

*Міністерство аграрної політики та продовольства
України*

*Миколаївський національний аграрний університет
Інженерно-енергетичний факультет*

Г.О. Іванов

*“ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ, СТАНДАРТИЗАЦІЯ
ТА ТЕХНІЧНІ ВИМІРЮВАННЯ”*

Курс лекцій

за напрямом підготовки

6.100102 „Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва”
Освітньо–кваліфікаційний рівень «Бакалавр»

Миколаїв

2014

ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ

Вступ

Сучасне виробництво машин, механізмів, складальних одиниць, деталей та їх ремонт ґрунтуються на принципі взаємозамінності. Серійне виготовлення деталей відбувається в одних цехах, а складання машин, складальних одиниць і приладів, як правило, – в інших.

Під час складання застосовуються різні кріпильні деталі, вироби із неметалевих матеріалів, підшипники кочення та інші купівельні вироби, виготовлені в різний час на різних спеціалізованих підприємствах. Незважаючи на це, складання здійснюється без додаткових підгінних і доводочних операцій, а зібрані машини та їх частини відповідають установленим вимогам. Це можливо завдяки тому, що складальні одиниці та деталі виготовляють взаємозамінними.

Взаємозамінністю називається властивість деталей, складальних одиниць, агрегатів займати своє положення в машині без додаткових операцій обробки і виконувати при цьому задані функції відповідно до технічних вимог.

Відповідно до ДСТУ 1.0-93 ***взаємозамінність – придатність одного виробу, процесу, послуги для використання замість іншого виробу, процесу, послуги з метою виконання одних і тих самих вимог.***

Взаємозамінність забезпечує можливість складання або заміни за ремонту будь-яких незалежно виготовлених деталей у складальні одиниці, тобто у вироби, складові частини яких потрібно з'єднати за допомогою певних операцій.

Деталі, що входять у складальні одиниці, повинні бути стандартизовані. Отже, взаємозамінність базується на стандартизації.

Розрізняють взаємозамінність ***повну і неповну, зовнішню і внутрішню, за функціональними і за геометричними параметрами.***

Повна взаємозамінність забезпечує задані показники якості без додаткових підгінних операцій під час складання за виготовлення або ремонту машин та їх складальних одиниць.

Така взаємозамінність спрощує ремонт машин, оскільки будь-яка деталь чи складальні одиниці, що зносилися, замінюються запасними. Економічно доцільним є застосування взаємозамінності для деталей, точність яких нижча п'ятого квалітету, а також для складальних одиниць, що збираються з невеликої кількості деталей.

Повна взаємозамінність забезпечує кооперацію і спеціалізацію підприємств при виготовленні або ремонті машин, складальних одиниць і деталей.

Неповна взаємозамінність досягається при груповому підборі деталей (селективне або індивідуальне складання), при використанні компенсатора або при розрахунках із застосуванням теорії імовірності. Застосовується також для з'єднань високої точності.

Точність складання підвищується у стільки разів, на скільки груп було розсортовано деталі.

Забезпечити неповну взаємозамінність можна шляхом вирішення цілого комплексу питань конструювання, технології виготовлення, експлуатації і ремонту виробів.

Зовнішня взаємозамінність – це відповідність приєднувальних поверхонь складальних одиниць за розмірами і формою, а також за їх експлуатаційними показниками. Наприклад, для електродвигунів – взаємозамінність за потужністю, частотою обертання і діаметром приєднувального діаметра вала.

Внутрішня взаємозамінність забезпечується точністю деталей, що входять до складальних одиниць. Наприклад, взаємозамінність кульок або роликів підшипників кочення, складальних одиниць ведучого і веденого валів коробки зміни передач.

Взаємозамінність, що забезпечує не лише можливість складання або заміни та ремонту будь-яких деталей, але також їх оптимальні службові функції, називається *функціональною взаємозамінністю*.

Наприклад, взаємозамінне зубчасте колесо повинно не лише зайняти своє місце в машині без будь-яких підгінних операцій, але й передавати потрібний крутний момент, мати певне передавальне відношення.

Принцип функціональної взаємозамінності є одним із головних у конструюванні і виробництві, контролі та експлуатації машин і складальних одиниць.

В умовах сільськогосподарського виробництва під час експлуатації і ремонту машин взаємозамінність відіграє важливу роль, тому що за наявності взаємозамінних запасних частин можна швидко усунути несправності, що виникають.

Порушення принципу взаємозамінності призводить до збільшення термінів і вартості ремонту машин.

У міру вдосконалення конструкцій сільськогосподарської техніки, підвищення її надійності і довговічності роль взаємозамінності посилюється.

Ремонт сільськогосподарської техніки економічно ефективний лише тоді, коли використовуються взаємозамінні запасні частини. Спеціалізація ремонтних підприємств і організація централізованого відновлення спрацьованих деталей, складальних одиниць і агрегатів дозволяє використовувати у повній мірі переваги взаємозамінності при ремонті машин.

Взаємозамінність при експлуатації і ремонті сільськогосподарської техніки особливо набуває великого значення в умовах підвищення як її складності, так і вимог до надійності і довговічності.

Лекція 1. Основні поняття про допуски і посадки

Питання: 1. Основні поняття: деталь, поверхня, вал, отвір.

2. Розміри, нульова лінія, відхили, допуск, поле допуску.

3. Графічне зображення граничних розмірів і відхилів.

4. Посадка, зазор, натяг.

5. Посадка із зазором, посадка з натягом, перехідна посадка.

1. Основні поняття: деталь, поверхня, вал, отвір

Машини і механізми створюються із складаних одиниць, з'єднань і деталей.

Деталь – складовий елемент машини (механізму), що характеризується формою поверхні (конфігурацією) і розмірами.

Внутрішній елемент деталі (який охоплює) – **отвір** (для циліндричних деталей позначається D), зовнішній (охоплюваний) – **вал** (позначається d).

Поверхня – це елемент деталі, що утворює її форму. Поверхні бувають сполучені (приєднані) **1** та не сполучені або вільні (не приєднані) **2** (рис. 1.1, а). Наприклад, у з'єднанні шпонки з валом шпонка є валом, а паз вала є отвором (рис. 1.1, б).

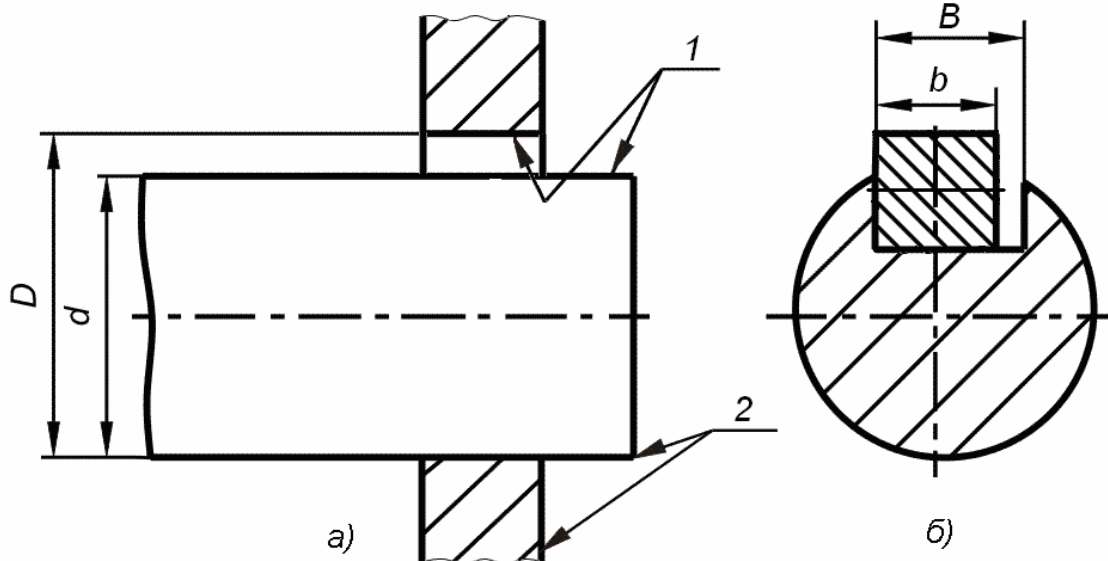


Рис. 1.1. Приклади з'єднань: а – гладкого циліндричного; б – шпонки з пазом вала.

Вал – термін, що умовно застосовується для позначення зовнішніх елементів деталей, включаючи і нециліндричні елементи.

Отвір – термін, що умовно застосовується для позначення внутрішніх елементів деталей, включаючи і нециліндричні елементи.

1. Розміри, нульова лінія, відхили, допуск, поле допуску.

Розмір – це значення лінійної величини (діаметра, довжини, глибини тощо) у вибраних одиницях вимірювання.

Дійсний розмір (D_e, d_e) – розмір елемента, встановлений вимірюванням з допустимою похибкою.

Граничні розміри – два гранично допустимі розміри елемента між якими має бути або яким може дорівнювати дійсний розмір.

Найбільший граничний розмір (D_{max}, d_{max}) – найбільший допустимий розмір елемента (рис. 1.2).

Найменший граничний розмір (D_{min}, d_{min}) – найменший допустимий розмір елемента (рис.1.2).

Номинальний розмір (D, d) – розмір, відносно якого визначаються відхили (рис. 1.2 і 1.3). Його визначають за розрахунком на міцність. Причому заокруглюють до ближчого, як правило, більшого розміру із рядів нормальних лінійних розмірів за ГОСТ 6636-69.

Нульова лінія – лінія, що відповідає номінальному розміру, від якої відкладаються відхили розмірів у разі графічного зображення полів допусків та посадок. Якщо нульова лінія розташована горизонтально, то додатні відхили відкладаються вгору від неї, а від’ємні – вниз (рис. 1.3).

Відхил – алгебрична різниця між розміром (дійсним або граничним) і відповідним номінальним розміром.

Дійсний відхил – алгебрична різниця між дійсним і відповідним номінальним розмірами.

Граничний відхил – алгебрична різниця між граничним і відповідним номінальним розмірами. Розрізняють **верхній** та **нижній** граничні відхили.

Верхній відхил ES, es – алгебрична різниця між найбільшим граничним і відповідним номінальним розмірами (рис. 1.3).

$$ES = D_{max} - D_{min}; es = d_{max} - d_{min} \quad (1.1)$$

Примітка: ES – верхній відхил отвору; es – верхній відхил вала.

Нижній відхил EI, ei – алгебрична різниця між найменшим граничним і відповідним номінальним розмірами (рис. 1.3).

$$EI = D_{min} - D; ei = d_{min} - d \quad (1.2)$$

Примітка: EI – нижній відхил отвору, ei – нижній відхил вала.

З наведених формул можна визначити граничні розміри.

Основний відхил – одне з двох граничних відхилів (верхній чи нижній), що визначає положення поля допуску відносно нульової лінії.

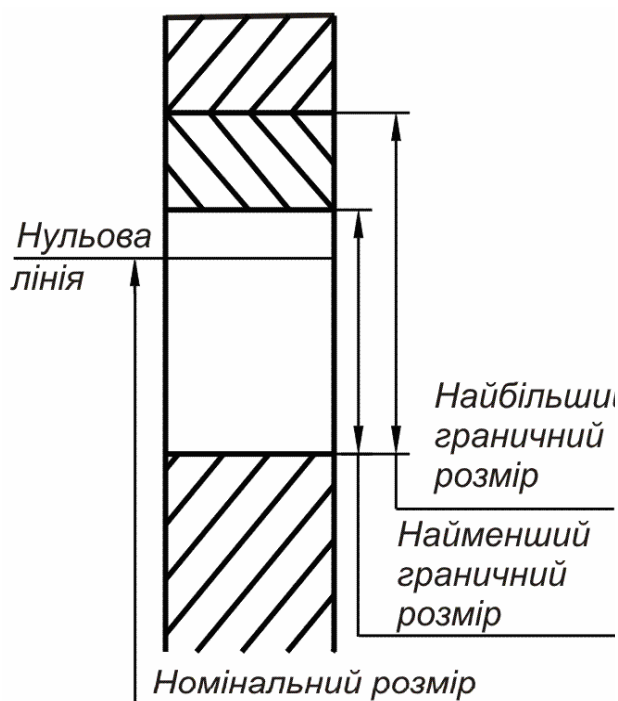


Рис. 1.2. Визначення поняття розмірів.

У цій системі допусків та посадок *основним є відхил, найближчий до нульової лінії*.

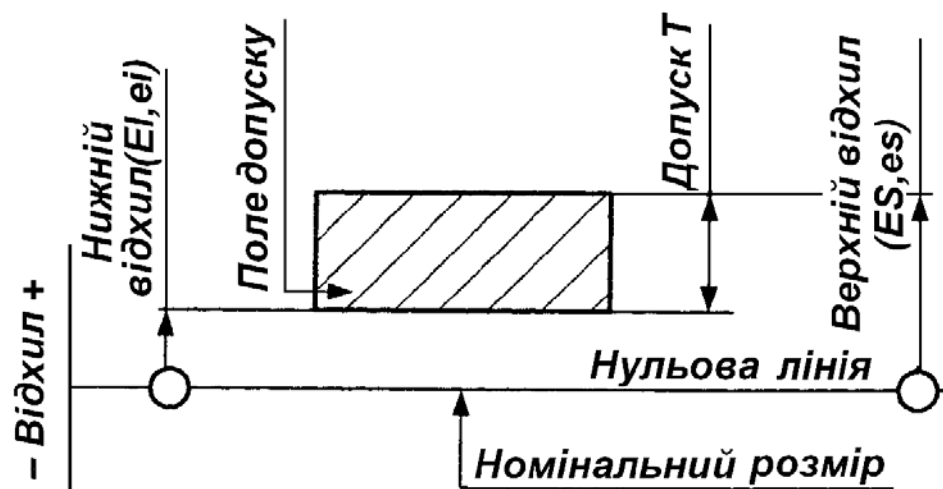


Рис. 1.3. Визначення понять відхилів і допуску.

Допуск T – різниця між найбільшим і найменшим граничними розмірами або алгебрична різниця між верхнім і нижнім відхилами (рис. 1.3).

Примітка. Допуск – це абсолютна величина.

Стандартний допуск IT – будь-який з допусків, що встановлюється цією системою допусків та посадок.

Примітка. Надалі в тексті під терміном “допуск” розуміється “стандартний допуск”.

Існують: допуск отвору і допуск вала

$$TD = D_{\max} - D_{\min} ; Td = d_{\max} - d_{\min} . \quad (1.3)$$

Схеми отвору і вала зображені на рис. 1.4.

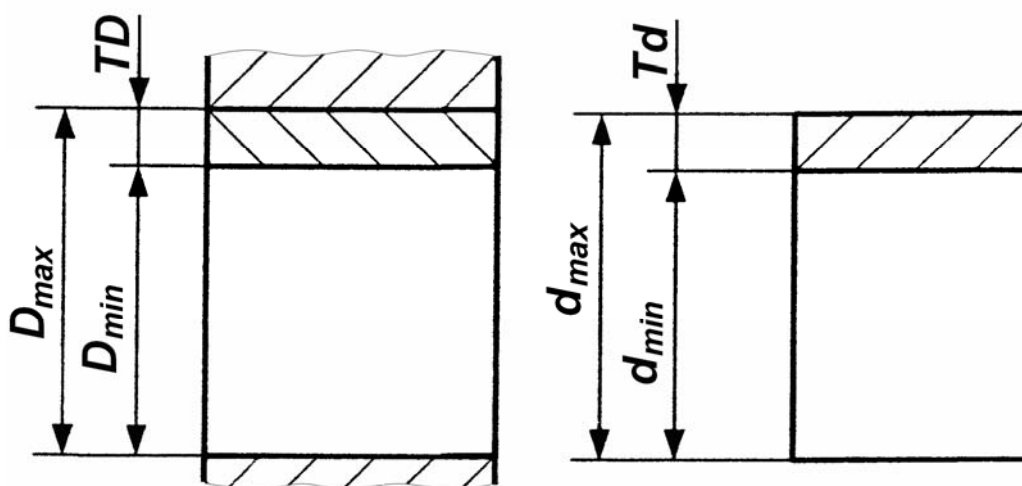


Рис. 1.4. Схеми отвору і вала.

Допуск – міра точності розміру. Чим менший допуск, тим вища точність деталі, і тим менше допускається коливання дійсних розмірів деталі.

Допуск безпосередньо впливає на трудомісткість виготовлення і собівартість деталей. Від допуску значною мірою залежить вибір обладнання і засобів контролю, кваліфікації працівників, продуктивність обробки.

Поле допуску – поле, обмежене найбільшим і найменшим граничними розмірами, що визначається величиною допуску і його положенням відносно номінального розміру. У разі графічного зображення поле допуску міститься між двома лініями, що відповідають верхньому та нижньому відхилам відносно нульової лінії (рис. 1.3).

Два граничних розміри деталі доцільно поділяти на границю максимуму і границю мінімуму матеріалу.

Границя максимуму матеріалу – термін, що відноситься до того з граничних розмірів, якому відповідає найбільший об'єм матеріалу; тобто найбільшому граничному розміру отвору чи найменшому граничному розміру вала. Границя максимуму матеріалу відповідає фактичному розміру, що перевіряється прохідним калібром.

Границя мінімуму матеріалу – термін, що відноситься до того з граничних розмірів, якому відповідає найменший об'єм матеріалу, тобто найменшому граничному розміру отвору чи найбільшому граничному розміру вала. Границя мінімуму матеріалу відповідає граничному розміру, що перевіряється непрохідним калібром.

Середнім розміром називається середнє значення між граничними розмірами:

$$D_{\text{ср}} = (D_{\text{max}} + D_{\text{min}}) / 2; \quad d_{\text{ср}} = (d_{\text{max}} + d_{\text{min}}) / 2. \quad (1.4)$$

3. Графічне зображення граничних розмірів і відхилів

На креслениках граничні розміри позначають значеннями граничних відхилів від номінального розміру.

Графічне зображення граничних розмірів і відхилів показано на рис. 1.5 і 1.6, причому: а) схема деталей, б) схема розташування полів допусків деталей.

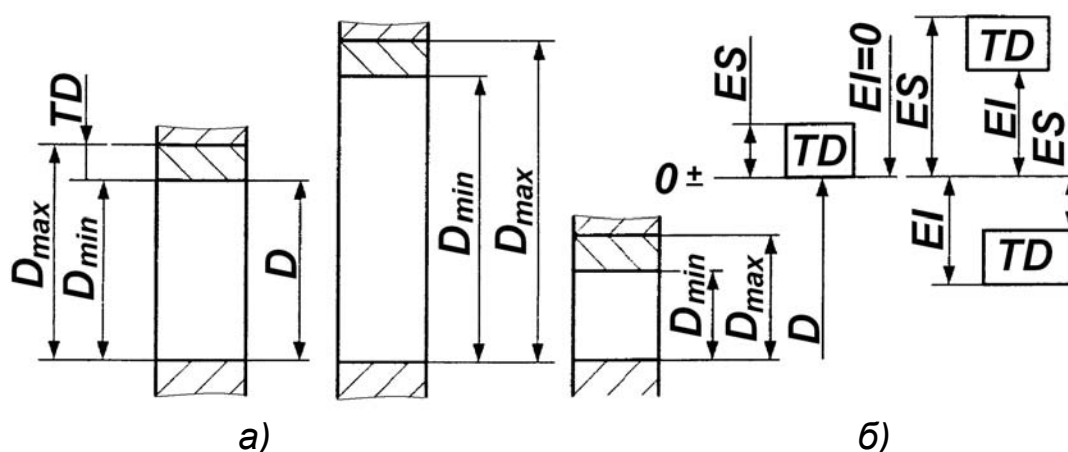


Рис 1.5. Графічне зображення граничних розмірів і відхилів отворів.

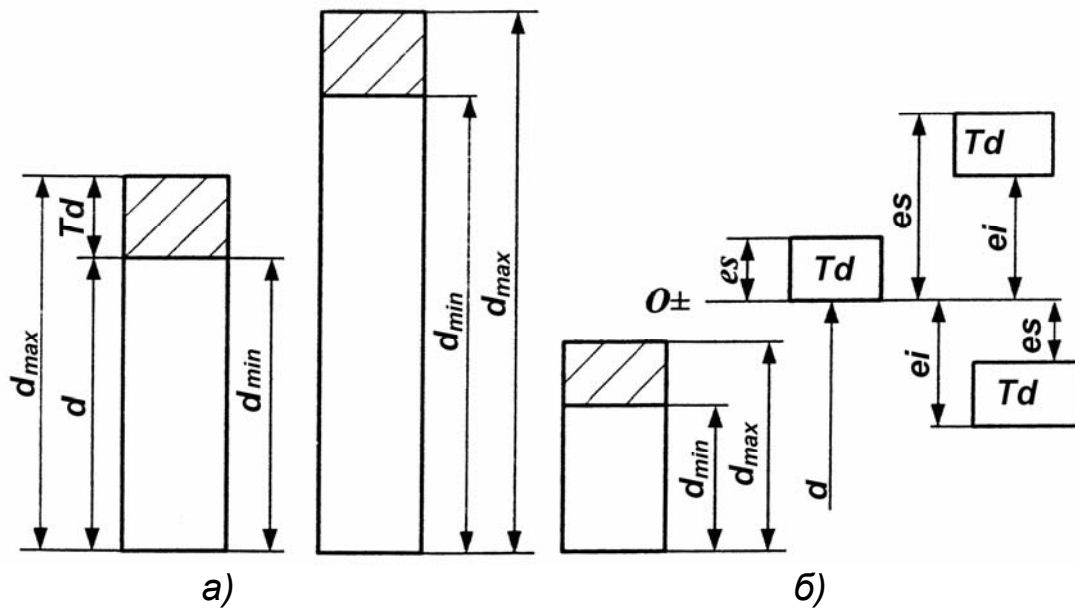


Рис. 1.6. Графічне зображення граничних розмірів і відхилів валів.

Крім граничних відхилів розміру передбачено *дійсній* та *середній відхили*. *Дійсним відхилом* називається алгебрична різниця між дійсним і номінальним розмірами: $E_e = D_e - d$; $e_e = d_e - d$

Середні відхили відповідно:

$$\bar{A}_{\text{н\ddot{a}o}} = (ES + EI) / 2; \quad \bar{a}_{\text{н\ddot{a}o}} = (es + ei) / 2.$$

На відміну від розмірів, які завжди є додатними числами, відхили можуть бути *додатними* (із знаком плюс), *від'ємними* (із знаком мінус) або *дорівнювати нулю*.

4. Посадка, зазор, натяг

З'єднання деталей утворюються при з'єднанні двох деталей (отвору і вала) і можуть забезпечувати переміщення або нерухомість деталей (різний характер – посадку).

Посадка – характер з'єднання двох деталей, визначений різницею їх розмірів до складання.

Зазор – різниця між розмірами отвору і вала, якщо розмір отвору більший за розмір вала (рис. 1.7).

Натяг – різниця між розмірами вала і отвору до складання, якщо розмір вала більший розміру отвору (рис. 1.7).

Примітка. Натяг можна визначити як від'ємну різницю між розмірами отвору і вала.

Зазор характеризує свободу відносного переміщення деталей з'єднання, натяг – ступінь опору взаємному зміщенню деталей у з'єднанні. Зазор позначається S , а натяг – N (рис. 1.7).

Номінальний розмір посадки – номінальний розмір, загальний для отвору і вала, що складають з'єднання. Під час виготовлення розміри деталей коливаються, тому коливаються і значення зазорів і натягів під час складання деталей.

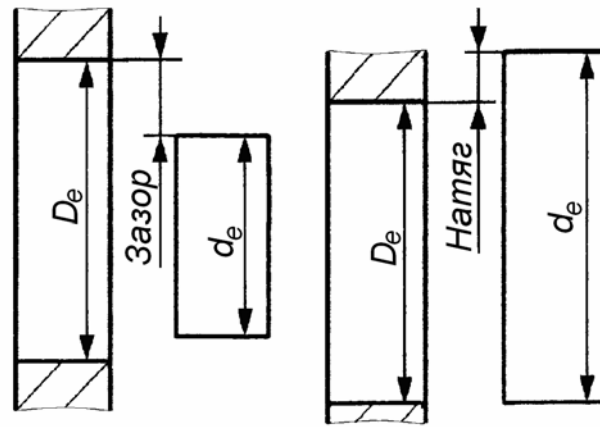


Рис. 1.7. До визначення понять зазор і натяг.

Дійсним зазором чи дійсним натягом називається відповідно зазор чи натяг, що визначається різницею дійсних розмірів отвору і вала

$$S_e = D_e - d_e; \quad N_e = d_e - D_e. \quad (1.5)$$

5. Посадка із зазором, посадка з натягом, перехідна посадка

Залежно від взаємного розташування полів допусків отвору і вала розрізняють посадки трьох типів: **із зазором**, **з натягом** і **перехідні**.

Посадка із зазором – посадка, за якою завжди утворюється зазор у з'єднанні, тобто найменший граничний розмір отвору більший за найбільший фактичний розмір вала або дорівнює йому. У разі графічного зображення поле допуску отвору розміщено над полем допуску вала (рис. 1.8). Посадки з зазором характеризуються граничними зазорами.

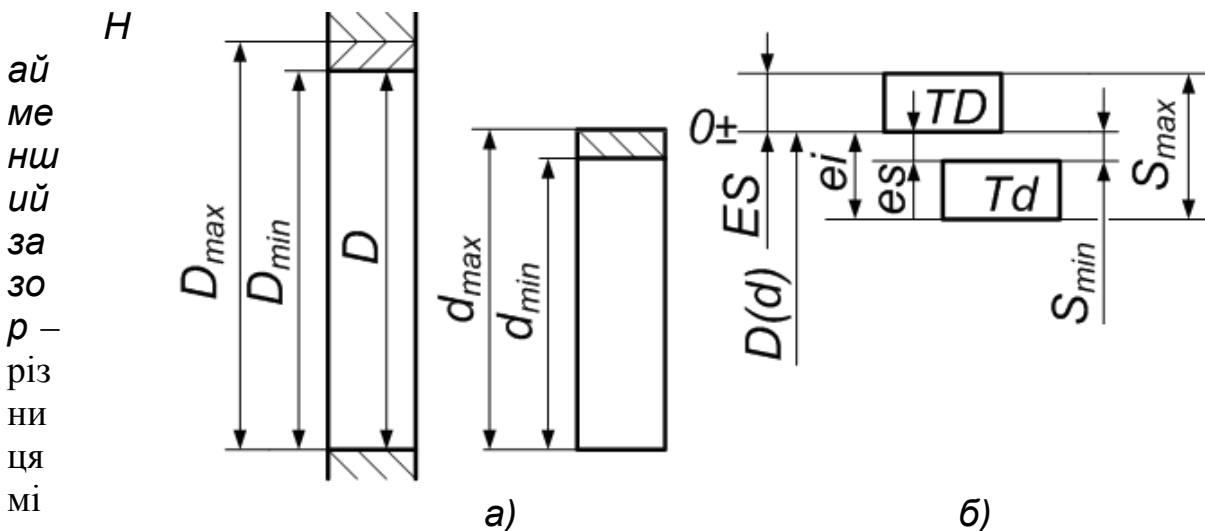


Рис. 1.8. До визначень понять зазори.

найменшим граничним розміром отвору і найбільшим граничним розмірами вала у посадці з зазором (рис. 1.8).

$$S_{min} = D_{min} - d_{max} = EI - es. \quad (1.6)$$

Найбільший зазор – різниця між найбільшим граничним розміром отвору і найменшим граничним розміром вала у посадці з зазором або у перехідній посадці (рис. 1.8 і 1.10).

$$S_{max} = D_{max} - d_{min} = ES - ei. \quad (1.7)$$

Допуск зазору

$$TS = S_{max} - S_{min} = TD + Td. \quad (1.8)$$

Посадка з натягом – посадка, за якою завжди утворюється натяг у з'єднанні, тобто найбільший граничний розмір отвору, який менший за найменший граничний розмір вала або дорівнює йому.

У разі графічного зображення поле допуску отвору розміщено під полем допуску

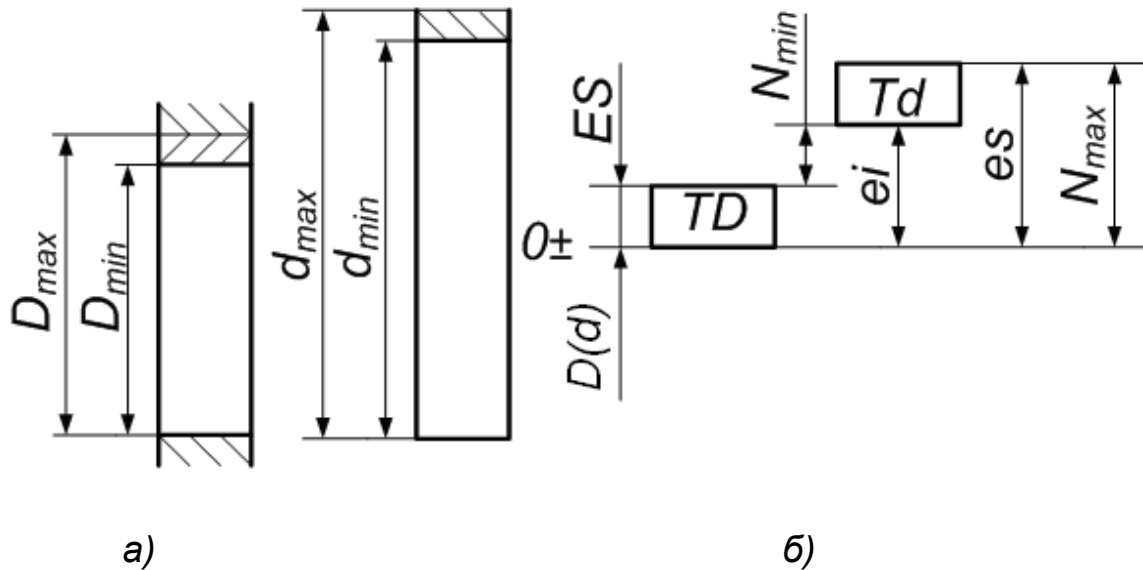


Рис. 1.9. До визначень понять натяги.

вала (рис. 1.9).

Посадки з натягом характеризуються граничними натягами.

Найменший натяг – різниця між найменшим граничним розміром вала і найбільшим граничним розміром отвору до складання в посадці з натягом (рис. 1.9).

$$N_{min} = d_{min} - D_{max} = ei - ES. \quad (1.9)$$

Найбільший натяг – різниця між найбільшим граничним розміром вала і найменшим граничним розміром отвору до складання у посадці з натягом або перехідній посадці (рис. 1.9).

$$N_{max} = d_{max} - D_{min} = es - EI. \quad (1.10)$$

Допуск натягу

$$TN = N_{max} - N_{min} = TD + Td. \quad (1.11)$$

Перехідна посадка – посадка, за якою можливе отримання як зазору, так і натягу у з'єднанні, залежно від дійсних розмірів отвору і вала (рис. 1.10).

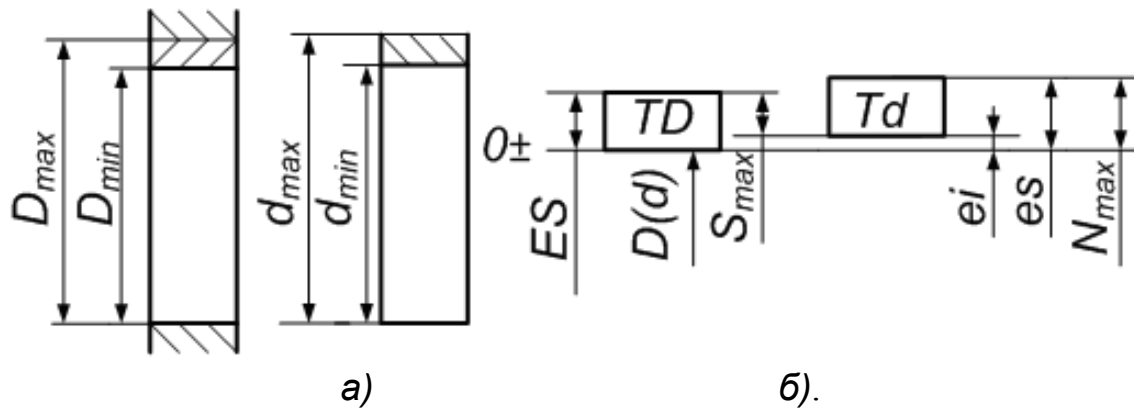


Рис. 1.10. До визначень понять натяги і зазори

У разі графічного зображення поля допусків отвору і вала перекриваються повністю або частково.

Перехідні посадки характеризуються найбільшими значенням зазору і натягу [формули (1.7) і (1.10)].

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

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

Допуск посадки (допуск натягу або зазору) для перехідної посадки

$$T(S, N) = S_{max} - S_{min} = S_{max} + N_{max} = TD + Td. \quad (1.12)$$

Середній зазор – середнє арифметичне значення між найбільшим і найменшим зазорами:

$$S_{сер} = (S_{max} + S_{min}) / 2 = E_{сер} - e_{сер}. \quad (1.13)$$

Середній натяг є середнє арифметичне значення між найбільшим і найменшим натягами:

$$N_{сер} = (N_{max} + N_{min}) / 2 = e_{сер} - E_{сер} \quad (1.14)$$

Примітка. Результат із знаком мінус означає, що середнє значення $N_{сер}$ відповідає зазору.

Лекція 2. Єдина система допусків і посадок

План: 1. Загальні положення

2. Інтервали номінальних розмірів, допуски, квалітети, основні відхили.

3. Посадка у системі отвору та у системі вала.

4. Утворення і позначення полів допусків і посадок

1. Загальні положення

Єдину систему допусків і посадок (ЄСДП) введено у Російській Федерації з 1980 р. замість системи допусків і посадок ОСТ.

Назва „Єдина система допусків і посадок” стосується лише системи допусків і посадок циліндричних з'єднань.

Основою стандартів ЄСДП є стандарти *ISO (ISO)*.

У Росії застосування ЄСДП здійснювалося на підставі державних стандартів.

ЄСДП введено, щоб забезпечити широке кооперування між країнами світу, підвищення конкурентоспроможності виробів на світовому ринку. До ЄСДП входить ряд стандартів. У них викладено основи побудови ЄСДП.

Рекомендаціями передбачено: посадки, як правило, повинні застосовуватись у системі отвору або системі вала; переважне застосування системи отвору.

Систему вала слід застосовувати лише у разі, коли це виправдано конструктивними або економічними вимогами (наприклад, коли необхідно забезпечити декілька посадок різного характеру на одному валу без додаткової його обробки).

Система допусків і посадок (ЄСДП) – закономірно побудована сукупність допусків і посадок, що оформлена у вигляді стандартів.

ЄСДП характеризується рядом ознак: інтервалами номінальних розмірів, одиницею допуску, характером з'єднання, основними відхилами, системою посадки, температурним режимом.

2. Інтервали номінальних розмірів, допуски, квалітети, основні відхили

Інтервали номінальних розмірів. Для сполучених елементів встановлено три діапазони номінальних розмірів:

малих – до **1** мм; середніх – понад **1** до **500** мм; великих – понад **500** до **3150** мм (ГОСТ 25347–82 і ДСТУ 2500–94).

Для розмірів понад **3150** до **10000** мм встановлено ГОСТ 25348 – 82.

У діапазоні до **1** мм встановлено три інтервали:

до **0,1** мм; понад **0,1** до **0,3** мм; понад **0,3** до **1** мм виключно.

У діапазоні понад **1** до **500** мм встановлено **25** інтервалів:

13 основних і **12** проміжних.

Понад **500** до **3150** мм встановлено **16** інтервалів:

8 основних і **8** проміжних.

Основні інтервали введено для визначення допусків. Допуск для всіх величин у межах інтервалу сталий. Проміжні інтервали – для номінальних розмірів понад **10**

мм. Вони поділяють кожний основний інтервал на два (три).

Допуски. Допуск розміру є мірою точності. Його можна визначити за формулою:

$$T = k \cdot i, \quad (2.1)$$

де k – число одиниць допуску; i – одиниця допуску, мкм.

Значення допуску для квалітетів від 5 до 14 надано в табл. 2.1.

Таблиця 2.1

Значення допуску для квалітетів від 5 до 14

Позначення допуску	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9
Значення допуску	$7i$	$10i$	$16i$	$25i$	$40i$
Позначення допуску	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14
Значення допуску	$64i$	$100i$	$160i$	$250i$	$400i$

Одиниця допуску i або I – множник у формулах допусків, що є функцією номінального розміру та призначений для визначення числового значення допуску.

Примітка: i – одиниця допуску для номінальних розмірів до **500** мм;

I – одиниця допуску для номінальних розмірів понад **500** мм.

Для розмірів до **500** мм:

$$i = 0,45 \cdot \sqrt[3]{D_i} + 0,001 \cdot D_i, \text{ мкм} \quad (2.2)$$

де D_i – середнє геометричне граничних значень діаметрів, мм, в інтервалі;

$D_i = \sqrt{D_{i\max} \cdot D_{i\min}}$; $D_{i\max}$ і $D_{i\min}$ – граничні значення розмірів інтервалу, мм; i – залежить від розміру, k – від квалітету.

Для розмірів понад **500** до **10000** мм:

$$I = 0,004 D_i + 2,1 \text{ мкм}. \quad (2.3)$$

У формулах (2.2) і (2.3) значення D наводяться у міліметрах, а i – у мікрометрах.

Значення одиниць допуску для інтервалів від 3 до 3150 мм приведено в табл. 1.2.

Квалітети. Кожний вид деталі різного призначення виготовляють з різною точністю. Для нормування відповідних рівнів точності встановлені квалітети.

Квалітет (міра точності) – сукупність допусків, що розглядаються як відповідні одному рівню точності для всіх номінальних розмірів. Під квалітетом розуміють сукупність допусків, що характеризуються постійною відносною точністю (що визначається коефіцієнтом “ k ”) для всіх номінальних розмірів даного діапазону. Точність у межах одного квалітету залежить тільки від номінального розміру.

Стандарт ДСТУ 2500–94 для розмірів від **1** до **3150** мм встановлює **20** квалітетів, що позначаються порядковими номерами: **01, 0, 1, 2, ..., 18**.

Квалітет визначає допуск на виготовлення, а також і відповідні методи і засоби обробки і контролю деталей машин.

Таблиця 2.2

Значення одиниць допуску

Інтервал розмірів, мм (понад – до)	<i>i</i> , мкм	Інтервал розмірів, мм (понад – до)	<i>i</i> , мкм
До 3	0,60	315 – до 400	3,60
3 – 6	0,75	400 – до 500	4,00
6 – 10	0,90	500 – до 630	4,40
10 – до 18	1,10	630 – до 800	5,00
18 – до 30	1,30	800 – до 1000	5,60
30 – до 50	1,60	1000 – до 1250	6,60
50 – до 80	1,90	1250 – до 1600	7,80
80 – до 120	2,20	1600 – до 2000	9,20
120 – до 180	2,50	2000 – до 2500	11,00
180 – до 250	2,90	2500 – до 3150	13,50
250 – до 315	3,20	-	-

Допуски з квалітетів позначаються сполученням великих літер **IT** з порядковим номером квалітету, наприклад, **IT01**, **IT6**, **IT17**. Найточнішим є квалітет **01**, найгрубішим – **18**.

Квалітети призначені для виготовлення:

01, 0, 1 – кінцевих мір довжини;

2, 3, 4 – калібрів і особливо точних деталей;

5...12 – деталей, які мають сполучені поверхні.

Квалітети **13...18** призначаються тільки для несполучених поверхонь (допуски на вільні розміри).

Числові значення допусків за ДСТУ 2500-94 (вибірка) наведено у табл. 2.3.

Основні відхили. Розміщення поля допуску відносно нульової лінії визначається основним відхилом, ближчим до нульової лінії (верхнім або нижнім).

Для всіх полів допусків, що розміщені нижче від нульової лінії основним (ближчим) є верхній відхил (**es** або **ES**); для полів допусків, що розташовані вище нульової лінії, основним (ближчим) – нижній відхил (**ei** або **EI**) (рис. 2.1).

Поле допуску характеризується також віддаленим відхилом. За основним відхилом і допуском відзначається другий граничний відхил, що обмежує дане поле допуску. Для тих полів допусків, у яких основним є верхній відхил, нижній відхил визначають за формулами:

для отвору **EI = ES – IT**; для вала **ei = es – IT** (рис. 2.1).

Якщо основний відхил нижній то верхній визначають за формулами: для отвору **ES = EI + IT**; для вала **es = ei + IT** (рис. 2.1).

У наведених формулах основні відхили підставляють з їх знаками.

Основні відхили позначають літерами латинської абетки великими для отворів (**A – ZC**) і малими – для вала (**a – zc**).

Як правило, основні відхили отвору і вала рівні за абсолютним значенням і протилежні за знаком.

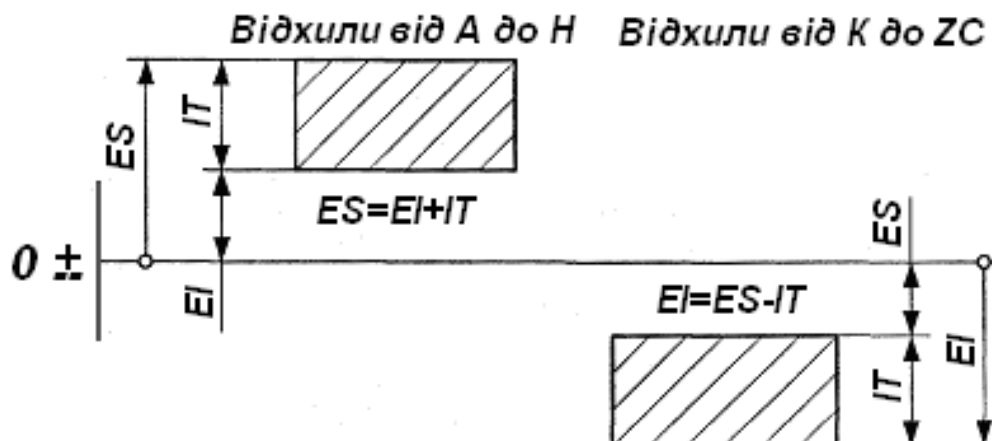


Рис. 2.1. Основні відхили.

Поле допуску характеризується двома відхилами: ближчим і віддаленим.

3. Посадка у системі отвору та у системі вала

Стандартами встановлено дві рівноправні системи посадок: систему отвору і систему вала.

Посадка у системі отвору – посадка, в якій необхідні зазори і натяги утворюються сполученням різних полів допусків валів з полем допуску основного отвору (рис. 2.3).

Основний отвір – отвір, нижній відхил якого дорівнює нулю ($EI = 0$), він позначається літерою **H**.

Посадка у системі вала – посадка, в якій необхідні зазори і натяги утворюються сполученням різних полів допусків отворів з полем допуску основного вала (рис. 2.4).

Основний вал – вал, верхній відхил якого дорівнює нулю ($es = 0$), він позначається літерою **h**.

Вибір системи посадок визначається конструктивними, технологічними і економічними міркуваннями. На практиці перевагу надають система отвору, оскільки за цієї умови досягаються менші витрати при виготовленні деталей (**менша номенклатура ріжучого і вимірювального інструменту**).

Систему вала застосовують у певних випадках: з'єднання кількох отворів з валом; валики без механічної обробки; з'єднання стандартних складаних одиниць, наприклад, вальниць кочення (сполучення зовнішнього діаметра з отвором корпусу).

4. Утворення і позначення полів допусків і посадок

Основні відхили отвору, як правило, рівні за значенням і протилежні за знаком однойменним з основним відхилом вала. Це дає змогу

отримувати однакові посадки в системі отвору і в системі вала.

Відхили від *A* до *H* (від *a* до *h*) призначені для утворення полів допусків у посадках із зазорами;
від *JS* до *N* (від *js* до *n*) – у перехідних посадках;
від *P* до *ZC* (від *p* до *zc*) – у посадках із натягами.

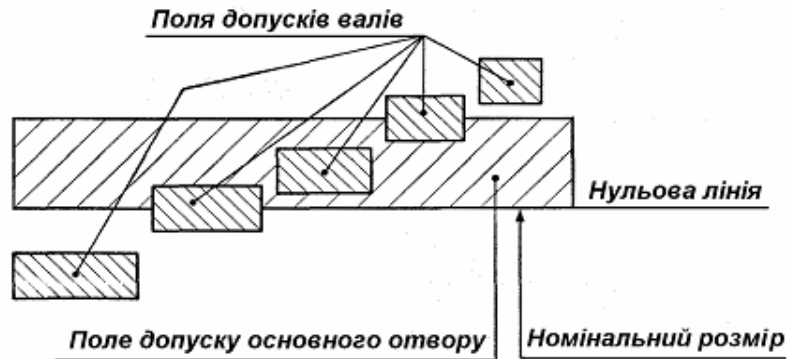


Рис. 2.3. Посадка у системі отвору

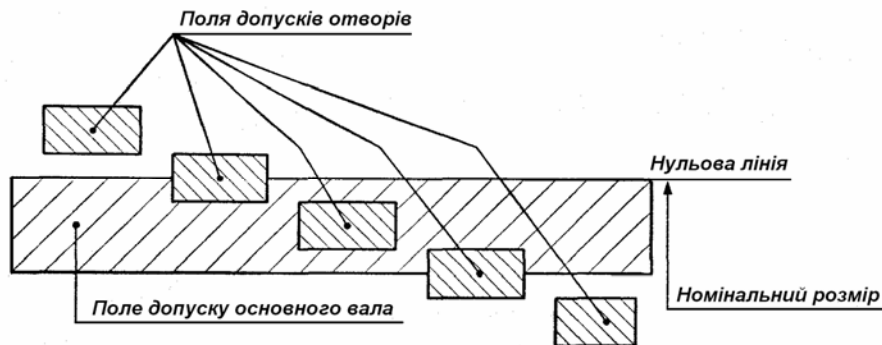


Рис. 2.4. Посадка у системі вала.

Поле допуску позначається сполученням літери (літер) основного відхилю і порядкового номера квалітету.

Наприклад: *f6, g7, H7, H12*.

Позначення поля допуску вказується після номінального розміру елемента. Наприклад: $\varnothing 40f6, \varnothing 50g7, \varnothing 60H7$.

У обґрунтованих випадках допускається позначення поля допуску отвору з основним відхилом „*H*” символом „*+ IT*”, з основним відхилом „*h*” – символом „*– IT*”, а відхилами „*js*” чи „*JS*” – символом „*± IT / 2*”.

Наприклад: $+ IT 14 / 2, - IT 14 / 2, \pm IT 14 / 2$.

Посадка. Посадка позначається дробом, у чисельнику якого вказується позначення поля допуску отвору, а у знаменнику – позначення поля допуску вала. Наприклад: $\varnothing 50H8 / g7, \varnothing 50G8 / h7$. Позначення посадок вказується після номінального розміру посадки. Наприклад: $\varnothing 50H7 / f6$ чи $\varnothing 50H7 / g6$.

Загальний запис невказаних відхилів відносно низької точності (від 12 квалітету і грубіше) слід подавати так:

Невказані граничні відхили розмірів згідно з

Лекція 3. Основи вибору посадок

Питання: 1. Посадки з натягом

2. Посадки з зазором

3. Перехідні посадки

Залежно від призначення механізму (машини) до з'єднань ставляться певні експлуатаційні вимоги.

Щоб забезпечити у з'єднанні відносну нерухомість, переміщення чи необхідне центрування деталей, слід узяти з числа стандартних таку посадку, яка ці вимоги забезпечувала б.

Посадки вибирають трьома способами: за розрахунком, за даними експериментальних досліджень і за рекомендаціями стандарту (за аналогією).

Вибір посадок за розрахунком широко застосовується в інженерній практиці. Цей спосіб враховує конкретні умови роботи з'єднання.

1. Посадки з натягом

Деталі з'єднання з натягом прості у виготовленні. З'єднання забезпечує точну установку колеса на вал і високу навантажувальну здібність. Тому з'єднання з натягом останнім часом набувають все більш широкого застосування, особливо у редукторобудівництві, незважаючи на високу концентрацію напружень, що викликаються з'єднанням.

Розрахункова схема посадки з натягом наведено на рис. 3.1.

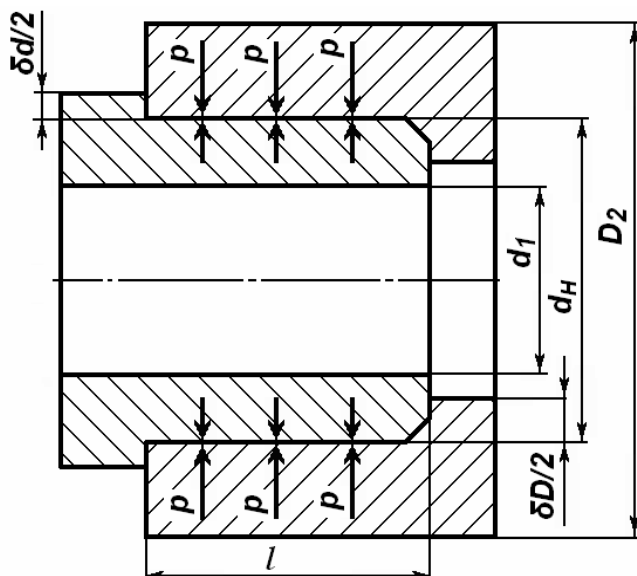


Рис. 3.1. Розрахункова схема посадки з натягом

Під час запресування деталей втулка розтягується на величину δ_D і одночасно вал стискується на δ_d , причому

$$\delta = \delta_D + \delta_d \text{ (див. рис. 1.)}.$$

За теорією Ляме за тонкостінних втулок:

$$\delta = p \cdot d_i \cdot 10^6 \left[\left(\tilde{N}_D / E_D \right) + \left(C_d / E_d \right) \right], \quad (3.1)$$

де δ – загальна деформація з'єднання, мкм; p – питомий тиск, Па; C_D , C_d – геометричні коефіцієнти, що визначаються

за формулами:

$$C_D = \frac{1 + (d / D_2)^2}{1 - (d / D_2)^2} + \mu_D; \quad \tilde{N}_d = \frac{1 + (d_1 / d)^2}{1 - (d_1 / d)^2} - \mu_d; \quad (3/2)$$

E_D, E_d – модулі пружності матеріалу отвору і вала відповідно (табл. 3.1);

μ_D, μ_d – коефіцієнти Пуасона матеріалу отвору і вала (табл. 3.1).

Таблиця 3.1

Значення величин ***E*** і ***μ*** для різних матеріалів

Матеріал	Å, ĩa	μ
Сталь	2,1·10 ¹¹	0,30
Чавун сірий	1,0·10 ¹¹	0,25
Олов'яна бронза	1,0·10 ¹¹	0,33
Безолов'яна , бронза	1,1·10 ¹¹	0,35

За запресування вала в отвір нерівності поверхонь зрізаються і зминаються, що зменшує дійсний натяг у з'єднанні. Вважають, що зрізання і зминання нерівностей при запресуванні становить 60 відсотків від їх висоти.

Тоді поправку на зминання нерівностей знаходять за формулою:

$$U = 1,2 \cdot (R_{zd} + R_{zd}) \text{ або } U = k_D \cdot R_{aD} + k_d \cdot R_{ad}. \quad (3.3)$$

Тут U – поправка на зминання нерівностей, мкм; R_{zd}, R_{zd} – висота нерівностей профілю поверхонь отвору і вала за десяти точками, мкм;

R_{aD}, R_{ad} – середня арифметична висота нерівностей профілю отвору і вала, мкм. За $R_a \geq 1,25$ мкм $k = 5$, за $R_a < 1,25$ $k = 6$.

Значення $R_{zd}, R_{zd}, R_{aD}, R_{ad}$ (мкм) слід брати із креслення деталей або приймати за довідником (табл. 3.2):

Таблиця 3.2

Значення шорсткості поверхонь отвору і вала

Точність виготовл. (квалітет)	Поверхня	R_a , мкм, при номінальних розмірах, мм		
		до 50	понад 50 до 120	понад 120 до 500
5	Вал	0,1-0,2	0,4	0,4
	Отвір	0,2-0,4	0,8	0,4
6 - 7	Вал	0,4	0,8	1,6
	Отвір	0,8	1,6	1,6
8	Вал	0,8	0,8	1,6-3,2
	Отвір	1,6	1,6	1,6-3,2

Підбираючи посадки вінців черв'ячних коліс, що нагріваються за роботи передачі до відносно високих температур, зважають на температурні

деформації центра і вінця, що зменшують створюваний натяг. Тоді поправка на температурну деформацію:

$$\delta_t = d \cdot 10^6 \cdot [(t_D - 20^\circ) \cdot \alpha_D - (t_d - 20^\circ) \cdot \alpha_d], \quad (3.4)$$

де δ_t – поправка на температурну деформацію, мкм; t_D, t_d – робочі температури деталей з'єднання, $^\circ\text{C}$; α_D, α_d – коефіцієнти лінійного розширення відповідно матеріалу отвору і вала, $1/^\circ\text{C}$: сталь $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$, чавун $\alpha = 10 \cdot 10^{-6}$, бронза, латунь $\alpha = 19 \cdot 10^{-6} ^\circ\text{C}$.

Мінімальний натяг, що потрібен для передачі заданого навантаження,

$$N_{min} = \delta + U + \delta_t. \quad (3.5)$$

Під час дії осьової сили F_a нерухомість забезпечує сила тертя

$$F_{\dot{OED}} = 3,14 \cdot D \cdot l \cdot f \cdot p. \quad (3.6)$$

Тут F_{TEP} – сила тертя, Н; l – довжина сполучення, м; f – коефіцієнт тертя (табл. 3.3).

Таблиця 3.3

Коефіцієнт тертя f

Матеріал деталей	Пресування	Нагрів	Охолодження	Гідропресування
Сталь-сталь	0,07	0,14	0,07	0,10
Сталь-чавун	0,07	0,07	0,07	-
Сталь або чавун, бронза або латунь	0,05	0,05	0,05	-

Умова нерухомості: $F_{\dot{OED}} \geq F_a$

$$\text{або } F_{\dot{OED}} = 3,14 \cdot d \cdot l \cdot f \cdot p; p \geq \frac{F_a}{3,14 \cdot d \cdot l \cdot f}. \quad (3.7)$$

За дії крутного моменту T нерухомість забезпечує момент тертя:

$$T_{TP} = \frac{3,14 p \cdot l \cdot f \cdot d_H^2}{2}. \text{ Умова нерухомості: } \dot{O}_{\dot{OED}} \geq \dot{O} \text{ або;}$$

$$\dot{O}_{\dot{OED}} = \frac{3,14 \cdot p \cdot l \cdot f \cdot d^2}{2} \quad \delta \geq \frac{2\dot{O}}{3,14 \cdot d^2 \cdot l \cdot f}. \quad (3.8)$$

За спільної дії осьової сили і крутного моменту нерухомість забезпечує сила тертя $F_{\dot{OED}} \geq F_\Sigma$.

$$\text{Сумарна сила } F_\Sigma = \sqrt{F_a^2 + (2\dot{O}/d)^2};$$

$$\delta \geq \frac{F_{\Sigma}}{3,14 \cdot d \cdot l \cdot f} = \frac{\sqrt{F_a^2 + (2T/d)^2}}{3,14 \cdot d \cdot l \cdot f} \quad (3.9)$$

Найбільший натяг (мкм), допустимий міцністю втулки:

$$N_{\max} = [\delta]_{\max} + U, \quad (3.10)$$

де $[\delta]_{\max}$ – максимальна деформація допустима міцністю втулки, мкм:

$$[\delta]_{\max} = [p]_{\max} \cdot \delta / p. \quad (3.11)$$

Максимальний тиск, що допускається міцністю втулки, мкм:

$$[p]_{\max} = 0,5\sigma_{TD} \left[1 - (D/D_2)^2 \right]. \quad (3.12)$$

Тут $[p]_{\max}$ – максимальний тиск; Па. Його приймають за довідковими даними залежно від марки сталі і температури; σ_{TD} – границя текучості матеріалу охоплюючої деталі.

Умова вибору посадки

$$N_{p.min} \geq N_{min}; \quad N_{p.max} \leq N_{max}, \quad (3.13)$$

де N_{pmin} , N_{pmax} – мінімальний і максимальний ймовірні натяги посадки. Вибираємо рекомендовані і переважаючі посадки.

Зусилля запресування деталей, Н:

$$F_H = 3,14 \cdot d \cdot l \cdot f \cdot p_{max}. \quad (3.14)$$

Тут f – коефіцієнт тертя (f_z – запресування, f_v – випресування; p_{max} – контактний тиск, що відповідає максимальному ймовірному натягу вибраної посадки:

$$p_{max} = (N_{max} - U) \cdot p / \delta. \quad (3.15)$$

Температура нагрівання (охолодження) деталі, °C:

$$t_D = 20^\circ + \frac{N_{max} + Z_{скл}}{d_H \cdot \alpha_D} \cdot 10^{-6}; \quad t_d = 20^\circ - \frac{N_{max} + Z_{скл}}{d_H \cdot \alpha_d} \cdot 10^{-6}. \quad (3.16)$$

де $Z_{скл}$ – зазор за складання, мкм, дорівнює основному відхиленню вала m .

Основним способом складання для здійснення з'єднання з натягом коліс з валами є нагрівання колеса.

Поділ на групи основних посадок проводять умовно за відносним натягом $N_{від} = N_{min} / d$.

Розрізняють посадки: важкі, для яких

$$N_{від} = 1 \text{ мкм/мм (І 7/u7, H8/u8);}$$

$$\text{середні – } N_{від} = 0,50 \text{ мкм/мм (H7/s6);}$$

$$\text{легкі – } N_{від} = 0,25 \text{ мкм/мм (H7/r6).}$$

З'єднання з натягом здійснюють збиранням під пресом, гідропресуванням, з нагріванням охоплюючої деталі, з охолодженням охоплюваної деталі.

Гранична температура нагрівання, за якої не відбувається зміна механічних властивостей матеріалу, є $+250\text{ }^{\circ}\text{N}$.

Гранична температура охолодження деталі рідким повітрям становить $(-190\text{ }^{\circ}\text{N})$.

Приблизно коефіцієнт запасу зчеплення можна приймати для: проміжних валів редукторів $k = 4,5 - 5$; вихідних валів редукторів, коли на консоль насаджена зірочка або шків $k = 4 - 4,5$; вихідних валів редукторів, коли на консоль насаджена муфта $k = 3 - 3,5$.

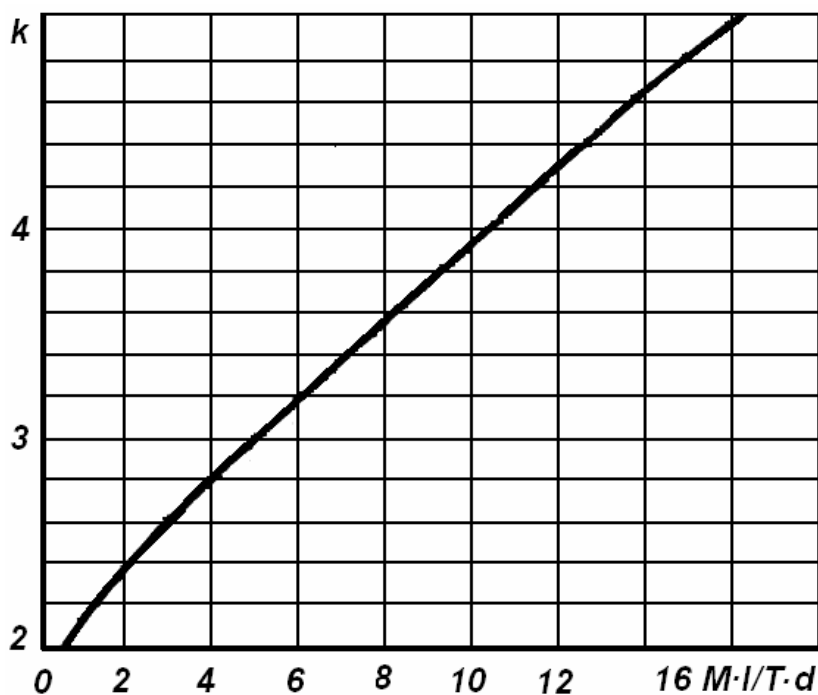


Рис. 1.36. Графік для визначення коефіцієнта запасу зчеплення

2. Посадки з зазором

Призначені для забезпечення відносного руху (обертового або вертально-поступного). Ці посадки характеризуються зазором, що служить для переміщень, компенсації температурних деформацій, похибок форми, розміщення шару мастила. За характером роботи посадки з зазором призначені для центрування, переміщень, здійснення рідинного тертя. У з'єднаннях з рідинним тертям посадки вибирають за розрахунком, а з сухим і напіврідинним – за аналогією.

Посадки вальниць ковзання

Вальниці ковзання поширені у техніці. У стані спокою під дією сили тяжіння вал займає крайнє нижнє положення (зображено штриховою лінією, рис. 1, а за обертання сили тертя захоплюють мастило у вузьку клиноподібну щілину між валом та отвором; вал піднімається, спираючись на масляний клин, і трохи переміщується вбік обертання (рис. 3.2).

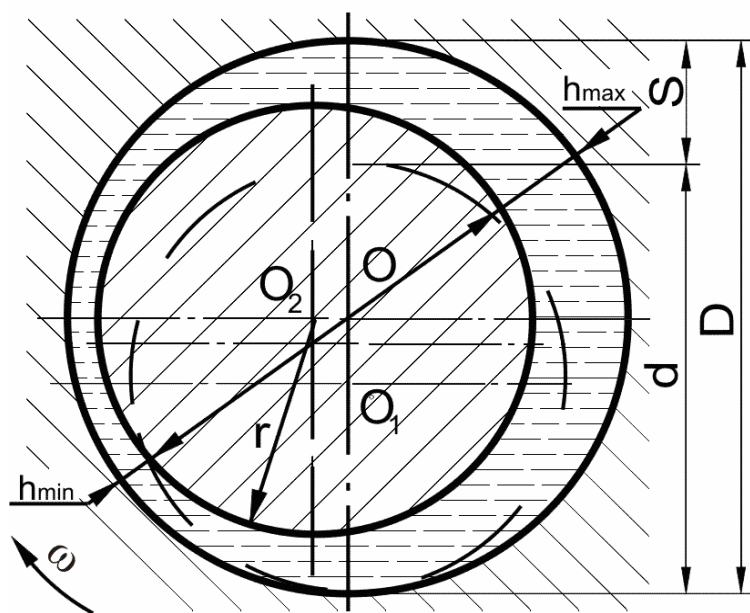


Рис. 3.2. Розрахункова схема посадки з зазором.

Між зазором S у стані спокою і товщиною шару мастила h_{min} в місці найбільшого зближення існує взаємозв'язок.

Поширені два методи розрахунку: за оптимальним зазором і за граничними зазорами.

Розрахунок за оптимальним зазором

Із гідродинамічної теорії мащення відомо, що

$$hS = \frac{0,58d \cdot \omega \cdot \mu \cdot l}{p \cdot (d + l)}, \quad (3.17)$$

де h – товщина шару мастила, м;

S – зазор у стані спокою, м;

d – діаметр з'єднання, м;

ω – кутова швидкість вала, рад/с; μ – динамічна в'язкість мастила, Па·с;

l – довжина сполучення, м; p – питомий тиск на опору, Па.

При $h = 0,25 \cdot S$ коефіцієнт тертя найменший (тепловий режим оптимальний).

$$S_{opt} = 2 \sqrt{\frac{0,52d \cdot \omega \cdot \mu \cdot l}{p \cdot (d + l)}} = 2\sqrt{hS}. \quad (3.18)$$

У процесі роботи рухомого з'єднання спрацьовуються поверхні вала і отвору, внаслідок чого зазор збільшується. Зміна зазору $S_{поч}$ залежно від часу роботи з'єднання характеризується кривою 1 (рис. 3.3).

У період часу t_1 зазор збільшується швидко (внаслідок згладжування макро-і мікронерівностей). У період t_2 зазор збільшується до гранично допустимого зазору S_{rp} (період нормальної експлуатації). Період t_3 характеризується різким збільшенням зазору, тому нормальна робота сполучення порушується і подальша експлуатація може призвести до аварії. Термін нормальної роботи з'єднання (експлуатації) можна збільшити за рахунок зменшення початкового зазору (до $S'_{поч}$). Зменшення початкового зазору з урахуванням мікронерівностей отвору і вала може забезпечити підвищення технічного ресурсу сполучення. Як видно з рис. 3.3, за зменшення початкового зазору до $S'_{поч}$ час нормальної роботи (експлуатації) з'єднання збільшиться з t_2 до t'_2 (крива 2).

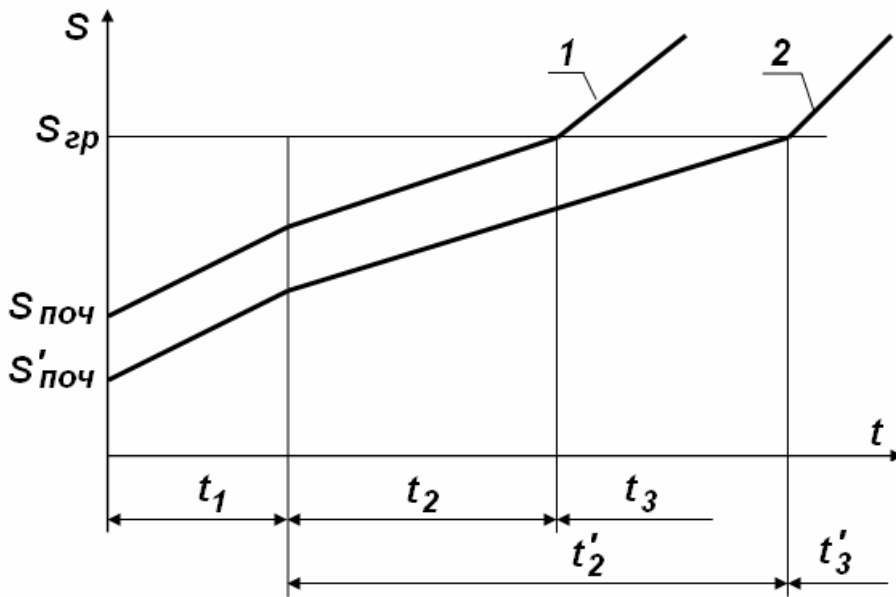


Рис. 3.3. Залежність зазору від часу роботи.

На рис. 3.3 показано: t_1 , t_2 , t_3 – час відповідно припрацювання, нормальної роботи і аварійного спрацювання;

$S_{\text{поч}}$, $S_{\text{гр}}$, $S'_{\text{поч}}$ – зазор відповідно початковий, граничний і початковий зменшений;

t'_2 – збільшений час нормальної роботи.

Зменшений початковий зазор називають розрахунковим:

$$S_p = S_{\text{опт}} - K \cdot (R_{zd} + R_{zd}), \quad (3.19)$$

де K – коефіцієнт, що враховує спрацювання мікронерівностей у період припрацювання, вплив похибок форми, коливання навантаження, швидкості тощо; R_{zd} , R_{zd} – висота мікронерівностей отвору і вала

Умова вибору посадки:

$$S_{\text{нãð.ñò}} \leq S_p; h_{\text{min}} \geq K \cdot (R_{zd} + R_{zd}), \quad (3.20)$$

$$\text{де } h_{\text{min}} = \frac{hS}{S_{\text{max.cò}} + \hat{E}(R_{zd} + R_{zd})}; \quad S_{\text{нãð.ñò}} = \frac{S_{\text{ìàëñ.ñò}} + S_{\text{ì³í.ñò}}}{2}.$$

3. Перехідні посадки

Призначені для нерухомих, але роз'ємних з'єднань і для більш точного центрування деталей. Вони забезпечують як зазори, так і натяги, але значення зазорів чи натягів відносно малі. Нерухомість з'єднання у перехідних посадках досягається додатковим кріпленням (шпонками, штифтами, гвинтами тощо).

Вибір перехідних посадок здійснюється за розрахунком або за рекомендаціями стандарту (за аналогією).

Для компенсації похибок (розташування і форми поверхні сполучених деталей, змінання поверхонь, зносу деталей – збільшують радіальне биття, що визначає точність центрування), а також створення запасу точності найбільший допустимий зазор у з'єднанні визначають за формулою:

$$S_{\max} = F_r / K, \quad (3.21)$$

де S_{\max} – найбільший допустимий зазор, мкм; F_r – радіальне биття, мкм;
 K – коефіцієнт запасу точності.

Умова вибору посадки: $S_{\max.ст} \leq S_{\max}$.

Характер посадок визначається ймовірністю створення у них натягів і зазорів. Розрахунки ймовірності натягів і зазорів ґрунтуються на нормальному розподілі розмірів деталей під час виготовлення (відновлення). Розподіл натягів і зазорів у цьому разі також підпорядкований нормальному закону, а ймовірність їх створення визначається за допомогою інтегральної функції ймовірності. За ймовірному розрахунку визначають середнє значення і розсіювання зазору або натягу.

Як за налагодження, так і обробки деталей наладчик і верстатник тримаються ближче до безпечних меж. Для отвору це менший, а для вала – більший граничні розміри. Внаслідок цього виникає деяка асиметрія розподілення відхилів розмірів.

Середнє значення зазору (натягу):

$$S_{\bar{n}\bar{a}\bar{o}}(N_{\bar{n}\bar{a}\bar{o}}) = e_{\bar{n}\bar{a}\bar{o}} + 0,1(TD + Td) - E_{c\bar{a}\bar{o}}. \quad (3.22)$$

Імовірне розсіювання (індекс P у позначенні зазору-натягу):

$$t_{\Sigma p} = (1/K_{\Sigma})\sqrt{TD^2 + Td^2}. \quad (3.23)$$

У формулах (22) і (23) $E_{\bar{n}\bar{a}\bar{o}}$ і $e_{\bar{n}\bar{a}\bar{o}}$ – середні відхили розмірів отвору і вала;

K_{Σ} – коефіцієнт відносного розсіювання зазору-натягу; як правило

$K_{\Sigma} = 1$, тоді

$$t_{\Sigma p} = \sqrt{TD^2 + Td^2}. \quad (3.24)$$

Найбільші і найменші ймовірні зазори і натяги:

у посадках із зазором

$$S_{p\max} = S_{\bar{n}\bar{a}\bar{o}} + 0,5t_{\Sigma p}; S_{p\min} = S_{\bar{n}\bar{a}\bar{o}} - 0,5t_{\Sigma p}, \quad (3.25)$$

у перехідних посадках

$$S_{p\max} = S_{\bar{n}\bar{a}\bar{o}} + 0,5t_{\Sigma p}; N_{p\min} = N_{\bar{n}\bar{a}\bar{o}} - 0,5t_{\Sigma p}, \quad (3.26)$$

у посадках з натягом

$$N_{p\max} = N_{\bar{n}\bar{a}\bar{o}} + 0,5t_{\Sigma p}; N_{p\min} = N_{\bar{n}\bar{a}\bar{o}} - 0,5t_{\Sigma p}. \quad (3.27)$$

Різні перехідні посадки характеризуються різними величинами ймовірності натягу (зазору) і процент натягу (зазору) (рис. 3).

Процент натягу, P_N
 $H/j, H/js, J/h, JS/h$ 0,1...6

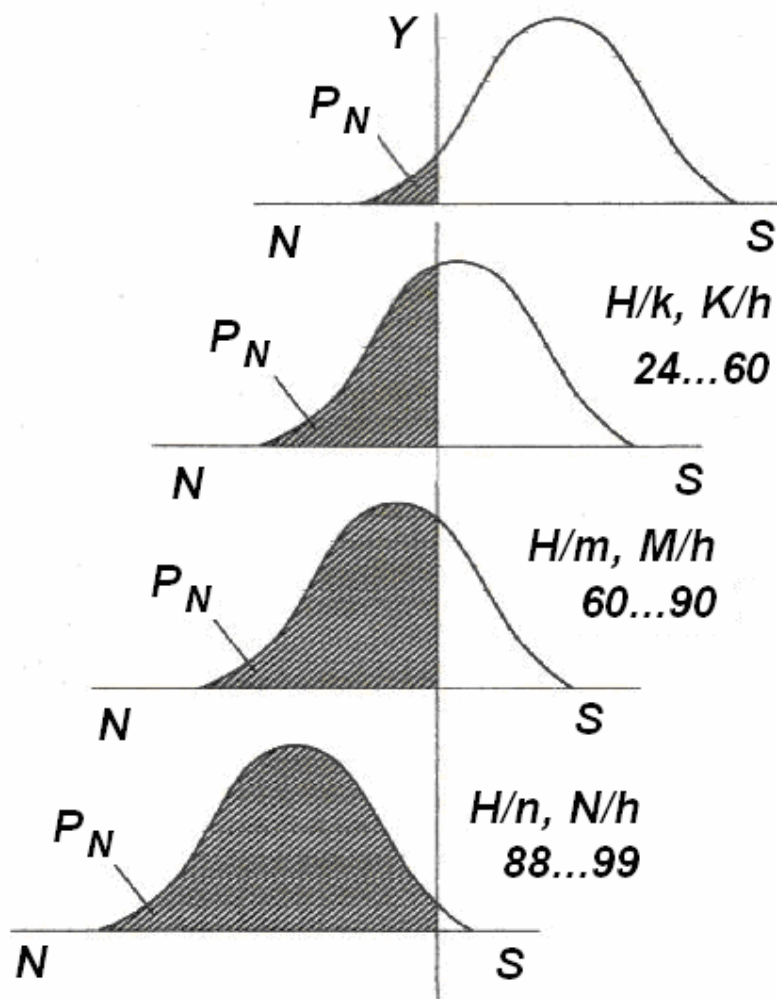


Рис. 3. Величини імовірності натягу (зазору) і процент натягу (зазору).

Лекція 4. Розрахунок і вибір посадок вальниць (підшипників) кочення

Питання: 1. Класи точності вальниць та допуски на них

2. Види навантаження кілець вальниць та особливості вибору їх посадок і класів точності

3. Методика розрахунку і вибору посадок для кілець різних видів навантаження

4. Методика розрахунку і вибору посадок кілець за величиною радіального зазору у вальницях

5. Вимоги до точності форми, шорсткості вальниць і поверхонь деталей, сполучених з вальницями кочення

6. Особливості монтажу і розрахунку зусилля запресовування і випресовування вальниць

1. Класи точності вальниць та допуски на них

Вальниці кочення – найбільш поширені стандартні складанні одиниці. Вони мають повну зовнішню взаємозамінність за приєднувальними поверхнями, що визначаються зовнішнім діаметром D зовнішнього кільця і внутрішнім діаметром d внутрішнього кільця, і неповну взаємозамінність між тілами кочення і кільцями. Терміни та визначення встановлені ДСТУ 3012–95 [50].

За ГОСТ 520:2007 [18] встановлено п'ять класів точності, що позначаються (у порядку зростання точності) 0; 6; 5; 4; 2.

Класи точності вальниць вибирають, виходячи із вимог, що ставляться до точності обертання і умов роботи механізмів.

Для більшості машин загального призначення (трактори, автомобілі, сільськогосподарські і меліоративні машини) застосовують вальниці класу точності 0. Вальниці вищих класів застосовують за великих частот обертання і у разі, коли потрібна висока точність обертання вала (наприклад, металообробні верстати, прилади, авіаційні двигуни тощо).

У гідравлічних та інших прецизійних приладах і машинах використовують вальниці класу точності 2.

Клас точності вказують через тире перед умовним позначенням вальниці, наприклад, 6–310 (6-й клас точності вальниці), за ІСО ще допускається літера P , наприклад, $P4$ –106.

Нульовий клас у позначеннях не вказується, наприклад, 212, 7210, він є основним і прийнятий до випуску для всіх типів вальниць кочення.

Для скорочення номенклатури вальниці виготовляють з відхилами розмірів внутрішнього і зовнішнього діаметрів, які не залежать від посадки, за якою їх будуть монтувати. Для всіх класів точності верхній відхил приєднувальних діаметрів дорівнює нулю.

Таким чином, діаметри зовнішнього кільця D_m і внутрішнього кільця d_m прийнято відповідно за діаметри основного вала, а отже, посадку з'єднання зовнішнього кільця з корпусом призначають у системі вала, а посадку з'єднання внутрішнього кільця з валом – у системі отвору.

Проте поле допуску на діаметр отвору внутрішнього кільця розташоване в “мінус” від номінального розміру, а не в “плюс”, як у звичайного основного отвору, тобто не у тіло “кільця”, а вниз від нульової лінії.

За такого розташування поля допуску отвору внутрішнього кільця для одержання з'єднань кілець із валом з невеликим натягом непотрібно використовувати спеціальні посадки. Їх можна одержати, або використовуючи для валів поля допусків ***n6, m6, k6, js6***, чи тіж поля допусків квалітетів 5 і 4. З'єднання валів, що мають одне із вказаних полів допусків (крім ***js6, js5, js4***), з внутрішніми кільцями підшипника дає посадку з невеликим гарантованим натягом.

2. Види навантаження кілець вальниць та особливості вибору їх посадок і класів точності

Посадки вальниць кочення на вал і в корпус вибирають залежно від типу і розміру вальниці, умов його експлуатації, значення і характеру навантажень, що діють на нього, а також навантажень кілець.

Схема “обертається вал” має місце у вальниць валів коробок передавачів, роторів електродвигунів, центробіжних насосах, центрифугах, редукторах і т.п., де внутрішнє кільце обертається разом з валом. Схема “обертається корпус” лежить в основі роботи вальниць у колесах автомобілів, тракторів, літаків, у роликах конвеєрів, коли при роботі обертається внутрішнє кільце.

Відповідно до ГОСТ 3325–89 [51] розрізняють три основних види навантаження кілець: ***місцеве, циркуляційне і коливальне***.

За ***місцевого навантаження*** кільця результуюче радіальне навантаження, що діє на вальницю, постійно сприймається однією і тією ж обмеженою ділянкою доріжки кочення цього кільця (у межах зони навантаження) і передається відповідній ділянці посадочної поверхні вала або корпуса (рис. 4.1).

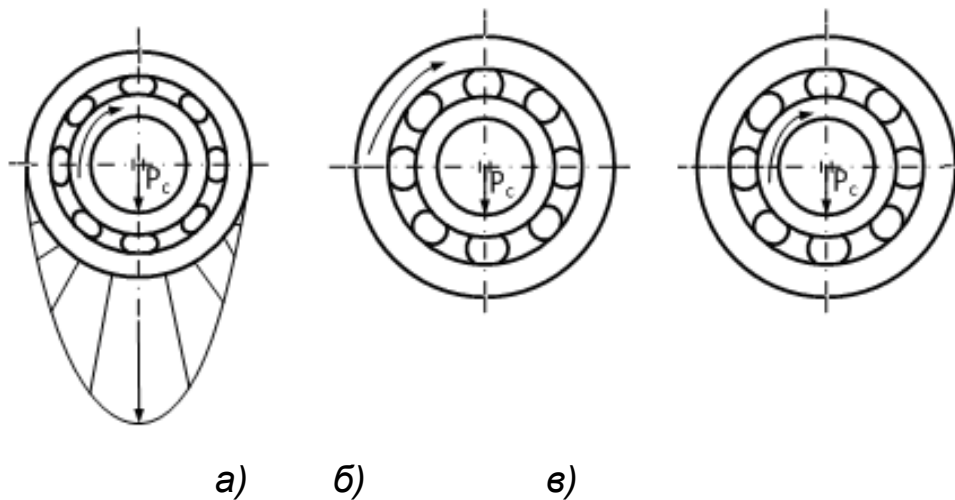


Рис. 4.1. Місцеве навантаження кілець вальниці: **а)** епюра нормальних навантажень на посадочних поверхнях (P_c – сила постійна за напрямком); **б)** внутрішнього; **в)** зовнішнього.

За *циркуляційного навантаження* кільця результуюче навантаження, що діє на підшипник, сприймається і передається тілами кочення у процесі обертання доріжки кочення, послідовно за всією посадочною поверхнею

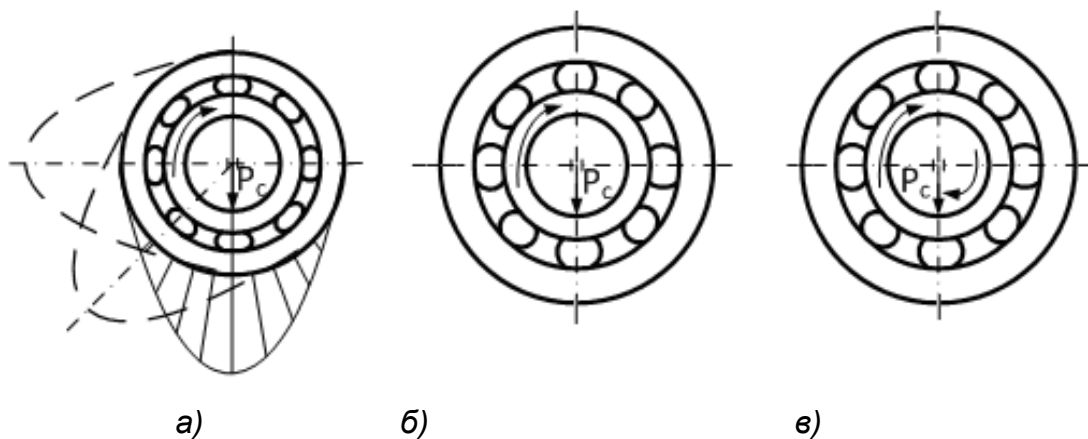


Рис.4.2. Циркуляційне навантаження кілець вальниці:
а) епюра нормальних навантажень на посадочних поверхнях
(², ²², ²²² – послідовне положення навантаження;

P_n – сила постійна за напрямком; p_v – радіальна сила, що обертається);
б) внутрішнього; **в)** зовнішнього.

Посадка циркуляційно навантаженого кільця, що обертається, повинна забезпечувати гарантований натяг, що виключає можливість відносних зсувів або проковзувань цього кільця і деталі, тому що їх поява може призвести до розвальцювання поверхонь з'єднання, втрати точності, перегрівання і швидкого виходу складанної одиниці з ладу.

Коливальним навантаженням кільця називають такий вид навантаження, за якого рівнодіюча радіального навантаження постійного напрямку і обертового

навантаження не робить повного оберту, а коливається у певних межах (рис. 4.3). Прикладом цього є навантаження кулькових вальниць колінчастих валів пускових двигунів. Такий вид навантаження є проміжним між місцевим і циркуляційним.

Посадки слід вибирати так, щоб кільце вальниці, що обертається, було змонтоване з натягом, який виключав би можливість прокручування і проковзування цього кільця на посадочній поверхні вала чи отвору в корпусі у процесі роботи під навантаженням; друге кільце повинно бути встановлене з зазором.

Тобто, за обертання вала з'єднання внутрішнього кільця з валом має бути нерухомим; за нерухомого вала з'єднання внутрішнього кільця з валом повинно мати посадку з невеликим зазором, а зовнішнє кільце з корпусом – бути нерухомим. Посадки для вальниць кочення і приклади їх застосування рекомендуються ГОСТ 3325–89.

Посадку із зазором призначають для кільця, що сприймає місцеве навантаження – за такої посадки утворюється заклинювання кульок, кільце під дією поштовхів і вібрацій поступово прокручується посадочною поверхнею, завдяки чому спрацювання доріжки кочення відбувається рівномірно по всьому кільцю. Термін служби вальниць за такої посадки кілець з місцевим навантажуванням підвищується.

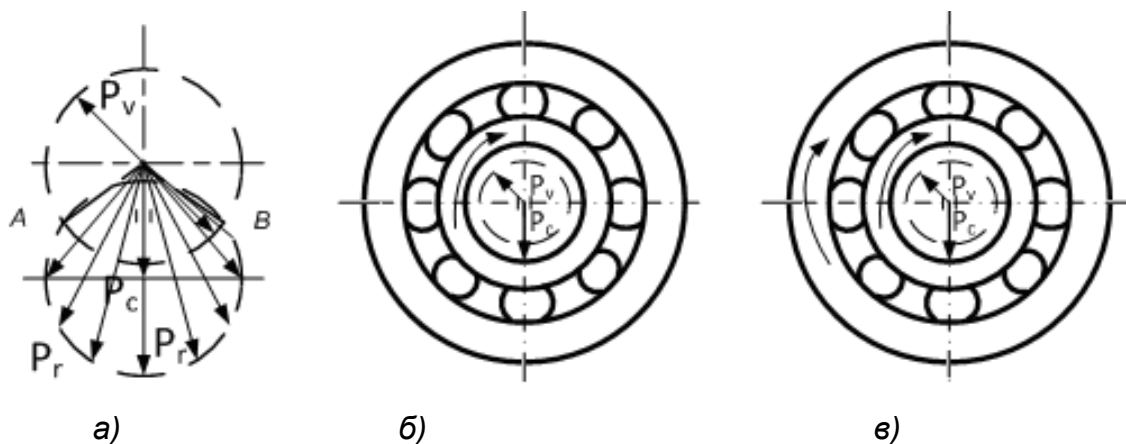


Рис. 1.52. Коливальне навантаження кілець вальниці:

а) D_n – сила постійна за напрямком; P_v – радіальна сила, що обертається; D_r – рівнодійна сила); **б)** коливальне навантаження зовнішнього кільця і циркуляційне внутрішнього кільця; **в)** циркуляційне навантаження зовнішнього кільця і коливальне внутрішнього кільця.

3. Методика розрахунку і вибору посадок для кілець різних видів навантаження

Посадка циркуляційно навантаженого кільця визначається за інтенсивністю радіального навантаження (див. табл. 4.1):

$$P_R = \frac{R}{(B - 2 \cdot r)} \cdot k_d \cdot k_1 \cdot k_2, \quad (4.1)$$

де P_R – інтенсивність радіального навантаження, кН/м;

R – постійне за напрямком радіальне навантаження, кН;

k_D – динамічний коефіцієнт посадки, що залежить від навантаження (за перевантаження до 150 %, помірних поштовхах і вібрації $k_D = 1$, за перевантаження до 300 %, сильних поштовхах і вібраціях $k_D = 1,8$, табл. 4.2;

k_1 – коефіцієнт, що враховує ступінь послаблення посадочного натягу за порожнистого вала і тонкостінного корпусу, табл. 4.3;

k_2 – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між рядами роликів у дворядних конічних роликівих вальниць чи між подвоєними кульковими вальницями за наявності осевого навантаження на опору ($k_2 = 1-2$; за відсутності осевого навантаження $k_2 = 1$), табл. 4.4;

B – ширина вальниці, м; r – радіус закруглення фаски кільця, м.

Таблиця 4.1

Допустимі значення інтенсивності навантаження на посадочних поверхнях

Діаметр отвору d внутрішнього кільця вальниці, мм		Допустимі значення P_R , кН/м			
		Поля допусків для валів			
		$js5, js6$	$k5, k6$	$m5, m6$	$n5, n6$
понад	до				
18	80	До 300	300–1400	1400–1600	1600–3000
80	180	До 600	600–2000	2000–2500	2500–4000
180	360	До 700	700–3000	3000–3500	3500–6000
360	630	До 900	900–3500	3500–5400	5400–8000
Діаметр D зовнішнього кільця підшипника, мм		Поля допусків для корпусів			
		7	17	7	7
50	180	До 800	800–1000	1000–1300	1300–2500
180	360	До 1000	1000–1500	1500–2000	2000–3500
360	630	До 1200	1200–2000	2000–2600	2600–4000
630	1600	До 1600	1600–2500	2500–3500	3500–5500
Примітка: Квалітет основного відхилю поля допуску визначається класом точності вальниці. Наприклад, для вальниць класів точності 0 або 6 приймають допуски IT6 для валів і IT7 для корпусів.					

Таблиця 4.2

Динамічний коефіцієнт посадки k_D

Характер навантаження	k_D
Навантаження з помірними поштовхами і вібраціями, перевантаження до 150 %	1,0
Навантаження з сильними поштовхами і вібраціями, перевантаження до 300 %	1,8

Таблиця 4.3

Коефіцієнт, який враховує послаблення посадкового натягу, k_1

$d_{отв} / d$ або $D / D_{кор}$		Вал			Корпус
понад	до	$D \leq 1,5$	$D = 1,5 - 2,0$	$D > 2 - 3$	
—	0,4	1,0	1,0	1,0	1,0
0,4	0,7	1,2	1,4	1,6	1,1
0,7	0,8	1,5	1,7	2,0	1,4
0,8	-	2,0	2,3	3,0	1,8

Таблиця 4.4

Значення k_2

$(F_a / F_r) \cdot \operatorname{ctg} \beta$		k_2	Примітки
понад	до		
—	0,2	1,0	1. F_a і F_r – відповідно осьова і радіальна реакції; β – кут тиску. 2. Для радіальних і радіально-упорних вальниць з одним зовнішнім кільцем $k_2 = 1$.
0,2	0,4	1,2	
0,4	0,6	1,4	
0,6	1,0	1,6	
1,0	—	2,0	

Для місцевого навантаження кілець посадки вибирають залежно від умов роботи і у першу чергу від характеру навантаження і частоти обертання (табл. 4.5).

Таблиця 4.5

Рекомендовані поля допусків валів і отворів корпусів
під вальниці кочення з місцево навантаженими кільцями

Типи вальниці	Номінальний діаметр, мм (понад – до)	Поля допусків		
		валів (осей)	отворів в корпусі	
			не рознімних	рознімних
Навантаження спокійне або з помірними поштовхами і вібрацією, перевантаження до 150 %				
Усі типи, крім штампованих голчастих	До 80	<i>h5, h6,g5,g6 g5, g6, f6*, js6, f6, js6</i>	<i>H6, H7</i>	<i>H6, H7, H8*</i>
	80 – 260		<i>G6, G7</i>	
	260 – 500			
Навантаження з ударами і вібрацією, навантаження до 300 %				
Усі типи, крім штампо-ваних голчастих роли-кових конічних дворядних	До 80	<i>h5, h6</i>	<i>Js6, Js7</i>	<i>Js6, Js7</i>
	80 – 260		<i>H6, H7</i>	
	260 – 500	<i>g5, g6</i>		
Навантаження будь-яке				

Голчасті штамповані	Усі розміри	$k5, k6^{**}$ $js5, js6^{**}$	$K6, K7^{***}$ $Js6, Js7$	$Js6, Js7$ (в сталевий стакан)
<p>*Поля допусків $f6$ і $H8$ пристосовувати за частоти обертання не більше 60 % від гранично допустимої. **З'єднання вальниць з валами $k5, k6, js5, js6$ здійснюють за допомогою селективного збирання.</p> <p>***Для корпусів із кольорового металу.</p>				

4. Методика розрахунку і вибору посадок кілець за величиною радіального зазору у вальницях

Якщо динамічний коефіцієнт (k_d) знайти важко, посадку можна визначити за мінімальним натягом між циркуляційно навантаженим кільцем і поверхнею сполученої деталі. Послідовність розрахунків така.

Визначаємо найменший натяг циркуляційно навантаженого кільця за формулою:

$$N_{min} = \frac{13 \cdot R \cdot k}{(B - 2 \cdot r) \cdot 10^6}, \quad (4.4)$$

де N_{min} – найменший розрахунковий натяг, що забезпечує необхідну міцність з'єднання циркуляційно навантаженого кільця вальниці з валом, мм;

R – радіальне навантаження на вальницю, кН;

k – конструктивний коефіцієнт, що залежить від серії вальниці ($k = 3,5$ – особливо легка серія; $k = 2,8$ – легка серія; $k = 2,3$ – середня серія; $k = 2,0$ – важка серія).

Вибираємо необхідну стандартну посадку, що відповідає умові: $N_{min.cm} \geq N_{min}$.

Тут $N_{min.cm}$ – найменший натяг стандартної посадки.

Перевіряємо правильність вибору посадки, виходячи із умови міцності, для цього визначаємо допустимий натяг:

$$N_{\dot{u}\dot{u}} = \frac{11,4 \cdot k \cdot d \cdot [\sigma_d]}{(2 \cdot k - 2) \cdot 10^6}, \quad (4.5)$$

де d – номінальний діаметр сполученого кільця вальниці, мм;

$[\sigma_P]$ – допустиме напруження за розтягування (для сталі вальниць $[\sigma_P] = 400$ МПа).

Перевіряємо міцність з'єднання, дотримуючись умови:

$$N_{max.cm} \leq N_{дон}.$$

Тут $N_{max.cm}$ – найбільший натяг стандартної посадки.

Основними вимогами, яким повинна відповідати посадка циркуляційно навантаженого кільця, є: відсутність прокручування і обкатування кілець, неприпустимість утворення зазорів на посадочних поверхнях і мінімальний натяг у сполученні, що незначно змінює зазори між кільцями і тілами кочення.

На основі експериментального дослідження і великого досвіду експлуатації кулькових і роликів вальниць А. Пальмгреном [6] було запропоновано формулу для визначення найменшого натягу N_{min} між валом і зовнішнім кільцем, що обертається, яка враховує змінання мікронерівностей, деформацію посадочних поверхонь під дією радіального навантаження і зменшення натягу внаслідок різності температур навколишнього середовища:

$$N_{min} \geq [(d + 3) / d] \cdot [0,08 \sqrt{d \cdot F_r / (B - 2r)}] + d \cdot 0,0015 \cdot \Delta T, \quad (4.6)$$

де d — номінальний діаметр отвору вальниці, мм; F_r — радіальне навантаження на вальницю, Н; ΔT — різниця температур вальниці і навколишнього середовища, °С.

У роботі [6] наведено формулу для визначення мінімального натягу (мкм) для циркуляційно навантаженого зовнішнього кільця вальниці за посадки у сталевий корпус:

$$N_{min} = \frac{12K \cdot F_r}{C(1 - D_0^2 / D^2)}. \quad (4.77)$$

Тут F_r — радіальне навантаження, кН.; C — ширина зовнішнього кільця вальниці за лишку фасок, мм; K — поправковий коефіцієнт, що враховує послаблення посадочного натягу в тонкостінному корпусі

$$K = \frac{1 - [(D / D_k) \cdot (D_0 / D)]^2}{1 - (D / D_k)^2};$$

D — зовнішній діаметр вальниці; D_k — зовнішній діаметр корпуса; D_0 — зведений внутрішній діаметр зовнішнього кільця з прямокутним профілем перерізу $D_0 / D = (3D + d) / (4D)$.

Для масивного корпуса $D_k = \infty$ і $K = 1$.

Призначаючи великі натяги, слід після збирання складанної одиниці вальниці перевірити, чи не виходять радіальні зазори з допустимих меж.

Посадку перевіряємо на наявність робочого (посадочного) зазору:

$$S_{роб} = S_{поч} - \Delta d_1 \cdot (\Delta D), \quad (4.8)$$

де $S_{поч}$ — середній початковий радіальний зазор, що дорівнює півсумі граничних початкових зазорів: $S_{поч} = 0,5(S_{поч.мах} + S_{поч.мін})$.

Тут Δd_1 і ΔD — діаметральна деформація доріжки кочення циркуляційно навантаженого кільця відповідно внутрішнього і зовнішнього діаметрів після посадки його на вал чи у корпус, мкм:

$$\Delta d_1 = N_d \cdot d / d_0; \quad \Delta d = N_d \cdot D / D_0$$

де N_d — дійсний натяг, мкм, визначений за найбільшим граничним натягом:

$N_d = 0,85 \cdot N_{max}$; $d_0 = d_n + (D_n - d_n)/4$ – зведений зовнішній діаметр внутрішнього кільця, мм; $D_0 = D_n - (D_n - d_n)/4$ – зведений внутрішній діаметр зовнішнього кільця, мм.

5. Вимоги до точності форми, шорсткості вальниць і поверхонь деталей, сполучених з вальницями кочення

Для забезпечення високої якості вальниць овальність і середня конусоподібність отворів і зовнішньої циліндричної поверхні кілець кулькових і роликових радіально–упорних вальниць класів 5–2 не повинні перевищувати 50 % допуску на діаметри d_m і D_m .

Допустима овальність посадочних поверхонь кілець вальниць у вільному стані може бути більше 50 % допуску на діаметр, але при збиранні вальниці та його монтажу кільця виправляють.

Унаслідок овальності, конусоподібності та інших відхилів за вимірювання можуть бути одержані різні значення діаметра кілець вальниці у різних перерізах. У зв'язку з цим стандартами встановлено граничні відхили номінального d , D і середнього d_m , D_m діаметрів кілець. Середні діаметри d_m і D_m визначають розрахунком як середнє арифметичне найбільшого і найменшого діаметрів, вимірянних у двох крайніх перерізах кільця.

До шорсткості посадочних і торцевих поверхонь кілець вальниць, а також валів і корпусів ставляться підвищені вимоги. Наприклад, у кілець вальниць класів точності 0 і 6 діаметром до 500 мм параметр шорсткості R_a має бути у межах 1,25–2,5 мкм.

Шорсткість посадочних поверхонь валів і отворів корпусів, сполучених з вальницями кочення, не повинна значно відрізнятися від шорсткості поверхонь самих вальниць.

Для вальниць класу точності 0 за діаметра сполучених поверхонь до 80 мм $R_a \leq 1,25$ мкм, а при діаметрі понад 80 мм – $R_a \leq 2,5$ мкм. Ця вимога зумовлена тим, що нерівності посадочних поверхонь зрізаються і зминаються в процесі запресовування, внаслідок чого зменшується натяг у нерухомих з'єднаннях кілець з валом або корпусом.

У рухомих з'єднаннях за обертання кільця нерівності швидко стираються, зазор збільшується і значне послаблення посадки призводить до прискореного спрацювання посадочних місць. Значення шорсткості посадочних поверхонь валів і отворів корпусів наведено у табл. 4.6.

Сумарній відхил від співвісності, створене всіма видами похибок, буде оцінюватися у змонтованій складаній одиниці кутом перекосу між осями внутрішнього і зовнішнього кілець вальниці.

У табл. 4.7 для найбільш поширених типів вальниць класів точності 0 і 6 наведено граничні значення кутів перекосів і ті ж межі, виражені через лінійні зміщення посадочних місць ΔR на вимірювальній відстані 100 мм.

Таблиця 4.6

**Шорсткість посадочних поверхонь валів і отворів
під підшипники кочення (ГОСТ 3325–85)**

Посадочні поверхні	Класи точності вальниць за ГОСТ 520:2007	Параметр шорсткості R_a (мкм) не більше, для номінальних діаметрів вальниць, мм	
		до 80	понад 80 до 500
Валів	0	1,25	2,5
	6 і 5	0,63	1,25
	4	0,32	0,63
	2	0,16	0,32
Отворів корпусів	0	1,25	2,5
	6, 5 і 4	0,63	1,25
	2	0,32	0,63
Опорних торців заплечиків валів і корпусів	0	2,5	2,5
	6, 5 і 4	1,25	2,5
	2	0,63	0,63

Таблиця 4.7

Граничні значення кутів перекосу вальниць класів точності 0 і 6

Вальниці	θ , с	ΔR , мм
Радіальні однорядні кулькові (радіальне навантаження)	8–15	0,23–0,44
Радіально-упорні однорядні кулькові з кутом контакту: $\alpha = 12^\circ$ $\alpha = 26^\circ$ $\alpha = 38^\circ$	8–12	0,23–0,35
	7–10	0,20–0,29
	4–6	0,17–0,26
Роликові конічні	4–6	0,12–0,17
Голчасті роликові: однорядні багаторядні	5–9	0,15–0,25
	4–9	0,12–0,17

6. Особливості монтажу і розрахунку зусилля запресовування і випресовування вальниць

Збирання складаних одиниць вальниць вимагає особливої уваги. При запресовуванні у корпус або напресовуванні на вал важливо дотримуватися такого правила: якщо вальниця щільно знаходиться на валу, при запресовуванні потрібно докладати зусилля до внутрішнього кільця, якщо ж вона запресовується в отвір корпусу, зусилля докладають до зовнішнього кільця.

Як зазначалося раніше, запресовування вальниць кочення на вал або встановлення їх з натягом у отворі корпусу спричиняє до деформації кілець: діаметр внутрішнього збільшується, а зовнішнього – зменшується. Тому зменшується радіальний зазор, що може вивести вальницю з ладу.

Зміна діаметра бігових доріжок внутрішнього кільця становить близько 0,7 фактичного натягу при запресуванні вальниці на вал і для зовнішнього кільця – близько 0,8 натягу за встановлення вальниці в корпус.

Для визначення необхідного зусилля запресовування кілець вальниць використовують таку формулу:

$$F_n = \frac{d_n \cdot f \cdot E \cdot \pi \cdot b \cdot N_{розр}}{2 \cdot (d_n + 30) \cdot K_n}, \quad (4.9)$$

де F_n – зусилля запресування кілець вальниць, Н; d – номінальний діаметр отвору вальниці, мм; f – коефіцієнт тертя в сполученні, $f = 0,10-0,25$; E – модуль пружності матеріалу вальниці, $E = 22 \cdot 10^{10}$ Па; b – ширина опорного кільця вальниці, мм ($b = B - 2r$); $N_{розр}$ – розрахунковий натяг, мм; K_n – коефіцієнт, що характеризує серію вальниці, $K_n = 2,78$ для підшипників легкої серії; $K_n = 2,27$ – середньої серії; $K_n = 1,96$ – важкої серії.

У разі встановлення вальниці одночасно на вал і в отвір корпусу, зусилля має передаватися одночасно на обидва кільця. Кульки і ролики не повинні передавати зусилля запресування.

За установки вальниці на вал і в корпус з натягом радіальний зазор у вальниці зменшується внаслідок розширення внутрішнього і стиснення зовнішнього кілець, а також внаслідок температурних деформацій деталей вальниці.

За установки радіальних вальниць з радіальними зазорами основного ряду на вал, поле допуску якого $k6$ (або $js6$), зменшення радіального зазору відносно мале і не приводить до затиснення тіл кочення.

Найбільш істотне зменшення радіального зазору спостерігається за установки вальниці на вал, поле допуску якого $m6$ і особливо $n6$.

У останньому разі у більшості вальниць радіальний зазор повністю вибраний внаслідок збільшення зовнішнього діаметра внутрішнього кільця. Для таких випадків необхідно застосовувати вальниці зі збільшеними радіальними зазорами або замість радіальних установлювати конічні роликові вальниці, зазори в яких установлюються за складання.

Перевірка міцності кілець при встановленні їх з натягом не є актуальною, тому, що розрив кілець відбувається за таких великих натягів, які майже не реалізуються на практиці.

Нормальні радіальні зазори для деяких типів вальниць кочення з циліндричними отворами наведено у Додатку Б (табл. Б.10).

Умовне позначення посадок вальниць на складальних креслениках вказують так: вальниця класу точності 0 на вал з номінальним діаметром 40 мм, полем

допуску $m6$: посадка – $\varnothing 40 L0 / m6$ чи $\varnothing 40 \frac{L0}{m6}$. Те ж – в отворі корпусу з номінальним діаметром 100 мм, з полем допуску $H7$: посадка – $\varnothing 40 H7 / 10$ чи $\varnothing 40 \frac{H7}{10}$.

Лекція 5. Шорсткість і хвилястість поверхонь

План: 1. Загальні поняття.

2. Позначення шорсткості поверхонь

3. Правила нанесення позначень шорсткості на креслениках

4. Хвилястість поверхонь

1. Загальні поняття.

Шорсткість поверхні (ДСТУ 2413–94 [14], [15]) – сукупність нерівностей поверхні з відносно малими кроками ($S_w / W_z < 40$), що вирізнено, наприклад, за допомогою базової довжини.

Система середньої лінії – система відліку, що використана для оцінювання шорсткості, в якій як базова використовується середня лінія.

Середня лінія (найменших квадратів) профілю m – базова лінія, що має форму номінального профілю та ділить реальний профіль так, щоб у межах базової довжини сума квадратів відхилень профілю від цієї лінії була мінімальна.

Система середньої лінії – система відліку, використана для оцінювання параметрів шорсткості поверхні, в якій базова лінія – середня лінія. Відрізок поверхні, на якій визначається шорсткість, обмежується базовою довжиною.

Шорсткість є наслідком пластичної деформації поверхневого шару деталі, що виникає внаслідок утворення стружки, копіювання нерівностей ріжучих кромek інструмента, тертя його по деталі, виривання частин металу тощо.

Профіль поверхні відображається профілограмою (рис. 5.1). На рис. 1.15 прийнято такі позначення:

m – середня лінія профілю;

l – базова довжина;

Y – відхил профілю;

Y_p – висота виступу профілю;

Y_v – глибина западини профілю;

R_p і R_v – відповідно висота найбільшого виступу профілю і глибина найбільшої западини профілю;

P – рівень перерізу,

b_i – відрізок на рівні перерізу.

Відхил профілю Y – відстань між точкою реального профілю та базовою лінією (рис. 5.1).

Середня арифметична лінія профілю – базова лінія, яка має форму номінального профілю, розміщена еквідистантно до загального напрямку профілю і ділить профіль так, що в межах базової довжини суми площ, що містяться між цією лінією та профілем з обох її боків, однакові.

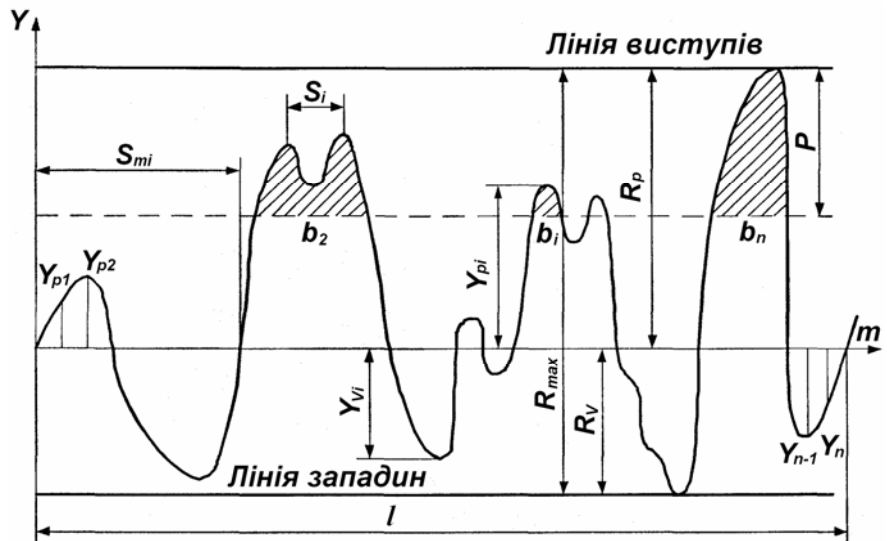


Рис. 5.1. Профілограма поверхні.

Рівень перерізу профілю R_p – відстань між лінією виступів профілю та лінією западин, що перетинає профіль еквідистантно лінії виступів профілю. Параметри шорсткості беруть за ДСТУ 2413-94.

Висота найбільшого виступу профілю R_p – відстань від середньої лінії до вищої точки профілю у межах базової довжини (рис. 5.1).

Глибина найбільшої западини профілю R_v – відстань від середньої лінії профілю до нижчої точки реального профілю в межах базової довжини (рис. 5.1).

Найбільша висота нерівностей профілю R_{max} – відстань між лінією виступів і лінією западин профілю у межах базової довжини (рис. 5.1).

Висота нерівностей профілю за десятьма точками R_z – сума середніх абсолютних значень висот п'яти найбільших виступів профілю та глибин п'яти найбільших западин профілю в межах базової довжини.

$$R_z = \left[\sum_{i=1}^n Y_{p_i} + \sum_{i=1}^p Y_{v_i} \right] / 5, \quad (5.1),$$

де Y_{p_i} – висота i -го найбільшого виступу профілю; Y_{v_i} – глибина i -ої найбільшої западини профілю.

Середній арифметичний відхил профілю R_a – середнє арифметичне абсолютних значень відхилів профілю у межах базової довжини:

$$R_a = \frac{1}{l} \int_0^l y(x) dx \quad \text{або} \quad R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|. \quad (5.2)$$

Тут n – кількість дискретних відхилів профілю.

Параметри шорсткості R_a, R_z, R_{max} нормовані і вибираються з рядів чисел (Додаток А, табл. А.11).

Крок нерівностей профілю – відрізок середньої лінії профілю, що обмежує нерівність профілю (рис. 5.1).

Середній крок нерівностей профілю S_m – середнє значення кроку нерівностей профілю у межах базової довжини (рис. 5.1):

$$S_m = \sum_{i=1}^n S_{mi}, \quad (5.3)$$

де n – кількість кроків нерівностей профілю на базовій довжині.

Середній крок місцевих виступів профілю S – середнє значення кроку місцевих виступів у межах базової довжини:

$$S = \sum_{i=1}^n S_i, \quad (5.4)$$

де n – кількість місцевих виступів профілю на базовій довжині; S_i – крок місцевих виступів профілю.

Параметри шорсткості S_m і S нормовані й вибираються з рядів чисел (Додаток А, табл. А.11).

Нахил профілю – тангенс кута нахилу профілю у будь-якій точці профілю у межах базової довжини.

Опорна довжина профілю – сума довжин відрізків, що відсікаються на заданому рівні профілю деталі лінією, яка еквідистантна до середньої лінії, у межах базової довжини (рис.1.16).

$$\eta_p = \sum_{i=1}^n b_i, \quad (5.5)$$

Відносна опорна довжина профілю t_p – відношення опорної довжини профілю до базової довжини

$$t = (\eta_p / l) \cdot 100\%. \quad (5.6)$$

Значення відносної опорної довжини профілю і рівень перерізу P нормовані: $t_p, \%$ – 10; 15; 20; 25; 30; 40; 50; 60; 70; 80; 90.

$P, \%$ – 5; 10; 15; 20; 25; 30; 40; 50; 60; 70; 80; 90.

Числові значення параметрів шорсткості наведено у Додатку А (табл. А.11).

Класифікація поверхонь за шорсткістю приведена у Додатку А (табл. А. 12).

Значення шорсткості поверхонь наведено у Додатку А (табл. А.13).

Однозначного зв'язку між шорсткістю поверхні і допуском розміру немає. Проте для кожного допуску розміру і форми можна встановлювати мінімальні вимоги до шорсткості поверхні у вигляді найбільш грубої границі допустимих значень параметрів шорсткості.

2. Позначення шорсткості поверхонь

Шорсткість поверхні позначається відповідно до ГОСТ 2.309-84 [16]. У зв'язку з введенням змін до позначення шорсткості поверхонь [17] нижче наведено ці положення.

Шорсткість поверхонь позначають на кресленику для всіх поверхонь виробу, що виконуються за даним креслеником, незалежно від методів їх утворення, крім поверхонь, шорсткість яких не зумовлена вимогами конструкції. Структуру позначення шорсткості поверхні показано на рис. 5.1.



Рис. 5.1. Структура позначення шорсткості поверхні.

У позначенні шорсткості поверхні застосовують один із знаків, зображених на рис. 5.2. Висота h має бути приблизно рівна висоті цифр розмірних чисел, що застосовують на кресленику. Висота H рівна $(1,5...5) h$. Товщина ліній знаків має бути приблизно рівна половині товщини суцільної основної лінії, яку застосовують на кресленику.

При цьому:

- у позначенні шорсткості поверхні, спосіб обробки якої конструктором не установлюється, застосовують знак $\sqrt{\quad}$ (рис. 5.2, а);
- у позначенні шорсткості поверхні, яка має бути утворена тільки зняттям шару матеріалу, застосовують знак $\sqrt{\quad}$ (рис. 5.2, б);
- у позначенні шорсткості поверхні, яка має бути утворена тільки без зняття шару матеріалу, застосовують знак $\nabla\sqrt{\quad}$ (рис. 5.2, в) з вказівкою значення параметру шорсткості.

На поверхнях деталей, що виготовляються із матеріалу визначеного профілю і розміру, які не підлягають за даним креслеником додатковій обробці, слід ставити знак без вказівки параметру шорсткості $\nabla\sqrt{\quad}$.

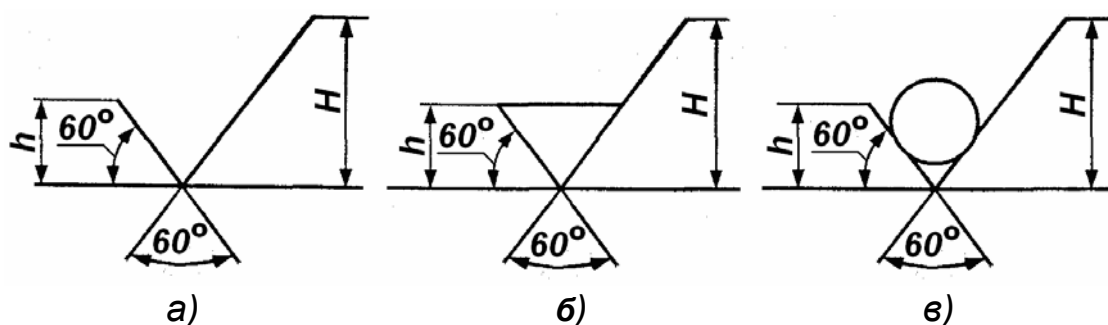


Рис. 5.2. Знаки шорсткості поверхонь

Стан поверхні, позначеної знаком $\sqrt{\quad}$, має відповідати умовам, установленим відповідним стандартом або другим документом, при чому на цей документ слід посилається, наприклад, види вказівок сортаменту матеріалу в графі 3 основного напису кресленика за ГОСТ 2.104-68.

За ГОСТ 2789-73 [14] у позначенні шорсткості вказується символ і значення параметру. Наприклад, $R_a 0,4$; $R_{max} 6,3$; $S_m 0,63$; $t_{50} 70$; $S 0,032$; $R_z 50$.

Примітка. На прикладі $t_{50} 70$ показана відносна опорна довжина профілю при рівні перерізу профілю $P=50\%$.

Показуючи найбільше значення параметру шорсткості в позначенні, наводять параметр шорсткості без граничних відхилів, наприклад $\sqrt{R_a 0,4}$.

При показанні найменшого значення параметру шорсткості після позначення параметру слід вказати "min", наприклад: $R_z 0,10 min$.

Показуючи діапазон значень параметру шорсткості поверхні у позначенні шорсткості наводять межі значень параметру, розташовуючи їх у два рядки, наприклад: $R_a 0,8$; $R_z 0,10$; $R_{max} 0,10$; $t_{50} 50$;
 $0,4$; $0,05$; $0,05$; 70 .

У верхньому рядку наводять значення параметру, що відповідає більш грубій шорсткості. При показанні номінального значення параметру шорсткості поверхні у позначенні наводять це значення з граничними відхилами за ГОСТ 2789-73, наприклад: $R_a 1,6 \pm 20\%$; $R_z 100_{-10\%}$; $S_m 0,63^{+20\%}$; $t_{50} 70 \pm 10\%$.

При показанні двох і більше параметрів шорсткості поверхні у позначенні шорсткості значення параметрів записують зверху вниз у наступному порядку (рис. 5.3): параметр висоти нерівностей профілю, параметр середнього кроку нерівностей профілю, відносна опорна довжина профілю, напрямк нерівностей профілю.

При нормуванні вимог до шорсткості поверхні параметрами R_a , R_z , R_{max} базову довжину в позначенні шорсткості не наводять, якщо вона

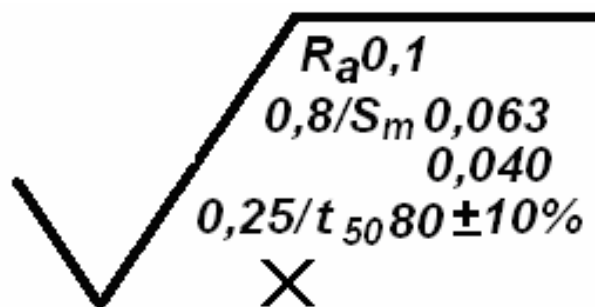



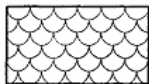
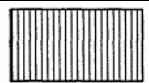

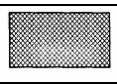
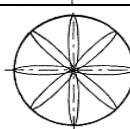
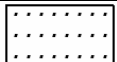
Рис. 5.3. Порядок позначення шорсткості поверхонь при вказанні багатьох параметрів.

відповідає показаній у додатку 1 ГОСТ 2789-73 вибраного значення параметру шорсткості.

Умовні позначення напрямків нерівностей мають відповідати наведеним у табл. 5.1.

Таблица 5.1

Умовні позначення напрямків нерівностей

Типи та напрямки нерівностей	Позначення	Назва	Типи та напрямки нерівностей	Позначення	Назва
	$\sqrt{=}$	Паралельні		\sqrt{M}	Довільні
	$\sqrt{\perp}$	Перпендикулярні		\sqrt{C}	Колоподібні
	\sqrt{X}	Перехресні		\sqrt{R}	Радіальні
	\sqrt{P}	Точкові			

Умовні позначення напрямків нерівностей за необхідності показують на кресленнику. Висота знака умовного позначення напрямків нерівностей має бути приблизно рівна h . Товщина ліній знака – приблизно рівна половині товщини суцільної основної лінії.

Спосіб обробки поверхні показують у позначенні шорсткості тільки у разі, коли він є єдиним, застосованим для одержання потрібної якості поверхні (рис. 5.4).

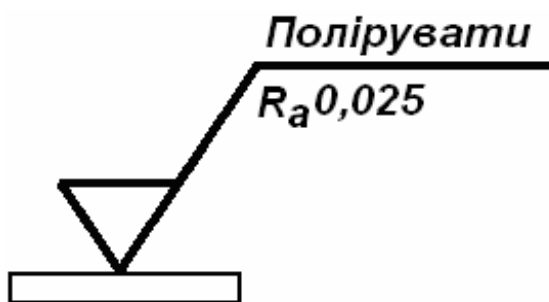


Рис. 5.4. Вказання способу обробки.

Допускається застосовування спрощеного позначення шорсткості поверхонь з поясненням його у технічних вимогах кресленника за прикладом, показаним на рис. 5.5.

У спрощеному позначенні використовують знак $\sqrt{\quad}$ і рядкові букви українського алфавіту за абеткою, без скорочень і, як правило, без пропусків.

Якщо напрямок виміру шорсткості має відрізнятися від передбаченого ГОСТ 2789-73, його показують на кресленні за прикладом, наведеним на рис. 5.6.



Рис. 5.5. Спрощене позначення шорсткості поверхонь.

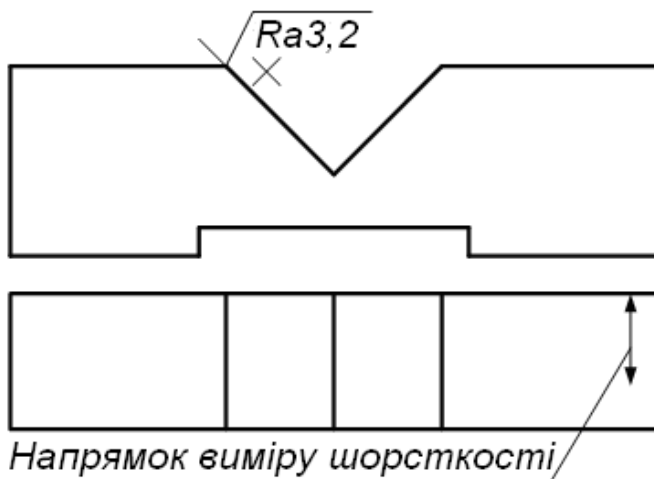


Рис. 5.6. Показ напрямку вимірювання шорсткості, що відрізняється від передбаченого.

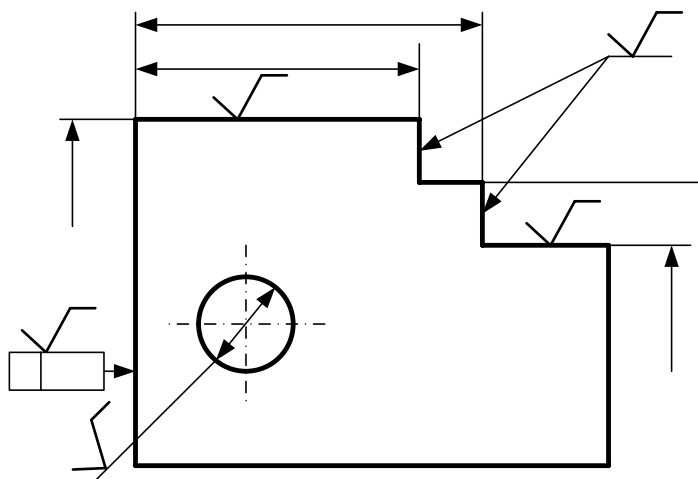


Рис. 5.7. Позначення шорсткості на розмірних лініях або на їх продовженнях.

3. Правила нанесення позначень шорсткості на креслениках

Позначення шорсткості поверхонь на зображенні виробу розташовують на лініях контуру, виносних лініях (за можливості ближче до розмірної лінії) або на поличках ліній-виносок.

Допускається, коли мало місця для розташовування позначення шорсткості на розмірних лініях або на їх продовженнях, на рамці допуску форми, а також при розриві виносної лінії (рис. 5.7).

При зображенні виробу з розривом позначення шорсткості наносять тільки на одній частині зображення, за можливістю ближче до місця вказання розмірів (рис. 5.8).

Показуючи однакову шорсткість для всіх поверхонь виробу, позначення шорсткості розташовують у правому верхньому куті кресленика і на зображенні не наносять (рис. 5.9).

Розміри і товщина лінії знака у позначенні шорсткості, що винесений у правий верхній кут креслення, мають бути приблизно у 1,5 рази більші, ніж чим у позначеннях, нанесених на

зображенні.

Позначення шорсткості, однакової для частини поверхонь виробу, може бути розташоване у правому верхньому куті кресленика (рис. 5.10 і 5.11) разом з умовним позначенням ($\sqrt{\quad}$).

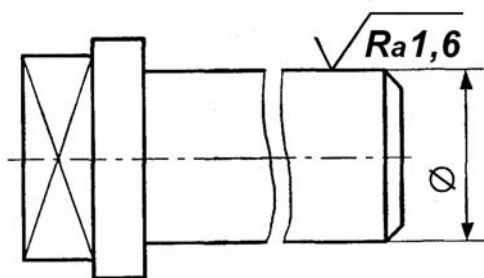


Рис. 5.8. Позначення шорсткості при зображенні виробу з розривом.

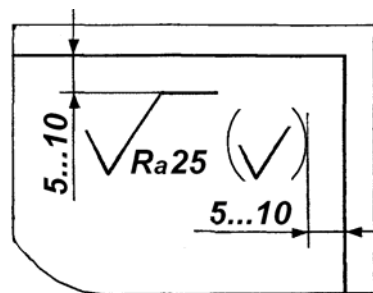


Рис. 5.9. Показання однакової шорсткості для всіх поверхонь.

Це означає, що всі поверхні, на яких на зображенні не нанесені позначення шорсткості або знак $\sqrt{\quad}$, повинні мати шорсткість, показану перед умовним позначенням ($\sqrt{\quad}$). Розміри знака, взятого у дужки, мають бути однаковими з розмірами знаків, нанесених на зображенні.

Примітка. Не допускається позначення шорсткості або знак ($\sqrt{\quad}$) виносити у правий верхній кут кресленика за наявності у виробі поверхонь, шорсткість яких не нормується. Позначення шорсткості поверхонь елементів виробу, що повторюються (отворів, пазів, зубів і т.п.), кількість яких показано на кресленику, а також позначення шорсткості однієї і тієї ж поверхні наносять один раз, незалежно від числа зображень.

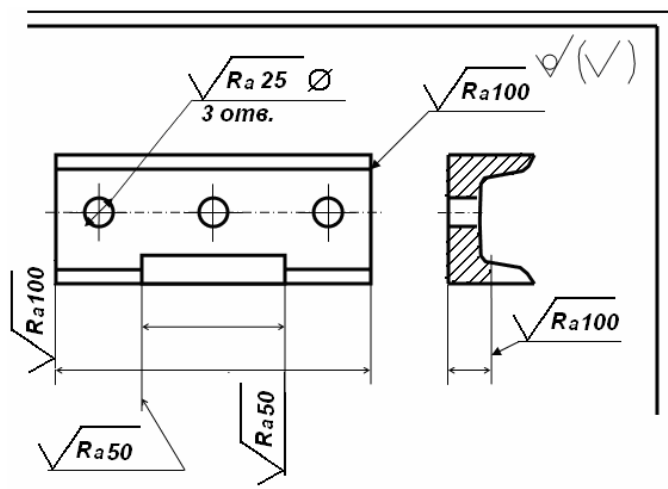


Рис. 5.10. Позначення шорсткості однакової для частини поверхонь.

Позначення шорсткості симетрично розташованих елементів симетричних виробів наносять один раз. Коли шорсткість однієї і тієї ж поверхні різна на окремих ділянках, то ці ділянки розмежують суцільною тонкою лінією з нанесенням відповідних розмірів і позначень шорсткості (рис. 5.12, а).

Через заштриховану зону лінію межі між ділянками не проводять (рис. 5.12, б).

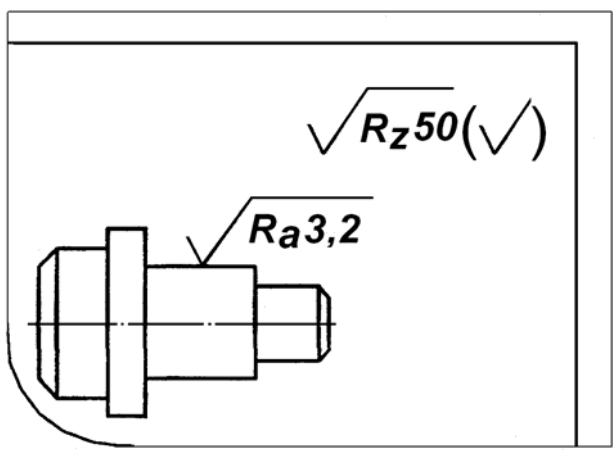
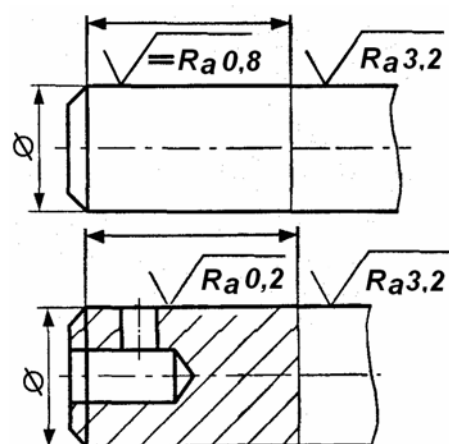


Рис. 5.11. Позначення шорсткості, однакової для частини поверхонь виробу.

а)



б)

Рис. 5.12. Позначення шорсткості поверхні при різних її значеннях.

Позначення шорсткості робочих поверхонь зубів зубчастих коліс, евольвентних шліців і т.п., якщо на кресленнику не показано їх профіль, умовно наносять на лінії ділильної поверхні (рис. 5.13, а, б, в), а для глобоїдних черв'яків і сполучених з ними коліс – на лінії розрахункового кола (рис. 5.13, г).

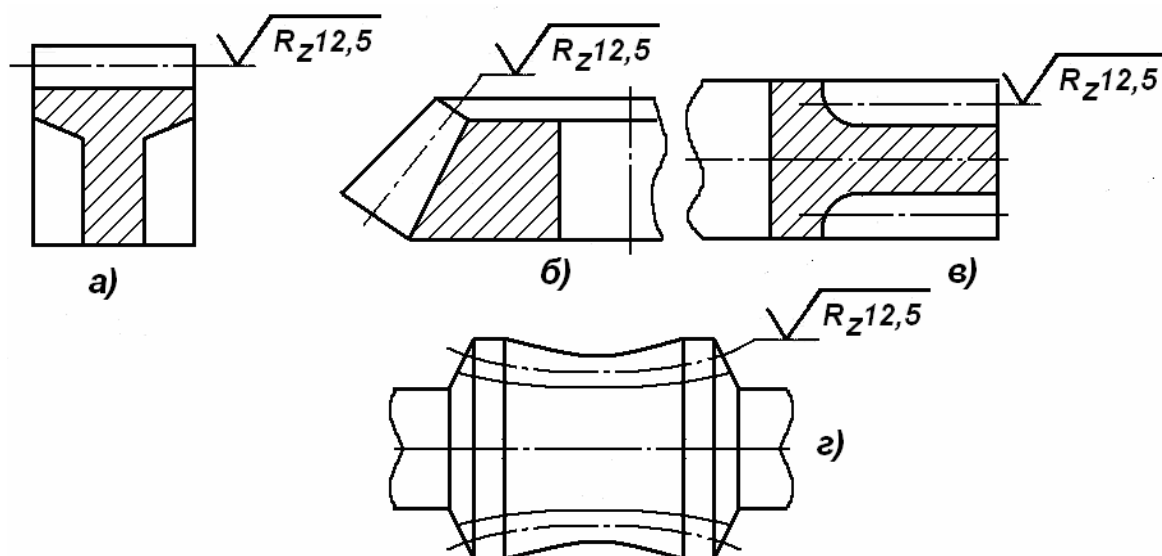


Рис. 5.13. Позначення шорсткості робочих поверхонь зубів зубчастих коліс та евольвентних шліців.

Позначення шорсткості поверхні профілю нарізі наносять за загальними правилами при зображенні профілю (рис. 5.14, а) або умовно на виносній лінії для показу розміру нарізі (рис. 5.14, б, в, д), на розмірній лінії або її продовженні (рис. 5.14, е).

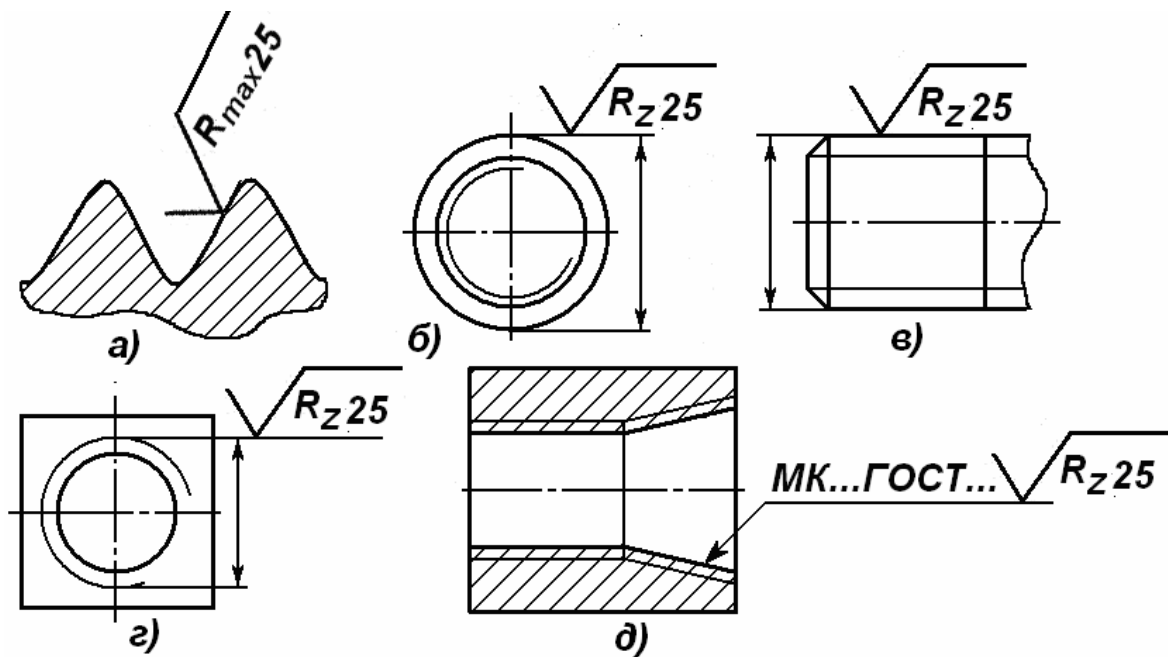


Рис. 5.14. Позначення шорсткості поверхні профілю нарізі.

Коли шорсткість поверхонь, що утворюють контур, має бути однакою, позначення шорсткості наносять один раз, як показано на рис. 5.15. Діаметр допоміжного знака \bigcirc – 4...5 мм.

У позначенні однакої шорсткості поверхонь, що плавно переходять одна в другу, знак \bigcirc не наводять (рис. 5.16).

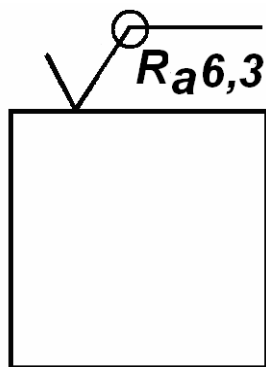


Рис. 5.15. Позначення однакої шорсткості поверхні за контуром.

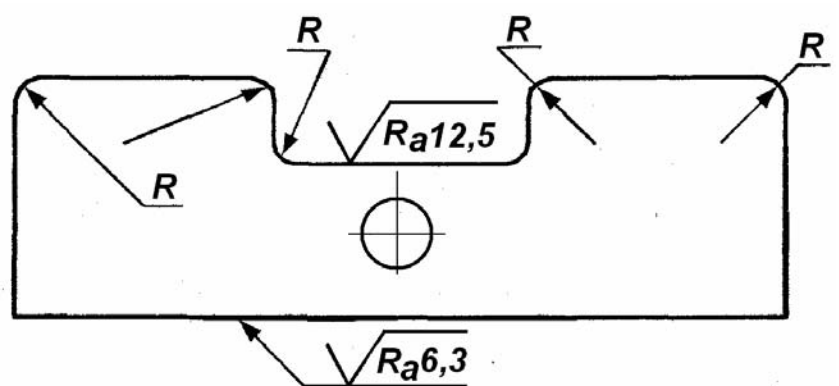


Рис. 5.16. Позначення однакої шорсткості поверхонь, що переходять одна в другу.

Позначення однакої шорсткості поверхонь складної конфігурації дозволяється наводити в технічних вимогах кресленика з посиланням на буквене позначення поверхні, наприклад:

„Шорсткість поверхні **A** - $\sqrt{Ra1,6}$ ”. При цьому буквені позначення поверхні наносять на полицю лінії-виноски, проведеної від стовщеної штрих-пунктирної лінії, якою обводять поверхню на відстані 0,8...1 мм від лінії контуру (рис. 5.17).

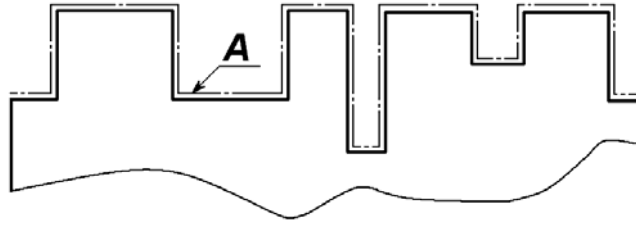


Рис. 5.17. Позначення однакової шорсткості поверхонь деталі складної конфігурації.

4. Хвилястість поверхонь

Хвилястість поверхні характеризує сукупність нерівностей, у яких крок значно перевищує висоту $1000 \geq S_w / W_z \geq 40$.

Хвилястість займає проміжне положення між відхилами форми і шорсткістю поверхні. Параметри хвилястості встановлені рекомендацією РЕВ (РС 3951–73), а саме: висота хвилястості W_z і середній крок хвилястості S_w .

Висота хвилястості W_z – середнє арифметичне з п'яти її значень (W_{z1}, \dots, W_{z5}), визначених на довжині ділянки вимірювання L_w , що дорівнює не менше як п'яти дійсним найбільшим крокам S_w хвилястості (рис. 5.18, а);

$$W_z = \frac{W_{z1} + W_{z2} + W_{z3} + W_{z4} + W_{z5}}{5}.$$

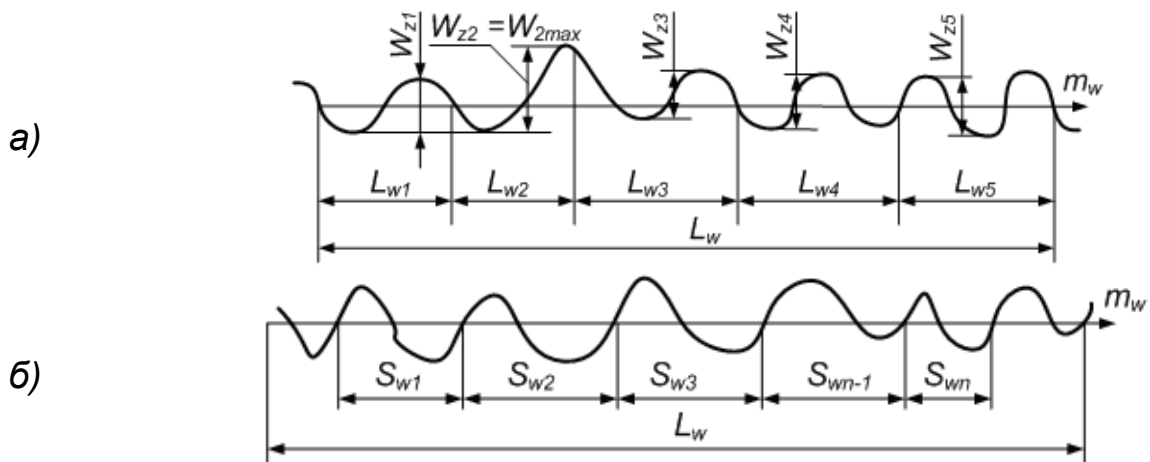


Рис. .18. Висота хвилястості (а) і середній крок хвилястості (б).

Граничні значення хвилястості W_z вибирають з ряду: 0,1; 0,2; 0,4; 0,8; 1,6; 3,2; 6,3; 12,5; 25; 50; 100; 200 мкм. Окремі вимірювання хвилястості здійснюють на довжині L_{w1} , що дорівнює п'ятій частині довжини L_w .

Найбільша висота хвилястості W_{zmax} – відстань між найвищою і найнижчою точками вимірюваного профілю у межах L_w (рис. 5.18, а)

Середній крок хвилястості S_w – середнє арифметичне значення довжини відрізків середньої лінії S_{wi} , обмежених точками їх перетину із сусідніми ділянками профілю (рис. 1.30, б): $S_m = \sum_i^n S_{wi} / n$.

Форма хвилі залежить від процесу обробки поверхні. Вона має, як правило, синусоїдальний характер.

6. Допуски форми і розташування поверхонь

План: 1. Загальні відомості про допуски форми і розташування поверхонь.

2. Вплив відхилів форми і розташування поверхонь на якість виробів.

3. Загальні поняття

4. Залежні та незалежні допуски

5. Стандартизація числових значень допусків форми і розташування поверхонь

6. Позначення на креслениках допусків форми і розташування поверхонь

1. Загальні відомості про допуски форми і розташування поверхонь

Похибки форми і розташування поверхонь характеризуються відхилами реальних поверхонь від номінальних форм і розміщень.

Сукупність виступів і западин на поверхні деталі утворює рельєф (макро – і мікрогеометрію). Макро – і мікрогеометрія поверхні характеризується висотою W_z і кроком S_w (рис. 6.1).

Умовна класифікація похибок така:

$S_w / W_z > 1000$ – відхили форми;

$1000 \geq S_w / W_z \geq 40$ – хвилястість;

$S_w / W_z < 40$ – шорсткість.

Похибки форми, хвилястість і шорсткість поверхонь впливають на експлуатаційні і технологічні показники виробів (нерівномірність припусків, питомого тиску, зазорів, натягів, тертя тощо). Похибки поверхонь можна характеризувати відхилами Δ від номінальної поверхні.

Допуски форми та розташування поверхонь наведено в ГОСТ 24642–81 і ДСТУ 2498-94.

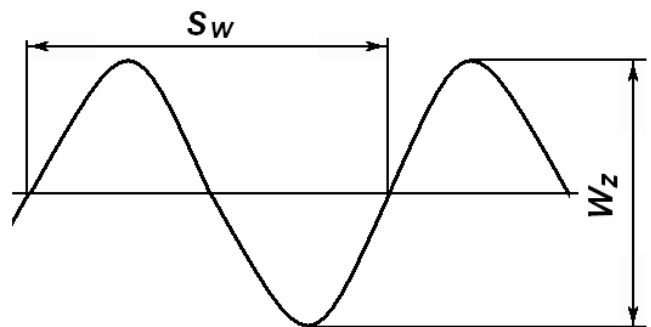


Рис. 6.1. Висота і крок поверхні.

2. Вплив відхилів форми і розташування поверхонь на якість виробів

Точність геометричних параметрів деталей характеризується не тільки точністю розмірів її елементів, але й точністю форми і взаємного розташування поверхонь. Відхили форми і розташування поверхонь з'являються в процесі обробки деталей, внаслідок неточності і деформації верстата, інструмента, пристосування; деформації деталі; нерівномірності припуску на обробку; неоднорідності матеріалу заготовки та ін. В рухомих з'єднаннях ці відхили викликають збільшення зносу деталей, внаслідок підвищеного питомого тиску на виступах нерівностей, порушення плавності ходу та шуму та ін. При роботі механізмів з використанням напрямних кулачків та ін. в зв'язку зі спотвореннями

заданих геометричних профілів також зменшується їх точність. В нерухомих і щільних рухомих з'єднаннях відхили форми і розташування поверхонь викликають нерівномірність натягів та зазорів, внаслідок чого знижується міцність з'єднання, герметичність і точність центрування.

При збільшенні навантажень, швидкостей, робочих температур, що є характерним для сучасних машин і приладів, посилюється вплив відхилів форми і розташування поверхонь.

Відхили форми і розташування поверхонь знижують не тільки експлуатаційні, але й технологічні показники виробів. Так, вони істотно впливають на точність і трудомісткість збирання та збільшують обсяг пригонювальних операцій, знижують точність вимірювання розмірів, впливають на точність базування деталей при виготовленні й контролі.

Таким чином, для забезпечення необхідної точності параметрів виробу, його працездатності і довговічності на робочих креслениках деталей необхідно вказувати не тільки граничні відхили розмірів, але й в необхідних випадках допуски форми і розташування поверхонь. Правильне та найбільш повне нормування точності форми і розташування поверхонь, що сприяє підвищенню точності геометрії деталей при їх виготовленні і контролі, є одним з основних факторів підвищення якості машин і приладів.

3. Загальні поняття

1. **Елемент** – узагальнений термін, під яким, залежно від відповідних умов, може розумітися поверхня, лінія, точка.

Елемент може бути поверхнею (частиною поверхні, площиною симетрії декількох поверхонь), лінією (профілем поверхні, лінією перетину двох поверхонь, віссю поверхні чи перерізу), точкою (точкою перетину поверхонь чи ліній, центром кола чи сфери). Відповідно до термінології прийнято в ДСТУ 2498-94, для поверхонь, профілів та ліній можуть вживатися узагальнені терміни: номінальний елемент, реальний елемент, прилеглий елемент, середній елемент та інші.

2. **Профіль** – лінія перетину поверхні з площиною або заданою поверхнею.

3. **Номінальна форма** – ідеальна форма елемента задана креслеником або іншими технічними документами.

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

5. **Номінальний профіль** – профіль номінальної поверхні.

6. **Реальна поверхня** – поверхня, яка обмежує тіло та відділяє його від навколишнього середовища.

7. **Реальний профіль** – профіль реальної поверхні.

8. **Нормована ділянка** – ділянка поверхні або лінії, до яких належать допуски форми, допуск розташування, сумарний допуск форми та розташування або відповідні відхили.

Примітка. Якщо нормована ділянка не задана, то допуск форми, допуск розташування, сумарний допуск форми та розташування або відповідні відхили повинні належати до всієї поверхні чи довжини елемента, що розглядаються.

Нормована ділянка повинна бути задана розмірами, що визначають її площу, довжину або кут сектора, а за необхідності, і розташування ділянки на елементі.

Для криволінійних поверхонь чи профілів нормована ділянка може задаватися розмірами проекції поверхні або профілю.

Якщо розташування нормованої ділянки не задано, то вона може займати будь-яке розташування в межах усього елемента.

9. Прилегла поверхня – поверхня, що має форму номінальної поверхні, стикається з реальною поверхнею і розташована поза матеріалом деталі так, щоб відхили від неї найбільш віддаленої точки реальної поверхні в межах нормованої ділянки мало мінімальне значення.

Примітка. Умова мінімального значення відхилу не поширюється на прилеглий циліндр (див. п. 11).

10. Прилегла площа – площа, що стикається з реальною поверхнею і розташована поза матеріалом деталі так, щоб відхили від неї найбільш віддаленої точки реальної поверхні в межах нормованої ділянки мало мінімальне значення.

11. Прилеглий циліндр – циліндр мінімального діаметра, описаний навколо реальної зовнішньої поверхні, або циліндр максимального діаметра, вписаний у реальну внутрішню поверхню.

12. Прилеглий профіль – профіль, що має форму номінального профілю, стикається з реальним профілем і розташований поза матеріалом деталі так, щоб відхил від нього найбільш віддаленої точки реального профілю в межах нормованої ділянки мало мінімальне значення.

Примітка. Умова мінімального значення відхилу не поширюється на прилегле коло (див. п. 14).

13. Прилегла пряма – пряма, що стикається з реальним профілем і розташована поза матеріалом деталі так, щоб відхили від неї найбільш віддаленої точки реального профілю в межах нормованої ділянки мало мінімальне значення (рис. 2.59).

14. Прилегле коло – коло мінімального діаметра, описане навколо реального профілю зовнішньої поверхні обертання, або коло максимального діаметра, вписане в реальний профіль внутрішньої поверхні обертання (рис. 2.60).

Примітка. У разі, коли розташування прилеглого кола відносно реального профілю не має точного визначення, воно приймається за умовою мінімального значення відхилу.

Позначення допусків форми і розташування поверхонь за ДСТУ 2498-94 наведено у табл. 2.4.

Допуски форми і розташування поверхонь

Назва допуску	Позначення
1. Допуск прямолінійності	<i>TFL</i>
2. Допуск площинності	<i>TFE</i>
3. Допуск круглості	<i>TFK</i>
4. Допуск циліндричності	<i>TFZ</i>
5. Допуск профілю поздовжнього перерізу	<i>TFP</i>
6. Допуск паралельності	<i>TPA</i>
7. Допуск паралельності осей (прямих) у спільній площині	<i>TPA_x</i>
8. Допуск перпендикулярності	<i>TPR</i>
9. Допуск нахилу	<i>TPN</i>
10. Допуск співвісності	<i>TPC</i>
11. Допуск симетричності	<i>TPS</i>
12. Позиційний допуск	<i>TPP</i>
13. Допуск перетину осей	<i>TPX</i>
14. Допуск радіального биття	<i>TCR</i>
15. Допуск торцевого биття	<i>TCA</i>
16. Допуск биття в заданому напрямку	<i>TCD</i>
17. Допуск повного радіального биття	<i>TCTR</i>
18. Допуск повного торцевого биття	<i>TCTA</i>
19. Допуск форми заданого профілю	<i>TCL</i>
20. Допуск форми заданої поверхні	<i>TCE</i>

4. Залежні та незалежні допуски

Відхили розташування поверхонь і відхили розмірів (діаметрів, виступів, ширини та інших) елементів деталей залежно від умов складання, роботи виробів можуть проявлятися як спільно, так і незалежно один від одного. Взаємовплив цих відхилів можливий і в процесі виготовлення і контролю деталей. Для забезпечення правильного підходу до нормування допусків розташування і єдиного тлумачення їх за виготовлення і контролю виробів встановлено поняття про залежні і незалежні допуски форми і розташування.

Допуски розташування є залежні (*M*) і незалежні (*S*).

Незалежним називається допуск розташування, числове значення якого постійне для всієї сукупності деталей, що виготовлені за даним креслеником і не залежить від дійсного розміру нормованого або базового елемента.

Залежним називається допуск розташування, числове значення якого змінюється для різних деталей, що виготовляються за даним креслеником і залежать від дійсних розмірів нормованого або базового елемента. На креслениках або в технічних вимогах залежний допуск задається своїм

номінальним значенням, яке допускається перевершувати на величину, що відповідає відхиленню дійсного розміру нормованого або базового елемента заданої деталі від прохідної межі (найбільшого граничного розміру вала або найменшого граничного розміру отвору).

Залежні допуски розташування призначаються тільки для елементів, що відносяться до отворів або валів, а також за нормування таких характеристик, як позиційний допуск, співвісність, симетричність, перехрещення осей, перпендикулярність осей або осей і площини. Залежні допуски необхідно спеціально позначати на креслениках або оговорювати текстом у технічних вимогах. При цьому, залежно від конструктивних умов числове значення залежного допуску можна зв'язувати з дійсними розмірами нормованого й базового елемента разом або тільки нормованого, чи тільки базового елемента. За відсутності спеціальних позначень або обмовок допуски приймаються як незалежні.

Незалежні допуски рекомендується застосовувати в тих випадках, коли при з'єднанні деталей сполучені поверхні центруються посадками з натягом або перехідними та коли замість умов складання необхідно забезпечити правильне функціонування з'єднання: відсутність биття, балансування, рівномірність радіального зазору, щільність та герметичність, допуски розташування. Приклади призначення незалежних допусків розташування посадочних поверхонь під вальниці кочення; допуски отворів під вали зубчастих передавачів; допуски нарізних отворів під шпильки та гладких отворів під штифти з посадкою перехідною або з натягом; допуски співвісності напрямних і робочих поверхонь у деталях гідравлічних і пневматичних пристроїв.

5. Стандартизація числових значень допусків форми і розташування поверхонь

Застосування стандартних числових значень допусків дозволяє уніфікувати допуски та підвищити рівень взаємозамінності виробів, упорядкувати конструювання, погоджувати між собою точності вимоги до виробів, засобів вимірювання і виготовлення. Для більшості точностних характеристик форми і розташування поверхонь допуски призначають на основі стандартних рядів – ступенів точності. В кожній ступені точності допуск пов'язаний з одним із конструктивних параметрів нормованого елемента (наприклад, діаметром або довжиною) таким чином, що визначає один рівень точності за різних розмірів виробів. Переходячи від одного до другого ступеня допуск змінюється за законом геометричної прогресії із знаменником **1,6**. Завдяки застосуванню стандартних ступенів точності полегшується стандартизація конструкторських вимог і технологічних даних, складання рекомендацій з призначення допусків. Крім ступенів точності за ГОСТ 24643-81 стандартизовано вихідний ряд числових значень допусків форми і розташування поверхонь (табл. 6.1), що представляє собою ряд **R10** переважаючих чисел з деякими округленнями для зручності відліку за шкалами вимірювальних приладів.

Числа вихідного ряду за табл. 2.6 застосовуються для допусків за ступенями точності і, крім того, можуть використовуватися у разі:

а) для тих видів допусків форми і розташування поверхонь, на які не поширюються стандартні ступені точності (наприклад, для позиційних допусків);

б) коли необхідно призначити допуск, що займає проміжне положення між допусками за суміжними ступенями точності.

Таблиця 6.1

Базовий ряд числових значень допусків форми і розташування поверхонь, мм (за ГОСТ 24643-81)

0,1	0,12	0,16	0,20	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8
1	1,2	1,6	2,0	2,5	3	4	5	6	8
10	12	16	20	25	30	40	50	60	80
100	120	160	200	250	300	400	500	600	800
1000	1200	1600	2000	2500	3000	4000	5000	6000	8000

6. Позначення на креслениках допусків форми і розташування поверхонь

ГОСТ 2.308-79 встановлює правила зазначення допусків форми і розташування поверхонь на кресленнях виробів всіх галузей промисловості. Терміни і визначення допусків форми і розташування поверхонь за ГОСТ 24642-81, числові значення – за ГОСТ 24643-81.

Загальні вимоги. Допуски форми і розташування поверхонь вказують на креслениках умовними позначеннями або текстом у технічних вимогах. Використання стандартизованих умовних позначень є переважającym.

Вид допуску форми або розташування поверхонь позначається на кресленнику умовними знаками (графічними символами), наведеними в табл. 6.2.

Таблиця 6.2

Позначення на кресленні умовними знаками (графічними символами) виду допуску форми і розташування

Група відхилів і допусків	Вид відхилу форми або розташування поверхонь	Вид допуску форми або розташування поверхонь	Знак допуску
1	2	3	4
<i>Відхилили і допуски форми</i>	Відхил від прямолінійності	Допуск прямолінійності	—
	Відхил від площинності	Допуск площинності	
	Відхил від круглості	Допуск круглості	
	Відхил від циліндричності	Допуск циліндричності	

Продовження табл. 2.7

1	2	3	4
Відхили і допуски розташування	Відхил від паралельності	Допуск паралельності	//
	Відхил від перпендикулярності	Допуск перпендикулярності	⊥
	Відхил нахилу	Допуск нахилу	∠
	Відхил від співвісності	Допуск співвісності	◎
	Відхил від симетричності	Допуск симетричності	≡
	Позиційний відхил	Позиційний допуск	⊕
	Відхил від перетину осей	Допуск перетину осей	×
Сумарні відхили і допуски форми і розташування поверхонь*	Торцеве биття	Допуск торцевого биття	↗
	Повне радіальне биття	Допуск повного радіального биття	↗↗
	Повне торцеве биття	Допуск повного торцевого биття	↗↗
	Відхил форми заданого профілю	Допуск форми заданого профілю	⌒
	Відхил форми заданої поверхні	Допуск форми заданої поверхні	⌒

Для допусків форми і розташування поверхонь, не передбачених в табл. 6.2, вид допуску може бути зазначений у тексті до технічних вимог. У цьому разі текст повинен містити: найменування допуску; назву поверхні або іншого елемента, для якого задається допуск (для цього використовують літерне позначення поверхні або конструктивне найменування, що визначає поверхні); числове значення допуску в міліметрах; відмітку про залежні допуски форми і розташування (у відповідних випадках).

Нанесення умовних знаків і даних допуску. Знак і числове значення допуску або позначення бази вписують у прямокутну рамку, що розділена на дві і більше частини, у такому порядку (зліва направо): в першій – знак допуску за табл. 6.2, в другій – числове значення допуску в міліметрах, у третій і наступних – буквене позначення бази (баз) (рис. 2.116, а, б).



Рис. 6.2. Приклад записи допуску.

Сумарні допуски форми і розташування, для яких не встановлено окремі графічні знаки, позначають знаками складових допусків і розташовують у прямокутній рамці в такій послідовності: знак допуску розташування, знак допуску форми. Наприклад, сумарні допуски паралельності й площинності

позначають так, як показано на рис. 6.3, **а**; перпендикулярності і площинності - на рис. 6.3, **б**; нахилу і площинності – на рис. 6.3, **в**.

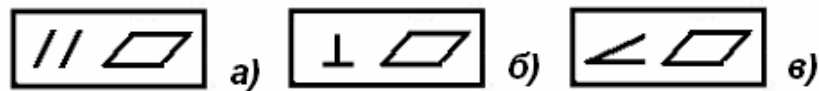


Рис. 6.3. Сумарні допуски.

Рамку розташовують горизонтально. За необхідності допускається вертикальне розташування рамки. Перетинати рамку будь-якими лініями не допускається. З елементом, до якого належить допуск, рамку з'єднують прямою або ламаною лінією, що закінчується стрілкою (рис. 6.4, **а**). З'єднувальна лінія має відповідати напрямку вимірювання відхилу, її проводять від рамки, як показано на рис. 6.4, **б**.

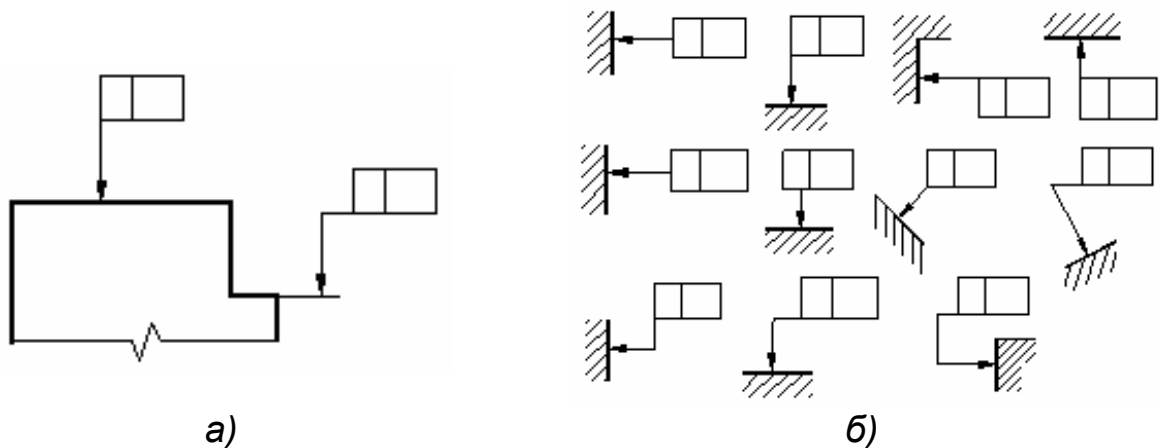


Рис. 6.4. З'єднання рамки з елементом виробу.

Якщо допуск відноситься до осі або площини симетрії елемента, то з'єднувальна лінія повинна бути продовженням розмірної лінії (рис. 6.5, **а**, **б**). Коли не вистачає місця стрілку розмірної лінії допускається суміщати зі стрілкою з'єднувальної лінії (рис. 6.5, **в**).

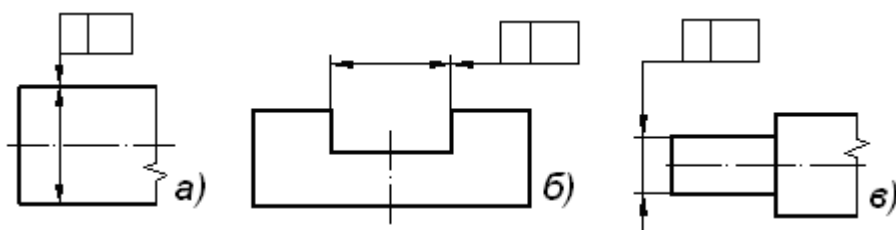


Рис. 6.5. Нанесення допуску до осі або площини симетрії.

Якщо розмір елемента вже вказаний один раз, то на інших розмірних лініях даного елемента, що використовується для умовного позначення допуску форми або розташування, його не вказують. Розмірну лінію без розміру слід розглядати як складову частину цього умовного позначення (рис. 6.6). Якщо допуск відноситься до бокової поверхні, вказують відповідно з рис. 6.7, **а**. Якщо допуск відноситься до осі різи – відповідно з рис. 6.7, **б**.

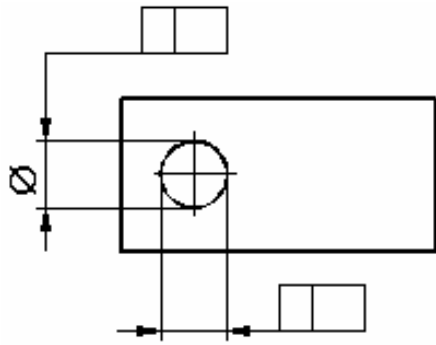


Рис.6.6. Використання розмірних ліній як складової умовного позначення.

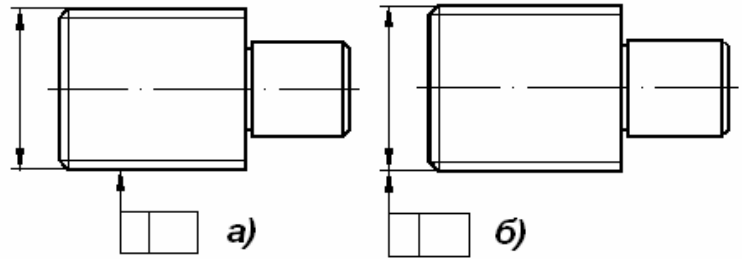


Рис.6.7. Нанесення допуску для нарізі.

Числове значення допуску форми і розташування відноситься до всієї довжини (рис. 6.8, а).

Якщо допуск відноситься до будь-якої ділянки поверхні заданої довжини (або площини), то задану довжину вказують поряд з допуском і відділяють від нього похилою лінією, яка не повинна торкатися рамки (рис. 6.8, б, в).

Напис, що доповнює дані, наведені в рамки, наносять як показано на рис. 6.8, г.

Якщо необхідно призначити допуск по всій довжині та на заданій довжині, то другий допуск вказують над першим (рис. 6.8, д).

Коли допуск відноситься до ділянки, що розташована у визначеному місці, то цю ділянку позначають штрих-пунктирною лінією і обмежують розмірами, як показано на рис. 6.8, е).

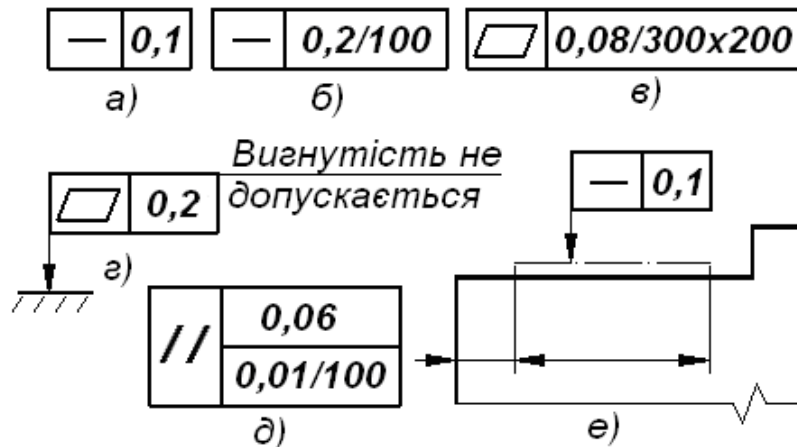


Рис. 6.8. Позначення числового значення допуску.

Допуски форми і розташування симетрично розташованих елементів на симетричних деталях вказують один раз.

Позначення баз. Базы позначають зачорненням трикутником, який з'єднують за допомогою з'єднувальної лінії з рамкою. При виконанні креслеників за допомогою вивідних улаштувань ЕОМ можна трикутник, що позначає базу, не зачорняти.

Трикутник, що позначає базу, повинен бути рівностороннім з висотою, приблизно рівною розміру шрифту розмірних чисел.

Коли є база поверхні або її профіль, то основу трикутника розміщують на контурній лінії поверхні (рис. 6.9, **а**) або на її продовженні (рис. 6.9, **б**). При цьому з'єднувальна лінія не повинна бути продовженням розмірної лінії.

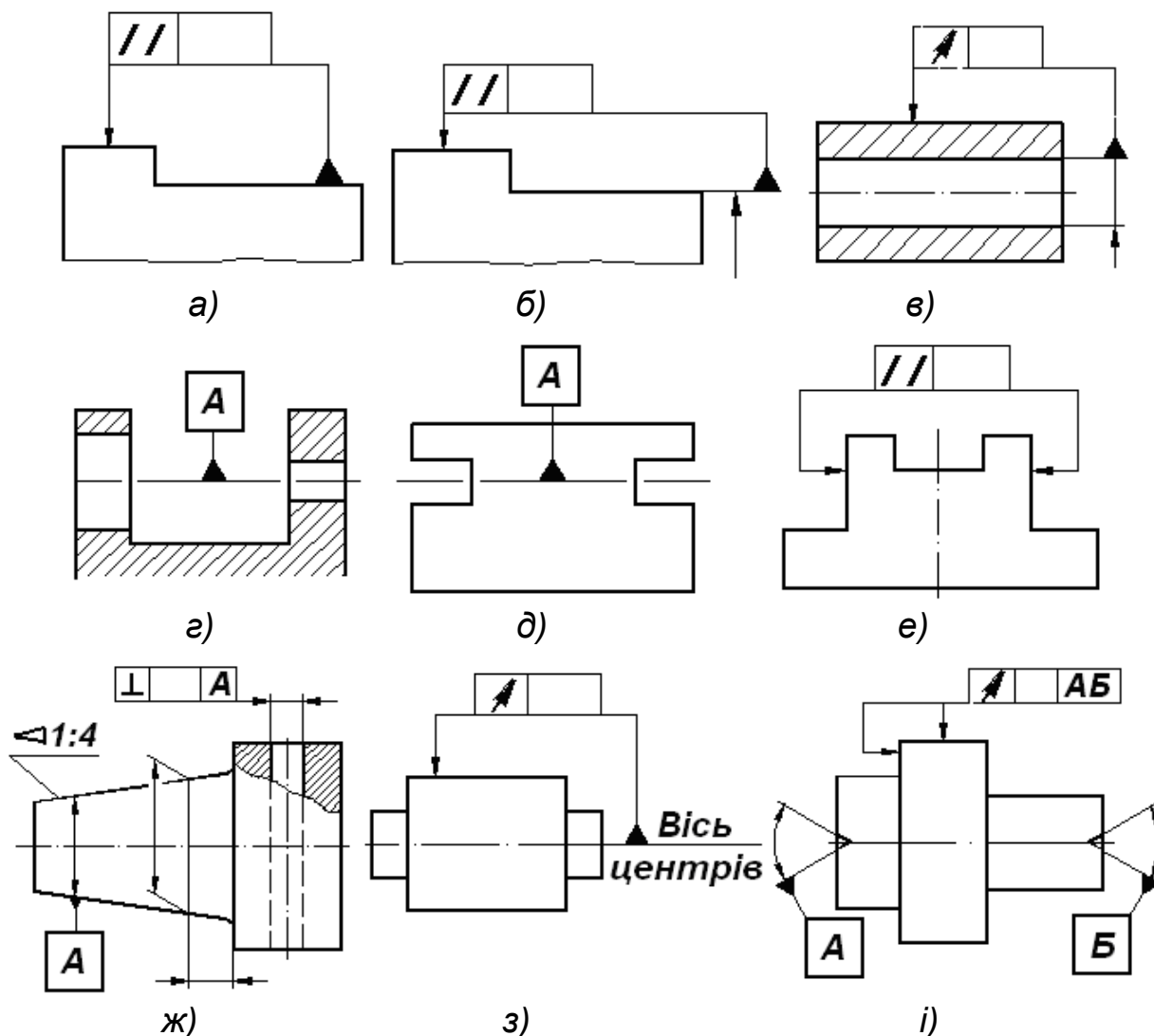


Рис. 6.9. Позначення баз

Позначення залежних допусків. Залежні допуски форми і розташування позначають умовним знаком \textcircled{M} , який поставляють:

- після значення допуску, коли залежний допуск зв'язаний з дійсними розмірами елемента, що розглядається (рис. 6.10, **а**);

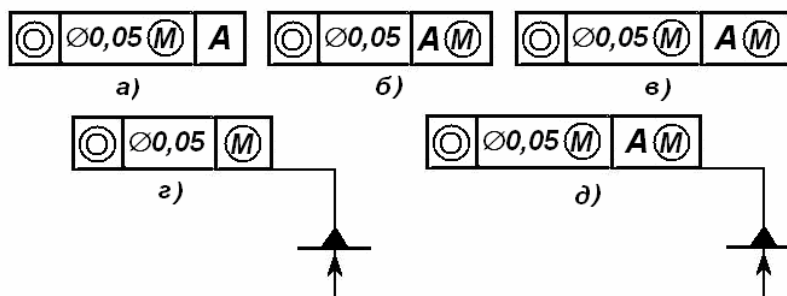


Рис. 6.10. Позначення залежних допусків.

після літерного позначення бази (рис. 6.10, **б**) або без літерного позначення в третій частині рамки (рис. 6.10, **в**), якщо залежний допуск зв'язаний з дійсними розмірами базового елемента;

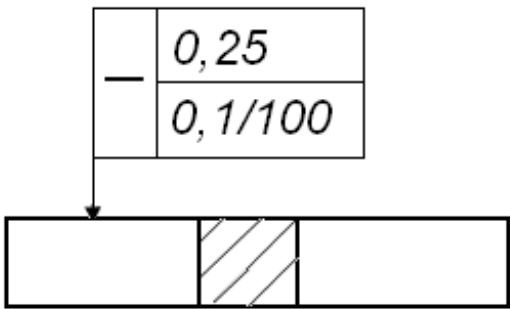
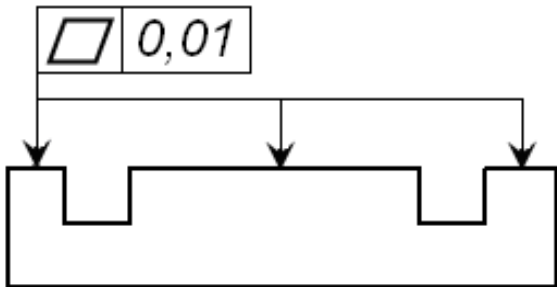
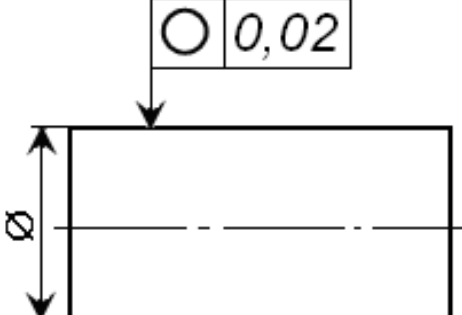
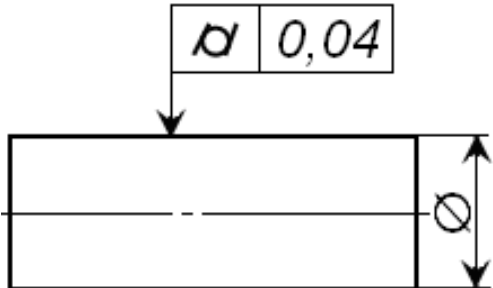
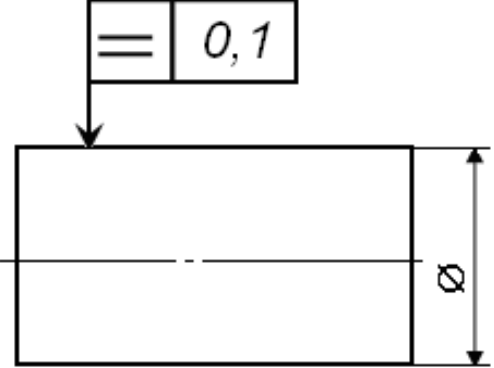
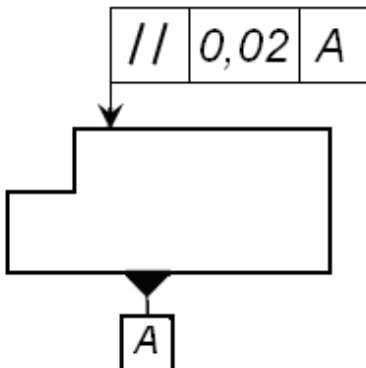
- після значення допуску і літерного позначення бази (рис. 6.10, **в**) або без літерного позначення (рис. 6.10, **д**), коли залежний допуск пов'язаний з дійсними розмірами елементів базового і того, що розглядається.

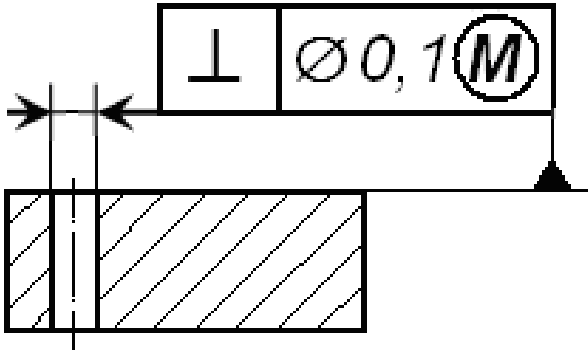
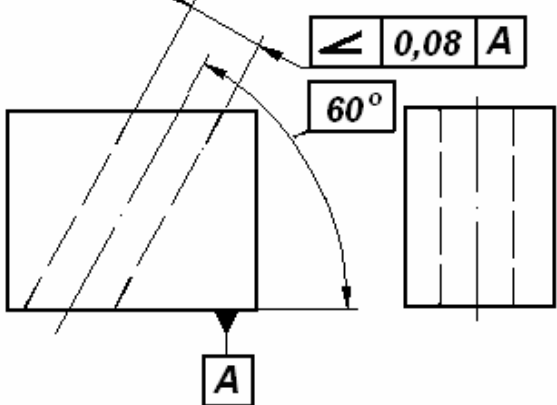
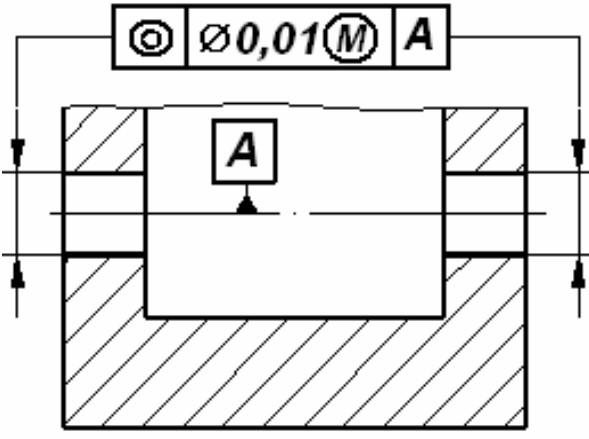
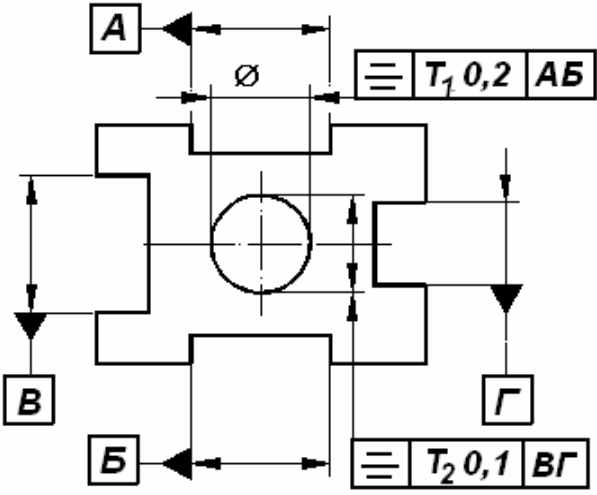
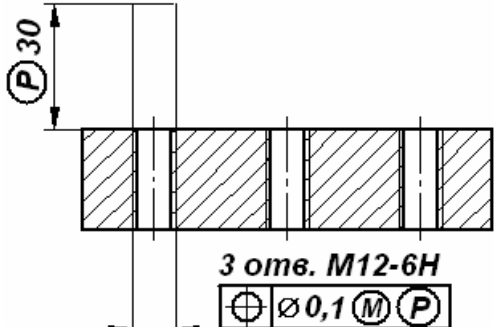
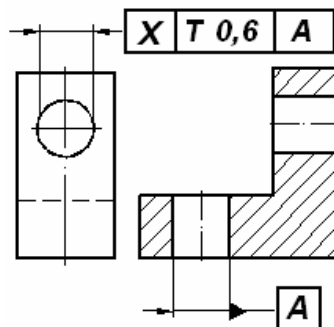
Якщо допуск форми або розташування не вказаний як залежний, то його вважають незалежним.

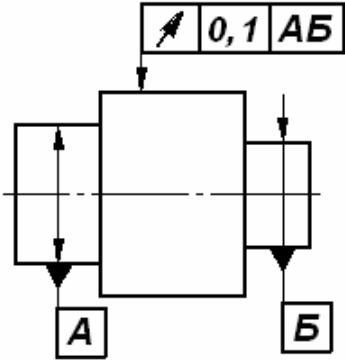
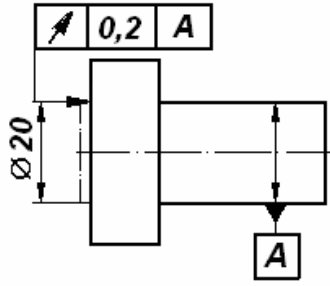
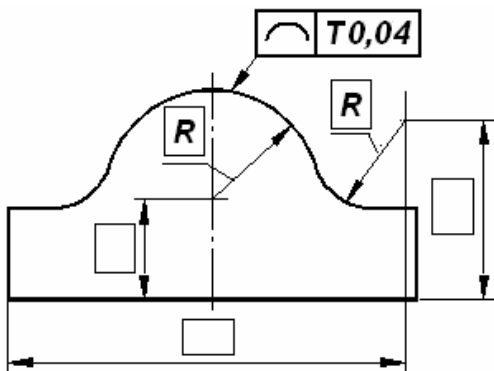
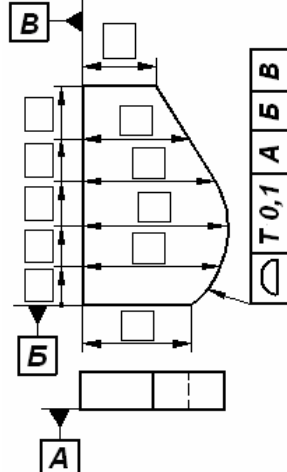
Приклади позначення на креслениках допусків форми і розташування поверхонь показано в табл. 6.3.

Таблиця 6.3

Приклади позначень допусків форми і розташування поверхонь на креслениках

	
<p>Допуск прямолінійності поверхні 0,25 мм на всій довжині і 0,1 мм на довжині 100 мм.</p>	<p>Допуск площинності кожної поверхні 0,01 мм.</p>
	
<p>Допуск круглості вала 0,02 мм.</p>	<p>Допуск циліндричності вала 0,04 мм.</p>
	
<p>Допуск профілю поздовжнього перерізу вала 0,1 мм.</p>	<p>Допуск паралельності поверхні відносно поверхні A 0,02 мм</p>

	
<p>Допуск перпендикулярності осі отвору відносно поверхні $\varnothing 0,1$ мм (допуск залежний).</p>	<p>Допуск нахилу осі отвору відносно поверхні A 0,08 мм.</p>
	
<p>Допуск співвісності двох отворів відносно їх загальної осі $\varnothing 0,01$ мм (допуск залежний).</p>	<p>Допуск симетричності осі отвору відносно загальної площини симетрії пазів АБТ1 0,2 мм і відносно загальної площини симетрії пазів ВГТ2 0,1 мм.</p>
	
<p>Позиційний допуск 3-х нарізних отворів $\varnothing 0,1$ (допуск залежний) на ділянці, що розташована поза деталлю і виступаючим на 30 мм від поверхні.</p>	<p>Допуск перетину осей отворів T 0,06 мм.</p>

	
<p>Допуск радіального биття поверхні відносно загальної осі поверхонь A і B 0,01 мм.</p>	<p>Допуск торцевого биття на діаметрі 20 мм відносно осі поверхні A 0,1 мм.</p>
	
<p>Допуск форми заданого профілю T 0,04 мм.</p>	<p>Допуск форми заданої поверхні відносно поверхні A, B, B T 0,1 мм.</p>

Примітки: 1. У наведених прикладах допуски співвісності, симетричності, позиційні, перетину осей, форми заданого профілю і заданої поверхні вказані в діаметральному вираженні.

Допускається вказувати їх у радіусному вираженні, наприклад:



2. Визначення допусків форми і розташування поверхонь у текстових документах або в технічних вимогах кресленика слід проводити за аналогією з текстом пояснень до умовних позначень допусків форми і розташування поверхонь, наведених в табл. 2.8. При цьому поверхні, до яких відносяться допуски форми і розташування поверхонь або які прийняті за базу, слід позначати літерами або приводити їх конструкторське найменування.

Рекомендується замість слів **допуск залежний** застосовувати знак \textcircled{M} замість вказівок перед числовим значенням символів \varnothing ; R ; T ; $T/2$ – запис текстом.

Наприклад: позиційний допуск осі 0,1 мм у діаметральному вираженні або допуск симетричності 0,12 мм у радіусному вираженні.

Лекція 7. Взаємозамінність нарізних з'єднань

План: 1. Класифікація нарізей. Метричні нарізі.

2. Кріпильні нарізі та їх основні параметри. Основні експлуатаційні вимоги до нарізних з'єднань

3. Відхили кроку і половини кута профілю, їх діаметральна компенсація

4. Ступені точності кріпильної нарізі

5. Поля допусків і посадки метричної нарізі із зазором, натягом і перехідних

5.1. Метричні кріпильні нарізі із зазором

5.2. Перехідні посадки

5.3. Посадки з натягом

Нарізними називають з'єднання, що утворені внутрішніми і зовнішніми нарізними поверхнями сполучених деталей. Нарізь утворюють нанесенням на поверхню деталей гвинтових канавок із поперечним перерізом, що відповідає профілю нарізі. Деталі із зовнішньою нарізною називають гвинтами, а з внутрішньою, тобто з нарізними отворами – гайками.

Нарізні з'єднання широко застосовують у сільськогосподарських машинах, двигунах, приладах, апаратах, металорізальних верстатах і пристроях. У сучасних машинах, за даними професора А.І. Якушева, понад 60 % всіх деталей мають нарізь.

Нарізні деталі однакових номінальних розмірів повинні згвинчуватись і мати певну міцність незалежно від призначення. Решта вимог залежить від виду нарізі та конструкції механізму, у якому вона застосовується. Так, від кінематичних нарізей вимагають точного осьового переміщення (нарізі мікрометричних гвинтів і ходових гвинтів металорізальних верстатів); від трубних нарізей (конічних і циліндричних) – герметичності з'єднання; від нарізей, які застосовують у домкратах і ковальсько-пресових машинах – гальмування переміщення у одному напрямку і т.п.

1. Класифікація нарізей. Метричні нарізі

Усі нарізі можна класифікувати так.

1. Загальні і спеціальні (за призначенням).

Нарізі загального призначення можна застосовувати в будь-яких галузях промисловості. До них належать:

а) нарізі для скріплення деталей (кріпильні) і для регулювальних пристроїв (різні види метричних різей і дюймова);

б) нарізі для щільного (герметичного) з'єднання труб (трубні різі);

в) нарізі для здійснення поступального руху (трапецеїдальна одноходова та упорна).

Нарізі спеціального призначення застосовують лише в окремих галузях промисловості (нарізь окулярна для оптичних приладів, нарізь для патронів і цоклів електричних ламп, нарізь для геологорозвідувальних труб і т.п.).

2. *Трикутні, трапецеїдальні, упорні і круглі* (за профілем нарізі).

3. *Метричні і дюймові* (за прийнятою одиницею вимірювання лінійних і діаметральних розмірів нарізі).

4. *Циліндричні і конічні* (залежно від форми поверхні, на якій виготовлені нарізі).

Усі нарізі стандартизовані. У Додатку Б (табл. Б.11) подані стандарти на розповсюджені нарізі та допуски на них.

Таблиця Б.11

Стандарти на розповсюджені нарізі та допуски на них

Назва і основні характеристики нарізі		Стандарт	Посадка	Стандарт	Інтервали d і P , мм
1		2	3	4	5
Метрична ($\alpha=60^\circ$, $d = 0,25-600$ мм, $P = 0,075-6$ мм)	Профіль нарізі	ГОСТ 9150-81	3 зазором	ГОСТ 9000-81	$d < 1$, $P=0,075-0,225$
	Діаметри і кроки	ГОСТ 8124-81		ГОСТ 16093-81	$d = 1 - 600$, $P= 0,2 - 0,6$
	Основні розміри	ГОСТ 4705-81	Перехідна	ГОСТ 24834-81	$d = 5 - 45$, $P= 0,8 - 4,5$
			3 натягом	ГОСТ 4608-81	$d = 5 - 45$, $P= 0,8 - 3$
Метрична для приладобудування ($d = 3,5-400$, $P = 0,25 - 2$)	Діаметри і кроки	ГОСТ 6967-81	3 зазором	ГОСТ 16093-81	$d = 3,5 - 400$, $P= 0,25 - 2$
	Основні розміри	ГОСТ 4706-81			
Для деталей із пластмас	Профілі і основні розміри	ГОСТ 1709-81		ГОСТ 11709-81	$d = 1 - 180$, $P= 0,2 - 6$
Трапецеїдальна однозахідна ($\alpha=60^\circ$, $d= 8-640$, $P= 1,5-48$)	Профіль нарізі	ГОСТ 9484-81		ГОСТ 9562-81	$d = 8 - 640$, $P= 1,5 - 48$
	Діаметри і кроки	ГОСТ 4738-81			
	Основні розміри	ГОСТ 4737-81			
Трапецеїдальна багатозахідна ($\alpha=60^\circ$, $d= 10-320$, $P= 1,3-48$)	Профіль нарізі	ГОСТ 9484-81	3 зазором	ГОСТ 24739-81	$d = 10 - 320$, $P= 2 - 48$
	Основні розміри	ГОСТ 24739-81			
Упорна одноходова ($d= 10-640$, $P= 2-48$)	Профіль і основні розміри	ГОСТ 10177-82		ГОСТ 25096-82	$d = 10 - 640$, $P= 2 - 48$
Метрична конічна ($\alpha=60^\circ$, $d= 6-60$, $P= 1; 1,5$ і 2)	Профіль нарізі	ГОСТ 9150-81		ГОСТ 25229-82	$d = 6 - 60$, $P= 1 - 5$
	Основні розміри	ГОСТ 25229-82			

Трубна конічна	Профіль і основні розміри	ГОСТ 6211-69	Щільне герметичне з'єднання	ГОСТ 6211-69	$d = 7,723 - 163,830$, $P = 0,907 - 2,309$
Трубна циліндрична		ГОСТ 6357-73		ГОСТ 6351-73	
Кругла ($\alpha=60^\circ$, $d=8-200$)	Профіль і основні розміри	ГОСТ 13536-68	$S_{min}=0$	ГОСТ 13536-68	$P = 2,540 - 6,350$
Примітки 1. ГОСТ 16967-81 і ГОСТ 24706-81 розповсюджуються на метричні різі з профілем за ГОСТ 9150-81 і застосовуються у тих випадках, коли діаметри і кроки нарізей, що встановлені у ГОСТ 8124-81, не можуть задовольнити споживання приладобудування. 2. Для деталей з пластмас застосовують метричну нарізь з профілем за ГОСТ 9150-81 з заокругленими кромками на виступах зовнішньої і внутрішньої різей.					

2. Кріпильні нарізі та їх основні параметри. Основні експлуатаційні вимоги до нарізних з'єднань

Основні визначення для параметрів нарізних деталей регламентовані ГОСТ 11708-82 [20] і ДСТУ 2497-94 [21]. До цих параметрів належать: профіль нарізі, зовнішній, середній і внутрішній діаметри, крок і кут профілю. Для циліндричної нарізі з трикутним профілем ці параметри зображено на рис. 7.1.

Профіль нарізі – це контур перерізу нарізі площиною, яка проходить через її вісь.

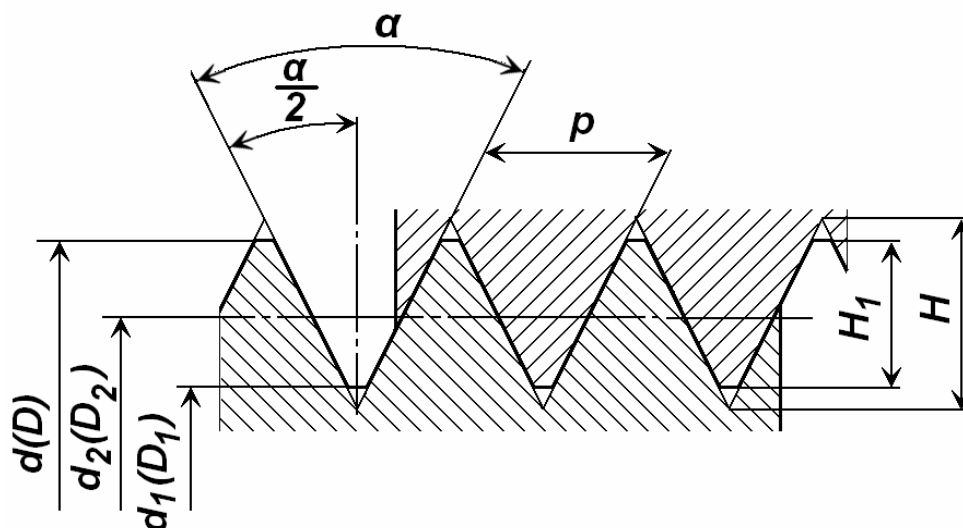


Рис. 7.1. Профіль і основні параметри метричної нарізі.

Зовнішній діаметр d (D) – діаметр уявного прямого кругового циліндра, описаного навколо вершин зовнішньої нарізі або западин внутрішньої циліндричної нарізі (звичайно є номінальний діаметр нарізі).

Внутрішній діаметр нарізі d_1 (D_1) – діаметр уявного прямого кругового циліндра, вписаного до западини зовнішньої або вершини внутрішньої циліндричної нарізі. Цим діаметром визначається небезпечний переріз болта.

Середній діаметр нарізі d_2 (D_2) – діаметр уявного співвісного з наріззю прямого кругового циліндра, кожна утворююча якого перетинає профіль нарізі

таким чином, що її відрізки, утворенні за перетину з канавкою, рівні половині номінального кроку нарізі.

У однозахідної і багатозахідної нарізей з непарним числом заходів та симетричним профілем середній діаметр можна визначити також як відстань між бічними сторонами профілю, заміряному у будь-якому перерізі, перпендикулярному до осі (див. рис. 7.1)

Крок нарізі P (рис. 7.1) – відстань між найближчими однойменними бічними сторонами профілю у напрямку, паралельному осі нарізі.

Для багатозахідних нарізей є додатковий термін – хід нарізі t , тобто відстань між найближчими однойменними сторонами профілю, що належить тій самій гвинтовій поверхні, у напрямку, паралельному осі нарізі. Хід нарізі також визначає осьове переміщення гвинта (гайки) за один оберт. У однозахідній нарізі хід дорівнює кроку, у багатозахідній – добутку кроку на числі заходів.

Кут профілю нарізі α (рис. 7.1) – це кут між суміжними боковими сторонами нарізі у площині осьового перетину. Половина кута профілю $\alpha/2$ – кут між боковою стороною профілю і перпендикуляром, із вершини вихідного профілю симетричної нарізі на її вісь. Вимірюючи $\alpha/2$ ліве і $\alpha/2$ праве, можна встановити не тільки значення α , але і перекис профілю нарізі.

Кути нахилу сторін профілю β і γ (рис. 7.2) - кути між бічними сторонами профілю і перпендикуляром до осі нарізі.

Для нарізей з симетричним профілем $\beta = \gamma = \alpha/2$.

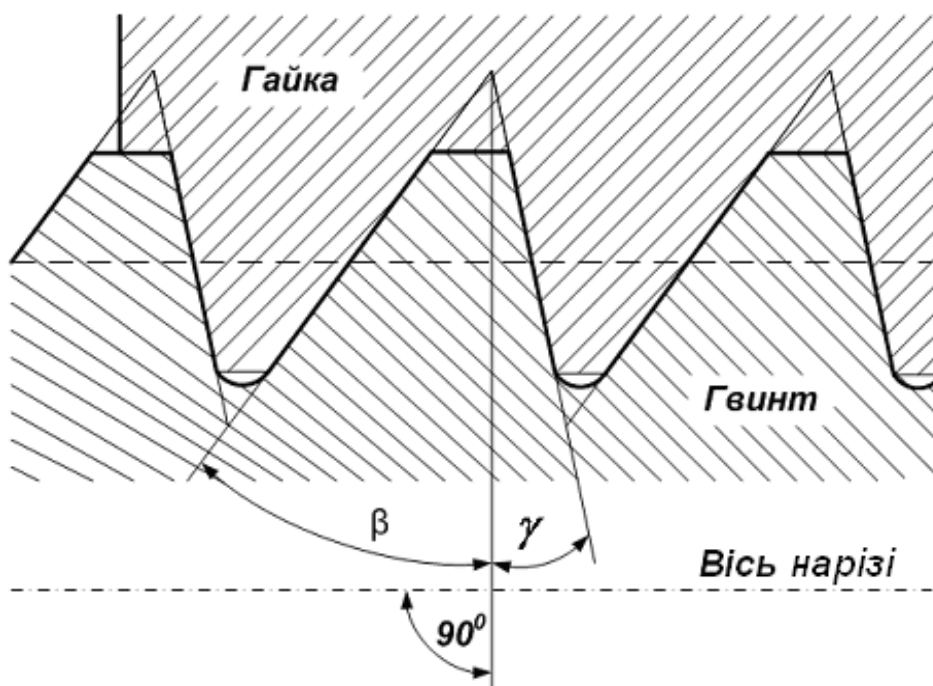


Рис. 7.2. Нарізь з несиметричним профілем.

Маючи два суміжних кути β і γ , можна визначити значення кута профілю α , а також перекис профілю нарізі, який може утворюватися внаслідок похибок при виготовленні інструмента, неточного встановлення інструмента або деталі при виготовленні нарізі тощо.

Переки́с профілю нарізі не можна виявити, якщо відоме тільки значення кута профілю α .

Висота початкового трикутника нарізі H (рис. 7.1) – відстань між вершиною і основою початкового трикутника нарізі в напрямку, перпендикулярному до осі нарізі. Це позначення стосується нарізей, профілі яких побудовані на основі трикутників.

Робоча висота профілю нарізі H_I (рис. 7.1) – довжина проекції взаємного перекриття профілів сполучених зовнішньою і внутрішньою нарізю, на перпендикуляр до осі нарізі. Від цього параметра залежить міцність нарізного з'єднання для певного матеріалу гвинтів і гайок.

Кут підйому нарізі φ – кут, утворений між дотичного до гвинтової лінії у точці на середньому діаметрі нарізі і площиною, перпендикулярною до осі нарізі. Кут підйому нарізі визначається залежністю:

$$\operatorname{tg} \varphi = t / (\pi d_2) = Pn / (\pi d_2),$$

де n – число заходів нарізі.

Від значення кута підйому залежить властивість самогальмування нарізі. У самогальмівній нарізі кут підйому φ менший за кут тертя.

Довжина згвинчування нарізі L – довжина стикання гвинтових поверхонь зовнішньої та внутрішньої нарізі у осьовому напрямку. У кріпильних нарізей нормальна висота гайки дорівнює $0,8d$. Висота гайки може бути меншою або більшою за нормальну залежно від конструктивних вимог до нарізного з'єднання.

Профіль метричної нарізі регламентовано ГОСТ 9150–81 [22] для діаметрів від 0,25 до 600 мм, відповідно до якого передбачено зрізи вершин різі: $H/4$ для гайки і $H/8$ для болта. Висота вихідного контуру $H=0,8660254P$, значення $H_I=5/8H=0,5412665877P$.

3. Відхили кроку і половини кута профілю, їх діаметральна

Основна умова взаємозамінності нарізних деталей – можливість з'єднання за всією довжиною згвинчування будь-якого гвинта, який має нарізь певного номінального діаметра з певним кроком, з будь-якою гайкою, що має нарізь такого самого діаметра і такий же крок.

Для метричних кріпильних нарізей за внутрішнім і зовнішнім діаметрах нарізі передбачається гарантований зазор. Тому ці елементи для згвинчування не є відповідальними і точність виконання їх досить низька.

Найбільший вплив на згвинчування і взаємозамінність нарізних деталей мають похибки виготовлення середнього діаметра нарізі і половини кута профілю.

Причинами появи похибок середнього діаметра є звичайно ті ж самі фактори, які викликають похибки при виготовленні гладких циліндричних деталей.

Похибки кроку нарізі залежать від похибок кроку нарізеутворюючих інструментів (метчиків, нарізенкатних роликів і т.п.), похибок кроку нарізі ходового гвинта верстата, від точності передаточного числа набору шестірень від ходового гвинта до шпинделя верстата та інших причин.

Похибка половини кута профілю може виникнути навіть при відсутності похибки повного кута профілю α , коли бісектриса цього кута не перпендикулярна до осі деталі, тобто вісь нарізної поверхні не паралельна осі нарізної деталі. Коли ж є похибка повного кута профілю α , то похибки половини кута профілю мають місце завжди. Ці похибки можуть бути результатом неточного виготовлення кута профілю чи його половини і нарізеутворюючих інструментів, зміною кута профілю при спрацюванні цих інструментів та їхніх переточках, а також неточністю встановлення деталі та інструмента на верстаті т.п.

При розробці системи допусків на параметри різі теоретичний аналіз впливу похибок кроку і половини кута профілю показав, що їх можна компенсувати за рахунок зміни дійсного середнього діаметра нарізних деталей. У гайок для цього середній діаметр необхідно дещо збільшувати, а у гвинтів – зменшувати.

На роботу нарізного з'єднання найбільше впливають відхили кроку кута профілю і середнього діаметра D_2 , тому що вони визначають характер контакту нарізного з'єднання, його міцність, точність поступального переміщення та інші експлуатаційні якості.

Призначити допуски і контролювати всі ці параметри надто складно і трудомістко. Із трьох названих параметрів найпростіше вимірювати середній діаметр.

Сумарний допуск середнього діаметра – допуск, що обмежує відхил як зведеного середнього діаметра, так і середнього діаметра нарізі.

для метричної нарізі діаметральна компенсація похибки кроку дорівнює:

$$f_p = \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} \cdot \Delta P_n = 1,732 \cdot \Delta P. \quad (7.1)$$

Діаметральна компенсація:

$$f_\alpha = \frac{2 \cdot H_1 \cdot \Delta(\alpha/2)}{\sin \alpha} \approx 0,36 \cdot P \cdot \Delta(\alpha/2). \quad (7.2)$$

Згвинчування можна забезпечити лише за умов, що різниця середніх діаметрів зовнішньої і внутрішньої нарізей дорівнюватиме або буде більшою за суму діаметральних компенсацій кроку і половини кута профілю обох деталей.

Для зручності контролю нарізі й розрахунку допусків введено поняття **зведений середній діаметр нарізі**, який знаходять за такими рівняннями:

для зовнішньої нарізі

$$d_{23B} = d_{2\text{вим}} + f_p + f_\alpha \leq d_2 \text{ (або } d_{2\text{max}} \text{)}; \quad (7.3)$$

для внутрішньої нарізі

$$D_{23B} = D_{2\text{вим}} - (f_p + f_\alpha) \geq D_2 \text{ (або } D_{2\text{min}} \text{)}. \quad (7.4)$$

Зведений середній діаметр – це середній діаметр уявної ідеальної циліндричної нарізі, що має той же крок і кут нахилу бокових сторін, що й основний або номінальний профіль нарізі, і довжину, рівну заданій довжині згвинчування, яка щільно, без взаємного зміщення чи натягу, сполучається з реальною нарізною за боковими поверхнями нарізі.

Допустимі відхили кроку і кута профілю не нормуються, а встановлюється лише сумарний допуск на середній діаметр зовнішньої нарізі Td_2 і внутрішньої –

TD_2 , який вміщує допустимий відхил власно середнього діаметра і діаметральні компенсації відхилів кроку і кута профілю.

Сумарний допуск:

$$Td_2 = \Delta d_2 + f_p + f_\alpha; TD_2 = \Delta D_2 + f_p + f_\alpha. \quad (7.5)$$

Ці загальні принципи покладено в основу розроблених стандартів на допуски і посадки метричних нарізів.

Основні діаметри нарізі, якщо відомі номінальний діаметр і крок можна обчислити за такими формулами:

метрична нарізь

$$\begin{aligned} d_2 &= d - 0,6495 P, & D_2 &= D - 0,6495 P; \\ d_1 &= d - 1,0825 P, & D_1 &= D - 1,0825 P; \\ d_3 &= d - 1,2268 P. \end{aligned} \quad (7.6)$$

трапецеїдальна нарізь

$$\begin{aligned} d_2 &= d - 0,5 P, & D_2 &= d - 0,5 P; & D_1 &= d - P; & D_4 &= d + 2a_c; \\ d_3 &= D_1 - 2a_c = d - (P + 2a_c), \end{aligned} \quad (7.7)$$

де a_c залежно від P має такі значення:

P , мм	2...5	6...12	≥ 14
a_c , мм	0,25	0,5	1;

упорна нарізь

$$d_2 = d - 0,75 P, \quad D_2 = d - 0,75 P; D_1 = d - 1,5 P; d_3 = d - 1,7355 P. \quad (7.8)$$

Нарізь метрична з великим кроком (за ГОСТ 8724-81 [23]) наведено у Додатку Б (табл. Б.12).

Таблиця Б.12

Нарізь метрична з великим (основним) кроком. Діаметри і кроки, мм. (за ГОСТ 8724-81)

Зовнішній діаметр нарізі d для ряду		Крок нарізі, P , мм	Зовнішній діаметр нарізі d для ряду		Крок нарізі, P , мм	Зовнішній діаметр нарізі d для ряду		Крок нарізі, P , мм
1	2		1	2		1	2	
0,25	-	0,075	1,6	1,8	0,35	12	-	1,75
0,30	-	0,08	2,0	-	0,40	16	14	2,0
-	0,35	0,09	2,5	2,2	0,45	20	18 22	2,5
0,40	0,45	0,10	3	-	0,50	24	27	3,0
0,50	0,55	0,125	-	3,5	(0,60)	30	33	3,5
0,60	-	0,15	4	-	0,70	36	39	4,0
-	0,70	0,175	-	4,35	(0,75)	42	45	4,5
0,80	-	0,20	5	-	0,80	48	52	4,5
-	0,90	0,225	6	-	1,0	56	(60)	5,5
1; 1,2	1,1	0,25	8	-	1,25	64	68	6
-	1,4	0,3	10	-	1,5	-	-	-

4. Ступені точності кріпильної нарізі

Допуск середнього діаметра визначають залежно від прийнятого ступеня точності нарізі відповідно до ГОСТ 16093–81 [25].

Основним для всіх діаметрів прийнято допуск 6–го ступеня точності:

для d_2 $Td_2(6) = 90 \cdot P^{0,4} \cdot d^{0,1}$; для d $Td(6) = 180 \cdot P^{0,66} \cdot d^{0,1} - 3,15 P^{0,5}$;

для D_1 $TD_1(6) = 433 \cdot P - 190 \cdot P^{1,22}$ при $P < 1 \text{ мм}$ $TD_1(6) = 230 \cdot P^{0,7}$ за $P > 1 \text{ мм}$ для D_2 $TD_2(6) = 1,32 \cdot d_2$.

Числові значення допусків інших ступенів точності визначають множенням допуску 6–го ступеня точності на коефіцієнти, які наведено нижче (табл. 7.1).

Допуски для різних ступенів точності утворюють геометричну прогресію із знаменником 1,25. За одного і того ж ступеня точності нарізі

допуск TD_2 на 1/3 більший від допуску Td_2 . Це пояснюється тим, що точний розмір внутрішньої нарізі технологічно виготовити важко.

Таблиця 7.1

Числові значення допусків від 2-ої до 10-ої ступені точності

Ступінь точності	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Коефіцієнт	0,37	0,41	0,63	0,8	1,0	1,25	1,6	2	2,5

Залежно від довжини згвинчування нарізні з'єднання поділяються на три групи: **S** – мала довжина згвинчування; **N** – нормальна; **L** – велика.

Для кожного кроку залежно від діаметрів нарізі передбачено два значення нормальної (**N**) довжини згвинчування: $2,24 \cdot P \cdot d^{0,2}$ і $6,7 \cdot P \cdot d^{0,2}$.

За довжини згвинчування **L** допуск пропонується збільшити, а за довжини згвинчування **S** – зменшувати на один ступінь точності.

5. Поля допусків і посадки метричної нарізі із зазором, натягом і перехідних

Залежно від експлуатаційних вимог щодо ступенів рухомості до нарізних з'єднань стандартами встановлено поля допусків, що створюють посадки трьох груп: із зазором, перехідні та з натягом.

Посадка у нарізному з'єднанні – характер нарізного з'єднання деталей визначається різницею середніх діаметрів зовнішньої і внутрішньої нарізі до збирання.

Поле допуску нарізі – сукупність полів допусків зовнішнього і внутрішнього діаметрів нарізі.

Посадки із зазором. Це посадка у нарізному з'єднанні, за якої поле допуску середнього діаметра внутрішньої нарізі розташоване над полем допуску середнього діаметра зовнішньої нарізі; у з'єднанні забезпечується зазор.

Примітка: до посадок із зазором відноситься також посадка, в якій нижній відхил середнього діаметра внутрішньої нарізі збігається з верхнім відхилом середнього діаметра зовнішньої нарізі.

5.1. Метричні кріпильні нарізі із зазором

Державні стандарти на всі кріпильні нарізі були приведені у відповідність з міжнародними стандартами *ISO*. На допуски метричних нарізей із зазорами з діаметрами 0,25-0,9 мм діє ГОСТ 9000-81 [26]. Допуски метричних нарізей із зазорами з діаметрами 1-600 мм встановлені ГОСТ 16093-81 [25]. У зв'язку з тим, що діапазон діаметрів 1-600 мм найбільш розповсюджений у машинобудуванні, зупинимось тільки на особливостях останнього стандарту.

Для зовнішньої нарізі встановлено п'ять відхилів (*h*, *g*, *f*, *e*, *d*), для внутрішньої – чотири (*H*, *G*, *F*, *E*), які дозволяють одержати різні посадки з гарантованим зазором (рис. 7.3).

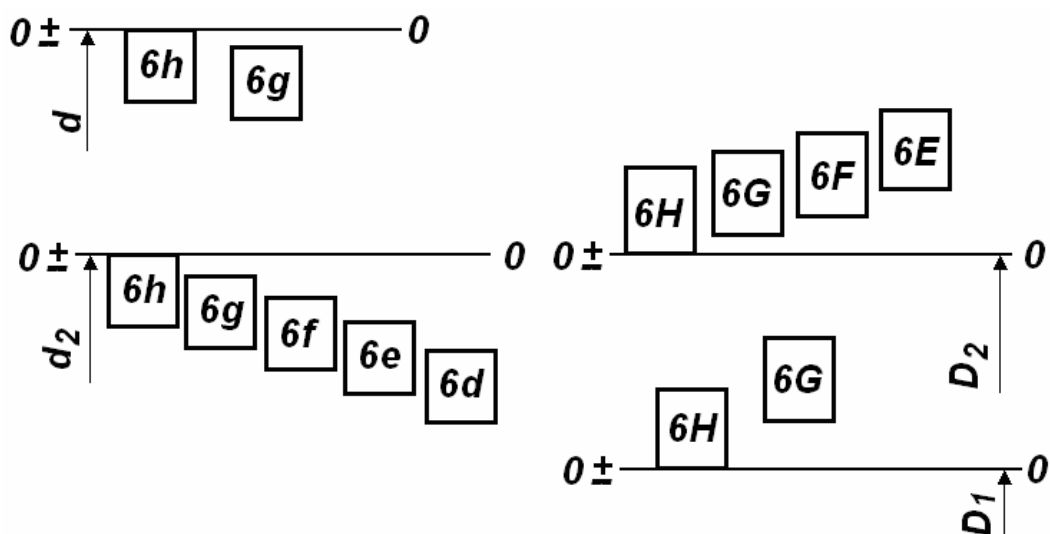


Рис. 7.3. Розташування полів допусків нарізі із зазором.

За графічного зображення допусків нарізі початком відліку відхилів діаметрів є номінальний профіль, спільний для зовнішньої і внутрішньої нарізей. Підрахунок ведеться у напрямку, перпендикулярному до осі нарізі. Основні відхилення *H* і *h* дорівнюють нулю.

Поля допусків створюються сполученням ступеню точності і основного відхилення. Наприклад, *7H* означає поле допуску гайки 7-го ступеня точності з відхиленням *H*; *7g* – поле допуску болта 7-го ступеня точності з відхиленням *g*. Поля допусків болтів і гайок установлені трьома класами точності: точний, середній і грубий.

Поняття класу використовується для порівняльної оцінки точності нарізі. На основі досвіду експлуатації нарізних з'єднань кожний клас характеризується відповідним набором полів допусків (табл. 7.2), переважаючи з яких наведено в рамках. Застосування полів допусків, узятих у дужки, слід за можливістю обмежити.

Рекомендовані поля допусків у нарізних з'єднаннях із зазором

Класи точності	Поля допусків за довжини згвинчування					
	зовнішня нарізь			внутрішня нарізь		
	<i>S</i>	<i>N</i>	<i>L</i>	<i>S</i>	<i>N</i>	<i>L</i>
Точні	(3h4h)	4h 4g	(5h4h)	4H	4H5H 5H	6H
Середні	5g6g (5h6h)	6f 6d 6e 6g 6h	7e6e 7g6g 7h6h	(5G) 5H	6H 6G	(7G) 7H
Грубі	—	8g 8h*	(9g8g)	—	7G 7H	(8G) 8H
*Тільки для нарізі з кроком $P \geq 0,8$ мм. Для нарізі з кроком $P < 0,8$ мм застосовується поле допуску 8h6h.						

Оскільки точність нарізі визначається поєднанням полів допусків за середнім діаметром d_2 (D_2), за зовнішнім d для зовнішніх і за внутрішнім D_1 для внутрішніх нарізей, позначення точності нарізі складається з позначенням поля допуску середнього діаметра, розміщеного на першому місці, і позначенням поля допуску зовнішнього d чи внутрішнього D_1 , розташованого на другому місці, наприклад 7h6g, 6H5H. Якщо поля допусків на ці параметри однакові, то в позначенні їх не повторюють (6h, 7H).

Нарізні з'єднання із зазорами застосовують у наразі, коли з'єднання працює за високих температур; слід швидко і легко згвинчувати деталі; на нарізні деталі наносять антикорозійні покриття; потрібна підвищена циклічна міцність нарізних з'єднань.

Відхили метричних нарізей із зазорами за ГОСТ 16093-81 наведено у Додатку Б (табл. Б.14).

5.2. Перехідні посадки

Перехідні посадки нарізних з'єднань за ГОСТ 24834-81 [27] застосовують у тих випадках, коли у процесі роботи слід забезпечити нерухомість з'єднання, але створення великого натягу може призвести до пошкодження деталей (вібрації, тонкостінні деталі тощо).

Перехідна посадка – посадка у нарізному з'єднанні, за якої поля допусків середніх діаметрів зовнішньої і внутрішньої нарізі перекриваються; у з'єднанні можливий як натяг, так і зазор.

Оскільки у перехідних посадках дуже малі натяги не можуть втри-мати деталі від розкручування (тим більше, якщо в з'єднанні будуть зазори), треба у конструкції нарізного з'єднання, де допускається використовувати перехідні посадки, передбачити додаткові елементи заклинювання. Такими є конічний збіг нарізі, плоскі бурти після нарізі чи циліндричні цапфи перед нарізною на кінці шпильки.

Перехідні посадки призначені для зовнішніх нарізей (нарізь на частині шпильки із сталі, що вкручується), сполучених з внутрішніми нарізками у деталях

із сталі, чавуну, алюмінієвих і магнієвих сплавів. За використання перехідних посадок для нарізних з'єднань з інших матеріалів потрібна їх додаткова перевірка.

Стандартом ГОСТ 24834–81 передбачено чотири поля допусків для зовнішньої нарізі (шпильки) *4jh*, *4j*, *4jk*, *2m* і три поля допусків для внутрішньої (нарізні отвори) – *3H*, *4H*, *5H*. Рекомендовані посадки наведено у табл. 7.3, а розташування полів допусків перехідних посадок показано на рис. 7.4.

Довжина згвинювання нарізних з'єднань з перехідними посадками повинна відповідати використовуваним матеріалам деталей із внутрішньою нарізкою і бути в межах для сталі 1–1,25, для чавуну 1,25–1,5, для алюмінієвих і магнієвих сплавів 1,5–2,0 номінального діаметра нарізі.

Відхили форми зовнішньої і внутрішньої нарізей, які визначаються різницею між найбільшим і найменшим дійсними середніми діаметрами, не може перевищувати 25 % допуску середнього діаметра. Зворотна конусність не допускається.

Таблиця 7.3

Рекомендовані поля допусків у нарізних з'єднаннях з перехідними посадками

Номінальний діаметр нарізі, мм	Матеріал деталі з внутрішньою нарізкою	Поля допусків нарізі		Посадки
		зовнішньої	внутрішньої	
Від 5 до 16	Сталь	<i>4jk</i>	<i>4H6H</i>	<i>4H6H</i> <i>3H6H</i>
		<i>2m</i>	<i>3H6H</i>	<i>4jk</i> <i>2m</i>
	Чавун, алюмінієві і магнієві сплави	<i>4jk</i>	<i>5H6H</i>	<i>5H6H</i> <i>3H6H</i>
		<i>2m</i>	<i>3H6H</i>	<i>4jk</i> <i>2m</i>
Від 18 до 30	Сталь	<i>4jk</i>	<i>4H6H</i>	<i>4H6H</i> <i>3H6H</i>
		<i>2m</i>	<i>3H6H</i>	<i>4jk</i> <i>2m</i>
	Чавун, алюмінієві і магнієві сплави	<i>4jk</i>	<i>4H6H</i>	<i>4H6H</i> <i>3H6H</i>
		<i>2m</i>	<i>3H6H</i>	<i>4jk</i> <i>2m</i>

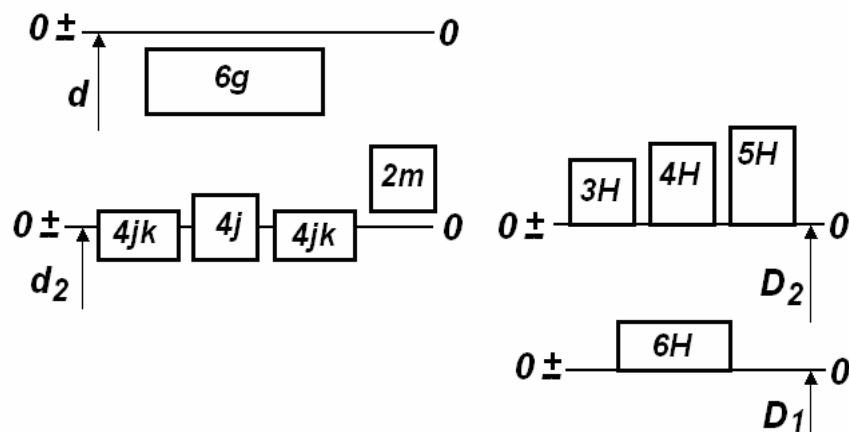


Рис. 7.4. Розташування полів допусків нарізей з перехідними посадками.

5.3. Посадки з натягом

Посадки з натягом для нарізних з'єднань застосовують у разі, коли треба усунути можливість саморозкручування тільки за рахунок натягу без застосування додаткових елементів заклинювання. Посадка з натягом – посадка в нарізних з'єднаннях, за якої поля допуску середніх діаметрів зовнішньої і внутрішньої нарізей розташовані над полем допуску середнього діаметра внутрішньої нарізі; у з'єднанні забезпечується натяг.

Посадки з натягом призначені для зовнішніх деталей із сталі (нарізь на частині шпильки, що закручується), з'єднувальних із внутрішніми нарізками деталей із сталі, високоміцних і титанових сплавів, чавуну, алюмінієвих і магнієвих сплавів. Стандартом (ГОСТ 4608–81 [28]) передбачено три поля допусків середнього діаметра d_2 зовнішньої нарізі (шпильки) – n , p , r (ступені точності 2 і 3) і одне поле допуску середнього діаметра D_2 для внутрішньої нарізі (отвір) – $2H$ (рис. 7.5).

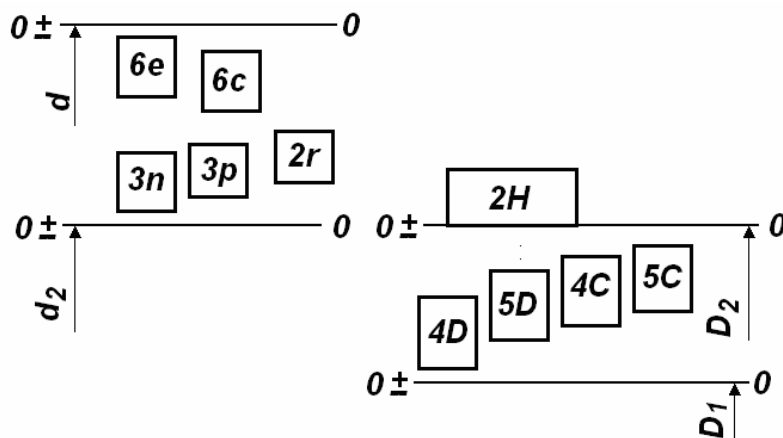


Рис. 7.5. Розташування полів допусків нарізі з натягом.

Поля допусків зовнішньої нарізі за d встановлені $6e$ і $6c$, а внутрішньої нарізі за D_1 – $4D$; $5D$; $4D$; $5C$, що по зовнішньому діаметру забезпечує зазор, а по середньому – натяг. Навіть за незначного збільшення натягу різко зростають напруження у з'єднанні, що може призвести до появи пластичних деформацій. Тому виникає потреба у проведенні селективного складання із сортуванням нарізних деталей на дві або три розмірні групи (рис. 7.6).

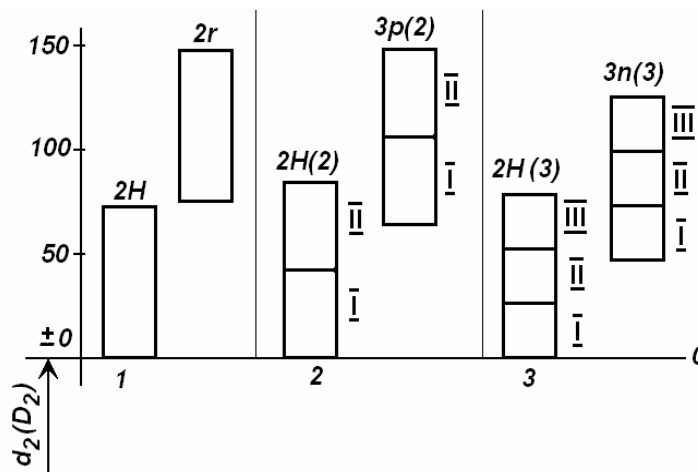


Рис. 7.6. Сортування нарізей за групами: 1– без сортування; 2– посадка з сортуванням на дві групи; 3– посадка з сортуванням на три групи.

Сортування треба проводити за власне середнім діаметром у середній частині довжини нарізі. Нарізні з'єднання слід складати із нарізних деталей однойменних розмірних груп. Поля допусків $3p$ і $3n$ без сортування на розмірні групи можна застосовувати у поєднанні з полем допуску $3H6H$, але оскільки ці посадки належать до перехідних, застосування вимагає додаткової перевірки.

Поля допусків зовнішньої нарізі за d встановлені $6e$ і $6c$, а внутрішньої нарізі за $D_1 - 4D; 5D; 4D; 5C$, що за зовнішнім діаметром забезпечує зазор, а за середнім – натяг.

Рекомендовані поля допусків та їх поєднання, що створюють посадки нарізних з'єднань із натягом, наведено у табл. 7.4. У дужках подано кількість груп сортування.

Таблиця 7.4

**Рекомендовані поля допусків і посадок
у нарізних з'єднань з натягом**

Матеріал деталі	Поля допусків			Посадки за кроком P , мм		Додаткові умови складання
	зовніш- ньої нарізі	внутрішньої нарізі за кроку P , мм		до 1,25	понад 1,25	
		до 1,25	понад 1,25			
Чавун і алюмінієві сплави	$2r$	$2H5D$	$2H5C$	$\frac{2H5D}{2r}$	$\frac{2H5C}{2r}$	—
Чавун, Алю- мінієві і маг-нієві сплави	$3p(2)$	$2H5D(2)$	$2H5C(2)$	$\frac{2H5D(2)}{3p(2)}$	$\frac{2H5C(2)}{3p(2)}$	Сортування на дві групи
Сталь, висо- коміцні і титанові сплави	$3n(3)$	$2H4D(3)$	$2H4C(3)$	$\frac{2H4D(3)}{3n(3)}$	$\frac{2H4C(3)}{3n(3)}$	Сортування на три групи

Границі сортувальних груп для посадок $\frac{2H5D(2)}{3p(2)}$ і $\frac{2H5C(2)}{3p(2)}$ за ГОСТ 4608-81 наведено у Додатку Б (табл. Б.16).

Границі сортувальних груп для посадок **2H5D(2)/3p(2)** і **2H5C(2)/3p(2)**
(за ГОСТ 4608-81, скорочено)

Номінальний діаметр нарізі, мм	Крок різі, <i>P, мм</i>	Зовнішня нарізь	Внутрішня нарізь	
		діаметри		
		<i>d₂</i>	<i>D₂</i>	<i>D</i>
		границі сортувальних груп <i>I</i> і <i>II</i>		
1	2	3	4	5
Понад 2,8 до 5,6	0,8	+72	+25	0
Понад 5,6 до 11,2	1	+81	+30	0
	1,25	+86	+31	0
Понад 11,2 до 22,4	1,25	+89	+35	0
	1,5	+98	+37	0
	1,75	+104	+40	0
	2	+115	+42	0
	2,5	+127	+45	0
Понад 22,4 до 45	2	+117	+45	0
	3	+145	+53	0

Лекція 8. Взаємозамінність шпонкових і шліцевих з'єднань

План: 1. Види, основні параметри і точність шпонкових з'єднань

2. Допуски і посадки шпонкових з'єднань

3. Основні параметри і методи центрування шліцевих з'єднань

4. Система допусків і посадок на бокові поверхні евольвентних шліцевих з'єднань

5. Умовні позначення шпонкових і шліцевих з'єднань

1. Види, основні параметри і точність шпонкових з'єднань

Із всієї різноманітності конструкцій шпонкових з'єднань в автотракторному і сільськогосподарському машинобудуванні найбільше поширені призматичні, сегментні й клинові шпонки. Перші два види з'єднань – ненапружені, третій – напружений.

Призматичні шпонки (рис. 8.1) використовують для одержання нерухомих ковзних з'єднань. З'єднання із сегментною шпонкою (рис. 8.2) потрібне для створення тільки там, де невисокі вимоги для співвісності з'єднаних деталей (шків, маховики). Основні розміри призматичних шпонок та їх пазів (рис. 8.1) визначаються за ГОСТ 23360–78 [29] (Додаток В табл. В.1).

Основні розміри сегментних шпонок та їх пазів (рис. 8.2) визначаються за ГОСТ 23360–78 [30] (Додаток В табл. В.2).

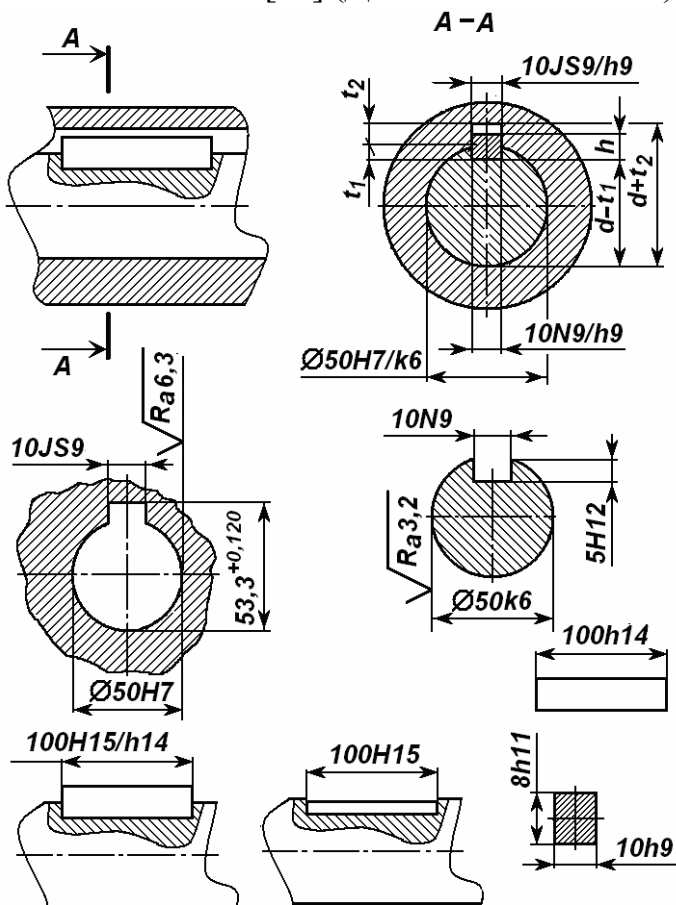


Рис. 8.1. Позначення розмірів і посадок прямобічного шпонкового з'єднання.

Працездатність шпонкових з'єднань визначається точністю посадок за шириною шпонки b . Останні розміри задають так, щоб виключити можливість затискання шпонки за висотою чи надмірне зниження поверхонь дотику бокових сторін.

2. Допуски і посадки шпонкових з'єднань

Допуски і посадки шпонкового з'єднання призначаються у такій послідовності: на з'єднання вал–втулка; на з'єднання шпонка–паз вала і шпонка–паз втулки; на несполучені розміри.

Залежно від призначення шпонкового з'єднання і умов його роботи рекомендуються поля допусків з'єднання вал–втулка за номінальним діаметром d (табл. 8.1).

Залежно від характеру з'єднань за шириною шпонки можуть мати три

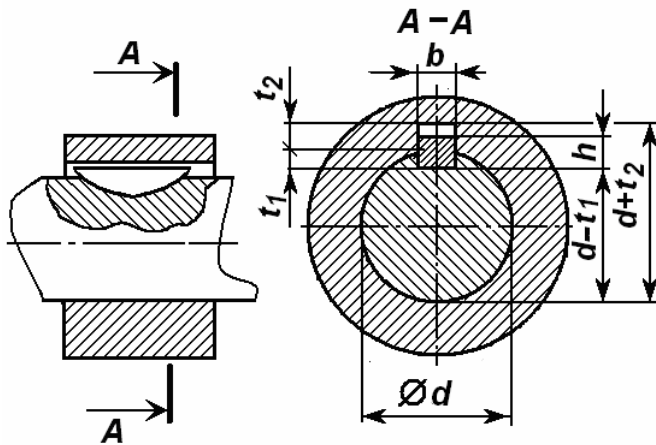


Рис. 8.2. Позначення розмірів з сегментною шпонкою.

посадки чи з'єднання: **вільне з'єднання**, що застосовується за утруднених умов складання і дії нереверсивних рівномірних навантажень, а також для одержання рухомих з'єднань за легких режимів роботи; **нормальне з'єднання** не потребує частого розбирання, не сприймає ударних реверсивних навантажень, відрізняються сприятливими умовами роботи; **щільне з'єднання** характеризується ймовірністю одержання приблизно однакових невеликих натягів у

з'єднаннях шпонки з обома пазами; складання використовується за нечастого розбирання і реверсивних навантажень.

Таблиця 8.1

Рекомендовані поля допусків у з'єднаннях вал–втулка

Умови роботи	Поля допусків		Посадки
	отвору	вала	
За точного центрування	<i>H6</i>	<i>js6, k6, m6, n6</i>	Перехідні
За великих динамічних навантажень	<i>H7, H8</i>	<i>s7, x8, u8, s8</i>	З натягом
За осьового переміщення втулки на валі	<i>H6, H7</i>	<i>h6, h7</i>	З зазором

Виходячи з цих умов, для сполучення шпонка–паз вала і шпонка–паз втулки ГОСТ 26630–78 установлює поля допусків (табл. 8.2), а взаємне розташування полів допусків зображене на рис. 8.3. Приклад позначення полів допусків нормального шпонкового з'єднання наведено на рис. 8.1.

Для полегшення складання і створення нерухомих або рухомих з'єднань валів і втулок одна і та ж шпонка боковими гранями (за шириною b) часто з'єднується з пазами вала і комплексної до нього втулки за різних посадок. Необхідні посадки одержують, змінюючи поля допусків пазів за незмінного поля допуску шпонки, тобто за шириною шпонкових з'єднань застосовують посадки у системі вала.

Решта розмірів шпонкового з'єднання (крім b) – це несполучені розміри, на які встановлено такі поля допусків: h – висота шпонки – за $H11$; l – довжина шпонки – за $H14$; L – довжина паза за валом – за $H15$; t_1 – виконавча глибина фрезерування паза вала – за $H12$; t_2 – виконавча глибина фрезерування паза втулки – за $H12$.

Таблиця 8.2

Рекомендовані поля допусків у сполученнях шпонкових з'єднань

Вид з'єднання і характер виробництва	Поле допусків		
	ширина шпонки	ширина паза вала	ширина паза отвору
Вільне з'єднання	<i>H9</i>	<i>H9</i>	<i>D10</i>
Нормальне з'єднання	<i>H9</i>	<i>N9</i>	<i>Js9</i>
Щільне з'єднання	<i>H9</i>	<i>P9</i>	<i>P9</i>
Для ширини пазів вала і отвору допускаються будь-які сполучення названих вище полів допусків [32]			
Ширина шпонки	<i>h9</i>	<i>h9</i>	<i>h9</i>
Ширина паза на валу	<i>P9</i>	<i>N9</i>	<i>H9*</i> ; <i>N9</i>
Ширина паза в отворі	<i>Js9</i>	<i>D10*</i> ; <i>Js9</i>	<i>D10</i>
Призначення посадок	Одиничне і серійне виробництво	Серійне і масове виробництво	Напрямні шпонки
*Рекомендується для з'єднань з довгими шпонками ($l \geq 2d$). Перед застосуванням бажана дослідна перевірка.			

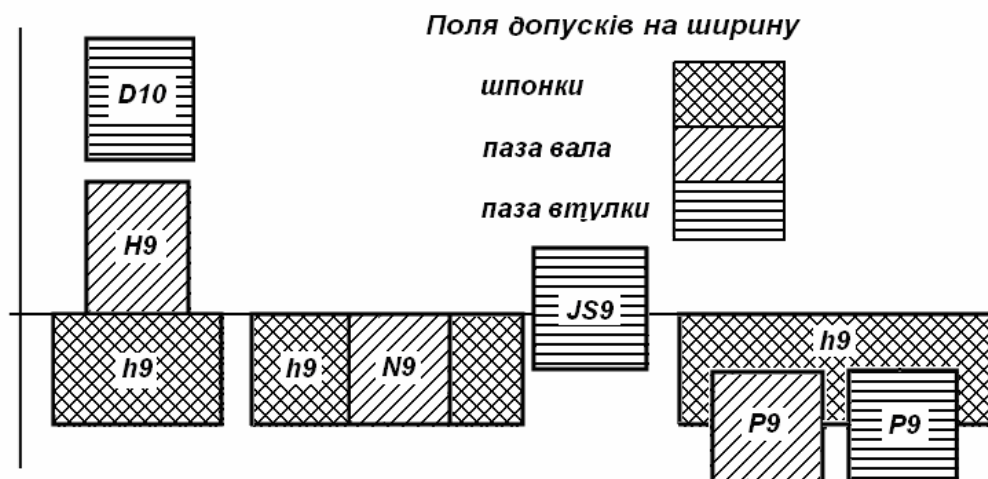


Рис. 8.3. Розташування рекомендованих полів допусків шпонкового з'єднання.

Граничні відхили глибини пазів вала і втулки призматичних шпонок залежать від їх висоти (табл. 8.3).

Таблиця 8.3

Граничні відхили t_1 і t_2 для призматичних шпонок

Глибина на валу t_1 (чи $d-t_1$)* і на втулці t_2 (чи $D+t_2$)	При h , мм		
	від 2 до 6	понад 6 до 18	понад 18 до 50
Граничний відхил розміру	+0,1	+0,2	+0,3
*Для вказаного розміру ті ж граничні відхили призначаються із знаком мінус.			

Граничні відхили ширини паза залежать від характеру з'єднання. Вони мають бути за нормального з'єднання: паз вала – *N9*, паз втулки – *JS9*; за щільного

з'єднання: паз вала і втулки – **P9**. Граничні відхилення шпонки встановлено для ширини **b** по **h9**, висоти – по **h11**, діаметра **d** – по **h12**.

Значення відхилення t_1 і t_2 для призматичних шпонок наведено в табл. 8.3, для сегментних – у табл. 8.4.

Таблиця 8.4

Граничні відхилення розмірів t_1 і t_2 з'єднань з сегментними шпонками

На валу t_1 (чи $D-t_1$)*				На втулці t_2 ($D+t_2$)	
Глибина, мм	від 1,4 до 3,7	понад 3,7 до 7,5	понад 7,5	від 1,4 до 10	понад 10
Граничні відхилення	$+0,1$	$+0,2$	$+0,3$	$+0,1$	$+0,2$
*Для вказаного розміру ті ж граничні відхилення призначаються із знаком мінус.					

Позначення шпонкових з'єднань на креслениках залежить від виконання: **1** – для передачі крутних моментів, **2** – для фіксації деталей.

3. Основні параметри і методи центрування шліцьових

Шліцьові з'єднання застосовують для передачі великих крутних моментів і за високих вимог до співвісності з'єднуваних деталей. У машинобудуванні прийнято з'єднання трьох видів: з прямобічним, евольвентним і трикутним профілем.

Основні параметри прямобічних шліцьових з'єднань (рис. 8.4) – зовнішній **D** і внутрішній **d** діаметри шліцьових валів і втулок, кількість шліців **z**, ширина шліців **b**.

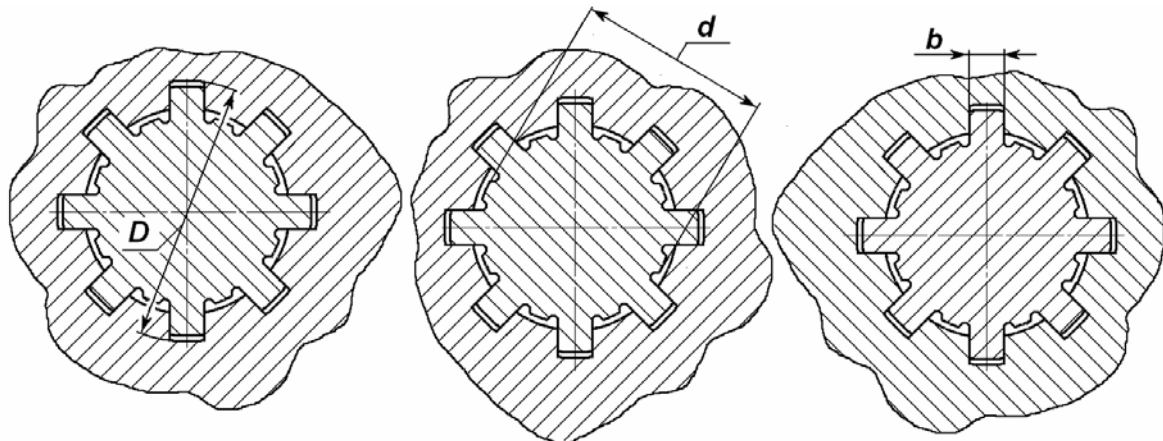


Рис. 8.4. Основні розміри шліцьового з'єднання.

Залежно від крутного моменту розрізняють три типи з'єднань: **легкої**, **середньої** і **важкої** серії. Розміри прямобічних шліцьових з'єднань встановлено ГОСТ 1139–80 [34].

Одним із показників точності шліцьових з'єднань є концентричність з'єднаних деталей, що зумовлена співвісністю центруючих поверхонь валів і втулок. У шліцьових з'єднаннях з прямобічним профілем застосовують три способи відносного центрування: за зовнішнім **D** і внутрішнім **d** діаметрами і за

боковими поверхнями шліців **b**. Перший спосіб – найбільш простий у разі високих вимог до точності центрування, коли твердість втулки не дуже висока і вона може бути оброблена чистовою протяжкою, а вал фрезерують і остаточно шліфують за зовнішнім діаметром. Таке центрування застосовують у нерухомих з'єднаннях, а також у рухомих, які передають малі крутні моменти. Центрування за діаметром **d** проводиться за високої твердості сполучених деталей. Цей спосіб дорогий, але дає найбільшу точність. Центрування по бокових поверхнях **b** використовують за невисокої точності центрування і реверсивних ударних навантажень.

Прямобічні шліцьові з'єднання мають, як правило, парне число зубів: **4, 6, 8, 10, 12, 16, 20 і 24**.

Складальний і детальні ескізи прямобічного шліцьового з'єднання **d-8x52H7/f7x60H12/a11x10D9/h9 ГОСТ 1139-80** наведено на рис. 8.5. Поля допусків, а також посадки валів і втулок, рекомендовані ГОСТ 1139-80 для різних способів центрування, наведено у табл. В. 4 – В. 6. Поля допусків нецентруючих розмірів – у табл. В. 7.

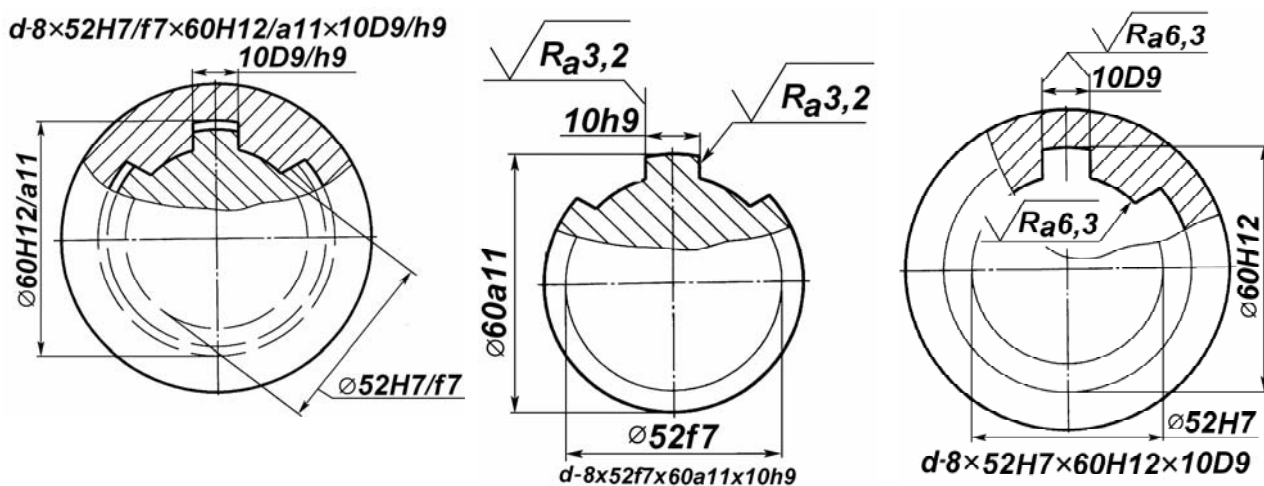


Рис. 8.5. Складальний і детальні ескізи прямобічного шліцьового з'єднання, вала і втулки.

Призначення евольвентних шліцьових з'єднань таке саме, як і прямобічних. Проте евольвентним з'єднанням властиві такі переваги: підвищена міцність через поступове потовщення зубів до основи і відсутність у профілю гострих кутів – концентраторів напружень; більша технологічність (для обробки валів усіх типорозмірів з відповідним модулем необхідна лише одна черв'ячна фреза); краще центрування і самоустановка під навантаженням.

Недоліками евольвентних шліцьових з'єднань вважається те, що за термообробки деталей шліфування зубів економічно не вигідне і що вартість евольвентних протяжок вища, ніж прямобічних.

Основні розміри цих з'єднань наведено у ГОСТ 6033–80 [35]. Вибірка із цього стандарту – у табл. В. 8. Цей же стандарт визначає вихідний контур, форму зубів і западин, модулі й кількість зубів, а також допуски і посадки. Деталі евольвентних шліцьових з'єднань центрують здебільшого, за боковими поверхнями **S** і зовнішнім діаметром **D**; допускається також центрування за внутрішнім діаметром **d**. Ширина западини втулки **e** і товщина зуба вала **s** вимірюються за дугою

ділильного кола. За необхідності можна застосовувати одночасне центрування за боковими поверхнями зубів і за одним із діаметрів. Проте таке підвищення точності шліцьового з'єднання пов'язане із збільшенням вартості виготовлення і має бути технічно та економічно обґрунтоване.

Відповідно до ГОСТ 1139–80 передбачено 20 полів допусків валів (із них 7 переважаючих) і 8 полів допусків отворів (із них 3 переважаючих). Із рекомендованих стандартом полів допусків валів і втулок прямобічного шліцьового з'єднання виділено такі переважаючі:

- валів—***g6, js6, f7, js7, k7, e8, f9, h9, d9, f9***;
- втулок—***H7, F8, D9, F10***.

Стандартом передбачено також рекомендовані поєднання полів допусків валів і втулок, що створюють посадки. Серед цих посадок, залежно від методу центрування, виділено переважаючі.

Центрування за внутрішнім діаметром:

- посадки діаметра ***d***, що центрується: ***H7/f7; H7/g6***;
- посадки за шириною ***b***: ***D9/h9; D9/js7; D9/k7; F10/f9; F10/js7***.

Центрування за зовнішнім діаметром:

- посадки діаметра ***D***, що центрується: ***H7/f7; H7/js6***;
- посадки за шириною ***b***: ***F8/f7; F8/f8; F8/js7***.

Центрування за боковими поверхнями зубів: посадки за шириною ***b***: ***F8/js7; D9/e8; D9/f8; F10/d9; F10/f8***.

Поля допусків нецентруючих діаметрів також установлено стандартом:

- при центруванні за ***D*** чи ***b*** поле допуску втулки за ***d*** — ***H11***;
- при центруванні за ***d*** чи ***b*** поле допуску втулки за ***D*** — ***H12***, вала за ***D*** — ***a11***.

Слід пам'ятати, що в усіх рекомендаціях, навіть за елементами, що центруються, забезпечується гарантований зазор, щоб компенсувати похибки форми і розташування поверхонь шліцьових зубів і западин.

Вибір посадок шліцьових з'єднань заснований на методі подібності. У зв'язку з тим, що поєднання шліцьових з'єднань з натягом утруднене через складність контурів шліцьових деталей, у стандартах відсутні посадки з натягом.

Нерухомі з'єднання можна одержати за допомогою перехідних посадок чи посадок з зазором (***H7/h7; H8/h7***). У шліцьових з'єднаннях застосовують посадки із збільшеними зазорами, необхідними для компенсації похибок форми шліцьових деталей і змащення.

4. Система допусків і посадок на бокові поверхні евольвентних шліцьових з'єднань

Система допусків і посадок евольвентних шліцьових з'єднань базується на сумарному допуску ***T***, що має допуски на ширину западин ***T_e***, товщину зуба ***T_s***, а також відхили і розташування елементів профілю западин (ГОСТ 6033–80).

Для ширини ***e*** западини встановлені відхили ***H9, H7, H11***, для товщини зуба вала ***s*** — ***a, c, d, f, g, h, k, n, p, r*** і 7 – 11 ступенів точності.

Для всіх полів допусків розмірів e і s встановлено по три відхили (рис. 8.6); основне (сумарне) – EI западин і es для шліца; верхнє – ES на ширину западини і es_e на товщину шліца; нижнє – EI_e на ширину западини і ei на товщину шліца.

Посадки за боковими поверхнями зубів передбачено тільки у системі отвору.

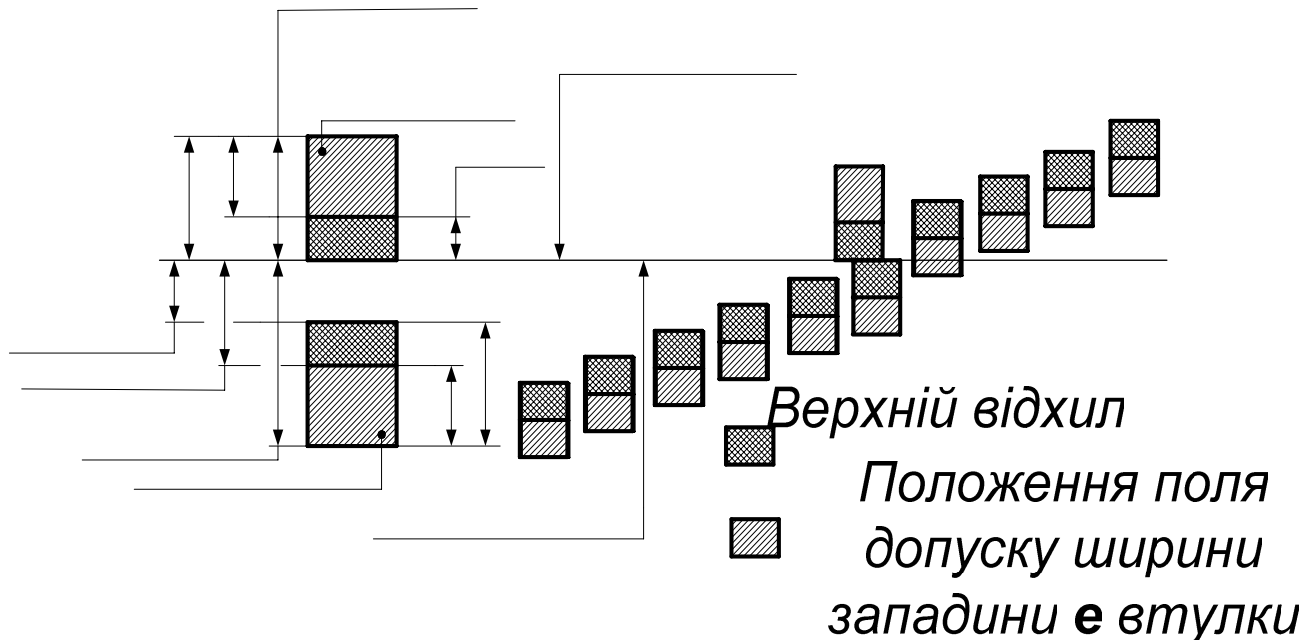


Рис. 8.6. Граничні відхили ширини западин втулки e і товщини s , а також посадки з'єднання за центрування за боковими поверхнями зубів (за ГОСТ 6033-80).

Граничні відхили розмірів e і s , а також допуски T_i , T_e (T_s) встановлено залежно від модуля m і діаметра дільного кола D_i .

Встановлено два ряди модулів $m = 0,5 - 10$ мм і номінальних діаметрів $D = 4 - 500$ мм, а також ряди кількості зубів $z = 6 - 8$.

Застосовують три способи центрування: за боковими поверхнями шліців (табл. 8.5) або за товщиною зубів s (найбільш поширений); за зовнішнім діаметром D_f і d_a ; за внутрішнім діаметром D_i і d_i (сумарний).

ГОСТ 6033-80 для з'єднань за боковими поверхнями зубів замість квалітетів встановлює ступені точності, які позначають (у порядку збільшення допусків на розміри e і s) цифрами 7-11, а також спеціальні ступені точності 5 і 6.

Для з'єднання втулок і валів за боковими поверхнями зубів встановлено допуски T_e і T_s (рис. 8.6); сумарний допуск EI включає також допуск на відхил форми і розташування елементів профілю западини або зуба. Для сумарних допусків, у зв'язку з їх поділом на дві частини, встановлено по три граничних відхили:

- 1) основний (сумарний) відхил EI – для допусків ширини западини і товщини зуба, що визначають положення полів допусків відносно нульової лінії;
- 2) відхили, що визначають границю між допуском на відхил форми і розташування елементів профілю западини або зуба і допуском на розмір e або s , тобто нижній відхил EI_a – для ширини западини і верхній відхил es_a ;

3) відхили, що визначають верхню границю поля допуску ширини западини і нижню границю поля допуску зуба, тобто верхній відхил ES – для ширини западини і нижнє ei – для товщини зуба.

Таблиця 8.5

Евольвентне шліцьове з'єднання. Рекомендовані поля допусків ширини западини втулки і товщини зубів вала (за ГОСТ 6033-80)

Ступінь точності	Втулка	Вал									
	Основні відхилення										
	<i>H</i>	<i>r</i>	<i>p</i>	<i>n</i>	<i>k</i>	<i>h</i>	<i>g</i>	<i>f</i>	<i>d</i>	<i>c</i>	<i>A</i>
7	7 <i>H</i>			7 <i>n</i>		7 <i>h</i>		7 <i>f</i>			
8			8 <i>p</i>		8 <i>k</i>			8 <i>f</i>			
9	9 <i>H</i>	9 <i>r</i>				9 <i>h</i>	9 <i>g</i>		9 <i>d</i>		
10									10 <i>d</i>		
11	11 <i>H</i>									11 <i>c</i>	11 <i>a</i>
Рекомендовані посадки за боковими поверхнями шліців											
$\frac{7H}{9r}$	$\frac{7H}{8p}$	$\frac{7H}{7n}$	$\frac{7H}{8k}$	$\frac{7H}{7h}$	$\frac{9H}{8k}$	$\frac{9H}{9h}$	$\frac{9H}{9g}$	$\frac{9H}{7f}$	$\frac{9H}{8f}$	$\frac{11H}{10d}$	
<p>Примітки: 1. Поля допусків, що замкнуті в рамки, є переважаними для посадок із зазором. 2. Дозволяється застосування інших посадок, що утворені з полів допусків, наведених у таблиці.</p> <p>В обґрунтованих випадках можна застосовувати спеціальні поля допусків, що отримані поєднанням додаткових основних відхилів b, e, j і m і допусків у ступенях точності 5 і 6 (див. ГОСТ 6033-80).</p>											

Значення граничних відхилів EI_e , ES , ei_e і ei за відомих значень основних (сумарних) відхилів і допусків T , T_e і T_s можна обчислити за такими формулами (отримані шляхом перетворення формули (1.3):

$$\text{для ширини западини при } EI = 0 \quad EI_e = T - T_e; \quad (8.1)$$

$$\text{для товщини зуба } ei = es - T; \quad es_e = T_s - ei. \quad (8.2)$$

Поле допуску розмірів евольвентних шліцьових з'єднань позначаються цифрою (квалітетом) і літерою основного відхилення, наприклад, $9H$, $8p$. Це дає можливість відрізнати поля допусків евольвентних шліцьових з'єднань від гладких, в яких цифра розташована після літери, крім допусків на ширину западини і товщини зуба вала ГОСТ 6033–80 встановлює також граничні значення радіального биття F_r зубчастого вінця відносно центруючих діаметрів.

ГОСТ 6033–80 встановлює також граничні значення радіального биття F_r зубчастого вінця відносно центруючих діаметрів.

За центрування за зовнішнім діаметром для евольвентного шліцьового з'єднання встановлено поля допусків центруючих діаметрів D_f і d_a , їх поєднання (табл. 8.6). За вибору полів допусків ряд 1 є переважаним відносно ряду 2.

Поля допусків ширини западини e слід призначати $9H$ або $11H$, а поля допусків товщини зуба вала s –відповідно $9h$, $9g$, $9d$, $9c$, $11a$. Поля допусків діаметрів, що не центруються, за центрування за боковими поверхнями зубів і за

центрування за зовнішнім діаметром мають відповідати даним, показаним у табл. 8.7.

Таблиця 8.6

Поля допусків діаметрів, що центруються

Діаметр, що центрується	Поле допуску	
	1-й ряд	2-й ряд
D_f	H7	H8
d_a	n6, js6, h6, g6, f7	n6, h6, g6, f7

Таблиця 8.7

Поля допусків діаметрів, що не центруються

Центрування	Нецентру- ючий діаметр	Поле допуску
За боковими поверхнями зубів	D_f	За плоскої форми дна западин H6 За закругленої форми дна западин $D_{fmin} = D$
	D_a	H11
	d_a	За плоскої форми дна западин h16
	d_f	За закругленої форми дна западин $d_{fmin} = D - 2,2m$
За зовнішнім діаметром	D_a	H11 За плоскої форми дна западин h16
	d_f	За закругленої форми дна западин $d_{fmin} = D - 2,2m$

5. Умовні позначення шпонкових і шліцьових з'єднань

Призматичні шпонки виготовляють у трьох виконаннях: *перше* – з скругленими торцями; *друге* – з плоскими торцями (рис. 8.2); *третє* – з одним плоским, а іншими скругленими торцями. У позначенні призматичних і клинових шпонок вказують виконання шпонки, ширину b , висоту h , довжину l , номер стандарту.

Клинові шпонки виготовляють у чотирьох виконаннях: *перше* – з головкою; *друге-четверте* – плоскі без головок, аналогічні призматичним шпонкам відповідно у виконаннях *перше* – *третє*. У умовному позначенні виконання (крім першого) вказують цифрою, що відповідає номеру виконання відразу після слова шпонка

Наприклад, шпонка *другого* виконання з розмірами $b = 10$, $h = 8$ і $l = 63$ мм позначені:

призматична : Шпонка 2 – 10 х 8 х 63 ГОСТ 23360–78;

клинова: Шпонка 2 – 10 х 8 х 63 ГОСТ 24068–80.

В умовних позначеннях сегментних шпонок не вказують довжину l , наприклад, сегментна шпонка з розмірами $b = 5$ і $h = 6,5$ мм:

Шпонка 50 х 6,5 ГОСТ 24071–80.

Умовне позначення шліцевих прямобічних з'єднань, їх втулок і валів вміщує літеру, що позначає поверхню центрування (відповідно до способу центрування D, d і b), число зубів і номінальні розміри з'єднання D, d і b , умовні позначення полів допусків або посадок для поверхонь, що центруються, і незалежно від способу центрування для розміру b .

На складальних креслениках вказують умовне позначення полів допусків посадок, а на креслениках валів і втулок – лише поля допусків відповідних розмірів деталі. Допуски діаметрів, що не центруються, в умовних позначеннях можна не вказувати.

Приклад умовного позначення з'єднання з числом шліців $z=8$, внутрішнім діаметром $d = 53$ мм, зовнішнім діаметром $D = 60$ мм, шириною шліца $b = 10$ мм, з центруванням за внутрішнім діаметром, з посадками за діаметром центрування $H7/e8$ і по $b - D9/f8$:

$d-8 \times 52H7/f7 \times 60H12/a11 \times 10D9/f8$ ГОСТ 1139-80.

Умовне позначення відповідно втулки і вала цього з'єднання:

$d-8 \times 52H7 \times 60H12 \times 10D9$; $d-8 \times 52f7 \times 60a11 \times 10f8$.

$D-8 \times 52 \times 60H7/f7 \times 10D9/h9$ ГОСТ 1139-80 (центрування за D).

$b-8 \times 52 \times 60H12/a11 \times 10D9/f8$ (центрування за b).

Умовне позначення шліцевих евольвентних з'єднань утримує номінальний діаметр з'єднання, модуль, умовне позначення посадки (на креслениках вала і втулки – відповідні цим деталям поля допусків) і номер стандарту.

Наприклад: з'єднання з центруванням за боковими сторонами шліців, $D=50$ мм, $m=2$ мм, посадка $9H/9g$: **$50 \times 2 \times 9g$ ГОСТ 6033-80;**

з'єднання з центруванням за зовнішнім діаметром D_f і d_a , $D=50$ мм, $m=2$ мм, посадка $H7/g6$: **$50 \times H7/g6 \times 2$ ГОСТ 6033-80;**

з'єднання з центруванням за внутрішнім діаметром D_a і d_f , $D=50$ мм $m=2$ мм, посадка $H7/g6$: **$i50 \times 2 \times H7/g6$ ГОСТ 6033-80.**

Лекція 9. Розрахунок розмірних ланцюгів

План: 1. Роль розмірного аналізу в підвищенні якості сільськогосподарської техніки. Терміни та визначення

2. Розв'язання плоских розмірних ланцюгів

2.1. Метод повної взаємозамінності

2.2. Розрахунок розмірного ланцюга методом регулювання

Похибки і зміна розмірів складових ланок призводять до зміни розмірів замикаючої ланки, що впливає на працездатність машин і обладнання. Тому, щоб забезпечити нормальну роботу механізмів під час ремонту машин і обладнання, насамперед, необхідно відновлювати точність розмірних ланцюгів.

Теорія розмірних ланцюгів у СРСР була розроблена Б.С. Балакшиним, А.А. Бородачевим і П.Ф. Дунаєвим [7]. Основні терміни і визначення розмірних ланцюгів встановлені РД 50-635-87 [36].

Розмірним ланцюгом називають сукупність розмірів, що створюють замкнутий контур і безпосередньо беруть участь у вирішенні поставленого завдання. Розміри, що створюють розмірний ланцюг, називають ланками розмірних ланцюгів.

Розмірні ланцюги класифікують: за місцем виробу – **детальні, складальні**; розміщенням – **лінійні, кутові, площинні, просторові**; за застосуванням – **конструкторські, технологічні, вимірювальні**.

Розмірні ланцюги, ланки яких – лінійні розміри, називаються **лінійними**. Розмірні ланцюги називають **площинними**, якщо їх ланки розташовані в одній чи кількох паралельних площинах.

Ескіз складаної одиниці та схеми лінійних розмірних ланцюгів зображено на рис. 9.1. Розміри $A_1, A_2, B_1, B_2, B_3, B_2$ і т.д., що утворюють розмірний ланцюг, називають складовими розмірами або ланками. Ланки A_4, B_4, B_4 зміна точності яких є результатом зміни складових ланок, називаються **замикальними ланками**. Замикальний розмір одержують останнім у процесі обробки, складання чи вимірювання. Його значення і точність залежать від значень і точності складових ланок ланцюга.

Складові ланки поділяються на збільшувальні та зменшувальні.

Збільшувальними ланками розмірного ланцюга називають ланки, із збільшенням яких замикальна ланка збільшується і навпаки.

Зменшувальними ланками розмірного ланцюга називають ланки, із збільшенням яких замикаюча ланка зменшується і навпаки. Так, на рис. 1.65, збільшувальними ланками є розміри A_1, B_2, B_1 ; розміри $A_2-A_3, B_4-B_9, B_2-B_4$ – зменшувальними; A_4, B_4, B_4 – замикальні ланки.

Для зручності вирішення складають схему розмірного ланцюга, яка є графічним без масштабним зображенням (див. рис. 9.1).

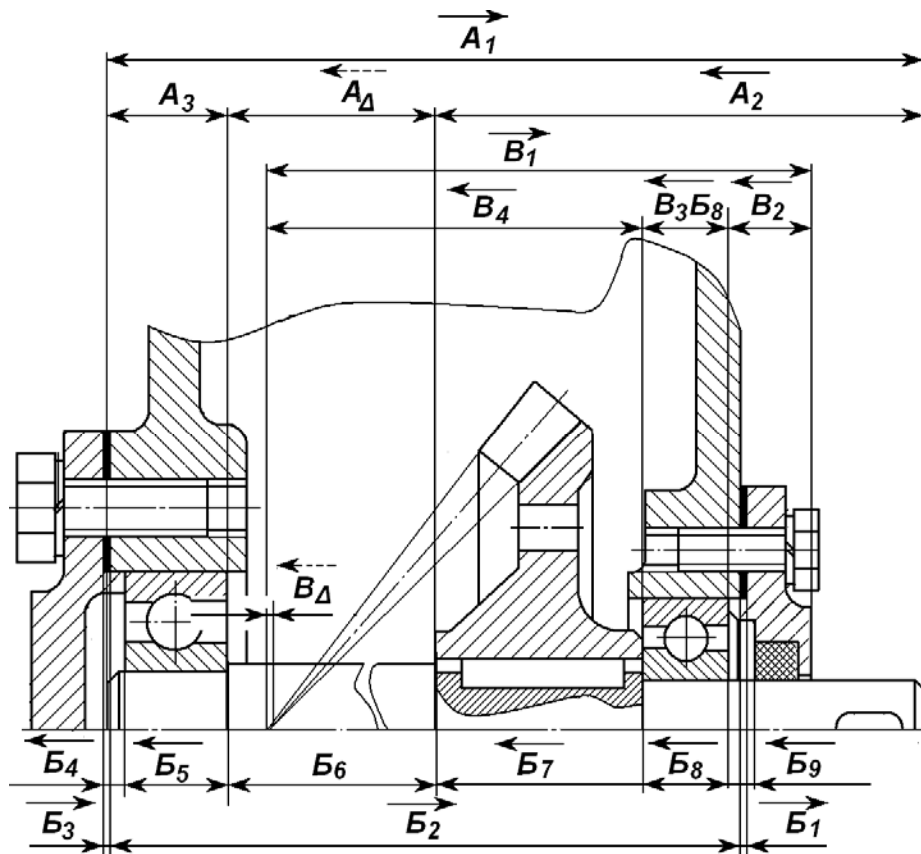


Рис. 9.1. Ескіз складальної одиниці та схеми розмірних ланцюгів.

Розмірні ланцюги використовують для розв'язання двох типів задач: *першої* і *другої*.

У *першій задачі* визначаються номінальні розміри і поля допусків складальних ланок за заданими граничними розмірами замикаючої ланки. Номінальні розміри складальних ланок, як правило, визначають попередньо на основі розрахунків або з конструктивних зображень.

Перша задача типова за розв'язання конструкторських розмірних ланцюгів.

У *другій задачі* визначаються номінальні розміри і граничні відхили замикальної ланки за відомими номіналами і граничним відхилами складальних ланок. *Друга задача*, за необхідності, дозволяє перевірити правильність розв'язання *першої задачі*. Розмірні ланцюги можливо розв'язувати декілька методами (РД 50-635-87 [36]).

Повній взаємозамінності (метод максимуму–мінімуму) – потрібна точність замикальної ланки розмірного ланцюга, що досягається у всіх без винятку об'єктів за введення до її складу ланок без вибору, підбору або будь якого припасування.

Неповній взаємозамінності (імовірний метод) – потрібна точність замикальної ланки розмірного ланцюга в умовах без пригінного збирання, що досягається не у всіх, а лише у більшій зарані зумовленої їх частини.

Розв'язання високоточних конструкторських ланцюгів можливе шляхом введення до їх складу ланки–компенсатора. Коли для досягнення потрібної

точності замикальної ланки з компенсатора кожного об'єкта усувають зайвий у даному разі шар матеріалу – це **метод припасування**.

Коли зумовлена можливість змінювати дійсний розмір компенсатора без зняття матеріалу (підбором із ряду зарані виготовлених або переміщенням з наступною фіксацією) – це **метод регулювання**.

Можливе також застосування методу **групової взаємозамінності**, за якого точність замикальної ланки досягається за рахунок введення до розмірного ланцюга окремих складальних ланок, які попередньо сортують за дійсними розмірами на групи.

2. Розв'язання плоских розмірних ланцюгів

2.1. Метод повної взаємозамінності

Розглянемо основні співвідношення і порядок розрахунку розмірних ланцюгів з паралельними ланками за методом **повної взаємозамінності** (максимуму-мінімуму).

Розв'язання **першої задачі** має такий вигляд.

Номінальний розмір замикальної ланки:

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n A_{i\delta} - \sum_{i=1}^p A_{i\text{зм}}, \quad (9.1)$$

де n і p – число відповідно збільшувальних і зменшувальних ланок, тобто $n+p=m-1$. Тут m – загальне число ланок.

Рівняння граничних розмірів замикальної ланки має вигляд:

$$A_{\Delta\text{max}} = \sum_{i=1}^n A_{i\delta\text{max}} - \sum_{i=1}^p A_{i\text{змmin}}; \quad (9.2)$$

$$A_{\Delta\text{min}} = \sum_{i=1}^n A_{i\delta\text{min}} - \sum_{i=1}^p A_{i\text{змmax}}. \quad (9.3)$$

Рівняння граничних відхилів розміру замикальної ланки має вигляд:

$$\Delta_{\delta} A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_{\delta} A_{i\delta} - \sum_{i=1}^p \Delta_{\text{н}} A_{i\text{зм}}; \quad (9.4)$$

$$\Delta_{\text{н}} A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_{\text{н}} A_{i\delta} - \sum_{i=1}^p \Delta_{\delta} A_{i\text{зм}}. \quad (9.5)$$

Тут $\Delta_{\delta} A_{\Delta}, \Delta_{\text{н}} A_{\Delta}$ – відповідно верхнє та нижнє граничні відхили замикальної ланки; $\Delta_{\delta} A_{i\delta}, \Delta_{\text{н}} A_{i\delta}$ – відповідно верхній та нижній граничні відхили збільшувальної ланки; $\Delta_{\delta} A_{i\text{зм}}, \Delta_{\text{н}} A_{i\text{зм}}$ – відповідно верхній та нижній граничні відхили зменшувальної ланки.

У цих рівняннях нижні і верхні відхили збільшувальних і зменшувальних розмірів будуть зі своїми знаками.

Допуск замикальної ланки дорівнює:

$$TA_{\Delta} = TA_1 + TA_2 + \dots + TA_{m-1}, \quad (9.6)$$

тобто допуск замикальної ланки дорівнює сумі абсолютних значень допусків складових ланок.

З цього рівняння можна зробити висновок: чим більше деталей у складальному ланцюгу, тим ретельніше слід обробляти їх для забезпечення заданої точності складання.

У інженерній практиці більш широко застосовується метод повної взаємозамінності, особливо в дрібносерійному та ремонтному виробництві.

Друга задача розв'язується в такій послідовності.

Визначають допуск замикальної ланки за заданими граничними відхилами цієї ланки:

$$TA_{\Delta} = \Delta_{\delta} A_{\Delta} - \Delta_{\pi} A_{\Delta} = A_{\Delta \max} - A_{\Delta \min}. \quad (9.7)$$

Визначають середній квалітет розмірного ланцюга за середнім числом одиниць допуску:

$$k = (TA_{\Delta} - \sum_{i=1}^{n+p} TA_i) / \sum_{i=1}^{n+p} i \quad (9.8)$$

де $\sum_{i=1}^{n+p} TA_i$ – сума допусків складових ланок, допуски яких задані; $\sum_{i=1}^{n+p} i$ – сума одиниць допусків складових ланок, допуски яких визначаються за табл. 1.4.

При цьому квалітет визначають за величиною числа одиниць допуску k (табл. 1.3). Визначають суму допусків усіх складових ланок:

$$\sum_i^{n+p} TA_i = TA_1 + TA_2 + \dots + TA_{m-1}. \quad (9.9)$$

Установлюємо граничні відхили складових ланок (крім ланок із заданими відхилами). При визначенні граничних відхилів складових ланок часто користуються координатою середини поля допуску $\Delta_0 A_i$ і половиною допуску $TA_i / 2$. Граничні відхили визначають також за технологічними правилами: для розмірів охоплюючих поверхонь (діаметр отвору, ширина паза та інші) відхили призначають як для основного отвору H ($\Delta_{\pi} A_i = 0$); для розмірів охоплюваних поверхонь (діаметр вала, товщина виступу та інші) відхили визначають як для основного вала h ($\Delta_{\delta} A_i = 0$). Для таких розмірів як глибина отвору, ширина виступу, міжосьова відстань, граничні відхили приймають симетричними $\pm IT14 / 2$.

Порівняємо допуск замикальної ланки з визначеною сумою допусків усіх складових ланок. Якщо $TA_{\Delta} = \sum_i^{n+p} TA_i$, то допуски усіх ланок визначені правильно.

Коли $TA_{\Delta} \neq \sum_i^{n+p} TA_i$, то допуск однієї з ланок (коригований) слід визначити додатково. Часто, враховуючи конструктивно-експлуатаційні вимоги, коригують допуски складових ланок так, щоб відповідали умові (1.108). Коли $TA_{\Delta} \neq \sum_i^{n+p} TA_i$, то з числа складових ланок визначають коригувальну ланку. Її граничні відхили

визначають за формулами (9.4, 9.5). Перевіряють правильність розрахунку розмірного ланцюга за формулою (9.6).

За розрахунками розмірних ланцюгів із застосуванням положень теорії імовірності визначають число одиниць допуску за формулою:

$$k = (TA_{\Delta} - \sum_{i=1}^{n+p} TA_i) / \sqrt{\sum_{i=1}^{n+p} i^2} \quad (9.10)$$

Для визначення граничних відхилів у розрахунок вводять середній відхил, тобто середину поля допуску:

$$\Delta_o A_i = (\Delta_a A_i + \Delta_i A_i) / 2 \quad (9.11)$$

де $\Delta_a A_i$ і $\Delta_i A_i$ підставляються зі своїми знаками.

Тоді граничні відхили i -ої ланки:

$$\Delta_a A_i = \Delta_o A_i + TA_i / 2; \quad \Delta_i A_i = \Delta_o A_i - TA_i / 2. \quad (9.12)$$

Аналогічні формули для замикальної ланки:

$$\Delta_a A_{\Delta} = \Delta_o A_{\Delta} + TA_{\Delta} / 2; \quad \Delta_i A_{\Delta} = \Delta_o A_{\Delta} - TA_{\Delta} / 2. \quad (9.13)$$

Співвідношення між середніми відхилами замикальної та складальними ланками таке:

$$\Delta_o A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_o A_{i_{\Sigma}} - \sum_{i=1}^p \Delta_o A_{i_{\Sigma}}. \quad (9.14)$$

2.2. Розрахунок розмірного ланцюга методом регулювання

За цього методу необхідна точність замикальної ланки досягається введенням в ланцюг компенсуючої ланки K чи регулюючого пристрою для того, щоб зміною розміру K (без знімання шару металу) або його положення одержати замикальної розмір, що перебуватиме у встановлених межах.

Співвідношення між допусками замикальної, складових і можливим зменшенням розміру компенсуючої ланки має вигляд:

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{n+p} TA_i - V_K. \quad (9.15)$$

Необхідна компенсація:

$$V_K = \Delta_a K - \Delta_i K. \quad (9.16)$$

Компенсуюча ланка може входити до ланцюга як збільшувальний чи зменшувальний розмір. Якщо K є збільшувальним, то за найбільших значень збільшувальних ланок слід поставити компенсатор найменшої величини. Якщо K є зменшувальним, то за найбільших значень зменшувальних ланок слід поставити компенсатор найбільшої величини.

Виходячи з цього, формули для визначення номінальних і граничних розмірів K мають вигляд.

для K збільшувальної ланки:

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n A_{i_{\Sigma}} - \sum_{i=1}^p A_{i_{\Sigma}} + K; \quad (9.17)$$

$$A_{\Delta max} = \sum_{i=1}^n A_{i\delta max} - \sum_{i=1}^p A_{i\delta min} + K_{min}; \quad (9.18)$$

$$A_{\Delta min} = \sum_{i=1}^n A_{i\delta min} - \sum_{i=1}^p A_{i\delta max} + K_{max}. \quad (9.19)$$

для K зменшувальної ланки:

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n A_{i\delta} - \sum_{i=1}^p A_{i\delta} - K; \quad (9.20)$$

$$A_{\Delta max} = \sum_{i=1}^n A_{i\delta max} - \sum_{i=1}^p A_{i\delta min} - K_{max}; \quad (9.21)$$

$$A_{\Delta min} = \sum_{i=1}^n A_{i\delta min} - \sum_{i=1}^p A_{i\delta max} - K_{min}. \quad (9.22)$$

Формула для визначення відхилів K така:

для K збільшувальної ланки – $\Delta_{\delta} A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_{\delta} A_{i\delta} - \sum_{i=1}^p \Delta_{\delta} A_{i\delta} + \Delta_{\delta} K; \quad (9.23)$

$$\Delta_{\delta} A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_{\delta} A_{i\delta} - \sum_{i=1}^p \Delta_{\delta} A_{i\delta} + \Delta_{\delta} K. \quad (9.24)$$

для K зменшувальної ланки – $\Delta_{\delta} A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_{\delta} A_{i\delta} - \sum_{i=1}^p \Delta_{\delta} A_{i\delta} - \Delta_{\delta} K; \quad (9.25)$

$$\Delta_{\delta} A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_{\delta} A_{i\delta} - \sum_{i=1}^p \Delta_{\delta} A_{i\delta} - \Delta_{\delta} K. \quad (9.26)$$

Кількість прокладок розраховують за формулою з округленням до цілого числа: $n = (V_{\kappa} / TA_{\Delta}) = 1 \quad (9.27)$

Товщина змінних прокладок дорівнює (з округленням у бік зменшення): $S = V_{\kappa} / n \quad (9.28)$

1.8.2.3. Метод групової взаємозамінності (селективне складання)

Метод селективного складання полягає у тому, що деталі, які надходять на складання, обробляють з розширеними допусками, що відповідають економічній точності обладнання. Після цього деталі сортують на кілька груп n з дуже точними взаємними розмірами всередині кожної групи. Розбивають на групи, поділяючи поля допусків вала і отвору на кілька частин. При цьому виходять нові допуски, що називаються груповими TD_{gp}, Td_{gp} (рис. 9.2).

До кожної групи після сортування входять деталі підвищеної точності (з допусками TD_{gp}, Td_{gp}). За сполучення таких деталей одержують дуже точну посадку, з малими коливаннями зазорів і натягів. Сортують за допомогою граничних калібрів, сортувальних автоматів та інших засобів.

Кількість груп селекції не є довільною, а залежить від вимоги поліпшення посадки. Поліпшення ж посадки досягають, зменшуючи груповий допуск. Проте

зменшувати груповий допуск доцільно тільки до певної міри. Тому вибирати число груп розбивки треба за спеціальною методикою.

Виходячи з цієї методики, можна запропонувати такі формули для підрахунку найвигіднішого числа груп сортування деталей: для посадки, якщо $TD = Td$

$$n = \frac{TD}{S(N)_{max}^{zp} - S(N)_{min}^{cm} - Td}; \text{ якщо } T \neq Td, \text{ то} \quad (9.29)$$

$$n = \frac{Td}{S_{max}^{zp} - S_{min}^{cm} - Td}; \quad (9.30)$$

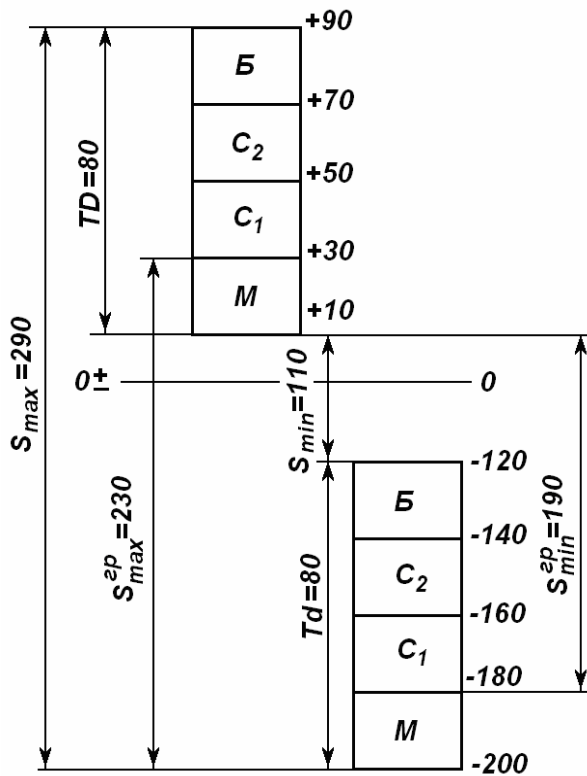


Рис. 9.2. Схема полів допусків.

$$n = \frac{Td}{N_{max}^{zp} - N_{min}^{cm} - TD}, \quad (9.31)$$

де S_{min}^{cn} , N_{min}^{cn} – найменші складальні зазори і натяги, що досягаються комплектуванням за розмірними групами (вказуються в технічних умовах на складання); S_{max}^{ad} , N_{max}^{ad} – найбільші табличні зазори або натяги. Їх виявляють розрахунком, виходячи з діаметрів отворів і валів після обробки на верстатах.

Селективне складання застосовують, крім сполучень вал-втулка, і для збирання вальниць і відповідних нарізних з'єднань з натягом. Для них селективне складання є

єдиним економічно доцільним методом забезпечення необхідної точності.

Лекція 10. Взаємозамінність зубчастих і черв'ячних передач

План: 1. Експлуатаційні вимоги до зубчастих і черв'ячних передач

2. Параметри точності зубчастих передач. Норми точності зубчастих і черв'ячних передач. Види сполучень і норми точності бокового зазору

3. Система допусків на циліндричні зубчасті передачі

4. Порядок розрахунку бокового зазору і вибір виду сполучення зубів

5. Комплексні та по елементні норми точності зубчастих передач

6. Основні відомості про допуски конічних і гіпоїдних передач

7. Особливості системи допусків і посадок черв'ячних циліндричних передач

8. Позначення норм точності зубчастих і черв'ячних коліс на кресленнях

1. Експлуатаційні вимоги до зубчастих і черв'ячних передач

Зубчаста та черв'ячна передачі – це складні кінематичні пари, точність яких забезпечується багатьма параметрами. Від зубчастих передач залежить робота машин у цілому – плавність і безшумність ходу автомобіля, передача великих обертальних моментів у тракторі, забезпечення точного передаточного відношення в механізмі газорозподілу двигунів, висока точність кінематичних ланцюгів металорізальних верстатів тощо. Збільшення швидкостей і навантажень, підвищення вимог до надійності й довговічності призводять до необхідності виготовлення більш точних зубчастих передач.

Зубчасті передачі класифікуються таким чином.

За розташуванням осей зубчасті передачі поділяються на: циліндричні, конічні, гвинтові, гіпоїдні, черв'ячні й спіроїдні. Циліндричні зубчасті колеса (осі паралельні) бувають з прямими, косими і шевронними зубами. Профіль зубів може бути евольвентним, циклоїдним та ін. Конічні зубчасті колеса (осі перетинаються) виконуються з прямими, тангенціальними, коловими, циклоїдними зубами.

За експлуатаційним призначенням зубчасті передачі бувають: **відліковими, швидкісними, силовими і загального призначення.**

До **відлікових передач** належать шестерні газорозподільника, шестерня і рейка паливного насоса дизельних двигунів, передачі вимірювальних приладів. Головні вимоги до цих передач такі: забезпечення кінематичної точності, тобто допустимої кінематичної похибки кута повороту в межах одного оберту, забезпечення норми плавності роботи передачі, тобто допустимої циклічної похибки. Ці передачі характеризуються малим модулем.

До **швидкісних передач** належать автомобільні та тракторні коробки передач, передачі задніх мостів. Головна вимога до них – забезпечення плавності ходу. Передачі характеризуються середнім модулем і значною довжиною зуба.

До **силових** належать зубчасті передачі редукторів вантажопідйомних машин, бортові передачі тракторів тощо.

Головні вимоги такі:

- контакт по всій довжині зубів. Забезпечення контакту (прилягання по довжині і висоті) зубів потрібне для повнішого використання бічної поверхні зуба при передачі навантаження від ведучого колеса до веденого;
- створення найменшого (гарантованого) зазору непрацюючими профілями зубів і обмеження можливого найбільшого зазору. Перше потрібне, щоб запобігти заклинюванню зубів у результаті розширення їх під дією підвищених температур або величини деформації, а також для компенсації похибок монтажу передачі (відхилення від паралельності і перекосу осей). Друге потрібне для усунення мертвих ходів, ударів і шуму в працюючій передачі (що особливо важливо для реверсивних передач).

До передачі загального призначення не ставляться підвищені вимоги точності.

Відповідно до цих експлуатаційних вимог усі параметри точності зубчастої передачі (за ГОСТ 1643-86, ГОСТ 1758-87, ГОСТ 3675-86) поділені на три групи. Параметри, що забезпечують: кінематичну точність, плавність роботи, контакт зубів.

2. Параметри точності зубчастих передач. Норми точності зубчастих і черв'ячних передач. Види сполучень і норми точності бокового зазору

Основні терміни, позначення та визначення зубчастих передач наведено в табл. Г.42.

Стандарти на допуски зубчастих і черв'ячних передач подано в табл. Г.43.

Для всіх степенів точності встановлені:

- три види норм точності (кінематична точність, плавність роботи, пляма контакту зубів);
- види сполучення зубів, що характеризуються гарантованим боковим зазором j_{\min} і видом допуску на нього T_{jn} (рис. 10.11);
- комплексні і по елементні показники точності передач і зубчастих коліс за нормами точності і видами спряження зубів;
- показники і комплекси показників, за якими нормують точність і боковий зазор зубчастих передач і зубчастих коліс у різних степенях точності;
- ряди чисельних значень відхилень і допусків нормованих показників за нормам точності, степенями точності й видами сполучення зубів.

Кінематична точність характеризується такими параметрами: кінематичною похибкою колеса, радіальним биттям зубчастого вінця, коливанням довжини загальної нормалі і вимірювальної міжосьової відстані за оберт колеса, похибкою обкату, накопиченою похибкою кроку по колесі.

Кінематична похибка передачі $F_{\text{кпп}}$ – різниця між дійсним φ_{2d} і номінальним $\varphi_{2н}$ кутами повороту веденого зубчастого колеса передачі; вона

виражається в лінійних величинах довжиною дуги його ділильного кола (рис. 10.1):

$$F_{кпп} = (\varphi_{2д} - \varphi_{2н}) r, \quad (10.1)$$

де r – радіус ділильного кола веденого колеса.

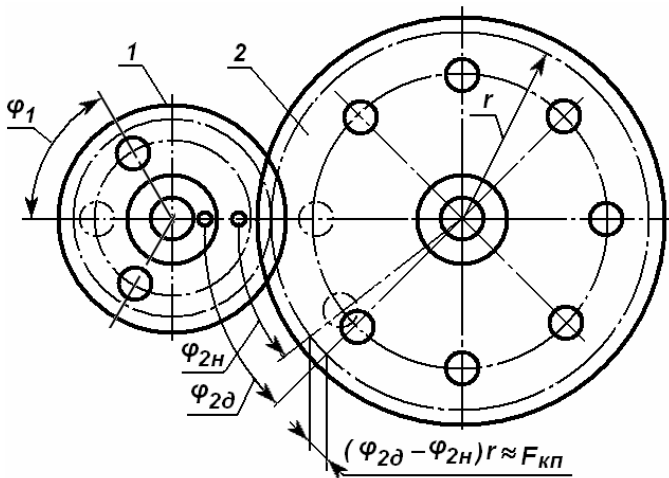


Рис. 10.1. Визначення кінематичної похибки передачі: 1–ведуче колесо (шестірня); 2–ведене колесо.

Найбільша кінематична похибка передачі F'_{ior} – найбільша алгебрична різниця значень кінематичної похибки передачі за повний цикл зміни відносного положення зубчастих коліс. Вона дорівнює сумі кінематичних похибок обох коліс передачі. Для того, щоб відрізнити дійсне відхилення від допустимого чи від допуску, до основного позначення додається індекс r .

Кінематичною похибкою зубчастого колеса F'_{ir} називається

найбільша похибка кута повороту колеса в межах повного його оберту (рис. 10.2). Вона є комплексним показником норми

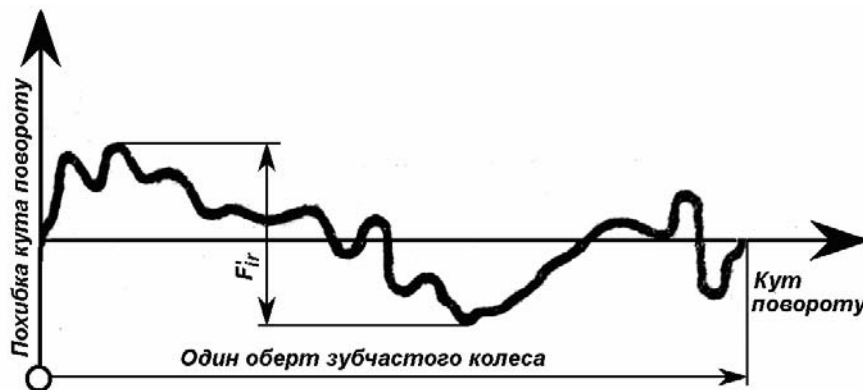


Рис. 10.2. Графік кінематичної похибки колеса.

кінематичної точності і виникає головним чином внаслідок неточності ділильного ланцюга верстата, обмежується допуском F'_i . У стандарті його значення не наведено. Воно визначається як сума допуску на

накопичену похибку кроку по колесу F_p і допуску на похибку профілю f_f (за нормами плавності), тобто:

$$F'_i = F_p + f_f. \quad (10.2)$$

Радіальне биття зубчастого вінця F_{rr} – це коливання відстаней від постійних хорд зубів (западин) до осі його обертання (рис. 10.3). Причина виникнення цієї похибки – зміщення центра загострення відносно центра оправки. Ця похибка обмежується допуском F_r .

Довжиною загальної нормалі W називається пряма, що з'єднує точки дотику різнойменних профілів. Коливання довжини загальної нормалі $W_{\omega r}$ – це різниця між W_{max} і W_{min} в одному і тому ж колесі (рис. 10.4):

$$V_{\omega r} = W_{max} - W_{min}. \text{ Ця похибка обмежена допуском } V_{\omega}.$$

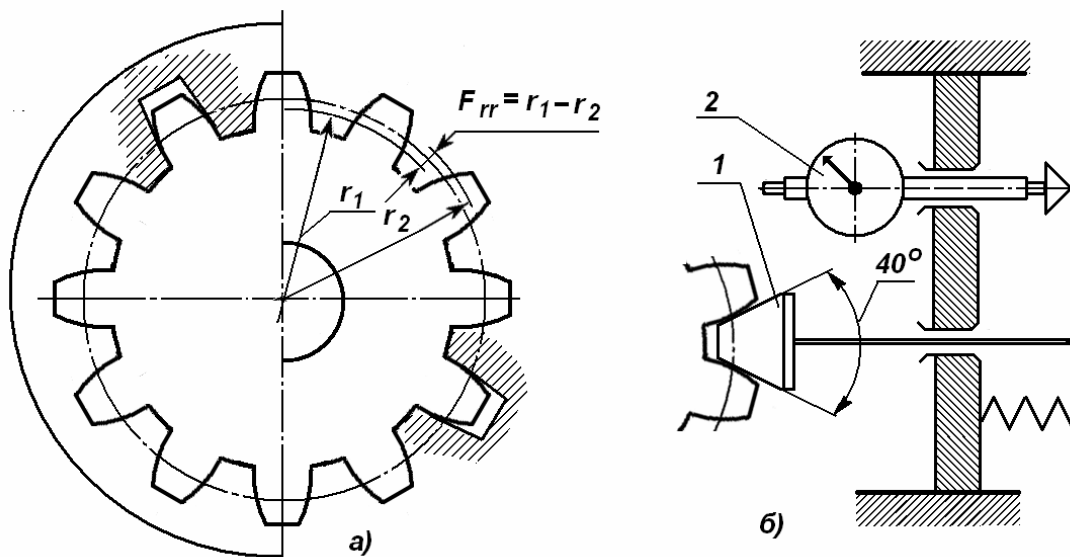


Рис. 10.3. Радіальне биття зубчастого вінця (а) і схема биттєвимірювача (б):
1—вимірювальний конус; 2—показання індикатора

Визначення довжини загальної нормалі зображене на рис. 10.5. Контроль її проводиться мікрометричними зубомірами та індикаторними нормалєвимірювачами.

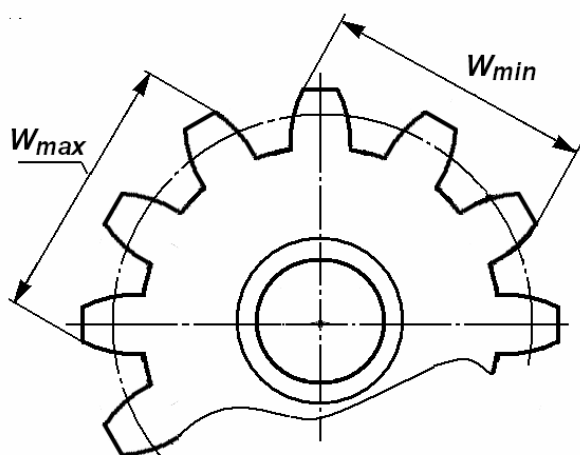


Рис. 10.4. Довжина загальної нормалі.

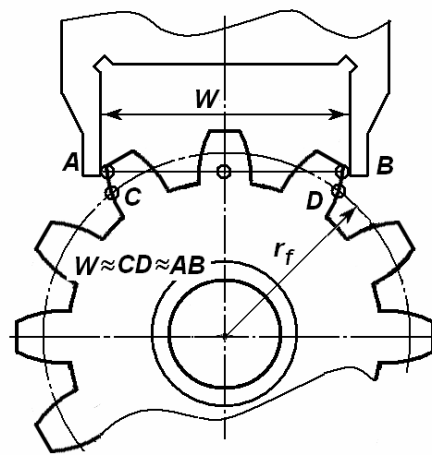


Рис. 10.5. Визначення довжини загальної нормалі.

Коливання вимірювальної міжосьової відстані за оберт колеса називають різницю між найбільшою і найменшою відстанню за один оберт. Ця похибка є наслідком коливань положення зуборізального інструмента відносно осі колеса і обмежується допуском F'_r . Вимірюють міжосьову відстань міжцентровимірювачем.

Визначення довжини загальної нормалі зображене на рис. 10.5. Контроль її проводиться мікрометричними зубомірами та індикаторними нормалєвимірювачами.

Похибка обкату F_{cr} — це складова кінематичної похибки колеса. Її визначають вилученням із кінематичної похибки колеса радіального биття зубчастого вінця, а для прямозубих коліс — і похибки кроку зчеплення колеса. Ці похибки обмежують допуском F_c у тих же одиницях, що і допуск на кінематичну похибку колеса.

Накопичена похибка кроку по колесу F_{pr} —найбільша похибка у взаємному розташуванні двох однойменних профілів зубів кола колеса чи передачі.

Плавність—один із важливих показників роботи зубчастих передач. Для забезпечення плавності роботи коліс у передачі слід обмежувати допустиму циклічну похибку, граничне відхилення кроку (кутового), похибку профілю зуба.

Циклічною похибкою f_{zkr} називається подвоєна амплітуда гармонічної складової кінематичної похибки зубчастого колеса. Циклічна похибка обмежується допуском f_{zk} і є комплексним показником не плавності роботи зубчастої передачі, підвищується шум і вібрація в них. Ця похибка виникає, як правило, через биття і перекіс фрези. Причиною появи циклічної похибки є хвилястість на бокових поверхнях зубів колеса. Внаслідок такої похибки знижується плавність роботи зубчастих передач, підвищується шум і вібрація в них.

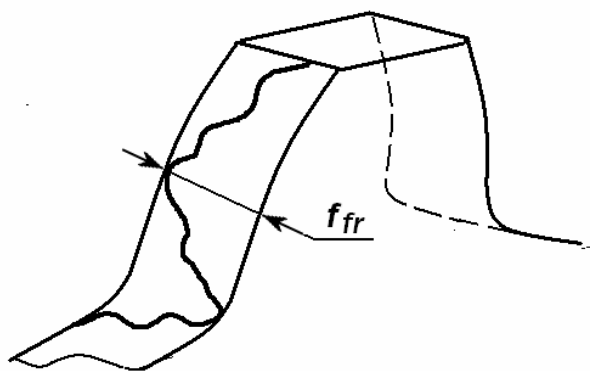


Рис. 10.6. До поняття похибки профілю зуба.

Відхилення кроку зачеплення f_{pbr} — це різниця між дійсним і номінальним кроками зачеплення. Ця похибка обмежується допуском f_{pb} .

Відхиленням кроку (кутового) f_{ptr} називається похибка зубчастого колеса при його повороті на один номінальний кутовий крок. Похибка обмежується допуском f_{pt} .

Похибка профілю зуба f_{fr} — це відстань по нормалі між двома теоретичними профілями (рис. 10.6). На

цю похибку встановлено допуск f_f . Похибка профілю призводить до нерівномірності руху зубчастих коліс, додаткового підвищення динамічних навантажень.

Контакт сполучених зубів коліс характеризує концентрацію навантаження на окремих ділянках бокових поверхонь зубів. Цей показник визначається плямою контакту (рис. 10.7).

Із збільшенням повноти контакту зубів, тобто площі і рівномірності розподілу плями контакту по робочій поверхні зубів, підвищується надійність передач. Комплексним показником повноти контакту зубів є сумарна пляма, тобто частина активної (робочої) поверхні зуба, на якій розташовані сліди прилягання його до зубів спряженого колеса після роботи передачі. Пляму контакту оцінюють за відносною довжиною $[(a - \Sigma C)/b] \cdot 100 \%$ і висотою $(h_m/h_p) \cdot 100 \%$ (рис. 10.7).

Для забезпечення необхідної точності прилягання (повнота контакту) зубів коліс встановлюють допуски на похибку напрямку зуба F_{β} , відхилення від паралельності осей f_{xr} , перекіс осей f_{yr} .

Похибка напрямку зуба F_{β} характеризується відхиленням напрямку зуба від лінії, паралельної осі колеса (рис. 10.8). Цю похибку обмежують допуском F_{β} .

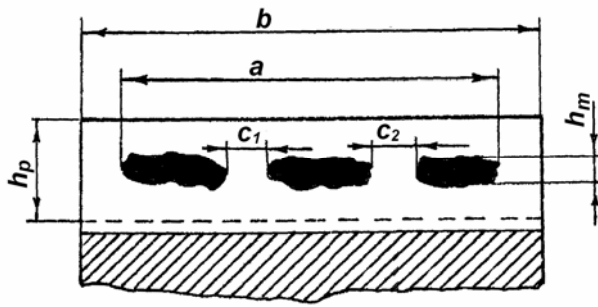


Рис. 10.7. До поняття плями контакту.

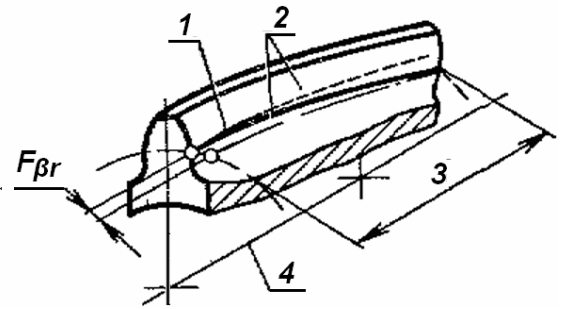


Рис. 10.8. Похибка напрямку зуба: 1 – дійсна ділительна лінія зуба; 2 – номінальні ділительні лінії зуба; 3 – ширина вінця; 4 – робоча вісь зубчастого колеса.

Відхиленням від паралельності осей f_{xr} називають відхилення від паралельності проєкцій осей зубчастих коліс у горизонтальній площині (рис. 10.9). Ця похибка регламентована допуском f_x .

Перекіс осей f_y – відхилення від паралельності проєкцій осей зубчастих коліс у вертикальній площині (рис. 10.9). На цю похибку встановлений допуск f_y .

Види сполучень зубів коліс у передачі впливають на нормальну роботу зубчастої передачі з евольвентним профілем зуба і значною мірою визначається наявністю гарантованого бокового зазору.

Боковий зазор j_n – зазор між непрацюючими профілями зубів спряжених коліс (рис. 10.10), який визначається в перерізі, перпендикулярному напрямку зубів, у площині, що дотична до основного кола.

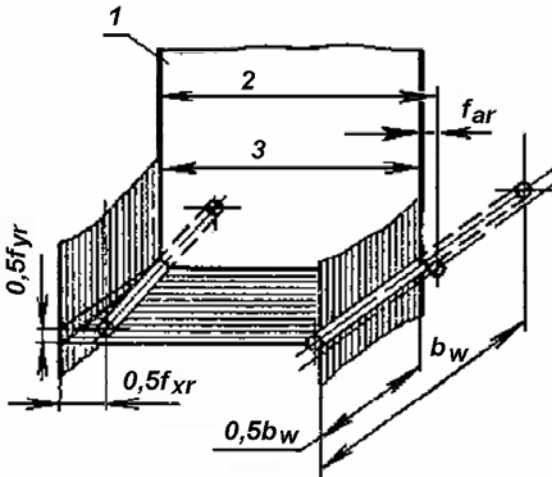


Рис. 10.9. Відхиленням від паралельності і перекіс осей.

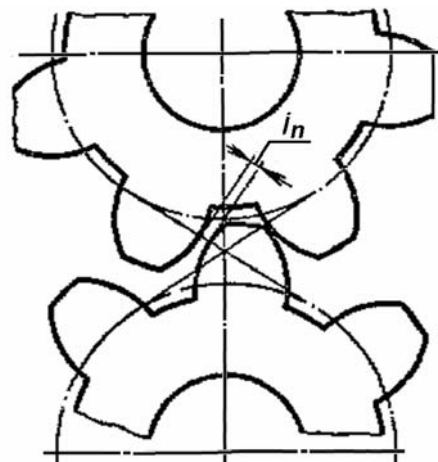


Рис. 10.10. Боковий зазор.

Боковий зазор призначений для створення необхідних умов змащення зубів, компенсації похибок виготовлення коліс і складання передачі, компенсації температурних деформацій у передачі. Чим більше нагрівання передачі, тим більшим повинен бути боковий зазор. Недостатність зазору може призвести до заклинювання передачі. Але слід враховувати, що із збільшенням бокового зазору

зростає небезпечність ударів при реверсуванні передачі. Отже, при виборі бокового зазору виходять із експлуатаційних вимог. У малонавантажених механізмах і приладах, де робоча температура незначна і за умовами роботи небажана наявність вільного ходу передачі, боковий зазор може дорівнювати нулю. Таке зачеплення називається двопрофільним. У зубчастих передачах тракторів, автомобілів і сільськогосподарських машин повинен бути визначений гарантований боковий зазор. Він забезпечується шляхом радіального зміщення початкового контуру (зуборізального інструменту). Його можна визначити крізь відхилення середньої довжини загальної нормалі й відхилення товщини зуба.

3. Система допусків на циліндричні зубчасті передачі

Допуски на евольвентні зубчасті колеса і зубчасті передачі встановлені за ГОСТ 1643-89. Цим стандартом регламентовані допуски на евольвентні циліндричні зубчасті передачі зовнішнього і внутрішнього зачеплення з прямозубими, косозубими і шевронними зубчастими колесами з діаметром ділильної окружності до 6300 мм, шириною вінця або півшеврона до 1250 мм, модулем зубів від 1 до 55 мм.

Установлено **12** степенів точності механічно оброблених зубчастих коліс і передач, позначених у порядку зменшення точності степенями **1, 2, 3,...,12**. Для степенів точності **1** і **2** допуски і відхилення не передбачені (перспективні степені точності). У стандарті відсутні відхилення і для найгрубішого степеня точності, який, в основному, використовується на необроблювані механічним способом колеса.

Степені точності вибирають з урахуванням призначення і умов роботи передач розрахунковим, досвідним або табличним методами [34]. Останній метод відрізняється простотою і заснований на узагальненні великого досвіду проектування і експлуатації зубчастих передач (табл. 10.1).

Дозволяється для однієї і тієї ж зубчастої передачі встановлювати різні степені точності на норми кінематичної точності, плавності роботи і плями контакту.

Проте між окремими показниками, що належать до різних норм точності, встановлена відповідна взаємозамінність. Норми плавності роботи можуть бути не більше як на дві степені точніші і на один степінь грубіші за норми кінематичної точності. Норми контакту зубів повинні бути точнішими, ніж плавності. Застосування різних степенів точності в зубчастій передачі дуже ефективне, тому що дозволяє призначити малі допуски на ті норми точності, що визначають роботоздатність конкретної передачі.

Степені зубчастих коліс поділені на **7** груп залежно від рівня допусків і точності верстатів, необхідних для виготовлення коліс: дуже прецизійні (**3-4**), прецизійні (**5**), підвищеної точності (**6**), точні (**7**), середньої точності (**8**), пониженої точності (**9**), грубі (**10-12**).

Степені точності у своїй суті в системі допусків коліс аналогічні якості ЄСДП. Проте якість встановлює норму допуску тільки одного розміру деталі, а степені точності зубчастого колеса – норму допусків цілого комплексу показників, що визначає три види точності зубчастої передачі колеса. Тому для

кожного степеня точності встановлені окремо норми кінематичної точності, плавності роботи і контакту зубів коліс і передач.

Таблиця 10.1

Умови застосування зубчастих коліс різного степеня точності

Степінь точності циліндричного зубчастого колеса	Галузі застосування	Колові швид- кості коліс прямозубих (непрямозубих), м/с
5 (прецизійний)	Колеса прецизійних механізмів чи високошвидкісних передач (турбін). Вимірювальні колеса для контролю коліс 8-го і 9-го степенів точності	Понад 30 (понад 50)
6 (високоточний)	Колеса ділильних механізмів, швидкісні редуктори, відповідальні колеса авіо-, авто- і верстато-будування	До 15 (до 15)
7 (точний)	Колеса тракторів нормального ряду, колеса авіа-і автобудування	До 10 (до 10)
8 (середньої точності)	Колеса верстатів, що не належать до ділильного ланцюга, невідповідальні шестерні авіа-, авто- і тракторобудування, колеса вантажопідйомних механізмів, відповідальні шестерні сільсько-господарських машин	До 6 (до 10)
9 (зниженої точності)	Недовантажені передачі, виконані з конструктивних міркувань більшими, ніж одержані із розрахунків	До 2 (до 4)

Сполучення зубів коліс аналогічні посадкам із зазором ЄСДП. Положення поля допуску, що характеризує вид сполучення зубів, визначається мінімальним зазором j_{nmin} , який тут відіграє роль, аналогічну основному відхиленню в ЄСДП. Види сполучень зубів залежно від величини j_{nmin} (рис. 10.11) наведено в табл. 10.2.

Номінальним розміром для визначення мінімального зазору в сполученнях зубів може бути конструктивна міжосьова відстань a_ω передачі.

Величина j_{nmin} для вказаних видів сполучень визначається як допуск a_ω відповідно до квалітетів ЄСДП (див. табл. 10.2).

На боковий зазор встановлений допуск T_{jn} , що обмежує величину найбільшого бокового зазору. Із зменшенням j_{nmin} зменшується і T_{jn} . Усього є вісім видів допусків на боковий зазор (в порядку зменшення): x, y, z, a, b, c, d, h при $m \geq 1$ мм.

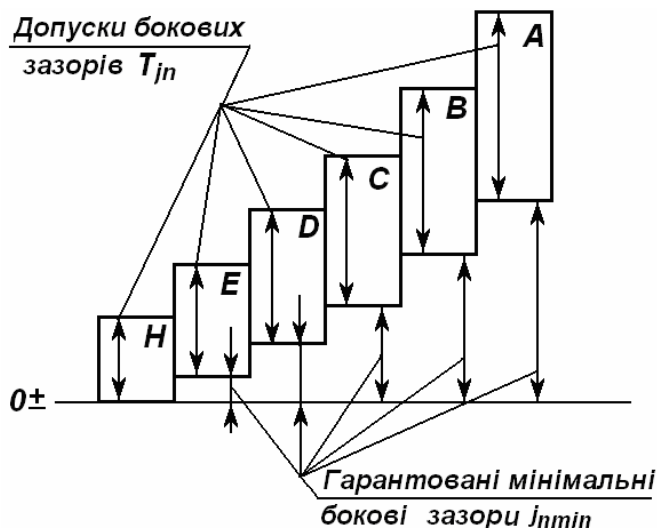


Рис. 10.11. Види сполучень зубчастих коліс.

Сполученням *A, B, C* і *D* відповідають види допусків *a, b, c* і *d*, а сполученням *E* і *H*—вид допуску *h* (табл. Г.44). Відповідність видів сполучення і видів допусків T_{jn} дозволяється змінювати, використовуючи при цьому і види допусків *x, y, z*, якщо передача повинна працювати при підвищених температурах.

Таблиця 10.2

Передачі зубчасті

циліндричні, конічні і гіпоїдні ($m > 1$).

Основні характеристики видів сполучень і відповідальність між ними

і класами відхилів міжосьової відстані

Вид сполучення	Гарантований боковий зазор		Рекомендовані		Класи відхилень a_{ω}^{*5}
	найменування	номінальне значення ^{*1}	ступінь точності за нормами плавності	вид допуску ^{*2}	
<i>H</i>	Нульовий	<i>0</i>	3(4) ^{*4} ...7	<i>h</i>	<i>II</i>
<i>E</i>	Дуже малий	<i>IT7</i>	3(4)...7	<i>h</i>	<i>II</i>
<i>D</i>	Малий	<i>IT8</i>	3(4)...8	<i>d</i>	<i>III</i>
<i>C</i>	Зменшений	<i>IT9</i>	3(4)...9	<i>c</i>	<i>IV</i>
<i>B</i> ^{*3}	Нормальний	<i>IT10</i>	3(4)...11(12)	<i>b</i>	<i>V</i>
<i>A</i>	Збільшений	<i>IT11</i>	3(4)...12	<i>a</i>	<i>VI</i>

4. Порядок розрахунку бокового зазору і вибір виду сполучення зубів

Боковий зазор, необхідний для температурної компенсації, визначається за формулою:

$$j_{n1} = a_{\omega} [\alpha_{p1} \cdot (t_1 - 20) - \alpha_{p2} \cdot (t_2 - 20)] \cdot 2 \sin \alpha, \quad (10.3)$$

де a_{ω} —міжосьова відстань передачі, мм; α_{p1} і α_{p2} —коефіцієнти лінійного розширення матеріалів зубчастих коліс і корпуса відповідно (табл. 1.24), $^{\circ}\text{C}^{-1}$; t_1 і t_2 —розрахункова температура нагріву зубчастих коліс і корпуса відповідно, $^{\circ}\text{C}$; α —кут зачеплення ($2 \sin \alpha = 0,684$ при $\alpha = 20^{\circ}$).

Боковий зазор, мкм, необхідний для змащування зачеплення, обчислюють за формулою:

$$j_{n2} = (10 \dots 30) \cdot m, \quad (10.4)$$

де коефіцієнт *10* — приймають для тихохідних передач, *30* — для високошвидкісних передач; *m*—модуль зачеплення, мм.

Гарантований боковий зазор повинен відповідати такій умові:

$$j_{nmin} \geq j_{n1} + j_{n2}. \quad (10.5)$$

За розрахунковому значенню j_{nmin} і a_ω за ГОСТ 1643-81 вибирають вид сполучення і уточнюють стандартне значення j_{nmin} .

Найбільший боковий зазор j_{nmax} повинен компенсувати похибки виготовлення передач. Звичайно j_{nmax} не нормується:

$$j_{nmax} = j_{nmin} + (T_{H1} + T_{H2} + 2f_a) 2\sin \alpha. \quad (10.6)$$

Тут T_{H1} , T_{H2} – допуск на зміщення початкового контуре для шестірні і колеса відповідно; f_a – абсолютне граничне відхилення міжосьової відстані.

Найменший $\Delta\varphi_{min}$ і найбільший $\Delta\varphi_{max}$ вільні кути повороту в секундах:

$$\Delta\varphi_{min} = \frac{2 \cdot j_{nmin}}{m \cdot z \cdot \cos \alpha}; \quad (10.7)$$

$$\Delta\varphi_{max} = \frac{2 \cdot j_{nmax}}{m \cdot z \cdot \cos \alpha}. \quad (10.8)$$

У разі, якщо клас відхилення міжосьової відстані не відповідає виду сполучення, гарантований боковий зазор перераховують:

$$j'_{nmin} = j_{nmin} - 0,68(|f'_a| - |f_a|), \quad (10.9)$$

де j_{nmin} і f_a – табличні значення гарантованого бокового зазору і граничного відхилення міжосьової відстані для даного виду сполучення; f'_a – відхилення міжосьової відстані для прийнятого класу відхилень a_ω . Якщо призначено більш грубий клас відхилень a_ω , то $j'_{nmin} < j_{nmin}$, якщо більш точний, то $j'_{nmin} > j_{nmin}$.

В умовному позначенні точності зубчастих і черв'ячних передач послідовно вказують ступінь точності по нормам кінематичної точності, плавності роботи і плями контакту; вид сполучення і допуск на боковий зазор; клас відхилення на міжосьову відстань, номер стандарту. Якщо на всі ступені точності мають однакові ступені точності, то в позначенні ступінь точності вказують тільки один раз. Якщо на одну яку-небудь норму не задається ступінь точності, то на її місце в позначенні ставлять літеру N .

В основному позначенні допуск і клас точності окремо не називають, а поміщають тільки символ виду сполучення, якщо допуск на боковий зазор і клас відхилення міжосьової відстані відповідають прийнятому виду сполученню. Якщо прийнято більш грубий клас відхилення, то після цифри, що позначає номер класу відхилення, ставлять значення j'_{nmin} . Якщо прийнято більш точний клас відхилення, то j'_{nmin} в умовному позначенні можна його не вказувати.

5. Комплексні та по елементні норми точності зубчастих передач

Залежно від ступені точності, діаметрів коліс, коефіцієнта осьового перекриття за ГОСТ 1643-89 рекомендуються комплекси показників, що характеризують кінематичну точність, плавність роботи, контакт зубів. Для прямозубих циліндричних коліс і передач рекомендовані комплекси контролю, наведені в табл. 10.3 і 10.4.

Вихідними даними для вибору ступенів точності є вимоги кінематичної точності, плавності роботи, контакту зубів, які, в свою чергу, залежать від

призначеної передачі, колової швидкості коліс, потужності, що передається. Необхідний степінь точності можна визначити відповідними розрахунками.

На основі кінематичного розрахунку похибок усієї передачі і допустимого кута непогодження можна знайти необхідний степінь кінематичної точності. Виходячи із розрахунків динаміки передачі, вібрації і рівня шуму, можна вибрати степінь точності за нормами плавності роботи. Степінь точності за нормами контакту може бути визначений розрахунками на міцність і довговічність. Остаточно степінь точності слід визначати з урахуванням досвіду експлуатації аналогічних передач, використовуючи комбінування різних степенів точності. Досвід показує, що в тракторах, автомобілях, редукторах здебільшого степені за нормами контакту збігаються із степенями за нормами плавності.

Вибір контролюючих параметрів (показники точності) зубчатих коліс залежить від необхідної точності, розміру, особливостей виробництва та інших факторів. Перевагу слід віддати комплексним показникам і сумарній плямі.

6. Основні відомості про допуски конічних і гіпоїдних передач

Для конічних і гіпоїдних зубчастих передач з модулем від **1** до **56** мм і вихідним контуром за ГОСТ 9587-81 норми точності регламентовані ГОСТ 1758-87. Встановлено **12** степенів точності, які позначаються цифрами від **1** до **12**. **1**, **2** і **3** степені точності резервні, допуски і граничні відхилення на них не встановлені.

Для кожного із степенів точності передбачені норми кінематичної точності, плавності роботи і контакту зубів у передачі. Дозволяється комбінування норм точності різних степенів. Встановлені також шість видів спряжень і тільки п'ять видів допусків—***h, d, c, b, a***.

Показники кінематичної точності конічного колеса: найбільша кінематична похибка F'_{ir} (допуск F'_i); накопичена похибка k кроків F_{pk} (F_p); биття зубчастого вінця F_{rr} (F_r); похибка обкату F_{cr} (F_c).

Показники плавності: циклічна похибка зубчастого колеса f_{zkr} (допуск f_{zk}); граничні відхилення кроку f_{ptr} (f_{pt}); коливання вимірювального міжосьового кута пари на одному зубі $f''_{i\sigma r}$ ($f''_{i\sigma}$).

За нормами контакту перевіряють: відхилення відносних розмірів сумарної плями контакту по довжині F_{sir} (допуск F_{si}) і F_{shr} (F_{sh}); відхилення міжосьової відстані f_{ar} (f_a).

Комплекси показників норм точності і бокового зазору для передач, пар зубчастих коліс і конічних зубчастих коліс показано в табл. 10.5.

Види сполучень зубів конічних і гіпоїдних передач показано в табл. 10.2. Значення допусків і відхилень для конічних і гіпоїдних передач наведені в ГОСТ 1758-87 [13].

При виборі степені точності для конічних і гіпоїдних передач слід орієнтуватися на рекомендації табл. 10.1.

Для конічних і гіпоїдних передач допускається комбінування степенів точності за нормами точності. Норми контакту зубів неможливо зазначити за степенями точності більш грубішими, ніж норми плавності.

Методика розрахунку гарантованого бокового зазору аналогічна прийнятій для циліндричних передач. Величину бокового зазору, що відповідає температурній компенсації, приблизно можливо визначити за формулою:

$$j_{nmin} > j_{n1} = 2 \sin \alpha R_e (tg \delta_1 + tg \delta_2) [\alpha_{з.к} (t_{з.к} - 20^\circ) - \alpha_{кор} (t_{кор} - 20^\circ)], \quad (10.10)$$

де $\alpha_{з.к}$ і $\alpha_{кор}$ – коефіцієнти лінійного розширення матеріалу зубчастих коліс і корпуса; $t_{з.к}$ і $t_{кор}$ – граничні температури, для яких розраховується боковий зазор, відповідно до зубчастих коліс і корпуса.

7. Особливості системи допусків і посадок черв'ячних циліндричних передач

Для черв'ячних циліндричних передач і черв'ячних пар з модулем від 1 до 25 мм норми точності встановлені ГОСТ 3675-86. Цим стандартом передбачено 12 степенів точності, для кожного з яких встановлені норми кінематичної точності, плавності роботи, контакту зубів колеса і витків черв'яка. Допускається комбінування норм точності різних степенів. Встановлено шість видів сполучень черв'яків із черв'ячним колесом *A, B, C, D, E, H* і вісім видів допуску T_{jn} на боковий зазор *x, y, z, a, b, c, d, h*.

Сполученням *H* і *E* відповідає допуск на боковий зазор *h*, а спряженням *D, B, A* – відповідно допуски *d, c, b, a*. Допуски *x, y, z* застосовують тоді, коли допуск на боковий зазор не відповідає виду сполучення.

Відповідність видів сполучень черв'яка із черв'ячним колесом у передачі і степеню кінематичної точності регламентується стандартом.

У черв'ячних передачах окремо враховуються похибки черв'ячного колеса і черв'яка (похибки кроку гвинтової лінії, профілю нарізання черв'яка). На якість роботи черв'ячних передач значно впливає відхилення міжосьового кута в передачі $F''_{i\Sigma\sigma r}$ (допуск $F''_{i\Sigma\sigma}$), відхилення міжосьової відстані f_{ar} (f_a) і зміщення середньої площини колеса f_{xr} (f_x).

Степені точності 1-6 призначені для передач з регульованим взаємним розташуванням черв'яка і черв'ячного колеса, а степені 5-12 – для силових передач з нерегульованим взаємним розташуванням черв'яка і черв'ячного колеса. Їх застосовують, наприклад, у черв'ячних передачах автомобілів і тракторів.

Комплекси показників норм точності і бокового зазору для черв'ячних передач, черв'ячних пар, черв'ячних коліс і черв'яків показано в табл. 10.6. Види сполучень витків черв'яка з зубами черв'ячних коліс наведено у табл. 10.7.

Для черв'ячних передач допускається комбінування норм точності, причому, норми плавності роботи черв'яків, черв'ячних коліс, черв'ячних пар і передач можуть бути не більше, ніж на дві степені точніше або на одну степінь грубіше норм кінематичної точності. Норми контакту зубів черв'ячного колеса і витків черв'яка не можуть бути грубіше норм плавності роботи.

Гарантований боковий зазор, що відповідає температурній компенсації, наближено можна визначити по формулі:

$$j_{nmin} > j_{n1} = \sin \alpha \cdot \cos \lambda [(\alpha_{\kappa} d_2 + \alpha_{\eta} d_1)(t_n - 20^\circ) - 2\alpha \alpha_{кор} (t_{кор} - 20^\circ)], \quad (10.11)$$

де α – кут профілю черв'яка; λ – кут підйому витка черв'яка на ділильному циліндрі; $\alpha_{\kappa}, \alpha_{\eta}, \alpha_{кор}$ – коефіцієнти лінійного розширення колеса, черв'яка і

корпуса відповідно, (див. табл. Г.45); $t_n, t_{кор}$ – температура черв'ячної передачі і корпуса.

Таблиця 10.7

Передачі черв'ячні ($m > 1$). Основні характеристики видів сполучень і бокового зазору

Вид сполучення	Гарантований боковий зазор		Ступінь точності за нормами кінематичної точності	Вид допуску
	найменування	номінальне значення		
<i>H</i>	Нульовий	<i>0</i>	1-6	<i>h</i>
<i>E</i>	Дуже малий	<i>IT7</i>	1-6	<i>h</i>
<i>D</i>	Малий	<i>IT8</i>	3-8	<i>d</i>
<i>C</i>	Зменшений	<i>IT9</i>	3-9	<i>c</i>
<i>B</i>	Нормальний	<i>IT10</i>	5-12	<i>b</i>
<i>A</i>	Збільшений	<i>IT11</i>	5-12	<i>a</i>

8. Позначення норм точності зубчастих і черв'ячних коліс на кресленнях

Точність виготовлення зубчастих і черв'ячних коліс і передач задається ступенем точності, вимоги до бокового зазору – видом сполучення за нормами бокового зазору. Виходячи із цього, стандарт встановлює правило умовного позначення точності зубчастих і черв'ячних коліс і передач.

При комбінуванні норм різних ступенів точності і різних видах сполучень зубів і виду допуску бокового зазору умовне позначення зубчастого колеса (чи передачі) може мати шість позицій: цифри – ступінь точності за нормами кінематичної точності, ступінь точності за нормами плавності роботи, ступінь точності за нормами повноти контакту; літери – вид сполучення, вид допуску бокового зазору, державний стандарт. В умовному позначенні послідовно записуються три цифри, дві літери і номер стандарту. Якщо вид сполучення і вид допуску бокового зазору позначаються однаковими літерами, то в умовному позначенні колеса ставиться тільки буква виду сполучення. У разі коли на одну із норм не задається ступінь точності, замість відповідної цифри ставлять букву ***N***.

Розглянемо деякі приклади розшифровки умовних позначень зубчастих і черв'ячних коліс:

- **9-8-7-Ва** ГОСТ 1643-81 – циліндрична зубчаста передача 9-го ступеня за нормами кінематичної точності, 8-го ступеня за нормами плавності, 7-го ступеня за нормами контакту зубів, з видом сполучення ***B*** і видом допуску бокового зазору ***a***;
- **6-7-7-Н** ГОСТ 3675-86 – черв'ячна передача 6-го ступеня за нормами кінематичної точності, 7-го ступеня за нормами плавності і контакту зубів, видом сполучення ***H*** і видом допуску бокового зазору ***h***;

- **7-С ГОСТ 1758-86**—конічна зубчаста передача 7-го ступеня точності за всіма нормами, з видом спряження **С** і видом допуску бокового зазору **с**;
- **Н-6-5-Д ГОСТ 1643-86**—циліндрична зубчаста передача, ступінь за нормами кінематичної точності не регламентований (**Н**), 6-го ступеня за нормами плавності, 5-го ступеня за нормами контакту зубів, з видом спряження **Д** і видом допуску бокового зазору **d**.

У передачах, де гарантований боковий зазор не відповідає жодному із зазначених видів сполучень, літеру, що вказує вид сполучення, не ставлять. Тоді позначають гарантований боковий зазор в мкм і вид допуску на боковий зазор, наприклад, **7-400у** ГОСТ 1643-86, що означає 7-й ступінь кінематичної точності, плавності роботи і ступінь контакту зубів, гарантований боковий зазор **400** мкм і вид допуску на боковий зазор **y**.

Рекомендовані посадки при установленні зубчастих і черв'ячних коліс на вали і осі наведено у табл. 10.8

Таблиця 10.3

Комплекси показників контролю прямозубих циліндричних коліс і передач

Норми	Номер комплексу	Комплекси контролю	Позначення норми	Ступінь точності
1	2	3	4	5
Кінематична точність	<i>Для колеса</i>			
	1	Найбільша кінематична похибка колеса	F'_i	3-8
	2	Накопичена похибка кроку по зубчас-тому колесу і накопичена похибка кроків	F_p і F_{pk} F_p	3-6 7-8
	3	Коливання вимірювальної міжосьової відстані за оберт колеса і коливання довжини загальної нормалі	F''_i і V_ω	5-8
	4	Коливання вимірювальної міжосьової відстані і похибка обкату	F''_i і F_c	5-8
	5	Радіальне биття зубчастого вінця і коливання довжини за нормаллю	F''_i	9-12 3-8
	6	Радіальне биття зубчастого вінця і похибка обкату	F_r і F_ω F_r і F_c	3-8
	7	Радіальне биття зубчастого вінця	F_r	7-12
	<i>Для передачі</i>			
		Найбільша кінематична похибка передачі	F'_{io}	3-8
Плавність роботи	<i>Для колеса</i>			
	1	Місцева кінематична похибка	f'_i	3-8
	2	Відхилення кроку зачеплення і похибка профілю	f_{pb} і f_f	3-8
	3	Відхилення кроку зачеплення і відхилення кроку	f_{pb} і f_{pt}	5-8
	4	Коливання вимірювальної міжосьової відстані на одному зубі	f''_i	5-12
	5	Відхилення кроку	f_{pt}	9-12
Ко	<i>Для передачі</i>			
	-	Циклічна похибка зубчастої частини в передачі	f_{zso}	3-8

Для колеса			
1	Похибка напрямку зуба	F_{β}	3-12
2	Відхилення осьових кроків за нормаллю і допуск на похибку форми і розташування контактної лінії (потенціальної)	F_{pxn} і F_k	3-12
3	Відхилення осьових кроків за нормаллю і відхилення кроку зачеплення	F_{pxn} і F_{pb}	4-8
Для передачі з регульованим розташуванням осей			
1	Сумарна пляма контакту	Пляма	3-9

Продовження табл. 10.3

1	2	3	4	5
Боковий зазор	<i>Для колеса</i>			
	1	Найменше додаткове зміщення вихідного контуру і допуск на його зміщення	E_{Hs} і T_H	3-12
	2	Граничні відхилення вимірювальної міжосьової відстані	$E_a''_s$ і $E_a''_i$	5-8
	3	Найменше відхилення середньої довжини загальної нормалі і допуск на середню довжину загальної нормалі	$E_{\omega_{ms}}$ і T_{ω_m}	3-12
	4	Найменше відхилення товщини зуба і допуск на товщину зуба	E_{cs} і T_c	3-12
	<i>Для передачі</i>			
	1	Гарантований боковий зазор	j_{min}	3-12
	2	Граничні відхилення між осьової відстані	f_a	3-12

Таблица 10.4

Комплекси показників контролю зубчастих коліс

Норми	Вимірювальні, ділильні, відлікові		Авіаційні, автомобільні, верстатні	Тракторні, кранові, сільськогосподарських машин	
	Ступені точності				
	3-5	4-6	6-8	6-9	9-11
Кінематичної точності	1. F'_i 2. F_p і F_{pk}	1. F'_i 2. F_p і F_{pk}	1. F'_i і V_{ω}	1. F'_i і V_{ω} 2. F_r і V_{ω}	- 2. F_r
Плавності роботи	1. f'_i 2. f_{pb} і f_f	- 2. f_{pb} і f_f	- 2. f''_i	1. f_i 2. f_{pt}	- 2. f_{pt}
Контакту зубів	F_p	F_{β}	Сумарна пляма контакту		
Бокового зазору	E_{Hs} і T_H	E_{Hs} і T_H	1. $E_a''_s$ і $E_a''_i$ 2. $E_{\omega ms}$ і $T_{\omega m}$	1. $E_a''_s$ і $E_a''_i$ 2. $E_{\omega ms}$ і $T_{\omega m}$	$E_{\omega ms}$ і $T_{\omega m}$

Таблиця 10.5

Показники точності і комплекси, що застосовуються для перевірки конічних та гіпоїдних зубчастих коліс, пар і передач та відповідні їм ступені точності (за ГОСТ 1758-87)

Об'єкт контролю	Показники точності і комплекс	Ступені точності
Зубчасте колесо	Норма кінематичної точності	
	$F'_{ir}; F_{rr} \text{ і } F_{cr}$	4-8
	$F_{pkr} \text{ і } F_{pk}$	4-6
	F_{rr} (при $d > 1600$ мм); F_{pk}	7-8
	F_{rr}	9-12
Зубчаста пара без корпусу	$F''_{i\sum or} \text{ і } F'_{ir}$	5-8
	$F''_{i\sum or}$	9-12
Зубчаста передача	F'_{ior}	4-8
	$F'_{vjr} \text{ і } F_{cr}$	5-8
	F'_{vjr}	9-12

Таблиця 10.6

Показники точності і комплекси, що застосовуються для перевірки черв'яків, черв'ячних коліс, черв'ячних пар за намічених ступенях точності (за ГОСТ 3675-86)

Об'єкт контролю	Показники точності і комплекс	Ступені точності
1	2	
Черв'ячне колесо	$F''_{ir}; F_{cr} \text{ і } F_{rr}; F''_{ir} \text{ і } F''_{ir}^*$	1-8
	$F_{pr} \text{ і } F_{pkr}$	1-6, 7 і 8**
	$F''_{ir} \text{ і } F_{rr}$	9-12
Черв'ячна пара і передача	F'_{ior}	1-8
Черв'як	Норми плавності роботи	2-6
	$f_{hkr}; f_{hr}; f_{hkr} \text{ і } f_{flr}$	
	$f_{pxr}; f_{pxkr}; f_{flr}$	4-8
	$f_{pxr}; f_{rr}; f_{flr}$	7-12
Черв'ячне колесо	f_{zkr}	2-7
	$f''_{ir}; f_{ptr}$	8-12
	f_{ptr}, f_{f2r}	5-8
Черв'ячна пара і передача	$f_{zkor}; f_{zor}$	2-8
Черв'ячна передача з нерегульованим розташуванням осей	Норми контакту зубів	2-12
	$f_{ar}; f_{\Sigma r}; f_{xr}$	
Черв'ячна пара і передача з регульованим і нерегульованим розташуванням осей	Сумарна пляма контакту	2-12
Черв'ячна передача: з регульованим розташуванням осей	Норми бокового зазору	
	j_{nmin}	
з нерегульованим розташуванням осей	$E_{ss}^- \text{ і } T_s^-$	2-12

*У ступені точності 8 може застосовуватися комплекс F''_{ir} і F_{cr} .

**Перевірка робиться тільки за показником F_{pr} .

Таблиця 10.8

Рекомендовані посадки при установленні зубчастих і черв'ячних коліс на вали і осі

Посадки *	Умова, що визначає вибір посадки	Область застосування	Спосіб складання і розбирання
1	2	3	4
$\frac{H8}{s7} \frac{H7}{s6}$	Колеса важко навантажені, роботають з ударними навантаженнями або при частоті обертання $n > 30$ об/с. Зберігається відносне положення деталей за всіма режимами роботи. Допускається велике осьове зусилля.	В тихохідних ступенях редукторів середніх і великих розмірів з додатковим кріпленням шпонкою. Шестірні постійного зачеплення і шестерні третьої швидкості на проміжному валу коробки передач вантажного автомобіля з додатковим кріпленням сегментними шпонками. Шестірні на валах масляних помп тракторів. Шестірні на валах свердлильних машин.	Під пресом як з нагріванням, так і без нагрівання.
$\frac{H7}{p6} \frac{H7}{r6}$	При відсутності значних крутних моментів, але для достатньо міцних з'єднань, незначні ударні навантаження і вібрації. Додаткове кріплення, що сприймає осьові навантаження, в більшості випадків не потрібно. Сполучення з тонкостінними деталями.	Шестірні передній бабки токарних верстатів. Втулки муфт на валах редукторів.	Під пресом (без нагрівання).
$\frac{H7}{n6} \frac{H7}{m6}$	Точне центрування при ударних навантаженнях і вібраціях при рідких з'ємах коліс. Всі перехідні посадки для зубчастих коліс, що сприймають осьові навантаження, потребують додаткових кріплень.	Шестірні на валах машин для кування. Шестерні для каменедробарок, вібраційних пристроїв. Конічні шестерні і колеса редукторів.	Під пресом, знімачами і молотками; складання і розбирання потребують незначних зусиль

1	2	3	4
$\frac{H7}{k6} \frac{H7}{js6},$ $\frac{H8}{k6}$	При необхідності часто знімати зубчасте колесо і при незручному розбиранні в важкодоступних місцях машин. При значної довжині з'єднання посадка H8/k6 забезпечує центрування.	Із переїхідних посадок найбільш частише застосовується H7/k6 . Посадка конічних і циліндричних зубчастих коліс редукторів при спокійної роботі. В приладобудуванні для всіх видів зубчастих коліс. Посадка змінних шестірен на шпінделі верстатів.	Під пресом, знімачами, дерев'яними ручниками; складання і розбирання потребують незначних зусиль.
$\frac{H7}{h6} \frac{H8}{h8},$ $\frac{H8}{h9} \frac{H9}{h8}$	При необхідності хороший співвідношенні у часто знімаємих зубчастих коліс H7/h6 , при невисоких вимогах до співвідношенні H8/h9 , H9/h8 .	Для з'ємних шестірен на валах металорізальних верстатів.	Вручну
$\frac{H7}{g6}$	При легкій установці змінних коліс і забезпеченні вільного переміщення вздовж осі вала при точному centruванні.	Пересування шестірни перебору.	

Примітки. 1. Крім перелічених можуть застосовуватися і інші посадки.

2. Посадки з натягом не застосовуються, коли товщина маточини сталеві шестерні від шпонкової канавки до діаметра западин менш $2m_t \sqrt{z/20}$, де m_t – коловий модуль зубів; z – число зубів зубчастого колеса. Для чавунної маточини товщина її повинна бути приблизно рівна $0,5d$, а довжина – $(1-1,5)d$, де d – діаметр вала.

3. На кінцях валів електродвигунів або інших машин може бути застосовано конічне з'єднання деталей, при цьому забезпечується легке розбирання, краща співвідношенні і менш биття колеса. Однак складність виконання такого кріплення значно підвищує вартість його виготовлення.

4. Коли посадка зубчастих коліс з довгою втулкою на вал виконується під пресом без нагрівання, то для зменшення зусилля запресування рекомендується застосовувати двоступінчасті посадочні поверхні з різницею номінальних діаметрів посадочних місць від 1 мм і більше.

5. Для зубчастих коліс з деякими перехідними посадками і посадками з натягом передбачається конічний скіс на валу.

6. Для зубчастих коліс на шліцьових валах застосовуються такі посадки: для шліцьових з'єднань з прямокутним профілем – за ГОСТ 1139-80; для шліцьових з'єднань з евольвентним профілем – за ГОСТ 6033-80.

Лекція 11. Допуски на кутові розміри. Взаємозамінність гладких конічних з'єднань

План: 1. Кутові розміри і допуски на них

2. Правила нанесення розмірів, допусків і посадок конусів

3. Одиниці виміру кутів. Степені точності

4. Застосування гладких конічних з'єднань.

5. Зв'язок між допусками на діаметри сполучених деталей і допусками на базовий розмір

6. Система допусків і посадок конічних з'єднань

7. Варіанти розташування полів допусків на діаметри залежно від цільового призначення конічних з'єднань

8. Стандартизація конусів

1. Кутові розміри і допуски на них

У конструкціях машин часто використовують деталі, які мають поверхні, розташовані одна до одної під кутом, що відрізняється від прямого. Наприклад, блок циліндрів V-подібних двигунів, шків і варіатори клинопасових передач тощо. За ГОСТ 8908-81 для обмеження їх різноманітності ряди і розміри нормальних кутів загального призначення регламентуються таким чином.

Установлено три ряди кутів з довжиною меншого боку кута до 2500 мм. До першого ряду входять кути: 0° , 5° , 15° , 20° , 30° , 45° , 60° , 90° , 120° .

Другий ряд доповнено такими кутами: $0^\circ 3'$, 1° , 2° , 3° , 4° , 6° , 7° , 8° , 10° , 40° , 75° .

Третій ряд найбільш повний і має ще такі кути: $0^\circ 15'$, $0^\circ 45'$, $1^\circ 30'$, $2^\circ 30'$, 9° , 12° , 18° , 20° , 25° , 35° , 50° , 55° , 65° , 65° , 70° , 80° , 85° , 100° , 110° , 135° , 150° , 165° , 180° , 270° , 360° .

Вибирати кути рекомендується у першому ряду. Якщо конструкція не дозволяє застосовувати жоден з них, то бажано вибирати кут з другого ряду і тільки у крайньому разі – з третього. Наведені ряди належать до нормальних кутів загального призначення (перша група).

До другої групи належать кути стандартизованих деталей спеціального призначення: конуси шпинделів і оправки фрезерних верстатів, конуси Морзе тощо.

До третьої групи належать кути, розміри яких зв'язані з уже встановленими кутами і лінійними розмірами. Вони, як правило, не збігаються з нормальними.

Особливістю конічних з'єднань є саме центрування деталей, урегульованість характеру сполучення і простота забезпечення герметичності. Остання властивість досягається індивідуальним притиранням деталей по конічних поверхнях, унаслідок чого герметичні деталі (запірні крани, клапани чотиритактних двигунів, голки карбюраторів тощо) функціонально не взаємозамінні. Забезпечення великої концентричності при нерухомих з'єднаннях визначає посадку на конус різноманітних швидкооберткових деталей частин

центрифуг, сепараторів, різального інструменту тощо. Можливість регулювати посадку з відносним осьовим зазором деталей використовується в ряді конічних підшипників, в дозаторах, а при модифікації конуса в площинний клин—для регулювання штампів на молотах тощо.

Широке застосування конічних з'єднань пояснюється такими властивостями: з'єднання самоцентрувальні; точне регулювання зазору; передача великих зусиль (при нерухомих з'єднаннях); значна герметичність (газоводомасилопроникність).

Терміни і визначення, що належать до конусів і конічних з'єднань, встановлює ГОСТ 25548-82. Правила нанесення розмірів, допусків і посадок конусів подано в ГОСТ 2.320-82.

2. Правила нанесення розмірів, допусків і посадок конусів

2.1. Нанесення розмірів

Величину і форму конуса позначають нанесенням трьох із названих розмірів (рис. 11.1):

- діаметр великої основи конусів D ;
- діаметр малої основи d ;
- діаметр у заданому поздовжньому перерізі D_s , що має задане осьове положення L_s ;
- довжина конуса L ;
- кут конуса α ;
- конусність C .

Допускається називати додаткові розміри як довідкові (рис. 11.1, в).

Розміри стандартизованих конусів на кресленні не показують, а приводять на полочки лінії-виноски умовне позначення за відповідним стандартом.

Під **прямою круговою конічною поверхнею** (далі конічна поверхня чи просто конус) розуміють поверхню обертання, створену прямою твірною, що обертається відносно осі й перетинає її.

Конус – узагальнюючий термін, під яким залежно від конкретних умов розуміють конічну поверхню, конічну деталь чи конічний елемент деталі. Конус називають зовнішнім, якщо деталь чи деталі мають конічну зовнішню поверхню, внутрішнім—коли конічна поверхня внутрішня. Параметри зовнішніх конусів позначають індексом e , а кут внутрішніх— i (рис. 11.2);

Під **основою конуса** розуміють коло, створене перетином конічної поверхні з перпендикулярними площинами, що обмежують його в осьовому напрямку.

Основною площиною називають площину поперечного розрізу конуса, в якому задається номінальний діаметр конуса.

Базовою площиною є площина, перпендикулярна до осі конуса, що визначає осьове положення основної площини чи осьове положення даного конуса відносно спряженого з ним конуса. За базову вибирають торцеву площину будь-якого бортика, заплечиків чи місце переходу конуса в циліндр, найчастіше з боку великого діаметра.

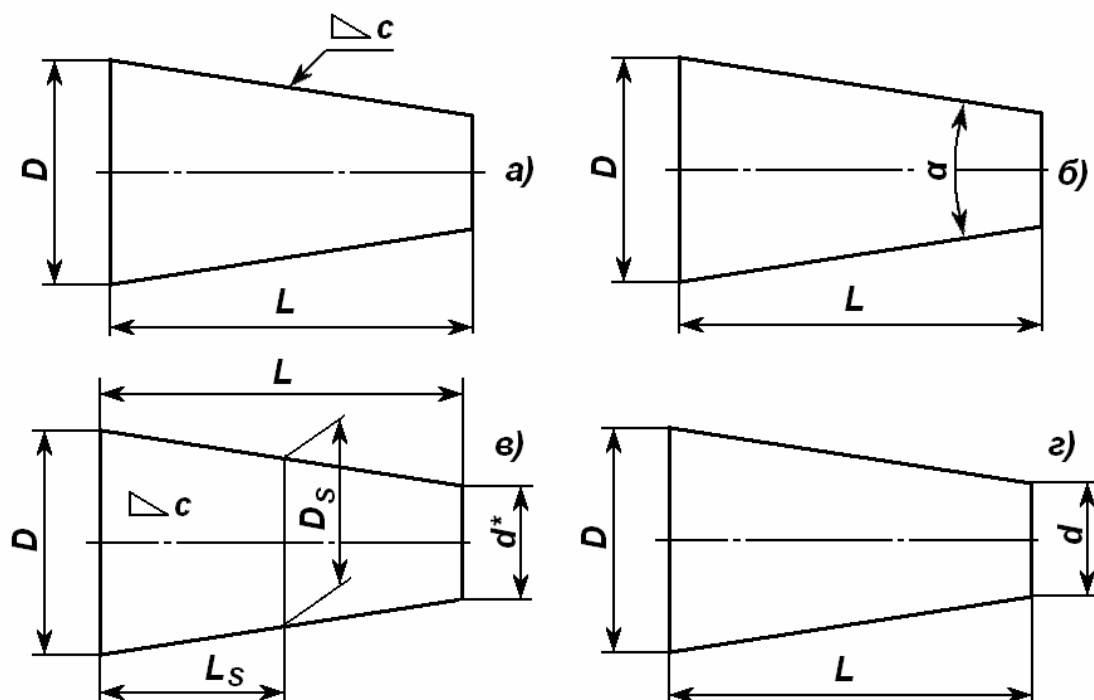


Рис. 11.1. Нанесення розмірів конусів.

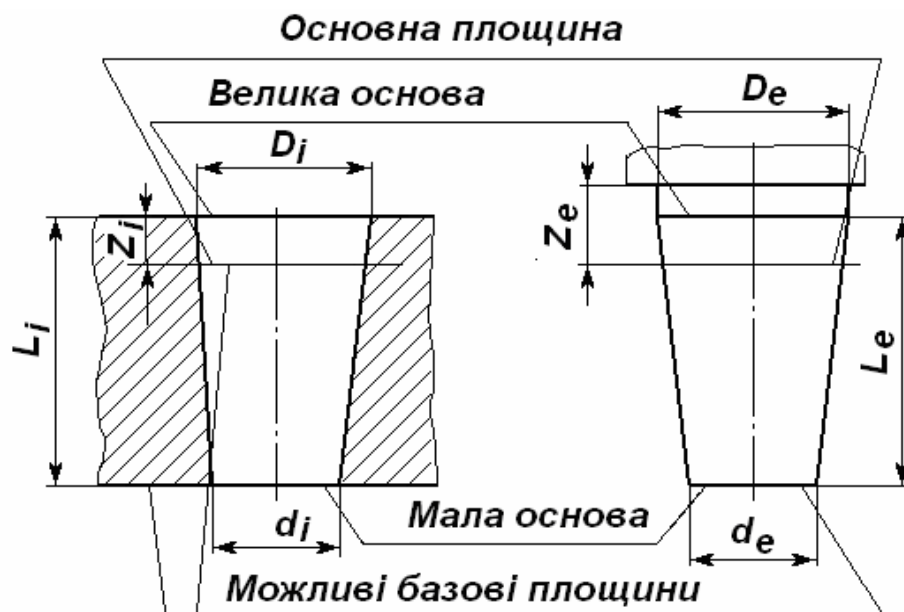
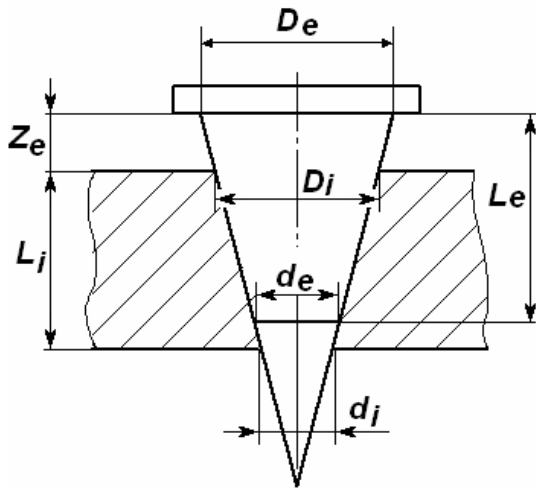


Рис. 11.2. Параметри зовнішніх конусів.

Відстань між основною і базовою площинами конуса L_i і L_e називають **базовою відстанню конуса**. Базова і основна площини конуса можуть збігатися.

Конічне з'єднання (рис. 11.3) – це з'єднання зовнішнього і внутрішнього конусів, що мають однакові номінальні кути конусів, характеризуються великим діаметром D , малим діаметром d , довжиною конічного з'єднання L і базовою відстанню з'єднання Z_p (відстань між прийнятими базами сполучених конусів).

Базова відстань Z_p визначає відносно осьове розташування конічних деталей. В осьову розрізі конічного з'єднання і окремих конусів розрізняють кут конуса α (табл. 11.1) і кут нахилу $\alpha/2$.



Замість цих кутів часто використовують поняття нахил S , а також конусність C :

$$S = \frac{D - d}{2L} = \tan \alpha / 2; \quad (11.1)$$

$$C = \frac{D - d}{L} = 2 \tan \alpha / 2.$$

Із чотирьох параметрів D , d , L і α – три незалежних.

Значення нормальних конусностей наведено в табл. 11.2.

Рис. 11.3. Параметри конічного з'єднання.

Таблиця 11.1

Нормальні кути α і нахили призматичних деталей (за ГОСТ 8908-81)

Ряди нормальних кутів								
1	2	3	1	2	3	1	2	3
0°		$15'$		10°				70°
	$30'$				12°		75°	
		$45'$	15°					80°
	1°				18°			85°
		$1^\circ 30'$	20°			90°		
	2°				22°			100°
		$2^\circ 30'$			25°			110°
	3°		30°			120°		
	4°				35°			135°
5°				40°				150°
	6°		45°					165°
	7°				50°			180°
	8°				55°			270°
		9°	60°		65°			360°

Нахили S і кути нахилу β призматичних деталей:

S	$1:500$	$1:200$	$1:100$	$1:50$	$1:20$	$1:10$
β	$6'52,5''$	$17'11,3''$	$34'22,6''$	$1^\circ 8'44,7''$	$2^\circ 51'44,7''$	$5^\circ 42'38,1''$

Нормальні конусності C та їх кути (за ГОСТ 8908-81)

Позначення конуса		Конусність	Кут конуса α	Кут нахилу $\alpha / 2$
Ряд 1	Ряд 2			
1	2	3	4	5
<i>1 : 500</i>		<i>0,002</i>	<i>6'52,5"</i>	<i>3'26,25"</i>
<i>1 : 200</i>		<i>0,005</i>	<i>17'11,3"</i>	<i>8'35,65"</i>
<i>1 : 100</i>		<i>0,010</i>	<i>34'22,6"</i>	<i>17'11,3"</i>
<i>1 : 50</i>		<i>0,020</i>	<i>1°8'45,2"</i>	<i>34'22,6"</i>
	<i>1 : 30</i>	<i>0,033</i>	<i>1°54'34,9"</i>	<i>57'17,45"</i>
<i>1 : 20</i>		<i>0,050</i>	<i>2°51'51,1"</i>	<i>1°25'55,55"</i>
	<i>1 : 15</i>	<i>0,067</i>	<i>3°49'5,9"</i>	<i>1°54'32,95"</i>
	<i>1 : 12</i>	<i>0,083</i>	<i>4°46'18,8"</i>	<i>2°29'9,4"</i>
<i>1 : 10</i>		<i>0,100</i>	<i>5°43'29,3"</i>	<i>2°51'44,65"</i>
	<i>1 : 8</i>	<i>0,125</i>	<i>7°9'9,6"</i>	<i>3°34'34,8"</i>
	<i>1 : 7</i>	<i>0,145</i>	<i>8°10'16,4"</i>	<i>4°5'8,2"</i>
	<i>1 : 6</i>	<i>0,167</i>	<i>9°31'38,2"</i>	<i>4°45'49,1"</i>
<i>1 : 5</i>		<i>0,200</i>	<i>11°25'16,3"</i>	<i>5°42'38,15"</i>
	<i>1 : 4</i>	<i>0,250</i>	<i>14°15'0,1"</i>	<i>7°7'30,05"</i>
<i>1 : 3</i>		<i>0,333</i>	<i>18°55'28,7"</i>	<i>9°27'44,35"</i>
<i>1 : 1,866 *</i>		<i>0,536</i>	<i>30°</i>	<i>15°</i>
<i>1 : 1,207 *</i>		<i>0,828</i>	<i>45°</i>	<i>22°30'</i>
<i>1 : 0,866 *</i>		<i>1,155</i>	<i>60°</i>	<i>30°</i>
<i>1 : 0,652 *</i>		<i>1,535</i>	<i>75°</i>	<i>37°30'</i>
<i>1 : 0,5 *</i>		<i>2,000</i>	<i>90°</i>	<i>45°</i>
<i>1 : 0,289 *</i>		<i>3,464</i>	<i>120°</i>	<i>60°</i>

2.2. Нанесення граничних відхилень розмірів і допусків конусів Граничні відхилення розмірів конусів слід наносити відповідно до умов ГОСТ 2.307-68 і ГОСТ 2.320-82.

Граничні відхилення кута конуса, коли конус визначено конусністю, слід наносити безпосередньо під позначенням конусності: числовими значеннями AT_D (рис. 11.4) і умовними позначеннями (рис. 11.5); умовними позначеннями з виказанням в дужках числових значень відповідних граничних відхилень (рис. 11.6). Граничні відхилення кута конуса, коли конус визначений кутом, слід показувати числовими значеннями AT_h безпосередньо після номінального розміру (рис. 11.7).

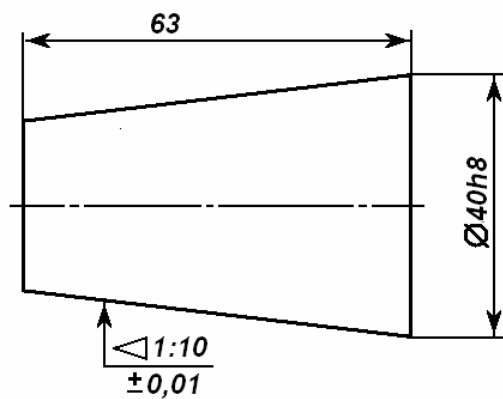


Рис. 11.4. Числове позначення AT_D .

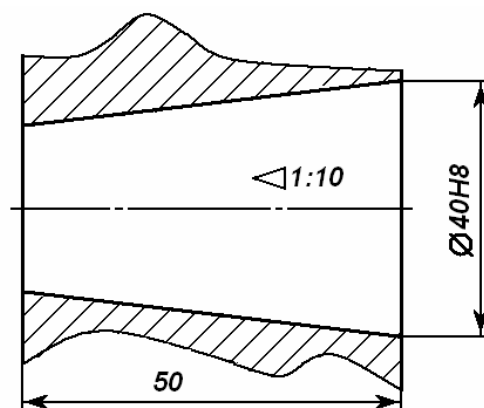


Рис. 11.5. Умовне позначення.

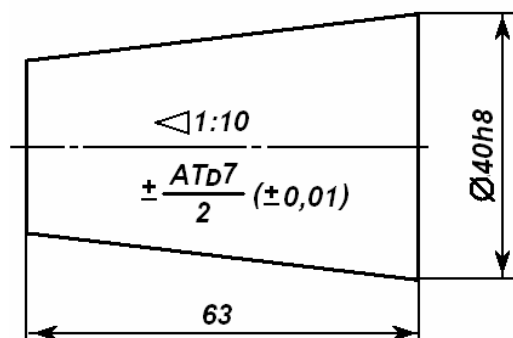


Рис. 11.6. Умовне позначення.

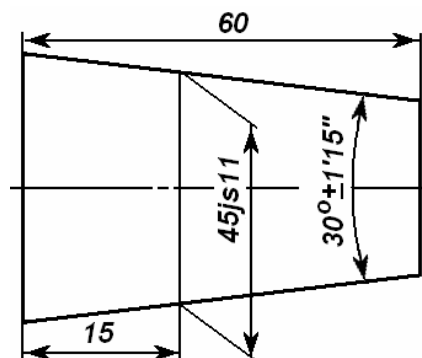


Рис. 11.7. Числове значення AT_h .

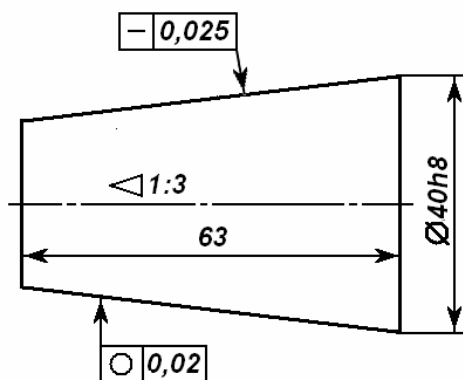


Рис. 11.8. Допуски форми конуса.

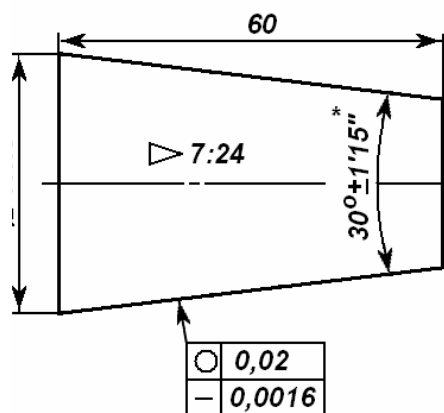


Рис. 11.9. Допуск прямолінійності

Допуски форми конуса (допуск круглості й допуски прямолінійності твірної) слід наносити за умовами ГОСТ 2.308-70 (рис. 11.8). При визначенні допуску прямолінійності на конусах не більше 1:3 допускається з'єднувальну лінію від рамки проводити перпендикулярно осі конуса (рис. 11.9).

Коли задано допуск T_D діаметра конуса в будь-якому перерізі, то значення конусності або кута слід брати в прямокутну рамку (рис. 11.10). Коли задано допуск T_D діаметра конуса в перерізі, то значення відстані L_s від базової площини до основної слід брати в прямокутну рамку (рис. 11.11).

Коли задано граничні відхилення розміру, що визначає осьове положення основної площини конуса L_s , то значення номінального діаметра D_s слід брати в прямокутну рамку (рис. 11.12).

Коли задано граничні відхилення розміру, що визначає осьове положення основної площини конуса L_s , то значення номінального діаметра D_s слід брати в прямокутну рамку (рис. 11.13).

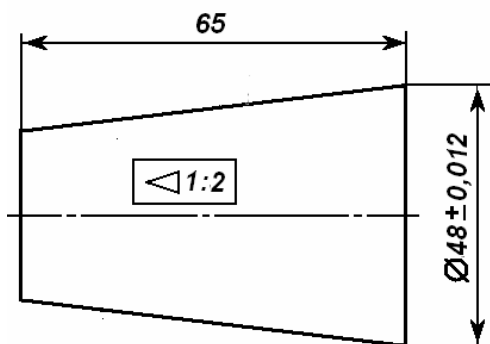


Рис. 11.10. Значення конусності.

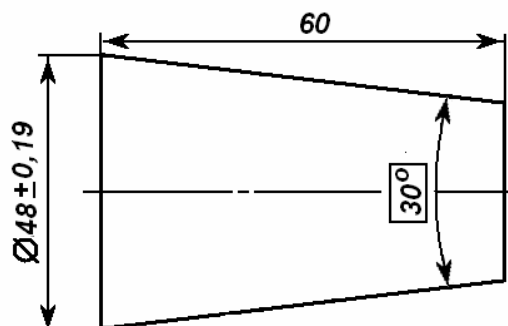


Рис. 11.11. Значення кута.

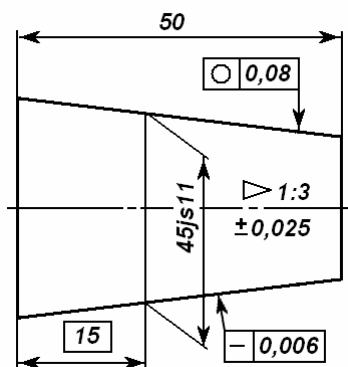


Рис. 11.12. Допуск діаметра конуса.

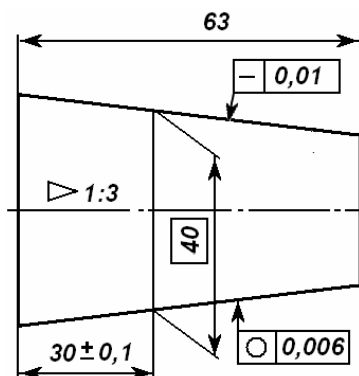


Рис. 11.13. Граничні відхилення розміру

2.3. Нанесення допусків і посадок на конічних з'єднаннях

При посадці з фіксацією шляхом суміщення конструктивних елементів спряжених конусів розміри, що визначають характер з'єднання на складальному кресленні, можуть бути показані тільки як довідкові (рис. 11.14).

При посадці з фіксацією по заданій осевій відстані Z_{pt} між базовими площинами спряжених конусів слід нанести розмір, що визначає відстань між базовими площинами і взяти його в прямокутну рамку, а розмір, що визначає характер з'єднання, може бути довідковим (рис. 11.15).

При посадці з фіксацією по заданому взаємному осевому зміщенню спряжених конусів від їх початкового положення слід назвати розмір осевого зміщення, а початкове положення конусів позначати штрих-пунктирною тонкою лінією з двома крапками. Розміри, що визначають початкову базову відстань і поєднання полів допусків сполучених конусів, можуть бути показані як довідкові (рис. 11.16).

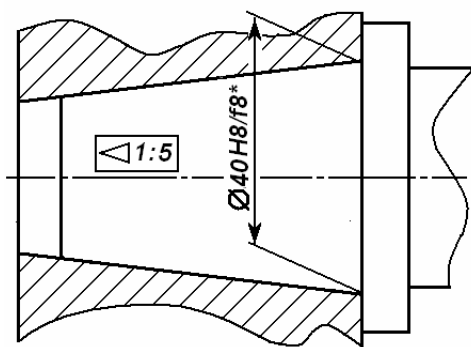


Рис. 11.14. Посадка з фіксацією шляхом суміщення конструктивних елементів сполучених конусів.

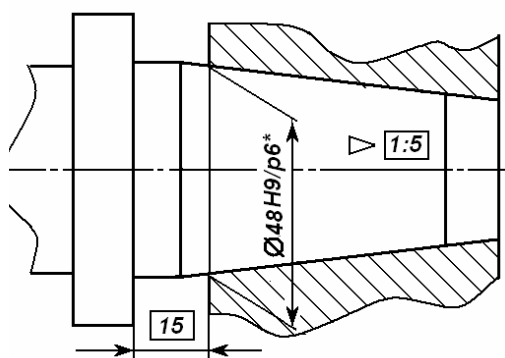


Рис. 11.15. Посадки з фіксацією за заданою осьюою відстанню.

При посадці з фіксацією за заданим зусиллям запресування F_s , що застосовується в початковому положенні, слід показувати в технічних вимогах креслення, наприклад, “Зусилля запресування $F_s = \dots$ Н”. Розміри, що визначають початкову базову відстань і поєднання сполучених конусів, можна показувати довідкові (рис. 11.17).

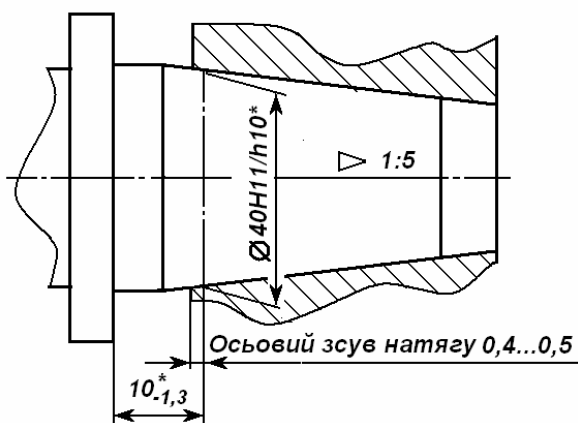


Рис. 11.16. Посадка з фіксацією за заданим взаємним осьовим зміщенням сполучених конусів.

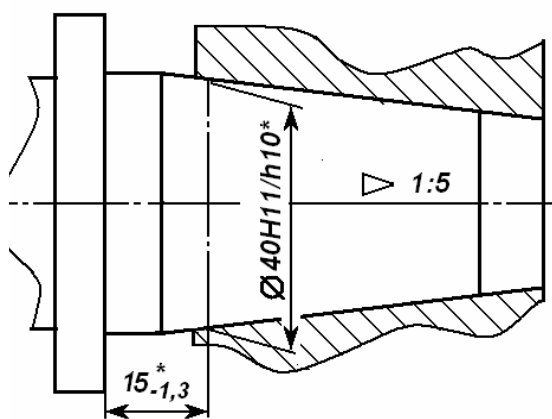


Рис. 11.17. Посадка з фіксацією за заданим зусиллям запресування.

3. Одиниці виміру кутів. Степені точності

Практично використовують кілька систем вимірювання кутів. Проте найбільш поширеною залишається градусна міра – **градус** ($^{\circ}$), **хвилина** ($'$) і **секунда** ($''$).

Градус – площинний кут, що дорівнює $1/360$ частини центрального кута, який опирається на повне коло. 1 градус дорівнює 60 кутовим хвилинам, 1 хвилина дорівнює 60 кутовим секундам.

Міжнародна система одиниць **СИ** в числі додаткової одиниці кутів прийняла одиницю радіан. Радіан дорівнює $57^{\circ}17'44,5''$. Відповідно до ГОСТ 8908-81 встановлено 17 степенів точності допусків кутів: 1, 2, 3..., 17. При

позначенні допуску кута заданої точності до позначення допуску кута AT додають номер відповідного степеня точності $AT1, AT2, \dots, AT17$.

Допуски кута (різниця між найбільшим і найменшим граничними кутами) при переході від однієї степені до іншої змінюються у геометричній прогресії з знаменником $\phi = 1,6$. За необхідності допуски, точніше степені точності 1, можуть бути одержані послідовним діленням допусків ступені 1 на 1,6.

До кожного степеня встановлені:

- допуск кута AT_α , виражений у кутових одиницях (рис. 11.18, а); на кресленнях рекомендується позначати заокруглені значення допуску кута AT_α в градусах, хвилинах, секундах (ГОСТ 8908-81);
- допуск кута AT_h , який виявляється відрізком на перпендикулярі до сторони кута, протилежній куту AT_α на відстані L_1 від вершини цього кута (рис. 11.18, б): практично цей відрізок дорівнює дуги з радіусом L_1 , яка стягує кут AT_α ;
- допуск кута конуса AT_D , виражений допуском на різницю діаметрів у двох нормальних до осі конуса перерізах на заданій відстані L між ними (визначається по перпендикуляру до осі конуса, рис. 11.18, а).

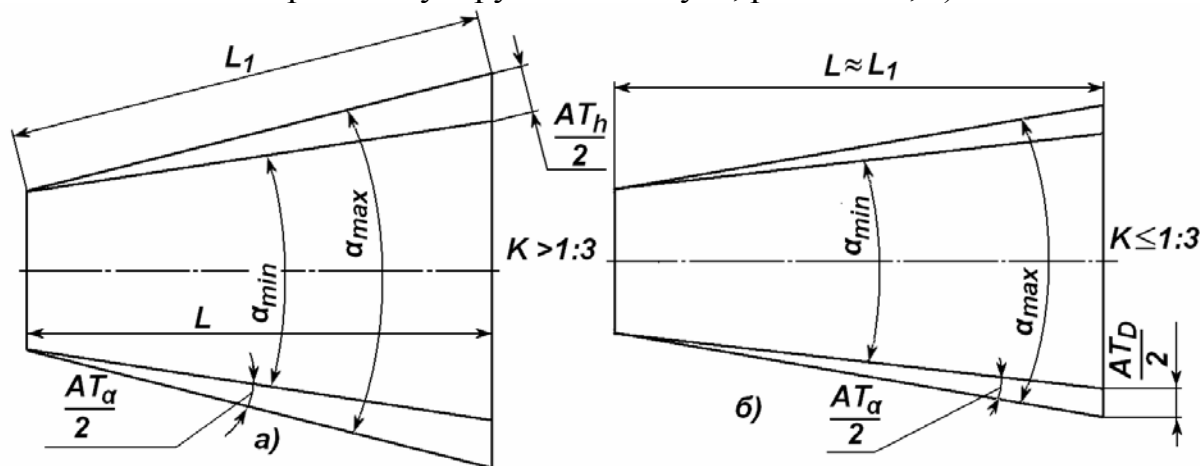


Рис. 11.18. Допуски кутових розмірів та їх позначення.

Допуск AT_h призначають на конуси, які мають конусність більше 1:3, залежно від довжини L_1 . Значення допуску AT_h визначають за формулою:

$$AT_h = AT_\alpha \cdot L_1 \cdot 10^{-3}, \quad (11.2)$$

де AT_h – у мкм; AT_α – у мкрад; L_1 – у мм.

Для конусів з конусністю не більше 1:3 приймають, що $L_1 = L$ і призначають допуски AT_D ; значення $AT_D \approx AT_h$ (різниця не перевищує 2 %).

Для конусів з конусністю більше 1:3 значення допуску AT_α визначають за формулою:

$$AT_\alpha = \frac{AT_h}{\cos \frac{\alpha}{2}}. \quad (11.3)$$

Тут α – номінальний кут конуса.

Допуски конусів можуть бути розташовані в плюс ($+AT$), в мінус ($-AT$) чи симетрично ($\pm AT$) відносно номінального кута. Числові значення не названих граничних відхилень кутів за ГОСТ 25670-80 відповідають $\pm AT16$ і $\pm AT17$.

Область використання кожного з **17** степенів точності визначається функціональними вимогами до точності кутових розмірів:

1...4 степені точності використовуються для кутових мір;

5...7 – для кутів високої точності;

8...12 – для кутів нормальної точності (напрямні планки, кутові пази тощо);

13...15 – для деталей пониженої точності (кутові розміри, наприклад, фіксаторів);

16, 17 – для вільних кутових розмірів (табл. 11.3).

Таблиця 11.3

**Приклади застосування степенів точності допусків
кутових розмірів і конусів**

Степені точності	Приклади застосування
5	Зовнішні конуси вищої точності герметичних з'єднань; конусні калібри-пробки.
6	Внутрішні конуси вищої точності; конусні калібри-втулки.
7, 8	Деталі високої точності, які потребують доброго центрування; конічні центруючі поверхні валів і осей і сполучаємих з ними маточин зубчастих коліс і конусних муфт при високої точності з'єднань; конусні калібри.
9	Так само при менших вимогах до точності з'єднань.
10, 11, 12	Деталі нормальної точності: конуси фрикційних деталей.
13, 14	Деталі зниженої точності; стопорні пристрої.
15	Конічні заглиблення під головки гвинтів.
16, 17	Несполучені вільні розміри.

Допуски кутів призматичних деталей призначають залежно від номінальної довжини L , меншої сторони кута і степені точності кута (табл. 11.4).

Таблиця 1.4

Допуски кутових розмірів і кутів конусів для ступенів точності 6...12
в інтервалі довжин до 400 мм (за ГОСТ 8908-81)

Інтервали довжин L, L_f , мм (понад-до)	Ступінь точності кута						
	6	7	8	9	10	11	12
	AT'_α , град./(AT_h, AT_d), мкм						
1	2	3	4	5	6	7	8
До 10	$\frac{1'40''}{до 5}$	$\frac{2'30''}{до 8}$	$\frac{4'}{до 12,5}$	$\frac{6'}{до 20}$	$\frac{10'}{до 32}$	$\frac{16'}{до 50}$	$\frac{26'}{до 80}$
10 – 16	$\frac{1'20''}{4 – 6,3}$	$\frac{2'}{6,3 – 10}$	$\frac{3'}{10 – 16}$	$\frac{5'}{16 – 25}$	$\frac{8'}{25 – 40}$	$\frac{12'}{40 – 63}$	$\frac{20'}{63 – 100}$
16 – 25	$\frac{1'}{5 – 8}$	$\frac{1'40''}{8 – 12}$	$\frac{2'30''}{12,5 – 20}$	$\frac{4'}{20 – 32}$	$\frac{6'}{32 – 50}$	$\frac{10'}{50 – 80}$	$\frac{16'}{80 – 125}$
25 – 40	$\frac{50''}{6,3 – 10}$	$\frac{1'20''}{10 – 16}$	$\frac{2'}{16 – 25}$	$\frac{3'}{25 – 40}$	$\frac{5'}{40 – 63}$	$\frac{8'}{63 – 100}$	$\frac{12'}{100 – 160}$
40 – 63	$\frac{40''}{8 – 12,5}$	$\frac{1'}{12,5 – 20}$	$\frac{1'40''}{20 – 32}$	$\frac{2'30''}{32 – 50}$	$\frac{4'}{50 – 80}$	$\frac{6'}{80 – 125}$	$\frac{10'}{125 – 250}$
63 – 100	$\frac{32''}{10 – 16}$	$\frac{50''}{16 – 25}$	$\frac{1'20''}{25 – 40}$	$\frac{2'}{40 – 63}$	$\frac{3'}{63 – 100}$	$\frac{5'}{100 – 160}$	$\frac{8'}{160 – 250}$
100 – 160	$\frac{26''}{12,5 – 20}$	$\frac{40''}{20 – 32}$	$\frac{1'}{32 – 50}$	$\frac{1'40''}{50 – 80}$	$\frac{2'30''}{80 – 125}$	$\frac{4'}{125 – 200}$	$\frac{6'}{200 – 320}$
160 – 250	$\frac{20''}{16 – 25}$	$\frac{32''}{26 – 40}$	$\frac{50''}{40 – 63}$	$\frac{1'20''}{63 – 100}$	$\frac{2'}{100 – 160}$	$\frac{3'}{160 – 250}$	$\frac{5'}{250 – 400}$
250 – 400	$\frac{19''}{20 – 32}$	$\frac{26''}{32 – 50}$	$\frac{40''}{50 – 80}$	$\frac{1'}{80 – 125}$	$\frac{1'40''}{125 – 250}$	$\frac{2'30''}{200 – 320}$	$\frac{4'}{320 – 500}$

4. Застосування гладких конічних з'єднань.

Конічні з'єднання мають такі переваги:

- високу герметичність і міцність з'єднань;
- можливість фіксації взаємного положення двох деталей як у радіальному, так і в осьовому напрямках, створюючи необхідний зазор чи натяг;
- пристосованість конічної пари до швидкого розбирання чи складання без пошкодження поверхонь елементів з'єднання;
- самоцентрування.

Розрізняють такі види конічних з'єднань: нерухомі (з натягом), щільні (з можливістю ковзання); рухомі (із зазором).

Нерухомі з'єднання передають крутні моменти. Нерухомість створюється під дією сили тертя між спряжених поверхнями. Силу тертя регулюють натягом, що забезпечується затягуванням чи запресуванням зовнішнього

конуса у внутрішній. У разі дії великих навантажень і при відносно малому натягу при вібрації у нерухомому конічному з'єднанні використовують шпонки, наприклад, у з'єднанні фланцевих муфт з порожнистими і суцільними валами.

Щільні з'єднання застосовують для герметизації. Посадка створюється притиранням спряжених деталей. Ці з'єднання використовують у парі клапан-сідло, в жиклерах карбюраторів тощо.

Рухомі з'єднання забезпечують відносне обертання чи зазор між деталями. Вони характеризуються точним centruванням, можливістю компенсації спрацювання деталей за рахунок переміщення їх уздовж осі, наприклад, у конічних підшипниках стаканів, в регулюючих пристроях тощо.

Бокова площа конуса – це площа, перпендикулярна до осі контуру, відносно якої визначається положення розрізу.

Базова відстань (осьова) – відстань між базовими площинами (базами) сполучених конусів уздовж їх осей.

Конічні з'єднання позначаються:

Z_p , T_p , Z_{pmax} , Z_{pmin} – відповідно номінальне значення базовідстані, його допуск, верхнє і нижнє відхилення;

D_e , AT_{De} , es_{De} , ei_{De} – відповідно номінальне значення розміру великого діаметра зовнішнього конуса (вала), його допуск, верхнє і нижнє відхилення;

D_i , AT_{di} , ES_{di} , EI_{di} – відповідно номінальне значення розміру меншого діаметра внутрішнього конуса (отвору), його допуск, верхнє і нижнє відхилення;

α_e , $AT_{\alpha e}$, $es_{\alpha e}$, $ei_{\alpha e}$ – відповідно номінальне значення кута конуса вала, його допуск, верхнє і нижнє відхилення;

α_i , $AT_{\alpha i}$, $es_{\alpha i}$, $ei_{\alpha i}$ – відповідно номінальне значення кута конуса отвору, його допуск, верхнє і нижнє відхилення;

L_e , T_{Le} , ΔS_{Le} , ΔS_{Ly} – відповідно номінальне значення розміру довжини зовнішнього конуса отвору, його допуск, верхнє і нижнє відхилення;

L_i , T_{Li} , ΔS_{Li} , ΔS_{Li} – відповідно номінальне значення розміру довжини внутрішнього конуса отвору, його допуск, верхнє і нижнє відхилення;

C – конусність.

5. Зв'язок між допусками на діаметри сполучених деталей і допусками на базовий розмір

Значення базової відстані залежить від номінального розміру:

$$Z_p = \frac{D_e - D_i}{C} \quad (11.4)$$

$$Z_{pmax} = \frac{D_{evax} - D_{imin}}{C} \quad (11.5)$$

$$Z_{pmin} = \frac{D_{emin} - D_{imax}}{C} \quad (11.6)$$

Допуск на базову відстань дорівнює:

$$T_p = Z_{pmax} - Z_{pmin} = \frac{T_e - T_i}{C} \quad (11.7)$$

На рис. 11.19 зображена схема створення граничних базовідстаней.

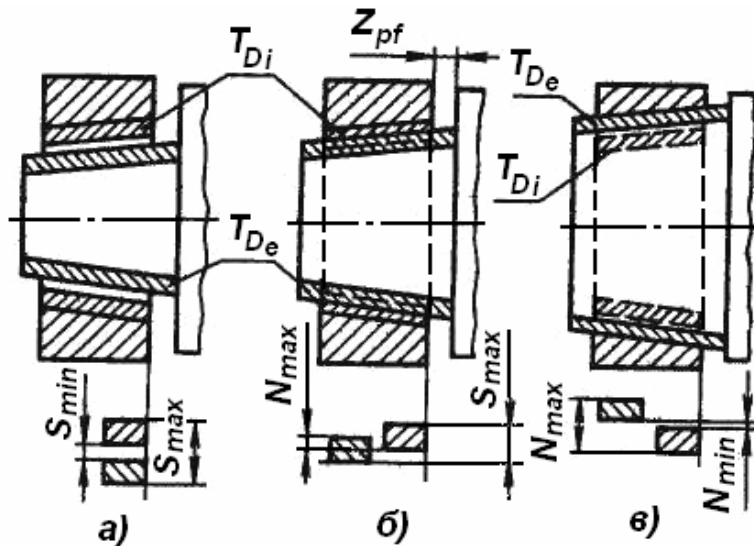


Рис. 2.321. Варіанти розташування полів допусків конусів:

6. Система допусків і посадок конічних з'єднань

Система допусків і посадок конічних з'єднань установлена ГОСТ25307-82 і поширюється на гладкі конуса діаметром до 500 мм, конусністю від 1:3 до 1:500.

Для конусів регламентуються такі види допусків (рис. 11.20): допуск діаметра конуса (T_D), допуск кута конуса (AT); допуск форми конуса—допуск круглості (T_{FR}) і допуск прямолінійності (T_{FL}).

Установлено два способи нормування допусків конусів:

- спільне нормування всіх видів допусків допуском діаметра конуса в будь-якому розмірі; У цьому разі в полі допуску конуса, обмеженому двома граничними конусами, мають бути всі точки реальної поверхні конуса. Таким чином обмежуються не тільки відхилення діаметру, але й відхилення кута і форми конуса.
- роздільне нормування кожного виду допусків; допуску діаметра конуса в заданому перерізі, допуску AT кута конуса, допусків круглості T_{FR} і прямолінійності T_{FL} .

Спосіб 1 рекомендується використовувати в посадках з фіксацією по конусних елементах і по заданій осьовій відстані між базовими площинами спряжених конусів.

Розміри зазорів і натягів у цих посадках залежать від граничних відхилень діаметрів спряжених конусів.

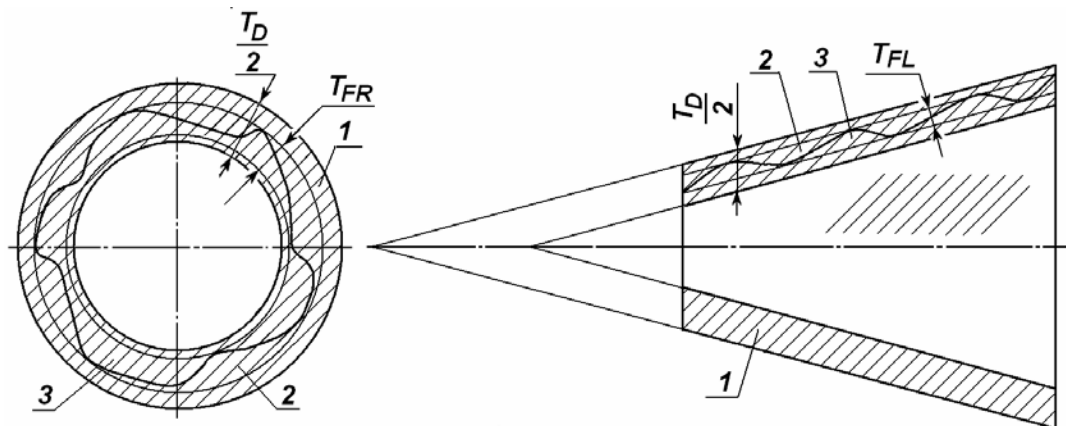


Рис. 11.20. Розташування полів допусків конусів.

Відхили кутів і форми конуса впливають на нерівномірність зазорів чи натягів, а також на довжину контакту.

За необхідності дозволяється обмежувати їх додатковими, більш вузькими, допусками кутів конуса AT і форми конуса T_{FR} і T_{FL} , як T_D .

Спосіб 2 використовують переважно в посадках з фіксацією по заданих осьових зміщеннях сполучених конусів від їх початкового положення чи за заданим зусиллям запресування.

Розміри зазорів і натягів у цьому разі визначаються умовами складання, а допуски діаметра впливають тільки на базову відстань.

Допуски кута і конуса впливають на нерівномірність зазорів і натягів та на довжину контакту.

Допуски несполучених конусів рекомендується нормувати, використовуючи спосіб 2.

Допуски діаметрів конуса мають відповідати допускам гладких циліндричних з'єднань. При вибраному квалітеті допуск T_D визначають за номінальним діаметром більшої основи конуса, а допуск T_{DS} – за номінальним діаметром у заданому перерізі конуса.

При заданому допуску T_D , якщо відхилення кута конуса обмежується більш вузькими відстанями, як при повному використанні допуску T_D , і при заданому допуску T_{DS} , слід призначати ще допуск AT кута конуса в кутових AT_α чи в лінійних одиницях AT_D .

Розташування граничних відхилень кутів сполучених конусів допускається як однобічне ($+AT$ чи $-AT$), так і симетричне ($\pm AT$), для несполучених конусів – тільки симетричне.

Поля допусків і посадок вибирають залежно від способу фіксації взаємного осьового положення спряжених конусів.

У посадках з фіксацією за конструктивними елементами чи за заданою осьовою відстанню між базовими площинами слід застосовувати такі поля

допусків: для внутрішніх конусів—***H, JS, N***; для зовнішніх конусів—***d, e, f, g, h, js, k, m, p, r, s, t, u, x, z***.

У посадках рекомендується сполучати поля допусків зовнішнього і внутрішнього конусів одного квалітету і тільки в обґрунтованих випадках допуск діаметра внутрішнього конуса можна призначити на один чи два квалітети менш точними.

У посадках за заданим осьовим зміщенням сполучених конусів від їх початкового положення граничні відхилення осьового зміщення визначаються за формулами:

$$E_a S_{min} = \frac{1}{C} S_{min}; \quad (11.8)$$

$$E_a N_{min} = \frac{1}{C} N_{min}; \quad (11.9)$$

$$E_a S_{max} = \frac{1}{C} S_{max}; \quad (11.10)$$

$$E_a N_{min} = \frac{1}{C} N_{min}. \quad (11.11)$$

У посадках з фіксацією за заданим зміщенням спряжених конусів від початкового положення чи за заданим зусиллям запресування поля допусків – від 8-го до 12-го квалітетів: для внутрішніх конусів – ***H, JS, N***; для зовнішніх конусів – ***h, js, k***. Для внутрішніх конусів переважає поле допуску ***H***.

7. Варіанти розташування полів допусків на діаметри залежно від цільового призначення конічних з'єднань

Конус вала може мати різні положення відносно конуса отвору при одних і тих же заданих допусках залежно від того, як розташовані допуски на діаметри відносно лінії номінального розміру (цільового призначення конічних з'єднань).

Варіанти розташування полів допусків:

перший–допуски, направлені в “тіло” деталей (див. рис. 11.19, а). При цьому:

$$Z_{Amax} = \frac{d_{1max} - D_{1min}}{C} = \frac{d_1 - D_1}{C} = Z_A; \quad (11.12)$$

$$Z_{Amin} = \frac{d_{1min} - D_{1max}}{C} = \frac{|(d_1 - Td) - (D_1 - TD)|}{C} = Z_A - Z_B. \quad (11.13)$$

У цьому разі вал із номінального положення буде тільки опускатися на розмір допуску базової відстані ***T_p***;

другий–допуски на обробку, розташовані зовні “тіла” деталі (див. рис. 11.19, а). При цьому

$$Z_{Amax} = Z_A + Td; \quad Z_{Amin} = Z_A. \quad (11.14)$$

третій–допуски на обробку розміщуються з правого боку від лінії номінального розміру (див. рис. 11.19, в).

$$Z_{Amax} = Z_A = \frac{Td}{C}; \quad Z_{Amin} = \frac{Z_A - Td}{C}.$$

(11.15)

Якщо допуски розміщуються з лівого боку, то

$$Z_{Amax} \frac{Z_A - TD}{C}; \quad Z_{Amin} \frac{Z_A - Td}{C}.$$

(11.16)

8. Стандартизація конусів

До окремої групи входять так звані *інструментальні конуси*, які застосовують для конічних хвостовиків різального інструменту, конічних отворів шпинделів верстатів, конічних поверхонь перехідних втулок чи верстатних оправок різного призначення (для встановлення фрез, контролю точності) тощо. До інструментальних конусів відносять *конуси метричні* та *конуси Морзе* (ГОСТ 25577-82).

Метричні конуси мають постійну конусність $C = 1:20$ і позначаються за номером більшого діаметра з'єднання в міліметрах, яким за конструкцією з'єднання є більший діаметр конічного отвору: **4, 6, 80, 100, 120, 180, 200**.

Конуси Морзе розроблені дуже давно і мають широке міжнародне застосування для інструментів, верстатів і верстатних пристосувань. Конусність у них незначно коливається $C=1:20$, їх позначають умовними номерами **0...6**. Крім того ГОСТ 9953-82 встановлює розміри і позначення укорочених конусів Морзе (табл. 11.5).

У ГОСТ 25577-82 і ГОСТ 9953-82 вказані розміри всіх елементів метричних конусів і конусів Морзе, що дозволяє у технічній літературі й на кресленнях обмежуватися тільки їх умовним позначенням.

Таблиця 11.5

Позначення конусів Морзе

Конус Морзе	0	1	2	3	4	5	6	7	8
D , мм	9	12	19	24	31	44	63		
Укорочени й конус Морзе	B 7	B1 0	B1 2	B1 6	B1 8	B2 2	B2 4	B3 2	B4 5
D , мм	7	10	12	16	18	22	24	32	45

Допуски, методи і засоби контролю інструментальних конусів регламентуються ГОСТ 2848-75. Для всіх видів названих конусів встановлено п'ять степенів точності від **AT4** до **AT8**.

Для кожної степені окремо нормуються граничні відхилення кута конуса (мкм) на довжині конуса, відхилення від прямолінійності твірної і відхилення від круглості в будь-якому перерізі по довжині конуса. Відхилення кута конуса від номінального розміру слід розташовувати “в плюс” для зовнішніх конусів і “у мінус” – для внутрішніх. Степінь точності **AT4** і **AT5** можна застосовувати тільки для зовнішніх конусів.

Крім того, встановлені допуски на довжину конусів, розміри лапок і вікон, залежні допуски на симетричність площин лапок у зовнішніх конусів і площин вікон внутрішніх конусів.

Правила нанесення розмірів, допусків і посадок конусів установлені ГОСТ 2.320-82. Умовне позначення інструментальних конусів:

Метр. 120AT8 ГОСТ 25577-82; **Морзе 30AT7** ГОСТ 25577-82;

Морзе B16AT7 ГОСТ 9953-82.

Для насадок, зенкерів і розверсток установлені спеціальні інструментальні конуси з конусністю **$C=1:20$** , розміри і допуски для яких дано в СТ РЕВ 149-75.

Лекція 12. Основи стандартизації

План: 1. Виникнення і розвиток стандартизації і метрології

2. Суть і народногосподарське значення стандартизації

3. Державна система стандартизації. Міжнародна стандартизація

4. Міжнародна стандартизація

5. Методичні основи стандартизації

1. Виникнення і розвиток стандартизації і метрології

Стандартизація і метрологія потрібні для взаєморозуміння між людьми і допомагають впорядкувати економіку країни. Вони є основою розумної організації праці і взагалі будь-якої діяльності людини.

Принципи стандартизації і метрології використовувалися ще в стародавні часи, коли зазначених термінів не існувало. Тоді люди намагалися регулювати стосунки, що виникали між племенами і народами, згідно з певними “принципами”, що умовно можна назвати “нормами права”. Зрозуміло, що користуватися такими “нормами” було практично неможливо, тому що таких “принципів” було рівно стільки, скільки є різних точок зору на ту чи іншу проблему. У зв’язку з цим виникла потреба природного відбору різних точок зору на основі добровільного їх визнання утворилися єдині правила, що сприяли нормалізації суспільного життя.

Елементи стандартизації застосовувалися близько 5000 років тому в стародавньому Єгипті під час спорудження пірамід із кам’яних блоків правильної форми і вагою в декілька тон.

У стародавньому Римі на будівництві водопроводів використовувалися труби певних розмірів і форм. На будівництві укріплень таборів (частоколів) римляни застосовували “стандартні колоди”.

У XV столітті венеціанці обладнали свій флот однаковими щоглами, вітрилами, веслами і кермами. Завдяки цьому, кожен корабель мав можливість виконувати однакові маневри, що полегшувало умови ведення бою всією ескадрою. Запасні “стандартні” частини – щогли, вітрила, весла були на складах, що дозволяло швидко проводити ремонт кораблів.

У Росії початком стандартизації вважається 1535 рік, коли Указом царя Івана IV були запроваджені стандартні калібри-кружала для контролю розмірів ядер до гармат.

У XVIII столітті за затвердженнями Петром I зразками було побудовано серії кораблів з однаковими розмірами, щоглами, озброєнням і спорядженням. Це дало можливість витримувати як однакові розміри елементів конструкцій кораблів, так і єдиний рівень їх якості, і в короткі терміни створити російський флот.

Цар Петро I приділяв питанням стандартизації належну увагу не лише в кораблебудуванні, а й у сільському господарстві, вимагаючи, щоб хліб закупували “сухий, стодольний, а не сиромолотий”. В історії розвитку текстильної промисловості відомий також указ Петра I про якість канатів і парусини для військового і торгового флоту, що поставляли купці державі: “...коли такий купчисько гнилий товар поставить, рубати йому голову, щоб іншим не кортило”.

Росії належить пріоритет у застосуванні елементів стандартизації в металооброблювальній промисловості.

Наприкінці XIX століття було стандартизовано деякі вироби залізничного транспорту (ширина колії, розміри коліс, зчіпні пристрої вагонів тощо).

Вимірювання – одна з найдавніших галузей людської діяльності. Потреба у вимірюванні виникла дуже давно. Первісна людина, будуючи своє житло (печеру), намагалася виготовити його певних розмірів. З виникненням приватної власності на землю з’явилася потреба у вимірюванні розмірів і площ земельних ділянок.

Основними вимірювальними величинами у початковий період розвитку мір були довжина, площа, об’єм, вага і час. Розвиток мір зумовлювався практичними потребами людей. Шукаючи одиниці вимірювання, вони найчастіше зверталися до найбільш доступних і зрозумілих предметів.

Коли вимоги до точності величин, що застосовувалися для порівняння (одиниць вимірювання) були ще незначними, міри запозичувалися у готовому вигляді у природи. Цим і пояснюється поява таких одиниць вимірювання як лікоть, п’ядь, ступня та ін. Великі відстані вимірювалися “днями шляху”, тобто відрізком шляху, що могла пройти людина за час від сходу до заходу сонця. В наш час відстані між планетами вимірюються світловими роками.

Зрозуміло, що такі одиниці вимірювання не могли бути однаковими, бо одноіменні міри відрізнялися одна від одної так само, як відрізнялися між собою люди, від яких походили найпростіші одиниці вимірювання.

Вимоги незалежності вимірювань від випадкових властивостей природних величин, що використовувалися для порівняння, з часом призводять до створення нових організаційних правил. У франків, наприклад, з деякого часу не допускалася довільна оцінка міри довжини “фут” (ступня). Мав силу лише “королівський фут”, тобто довжина ступні Карла Великого.

Ще за 2700 років до н.е. у китайців з’явилась єдина система вимірювань – “п’ять мір”. За основу приймалася відстань між двома вузлами бамбукової палиці, що видавала звук певної висоти. Ширина колії двоколісного воза була основною одиницею вимірювання ширини того часу.

З винаходом парової машини, розвитком торгівлі й транспорту різко зросли вимоги до точності вимірювань, унаслідок чого виникла звична для всіх міжнародна метрична система одиниць.

2. Суть і народногосподарське значення стандартизації

Сучасне великосерійне і масове виробництво машин, їх експлуатація і ремонт, упровадження принципів взаємозамінності, уніфікації й агрегативання неможливі без достатньо розвиненої стандартизації.

Стандартизація має велике народногосподарське значення, їй відводиться найважливіша роль у вирішенні завдань з поліпшення якості продукції і підвищення ефективності виробництва. З кожним роком стандартизація набуває все ширших форм, проникаючи в усі галузі діяльності людини. Вона є одним з високоефективних засобів зростання промислового і сільськогосподарського виробництва.

Метою стандартизації в Україні є створення безпеки для життя та здоров'я людей, тварин, рослин, а також майна, охорони довкілля, забезпечення умов для раціонального використання всіх різновидів національних ресурсів та відповідності об'єктів стандартизації своєму призначенню, сприяння усуненню технічних бар'єрів у торгівлі.

Одним з основних завдань стандартизації є створення комплексу (системи) нормативних документів (стандартів), тобто сукупності взаємопов'язаних стандартів, що належать до певної галузі стандартизації і встановлюють взаємоузгоджені вимоги до об'єктів стандартизації на підставі загальної мети.

Основні терміни і визначення в галузі стандартизації встановлено Комітетом *ISO*. Міжнародна організація зі стандартизації прийняла таке визначення: "**Стандартизація** – це встановлення і застосування правил з метою впорядкування діяльності у певній галузі на користь та за участю всіх заінтересованих сторін зокрема для досягнення загальної економії при дотриманні умов експлуатації (використання) і вимог безпеки".

Основні терміни та їх визначення в галузі стандартизації встановлені Законом України "Про стандартизацію" від 17 травня 2001 року №2408-III, а також державним стандартом України ДСТУ 1.0-93. Відповідно до цього закону: "**Стандартизація** – діяльність, що полягає у встановленні положень для загального і багаторазового застосування щодо наявних чи можливих завдань з метою досягнення оптимального рівня впорядкування у певній сфері, результатом якої є підвищення степені відповідності продукції, процесів та послуг їх функціональному призначенню, усунення бар'єрів у торгівлі й сприяння науково-технічному співробітництву".

Залежно від сфери поширення розрізняють такі види стандартизації:

міжнародна стандартизація – стандартизація, що проводиться на міжнародному рівні, її учасниками можуть бути відповідні органи усіх країн;

регіональна стандартизація – стандартизація, що проводиться на відповідному регіональному рівні, а учасниками можуть бути відповідні органи країн певного географічного чи економічного простору. Прикладом регіональної стандартизації є стандартизація в межах країн *СНД*;

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

2.1. Нормативні документи зі стандартизації

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

Цей термін охоплює такі поняття як “**стандарт**”, “**кодекс усталеної практики**” та “**технічні умови**”.

Стандарт – документ, що встановлює для загального багаторазового застосування правила, загальні принципи або характеристики, які стосуються діяльності чи її результатів, з метою досягнення оптимального ступеня впорядкування у певній галузі, розроблений у встановленому порядку на основі консенсусу.

Стандарти повинні ґрунтуватися на узагальнених здобутках науки, техніки, практичному досвіді і бути спрямовані на досягнення оптимальної користі для суспільства.

Кодекс усталеної практики (звід правил) – документ, що містить практичні правила чи процедури проектування, виготовлення, монтажу, технічного обслуговування, експлуатації обладнання, конструкцій чи виробів. Кодекс усталеної практики може бути стандартом, частиною стандарту або окремим документом.

Технічні умови (ТУ) – документ, що встановлює технічні вимоги, яким повинні відповідати продукція, процеси чи послуги. Технічні умови можуть бути стандартом, частиною стандарту або окремим документом.

Залежно від сфери застосування стандарти поділяються на:

- **міжнародні** – стандарти, прийняті міжнародним органом стандартизації;
- **регіональні** – стандарти, прийняті регіональним органом стандартизації;
- **національні** – державні стандарти України, прийняті центральним органом виконавчої влади України у сфері стандартизації та доступні для широкого кола користувачів.

2.2. Об'єкти стандартизації

Галузь застосування і сфера дії стандартів значною мірою залежить від об'єкта стандартизації.

Об'єкт стандартизації – предмет (продукція, процес, послуга), що підлягає стандартизації.

Примітка. Під об'єктом стандартизації розуміють продукцію, процес, послугу, що однаковою мірою стосуються будь-якого матеріалу, компонента обладнання, системи, їх сумісності, а також правила, процедури, функції методу чи діяльності.

Зокрема, об'єктами стандартизації є:

1. Об'єкти організаційно-методичні та загальнотехнічні, в тому числі:

- організація проведення робіт зі стандартизації;
- системи та методи забезпечення якості та контролювання якості (вимірювань, аналізу), методи випробувань;
- метрологічне забезпечення (метрологічні норми, правила, вимоги, організація робіт);

- вимоги техніки безпеки, гігієни праці, ергономіки, технічної естетики;
- системи технічної та іншої документації загального використання, єдина технічна мова;

- достовірні довідкові дані про властивості речовини і матеріалів та ін.

2. Продукція міжгалузевого призначення та широкого вжитку.

3. Об'єкти державних соціально-економічних та державних науко-вотехнічних програм.

Галузеві стандарти розробляють на продукцію, послуги в разі відсутності державних стандартів України чи в разі необхідності встановлення вимог, що перевищують або доповнюють вимоги державних стандартів.

Обов'язкові вимоги галузевих стандартів не повинні суперечити вимогам державних стандартів.

Стандарти науково-технічних та інженерних товариств і спілок розробляють у разі необхідності поширення та впровадження систематизованих та узагальнених результатів фундаментальних і прикладних досліджень, одержаних у певних галузях знань чи сферах професійних інтересів. Вимоги цих стандартів не повинні суперечити обов'язковим вимогам державних та галузевих стандартів.

Технічні умови є невід'ємною частиною комплексу технічної документації на продукцію (вироби, матеріали, речовини, послуги), на яку вони поширюються, або самостійним документом.

Технічні умови розробляють у таких випадках:

- за відсутності державних або галузевих стандартів на розроблювану продукцію, послуги або за необхідності конкретизації їх вимог;
- за необхідності доповнення та (або) посилення вимог, норм і правил чинних стандартів на дану продукцію, послуги.

Стандарти підприємств розробляють на продукцію (процеси, послуги), яку виробляють і застосовують (здійснюють, надають) лише на конкретному підприємстві.

Зокрема, об'єктами стандартизації підприємства є:

- загальні функції організації та виконання робіт для забезпечення якості продукції (процесів, послуг), формування та вдосконалення системи якості;
- функції управління та забезпечення діяльності підприємства;
- продукція (напівфабрикати, матеріали, комплектувальні вироби, деталі, складанні одиниці);
- процеси виробничого циклу;
- технологічне оснащення та інструменти, що виробляють та застосовують на даному підприємстві;
- послуги, що надають на підприємстві.

Стандарти підприємства не повинні суперечити обов'язковим вимогам державних та галузевих стандартів.

3. Державна система стандартизації. Міжнародна стандартизація

Згідно з Декретом Кабінету Міністрів України “Про стандартизацію і сертифікацію” від 10 травня 1993 року в Україні створено державну систему стандартизації.

Державна система стандартизації – система, що визначає основну мету і принципи управління, форми та загальні організаційно-технічні правила виконання всіх видів робіт зі стандартизації.

Правові та організаційні засади стандартизації в Україні визначені цим Декретом та Законом України “Про стандартизацію”.

3.1. Система органів і служб стандартизації

До системи органів і служб стандартизації входять державні органи стандартизації, служби стандартизації в галузях та служби стандартизації на підприємствах (установах, організаціях).

Функції, права, обов’язки та відповідальність органів і служб стандартизації визначаються декретами Кабінету Міністрів України і окремими положеннями, розробленими на основі типових положень і затвердженими Держстандартом України.

Вищим державним органом зі стандартизації є **Державний комітет України зі стандартизації, метрології та сертифікації (Держстандарт України)**.

Структурно до складу Держстандарту України входять його територіальні органи – центри стандартизації, метрології та сертифікації.

Держстандарт України є органом державного управління, який, як національний орган зі стандартизації, метрології та сертифікації, забезпечує реалізацію державної політики у галузі стандартизації, єдності вимірювань, акредитації органів та випробувальних лабораторій, сертифікації і державною наглядом, створює сприятливі умови для економічного розвитку країни, підвищення конкурентоспроможності українських виробів на світовому ринку, представляє інтереси України в міжнародних організаціях.

Крім того, Держстандарт України організовує і координує роботи із стандартизації та функціонування державної системи стандартизації, встановлює в державних стандартах цієї системи загальні організаційно-технічні правила проведення робіт із стандартизації, здійснює міжгалузеву координацію цих робіт, включаючи планування, розроблення, видання, поширення та застосування державних стандартів, визначає порядок державної реєстрації нормативних документів і бере участь у проведенні заходів з міжнародної, регіональної стандартизації відповідно до міжнародних договорів України, організовує навчання та професійну підготовку спеціалістів у сфері стандартизації.

3.2. Категорії нормативних документів зі стандартизації

Нормативні документи зі стандартизації розподіляють за такими категоріями:

- *державні стандарти України – ДСТУ;*
- *галузеві стандарти України – ГСТУ;*
- *стандарти науково-технічних та інженерних товариств і спілок України – СТТУ;*
- *технічні умови України – ТУУ;*
- *стандарти підприємств – СТП.*

Державні стандарти України розробляються на:

- організаційно-методичні та загально технічні об'єкти. Це – організація проведення робіт зі стандартизації, науково-технічна термінологія, класифікація і кодування техніко-економічної та соціальної інформації, технічна документація, інформаційні технології, організація робіт з метрології, достовірні довідкові дані про властивості матеріалів і речовин;
- вироби загальномашинобудівного застосування;
- складові елементи народногосподарських об'єктів державного значення (банківсько-фінансова система, транспорт, зв'язок, енергосистема, охорона навколишнього середовища, оборона, тощо);
- продукцію міжгалузевого призначення;
- продукцію для населення та народного господарства;
- методи випробувань.

Державні стандарти України мають обов'язкові та рекомендовані вимоги.

До **обов'язкових** належать:

- вимоги, що стосуються безпечності продукції для життя, здоров'я і майна громадян, її сумісність і взаємозамінність, охорони навколишнього природного середовища та до методів випробувань цих показників;
- вимоги техніки безпеки і гігієни праці з посиланням на відповідні норми і правила;
- метрологічні норми, правила, вимоги та положення, що забезпечують достовірність і єдність вимірювань;
- положення, що забезпечують технічну єдність під час розроблення, виготовлення, експлуатації або застосування продукції.

Обов'язкові вимоги державних стандартів підлягають безумовному виконанню на всій території України.

Рекомендовані вимоги державних стандартів є обов'язковими для виконання, якщо:

- це передбачено чинними актами законодавства;
- ці вимоги включено до договорів за розроблення, виготовлення та поставку продукції;
- виробником (постачальником) продукції документально заявлено про відповідність її цим стандартам.

Державні стандарти затверджує Держстандарт України, а стандарти в галузі будівництва та промисловості будівельних матеріалів – Мінбудархітектури України.

Державні стандарти та зміни до них підлягають державній реєстрації в Держстандарті України і публікуються українською мовою з автентичним текстом російською мовою.

До державних стандартів України прирівнюються державні будівельні норми і правила, а також державні класифікатори техніко-економічної та соціальної інформації.

Як державні стандарти України використовуються також державні стандарти Російської федерації (міждержавні стандарти), передбачені угодою про проведення країнами *СНД* погодженої політики в сфері стандартизації, метрології та сертифікації.

Республіканські стандарти УРСР застосовуються як державні до їх заміни чи скасування.

Галузеві стандарти розробляють на продукцію за відсутності державних стандартів України чи в разі необхідності встановлення вимог, що перевищують або доповнюють вимоги державних стандартів.

Стандарти науково-технічних та інженерних товариств і спілок України розробляють у разі необхідності поширення результатів фундаментальних та прикладних досліджень, одержаних в окремих галузях чи сферах професійних інтересів.

Галузеві стандарти, як і стандарти науково-технічних та інженерних товариств і спілок України, не повинні суперечити обов'язковим вимогам державних стандартів і підлягають державній реєстрації в Держстандарті України.

Технічні умови – нормативний документ, який розробляють для встановлення вимог, що регулюють стосунки між постачальниками (розробником, виробником) продукції, до якої відсутні державні чи галузеві стандарти (або в разі необхідності конкретизації вимог зазначених документів).

Стандарти підприємства розробляють на продукцію (процеси, послуги), що виробляють і застосовують (здійснюють, надають) лише на конкретному підприємстві.

3.3. Види стандартів

Відповідно до специфіки об'єкта стандартизації, складу та змісту вимог, установлених до нього, для різних категорій нормативних документів зі стандартизації розробляють стандарти таких видів:

- основоположні;
- на продукцію, послуги;
- на процеси;
- методи контролю (випробувань, вимірювань, аналізу).

Основоположні стандарти встановлюють організаційно-методичні та загальнотехнічні положення для визначеної галузі стандартизації, а також терміни та визначення, загальнотехнічні вимоги, норми і правила, що забезпечують

упорядкованість, сумісність, взаємозв'язок та взаємопогодженість різних видів технічної і виробничої діяльності під час розроблення, виготовлення, транспортування та утилізації продукції, безпечність продукції, охорону навколишнього природного середовища.

Стандарти на терміни та визначення всіх категорій, крім державних, до їх затвердження підлягають погодженню з *Держстандартом* України, а в галузі будівництва – з Мінбудархітектури України.

Стандарти на продукцію, послуги встановлюють вимоги до груп однорідної або конкретної продукції, послуги, що забезпечують її відповідність своєму призначенню.

Стандарти на процеси встановлюють основні вимоги до послідовності та методів (засобів, режимів, норм) виконання різних робіт (операцій) у процесах, що використовуються у різновидах діяльності, та які забезпечують відповідність процесу його призначенню.

Стандарти на методи контролю (випробувань, вимірювань, аналізу) встановлюють послідовність робіт (операцій), способи (правила, режими, норми) і технічні засоби виконання для різновидів та об'єктів контролювання продукції, процесів, послуг.

4. Міжнародна стандартизація

Розширення міжнародної торгівлі, зміцнення науково-технічного співробітництва, налагодження економічних і культурних зв'язків поставило на порядок денний розроблення єдиних норм, правил, вимог, тобто розвиток міжнародної стандартизації.

Національні стандарти різних країн, що відрізняються один від одного, ускладнювали торгівлю, обмін науково-технічною документцією, заважали розвитку товарообміну.

Для досягнення взаєморозуміння між національними організаціями зі стандартизації і з метою полегшення міжнародного товарообміну було створено міжнародні організації.

У 1926 році в Празі (Чехословаччина) було створено Міжнародну федерацію національних організацій зі стандартизації *ICA (ISA)*, яка в 1946 році перетворилася в Міжнародну організацію зі стандартизації *ICO (ISO)*.

ICO – міжнародна неурядова організація, користується консультативним статусом Організації Об'єднаних Націй (*ООН*). Офіційними мовами *ICO* є англійська, французька та російська.

ICO сприяє розвитку стандартизації у кожній з країн-членів цієї організації з метою полегшення міжнародного обміну товарами і послугами, розвитку спільної роботи в сфері науки, техніки, економіки, культури.

Завдання *ICO* такі:

- розроблення і публікація рекомендацій з координації стандартів усіх країн-членів *ICO*;
- розроблення і публікація міжнародних стандартів;
- взаємний обмін інформацією між країнами-членами *ICO*;

- співробітництво з іншими міжнародними організаціями.

Вищим органом *ISO* є Генеральна асамблея – загальні збори представників усіх національних організацій зі стандартизації країн-членів *ISO*, яка збирається, як правило, не менше одного разу за три роки.

Основна функція *ISO* – розроблення міжнародних стандартів, виконується спеціально створеними технічними комітетами (*ТК*) й підкомітетами (*ПК*), кожний з яких спеціалізується за своїм профілем. Усього створено 172 технічні комітети і 653 підкомітети. Наприклад, *ТК-3* “Допуски і посадки”, *ТК-22* “Автомобілі”, *ТК-22Г* “Сільськогосподарські машини і трактори”, *ТК-23* “Сільськогосподарські машини” і т. ін.

Членами *ISO* є понад 70 країн, у тому числі з 1993 року й Україна.

Участь у роботі *ISO* має важливе значення для підвищення якості й науково-технічного рівня національних стандартів шляхом прийняття до національних стандартів пропозицій і стандартів *ISO*, дає можливість популяризувати за кордоном свої державні стандарти.

Усього розроблено до 8-ми тисяч стандартів *ISO* з усіх видів продукції, за винятком електротехнічної, радіотехнічної та електронної, що входять до компетенції Міжнародної електротехнічної комісії *МЕК (IEC)*.

Міжнародна електротехнічна комісія (IEC) створена в 1904 році, а в 1963 році вона приєдналася на автономних правах до *ISO* як електротехнічний відділ цієї організації.

У технічних комітетах *IEC* розробляються рекомендації зі стандартизації в галузі електротехніки, радіотехніки та електроніки.

Слід сказати, що рекомендації *IEC*, як і рекомендації *ISO*, не є обов’язковими, однак, відбиваючи інтереси більшості країн, вони приймаються за основні під час розроблення національних стандартів, забезпечуючи тим самим більшу конкурентоспроможність національних товарів на світовому ринку.

У метрології діє декілька міжнародних організацій:

Міжнародна організація міри і ваги (*МОМВ*);

Міжнародне бюро міри і ваги (*МБМВ*);

Міжнародна організація законодавчої метрології (*МОЗМ*) та ін.

4.1. Міжнародні угоди України в галузі стандартизації й метрології

В умовах інтеграції в світову економіку, з метою співробітництва в галузі стандартизації, метрології та сертифікації, Україною на урядовому рівні і на рівні національних органів зі стандартизації укладено ряд міжнародних угод. Зокрема, на міжурядовому рівні нашою державою укладені такі угоди:

Угода про проведення узгодженої політики в галузі стандартизації, метрології і сертифікації між урядами країн СНД (13 березня 1992 р.).

Угода між Урядом України та Урядом Російської Федерації про співробітництво в галузі стандартизації, метрології та сертифікації (14 березня 1994 р.).

Угода між урядом України і урядом Китайської Народної Республіки про співробітництво в галузі оцінки відповідності продукції, що імпортується і експортується (1 квітня 1997 р.).

Угода між урядом України і урядом Держави Ізраїль про співробітництво в галузі стандартизації, метрології і сертифікації (15 квітня 1997 р.) та інші.

Угода про співробітництво в галузі стандартизації, сертифікації, якості та метрології між Кабінетом Міністрів України і урядом Франції (24 квітня 1997 р.).

На рівні національних органів зі стандартизації укладено такі угоди:

Угода про проведення узгоджених робіт зі сертифікації між Держстандартом України і Комітетом Російської Федерації зі стандартизації, метрології та сертифікації (12 квітня 1994 р.).

Угода між Держстандартом України і американським національним інститутом стандартів (28 травня 1994 р.).

Угода між Держстандартом України і Управлінням зі стандартизації, метрології та державних випробувань Чеської Республіки (20 червня 1997 р.).

5. Методичні основи стандартизації

5.1. Систематизація, класифікація і кодування

Систематизація предметів, явищ, понять має на меті за допомогою розміщення їх у певному порядку і послідовності створити чітку систему зручну для користування.

Найпростішою формою систематизації є алфавітна система розміщення об'єктів. Така система використовується, наприклад, в енциклопедичних, політехнічних та інших довідниках.

Застосовують також порядкову нумерацію об'єктів, що систематизуються або розміщуються в хронологічній послідовності. Наприклад, державні стандарти України реєструються Державним комітетом стандартів за порядком номерів, а після номера у стандарті зазначається рік його затвердження. Наприклад, ДСТУ 2681-94 “Метрологія. Терміни та визначення”.

Важливого значення набула різновидність систематизації – **класифікація**. Вона сприяє поліпшенню якості й підвищенню рівня взаємозамінності. Мета класифікації – розподілити предмети, явища, поняття за класами, підкласами, розрядами залежно від їх загальних ознак.

Державна система класифікації і кодування складається з комплексу взаємопов'язаних класифікаторів промислової та сільськогосподарської продукції, конструкторської документації і технологічного класифікатора.

Класифікатор – різновид систематизації, розташування предметів за класами, підкласами, розрядами.

У кожному класифікаторі є дві частини – назва об'єкта і відповідний назві код. Назва потрібна для обміну інформацією між людьми і переведення природної мови на мову числових кодів.

Найчастіше класифікацію виконують за десятковою системою. Весь різновид продукції підрозділяють на 100 класів за галузями виробництва (за однодомністю виробничого процесу), конкретизують за властивостями і призначенням продукції. Кожний клас підрозділяють на 10 підкласів, а кожний підклас – на 10 груп, а групу – на 10 підгруп. У свою чергу підгрупу ділять на 10

видів. Кожен вид має включати до 9999 конкретних найменувань продукції (у порядку простого перелічення).

Клас об'єднує вищі кваліфікаційні угруповання і конкретні види продукції, що характеризуються комплексом однорідних ознак незалежно від галузі народного господарства. Наприклад, у самостійні класи виділено продукцію автотракторного і сільськогосподарського машинобудування – клас 45, продукцію верстатобудування – клас 47 (табл. 12.1). Вільні номери залишені для майбутнього розвитку класифікатора.

Універсальна десяткова система класифікації (УДК) прийнята за міжнародну систему рубрикації індексів технічної і гуманітарної літератури. Наприклад, **УДК 62** – техніка.

Систематизація, класифікація і кодування є попередніми, але абсолютно необхідними елементами при виконанні робіт зі стандартизації.

5.2. Система переважаючих чисел

Продукція народного господарства характеризується певними параметрами. Для підвищення рівня взаємозамінності і зменшення номенклатури виробів, створення умов для ефективної спеціалізації і кооперування, здешевлення продукції, при уніфікації і розробці стандартів застосовують ряди переважаючих чисел. Переважаючими їх називають тому, що вони використовуються для переважного застосування в конструюванні й розрахунках, у стандартизації та уніфікації.

Застосування переважаючих чисел дає змогу уніфікувати розміри і параметри продукції як у масштабах країни, так і в міжнародному масштабі.

Широкого застосування набули ряди переважаючих чисел, записаних на основі геометричних прогресій. Вони являють собою ряд чисел з постійним відновленням двох сусідніх чисел, що називається знаменником прогресії ***q***.

Наприклад, при ***q* = 4** і ***q* = 10** прогресії мають вигляд: **1; 4; 16; ... і 1; 10; 100; 1000;**

Найзручнішими є геометричні прогресії, що мають число **1** і в яких **$q = \sqrt[R]{10}$** . Тут ***R* = 5; 10; 20; 40; 80; 160**. Значення ***R*** визначає число членів прогресії в одному десятковому інтервалі. Основні ряди переважаючих чисел установлені ГОСТ 8032-84 [54] (табл. 1.2).

Основні ряди були запропоновані французьким інженером Шарлем Ренаром наприкінці дев'ятнадцятого століття і стали поширеними.

Геометричні прогресії мають такі властивості:

- добуток або частка кожних з будь-яких членів ряду завжди є її членом;
- будь-який член ряду, віднесений до цілого додатного або від'ємного степеня, також є членом цієї прогресії.

Крім основних застосовують додаткові ряди ***R* 80** і ***R* 160**.

Таблиця 12.1. Деякі класи і підкласи машинобудівельної продукції

Клас		Підкласи та їх види							
47	47100	47200	47300	47400	47500	47600	47700		47900
Продукція верстатобудування	Верстати металорізальні для обробки поверхонь тіл обертання	Верстати металорізальні для обробки поверхонь і тіл складної форми	Машина-верстат для обробки і ланцюгової форми	Машини ковальсько-пресові	Обладнання технологічне для ливарного виробництва	Лінії автоматичні для машинобудування і металообробки	Обладнання для виробництва абразивного і алмазного інструменту	Обладнання для обробки дерева	
								1	
45	45100	45200	45300		45500	45600	47700		45900
Продукція автогакторного-дарського машинобудування	Автомобілі	Трактори	Мотоцикли і велосипеди	1	Двигуни, паливна апаратура, електрообладнання автомобілів, тракторів і сільськогосподарських машин	Сільськогосподарські машини	Причепи і напівпричепи автомобілів	1	Обладнання гаражне

Основні ряди переважаючих чисел

Позначення основного ряду	Знаменник	Ряд	Кількість членів ряду
	заокруглене значення q	точне значення q	
<i>R 5</i>	1,6	$\sqrt[5]{10}=1,5849$	<i>5</i>
<i>R 10</i>	1,25	$\sqrt[10]{10}=1,2589$	<i>10</i>
<i>R 20</i>	1,12	$\sqrt[20]{10}=1,1220$	<i>20</i>
<i>R 40</i>	1,06	$\sqrt[40]{10}=1,0593$	<i>40</i>

На практиці застосовують вибіркові ряди, які створюють, добираючи кожен 2-й, 3-й, 4-й член основного або додаткового ряду. Поєднуючи різні основні і (або) вибіркові ряди, можна одержати складені ряди, що в різних інтервалах мають неоднакові знаменники. Інколи при стандартизації застосовують ряди переважаючих чисел, що побудовані на арифметичній прогресії.

Переважаючі числа і їх ряди застосовують:

- за встановлення стандартних значень величин;
- за нормування значень вихідних параметрів продукції та умов їх існування;
- за нормування значень параметрів продукції, пов'язаних логарифмічною залежністю з вихідними параметрами.

Нормальні лінійні розміри. Номінальні лінійні розміри (діаметри, довжини, глибини, уступи тощо) деталей, їх елементів і з'єднань треба призначати із стандартних за ГОСТ 6636-69 [37]. Здобуті розрахунком або іншим способом значення розмірів, якщо вони відрізняються від стандартних, слід округлювати до ближчого стандартного нормального розміру. Застосування стандартних номінальних розмірів дає великий економмічний ефект (сприяє скороченню типорозмірів виробів, деталей, технологічної оснастки).

Стандарт на нормальні лінійні розміри, побудований на основі рядів переважаючих чисел (ГОСТ 8032-84), є основою встановлення параметрів у всіх галузях народного господарства.

За визначення параметрів віддають перевагу ряду ***R 5*** перед рядом ***R 10***, ряду ***R 10*** перед рядом ***R 20***, ряду ***R 20*** перед рядом ***R 40***.

У технічно зумовлених випадках застосовують округлені значення пере-

важаючих чисел (ряди першого і другого округлень). Ці ряди позначають відповідно R' і R'' . Числові значення переважаючих чисел основних рядів і рядів першого і другого округлень наведено у додатку А (табл. А.1 [2]).

ГОСТ 6636-69 встановлює переважаючі числа і ряди переважаючих чисел, що повинні застосовуватися при градації окремих значень параметрів продукції на основі геометричної прогресії.

Переважаючі числа і ряди переважаючих чисел є основою для впорядкування вибору величин і параметрів усіх видів продукції.

Враховуючи експлуатаційне призначення трактора, головним параметром слід вважати його тягове зусилля, в тоннах на гаку на робочій передачі незалежно від потужності двигуна. У зв'язку з цим для тракторів передбачено 12 класів за величиною номінального тягового зусилля.

У сільськогосподарському машинобудуванні найбільш поширені трактори 9-ти класів з рядом тягових зусиль на гаку **2; 6; 9; 14; 20; 30; 50; 60 і 80** кН, що відповідають рядові $R_a 40$ переважаючих чисел.

Для вантажних автомобілів головним параметром є їх вантажопідйомність, тому цей параметр відповідає параметричному рядові, побудованому на основі ряду $R_a 5$ переважаючих чисел, і має такі значення: **2,5; 4,0; 6,3 і 10** т.

Параметричний ряд, за яким встановлені потужності тракторних двигунів, відповідає рядові $R_a 5$, а потужності електромоторів і генераторів – рядові $R_a 10$ переважаючих чисел.

Прикладом використання переважаючих чисел є ряд уніфікованих вантажних автомобілів на базі БелАЗ-549 вантажопідйомністю **65, 110 і 220** т.

Лекція 13. Технічні вимірювання

План: 1. Основні відомості

2. Методи вимірювання

3. Класифікація засобів вимірювання

4. Еталони одиниць фізичних величин

5. Плоскопаралельні кінцеві міри

6. Щупи

7. Універсальні засоби вимірювання

8. Калібри

1. Основні відомості

При виробництві машин необхідні вимірювання.

Вимірювання – процес порівняння будь-якої величини з величиною, яку прийнято за одиницю. Вимірюванням, створенням методів і засобів вимірювань та забезпечення єдності і сталості цих заходів, займається **метрологія** – наука про вимірювання фізичних величин, методи і засоби забезпечення єдності і способи досягнення необхідної точності.

Нормативно-правовою основою метрологічного забезпечення, точності вимірювання є Державна система забезпечення єдності вимірювання (**ДСВ**).

У країні прийнято Міжнародну систему одиниць (**СИ**), на основі якої для обов'язкового застосування розроблено ДСТУ 3651.1-97 [24]. Терміни та визначення в галузі метрології наведені в [51], а основоположні стандарти – в [52].

1. Основні відомості

Вибір вимірювального засобу залежно від допуску розміру об'єкта вимірювання визначається тим, якої процент непридатних деталей можна пропустити як придатні і якій процент деталей допустимо невірнo забракувати. Чим більше відношення похибки вимірювань Δ_g до допуску T_x і чим більше відношення допуску до значення технологічного розкиду, тим більше число деталей буде неправильно забраковано або неправильно призначено придатними.

Процент неправильно прийнятих деталей від числа перевірених зростає зі збільшенням похибки вимірювання (табл. 13.1). У відповідних випадках вирішують питання про придатність деталей, збільшив точність вимірювальних засобів, застосувавши так званий виробничий допуск T_g або граничні калібри.

Виробничий допуск звужує границі допуску кресленика деталі. Таке звуження звичайно призначають не більше чим на $2\Delta_g$ (рис. 13.1). Це виключає попадання непридатних деталей в придатні, але різко збільшується число помилково забракованих придатних деталей. Наприклад, при $\Delta_g / T_x = 25\%$ придатних неправильно забракованих деталей окажется $n = 3,5\%$ (див. табл. 13.1), а неправильно прийнятих – $m = 2,5\%$.

Коли ввести виробничий допуск $T_g = T_x - 2\Delta_g = T_x - 2 \cdot 0,25T_x$, то отримуємо $\Delta_g / T_x = 0,25T_x / 0,5T_x = 0,50$ або 50% .

При цьому число неправильно забракованих деталей різко збільшується (до 8%). У такому разі можна перевірити забраковані деталі за допомогою вимірювального засобу з меншою похибкою вимірювання.

Для попереднього (орієнтовного) вибору похибки вимірювання залежно від допуску виробу можна користуватися табл. 13.2.

Орієнтовні похибки вимірювання застосовані до умов вимірювання з участю оператора і при використанні універсальних вимірювальних засобів. Для спеціальних, вузького призначення, вимірювальних засобів табличну похибку вимірювання, починаючи з шостого квалітету, слід зменшувати в 1,5-2 рази.

Похибки засобів вимірювання для контролю зовнішніх і внутрішніх лінійних розмірів і відхилів від геометричної форми наведені у табл.13.3.

Таблиця 13.1

Імовірна гранична кількість неправильно забракованих деталей і величина виходу за границю поля допуску при технологічному розкиду, що підпорядковується закону Гаусса

Похибка вимірювання Δ_v / T_x , %	Величина неправильно прийнятих деталей від числа перевірених m , %	Величина невірно забракованих деталей від числа прийнятих n , %	Величина виходу розміру за границю допуску
5	0,4	0,6	$0,01T_x$
10	1,0	1,3	$0,02T_x$
15	1,5	2,0	$0,05T_x$
20	2,0	2,8	$0,08T_x$
25	2,5	3,5	$0,10T_x$
30	3,0	4,5	$0,15T_x$
35	3,5	5,5	$0,18T_x$
40	4,0	6,0	$0,20T_x$
45	4,5	7,0	$0,23T_x$
50	5,0	8,0	$0,26T_x$

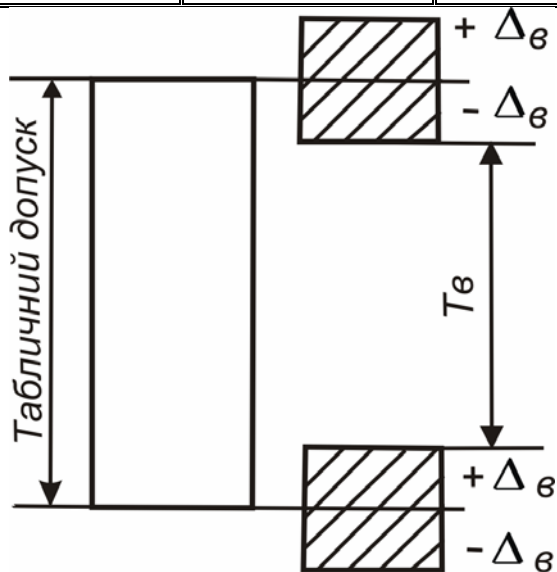


Рис. 13.1. Виробничий допуск і похибки вимірювання.

налагоджуванні верстатів, а також при особливо відповідальних вимірюваннях.

При виборі методів і засобів вимірювання необхідно враховувати техніко-економічні фактори, так як підвищення точності перевірки ускладнює і здорожує контроль.

Точність вимірювальних засобів повинна відповідати точності виробів і бути декілька вище. Так, вироби лиття, кування і штампування контролюють кронциркулем, нутроміром і лінійкою. Для контролю деталей після грубої обробки (обпилювання, чорнова обточка і т.і.) можна використовувати штангенциркуль з ціною поділки 0,1 мм. Грубо оброблені поверхні не слід контролювати точним інструментами, так як вимірювальні поверхні цих інструментів будуть швидко зношуватися.

Технологія контролю визначається також характером виробництва. В масовому і великосерійному виробництві слід користуватися калібрами, контрольними пристроями і автоматичними засобами контролю. В умовах одиничного і дрібносерійного виробництва доцільно застосовувати універсальні вимірювальні засоби (штангенциркулі, мікрометри, індикатори і т.д.).

Точні вимірювальні інструменти і прилади застосовують на всіх видах виробництва (включаючи і масове), коли потрібно визначати числові величини, відхили від правильної геометричної форми і взаємного розташування поверхонь (при відсутності спеціальних пристосувань), при

Таблиця 13.2

Орієнтовні граничні похибки вимірювання лінійних розмірів, мкм

Квалітет	Інтервал вимірювання (понад – до)												
	До 3	3 – 6	6 – 10	10 – 18	18 – 30	30 – 50	50 – 80	80 – 120	120 – 180	180 – 250	250 – 315	315 – 400	400 – 500
2	0,4	0,6	0,6	0,8	1,0	1,0	1,2	1,6	2,0	2,8	3,0	3,0	4,0
3	0,8	1,0	1,0	1,2	1,4	1,4	1,8	2,0	2,8	4,0	4,0	5,0	5,0
4	1,0	1,4	1,4	1,6	2,0	2,4	2,8	3,0	4,0	5,0	5,0	6,0	6,0
5	1,4	1,6	2,0	2,8	3,0	4,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	9,0
6	1,8	2,0	2,0	3,0	4,0	5,0	5,0	6,0	7,0	8,0	10	10	12
7	3,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	9,0	10	12	12	14	16	18
8	3,0	4,0	5,0	7,0	8,0	10	12	12	16	18	20	24	26
9	6,0	8,0	9,0	10	12	16	18	20	30	30	30	40	40
10	8,0	10	12	14	18	20	30	30	40	40	50	50	50
11	12	16	18	30	30	40	40	50	50	60	70	80	80
12	20	30	30	40	50	50	60	70	80	100	120	120	140
13	30	40	50	60	70	80	100	120	140	160	180	180	200
14	50	60	80	90	120	140	160	180	200	240	260	280	320

2. Методи вимірювання

Методи вимірювання – сукупність прийомів, використання принципів і засобів вимірювань. Існує багато методів вимірювання: абсолютне, відносне, пряме, посереднє та ін.

Абсолютне вимірювання ґрунтується на прямих вимірюваннях величини і використанні значень фізичних констант (вимірювання штангенциркулем, мікрометром тощо).

Відносне вимірювання ґрунтується на порівнянні вимірюваної величини з відомим значенням установчої міри (вимірювання мініметром, важільною скобою, оптиметром і т.і.).

Пряме вимірювання характеризується безпосередньою оцінкою значень вимірюваної величини або відхилів.

Посереднє – вимірювання, значення величини знаходять на основі відомих залежностей (визначення конусності за діаметрами в двох перерізах і відстанню між цими перерізами; визначення діаметра за довжиною кола і т.і.).

Контактне – вимірювання, яке забезпечує безпосередній дотик вимірювальних поверхонь приладу або інструменту до поверхні деталі.

Безконтактне – вимірювання, при якому відсутній контакт вимірювальних поверхонь приладу або інструменту з деталлю.

Граничні похибки засобів вимірювання

Вимірювальні засоби	Граничні похибки вимірювання ($\pm \Delta_e$, мкм) для інтервалів розмірів, мм (понад – до)							
	До 10	11 – 50	51 – 80	81 – 120	121 – 180	181 – 260	261 – 360	361 – 500
Оптиметри, вимірювальні машини (при вимірюванні зовнішніх розмірів)	0,7	1,0	1,3	1,6	1,8	2,5	3,5	4,5
Те саме (при вимірюванні внутрішніх розмірів)	-	0,9	1,1	1,3	1,4	1,6	-	-
Мікроскоп універсальний	1,5	2,0	2,5	2,5	3,0	3,5	-	-
Мікроскоп інструментальний	5,0	5,0	-	-	-	-	-	-
Мініметр з ціною поділки:								
1 мкм	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,5	6,0	8,0
2 мкм	1,4	1,08	2,5	3,0	3,5	5,0	6,5	8,0
5 мкм	2,2	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,5	8,5
Скоба важільна з ціною поділки:								
2 мкм	3,0	3,5	4,0	4,5	-	-	-	-
10 мкм	7,0	7,0	7,5	7,5	8,0	-	-	-
Мікрометр важільний	3,0	4,0	-	-	-	-	-	-
Мікрометр	7,0	8,0	9,0	10	12	15	20	25
Індикатор	15	15	15	15	15	16	16	16
Штангенциркуль з ціною поділки:								
0,02 мм	40	40	45	45	45	50	60	70
0,05 мм	80	80	90	100	100	100	110	110
0,1 мм	150	150	160	170	190	200	210	230

Диференційоване (поелементне) – вимірювання, що характеризується незалежним вимірюванням кожного параметра, зокрема (вимірювання власне середнього діаметра, кроку й кута профілю різі тощо).

Комплексне вимірювання дає змогу оцінювати придатність за сумарною похибкою кількох параметрів виробу (вимірювання чи контроль калібрами, проекторами тощо).

Методи вимірювання поділяються на активні й пасивні, на автоматичні й ручні тощо.

Єдність вимірювання забезпечується плановим і обов'язковим випробуванням нових типів вимірювальних засобів та наглядом за станом і правильною експлуатацією вимірювальної техніки, що застосовується в народному господарстві.

Вибір засобів вимірювання залежить від масштабу виробництва, конструктивних особливостей і точності деталей. Допустима похибка вимірювання залежить від допуску на виготовлення деталі: $\delta = (20 - 30\%)IT$.

Кожний вимірювальний засіб характеризується граничною похибкою δ_{lim} . При виборі універсальних засобів вимірювання слід дотримуватись умови $\pm \delta_{lim} \leq \delta$.

Контроль у порівнянні з вимірюванням охоплює більший обсяг робіт. Це процес отримання і обробки інформації про об'єкт з метою визначення його придатності. При контролі деталей визначають відповідність дійсних значень геометричних, механічних, електричних та інших параметрів допустимим значенням цих параметрів.

3. Класифікація засобів вимірювання

Засоби вимірювання – це технічні пристрої, що застосовуються при вимірюваннях і мають нормовані метрологічні властивості.

Засоби технічних вимірювань класифікуються таким чином: еталони одиниць фізичних величин; міри; калібри і шаблони; універсальні засоби вимірювання; засоби вимірювання спеціального призначення.

Метрологічні показники засобів вимірювання такі:

діапазон вимірювань за шкалою – область шкали, що обмежена її початковим і кінцевим значеннями;

діапазон вимірювання приладу в цілому – область значень вимірюваної величини, для якої нормовані допустимі похибки засобів вимірювання;

межа вимірювання – найбільше й найменше значення величин, що можуть вимірюватися приладом (інструментом);

інтервал поділу шкали – відстань між осями двох сусідніх позначок шкали;

ціна поділки шкали – значення вимірюваної величини, що відповідає одній поділці шкали;

похибка вимірювання – різниця між результатом вимірювання і дійсним значенням вимірюваної величини;

абсолютна похибка приладу – різниця між показами приладу і дійсним значенням вимірюваної величини;

відносна похибка приладу – відношення абсолютної похибки приладу до дійсного значення вимірюваної величини;

точність вимірювання – якість результатів вимірювання, що відображає близькість їх результатів до нуля;

точність засобів вимірювання – якість результатів вимірювання, що характеризує близькість їх похибок до нуля;

чутливість вимірювального приладу – відношення зміни сигналу на виході вимірювального засобу до зміни вимірюваної величини;

поріг чутливості – найменше переміщення вимірювального стрижня, що здатне викликати зміну в показах приладу;

поправка – значення, яке слід алгебрично додавати до показу вимірювального приладу, щоб уникнути його систематичних похибок;

вимірювана сила – сила дії вимірювального наконечника на поверхню вимірюваної деталі в зоні контакту.

4. Еталони одиниць фізичних величин

Еталони одиниць – засіб вимірювання, який офіційно затверджено еталоном для відтворення одиниць з найвищою досяжною точністю (еталони довжини, часу, кута тощо).

Вимірювання в сільськогосподарському машинобудуванні і під час ремонту охоплює, в основному, геометричні параметри – лінійні (довжини, діаметри, шорсткість, хвилястість) і кутові.

Як еталон одиниці довжини затверджено **метр** – довжину, що дорівнює 1650763,73 довжин світлових хвиль у вакуумі випромінювання відповідного переходу між рівнями $2p_{10}$ і $5d_3$ атома криптону-86 (ГОСТ 8.417-81).

За одиницю кута взято **градус**, що дорівнює $1/360$ частині кола.

На XVII Генеральній конференції мір і ваг прийнято нове визначення одиниць фізичних величин.

Одиниця довжини **метр** – довжина шляху, що проходить світло у вакуумі за $1/299792458$ долю секунди.

За одиницю часу взято **секунду**, що дорівнює 9192631770 періодам випромінювання відповідного переходу між двома надтонкими рівнями основного стану атома цезію-133.

Еталон одиниці **маси** (1 кг) – це циліндр із сплаву платини (90 %) та іридію (10 %), діаметр і висота якого приблизно однакові (близько 30 мм).

За еталон кількості речовини взято **моль** – кількість речовини системи, що вміщує стільки структурних елементів, скільки атомів у 12 г вуглецю-12.

За еталон одиниці світла прийнято **канделу** – силу світла у заданому напрямі джерела, що відтворює монохроматичне випромінювання частотою $540 \cdot 10^{12}$ герц, енергетична сила світла якого в цьому напрямі дорівнює $1/683$ Вт/ср.

За еталон одиниці сили струму взято **ампер** – силу незмінного в часі електричного струму, який, проходячи у вакуумі по двох паралельних прямолінійних провідниках безмежної довжини малої площі поперечного перерізу, що розміщений один від одного на відстані 1 м, створює на кожній ділянці провідника довжиною 1 м силу взаємодії $2 \cdot 10^{-7}$ Н.

5. Плоскопаралельні кінцеві міри

Плоскопаралельні кінцеві міри довжини (ГОСТ 9038-90) застосовують для перевірки і установки вимірювальних приладів та інструменту, для розмічування точних виробів, налагодження верстатів і приладів, а також для безпосереднього вимірювання.

Кінцева міра має вигляд прямокутного паралелепіпеда з двома старанно доведеними площинами, що обмежують його розмір. Номінальним розміром кінцевої міри довжини є серединна довжина, тобто довжина перпендикуляра,

опущеного із середини однієї з вимірювальних поверхонь міри на протилежну вимірювальну поверхню. Конструкція кінцевих мір зображена на рис. 13.2., загальний вигляд – на рис. 1.3.

Значення номінальної довжини на мірах більше 5,5 мм наноситься на одній із неробочих поверхонь, на мірах 5,5 і менше – на одній із вимірювальних поверхонь міри.

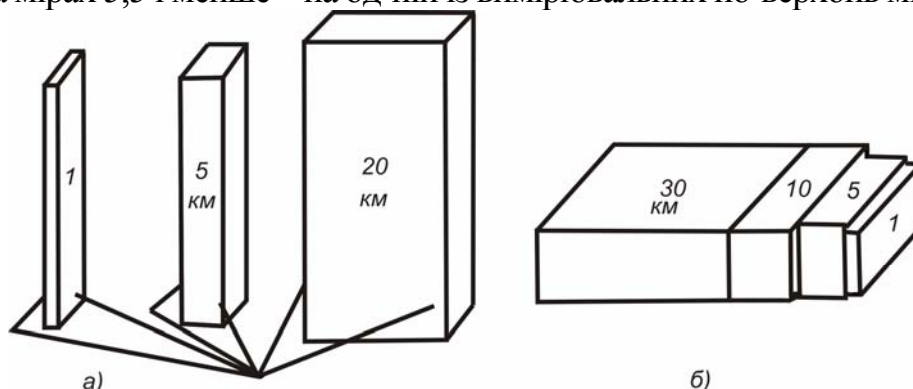


Рис. 13.2. Конструкція кінцевих мір довжини:
а) – одиночні міри; б) – блок мір

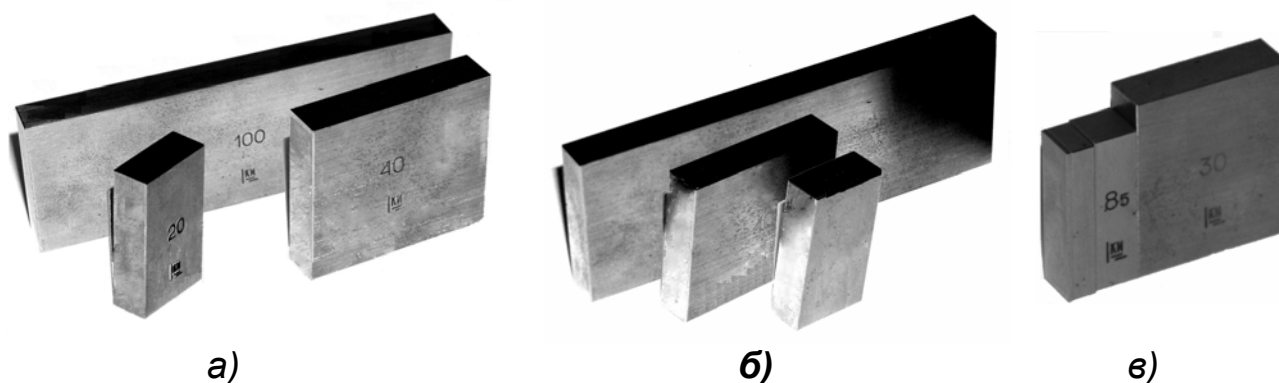


Рис. 13.3. Загальний вигляд кінцевих мір довжини:
а), б) – одиночні міри; в) – блок мір

На неробочих поверхнях мір довжиною більше 100 мм нанесені штрихи на відстані 0,25 мм від кінців міри. Установчі бази для мір довжиною більше 100 мм мають бути на визначених місцях, щоб забезпечити паралельність торцевих перерізів.

За точністю виготовлення кінцеві міри довжини випускаються чотирьох основних класів (у порядку підвищення точності): 0, 1, 2 і 3. Клас точності кінцевої міри визначається допустимими відхилами серединної величини, плоскої паралельності вимірювальних поверхонь, а також якістю притирання. Клас набору мір визначається нижчим класом окремої міри, що входить до набору. Для кінцевих мір, що є в експлуатації, встановлені додаткові класи 4 і 5. За спеціальним замовленням можуть бути виготовлені більш точні кінцеві міри довжини класу 00.

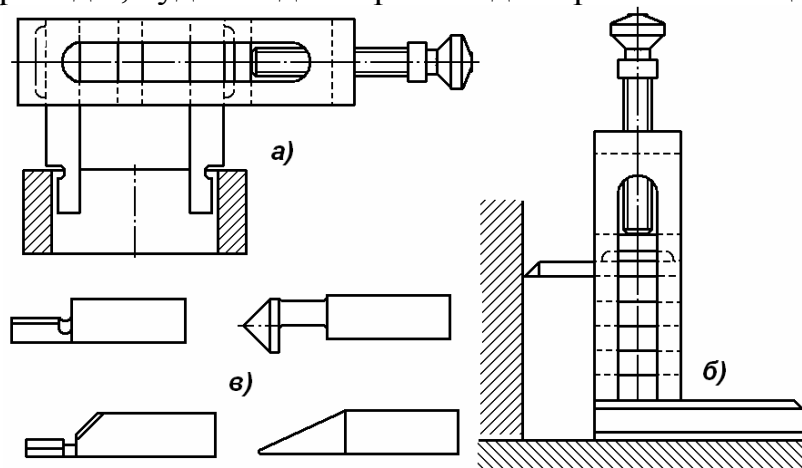
Залежно від похибки, допущеної при атестації мір (за точністю визначення відхилів серединної довжини і відхилів від плоскопаралельності), встановлено розряди мір: 1, 2, 3, 4 і 5. Для кожного із розрядів визначені методи і засоби вимірювання. Міри розряду 1 мають найменшу похибку.

При використанні кінцевих мір за класами дійсним вважається номінальний розмір. При цьому допускається похибка, що дорівнює сумі відхилів серединних довжин, використаних у блоці мір. У такому разі суттєво спрощуються розрахунки.

При використанні кінцевих мір за розрядами за розмір міри приймається її дійсне значення, що є в атестаті. У цьому разі до похибки вимірювань входять не похибки виготовлення, а похибки вимірювання серединних довжин мір. Застосування мір за розрядами дозволяє підвищити точність вимірювань у 2 – 4 рази, але ускладнює розрахунки в зв'язку з необхідністю врахування дійсних розмірів усіх мір.

Промисловість випускає різні набори кінцевих мір довжини (табл. Д. 1 [2]). Усього передбачено 21 набір із сталевих мір (від 4 до 112 шт.) і 8 наборів – міри з твердих сплавів. З метою зменшення спрацювання до набору додаються захисні міри, що встановлюються на кінцях блоків. Захисні міри притираються до останніх тільки одним боком. Для розпізнання вони мають з одного краю зрізані чи закруглені кути і особливе маркування.

Для більш широкого використання кінцевих мір до них додаються набори приладів, куди входять тримачі для кріплення кінцевих мір і блоків мір для



вимірювання і розмічування (рис. 13.4).

Приступаючи до роботи з кінцевими мірами довжини, слід попередньо визначити, які міри необхідні для даного блоку. Кількість мір у блоці має бути мінімальною, тому що похибка складається із похибок окремих мір. Скласти блок більше ніж із п'яти мір не рекомендується.

Розраховуючи розміри кінцевих плоскопаралельних мір довжин для складання їх

Рис. 13.4. Пристрої для плоскопаралельних кінцевих мір довжини: а) – держак для вимірювання зовнішніх і внутрішніх розмірів; б) – держак для розмічувальних робіт; в) – боковики плоскопаралельні, радіусні, центрові, кресленниковий.

у блоки, необхідно враховувати наявні в наборі розміри кінцевих мір. Першою вибирається та міра, розмір якої збігається з однією чи кількома останніми цифрами з розміром, що складається, потім від розміру блоку віднімають розмір міри і вибирається інша міра, розмір якої збігається з кількома чи однією останньою цифрою із залишком. При цьому другу міру краще взяти такою, щоб в десятих частках міліметра залишалася цифра 5 чи 0. Це дозволяє скласти блок з меншої кількості мір.

Кутові міри виконують у вигляді призм. Вони призначені для збереження й передачі одиниці плоского кута, перевірки і градування кутомірних приладів, шаблонів, контролю кутових виробів.

Кутові міри випускаються у вигляді окремих мір або комплектних наборів. Це дає змогу скласти необхідний кут з градацією в 1° , $10'$, $30''$. Кутові міри виготовляють трьох класів точності: 0, 1 і 2.

Кутові міри можна застосовувати як окремо, так і в блоках кількох мір. Блоки кріплять спеціальними тримачами. Міри можна скласти в блоки притиранням (без тримачів).

6. Щупи

Щупи – це сталеві калібровані пластини, різновид кінцевих мір (рис. 13.5). Призначені вони для перевірки зазорів між деталями (поршень і циліндр, клапан і коромисло, корінні підшипники ковзання та ін.). Крім того, щупи застосовують разом з різними приладами для контролю правильності і взаємного розміщення частин деталей. Широко застосовують щупи при контролі плоских з'єднань (шпонкових і шліцьових з'єднань, з'єднань кілець з канавками поршня та ін.).

Щупи випускають наборами від № 1 до № 4, довжиною 50, 100 і 200 мм і товщиною від 0,02 до 1 мм.

Для одержання потрібного розміру підбирають кілька щупів так, щоб їх загальна товщина дорівнювала необхідному розмірові. Точність щупів значно нижча за точність кінцевих мір. У поєднанні з лінійкою щупами можна визначити прямолінійність, а з косинцем – перпендикулярність.



Рис. 13.5. Щуп.

Щупи мають клас точності 1 і випускаються як окремі пластини, так і комплекти, що складаються із щупів різних розмірів, зібраних в обійми.

Характеристика щупів наведена у табл. 13.4.

Таблиця 13.4

Характеристика щупів

Номер набору	Число пластин в наборі	Номінальна товщина пластин, мм	Градація	Число мір даної градації
1	9	0,02 – 0,10	0,01	9
2	17	0,02 – 0,10 0,15 – 0,50	0,01 0,05	9 8
3	10	0,55 – 1,00	0,05	10
4	10	0,10 – 1,00	0,10	10

7. Універсальні засоби вимірювання

7.1. Простіші засоби вимірювання

Простіші засоби вимірювання розділяються на безшкальні переносні засоби вимірювання і на шкальні без відлікових пристроїв. Усі ці інструменти призначені

для грубих вимірювань і використовуються при вимірюваннях відливок, поковок, а також деталей, точність обробки яких не обмежена допусками.

7.1.1. Безшкальні переносні засоби вимірювання

Нерідко через складну конфігурацію деталей важко безпосередньо їх виміряти. У такому разі застосовують допоміжні інструменти, які можна використовувати тільки разом зі штриховими засобами вимірювання. Допоміжні інструменти служать для переносу лінійних розмірів з деталі на вимірювальну лінійку і навпаки.

До безшкальних переносних засобів вимірювання допоміжного призначення відносяться циркулі, кронциркулі для зовнішніх і внутрішніх вимірювань і рейсмус.

Циркуль застосовується головним чином для зняття розмірів на площині або вздовж твірних. Точність вимірювання циркулем залежить від розміру кута, що утворюється ніжками (бажано щоб він був не більшим 40°), від заточки кінців ніжок та справності шарнірної і пружинної головок.

Кронциркуль для зовнішніх і внутрішніх вимірювань відрізняється від циркуля тим, що у нього вільні кінці ніжок загнуті назустріч одна одній, а у кронциркуля – в зовнішній бік (назовні). Кронциркулями можна вимірювати діаметри, довжини, товщини буртиків і стінок, закриті розміри тощо. Кронциркулі із пружинною головкою можна використовувати більш ширше ніж із шарнірною. У кронциркулів із шарнірною головкою установка ніжок на необхідний розмір проводиться шляхом постукування однієї з них об твердий предмет (станину, плиту або виріб). Ця операція потребує певного досвіду. У кронциркулів із пружинною головкою необхідний згин ніжок можна встановити простіше і точніше. Ніжки такого кронциркуля під дією сильної кільцевої пружини завжди прагнуть розійтися. Необхідний розмір фіксується установочною рамкою, яка перешкоджає довільній зміні розгину ніжок.

Рейсмус застосовують для розмітки і для вимірювання висот. У ремонтній практиці широко використовують три типи рейсмусів: із рухомою муфтою, із мікрометричним гвинтом, універсальний із мікрометричним гвинтом.

Установку та перенесення розмірів виконують по вимірювальній лінійці, яку закріплюють у вертикальному положенні в спеціальній стійці.

7.1.2. Шкальні (штрихові) інструменти без відлікових пристроїв

Ці інструменти застосовують для вимірювання виробів невисокої точності. До інструментів із шкалою, але без спеціальних відлікових пристроїв, відносяться кронциркулі зі шкалою, вимірювальні лінійки, складні метри, рулетки.

Кронцикуль із шкалою відрізняється від розглянутих тим, що на кінці однієї з його ніжок є дугова лінійна шкала, а на другій ніжці – покажчик, за допомогою якого ведуть відлік за цією шкалою.

Вимірювальні лінійки бувають одношкальні двошкальні, жорсткі і пружні з границями вимірювання **150, 300, 500 і 1000** мм. Пружні лінійки згортаються в повне кільце, завдяки чому ними можна вимірювати довжину по кривій, наприклад, довжину дуги. Шкала лінійок має ціну поділки **0,5** або **1** мм. Похибка при вимірюванні може бути в межах **0,25...0,5** мм. На точність вимірювання

впливають положення лінійки по відношенню до вимірюваної деталі і напрямок лінії зору (паралакс).

Складний метр – це декілька сталених лінійок, в'язаних між собою шарнірно (рис. 13.6). Штрихи в такому метрі нанесені через 1 мм, а числові позначення через 1 см. У машинобудуванні складні метри через великі похибки при вимірюванні застосовують дуже рідко. Точність вимірювання ними може бути забезпечена в діапазоні ± 1 мм.

Рулетка – це сталеве або тканинна стрічка довжиною від 1 до 50 м, на поверхні якої нанесено шкалу. Стрічка міститься в шкіряному або металевому футлярі. Рулетки із тасьми застосовують у лісовій і деревообробній промисловості, а із сталеві стрічки – в машинобудуванні. Стрічка-рулетка може намотуватися на вісь футляра під дією пружини (самоскручувальні) або обертанням рукоятки (прості рулетки), чи втягуватися вручну (жолобчасті рулетки). Рулетки незамінні при вимірюванні великих довжин і діаметрів, якщо при цьому не потрібна велика точність.



Рис. 13.6. Складний метр

Самоскручувальні кнопкові (рис. 13.7) і жолобчасті рулетки виготовляють довжиною 1 і 2 м, безкнопкові – 1 м. Довжина простих рулеток може бути 2, 5, 10, 20, 30 і 50 м. Міліметрові і п'ятиміліметрові поділки нанесено по всій довжині шкали сталевих рулеток. Метрові штрихи мають числові позначення з буквою *М*.



Рис. 13.7. Самоскручувальні кнопкові рулетки.

При вимірюванні рулеткою великих діаметрів діаметр визначають за формулою: $D = (V / \pi) - 2h$. (13.1)

де V – відлік по рулетці; h – товщина стрічки.

7.1.2. Штангенінструменти

До групи штангенінструментів відносять вимірювальні засоби, основою яких є лінійка-штанга, на якій нанесена основна штрихова шкала з інтервалом поділки 1 мм і відліковий пристрій (допоміжна штрихова шкала) – ноніус (рис. 13.8, 13.9). Крім того останнім часом освоєно випуск штангенциркулів із стрілочним (рис. 13.9, а, б) та електронним індикаторами (рис. 13.9, в, г).

Ноніусом називається допоміжна шкала, нанесена на лінійку спеціального пристрою. Допоміжна шкала дозволяє відліковувати долі цілих поділок основної шкали, що нанесена на штангу приладу.

У групу штангенінструментів загального призначення входять штангенциркулі (ГОСТ 106-80), штангенглиби-номери (рис. 13.10, **а**) (ГОСТ 102-80), штангенрейсмуси (рис. 13.10, **б**) (ГОСТ 104-80).

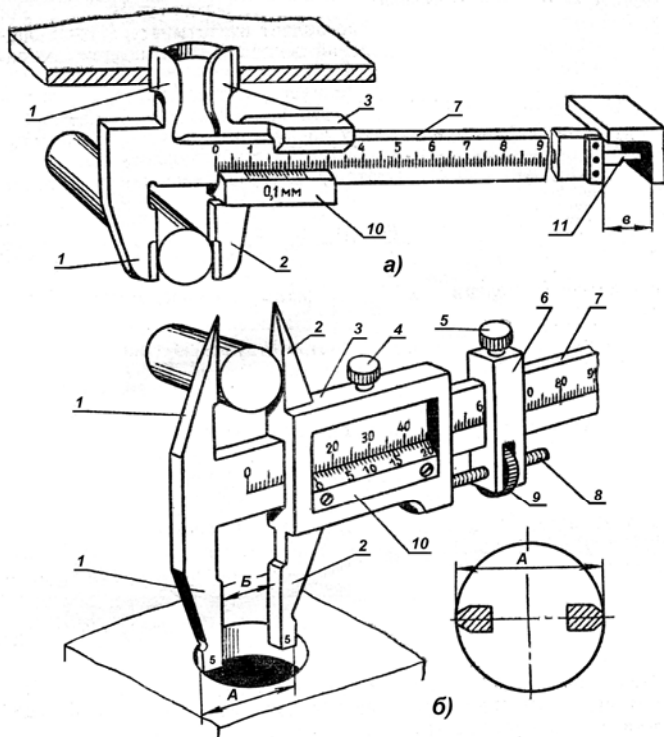


Рис. 13.8. Штангенциркуль:

- а) – ШЦ-I; б) – ШЦ-П: 1 – нерухомі губки, 2 – рухомі губки; 3 – рамка; 4 і 5 – стопорні гвинти; 6 – хомут; 7 – штанга; 8 – гвинт мікроподачі, 9 – гайка мікрогвинта, 10 – ноніусна пластинка; 11 – лінійка.

Характеристику і призначення основних типів штангенінструментів наведено у табл. Д.2 [2].

Розрахунок шкали ноніуса полягає у визначенні її метрологічної характеристики. Розраховуючи шкалу ноніуса, визначають ціну поділки i ноніуса, число поділок n ноніуса, інтервал b шкали ноніуса і довжину l шкали ноніуса.

Ціна поділки ноніуса:

$$i = C / n, \quad (13.2)$$

де C – інтервал поділки основної шкали, мм.

Число поділок ноніуса:

$$n = C / i \quad (13.3)$$

Інтервал поділки шкали ноніуса:

$$b = \gamma(C - i). \quad (13.4)$$

Тут γ – модуль ноніуса (показує, скільки поділок основної шкали відповідає одній поділці ноніуса), $\gamma = 1, 2$ або 5 .



а)



б)



в)



г)

Рис. 13.9. Конструкції штангенциркулів різних типів.

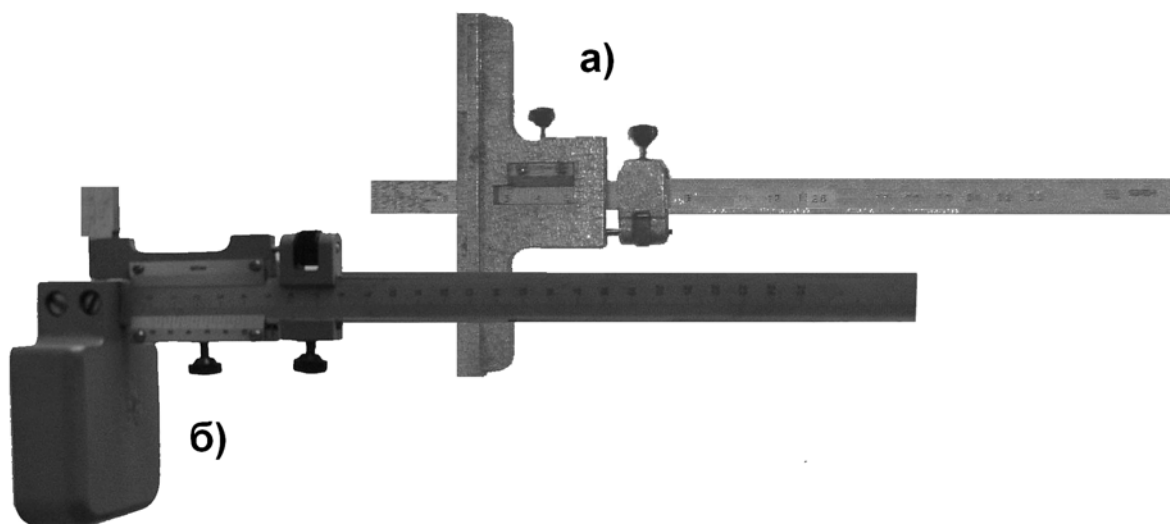


Рис. 13.10. Конструкція штангенглибиноміра а) і штангенрейсмуса б).

7.1.3. Мікрометричні вимірювальні інструменти

Мікрометричні вимірювальні інструменти основані на використанні гвинтової пари (гвинт-гайка), яка перетворює обертальний рух мікрогвинта в поступний (ціна поділки мікрометрів – 0,01 мм). Найбільш часто на виробництві, як основному, так і ремонтному, використовуються вимірювальні мікрометри (для зовнішніх вимірювань (рис. 13.11).

Загальний вигляд мікрометрів, призначених для вимірювання різних діапазонів розмірів, зображений на рис. 13.12.

Відліковий пристрій мікрометричних іструментів складається із шкал: поздовжньої на стеблі і кругової на барабані. Поздовжня шкала має два ряди штрихів, що розташовані з двох боків горизонтальної лінії і зсунутих один відносно одного на 0,5 мм.

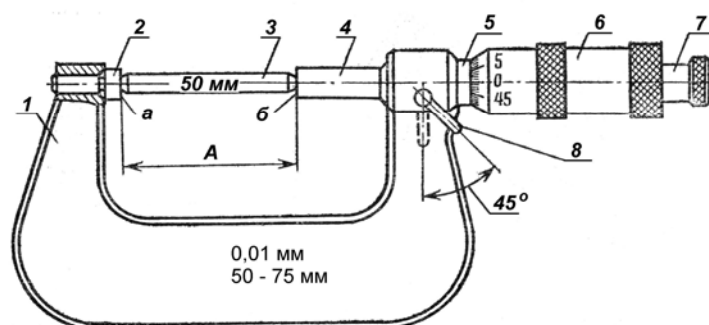


Рис. 13.11. Мікрометр для зовнішніх вимірювань: 1 – скоба; 2 – жорстка п'ята; 3 – міра для установки мікрометра на нуль; 4 – рухома п'ята (мікрогвинт); 5 – стебло; 6 – мікрометрична головка; 7 – тріскотний пристрій; 8 – стопор.

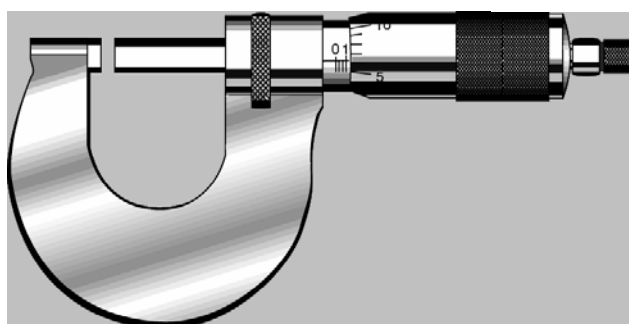


Рис. 13.12. Конструкції мікрометрів з різним діапазоном вимірювань.

Таким чином, створена шкала з ціною поділки **0,5** мм, яка дорівнює кроку мікрогвинта. Кругова шкала має **50** поділок. За поздовжньою шкалою відлічують цілі міліметри і **0,5** мм, за круговою – десяті і соті долі міліметра. Метрологічну характеристику мікрометричних приладів наведено в табл. Д.3 [2].

Мікрометричні глибиноміри (рис. 13.13) використовують при вимірюванні глибини пазів, глухих отворів, висот виступів.



Головка мікрометричного глибиноміра конструктивно однакова з мікрометричною головкою мікрометра: різниця тільки в тому, що нуль основної шкали – праворуч. Глибиноміри мають змінні вимірювальні стрижні, що вставляються в отвір у торці мікрогвинта.

Рис. 13.13. Мікрометричні глибиноміри

установчими мірами з розмірами **25** і **75** мм. Метрологічну характеристику мікрометричних глибиномірів наведено в табл. Д.3 [2].

Мікрометричні нутроміри (штихмаси) використовують для вимірювання діаметрів отворів або інших внутрішніх розмірів більших **50** мм. Метрологічна характеристика мікрометричних нутромірів наведено в табл. Д.3 [2].

3.3.4. Індикаторні засоби вимірювання

Індикаторні інструменти потрібні для абсолютних і відносних вимірювань лінійних розмірів, контролю відхилів від заданої геометричної форми і взаємного розташування поверхонь.

Індикатори бувають (рис. 13.14): важільні (**а**), важільно-гвинтові (**б**), важільно-пружинні (**в**), важільно-зубчасті (**г**), зубчасті (**д**). Їх передатні відношення i для індикаторів такі: важільний $i = L / \Delta_s$; важільно-гвинтовий $i = L / s = (R / a)(l / s)$; важільно-пружинний $i = L / \Delta_s = R / a$, важільно-зубчастий $i = L / \Delta_s = Rl / (ar)$, зубчастий $i = Rl / mz_1 = z_3 / z_2$,

де m – модуль зубчастого зачеплення; z_1, z_3, z_2 – числа зубів коліс. Решта параметри показані на рис. 13.14.

Індикатори випускаються різних типів: годинникового, моделей **ИЧ-2**, **ИЧ-5**, **ИЧ-10** тощо; важільно-зубчасті, моделі **ИРБ**; багатообертові, моделі **1МИГ**, **2МИГ**, **05205**.

Величина поділки індикаторів **1-10** мкм, межі вимірювання **0-1**; **0-2**; **0-10** мм.

Основним елементом цих приладів є індикатор годинникового типу. Індикатори використовуються для вимірювання із спеціальними пристроями: стояками (штативами), індикаторними нутромірами, індикаторними глибиномірами, індикаторними скобами, пристроями для вимірювання у важкодоступних місцях, з приладами.

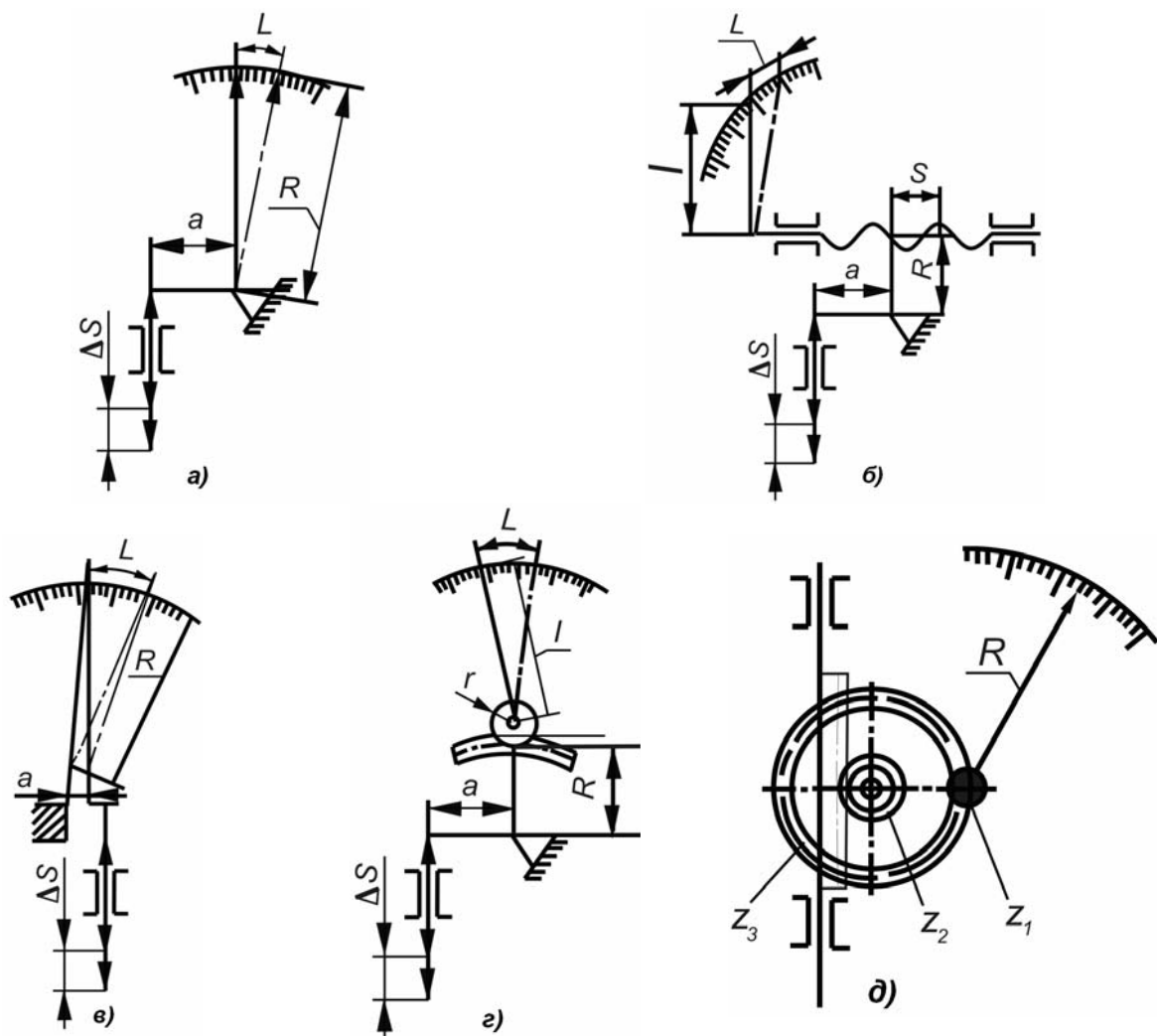


Рис. 13.14. Типи індикаторів.

Індикатори годинникового типу (рис. 3.15) випускаються у великій кількості моделей і типорозмірів з ціною поділки **0,01** мм, діапазоном вимірювання **0-2; 0-5; 0-10; 0-25; 0-50** мм. Межі допустимої похибки $\delta_{lim} = 0,004-0,010$ мм (на нормованій ділянці) і **0,01-0,04** на всьому діапазоні вимірювання.



Рис. 3.15. Індикатор годинникового типу.

Індикатори годинникового типу випускаються за ГОСТ 577-82 марок **ИЧ-2; ИЧ-10; ИЧ-25; ИЧ-50; ИТ-2** з точністю вимірювання **0,01** мм і межами вимірювання від **0** до **5** мм, від **0** до **10** мм, від **0** до **25** мм, а за ГОСТ 9696-82 з точністю вимірювання **0,001** мм. Дані по всіх вимірювальних головках наведено в табл. Д.4 [2] (вимірювальні головки з приєднаним розміром 8 мм) і табл. Д.5 [2] (вимірювальні головки з приєднаним розміром 20 мм).

Важільні скоби (рис. 13.16) забезпечують високу точність і стабільність показників, особливо в малому і середньому виробництві, що дозволяє скоротити в багато разів номенклатуру граничних скоб, крім того, вони дозволяють не тільки показувати придатність контрольованих деталей до використання, але і фіксують кількісні відхилення дійсного розміру від

номінального.

Важільні скоби використовуються для сортування деталей перед притиранням.

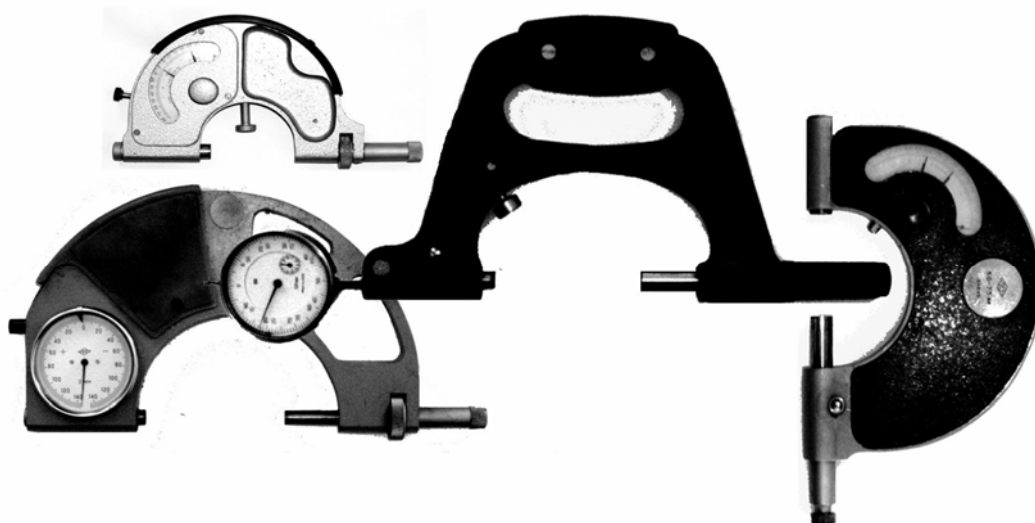


Рис. 13.16. Важільні скоби різних конструкцій.

8. Калібри

8.1. Загальні положення

Калібрами називаються безшкальні контрольні інструменти, що служать для контролю відхилів розмірів, форми і взаємного розміщення частин деталей. Калібрами не можна вимірювати дійсний розмір деталі, вони служать тільки для перевірки граничних розмірів деталей, відповідаючи таким чином на запитання – чи лежать ці розміри у полі допусків. Тому калібри називають граничним вимірювальним інструментом (граничні калібри).

Нормальні калібри копіюють номінальні розміри і форму виробу. Граничні калібри вимірюють розміри, що відповідають верхній і нижній границям допуску деталі.

Калібри мають два боки: прохідний і непрохідний. Непрохідним боком при контролі зовнішніх поверхонь перевіряють найменший граничний розмір деталі, а при контролі внутрішніх поверхонь – найбільший граничний розмір деталі. Прокідним боком при контролі зовнішніх поверхонь перевіряють найбільший граничний розмір деталі, а при контролі внутрішніх поверхонь – найменший граничний розмір деталі. Інакше кажучи, прохідні калібри – початок поля допуску, а непрохідні – кінець поля допуску.

У ремонтному виробництві найчастіше застосовують жорсткі або бракувальні калібри, а також прохідні однограничні калібри для перевірки співвідносності малих діаметрів і великої протяжності.

За формою контрольованої поверхні калібри діляться на:

калібри для валів або скоби (рис. 13.7); при діаметрах до 325 застосовують жорсткі скоби, при діаметрах понад 325 мм – скоби з вбудованим мікрометром, індикатором або мініметром; калібри для отворів або пробки (рис. 13.8); повні пробки застосовують для контролю отворів діаметром до 100 мм, а неповні – для контролю отворів від 100 до 250 мм; калібри для перевірки лінійних розмірів (глибин, висот, уступів, шпонкових пазів, довжини деталей, для контролю відстані між осями і правильності розміщення різних частин деталей); ці калібри

часто називають шаблонами; калібри для перевірки криволінійних поверхонь – профільні калібри або калібри форми.



Рис. 13.7. Жорсткі калібри для контролю розмірів валів:

а) – калібр - скоба; б) – калібр-кільце.

За взаємним розміщенням вимірюваних поверхонь розрізняють одно – і двобічні калібри. З метою зменшення кількості застосованих калібрів на ремонтних підприємствах використовують три – і шестирозмірні чи бракувальні калібри.

За конструкцією калібри бувають жорсткі (рис. 13.7, 13.8) і регульовані (рис. 13.9). Регульовані калібри дають змогу контролювати деталі різних розмірів, що дуже зручно в ремонтному виробництві.

За кількістю розмірів, що перевіряються, розрізняють комплексні (складні) і елементарні калібри.

Комплексними калібрами перевіряють одночасно всі основні елементи, що впливають на взаємозамінність з'єднання. Вони являють собою ніби прототип сполучення деталі і тому бувають тільки прохідними. Приладом комплексних калібрів є нарізні і шліцьові прохідні кільця. При відновленні деталей роль комплексних калібрів звичайно виконують нові (або зразкові) сполучені деталі (болт, гайка, шліцьовий вал тощо).

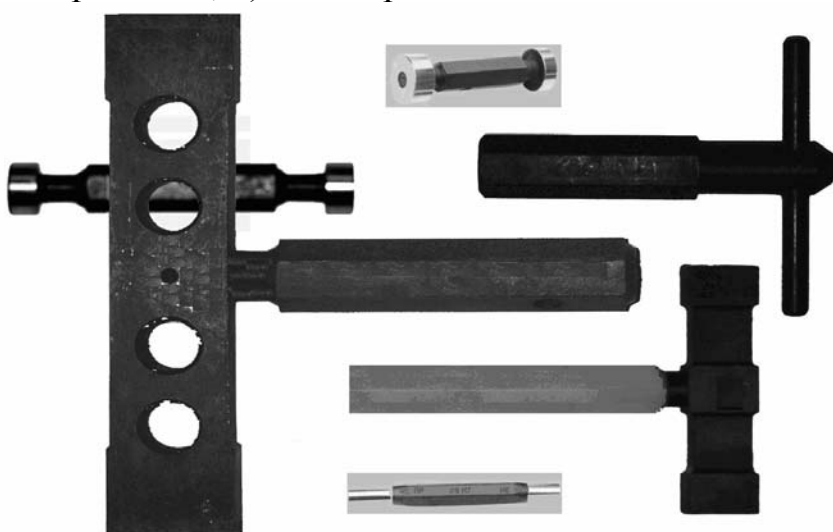


Рис. 13.8. Жорсткі калібри для контролю розмірів отворів.



Рис. 13.9. Регульовані калібри - скоби для контролю розмірів валів.

Елементарні калібри перевіряють тільки один елемент – наприклад, середній діаметр і крок нарізі, внутрішній діаметр шліцьового вала, ширину паза вала шпонкового з'єднання та ін. Елементарні калібри бувають прохідні і непрохідні.

За призначенням калібри поділяються на:

- робочі, призначені для контролю деталей робітниками, контролерами цехів і відділу технічного контролю заводу; вони позначаються:

Р-ПР – робочий прохідний; **Р-НЕ** – робочий не прохідний;

- приймальні, призначені для контролю деталей приймальниками замовника, позначаються: **П-ПР** – приймальний прохідний; **П-НЕ** – приймальний непрохідний; приймальними, як правило, є спрацьовані до певної міри робочі калібри;

- контрольні, призначені для контролю робочих і приймальних калібрів при їх виготовленні та експлуатації; позначаються: **К-РП** і **К-И** – контркалибри для контролю прохідних нових калібрів (**К-ПР** – прохідний, **К-И** – не прохідний); **К-НЕ** – контркалибр для контролю непрохідних робочих і приймальних калібрів; **К-П** – контркалибр для контролю прохідних приймальних калібрів, ці контркалибри прохідні.

Контркалибри передбачаються тільки для контролю калібрів для валів (скоб), бо калібри отворів перевіряють за допомогою мініметрів або оптиметрів. Перевага калібрів – економічність і висока продуктивність вимірювань у масовому і серійному виробництві.

Прохідні калібр-скоба або калібр-кільце повинні проходити по валу від дії власної ваги або певного зусилля; непрохідні калібр-скоба або калібр-кільце не повинні проходити по валу; як виняток, допускається невелике закушування калібру.

Калібр-пробка прохідний має вільно проходити через отвір від дії власної ваги або певного зусилля; калібр-пробка непрохідний, як правило, не повинен проходити в отвір від дії власної ваги або певного зусилля.

Калібри використовуються для контролю розмірів валів і отворів до 500 мм і виготовлених з допусками за квалітетами **6 – 17**.

8.2. Принцип конструювання гладких граничних калібрів

В основу конструювання калібрів покладено принцип подібності, який містить такі дві умови:

- прохідний калібр має бути прототипом контрольованої деталі, а також перевіряти всі її розміри одночасно;

- непрохідними калібрами треба перевіряти кожний елемент окремо, для чого вони повинні мати контакт з контрольваними поверхнями, близький до точкового.

Принцип подібності найбільш задовольняє вимогам взаємозамінності. Особливо придатний він для контролю виробів складної форми (нарізних, шліцьових та ін.), коли треба переконатися, що дійсні відхили всіх складових елементів обмежуються полем суммарного допуску, наприклад, під час перевірки конусоподібності, овальності та інших відхилів від циліндричної форми гладких виробів, розташування зубів на шліцьових výroбах, кута профілю і кроку нарізі.

Відповідно до цього принципу прохідні гладкі калібри-пробки мають повну циліндричну форму і довжину циліндричної частини, близьку до довжини контрольованого отвору. Це забезпечує перевірку точності форми отвору і

зменшує спрацювання пробки. Якщо непрохідні калібри виготовляти повної циліндричної форми, то не буде гарантії, що розміри виробу не вийдуть за встановлені границі, бо фактичні відхили циліндричних поверхонь можуть перебільшувати передбачені креслениками величини (рис. 13.10).

Тому цей принцип намагаються застосувати при конструюванні калібрів, але частина стандартних непрохідних калібрів-пробок все ж має повну циліндричну форму і вкорочену довжину. Це призводить до деякого розширення полів допусків, проте практика показала, що похибками, які мають місце при цьому, можна нехтувати.

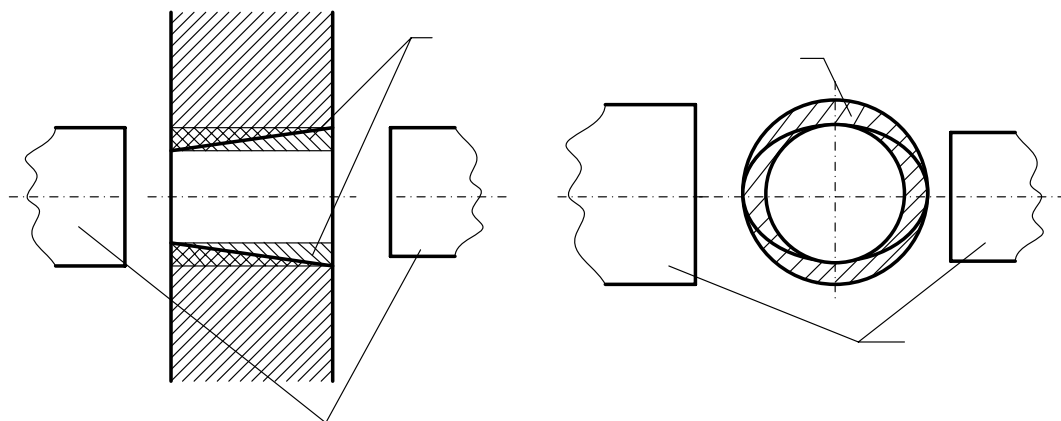


Рис. 13.10. Схема перевірки отворів: а – повними прохідними і непрохідними калібрами при наявності конусності; б – те саме при наявності овальності;
1 – поле допуску отвору; 2 – калібри-пробки

8.3. Допуски на гладкі граничні калібри

Допуски гладких циліндричних калібрів передбачені ГОСТ 24852-81 і ГОСТ 24852-83. Такими калібрами контролюють деталі з діаметрами від 0,1 до 3150 мм. Деталі діаметром до 500 мм контролюють, починаючи з квалітету **IT6** і більш грубих, а понад 500 мм **НЕ** квалітету **IT12**. Більш точні деталі **пре** рекомендується перевіряти калібрами. Їхні розміри визначають універсальними вимірювальними приладами.

Допуски на виготовлення передбачені для прохідних і непрохідних робочих та контрольних калібрів. Крім того, треба враховувати, що калібри при експлуатації внаслідок зносу при контакті з поверхнями деталей поступово змінюють свої розміри і спрацьовуються. При цьому дійсні розміри калібрів-пробок поступово зменшуються, а скоб – збільшуються. Це явище відбувається інтенсивніше у прохідних калібрів. Непрохідні калібри “проходять” лише під час контролю бракованих деталей, що буває відносно рідко, тому вони спрацьовуються значно менше, ніж прохідні. Цим і пояснюється те, що стандартами встановлені допуски на спрацювання лише для робочих – прохідних калібрів.

При розробці нормативів на допуски калібрів розглядалися два аспекти: необхідно щоб браковані деталі не могли бути визнані якісними; бажано, щоб якісні деталі не могли бути забракованими.

Для першого аспекту необхідно, щоб допуски на виготовлення калібрів знаходились у межах поля допуску на виготовлення контроль-ованих деталей. Але при цьому зменшується виробничий допуск на виготовлення деталей й їхня вартість. Тому у стандартах на допуски калібрів передбачено, що допуски на їхнє виготовлення і спрацювання частково виходять за межі поля допуску деталі (особливо для 6, 7 і 8-го квалітетов). Завдяки цьому вартість деталей не збільшується, але з'являється дуже невелика ймовірність приймання бракованих деталей.

Слід мати на увазі, що перед розрахунками граничних і виконавчих розмірів калібрів необхідно підрахувати граничні розміри деталей, які будуть контролюватись певним калібром. Для прохідних пробок номінальним розміром стає найменший, а для непрохідних – найбільший граничний розмір отвору. Для прохідних скоб номінальним розміром є найбільший, а для непрохідних – найменший граничний розмір вала (рис. рис. 13.11).

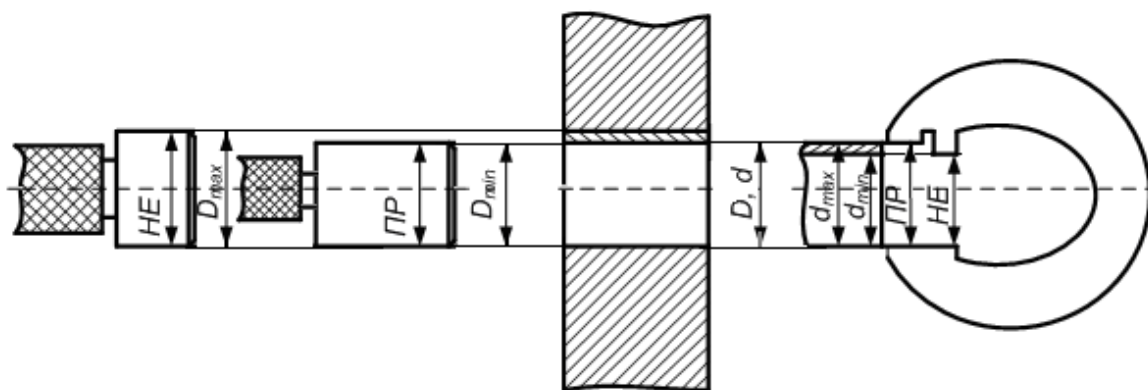


Рис. 13.11. Прохідна ПР і непрохідна НЕ сторони граничних калібрів-пробок і скоб.

Відповідні розміри називаються *прохідною* і *непрохідною границею*.

Схеми розташування полів допусків граничних робочих калібрів для розмірів до **180** мм подано у табл. В.13 (Додаток В), а у табл. В.14 – для розмірів понад **180** мм.

Схеми розташування полів допусків на виготовлення і спрацювання робочих і контрольних калібрів для контролю деталей 6 – 8 і 9 – 17 квалітетів за ГОСТ 24853-81 показані у табл. В.15 В (Додаток В).

Принципова різниця між цими двома схемами полягає у тому, що для 6 – 8 квалітетів допуск на спрацювання виходить за межі допуску деталей, а для 9 – 17 квалітетів допуск на спрацювання не виходить за межі допуску деталей. Допуск на спрацювання у ГОСТ 24853-81 не показаний, показана тільки межа

найбільшого спрацювання, а це означає, що, починаючи від дійсного розміру калібра, він може зношуватись до передбаченої стандартом межі.

При виготовленні калібрів передбачені такі допуски: H – на робочі калібри-пробки; H_s – те саме, але із сферичними вимірювальними поверхнями; H_l – на калібри-скоби; H_p – на контрольні калібри для валів.

Для прохідних калібрів установлені границі спрацювання. Спрацювання їх з допуском до **IT8** включно може виходити за межі поля допуску деталі на величину Y – для пробок і Y_l – для скоб. Для прохідних калібрів квалітетів від **IT9** до **IT17** спрацювання обмежується прохідною границею, тобто: $Y = Y_l = 0$.

Поля допусків H і H_l усіх прохідних калібрів зсунуті всередину поля допуску виробу для калібрів-пробок на величину Z , для калібрів-скоб – на Z_l . При номінальних розмірах, понад **180** мм, поля допусків непрохідних калібрів також зсунуті всередину поля допуску деталі для пробок на величину α , для скоб – на α_l .

Так звана зона безпеки служить для компенсації похибок контролю. Для непрохідних калібрів розміром до **180** мм $\alpha = \alpha_l = 0$ (табл. В.15).

При зсуві полів допусків калібрів і границь спрацювання їх прохідних блоків всередину поля допуску деталі ліквідує можливість викривлення посадок і гарантує одержання розмірів у межах полів допусків.

Розміри калібрів проставляються на їх кресленнях таким чином, щоб допуск на виготовлення був спрямований в „тіло” деталі і називаються виконавчими. За виконавчий розмір пробки приймають найбільший граничний розмір з від’ємним відхилом, за виконавчий скоби – її найбільший граничний розмір з додатнім відхилом.

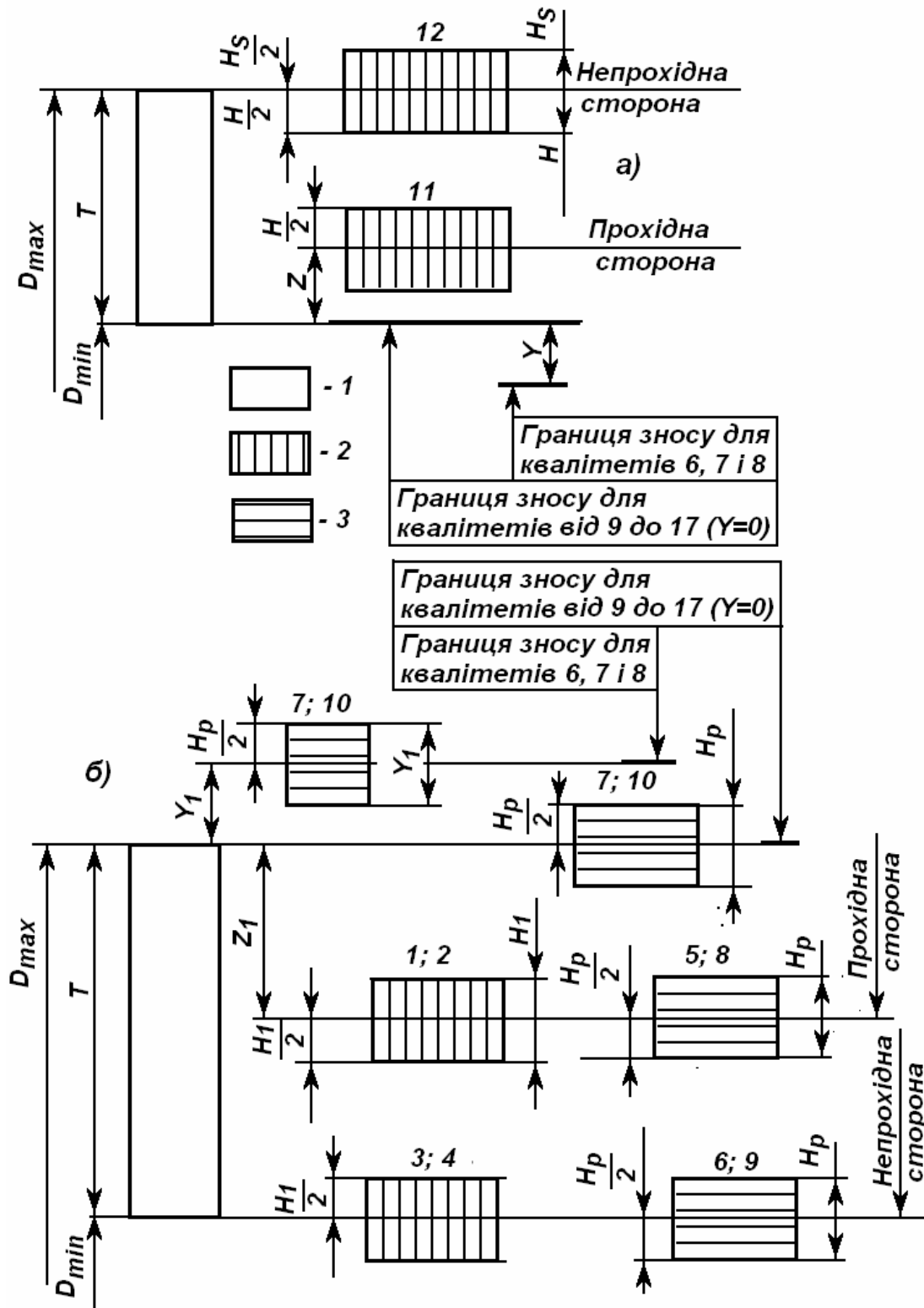
Формули для обчислювання виконавчих і граничних розмірів граничних калібрів наведено у табл. В.16.

Допуски і відхили гладких калібрів наведено в ГОСТ 24853-81 (табл. В.17).

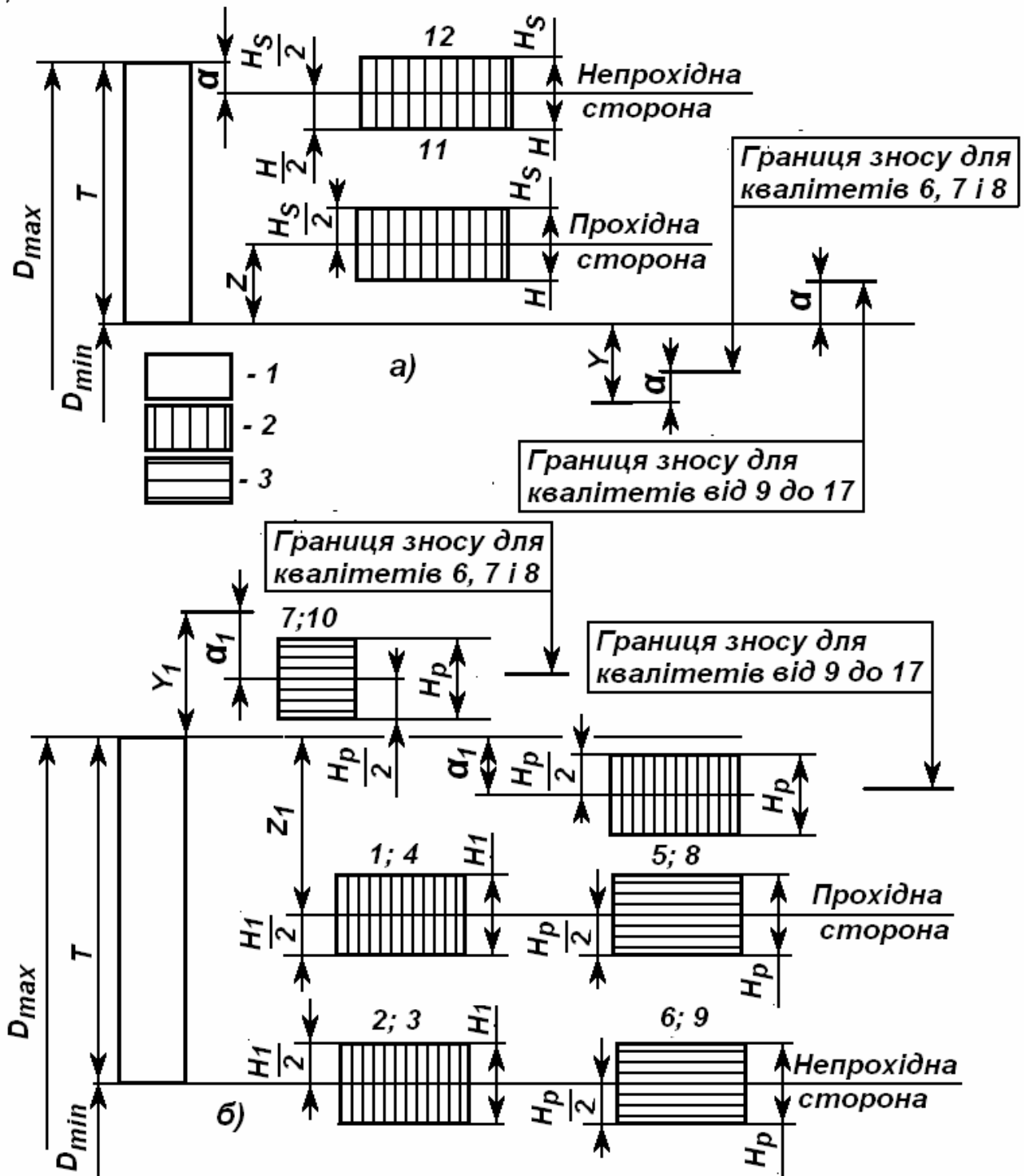
Схеми розташування полів допусків граничних калібрів для отворів (а) і валів (б)

для розмірів до 180 мм: 1-поле допуску виробу; 2-поле допуску робочого калібра;

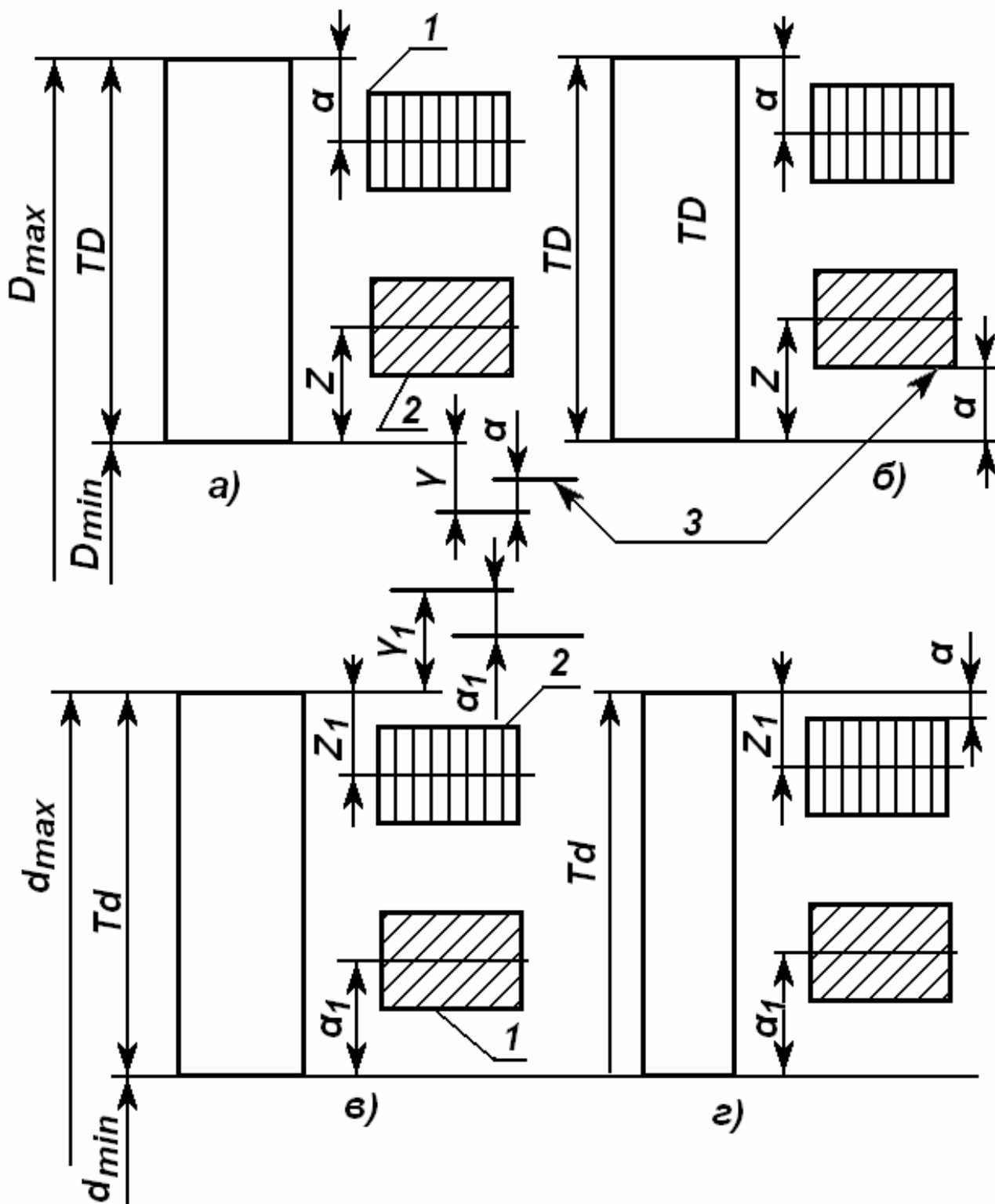
3-поле допуску контрольного калібра



Схеми розташування полів допусків граничних калібрів для отворів (а) і валів (б) для розмірів понад 180 мм: 1 – поле допуску виробу; 2 – поле допуску робочого калібру; 3 – поле допуску контрольного калібру.



Схеми розташування полів допусків калібра: а) – для отворів квалітетів 6, 7, 8; б) – для отворів квалітетів від 9 до 17; в) – для валів квалітетів 6, 7, 8; г) – для валів квалітетів від 9 до 17; 1 – непрохідна сторона; 2 – прохідна сторона; 3 – схема спрацювання



Таблиця В.16

Формули для обчислювання виконавчих і граничних розмірів граничних калібрів

Вид калібру і умовне позначення		Номінальні розміри виробу, мм		
		до 180	понад 180 до 500	
Калібр-пробка	Прохідний новий $P-PP_{вик}$	$(D_{min} + z + 0,5H)_{-H}$	$(D_{min} + z + 0,5H)_{-H}$	
	Прохідний зношений $P-PP_{зн}$	$D_{min} - y$	$D_{min} - y + \alpha$	
	Непрохідний $P-NE_{вик}$	$(D_{max} + 0,5H)_{-H}$	$(D_{max} - \alpha + 0,5H)_{-H}$	
Калібр-скоба	Прохідний новий $P-PP_{вик}$	$(d_{max} - z_1 - 0,5H_1)_{+H}^1$	$(d_{max} - z_1 - 0,5H_1)_{+H}^1$	
	Прохідний зношений $P-PP_{зн}$	$d_{max} + y_1$	$d_{max} - y_1 - \alpha_1$	
	Непрохідний $P-NE_{вик}$	$(d_{min} - 0,5H_1)_{+H}^1$		
Контрольний калібр	Прохідний новий $K-PP_{вик}$	$(d_{max} - z_1 + 0,5H_p)_{-H_p}$	$(d_{max} - z_1 + 0,5H_p)_{-H_p}$	
	Прохідний зношений $K-PP_{зн}$	$(d_{max} + y_1 + 0,5H_p)_{-H_p}$	$(d_{max} - y_1 - \alpha_1)$	
	Непрохідний $K-E_{вик}$	$(d_{min} + 0,5H_1)_{-H_p}$	$(d_{min} + \alpha_1 + 0,5H_p)_{-H_p}$	
	До 180	Понад 180 до 500		
		Номінальні розміри калібра		
		Допуск калібра		
Калібр-пробка	робочого	робочого	робочого	контрольного
Прохідний новий Прохідний зношен.	$D_{min} + z$	$D_{min} + z_1$	-	-
	$D_{min} - y$	$D_{min} - y + \alpha$	-	-
	D_{min}	$D_{min} - \alpha$	-	-
Калібр-скоба				
Прохідний новий	$D_{min} + z$	$D_{min} + z_1$	-	-
Прохідний	$D_{max} + v_1$	$D_{max} + v_1 + \alpha_1$	-	-
Непрохідний	D_{min}	$D_{min} + \alpha_1$	-	-

Таблиця В.17

Допуски і відхилення гладких калібрів (за ГОСТ 24853-81)

Квалі-тет	Позна-чення	Значення допусків і відхилів, мкм, при номінальних розмірах, мм, для пробок і скоб (понад – до)							
		3 – 6	6 - 10	10 - 18	18 - 30	30 - 50	50 - 80	80 - 120	120- 180
6		1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	3	4
		1	1	1,5	1,5	2	2	3	3
	Z_1	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6
	Y_1	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4
	H, H_S	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5
	H_1	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8
	H_P	1	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5
7	Z, Z_1	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6
	Y, Y_1	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4
	H, H_S	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8
	H_1	-	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5
	H_P	1	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5
8	Z, Z_1	3	3	4	5	6	7	8	9
	Y, Y_1	3	3	4	4	5	5	6	6
	H	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8
	H_1	4	4	5	6	7	8	10	12
	H_S, H_P	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5
9, 10	Z, Z_1	6	7	8	9	11	13	15	18
	H	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8
	H_1	4	4	5	6	7	8	10	12
	H_S, H_P	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5
11, 12	Z, Z_1	12	14	16	19	22	25	28	32
	H, H_1	5	6	8	9	11	13	15	18
	H_S	-	4	5	6	7	8	10	12
	H_P	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5
13, 14	Z, Z_1	24	28	32	36	42	48	54	60
	H, H_1	12	15	18	21	25	30	35	40
	H_S	-	9	11	13	16	19	22	25
	H_P	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8
15, 16 і 17	Z, Z_1	48	54	56	72	80	90	100	110
	H, H_1	12	15	18	21	25	30	35	40
	H_S	-	9	11	13	16	19	22	25

	H_p	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8
<p>Позначення: Z—відхил середини поля допуску на виготовлення прохідного калібру для отвору від D_{max}; Z_I—відхил середини поля допуску на виготовлення прохідного калібру для вала від d_{max}; H—допуск на виготовлення пробки; H_I—допуск на виготовлення скоби; H_S—допуск цих же калібрів, але зі сферичними вимірювальними поверхнями; H_p—допуск для контрольних калібрів для скоб; Z—допустимий вихід за межу поля допуску виробів для пробки; Y_I—допустимий вихід за межу поля допуску виробів для скоби.</p>									

ЗМІСТ

ВЗАЄМОЗАМІННІСТЬ	2
Вступ	2
Лекція 1. Основні поняття про допуски і посадки	4
Лекція 3. Основи вибору посадок	17
Лекція 4. Розрахунок і вибір посадок вальниць (підшипників) кочення	26
Лекція 5. Шорсткість і хвилястість поверхонь	37
Лекція 6. Допуски форми і розташування поверхонь	48
Лекція 7. Взаємозамінність нарізних з'єднань	61
Лекція 8. Взаємозамінність шпонкових і шліцьових з'єднань	75
Лекція 9. Розрахунок розмірних ланцюгів	85
Лекція 10. Взаємозамінність зубчастих і черв'ячних передач	92
Лекція 11. Допуски на кутові розміри. Взаємозамінність гладких кінцевих з'єднань	110
Лекція 12. Основи стандартизації	127
Лекція 13. Технічні вимірювання	141