 6 \frac{m}{z + 2}, \quad (12.19)$$

розрахунковий шаг черв'яка

$$P = \pi \cdot m, \quad (12.20)$$

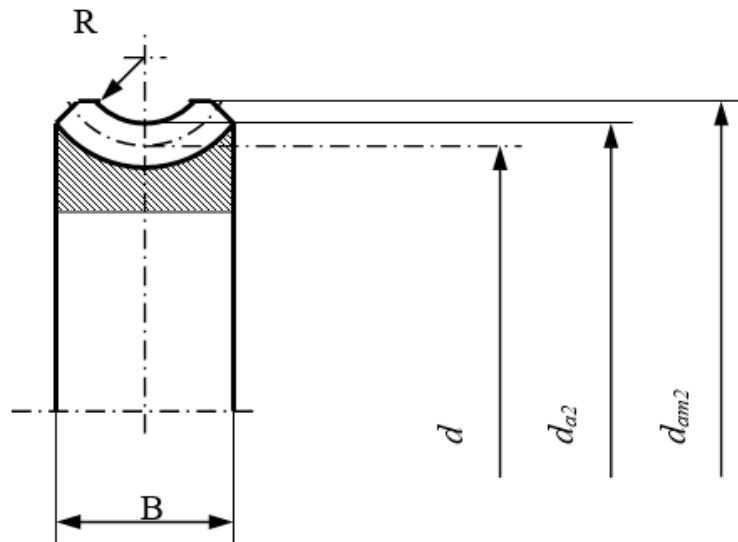


Рисунок 12.3 – Основні геометричні параметри черв'ячного зубчастого колеса

12.2. Вимоги до зубчастих передач

Розглянемо взаємозамінність евольвентних зубчастих передач, евольвентний профіль зубу яких отримано технологічним методом обкатки зубонарізним інструментом без ковзання під час нарізання зуб'їв на заготовці зубчастого колеса. За цих умов профіль (рис. 12.4) та 13755 – 81.

За експлуатаційним призначенням зубчасті передачі поділяються на чотири групи:

відлікові – зубчасті передачі вимірювальних приладів, ділильних механізмів металорізальних верстатів та ділильних пристроїв, що експлуатуються з невеликими навантаженнями та швидкостями. Для зубчастих колеса таких передач суттєвим є мале значення модулю. Основним експлуатаційним показником є висока кінематична точність – висока точність узгодження кутів обертання між ведучим та відомим зубчастими колесами, за наявності реверсу – ще й коливання значення величини бокового зазору;

швидкісні – зубчасті передачі турбінних редукторів, двигунів та інших високопотужних агрегатів (досягаєма потужність до 40 МВт), що експлуатуються з швидкостями до $60 \frac{M}{c}$ (частота обертання перевищує 2000

хв.⁻¹). Для зубчастих колеса таких передач суттєвим є середнє значення модулю. Основним експлуатаційним показником є висока плавність роботи без вібрації – відсутність циклічних похибок, що багато разів повторюються за один оберт зубчастого колеса, за для режиму важкого навантаження – ще й повнота контакту зуб'їв у зачепленні;

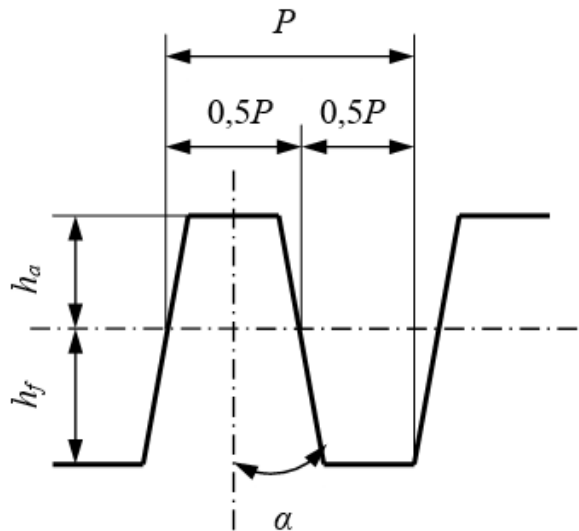


Рисунок 12.4 – Похідний контур евольвентних зубчастих колеса

силові – зубчасті передачі редукторів технологічного та під'ємно – транспортного обладнання, що експлуатуються із значним навантаженням з малими швидкостями. Для зубчастих колеса таких передач суттєвим є велике значення модулю. Основним експлуатаційним показником є висока точність контакту – найбільш повне використання активних бокових утворюючих поверхні зуб'їв з метою забезпечення найбільшої площі контакту зуб'їв у зачепленні;

загального призначення – зубчасті передачі до яких у процесі експлуатації вимоги за точністю не пред'являються.

Відповідність зубчастих передач пред'являєм експлуатаційним показникам визначається *ступенем точності* зубчастої передачі та ступенем точності зубчастих колеса зубчастої передачі. Ступінь точності зубчастої передачі та зубчастих колеса зубчастої передачі встановлюється залежно від режиму експлуатації зубчастої передачі та її експлуатаційного призначення у вигляді *норм* та за *різновидом спряження по боковому зазору*.

Норми точності зубчастої передачі та зубчастих колеса зубчастої передачі:

норма кінематичної точності – визначається на основі кінематичних розрахунків похибки зубчастої передачі взагалі та допускаємими кутами розбіжності між зубчастими колесами зубчастої передачі у процесі обертання. Ця норма точності є головною й нормується жорсткіше ніж інші для відлікових зубчастих передач та зубчастих колеса таких передач;

норма плавності – визначається на основі динамічних розрахунків зубчастої передачі взагалі та параметрів вібрації та шуму зубчастих колеса зубчастої передачі у процесі експлуатації. Ця норма точності є головною й нормується жорсткіше ніж інші для швидкісних зубчастих передач та зубчастих колеса таких передач;

норма контакту – визначається на основі розрахунків на міцність та довготривалість зуб'їв зубчастих колеса зубчастої передачі у процесі

експлуатації. Ця норма точності є головною й нормується жорсткіше ніж інші для силових зубчастих передач та зубчастих колеса таких передач.

Кожна норма має 12 ступенів точності. Для самих високих ступенів точності (1 та 2) допуски та відхилення не регламентуються, так як ці ступені точності призначені для випереджувальної стандартизації зубчастих передач та колеса зубчастих передач.

Різновид спряження по боковому зазору j_n призначається з метою запобігання можливого заклинювання зубів у зачепленні у результаті нагрівання в процесі експлуатації зубчастої передачі, забезпечення оптимальних умов доступу до зони зачеплення мастильного матеріалу, обмеження мертвого ходу під час реверсу зубчастої передачі (особливо важливо для відлікових передач та для любих зубчастих передач, що працюють у важкому та спеціальному режимах експлуатації), компенсації похибки виготовлення й монтажу передачі та усунення удару по неробочим профілям зубу в наслідок порушення щільності контакту робочих профілем зубу за динамічних явищ. Стандартом встановлюється поняття *мінімального гарантованого бокового зазору $j_{n\min}$* , який являє собою найменший боковий зазор, що не залежить від ступенем точності зубчастої передачі та зубчастих колеса зубчастої передачі, а визначається експлуатаційним призначенням та режимом експлуатації зубчастої передачі. Відповідно до вище означеного, встановлено шість різновидів спряження по боковому зазору, що визначають різні значення величини мінімального гарантованого бокового зазору $j_{n\min}$ (рис. 12.5).

Для зубчастих передач середньої точності можна рекомендувати встановлювати *різновид спряження по боковому зазору*:

А – для зубчастих передач, що мають ступінь точності по нормі плавності 9,10;

В – для зубчастих передач, що мають ступінь точності по нормі плавності 8,9;

С – для зубчастих передач, що мають ступінь точності по нормі плавності 7,8;

Д – для зубчастих передач, що мають ступінь точності по нормі плавності 6,7;

Е – для зубчастих передач, що мають ступінь точності по нормі плавності 5,6;

Різновид спряження

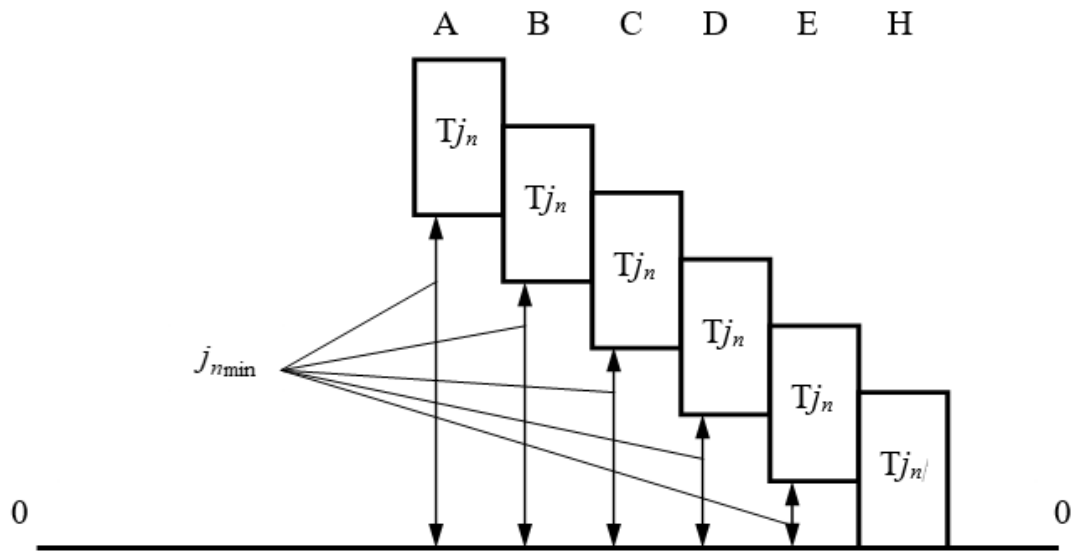


Рисунок 12.5 – Схема розташування поля допусків Tj_n для прийнятих різновидів спряження по боковому зазору

Н – для зубчастих передач, що мають ступінь точності по нормі плавності 4,5.

При цьому, спряження різновиду Н забезпечує значення величини мінімального гарантованого бокового зазору $j_{n\min} = 0,0\text{мм}$, а спряження різновиду В гарантує значення величини мінімального гарантованого бокового зазору $j_{n\min}$ за якого виключена можливість заклинювання зуб'їв у зачепленні сталевій або чавунній зубчастій передачі від нагрівання у процесі експлуатації за перепаду температур зубчастих колеса зубчастій передачі та корпусу 25°C .

Стандартом встановлено шість класів відхилення міжосьової відстані, що позначаються у порядку зменшення точності I, II, III, IV, V та VI. Значення величини мінімального гарантованого бокового зазору $j_{n\min}$ за кожного різновиду спряження по боковому зазору забезпечується у процесі монтажу зубчастій передачі за дотримання цих класів відхилення міжосьової відстані: для Н та Е – II класу, а для D, C, B, А відповідно – III, IV, V та VI класів.

Стандартом встановлено допуск на боковий зазор Tj_n (рисунок 12.5), що визначається різницею між найбільшим та найменшим зазорами й налічує вісім різновидів: x, y, z, a, b, c, d, h. Значення величини допуску на боковий зазор Tj_n за кожного різновиду спряження по боковому зазору відповідає: для Н та Е – h, а для D, C, B, А відповідно – d, c, b та a. Відповідність значення величини допуску на боковий зазор Tj_n за кожного різновиду спряження по боковому зазору допускається змінювати за допомогою x, y, z тому, що у результаті зростання температури у процесі експлуатації зубчастій передачі розміри зубчастих колеса зубчастій передачі зростають у більшому ступені, ніж міжосьова відстань зубчастій передачі.

Структура умовного позначення точності зубчастої передачі

$$[1] - [2] - [3] [4] [5] \quad (12.21)$$

де [1] – ступінь точності зубчастої передачі за нормою кінематичної точності;
[2] – ступінь точності зубчастої передачі за нормою плавності;
[3] – ступінь точності зубчастої передачі за нормою контакту;
[4] – різновид спряження по боковому зазору;
[5] – стандарт відповідно до вимог якого нормується зубчата передача:
ДСТУ 3323 – 95 (ГОСТ 1643 – 81) – для циліндричних зубчастих передач;
ГОСТ 1758 – 81 – для конічних зубчастих передач;
ГОСТ 3675 – 81 – для черв'ячних зубчастих передач.

Для зубчастих передач загального призначення допускається використання спрощеного умовного позначення точності зубчастої передачі

$$[6] [4] [5] \quad (12.22)$$

де [6] – ступінь точності зубчастої передачі за нормою кінематичної точності, нормою плавності та нормою контакту.

Тема 13. Спеціальні вимірювальні засоби

План

13.1. Спеціальні вимірювальні засоби.

13.1. Спеціальні вимірювальні засоби

Спеціальні робочі засоби вимірювання використовуються для вимірювання або контролю параметрів суворо визначеного різновиду.

Найбільш поширеними з спеціальних засобів вимірювання, що широко використовуються в умовах масового та серійного виробництва для контролю розмірів складових гладких циліндричних з'єднань 6...17 квалітетів є *гладенькі предільні калібри*.

Комплект гладеньких предільних калібрів складається з прохідного калібру ПР та непрохідного калібру НЕ (рис. 13.1, 13.2). Вимірювання розміру гладеньким предільним калібром зводиться не до визначення його кількісного значення, а до визначення його відповідності потрібному квалітету за даного номінального розміру. Деталь визначається відповідною до потрібного квалітету, якщо у процесі вимірювання під впливом своєї ваги прохідний калібр ПР проходить у отвір або насаджується на вал, а непрохідний НЕ – не проходить у отвір й не може бути насаджений на вал.

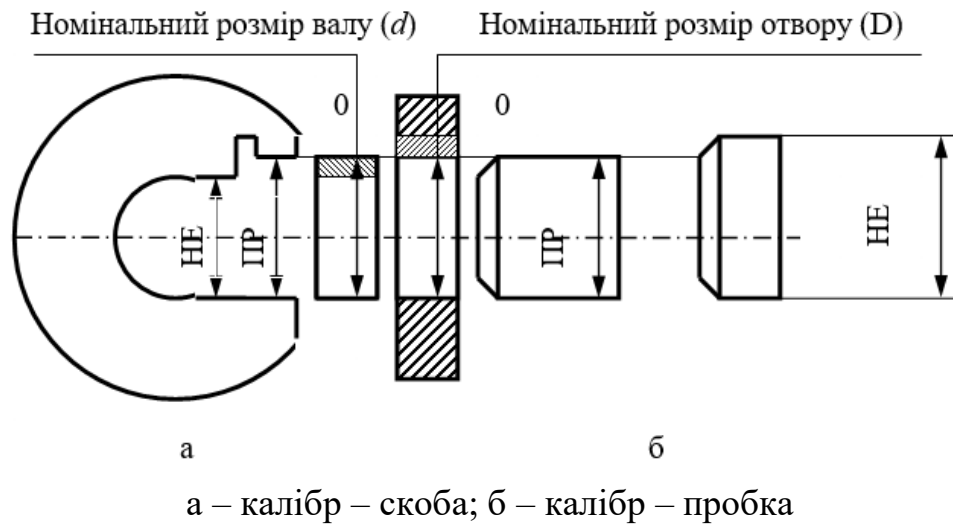
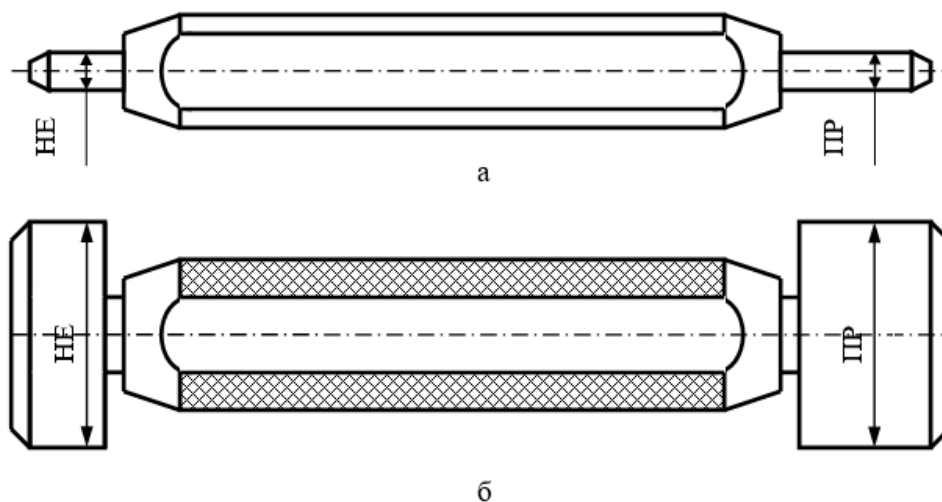
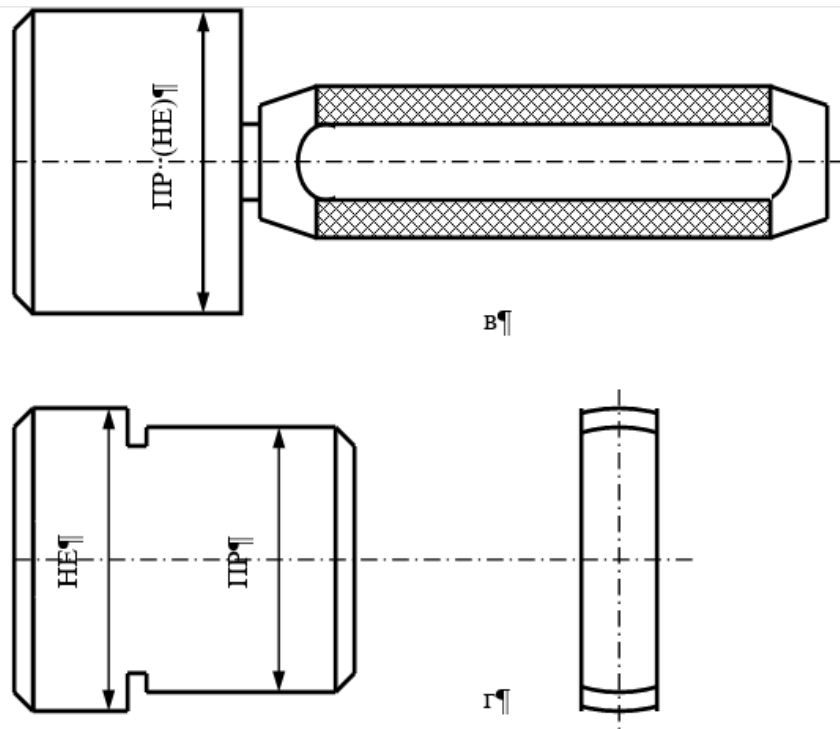


Рисунок 13.1 – Схема вимірювання деталей гладкого циліндричного з'єднання гладенькими предільними калібрами

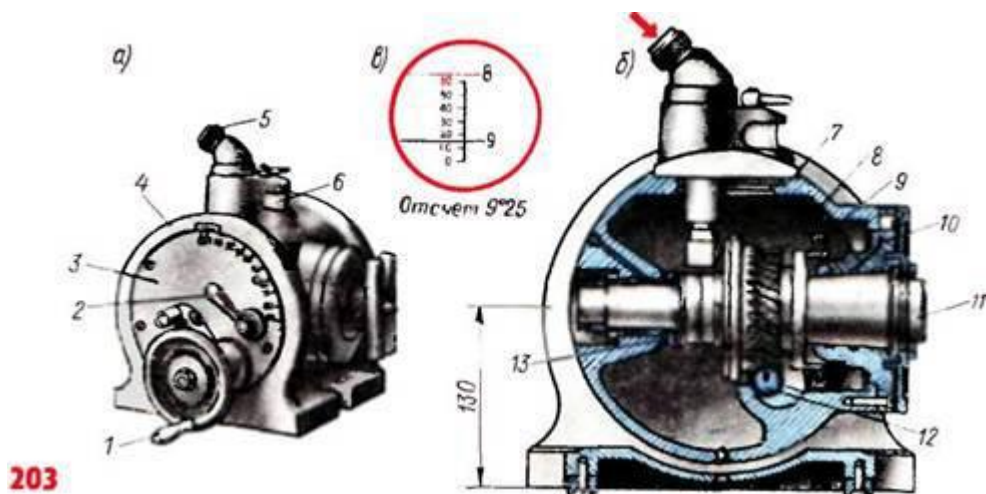
Оптична вимірювальна головка. Оптичні ділильні головки застосовують для вимірювання центральних кутів і виконання точних ділильних робіт при обробці різноманітних деталей. Випускають їх з ціною поділу 5", 10" та 60". Оптична схема головки така: від джерела світла промінь проходить конденсор і дзеркалом направляється на кругову рухому шкалу – лімб. Зображення поділів шкали за допомогою лінз, призми проектується на площину нерухокої окулярної сітки, на якій сім подвійних поділів з ціною ділення 10". Рухома сітка мікроскопа відповідає одному діленню окулярної сітки, тобто 10'. Тоді ціна поділу між її довшими поділками дорівнює 1. Це розподілення розбито на 6 частин.





а – $D = 1 \dots 6$ мм; б – $D = 6 \dots 50$ мм; в – $D = 50 \dots 75$ мм; г – $D = 75 \dots 250$ мм

Рисунок 13.2 – Варіанти конструктивного виконання гладенького предельного калібру – пробки



Поділи лімба і сітки розглядаються сумісно за допомогою окуляра і призми. В полі зору одночасно видно і поділи рухомої сітки, зв'язана з пластиною компенсатора і разом з пластиною сітки повертається. В результаті цього повороту відбувається зміщення поділок шкали лімба відносно нерухомої шкали – сітки відносно нерухомого індексу.

Проекційні прилади застосовують для контролю різних елементів деталей: профілів шаблонів, різьб, фасонного інструменту тощо.

Інструментальний мікроскоп. Інструментальний мікроскоп – один з основних засобів для контролю інструментів, різьбових калібрів, мітчиків, фрез і таке інше. допомогою двох мікрометричних гвинтів. Ціна поділу їх шкал 0,01 мм. Переміщення столика в обох напрямках 25 мм. Його можна збільшити за допомогою кінцевих мір в повздовжньому напрямку до 125 мм і в поперечному до 50 мм. Для вимірювання циліндричних деталей на стіл встановлюють рамку з центрами. Деталь, що вимірюють, освітлюють. Оптичну головку мікроскопа закріплено на кронштейні, який переміщується вздовж вертикальної осі по стояку. Стояк також можна повертати навколо горизонтальної осі шарніра в обидва боки на 10°. Світло від лампи спрямовується дзеркалом вгору через скляну пластину, яка міститься посередині столика. Промені освітлюють деталь, встановлену на столик і проходять об'єктив, систему призм і переносять зображення деталі на екран, яке спостерігається через окуляр.

Індикатори і важільно-зубчасті головки, як правило, закріплюють в штативах і стійках і застосовують для абсолютних і відносних вимірювань розмірів, а також відхилень форми і розташування поверхонь.

Стійки призначені для закріплення головок при вимірюванні розмірів деталей методом порівняння з ПКМД (мірою довжини) і при контролі відхилень форми і розташування поверхонь виробів. Стійки виготовляють чотирьох типів: С-I, С-II, С-III і С-IV. Вони забезпечені столом для установки на ньому виробів і призначені для проведення точних вимірювань. Штативи застосовують в цехових умовах для закріплення індикаторів годинного типу.

Стійка типу С-I призначена для закріплення вимірювальних головок з ціною поділки 0,1-0,5 і 1-5 мкм. Стійка (рис. 13.3, а) має підставу 1 з циліндричної колонкою 2, по якій може переміщатися кронштейн 4 за допомогою гайки 3.

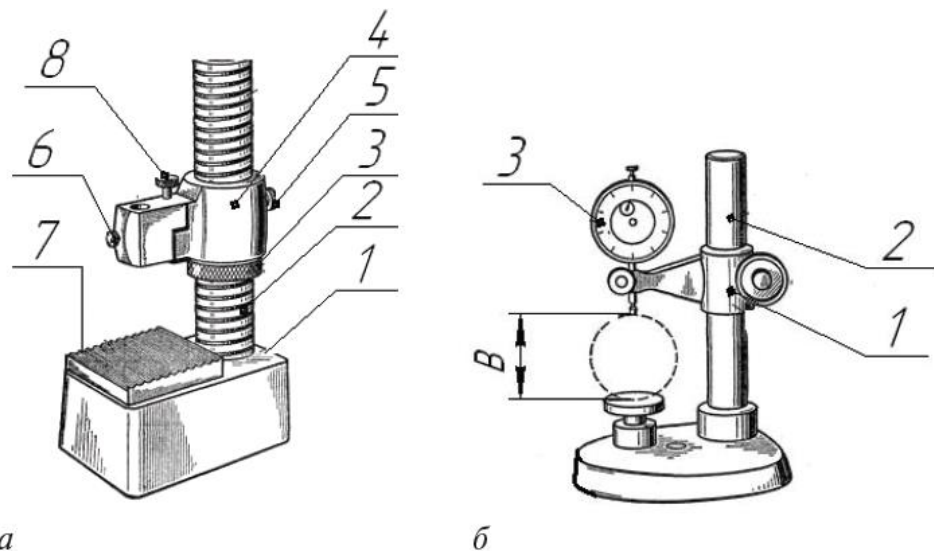


Рисунок 13.3 – Типи стійок

Індикатори годинного типу із ціною розподілу 0,01 мм є найбільш поширеними вимірювальними головками.

Індикатори годинного типу випускають в двох виконаннях: типу ІЧ – з переміщенням стержня паралельно шкалою (рис. 13.4) і типу ІТ – з переміщенням вимірювального стержня перпендикулярною шкалою.

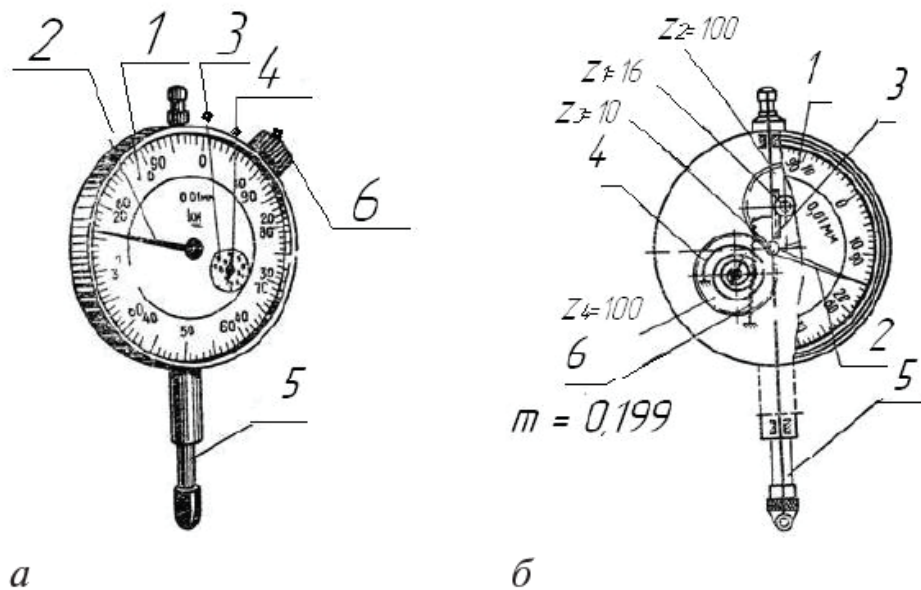


Рисунок 13.4 – Індикатор годинникового типу ІЧ

Індикаторні нутроміри по точності вимірювань і зручності їх використання коштують значно вище, ніж мікрометричні нутроміри.

Найбільш поширені типи індикаторних нутромірі з важеля, клиновий передачами і цанговий, рис. 13.5.

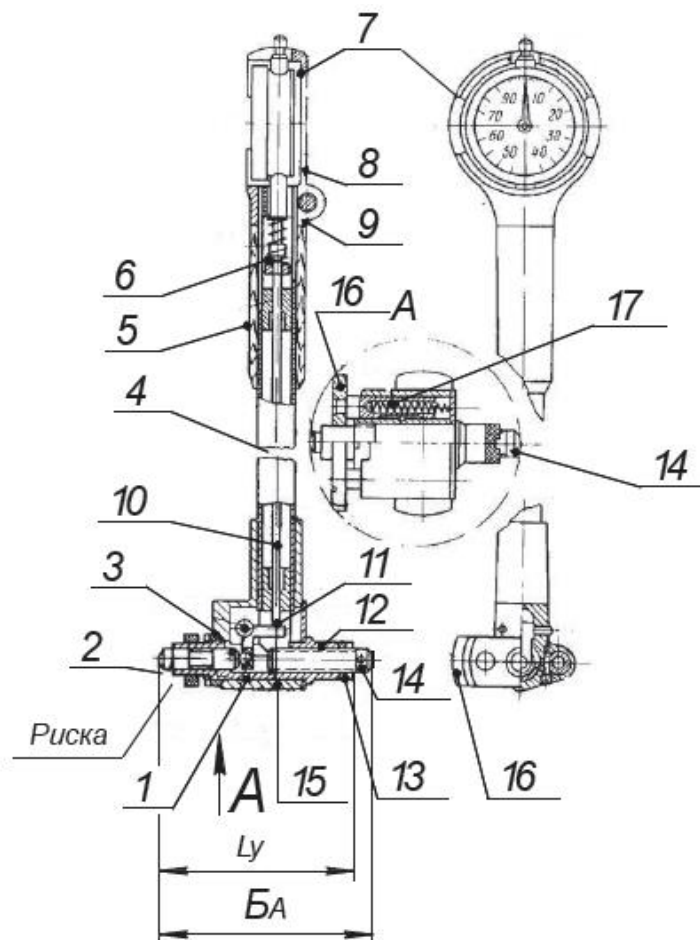


Рисунок 13.5 – Індикаторний нутромір з важільною передачею

На рис. 13.5 позначено: 1 – кулька; 2 – рухомий стрижень; 3 – вісь; 4 – трубка; 5 – теплоізоляційна накладка; 6 – пружина; 7 – кожух; 8 – індикатор; 9 – гвинт; 10 – стрижень; 11 – двуплечий важіль; 12 – втулка; 13 – стопорна гайка; 14 – переставний стрижень; 15 – корпус; 16 – центруючий місток; 17 – пружина.

Індикаторні скоби, рис. 13.6.

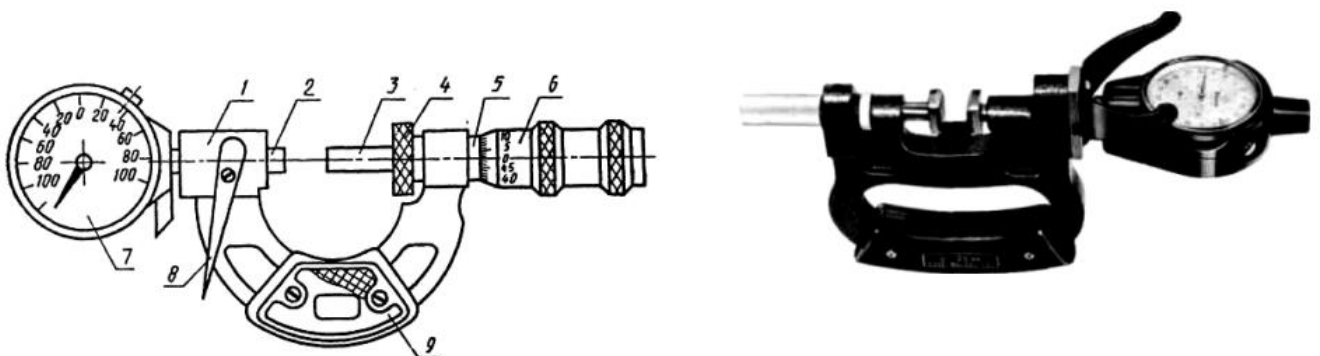


Рисунок 13.6 – Індикаторний мікрометр та індикаторна скоба

На рис. 13.4 позначено: 1 – корпус; 2 – п'ятка рухома; 3 – п'ятка переставна; 4 – стопор; 5 – стебло; 6 – барабан; 7 – відліковий пристрій; 8 – важіль переставний; 9 – теплоізоляційна накладка.

Тестові завдання

Зменшувальні ланки розмірного ланцюга

- А. Складові ланки, при збільшенні розміру яких, розмір замикальної ланки зменшується
- В. Складові ланки, при збільшенні розміру яких, розмір решти складових ланок розмірного ланцюга, зменшується
- С. Складові ланки, при збільшенні розміру яких, розмір замикальної ланки збільшується

Кінематична точність зубчастих черв'ячних передач характеризується такими показниками

- А. Похибка профілю зуба, граничне відхилення кроку
- В. Пляма контакту, похибка напрямку зуба, кінематична похибка колеса, радіальне биття
- С. Кінематична похибка колеса, радіальне биття

Складова ланка розмірного ланцюга

- А. Ланка, з якої починається побудова розмірного ланцюга
- В. Ланка, якою завершується побудова розмірного ланцюга
- С. Ланка, що входить до розмірного ланцюга

Розрізняють конічні зубчасті колеса

- А. Прямозубі, косозубі і шевронні
- В. Евольвентні, циклоїдні
- С. З прямими, тангенціальними, коловими, циклоїдними зубами
- Д. Циліндричні, конічні, гвинтові, ліпоїдні, черв'ячні, спіроїдні

Похибка вимірювання

- А. Значення, одержане при вимірюванні
- В. Дійсне значення вимірюваної величини
- С. Відхилення результату вимірювання від дійсного значення вимірювальної величини
- Д. Відхилення базового розміру від дійсного значення вимірюваної величини

При визначенні дійсного розміру від'ємні відхилення отриманні при прямому ході (за обертанням годинникової стрілки) при вимірювання нутроміром індикаторним

- А. Додають до базового розміру
- В. Віднімають від базового розміру
- С. Додають до номінального розміру
- Д. Віднімають від номінального розміру

Показником для відліку по основній шкалі мікрометра гладкого є

- A. Стрілка індикатора
- B. Торець барабана
- C. Кругова шкала
- D. Повздовжній штрих нанесений на стебло

В результаті вимірювання отримують

- A. Номінальний розмір
- B. Дійсний розмір
- C. Базовий розмір
- D. Похибку вимірювання

Складова ланка розмірного ланцюга

- A. Ланка, з якої починається побудова розмірного ланцюга
- B. Ланка, якою завершується побудова розмірного ланцюга
- C. Ланка, що входить до розмірного ланцюга

Штангенрейсмус призначений для

- A. Визначення зовнішніх діаметрів деталей
- B. Визначення глибини отворів
- C. Визначення висоти відносно базової поверхні
- D. Визначення глибини пазів

При вимірюванні мініметром використовуємо

- A. Комплексний метод вимірювання
- B. Абсолютний метод вимірювання
- C. Відносний метод вимірювання
- D. Змішаний метод вимірювання

Штангенглибиномір призначений для

- A. Визначення зовнішніх діаметрів деталей
- B. Визначення глибини отворів та пазів
- C. Визначення висоти відносно базової поверхні
- D. Визначення охоплюючих розмірів

При вимірюванні скобою важільною використовуємо

- A. Комплексний метод вимірювання
- B. Абсолютний метод вимірювання
- C. Змішаний метод вимірювання
- D. Відносний метод вимірювання

В результаті вимірювання отримують

- A. Номінальний розмір
- B. Дійсний розмір
- C. Базовий розмір

D. Похибку вимірювання

Однією з характеристик нутроміра індикаторного є

- A. Модуль
- B. Передаточне число
- C. Ціна поділки шкали індикаторної головки
- D. Ціна поділки ноніусної шкали

Гвинтова пара мікрометричних інструментів призначена для

- A. Перетворення повздовжнього переміщення гвинта в кругове переміщення шкали барабана
- B. Визначення дійсного розміру
- C. Визначення номінального розміру
- D. Центрування стебла

Скільки поділок повинна мати ноніусна шкала при точності вимірювання 0,1мм

- A. 10
- B. 20
- C. 50
- D. 100

До універсальних засобів вимірювання належать

- A. Профілометри
- B. Мініметри
- C. Плоско-паралельні кінцеві міри довжини
- D. Оптиметри

Диференційоване (по елементне) вимірювання

- A. Характеризується незалежним вимірюванням кожного параметру (наприклад, вимірювання кроку і кута профілю різьби
- B. Основане на прямих вимірюваннях величини і використанні значень фізичних констант
- C. Характеризується безпосередньою оцінкою значень вимірювальної величини або відхилень
- D. Забезпечується безпосереднім дотиком вимірювальних поверхонь приладу та деталі

Положення нерухомого вимірювального стержня нутроміра індикаторного фіксують

- A. Індикаторною головкою
- B. Гайкою
- C. Барабаном
- D. Мікрометричним гвинтом

Для відліку цілого числа обертів мікрометричного гвинта служить

- A. Трищітка
- B. Повздовжня (основна) шкала
- C. Стебло
- D. Кругова шкала на ноніусній частині барабана

Скільки поділок повинна мати ноніусна шкала при точності вимірювання 0,02 мм

- A. 10
- B. 20
- C. 50
- D. 100

Мініметр можна настроїти за допомогою

- A. Установчої міри
- B. Плоско-паралельних кінцевих мір довжини
- C. Штангенциркуля
- D. Мікрометра гладкого

Комплексне вимірювання

- A. Дозволяє оцінювати придатність за сумарною похибкою кількох параметрів виробу (вимірювання чи контроль калібрами)
- B. Основане на прямих вимірюваннях величини і використанні значень фізичних констант
- C. Характеризується безпосередньою оцінкою значень вимірювальної величини або відхилень
- D. Забезпечується безпосереднім дотиком вимірювальних поверхонь приладу та деталі

Показання нутроміра індикаторного при вимірюванні фіксує

- A. Стрілка циферблата
- B. Барабан
- C. Ноніусна шкала
- D. Основна шкала

Інтервал ділення основної шкали мікрометра гладенького дорівнює

- A. Модулю
- B. Кроку мікрометричного гвинта
- C. Ціні поділки ноніусної шкали
- D. Передаточному числу

Список використаної літератури

1. Цвіркун Л.О., Омельченко О.В. Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання: метод. реком. з вивчення дисц. Кривий Ріг: ДонНУЕТ, 2021. 73 с.
2. Кадомський В.С. Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання: практичні заняття. К. : НУХТ, 2010. 23 с.
3. Кадомський В.С. Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання: лабораторні роботи. К. : НУХТ, 2010. 55 с.
4. Антоненко І. І., Солоха А.С. Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання : навчальний підручник. Кривий Ріг : КДПУ, 2016. 40 с.
5. Сірий І.С. Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання : навчальний підручник. Київ : АГРАРНА ОСВІТА, 2009. 335 с.
6. Малишев В.В., Косенко В.А., Кадомський С.В. Взаємозамінність, стандартизація, технічні вимірювання та сертифікація. К.: Університет «Україна», 2017. 292 с.
7. Антоненко І. І., Солоха А.С. Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання : навчальний підручник. Кривий Ріг: КДПУ, 2016. 40 с.
8. Взаємозамінність, основи стандартизації та технічних вимірювань: підручник / Г.О. Іванов, В.С. Шебанін, Д.В. Бабенко, П. М. Полянський; за ред. Г.О. Іванова і В.С. Шебаніна. Миколаїв: МНАУ, 2016. 412 с.
9. Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання: практикум / Г.О. Іванов, В.С. Шебанін, Д.В. Бабенко, П.М. Полянський; за ред. Г.О. Іванова і В.С. Шебаніна. Миколаїв: МНАУ, 2016. 428 с.
10. Дунін-Барковській І.В. Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання. Підручник для вузів. М.: Машинобудування, 2016. 351 с.
11. Закон України «Про стандартизацію». Журнал «Стандартизація, сертифікація, якість» №3, 2014. 3–8 с.
12. Купряков Е.М. Стандартизація і якість промислової продукції. Підручник для вузів. М.: Вища школа, 2013. 288 с.

Навчальне видання

Цвіркун Людмила Олександрівна,

Омельченко Олександр Володимирович

Кафедра загальноінженерних дисциплін та обладнання

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

«ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ, СТАНДАРТИЗАЦІЯ І ТЕХНІЧНІ ВИМІРЮВАННЯ»

Формат 60×84/8. Ав. арк. 5

Донецький національний університет
економіки і торгівлі
імені Михайла Туган-Барановського
50042, Дніпропетровська обл.,
м. Кривий Ріг, вул. Курчатова, 13.
Свідоцтво суб'єкта видавничої
справи ДК № 4929 від 07.07.2015 р.