

Загальні поняття про розміри, їх відхилення та допуски

Взаємозамінність виробів за їх геометричними параметрами (формою та розмірами) доцільно вивчати на прикладах гладких циліндричних внутрішніх (отворів) і зовнішніх (валів) поверхонь. Термін *отвір* переважно застосовують не тільки для позначення внутрішніх поверхонь отворів, а й для всіх охоплювальних поверхонь, а термін *вал* — відповідно для всіх охоплюваних поверхонь і розмірів елементів виробів. Ці терміни використовують не тільки для циліндричних, а й для поверхонь будь-якої іншої форми (плоских, криволінійних). Наприклад, призматичну шпонку приймають як вал, а пази для неї у валу чи втулці (шківі, шестерні) — як отвір.

Значення геометричних параметрів оцінюють за допомогою розмірів, що є числовими значеннями лінійних чи кутових розмірів. Наприклад, діаметр, довжину, ширину, глибину, висоту оцінюють лінійними розмірами, а кути, нахили, конусності — кутовими розмірами. За призначенням розміри поділяють на номінальні, допускні та істинні.

Номінальними називають прийняті під час проектування розміри, подані у робочих кресленнях чи ескізах. Вал з чотирма номінальними розмірами ($\varnothing 20$; $\varnothing 16$; 100; 15) і двома фасками $1 \times 45^\circ$ зображений на рис. 1. Номінальні розміри служать для розрахунків і накреслення у заданому масштабі зображень чи проєкцій виробів на робочих кресленнях (детальних і складальних). Їх отримують як результат розрахунків відповідних заокруглень з конструктивних (технологічних, естетичних) міркувань. З метою стандартизації їх значення добирають із рядів номінальних розмірів, встановлених стандартами на базі рядів переважних чисел. Розміри, що є похідними

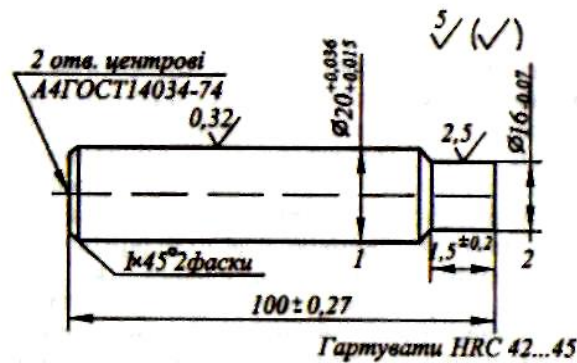


Рис. 1.

від інших розмірів (наприклад, діляльного діаметра та кроку зубчастих коліс, великого, середнього та малого діаметрів і кроків різьб, виконавчих розмірів калібрів, технологічних міжопераційних розмірів) подають на кресленнях та ескізах без заокруглень і незалежно від того, чи входять вони у ряди переважних чисел.

Найбільшим і найменшим граничними значеннями розмірів називають ті, які визначені вимогами забезпечення взаємозамінності виробів. Допускні значення розмірів у кресленнях та ескізах не наводять. Їх визначають за допомогою арифметичних розрахунків, додаючи до номінальних розмірів допускні для них відхилення, які проставляють у кресленнях чи ескізах справа (зверху, знизу та поруч) від номінальних розмірів. *Верхнім (нижнім)* називають відхилення розміру, додавання якого до номінального його значення дає змогу отримати найбільший (найменший) граничний розмір.

Граничні відхилення розмірів дають змогу визначити їх найбільші та найменші значення. Шляхом додавання до номінальних розмірів їх верхніх відхилень отримують найбільші допускні розміри, а додаванням до номінальних розмірів їх нижніх відхилень — найменші допускні розміри.

Значення граничних розмірів, як і допускних відхилень, дають змогу визначити задану точність та дібрати контрольно-вимірвальні засоби.

Істинними називають розміри, які отримують внаслідок виготовлення та вимірювання розмірів виробів. З визначення випливає, що похибки засобів вимірювання входять до результатів вимірювань істинних розмірів. Ці розміри можуть мати різні значення для кожного з виготовлених виробів і залежно від того, перебувають вони чи не перебувають у допускних

межах, вироби належать відповідно до придатних чи бракованих. Якщо істинний розмір виявився таким, що за допомогою додаткового оброблення можна ще отримати заданий розмір, то такі браковані вироби вважають непридатними і повертають виробнику на виправлення, якщо ж — ні, то їх відносять остаточно до непоправних і списують у витрати виробництва.

Графічне зображення розмірів, їх відхилень і допусків

Розглянемо умовну схему розмірів отвору та вала з їх відхиленнями (рис. 2). Для наочності зображення номінальних, граничних розмірів та їх відхилень наведені у різних масштабах (для розмірів — менші, а для відхилень — більші). Окрім цього, початок відліку для всіх розмірів зводять до однієї лінії, а номінальні розміри зображають тільки нульовою лінією. Номінальний, найбільший та найменший допускні розміри для отворів позначають як D , D_{\max} і D_{\min} , а для вала — відповідно як d , d_{\max} і d_{\min} . Значення верхнього та нижнього відхилень для розміру отвору позначають відповідно як ESD та EID а для розміру вала — як esd та eid . Основним називають відхилення, яке є ближчим до номінального розміру (нульової лінії), а істинним — відхилення, отримане у результаті виготовлення та вимірювання розміру. Воно є алгебричною різницею між істинним і номінальним розмірами.

Різниця між найбільшими та найменшими розмірами чи верхніми та нижніми відхиленнями називають *допусками розмірів* отвору та вала і позначають відповідно як TD і Td . З рис. 6.2 видно, що

$$D_{\min} = D + EID \quad (2)$$

$$d_{\min} = d + esd \quad (3)$$

$$d_{\max} = d + eid, \quad (4)$$

а допуски розмірів отвору та вала

$$TD = D_{\max} - D_{\min} = (D + ESD) - (D - EID) = ESD - EID, \quad (5)$$

$$Td = d_{\max} - d_{\min} = (d + esd) - (d + eid) = esd - eid. \quad (6)$$

Відповідно для розмірів, зображених на рис.6.1, значення допусків: $+0,036 - (+0,015) = 0,021$ мм — для розміру $\varnothing 20$; $0 - (-0,07) = 0,07$ мм — для розміру 16 мм; $+0,027 - (-0,027) = 0,054$ мм — для розміру 100 мм; $+0,2 - (-0,2) = 0,4$ мм — для розміру 15; $+0,5 - (-0,5) = 1,0$ мм — для розміру 1 мм і $+2^{\circ}18' - (-2^{\circ}18') = 4^{\circ}36'$ — для розміру 45° .

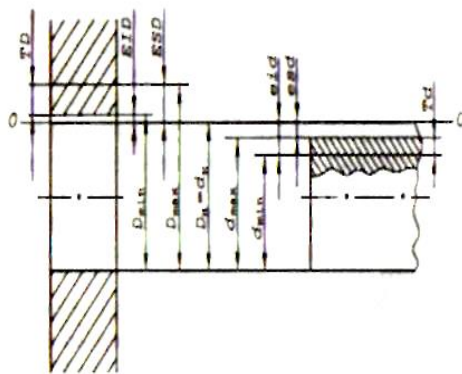


Рис. 2.

Розміри, які більші від номінальних (над нульовою лінією), мають знак “+”, а всі розміри, менші від номінальних (під нульовою лінією), мають знак “-”. Усі відхилення розмірів, що не дорівнюють нулю, завжди мають відповідний знак “+” чи “-”, тому на рисунках біля кожного значення відхилення розмірів ставлять відповідні знаки, а допуск розміру, що є різницею найбільшого та найменшого розмірів (чи відхилень) є додатною величиною. Біля значення допусків знаків не ставлять.

Для наочності і спрощення на схемах розмірів та їх відхилень часто зображають тільки нульову лінію і поля допусків розмірів малюють як прямокутники та заштриховують для розмірів отворів у один бік, а для розмірів валів — у другий. Усі відхилення та допуски на одному

рисунок роблять у довільному, але одному масштабі. Така схема полів допусків для отворів і валів для розміру 50 зображена на рис. 3.

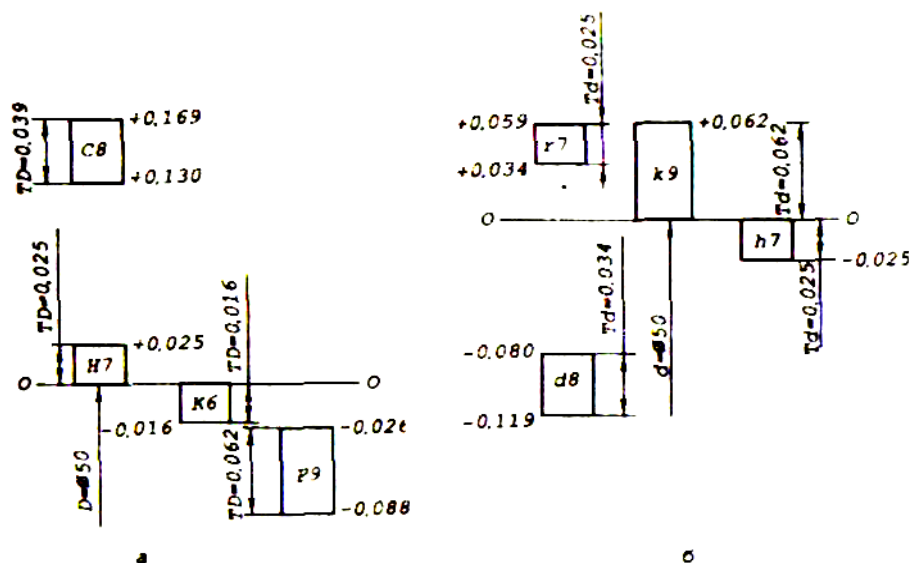


Рис. 3.

Приклад. Для заданих на рис. 6.3, а і б полів допусків розрахувати отвір з найбільшими граничними розмірами та вал з найменшими граничними розмірами.

Розв'язання. Найбільші граничні розміри матиме отвір, поле допуску якого розміщене найвище над нульовою лінією. Цій умові відповідає поле допуску з відхиленнями +0,130 і +0,169, а допускні розміри зазначеного отвору такі:

найменший $050 + 0,130 = \text{Ø}50,130$ мм і найбільший $\text{Ø}50 + 0,169 = \text{Ø}50,169$ мм. Відповідно найменші граничні розміри матиме вал, поле допуску якого найнижче від нульової лінії. Таке поле допуску має відхилення - 0,080 і - 0,119, а допускні розміри вала такі: найменший $\text{Ø}50 + (-0,119) = \text{Ø}49,881$ мм і найбільший $\text{Ø}50 + (-0,080) = \text{Ø}49,920$ мм.

Загальна характеристика з'єднань робочих поверхонь деталей

Як відомо, з'єднання деталей можуть забезпечувати відповідне їх відносно вільне переміщення або нерухомість. Все залежить від того, розмір якої з поверхонь отвору чи вала є більшим. Якщо розмір поверхні отвору більший від розміру поверхні вала, між ними буде відповідний проміжок, який забезпечує можливість їх взаємного переміщення. Цей проміжок, згідно з ДСТУ 2500-94 називають *зазором*. У разі більшого розміру поверхні вала від поверхні отвору з'єднати між собою такі деталі можна, тільки приклавши певне зусилля, наприклад шляхом запресування чи використання температурного розширення матеріалів деталей (відповідно нагріваючи деталь з отвором чи охолоджуючи вал). Таке з'єднання буде нерухомим. Згідно з ДСТУ 2500-94, рухомі з'єднання називають *з'єднаннями з зазором*, а нерухомі — *з'єднаннями з натягом*. Величина проміжку чи натягу між робочими поверхнями визначає ступінь свободи відносного переміщення деталей чи ступінь опору цьому переміщенню.

Ще є з'єднання, які залежно від випадкових значень розмірів з'єднуваних поверхонь у межах допускних значень їх розмірів можуть бути рухомими чи нерухомими. Поля допусків отвору та вала змішаного з'єднання, яке, залежно від розмірів робочих поверхонь з'єднуваних деталей, може бути рухомим чи нерухомим, перекриваються. Згідно з ДСТУ 2500-94, таке з'єднання називають *з'єднанням з перехідною посадкою*.

Для оцінки точності з'єднань інколи використовують суму допусків розмірів обох з'єднуваних поверхонь, які, згідно з ДСТУ 2500-94, називають *допуском посадки*.

З метою уніфікації з'єднань у стандартах рекомендовані до використання так звані система отвору та система вала. *Системою отвору* називають такий набір з'єднань, де за основне приймають поле допуску отвору, а поле допуску вала добирають залежно від заданого характеру з'єднання (рис.4,а). Для такої системи за нижнє відхилення розміру отвору здебільшого приймають нуль.

Системою вала називають такий набір з'єднань, де за основне приймають поле допуску вала, а поле допуску отвору добирають залежно від заданого характеру з'єднання (рис. 4,б). Для такої системи за верхнє відхилення розміру вала здебільшого мають нуль. Основне відхилення вала добирають залежно від заданого характеру з'єднання.

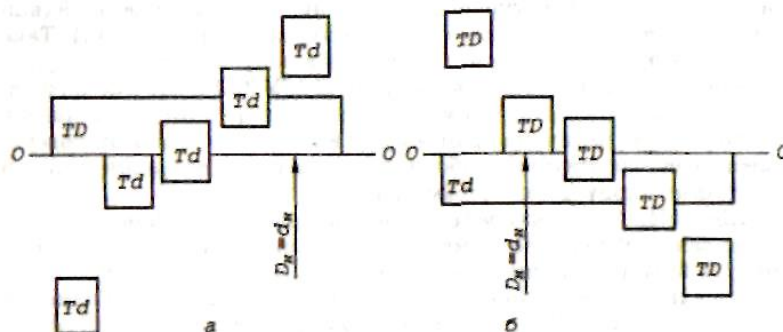


Рис. 4.

Система отвору характерна тим, що для багатьох з'єднань з однаковим номінальним розміром отвори мають однакові граничні розміри, а вали переважно — різні відхилення для кожного зі з'єднань. Це дає змогу значно зменшити трудомісткість і вартість оброблення різанням заготовок, оскільки меншою є потрібна кількість мірних різальних інструментів (свердл, розверток, зенкерів тощо), якими обробляють внутрішні поверхні, а значна кількість розмірів зовнішніх поверхонь відповідно до кількості з'єднань за їх характером не зумовлює відповідної кількості різальних інструментів, оскільки зовнішні поверхні різних розмірів переважно обробляють обмеженою кількістю універсальних чи уніфікованих різальних інструментів (різців, фрез, шліфувальних кругів тощо). Окрім цього оброблення зовнішньої поверхні здебільшого має меншу трудомісткість, ці поверхні доступніші. Тому система отвору, як економічніша, стала більш поширеною.

Графічно для з'єднань малюють схему з двома полями допусків, відповідно для розмірів отвору та вала зі спільною нульовою лінією.

Поняття про одиницю допуску й квалітет точності

Відповідно до чинних стандартів (ГОСТ 25346-82), для визначення допусків розмірів введено поняття одиниці допуску та квалітету точності. *Одиницею допуску* називають множник чи коефіцієнт, що є функцією величини номінального розміру. Кількість одиниць допуску, яка визначає допуск розміру, називають *квалітетом точності розміру*. Квалітет точності визначає сукупність допусків однакового ступеня точності для всіх номінальних розмірів. Тому значення допуску будь-якого розміру

$$T = 0,001 i k, \quad (7)$$

де i - значення одиниці допуску, мкм; k - кількість одиниць допуску.

Значення одиниці допуску визначають за допомогою залежностей, які були встановлені експериментально, відповідно

$$i = 0,45 \dots D + 0,001D, \quad (8)$$

для номінальних розмірів зі значеннями до 500 мм

$$i = 0,004 D + 2,1,$$

для номінальних розмірів зі значеннями понад 500 до 10 000 мм,

де D - номінальне значення розміру, мм.

Отже, меншій кількості одиниць допуску відповідає вища точність розміру, а більшій кількості одиниць допуску — нижча точність розміру. У системі ISO встановлено 20 квалітетів точності, які позначають у порядку зменшення точності розмірів від 01 до 18.

Допуск розмірів позначають двома буквами IT або скорочено T (від англійського *tolerans*) разом з номером квалітету точності, наприклад $IT01(T01)$, $IT7(T7)$, $IT12(T12)$ тощо.

Добір допусків розмірів і характеру з'єднань

Значення допусків розмірів і характер з'єднань зумовлюють відповідну трудомісткість і вартість їх отримання. Що менший допуск розміру поверхні, то більша трудомісткість і вартість її отримання. З іншого боку, трудомісткішими та дорожчими є нерухомі з'єднання.

Оптимальні рішення під час добору величин допусків і характеру з'єднань знаходять різними методами. Найпоширенішим є *метод аналогів (прецедентів)*, що полягає у пошуку аналогічних рішень в інших виробках машинобудування, які уже тривалий час використовуються. Конструктори та технологи під час конструювання виробів (вузлів, деталей), добираючи допуски розмірів робочих поверхонь деталей та характер з'єднань (як і матеріали, способи отримання виробів) аналогічні до уже випробуваних протягом тривалого часу, страхують себе від прийняття хибних рішень, економлять матеріальні й трудові ресурси, потрібні для розроблення та експериментальних досліджень, скорочують термін отримання результату. Наприклад, правильно дібрати допуск та характер з'єднань для вузла поршень — циліндр у компресорах чи двигунах внутрішнього згорання чи кільце — кулька — кільце у підшипниках кочення було б дуже складно, якби не використовували значний досвід виготовлення та експлуатації аналогічних виробів машинобудування, які уже давно виготовляють у масовому виробництві. Метод аналогів для таких задач безальтернативний і часто служить для перевіряння інших методів, теоретичних розрахунків і досліджень.

Як розвиток методу аналогів також часто застосовують *метод подібності*, який полягає у використанні результатів класифікації виробів машинобудування за конструктивними та експлуатаційними ознаками, що містяться у довідковій літературі, галузевих, фірмових рекомендаціях. За цим методом спочатку шукають аналогію конструктивних ознак та умов експлуатації проектного виробу у літературі і відповідно знаходять потрібні рішення. Відмінністю цього методу від попереднього є те, що замість реального виробу, який перебуває у довгостроковій експлуатації, шукають потрібний аналог у довідковій літературі. Недоліком зазначеного методу є те, що конструктивні та експлуатаційні ознаки переважно подають у якісних, а не кількісних показниках. Недоліком обох методів є часткова суб'єктивність рішень.

Не має перелічених недоліків *розрахунковий метод*, що полягає у розрахунку оптимальних значень параметрів з'єднань з урахуванням альтернативності між рівнем якості виробів і трудомісткістю їх виготовлення. Беручи до уваги значні обсяги виконаних раніше теоретичних і експериментальних досліджень, наявність довідкової літератури, методів і засобів обчислювальної техніки, можна сподіватися на отримання достовірних результатів. Деякі труднощі виникають при встановленні показників надійності та довговічності виробів. Під час використання найвідповідальніші деталі виробів здебільшого спрацьовуються, що зумовлює вихід показників якості виробів за допускні межі. Часто відмови виробів у процесі їх експлуатації спричинені не поломками, а поступовим зниженням працездатності окремих вузлів, елементів, зумовлених спрацюванням робочих поверхонь деталей. Крім цього, під час проектування виробів беруть до уваги неоднорідність матеріалів, їх фізичні властивості, можливі переваження, недостатню точність значень довідкових даних, методів розрахунку, коефіцієнтів запасу тощо.

Розраховуючи міцність виробів та інші показники їх якості, беруть до уваги не конструкторські, а технологічні допуски, які переважно є меншими від конструкторських і забезпечують так званий технологічний запас працездатності виробів. Залежно від відповідальності вузла чи окремого елемента виробу технологічні допуски становлять від 40 до 95% конструкторських. Аналогічно добирають і характер з'єднань для робочих поверхонь. Для рухомих з'єднань, враховуючи, що робочі поверхні спрацьовуються і відповідно змінюється характер з'єднання, допуски розмірів обох контактних поверхонь з'єднаних деталей виробів добирають відповідно до якості та стану окремих деталей (матеріалів, твердості, шорсткості тощо).

Для нерухомих з'єднань, у яких розміри валів мають бути більшими, ніж розміри отворів, запас міцності створюють, добираючи відхилення розмірів так, щоб задовольнити умову передавання заданих силових навантажень і якомога менше навантажувати відповідальні деталі, враховуючи їх можливу втому, зміну фізичних властивостей, додаткові похибки контрольно-вимірвальних засобів, зумовлені зміною зовнішніх факторів (температури, вологості, магнітного поля тощо).

У розрахунках іноді користуються так званим *коефіцієнтом запасу точності окремої поверхні*, який визначають за допомогою відношення допускної похибки розміру поверхні виробу наприкінці терміну експлуатації до похибки розміру поверхні нової деталі

$$K_T = (T_F / T_K), \quad (9)$$

де K_T - коефіцієнт запасу точності, T_F і T_K - відповідно допуски наприкінці терміну експлуатації та конструкторський, мм. Наприклад, якщо радіальне биття шпинделя нового оброблювального верстата дорівнює 0,005 мм, а допускне биття його перед ремонтом - 0,010 мм, то $K_T = T_F / T_K = 0,010 / 0,005 = 2$.

Для рухомих з'єднань цей коефіцієнт визначають як

$$K_T = (TS_F / TS), \quad (10)$$

де TS_F і TS відповідно суми допусків розмірів наприкінці експлуатації та конструкторський, мм.