

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

ТЕКСТИ (конспект) лекцій з дисципліни:

«Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання»

Для студентів спеціальностей:

133 Галузеве машинобудування,
134 Авіаційна та ракетно-космічна техніка,
131 Прикладна механіка
усіх форм навчання

Частина 3

Тексти (конспект) лекцій з дисциплін: «Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання». Для студентів спеціальностей: 133 Галузеве машинобудування, 134 Авіаційна та ракетно-космічна техніка, 131 Прикладна механіка усіх форм навчання частина 3 / Укл.: Л.Й. Івченко, В.В.Петриїн, В.С.Штанкевич, М.С. Комочкін. – Запоріжжя: НУ«Запорізька політехніка», 2019. – 98 с.

Укладачі: Л.Й. Івченко, професор, д-р.техн.наук;
В.В.Петриїн, професор, канд.техн.наук;
В. С. Штанкевич, ст. викладач
М.С. Комочкін, ст. викладач.

Рецензент: М.В.Фролов, доцент, к. т. н.

Відповідальний за випуск: В.П.Загородній

Затверджено
на засіданні кафедри
Металорізальних верстатів та інструментів
Протокол № 2 від 02.09.2019 р.

Рекомендованно
до видання НМК Машино –
будівного факультету.
Протокол № 1 від 03.09.2019 р.

ЗМІСТ

Частина 3

2.11	Допуски та відхилення форми, розташування і шорсткість поверхонь	213
2.12	Розрахунок допусків розмірів, що входять у розмірний ланцюг	263
2.13	Кутові розміри і гладкі конічні з'єднання	299
	Література	305

2.11 Допуски та відхилення форми, розташування і шорсткість поверхонь

2.11.1 Загальні відомості

Кожна деталь може бути представлена як сукупність геометричних, ідеально точних об'ємів, що мають циліндричні, конічні, плоскі, сферичні та інші поверхні. Так, наприклад, вал (рисунок 2.72) утворено поєднанням різних поверхонь.

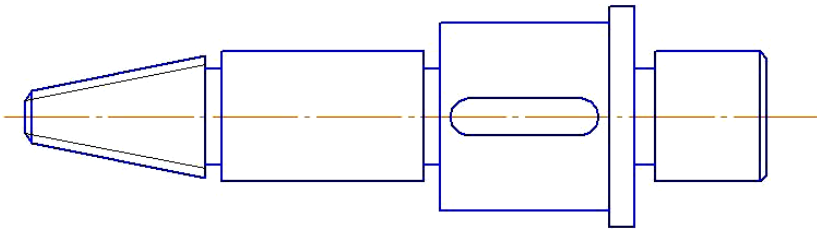


Рисунок 2.72 – Вал, що являє собою сукупність різних поверхонь

Під час виготовлення деталей, а також експлуатації машин виникають похибки не тільки розмірів, а й форми та розташування поверхонь. Також під час виготовлення кожен різальний інструмент залишає на оброблюваній поверхні сліди, які мають вигляд западин або виступів. Ці нерівності складають шорсткість та хвилястість поверхонь. Таким чином, на кресленнях форму деталей задають ідеально точними номінальними поверхнями, площинами, профілями. Виготовлені ж деталі мають реальні поверхні, площини, профілі, які відрізняються від номінальних відхиленнями форми і розташування, а також хвилястістю та шорсткістю. Відхилення від заданої форми і розташування спотворюють характер з'єднання деталей при збиранні та погіршують якість роботи не тільки одиниць збирання, а й машин в цілому. Тому в залежності від призначення деталей і умов їх роботи конструктор обмежує величини можливих відхилень форми та розташування поверхонь допусками, які передбачені в ДСТУ 2498-94, ГОСТ 24642-81, ГОСТ 24643-81, ГОСТ 2.308-79.

2.11.2 Класифікація відхилень геометричних параметрів деталей

Взаємозамінність деталей визначається в першу чергу точністю їх геометричних параметрів (розмірами, формою, розташуванням поверхонь).

Для нормування і кількісної оцінки відхилень форми та розташування поверхонь введено такі поняття:

Номинальна форма – ідеальна форма, задана кресленням або іншими технічними документами.

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

Реальна (дійсна) поверхня – поверхня, яка обмежує тіло та відділяє його від навколишнього середовища. Вони отримуються під час обробки або експлуатації машин.

Аналогічно розрізняють номінальний і реальний профіль (рисунок 2.73), номінальне і реальне розташування поверхонь, які визначаються лінійними та кутковими розмірами відносно бази або між поверхнями, що розглядаються.

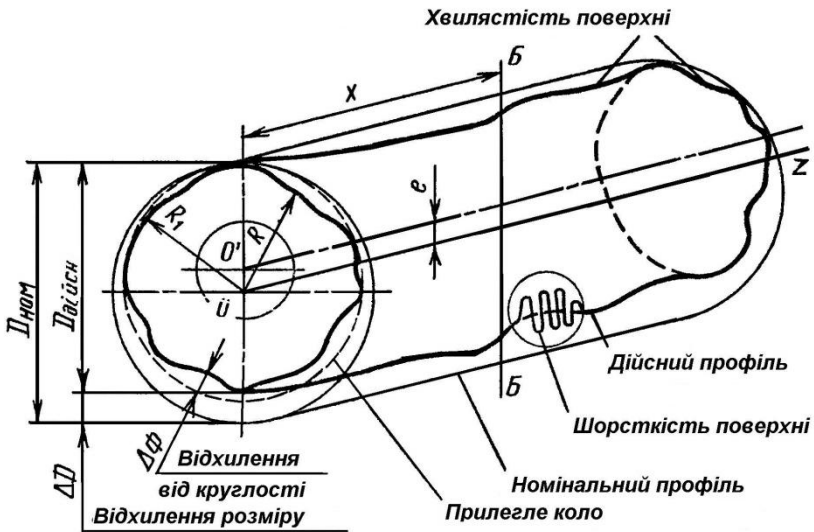


Рисунок 2.73 – Відхилення геометричних параметрів різних порядків

Базова поверхня – поверхня, яка має форму номінальної поверхні і служить основою для оцінювання відхилень форми реальної форми або реального профілю. Для кількісної оцінки відхилень форми за базу приймають прилеглу поверхню (площину, циліндр, пряму, коло, профіль) (рисунок 2.74).

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

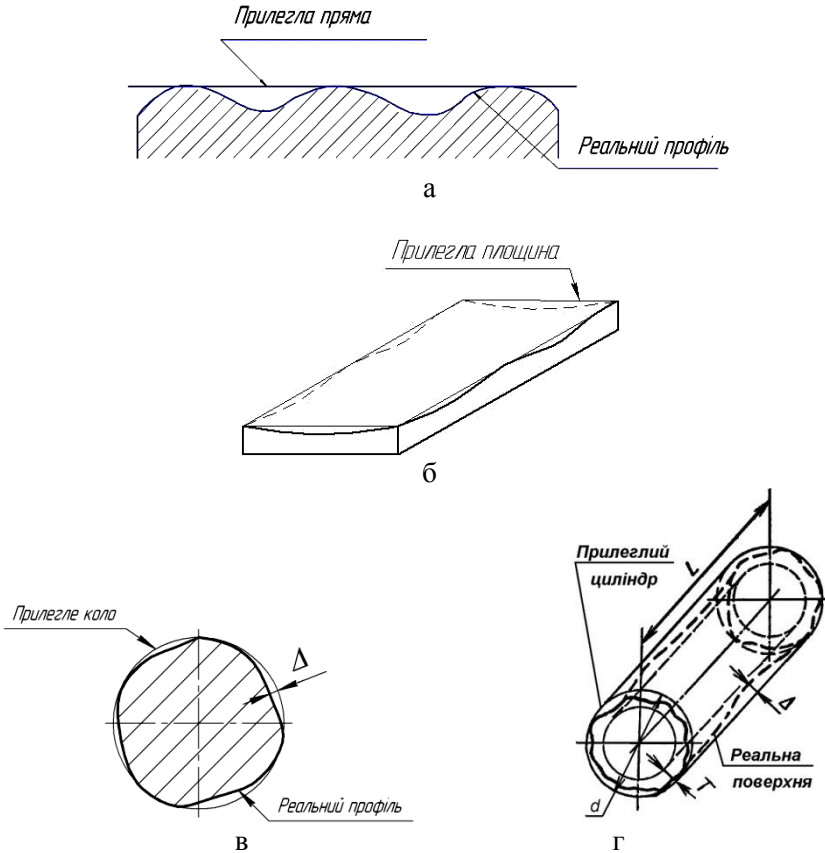


Рисунок 2.74 – Прилегли пряма (а), площина (б), коло (в), циліндр (г)

Точність геометричних параметрів визначається відхиленнями цих параметрів від номінальних.

Відхилення геометричних параметрів – це найбільша відстань між дійсними поверхнями (розмірами) і номінальними. Відхилення

геометричних параметрів можна класифікувати наступним чином (рисунок 2.74):

1. Відхилення нульового порядку – відхилення розміру (ΔD).
2. Відхилення першого порядку – відхилення розташування поверхонь (e).
3. Відхилення другого порядку – відхилення форми поверхонь (ΔF).
4. Відхилення третього порядку – відхилення, що мають характер хвилястості.
5. Відхилення четвертого порядку – шорсткість поверхні.

Для отримання придатних деталей та виробів необхідно нормувати і контролювати всі перераховані параметри.

2.11.3 Відхилення і допуски форми

Відхиленням форми поверхні або профілю називають відхилення форми реальної поверхні (реального профілю) від номінальної поверхні (номінального профілю). Взагалі у відхилення форми входить хвилястість поверхні і не входить шорсткість. Відхилення форми поверхонь відлічують від точок реальної поверхні до прилеглих поверхонь.

Причинами появи відхилень форми можуть бути:

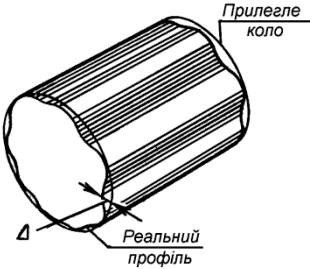
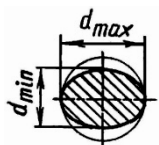
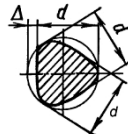
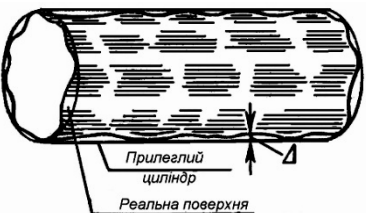
- похибки технологічного обладнання;
- похибки інструменту;
- похибки системи «верстат-притосування-інструмент-деталь»;
- коливання режимів обробки;
- нестабільність властивостей оброблюваного матеріалу;
- наявність залишкових напружень у металі;
- похибки оператора.

До відхилень форми слід віднести відхилення циліндричних і плоских поверхонь.

2.11.4 Відхилення форми циліндричних поверхонь

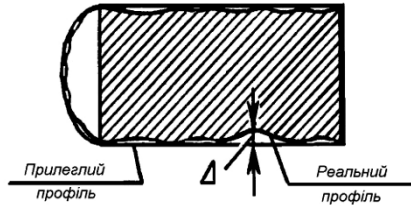
Для визначення відхилень форми установлені два види показників: комплексні і диференційовані (таблиця 2.21):

Таблиця 2.21 – Показники відхилень форми циліндричних поверхонь

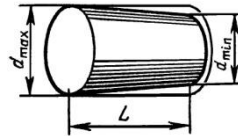
Комплексні	Диференційовані	Відхилення, Δ
<p>1. Відхилення від круглості поперечних перерізів</p> 	<p>1.1 Овальність</p>  <p>1.2 Огранка</p> 	$\Delta = \frac{d_{\max} - d_{\min}}{2}$
<p>2. Відхилення від циліндричності</p> 		

Продовження таблиці 2.21

3. Відхилення профілю поздовжнього перерізу

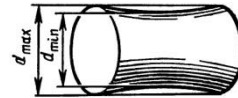


3.1 Конусоподібність



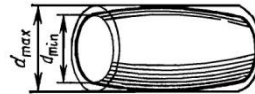
$$\Delta = 0,5(d_{\max} - d_{\min})$$

3.2 Сідлоподібність



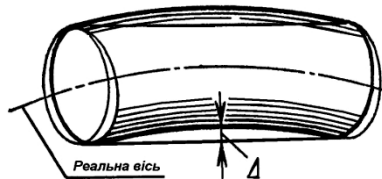
$$\Delta = 0,5(d_{\max} - d_{\min})$$

3.3 Бочкоподібність



$$\Delta = 0,5(d_{\max} - d_{\min})$$

4. Відхилення від прямолінійності осі



4.1 Зігнутість

2.11.5 Відхилення і допуски форми плоских поверхонь

Відхиленнями форми плоских поверхонь можуть бути відхилення від прямолінійності і відхилення від площинності.

Відхилення від прямолінійності (таблиця 2.22) – найбільша відстань від точок реального профілю до прилеглої прямої в межах нормованої ділянки.

Відхилення від площинності – найбільша відстань від точок реальної поверхні до прилеглої площини в межах нормованої ділянки.

Відхилення форми плоских поверхонь визначаються комплексними і диференційованими показниками (таблиця 2.22).

Відхилення форми оцінюють найбільшим відхиленням Δ . При цьому повинна забезпечуватись умова:

$$\Delta \leq T, \quad (2.122)$$

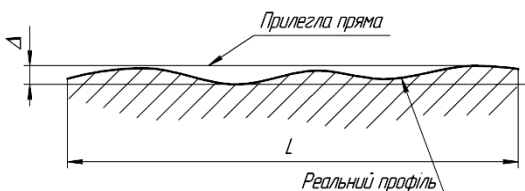
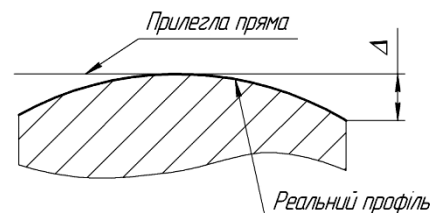
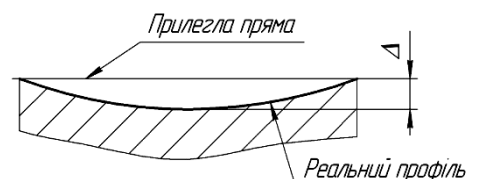
де T – допуск форми.

Поле допуску форми являє собою зону в просторі або на поверхні, усередині якої повинні знаходитись всі точки реальної поверхні.

Допуски круглості, циліндричності і площинності – найбільше допустиме значення відхилень від круглості, циліндричності і площинності відповідно.

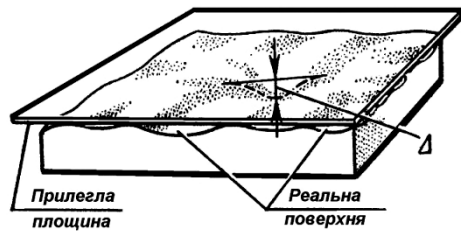
На робочих кресленнях умовні позначення мають тільки комплексні показники відхилень форми циліндричних і плоских поверхонь (таблиця 2.23). Диференційовані види відхилень форми умовних позначень не мають, а в разі необхідності вид і величина відхилень вказуються текстом у технічних умовах.

Таблиця 2.22 – Показники відхилень форми плоских поверхонь

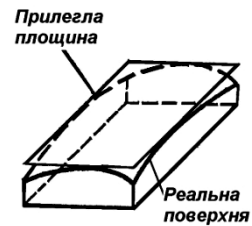
Комплексні	Диференційовані
<p>1. Відхилення від прямолінійності</p> 	<p>1.1 Опуклість</p>  <p>1.2 Вгнутість</p> 

Продовження таблиці 2.22

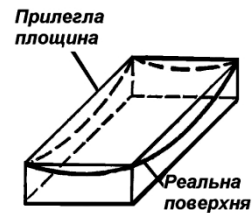
2. Відхилення від площинності








2.1 Опуклість



2.2 Вгнутість



Таблиця 2.23 – Умовне позначення допусків форми поверхонь

Вид допуску	Позначення
1. Допуск круглості	
2. Допуск циліндричності	
3. Допуск профілю поздовжнього перерізу	
4. Допуск прямолінійності	
5. Допуск площинності	

2.11.6 Відхилення і допуски розташування поверхонь

Номінальне розташування – розташування елемента (поверхні чи профілю), яке визначається номінальними лінійними та кутовими розмірами між ними і базами або між розглядуваними елементами, якщо бази не задані.

Реальне розташування – розташування елемента (поверхні чи профілю), яке визначається дійсними лінійними та кутовими розмірами між ним і базами або між розглядуваними елементами, якщо бази не задані.

База – елемент деталі або сполучення елементів, що виконує ту ж функцію, відносно якого задається допуск розташування чи сумарний допуск форми і розташування, а також визначається відповідне відхилення розглядуваного елемента.

Відхиленням розташування називають відхилення від номінального розташування розглядуваної поверхні, її осі або площини симетрії відносно баз або відхилення від номінального розташування поверхонь. Під час оцінювання відхилень розташування відхилення форми поверхні виключаються (окрім радіального і торцевого биття). При цьому реальні поверхні (профілі) замінюють прилеглими.

Полем допуску розташування називають зону в просторі чи заданій площині, усередині якої повинні міститися прилеглі площина або поверхня, вісь, центр або площина симетрії розглядуваного елемента в межах нормованої ділянки.

Точність розташування вважають забезпеченою, якщо дійсне відхилення не перевищує допуску, який встановлено для даного виду відхилення, тобто $\Delta \leq T$.

Розглянемо основні види відхилень розташування.

Відхилення від паралельності площин (Δ) – різниця найбільшої і найменшої відстані між площинами в межах нормованої ділянки (рисунок 2.75).

$$\Delta = A_{\max} - A_{\min} \quad (2.123)$$

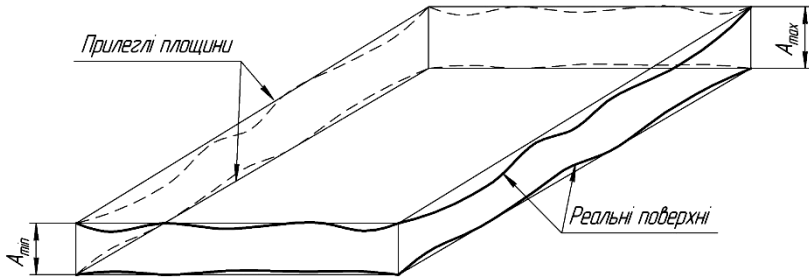


Рисунок 2.75 – Відхилення від паралельності площин

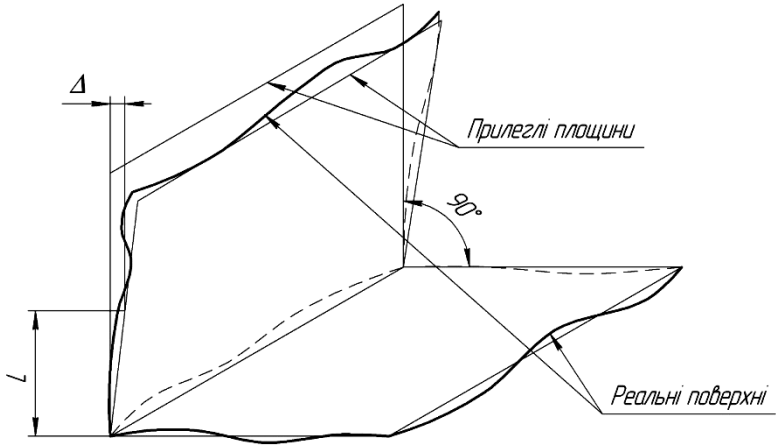
Відхилення від перпендикулярності – відхилення кута між площинами від прямого кута (90°), виражене в лінійних одиницях на довжині нормованої ділянки (рисунок 2.76).

Відхилення від паралельності осей у просторі дорівнює геометричній сумі відхилень від паралельності проекцій осей Δ_x і Δ_y на взаємно перпендикулярні площини Q і P (рисунок 2.77).

$$\Delta = \sqrt{\Delta_x^2 + \Delta_y^2}, \quad (2.124)$$

де Δ_x - відхилення від паралельності осей у спільній площині;

Δ_y - перекид осей, визначається відхиленням від паралельності проекцій осей на площину P, яка проходить через одну вісь і є перпендикулярною до площини Q.



L – довжина нормованої ділянки

Рисунок 2.76 – Відхилення від перпендикулярності

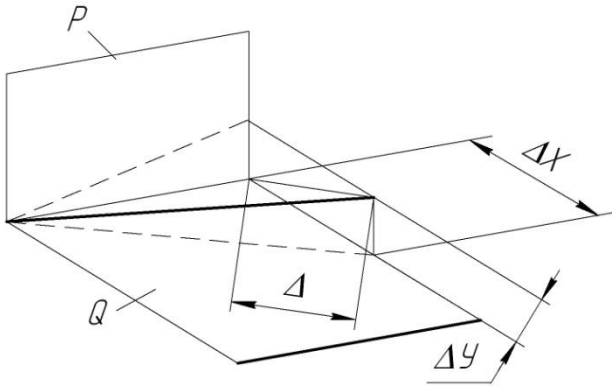


Рисунок 2.77 – Відхилення від паралельності осей у просторі

Відхилення від співвісності відносно спільної осі (рисунок 2.78) – це найбільша відстань Δ_1 (Δ_2) між віссю розглядуваної поверхні обертання і спільною (базовою) віссю на довжині нормованої ділянки $L_1(L_2)$.

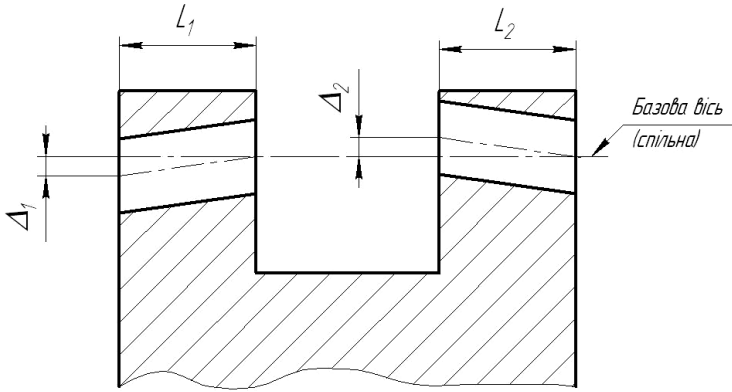


Рисунок 2.78 – Відхилення від співвісності відносно спільної осі

Відхилення від симетричності (рисунок 2.79) – це найбільша відстань між площиною симетрії (віссю) розглядуваного елемента і базою (площиною симетрії базового елемента) в межах нормованої ділянки.

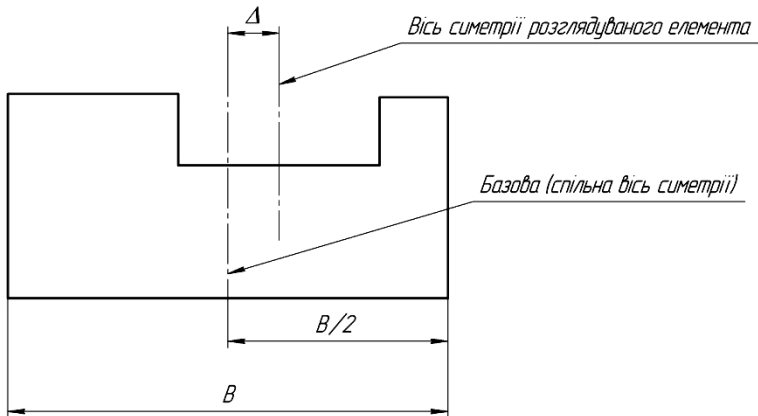


Рисунок 2.79 – Відхилення від симетричності

Відхилення від перетину осей (рисунок 2.80) – найменша відстань між осями, що номінально перетинаються.

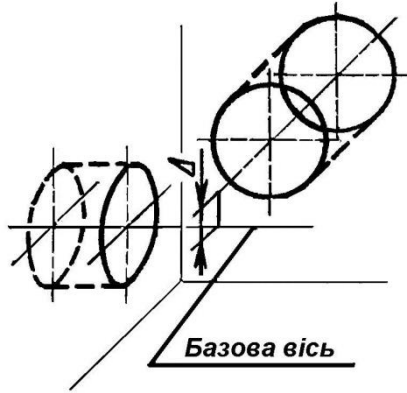


Рисунок 2.80 – Відхилення від перетину осей

Позиційне відхилення (рисунок 2.81) – це умовна назва відхилення на зміщення осі або площини відносно номінального розташування.

Воно дорівнює найбільшій відстані Δ між реальним розташуванням елемента (його центру, осі або площини симетрії) і його розташуванням у межах нормованої ділянки.

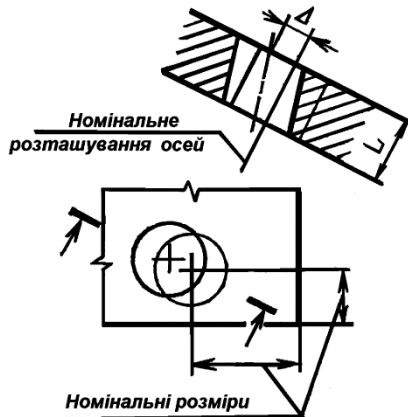


Рисунок 2.81 – Позиційне відхилення

Відхилення нахилу – відхилення кута між площиною і базовою площиною або базовою віссю від номінального кута, яке визначається в лінійних одиницях Δ на довжині нормованої ділянки (рисунок 2.82).

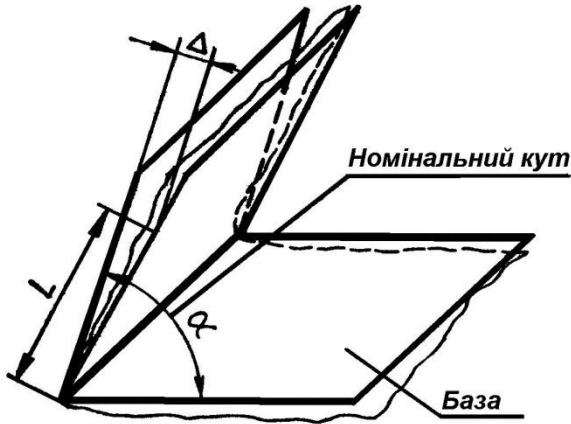


Рисунок 2.82 – Відхилення нахилу

2.11.7 Сумарні відхилення (допуск) форми та розташування

Сумарне відхилення форми та розташування – відхилення, яке одночасно враховує відхилення форми і розташування розглядуваної реальної поверхні (профілю) відносно заданих баз. Сумарні відхилення застосовують, зокрема, для оцінки радіального і торцевого биття.

Радіальне биття (рисунок 2.83) відносно базової осі виникає в результаті відхилень від круглості і співвісності з зазначеною віссю профілю перерізу, який перевіряється.

Повне радіальне биття циліндричної поверхні виникає в результаті відхилення поверхні, яка перевіряється, від циліндричності і співвісності з базовою віссю.

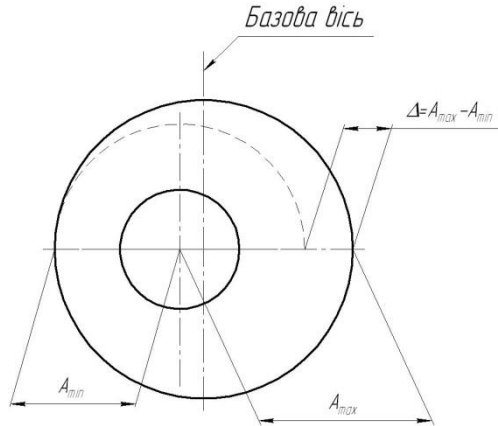


Рисунок 2.83 – Радіальне биття

Торцеве биття являє собою різницю найбільшої і найменшої відстані від точок торцевої поверхні, які розташовуються на колі заданого діаметра d (рисунок 2.84), до площини, перпендикулярної до базової осі обертання. Якщо діаметр не задається, то торцеве биття визначається на найбільшому діаметрі торцевої поверхні. Повне торцеве биття сумарно обмежує відхилення від площинності і перпендикулярності. Визначається повне торцеве биття як найбільша різниця показів вимірювального приладу при його радіальному переміщенні і обертанні деталі навколо базової осі.

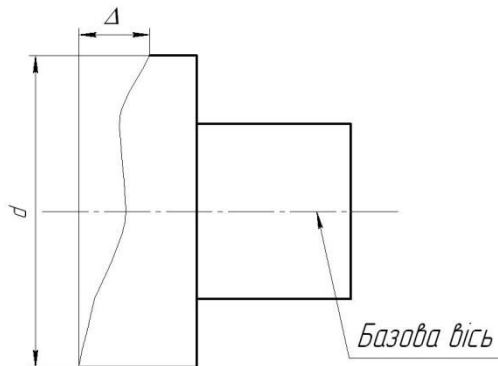
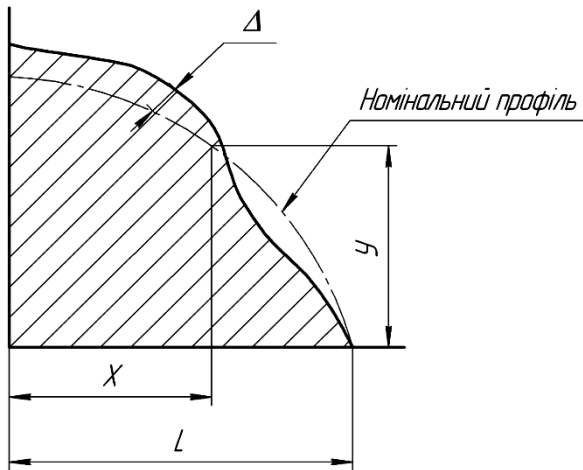


Рисунок 2.84 – Торцеве биття

До сумарних характеристик відносяться також допуск форми будь-якого профілю або будь-якої поверхні заданих номінальними розмірами відносно баз. Цей допуск обмежує не тільки форму заданого профілю, а й його розташування відносно баз.

Відхилення форми заданого профілю Δ (рисунок 2.85) – найбільше відхилення точок реального профілю від номінального профілю, яке визначається по нормалі до номінального профілю в межах нормованої ділянки.



x, y – номінальні значення; L – довжина нормованої ділянки

Рисунок 2.85 – Відхилення форми заданого профілю

Поле допуску форми заданого профілю TCL (рисунок 2.86) – зона на заданій площині перерізу поверхні, обмежена двома лініями, еквідистантами до номінального профілю і віддаленої одна від одної на відстань, що дорівнює допуску форми заданого профілю в діаметральному вираженні TCL.

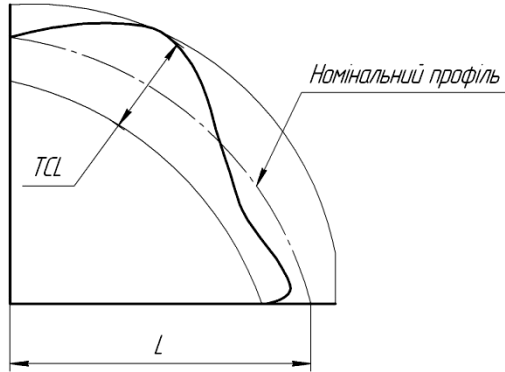


Рисунок 2.86 – Поле допуску заданого профілю

Відхилення форми заданої поверхні Δ (рисунок 2.87) – найбільше відхилення точок реальної поверхні від номінальної поверхні в межах нормованої ділянки.

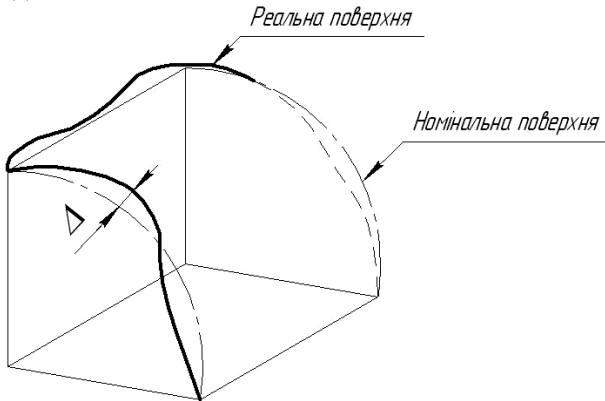


Рисунок 2.87 – Відхилення форми заданої поверхні



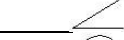

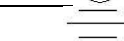

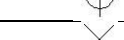



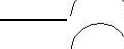
Допуски розташування можуть бути задані двома способами: в діаметральному або радіусному вираженні.

Допуск у радіусному вираженні – найбільше допустиме значення відхилення розташування, яке задане на радіус. Позначається на кресленнях додатковим знаком «R» або «T/2».

Допуск у діаметральному вираженні – подвоєне найбільше значення відхилення розташування. Має умовне позначення знаком « \varnothing » або « T ».

Відхилення розташування поверхонь мають умовні позначення на кресленнях (таблиця 2.24). Лінії в знаках відхилень від паралельності і биття нахилені під кутом 75° .

Таблиця 2.24 – Умовне позначення допусків розташування

Група допусків	Вид допуску	Позначення
Допуски розташування	Паралельності	
	Перпендикулярності	
	Нахилу	
	Співвісності	
	Симетричності	
	Позиційний	
	Перетину осей	
Сумарні допуски форми і розташування	Радіального або торцьового биття; биття в заданому напрямку	
	Повного радіального або торцьового биття	
	Форми заданого профілю	
	Форми заданої поверхні	

2.11.8 Залежний і незалежний допуски розташування поверхонь деталей

Допуски розташування або форми, які установлюються для валів або отворів, можуть бути залежними або незалежними.

Незалежним допуском називається допуск розташування, числове значення якого не залежить від дійсного розміру нормованого або базового елемента.

Приклад. Допуск на співвісність посадкових гнізд у корпусі редуктора під вали з підшипниками кочення для зубчастих коліс. Повинна бути витримана перш за все міжосьова відстань, оскільки вона регламентує нормальну роботу зубчастої передачі. У цьому

випадку допуск не буде залежати ні від дійсних, ні від граничних розмірів з'єднаних деталей.

Залежними називаються допуски розташування поверхонь, величина яких залежить не тільки від заданого граничного відхилення розташування, але й від дійсних відхилень з'єднаних деталей. Залежні допуски призначаються для деталей, які з'єднуються по двох або трьох поверхнях одночасно и для яких вимога взаємозамінності зводиться до забезпечення збирання. Величина відхилень повинна призначатися виходячи з найбільш несприятливого варіанту поєднання спряжуваних розмірів – найменших граничних розмірів охоплюючих поверхонь і найбільших граничних розмірів охоплюваних, тобто мінімальною.

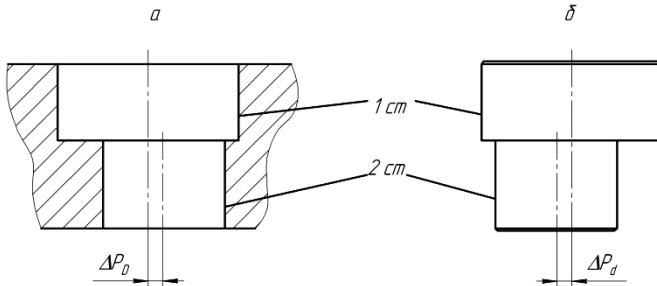


Рисунок 2.88 – Відхилення від співвісності ступенів отвору ΔP_D (а) і ΔP_d (б)

При розрахунках допуски розташування розглядаються для будь-якої пари поверхонь, які називаються ступенями. Позначивши через S_{\min} найменший зазор і через ΔP – відхилення від співвісності, для будь-якого i -го ступеня (рисунок 2.86) отримуємо:

$$\Delta P_{\Sigma} = \Delta P_D + \Delta P_d = 0,5(S_{\min 1} + S_{\min 2} + \dots + S_{\min i}), \quad (2.125)$$

або залежно від умов використання зазорів у спряженнях:

$$\Delta P_{\Sigma} = \Delta P_D + \Delta P_d = k(S_{\min 1} + S_{\min 2} + \dots + S_{\min i}), \quad (2.126)$$

де ΔP_{Σ} - величина сумарного допуску розташування (на дві спряжані деталі);

ΔP_D - допуск на співвісність ступенів отвору;

ΔP_d - допуск на співвісність ступенів валу;

$S_{\min 1}, S_{\min 2}, S_{\min i}$ - величина найменших зазорів у ступенях.

k – коефіцієнт використання найменших зазорів.

Величина коефіцієнта k визначається умовами роботи спряжуваних деталей. Для нерухомих з'єднань $k = 0,4-0,5$, для рухомих – $k = 0,2-0,4$.

Величина сумарного допуску розташування розподіляється між валом і отвором наступним чином:

$$\Delta P_D = 0,7\Delta P_\Sigma; \quad (2.127)$$

$$\Delta P_d = 0,3\Delta P_\Sigma. \quad (2.128)$$

Залежні допуски розташування переважно призначаються на міжосьові відстані кріпильних отворів, співвісність ділянок ступінчастих отворів, на симетричність розташування шпонкових пазів та інше. Ці допуски контролюють комплексними калібрами розташування, які являють собою прототипи конструкції спряжуваних деталей. Калібри завжди прохідні, що гарантує безпідгінне збирання виробів.

На кресленнях указують мінімальне значення допуску.

2.11.9 Позначення на кресленнях допусків форми та розташування поверхонь деталей

Допустимі відхилення форми та розташування вказуються на кресленні поряд з відповідним символічним позначенням (таблиці 2.23, 2.24) або текстовим записом на вільному полі креслення.

Символічні позначення і допустимі значення відхилень форми та розташування розміщують у прямокутних рамках (таблиця 2.25, а), які з'єднуються виносною лінією зі стрілкою з контурною лінією поверхні або з віссю симетрії, якщо відхилення відноситься до загальної осі (таблиця 2.25, п). Прямокутні рамки ділять на дві або три частини: в першій показують символічне позначення відхилення, у другій величина допуску в міліметрах, у третій – при необхідності позначення буквою бази або іншої поверхні, до якої відноситься

допуск. Перед числовим значенням допуску слід указувати: символ \varnothing (таблиця 2.25, б), якщо поле допуску задане його діаметром; символ R (таблиця 2.25, в), якщо поле допуску задане радіусом; символ T (таблиця 2.25, г), якщо допуски симетричності, перетину, форми заданої поверхні, а також позиційні задані в діаметральному вираженні; символ $T/2$ (таблиця 2.25, д) для тих же видів допусків, якщо вони задані в радіусному вираженні. Якщо допуск відноситься до ділянки поверхні заданої довжини (площі) (таблиця 2.25, ж), то її значення вказують поряд з допуском, відділяючи його похилою лінією. Якщо необхідно призначити на всій довжині поверхні і на задній довжині, то допуск на всій довжині вказують під допуском на всій довжині. Надписи, які доповнюють дані, наведені в рамці, наносять під рамкою (таблиця 2.25, т).

Сумарні допуски форми і розташування поверхонь, для яких не установлені окремі графічні знаки, позначають знаками складових допусків: спочатку знак допуску розташування, потім знак допуску форми (таблиця 2.25).

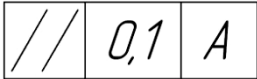
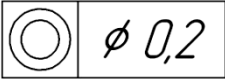

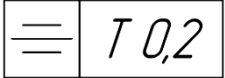
Базу позначають зачерненням трикутником, який з'єднують лінією з рамкою допуску (таблиця 2.25).

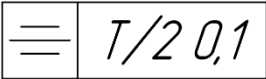
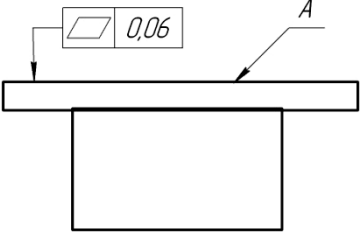
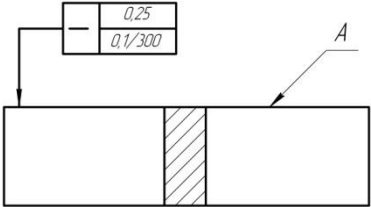
Залежний допуск позначається буквою M і проставляється в кружечку в прямокутній рамці поряд з величиною допуску (таблиця 2.25, м).

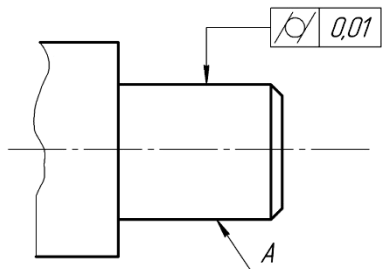
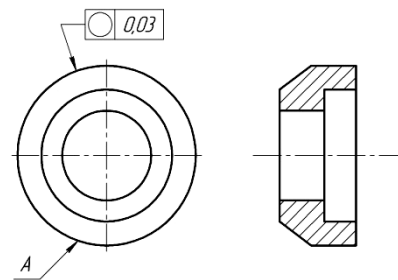
Якщо на кресленні більшість допусків розташування є залежними, то незалежні допуски позначаються буквою S і також проставляються в кружечку поряд з величиною допуску.

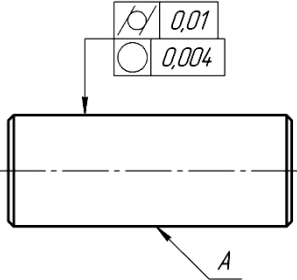
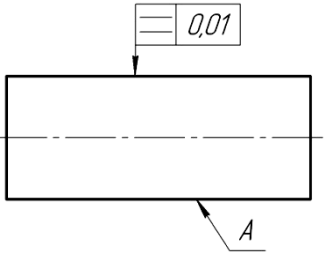
Приклади нанесення допусків форми та розташування поверхонь умовними позначеннями і текстовим записом наведені в таблиці 2.25.

Таблиця 2.25 – Приклади позначень допусків форми і розташування поверхонь

Вид допуску	Умовне позначення символами	Значення в кресленнях текстовим записом
Допуск паралельності	а 	Допуск паралельності не більше 0,1 мм відносно бази А
Допуск співвісності	б 	Допуск співвісності не більше 0,2 мм на діаметр
	в 	Допуск співвісності не більше 0,1 мм на радіус
Допуск симетричності	г 	Допуск симетричності не більше 0,2 мм в діаметральному виразі

Продовження таблиці 2.25		
	д	 <p>Допуск симетричності не більше 0,1 мм в радіусному виразі</p>
Допуск площинності	е	 <p>Допуск площинності поверхні А не більше 0,06 мм</p>
Допуск прямолінійності	ж	 <p>Допуск прямолінійності поверхні А не більше 0,25 мм на всій довжині і не більше 0,1 мм на довжині 300 мм</p>

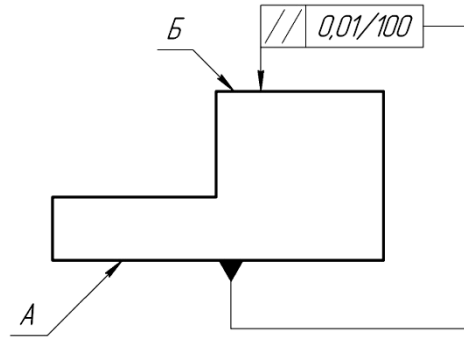
Продовження таблиці 2.25		
Допуск циліндричності	з 	Допуск циліндричності поверхні А не більше 0,01 мм
Допуск круглості	і 	Допуск круглості поверхні А не більше 0,03 мм

Продовження таблиці 2.25		
<p>Допуск циліндричності, круглості</p>	<p>к</p> 	<p>Допуск циліндричності поверхні А не більше 0,01 мм, круглості не більше 0,004 мм</p>
<p>Допуск профілю поздовжнього перерізу циліндричної поверхні</p>	<p>л</p> 	<p>Допуск профілю поздовжнього перерізу поверхні А не більше 0,01 мм</p>

Продовження таблиці 2.25		
Допуск паралельності	М	Допуск паралельності поверхонь А і Б не більше 0,1 мм
	Н	Допуск паралельності на більше 0,1 відносно базової поверхні А

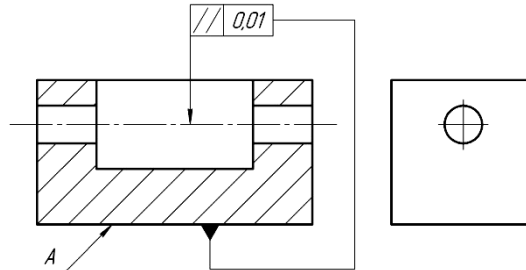
Продовження таблиці 2.25

о



Допуск паралельності поверхні Б відносно поверхні А не більше 0,01 мм на довжині 100 мм

п

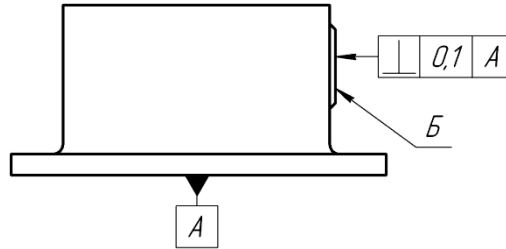


Допуск паралельності спільної осі отворів відносно поверхні А не більше 0,01 мм

Продовження таблиці 2.25

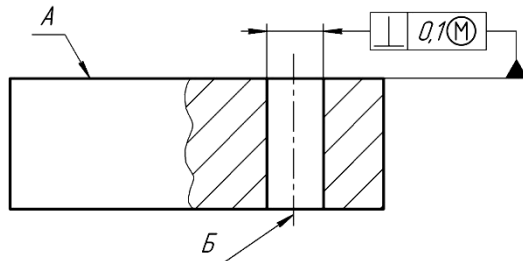
Допуск
перпендикулярності

р

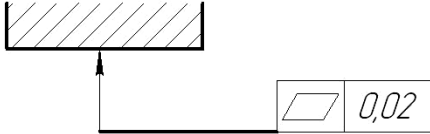
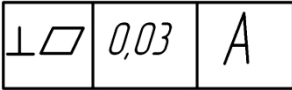


Допуск
перпендикулярності
поверхні Б відносно
бази А не більше 0,01
мм

С



Допуск
перпендикулярності
отвору Б відносно
поверхні А не більше
0,1 мм (допуск
залежний)

Продовження таблиці 2.25		
Допуск площинності	<p>т</p>  <p><i>Вгнутість не допускається</i></p>	Допуск площинності не більше 0,02 мм. Вгнутість не допускається
Допуск перпендикулярності, площинності		Допуск перпендикулярності і площинності не більше 0,03 мм відносно бази А

2.11.10 Числові значення допусків форми і розташування поверхонь

Відповідно до ГОСТ 24643-81 для кожного виду допуску форми і розташування поверхонь встановлено 16 ступенів точності (з 1 до 16, перший – найбільш точний). Числові значення допусків від одного ступеня до другого підвищуються з коефіцієнтом зростання 1,6. В залежності від співвідношення між допуском розміру і допуском форми або розташування встановлені такі рівні відносної геометричної точності:

A – нормальна відносна геометрична точність

$$T_{\phi} \approx 0,6 T, \quad (2.129)$$

де T_{ϕ} – допуск форми або розташування; T – допуск розміру;
B – підвищена відносна геометрична точність

$$T_{\phi} \approx 0,4 T; \quad (2.130)$$

C – висока відносна геометрична точність

$$T_{\phi} \approx 0,25 T. \quad (2.131)$$

Допуски форми циліндричних поверхонь, які відповідають рівням A, B і C, становлять приблизно 30, 20 і 12% від допуску розміру, оскільки допуск форми обмежує відхилення радіуса, а допуск розміру – відхилення діаметра поверхні.

Допуск форми і розташування за деяким виключенням не повинні перевищувати допусків розміру. Тому граничні (допустимі) відхилення форми або розташування вказуються на кресленнях тільки в тому разі, якщо за умовами експлуатації вони повинні бути меншими, ніж допуск на розмір.

2.11.11 Хвилястість поверхонь

Хвилястість поверхні – сукупність періодично повторюваних нерівностей, крок яких перевищує базову довжину. Хвилястість займає проміжне положення між шорсткістю і відхиленням форми поверхонь. Характеризується висотою нерівностей W_z і кроком S_w (рисунок 2.89), які визначаються на довжині дільниці вимірювання:

$$L_w \geq 5 S_w. \quad (2.132)$$

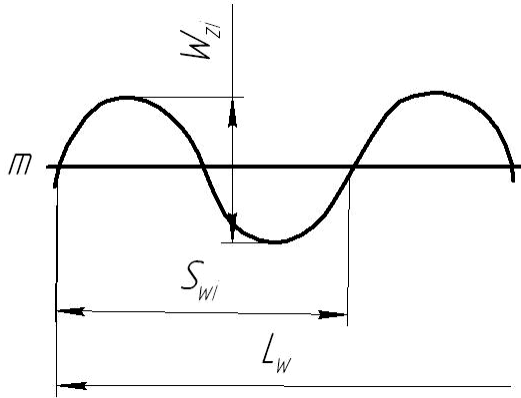


Рисунок 2.89 – Хвилястість поверхні

Числові значення хвилястості поверхонь визначають від однієї бази, за яку приймається середня лінія профілю m , тобто базова лінія, яка має форму номінального профілю і проведена так, що середнє квадратичне відхилення профілю до цієї лінії є мінімальним. Умовно хвилястість може бути визначена по відношенню кроку S_w до висоти нерівностей W_z :

$$1000 \geq \frac{S_w}{W_z} \geq 40 \quad (2.133)$$

Висота хвилястості W_z – середнє арифметичне з п'яти її значень на ділянці вимірювання L_w .

$$W_z = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 W_{z_i}. \quad (2.134)$$

Середній крок хвилястості S_w – середнє арифметичне значення довжин відрізків середньої лінії між одноіменними сторонами хвиль.

$$S_w = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{w_i}. \quad (2.135)$$

Форма хвилястості може бути різною в залежності від причин, які спричиняють хвилястість. Як правило, вона має синусоїдальний характер, що є наслідком коливань у системі верстат – пристосування – інструмент – деталь.

2.11.12 Шорсткість поверхонь

2.11.12.1 Загальні поняття та параметри шорсткості

На обробленій механічним або іншим способом поверхні завжди залишаються сліди впливу на неї у вигляді дрібних виступів або западин, як їх називають – мікронерівностей.

Шорсткістю поверхні згідно з ДСТУ 2413-04 називають сукупність мікронерівностей з відносно малими кроками, що утворюють рельєф поверхні.

Державний стандарт на шорсткість поверхні установлює єдиний підхід до визначення величини шорсткості, основою для якого є профіль шорсткості і його параметри (рисунок 2.90).

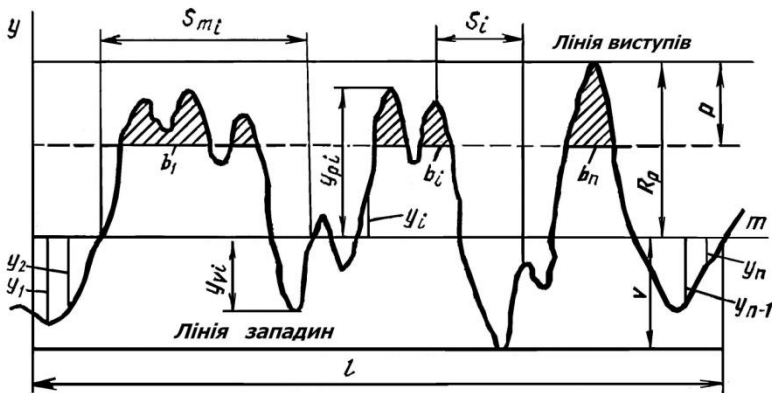


Рисунок 2.90 – Профілограма і основні параметри шорсткості поверхні

Числові значення шорсткості поверхні визначають від однієї бази, за яку прийнята середня лінія, що має форму номінального профілю та ділить реальний профіль так, щоб у межах базової

довжини сума квадратів відхилень профілю від цієї лінії була мінімальною.

Базова довжина l – довжина базової лінії, що використовується для вирівнювання нерівностей, які характеризують шорсткість поверхні.

Шорсткість поверхонь незалежно від матеріалу і способу отримання поверхні можна оцінювати кількісно одним або декількома параметрами, до яких відносяться:

- *середнє арифметичне відхилення профілю Ra* (тобто середнє арифметичне абсолютних значень відхилень профілю в межах базової довжини l)

$$Ra = \frac{1}{l} \int_0^l |y(x)| dx \text{ або } \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|, \quad (2.136)$$

де n – кількість вибраних точок профілю на базовій довжині;

y – відхилення профілю (відстань від будь-якої точки профілю до середньої лінії).

- *висота нерівностей профілю за десятьма точками Rz* (сумою середніх абсолютних значень висот найбільших виступів профілю та глибин п'яти найбільших западин профілю в межах базової довжини)

$$Rz = \frac{1}{5} \left[\sum_{i=1}^5 |y_{p_i}| + \sum_{i=1}^5 |y_{v_i}| \right], \quad (2.137)$$

де y_{p_i} – висота i -го найбільшого виступу профілю;

y_{v_i} – глибина i -ї найбільшої западини профілю.

- *найбільша висота нерівностей профілю R_{max}* (відстань між лінією виступів профілю і лінією западин профілю в межах базової довжини).

Параметри Ra , Rz , R_{max} пов'язані з висотними властивостями нерівностей, вимірюються в мкм.

- *середній крок нерівностей профілю S_m* (середнє значення нерівностей профілю в межах базової довжини)

$$S_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{m_i}, \quad (2.138)$$

де n – кількість кроків у межах базової довжини;

S_{mi} – крок нерівностей профілю S , який дорівнює довжині відрізка середньої лінії, що перетинає профіль у трьох суміжних точках і обмежений двома крайніми точками.

- *середній крок місцевих виступів профілю S* (середнє значення кроку місцевих виступів профілю в межах базової довжини)

$$S = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i, \quad (2.139)$$

де n – кількість кроків нерівностей по вершинах у межах базової довжини;

S_i – крок нерівностей профілю по вершинах.

Опорна довжина профілю η_p (сума довжин відрізків b_i , що відсікаються на заданому рівні P в матеріалі профілю лінією, яка є еквідистантною середній лінії m у межах базової довжини)

$$\eta_p = \sum_{i=1}^n b_i, \quad (2.140)$$

де n – кількість відрізків.

- *відносна опорна довжина профілю t_p* (відношення опорної довжини профілю до базової довжини)

$$t_p = \eta_p / l \cdot 100\%. \quad (2.141)$$

Опорну довжину профілю визначають на рівні перерізу профілю P , тобто на заданій відстані між лінією виступів і лінією, що перетинає профіль еквідистантно лінії виступів профілю. Лінія виступів профілю – лінія, яка є еквідистантною середній лінії і яка проходить через найвищу точку профілю в межах базової довжини.

Значення рівня перерізу профілю P відраховують від лінії виступів і вибирають з ряду: 5; 10; 15; 20; 25; 30; 40; 50; 60; 70; 80; 90 % від R_{max} . Відносна опорна довжина профілю нормована: t_p , % - 10; 15; 20; 25; 30; 40; 50; 60; 70; 80; 90.

2.11.12.2 Вибір параметрів шорсткості

Відносна опорна довжина профілю визначається в тому випадку, коли ставляться підвищені вимоги до опорної поверхні. Наприклад, зносостійкість, контактна жорсткість, міцність посадок з натягом і інші експлуатаційні властивості спряжених поверхонь деталей пов'язані з фактичною площею контакту.

Для визначення опорної площі, яка буде створена в результаті дії робочого навантаження, будують графіки відносної опорної довжини профілю (рисунок 2.91)

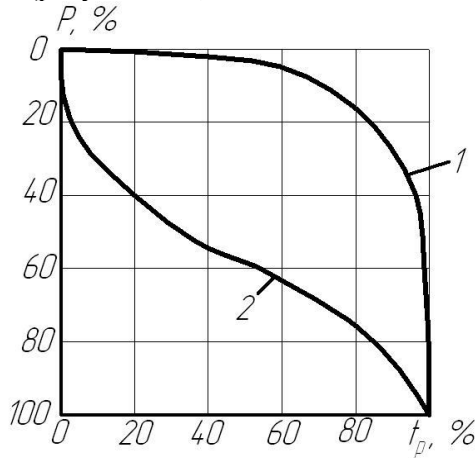


Рисунок 2.91 – Відносна опорна довжина профілю для різних поверхонь: 1 – мірної плитки; 2 – після чистового точіння

При виборі значень t_p слід враховувати, що з його збільшенням значно збільшується трудомісткість виготовлення деталей.

При виборі параметрів шорсткості можна користуватися такими рекомендаціями:

- величину параметрів шорсткості поверхонь задають виходячи з експлуатаційного призначення деталей; більш жорсткі параметри призначаються для деталей відповідальних спряжень. Для невідповідальних поверхонь шорсткість визначається вимогами технічної естетики, корозійної стійкості та технологією виготовлення;

- в основному шорсткість поверхонь обумовлена технологією виготовлення, яка, в свою чергу, вибирається в залежності від заданої

точності розмірів. Наприклад, точність за 6 квалітетом можна отримати алмазним точінням, чистовим шліфуванням, протягуванням і інш. У цих випадках отримується шорсткість з $Ra \approx 2,5-0,32$ мкм;

- наприкінці при призначенні величини Rz можна користуватися наступним співвідношенням між висотою мікронерівностей і допуском розміру T :

для квалітетів з 5 до 10 – $Rz \leq 0,25T$;

для квалітетів грубіше 10 – $Rz \leq 0,125T$.

Допустимі значення параметрів Ra і Rz в залежності від допуску розміру T з урахуванням рівня відносної геометричної точності можуть бути установлені виходячи з умов, які указані в таблиці 2.26.

Таблиця 2.26 – Умови призначення параметрів шорсткості Ra і Rz

Рівень відносної геометричної точності (T_ϕ/T)	Ra/T	Rz/T
	не більше	
A (60%)	0,050	0,20
B (40%)	0,025	0,10
C (25%)	0,012	0,05

- на спряжувані поверхні повинна призначатися, по можливості, однакова величина параметрів шорсткості;

- поверхні, які труться, повинні бути тим чистішими, чим вища відносна швидкість перміщення або більше питома навантаження на них. Для таких поверхонь призначають допустимі значення Ra або Rz , R_{max} і t_p ;

- для деталей спряжень з посадками з натягом слід призначити низьку шорсткість, щоб вилучити вплив мікронерівностей на міцність посадок;

- при виборі параметрів Ra і Rz перевагу слід віддавати параметру Ra , оскільки він дає більш повну оцінку шорсткості, в той час як при визначенні Rz вимірюється тільки відстань між вершинами і западинами нерівностей.

2.11.12.3 Позначення шорсткості поверхні

Шорсткість поверхонь позначається відповідно до ГОСТ 2.309-73 з урахуванням змін.

На кресленнях для позначення шорсткості поверхні використовують такі умовні знаки:

✓ – указує на те, що метод обробки поверхні кресленням не визначається (наприклад, $\sqrt{Ra\ 0,4}$, $\sqrt{Rz\ 50}$); ∇ – указує на те, що поверхня повинна бути утворена видаленням шару матеріалу, наприклад, точінням, фрезеруванням, шліфуванням і інш. Вид обробки може бути заданий текстом, тоді він пишеться на поличці знака; √ – указує на те, що поверхня може бути отримана без видалення шару матеріалу (литвом, ковкою, об'ємним штампуванням, прокаткою і інш.).

Структура позначення шорсткості поверхні наведена на рисунку 2.92

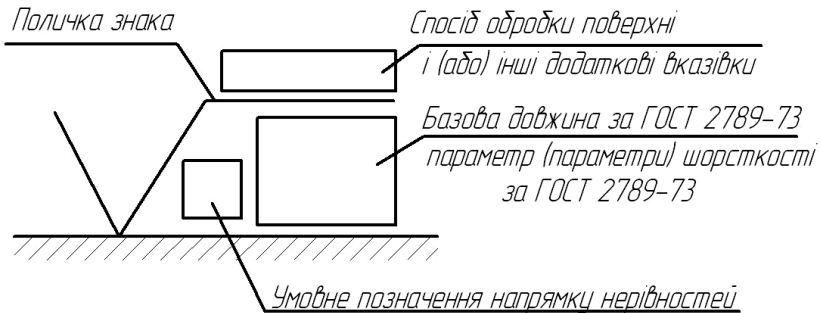
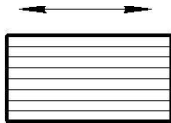

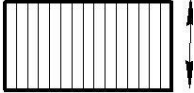

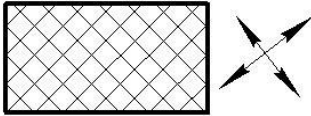
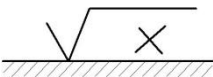
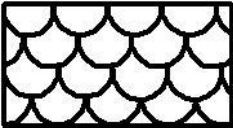
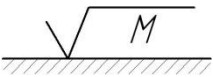
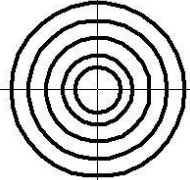

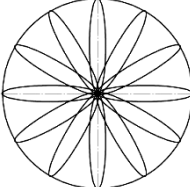

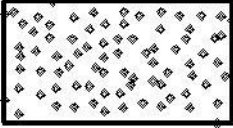
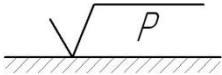


Рисунок 2.92 – Структура позначення шорсткості поверхні

Умовні позначення напрямків нерівностей мають відповідати наведеним у таблиці 2.27.

Таблиця 2.27 – Типи напрямків нерівностей поверхонь та їх умовне позначення на кресленнях

Тип напрямку нерівностей	Схематичне зображення	Позначення
Паралельне		
Перпендикулярне		
Перехрещувана		
Довільне		
Кругоподібне		
Радіальне		
Точкове		

При зазначенні двох або більше параметрів шорсткості в позначенні записують значення параметрів зверху до низу в наступному порядку: параметр (параметри) висоти нерівностей профіля, мм; параметр кроку нерівностей профілю, мм; відносна опорна довжина профіля, % (рисунок 2.93). Показуючи діапазон значень параметра шорсткості поверхні наводять межі значень параметра, розташовуючи їх у два рядки. У верхньому рядку наводять значення параметра, що відповідає більш грубій шорсткості, наприклад:

Ra 0,8	Rz 0,10	t_{50} 50
0,4	0,05	70

При показанні номінального значення шорсткості поверхні в позначенні шорсткості наводять це значення з граничними відхиленнями за ГОСТ 2789-73, наприклад: Rz 80 $_{-10\%}$; t_{50} 60 $\pm 20\%$ і інш.

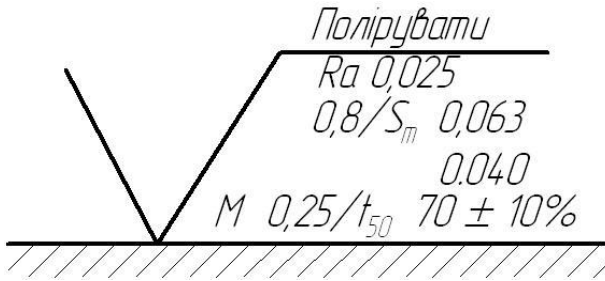


Рисунок 2.93 – Приклад позначення шорсткості поверхні

У прикладі позначення шорсткості поверхні (рисунок 2.93) показано: обробити поверхню слід поліруванням (показують тільки в тому випадку, якщо він є єдиним застосованим для одержання потрібної якості поверхні); середнє арифметичне відхилення профілю $Ra = 0,025$ мкм; середній шаг нерівностей $S_m = (0,063-0,040)$ мм; на базовій довжині $l = 0,8$ мм; відносна опорна довжина профілю $t_p = (76-64)\%$ при рівні перерізу $P = 50\%$ на базовій довжині $l = 0,25$ мм; напрямок нерівностей – довільний.

Допускається використовувати спрощене позначення шорсткості поверхонь з роз'ясненням його в технічних вимогах (рисунок 2.94).

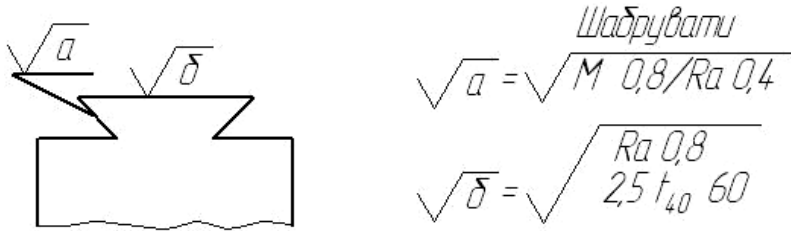


Рисунок 2.94 – Спрощене позначення шорсткості поверхні

У випадках, коли мало місця, допускається розташовувати позначення шорсткості на розмірних лініях або на їх продовженнях, на рамці допуску форми, а також розривати розмірну лінію (рисунок 2.95).

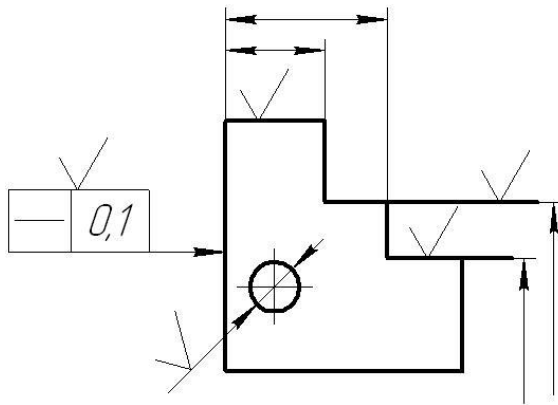


Рисунок 2.95 – Позначення шорсткості на розмірних лініях, їх продовженнях або рамках допуску форми

Позначення шорсткості поверхонь, у яких знак має полицю, розташовують відносно основного надпису креслення таким чином, щоб знак знаходився перпендикулярно лінії-виноски, а в заштрихованій зоні позначення наносять тільки на полиці лінії-виноски (рисунок 2.96).

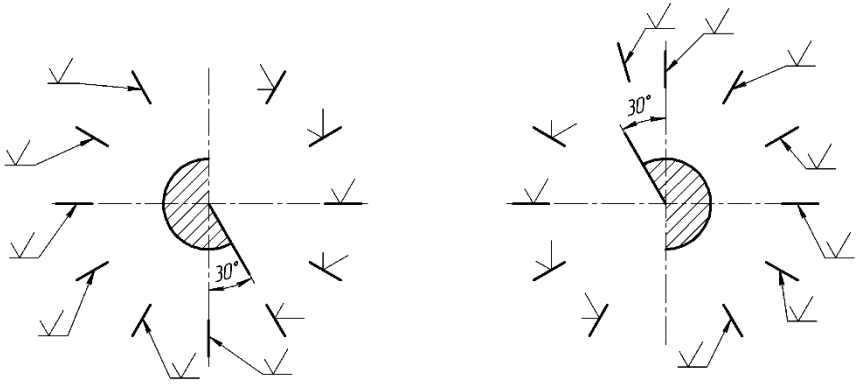


Рисунок 2.96 – Позначення шорсткості поверхні відносно основного надпису креслення

Якщо для всіх поверхонь деталі шорсткість однакова, то позначення розташовують у правому верхньому куті креслення, а на зображенні не наносять (рисунок 2.97, а). У випадках, коли шорсткість поверхні однакова для частини поверхонь деталі, то в правому верхньому куті розташовують знак \sqrt{Rz} (рисунок 2.97, б). Розміри знака, взятого в дужки, мають бути однаковими з розмірами знаків, нанесених на зображенні. У разі, коли шорсткість поверхонь, що утворюють контур, однакова, позначення наносять один раз (рисунок 2.97, в). Діаметр допоміжного знака ϕ повинен бути 4-5 мм.

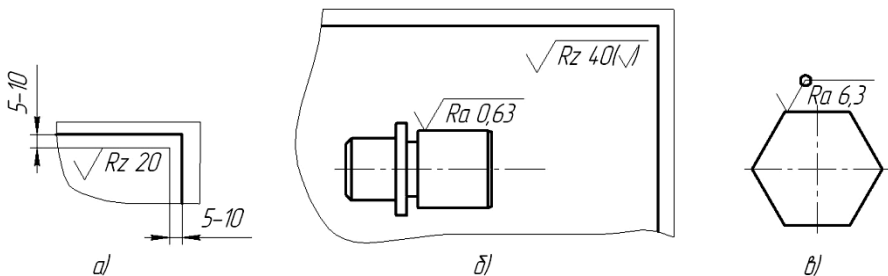


Рисунок 2.97 – Позначення однакової шорсткості

2.11.12.4 Методи та засоби контролю шорсткості поверхонь

Контроль шорсткості поверхонь можна проводити візуальним методом і за допомогою приладів. Найбільш простий – візуальний, при якому шорсткість поверхні порівнюють з еталонами шорсткості. До еталона шорсткості ставляться вимоги:

- еталон повинен бути виготовлений з того ж матеріалу, що й контрольована поверхня;
- форма еталона повинна відповідати формі обробленої поверхні;
- еталон виготовляється тим же способом, що і контрольована поверхня (шліфуванням, фрезеруванням, точінням і інш).

Контроль шорсткості поверхонь за допомогою приладів може виконуватися контактним і безконтактним (оптичним) методами. До першого слід віднести шупові засоби вимірювання – профілометри і профілографи-профілометри (таблиця 2.28).

Прилади для контролю шорсткості моделей 170621, 170622, 170623 призначені для вимірювання шорсткості і профілю поверхонь, переріз яких у площині вимірювання являє собою пряму лінію (твірні циліндричних поверхонь, отвори, плоскі поверхні). В моделях 170621, 170622 електронний блок виконано у вигляді окремого модуля, який має клавіатуру керування профілометром, цифрове табло для виведення результатів вимірювання. В моделі 170623 електронний блок виконаний у вигляді плати, яку вмонтовано в комп'ютер. Керування профілометром здійснюється з клавіатури комп'ютера за допомогою програмного забезпечення, яке дозволяє виконувати розрахунок параметрів шорсткості і аналізувати профілограму вимірюваного профілю.

Прилад HOMMEL nanoscan 855 призначений для контролю шорсткості на прямолінійних, криволінійних і похилих поверхнях. Вимірювальна система має розрізнення 0,6 нанометрів в діапазоні до 24 мм і забезпечує високу швидкість вимірювання в ЧПК режимі.

Таблиця 2.28 – Характеристики приладів для контролю шорсткості контактним методом

Тип приладу		Контрольовані параметри	Границі вимірювання	Базова довжина
Профілограф-профілометр мод. 201	Профілометр	Ra	8,0-0,02 мкм	0,08; 0,25; 0,8; 25
	Профілограф	Ra	20-0,08 мкм	Увесь ряд
		$Rz; R_{max}$	100-0,025 мкм	
		S, S_m	12,5-0,003 мкм	
		t_p	90-10%	
Профілограф-профілометр мод. 252	Профілометр	Ra	100-0,02 мкм	0,08; 0,25; 0,8; 2,5
		R_{max}	200-0,1 мкм	
		S_m	12,5-0,03 мкм	
		t_p	100-0%	
	Профілограф	Ra	60-0,05 мкм	Увесь ряд
		$Rz; R_{max}$	250-0,02 мкм	
		S, S_m	12,5-0,003 мкм	
		t_p	100-0%	
Профілометр мод. 253		Ra	2,5-0,04 мкм	0,25; 0,8; 2,5
Профілометр мод. 283		Ra	10-0,02 мкм	0,25; 0,8

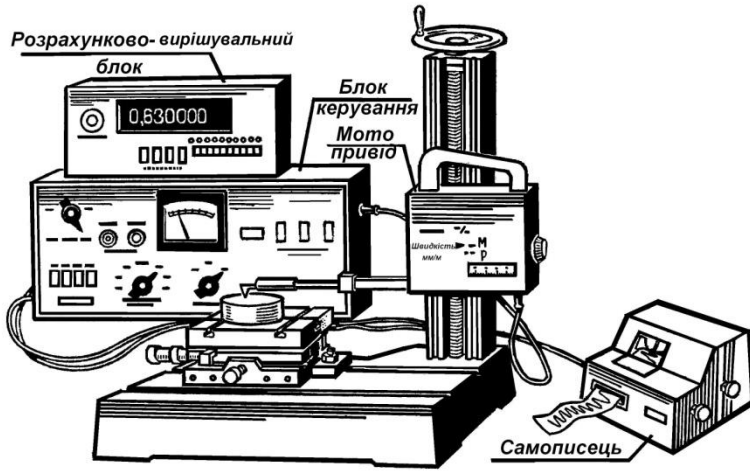
Продовження таблиці 2.28			
Портативний профілограф-профілометр мод. 296	Ra	10-0,02 мкм	0,25; 0,8; 2,5
Профілографи-профілометри мод. 170621; 170622; 170623 (ТУ 034.5748542. 02-04)	Ra	50-0,012 мкм	Увесь ряд
	$Rz; R_{max}$	50-0,025 мкм	
	S, S_m	100-0,1 мкм	
	t_p	100-0%	
HOMMEL nanoscan 855	Ra, Rz	10-0,01 мкм	0,25; 0,8
HOMMEL TESTER W55, HOMMEL TESTER T8000	Ra	Діапазон вимірювання/роз різнення ±8 мкм/1 нм ±800 мкм/100 нм	Увесь ряд
	$Rz; R_{max}$		
	S, S_m		
	t_p		
HOMMEL TESTER T500	Ra	Діапазон вимірювання/роз різнення ±20 мкм/10 нм +40... -120 мкм/40 нм	0,25; 0,8; 2,5
	$Rz; R_{max}$		
	S, S_m		

Прилади HOMMEL TESTER W55, T500, T800 мають широкі можливості при вимірюванні параметрів шорсткості поверхонь завдяки великому набору опорних і безопорних щупів. Дозволяють виконувати одночасно вимірювання, розрахунок параметрів шорсткості та аналіз профілю поверхні. Можуть використовуватись як в умовах виробництва, так і в лабораторії.

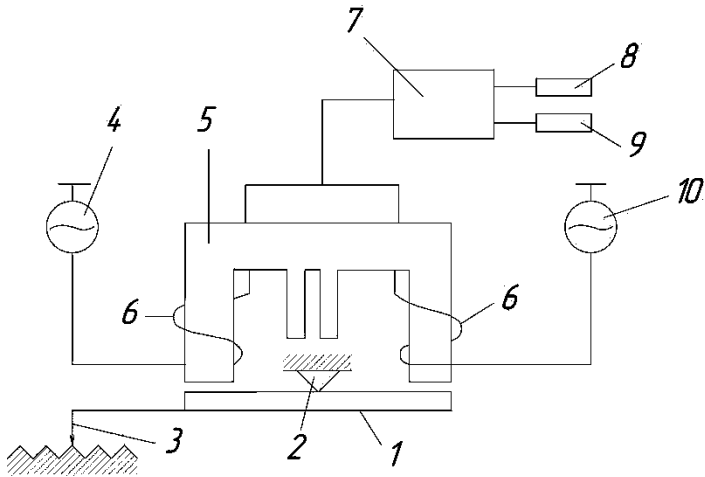
Профілографи-профілометри працюють за принципом сканування поверхонь, коли коливання голки (щупа), закріпленої в датчику, перетворюються в коливання напруги струму. Загальний вигляд і принципова схема такого приладу показані на рисунок 2.96.

У приладі (рисунок 2.98, б) алмазна голка 3 закріплена на якорі 1 вимірювального перетворювача. При переміщенні перетворювача відносно досліджуваної поверхні голка і якір коливаються на опорі 2 відносно Ш-подібного осердя 5, на якому закріплено дві котушки 6 перетворювача. Котушки включені в мостову схему, яка живиться від стабілізованого генератора 4. При коливаннях якоря змінюються повітряні зазори між якорем і осердям, індуктивності котушок і відповідно вихідна напруга мостової схеми. Вихідні сигнали з мостової схеми, амплітуда яких пропорційна висоті мікронерівностей, поступають на блок керування і розрахунково вирішувальний блок, а потім на самописець. Самописець використовують для запису профілограми профілю поверхні.

Безконтактний (оптичний) метод вимірювання шорсткості поверхонь ґрунтується на визначенні параметрів проекції світлового перерізу досліджуваної поверхні за допомогою нахилено-напрявленого до неї світлового пучка. Цей метод реалізується в таких типах (ГОСТ 9847-79) оптичних приладів: ПТС – прилад тіньового перерізу, який призначено для вимірювання шорсткості грубо оброблених поверхонь; ПСС – прилад світлового перерізу (подвійний мікроскоп); МОМ – мікроскоп однооб'єктивний муаровий, який працює за принципом вимірювання викривлення муарових смуг, викликаних нерівностями поверхні; МП – мікроскоп інтерференційний, який використовує при вимірюванні двопроменевої інтерференцію світла; МПІ – мікроскоп-профілометр, дія якого ґрунтується на інтерференції світла з утворенням смуг рівного хроматичного порядку. Перелічені прилади призначені для визначення трьох параметрів шорсткості: R_z , R_{max} , S в площині, яка є нормальною до напрямку нерівностей поверхні.



а)



б)

а – загальний вигляд; б – принципова схема

Рисунок 2.98 – Профілограф-профілометр

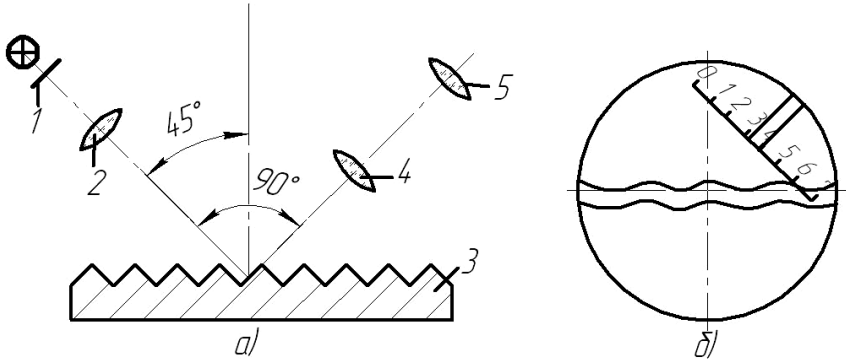
Достатньо широко використовуються прилади світлового перерізу типу МИС – 11, ПСС-2, мікроінтерферометри, імерсійно-реплікові мікроінтерферометри МП 10, МП 4, МП 9, МП 11, МП 12, растрові вимірювальні мікроскопи типу ОРІМ – 1 і інш., основні характеристики деяких з них наведено в таблиці 2.29.

Таблиця 2.29 – Характеристики приладів для контролю шорсткості безконтактним методом

Тип приладу		Контрольовані параметри	Границі вимірювання	Базова довжина, мм
Прилади світлового перерізу	ПСС-2 (МИС-11)	R_z, R_{max}	40-0,8 мкм	2,5; 0,8;
		S, S_m	2,5-0,002 мкм	0,25; 0,08; 0,03; 0,01
ОРІМ - 1		R_z, R_{max}	40-0,4 мкм	2,5; 0,8;
		S, S_m	2,5-0,002 мм	0,25; 0,08; 0,03; 0,01
ПТС – 1		R_z, R_{max}	320-40 мкм	8; 2,5; 0,8;
		S, S_m	6,3-0,02 мм	0,25
Мікро інтерферометр МП - 4		R_z, R_{max}	0,8-0,1 мкм	0,25; 0,08;
		S, S_m	0,25-0,02 мм	0,03; 0,01

У приладах типу ПСС-2 і МИС-11 (рисунок 2.99, а) світловий промінь проходить через діафрагму 1 з вузькою щілиною і конденсор 2, і проектує світлову смужечку поверхні 3 об'єктивом 4 у фокальну площину окуляра 5. Висоту мікронерівностей вимірюють за допомогою окуляр-мікрометра (рисунок 2.99, б).

В мікроінтерферометрах типу МП-4, який за своєю оптичною схемою являє собою поєднання інтерферометра Майкелсона з мікроскопом, світловий промінь відбивається одночасно від досліджуваної поверхні і еталонного дзеркала (рисунок 2.100).



а – оптична схема; б – поле зору

Рисунок 2.99 – Подвійний мікроскоп

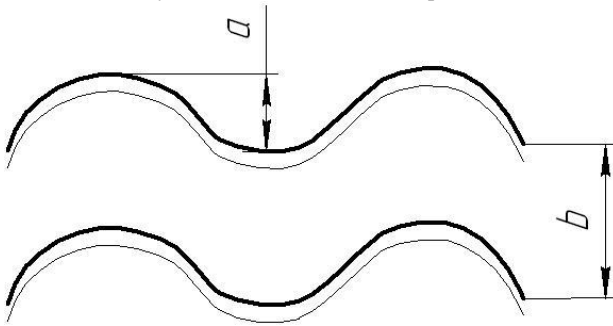


Рисунок 2.100 – Схема зображення в полі зору окуляра мікроінтерферометра

Висота нерівностей (Rz) визначається з залежності:

$$Rz = \frac{\lambda}{2} \frac{a}{b} = 0.275 \frac{a}{b}, \quad (2.142)$$

де $\lambda = 0,550$ мкм – довжина світлової хвилі;

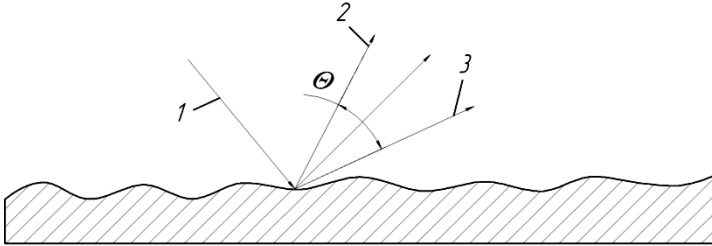
a – величина викривлення інтерференційної смуги;

b – ширина інтервалу смуг.

В растрових вимірювальних мікроскопах типу ОРІМ – вимірюється викривлення муарових смуг, яка викликана

нерівностями поверхні. Викривлення смуг вимірюють окулярним мікрометром або на екрані. Похибка не вища 5%.

Для високошвидкісного вимірювання шорсткості розроблено прилади, які працюють за принципом визначення інтенсивності розсіювання електромагнітних хвиль при відбитті їх від досліджуваної поверхні (рисунок 2.101), а також розсіюванні світлових хвиль. Такі прилади дозволяють контролювати параметр шорсткості поверхні Ra в межах від 0,05 до 0,5 мкм.



1 – пучок хвиль, який падає на досліджувану поверхню; 2- дзеркальне відображення пучка; 3 – розсіяне випромінювання; Θ – кут розсіювання електромагнітних хвиль

Рисунок 2.101 – Схема визначення розсіювання електромагнітних хвиль

Контрольні питання до розділу 2.11

1. Що називається номінальною, реальною, базовою і прилеглою поверхнями?
2. Назвіть порядки відхилень геометричних параметрів.
3. Які показники характеризують відхилення форми циліндричних поверхонь в поздовжньому перерізі?
4. Які показники характеризують відхилення форми циліндричних поверхонь в поперечному перерізі?
5. Які показники характеризують відхилення форми плоских поверхонь?
6. Наведіть приклади відхилення розташування поверхонь.
7. Які відхилення називають сумарними?
8. Як позначаються на кресленнях допуски форми та розташування поверхонь деталей? Наведіть приклади.
9. Назвіть основні параметри шорсткості поверхонь.
10. Як позначаються параметри шорсткості поверхонь на кресленні?

2.12 Розрахунок допусків розмірів, що входять у розмірний ланцюг

Для забезпечення нормального функціонування машини або іншого виробу необхідно, щоб складові їх деталі і поверхні займали одне відносно одного чітко визначене, відповідне службовому призначенню положення. При розрахунку точності відносно положення деталей та їх поверхонь враховують взаємозв'язок розмірів деталей у виробі. Це необхідно для правильної побудови технологічного процесу обробки деталі, правильного складання деталей у вузлах і машинах.

Визначення правильного співвідношення граничних взаємопов'язаних розмірів називають розмірним аналізом, для визначення якого будують розмірні ланцюги.

Розмірним ланцюгом називається сукупність розмірів, які створюють замкнутий контур і визначають взаємне розташування поверхонь, осей деталей або деталей у складальній одиниці.

Розміри, які створюють розмірний ланцюг, називають *ланками*. Кожен розмірний ланцюг складається із замикаючої і складових ланок. Замикаюча ланка розмірного ланцюга позначається буквою, присвоєною ланкам даного розмірного ланцюга з індексом Δ , або O , або Σ .

Ланка, яка виходить останньою після збирання вузла або обробки деталі і сприймає відхилення всіх останніх ланок називається *замикаючою* (A_{Δ} , рисунок 2.102). Ця ланка, як правило, безпосередньо не виконується, а являє собою результат виконання всіх ланок. Усі останні ланки називаються *складовими*.

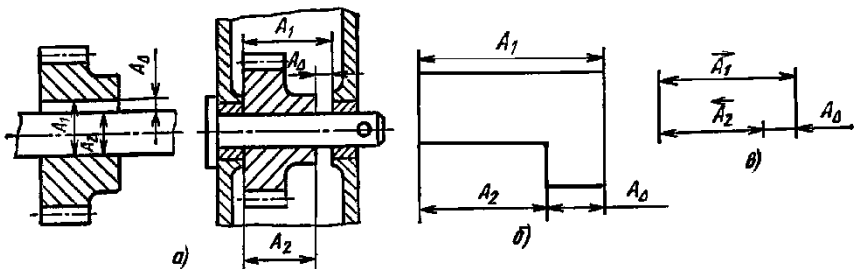


Рисунок 2.102 – Схеми розмірних ланцюгів

Замикаючий розмір A_d у триланковому ланцюзі (рисунок 2.102) залежить від розміру A_1 , який називається *збільшувальним* (розмір із збільшенням якого збільшується розмір замикаючої ланки), і розміру A_2 , названого *зменшувальним* (розмір зі збільшенням якого зменшується розмір замикаючої ланки). Замикаюча ланка може бути додатньою, від'ємною або рівною нулю. Розмірний ланцюг можна умовно змальовувати у вигляді схеми (рисунок 2.102 б, в). За схемою зручно виявляти збільшувальні і зменшувальні ланки. Над буквеними позначеннями ланок прийнято показувати стрілку, направлену вправо, для збільшувальних ланок і вліво — для зменшувальних.

2.12.1 Класифікація розмірних ланцюгів

Розмірні ланцюги розрізняють:

1. Залежності від призначення:

конструкторські:

подетальні – визначають розташування осей і поверхонь однієї деталі;

складальні – визначають розташування осей і поверхонь декількох деталей у вузлі;

технологічні – визначають зв'язок розмірів оброблюваної деталі під час виконання технологічного процесу або розмірів системи верстат-приспособування-інструмент-деталь (ВПІД);

вимірювальні (ланками ланцюга є розміри системи – вимірювальний засіб – вимірювана деталь).

2. За взаємним розташуванням ланок:

площинні – всі ланки розташовуються в одній або декількох паралельних площинах;

просторові – ланки ланцюга не є паралельними одне одному і розташовані в непаралельних площинах.

3. Залежно від характеру розташування розмірів:

лінійні – ланками є лінійні розміри;

кутові – ланками є кутові розміри.

При аналізі точності електричних і електронних елементів машин і приладів використовують ланцюги, ланками яких є значення опорів, ємності, індуктивності, сили струму, напруги та інших фізичних параметрів.

При розмірному аналізі можуть зустрічатися взаємозв'язані розмірні ланцюги зі спільними ланками або базами, а також ланцюги,

в яких *початковою* ланкою є (ланка розмірного ланцюга, номінальний розмір і граничні відхилення якої визначають функціонування механізму і повинні бути забезпечені в результаті розрахунку розмірного ланцюга) одна зі складових ланок основного ланцюга. У останньому випадку ланцюги називають *похідними*.

Розрахунок і аналіз розмірних ланцюгів дозволяє: встановити кількісний зв'язок між розмірами деталей машини і уточнити номінальні значення і допуски взаємозв'язаних розмірів, виходячи з експлуатаційних вимог і економічної точності обробки деталей і збирання машини; визначити найбільш рентабельний вигляд взаємозамінності (повна або неповна); добитися найбільш правильного проставлення розмірів на робочих кресленнях; визначити операційні допуски і перерахувати конструктивні розміри на технологічні (в разі неспівпадання технологічних баз з конструктивними).

Розрахунок розмірних ланцюгів і їх аналіз — обов'язковий етап конструювання машин, що сприяє підвищенню якості, забезпеченню взаємозамінності і зниженню трудомісткості їх виготовлення. *Суть розрахунку розмірного ланцюга* полягає у встановленні допусків і граничних відхилень всіх її ланок, виходячи з вимог конструкції і технології. При цьому розрізняють дві задачі — *пряму і обернену*.

Розв'язання *прямой* задачі зводиться до визначення допуску і граничних відхилень складових ланок за відомим допуском і граничним відхиленням замикаючої ланки (застосовується при проектному розрахунку розмірного ланцюга).

Розв'язання *оберненої* задачі полягає у визначенні номінального розміру, граничних відхилень і допуску замикаючої ланки за заданими номінальними розмірами і граничними відхиленнями складових ланок (перевірочний розрахунок).

Пряма і обернена задачі можуть розв'язуватись в умовах:

1. *Повної* взаємозамінності (при впровадженні результатів розрахунку забезпечується повна взаємозамінність) за методом *максимуму-мінімуму*, при якому враховуються граничні відхилення складових ланок.

2. В умовах *неповної* (обмеженої) взаємозамінності методами:

- теоретико-імовірностним;
- групової взаємозамінності;

- припасовування;
- регулювання.

2.12.2 Послідовність розрахунку розмірних ланцюгів

Пряма задача

1. Формулюється завдання і встановлюється замикаюча ланка.
2. Виходячи з поставленого завдання, встановлюють номінальний розмір, координату середини поля допуску E_{CA_A} , допуск TA_A або граничні відхилення замикаючої ланки (ESA_A – верхнє, EIA_A – нижнє).
3. Виявляють складові ланки і будують схему розмірного ланцюга, складають його рівняння.
4. Розраховують номінальні розміри всіх ланок.
5. Вибирають метод досягнення необхідної точності замикаючої ланки, економічний у даних виробничих умовах, з урахуванням середньої величини допуску.
6. Розраховують і встановлюють допуски, координати середини полів допусків і граничні відхилення:
 - а) при методі повної взаємозамінності:
 - на основі техніко-економічних міркувань установлюють допуск на розмір кожної зі складових ланок;
 - перевіряють правильність установлених допусків;
 - встановлюють координати середини полів допусків складових ланок за винятком одного, для якого координата середини поля допуску розраховується вирішенням рівняння з одним невідомим;
 - розраховують верхнє і нижнє граничні відхилення.
 - б) при методі неповної взаємозамінності:
 - з економічних міркувань приймають допустимий відсоток ризику;
 - вибирають пропоновані закони розподілу кожної з ланок, виходячи з особливостей технологічного процесу обробки деталі, і відповідні їм відносні середньоквадратичні відхилення;
 - на основі техніко-економічних міркувань встановлюють допуск на розмір кожної складальної ланки;
 - перевіряють правильність встановлених допусків;

- встановлюють координати середини полів допусків для $(m-2)$ складальних ланок, координату якої не вистачає, визначають розрахунком;

- розраховують граничні відхилення;

в) при методі групової взаємозамінності:

- за техніко-економічними міркуваннями встановлюють «виробничий» допуск замикаючої ланки ($T'A_{\Delta} > TA_{\Delta}$)

$$T'A_{\Delta} = nT_{\Delta\Delta} \quad (2.143)$$

де n – число груп, на які будуть розсортовані складові ланки

- розраховують виробничі допуски T'_{A_i} на розмір кожної ланки з дотриманням умови

$$\sum_{i=1}^k \vec{T}'_{A_i} = \sum_{k+1}^{m-1} \vec{T}'_{A_i} \quad (2.144)$$

- розраховують координати середин полів допусків ланок у кожній з груп;

г) при методі пригону:

- вибирають компенсуючу ланку;

- встановлюють економічні, в даних виробничих умовах допуски на розміри всіх складових ланок і координати середини полів допусків;

- визначають виробничий допуск;

- розраховують найбільшу можливу компенсацію;

- розраховують величину поправки;

- вносять поправку в координату середини поля допуску компенсуючої ланки;

д) при методі регулювання:

- вибирають компенсуючу ланку, яка конструктивно може бути оформлена у вигляді нерухомого або рухомого компенсатора;

при використанні нерухомого компенсатора:

- встановлюють допуски на розміри всіх ланок економічно прийнятних у даних умовах і визначають виробничий допуск замикаючої ланки;

- розраховують найбільшу можливу компенсацію;

- розраховують число ступенів нерухомих компенсаторів;

- розраховують координати середин полів допусків;
- розраховують розміри нерухомих компенсаторів;
- розраховують кількість нерухомих компенсаторів кожного ступеня.

Обернена задача.

1. Ставиться і чітко формулюється завдання.
2. Розраховується номінальне значення розміру замикаючої ланки.
3. Розраховують:
 - а) при теоретичних розрахунках:
 - координати середини поля допуску замикаючої ланки;
 - величину поля допуску замикаючої ланки і його граничні відхилення;
 - при розрахунках на підставі теорії імовірності розраховують можливий ризик виходу розміру замикаючої ланки за межі заданого допуску;
 - при розрахунках, виходячи з фактичних даних, визначають поля розсіювання, координати їх середин (центрів групування) і, якщо необхідно, будують криву розсіювання для всіх ланок;
 - визначають відносні середньоквадратичні відхилення і коефіцієнти асиметрії кривої розсіювання кожної зі складових ланок;
 - розраховують поле розсіювання замикаючої ланки;
 - у разі потреби розраховують координату центру групування розмірів замикаючої ланки;
 - при необхідності розраховують можливий вихід відхилень замикаючої ланки за межі його поля допуску.

2.12.3 Метод повної взаємозамінності

Щоб забезпечити повну взаємозамінність, розмірні ланцюги розраховують методом максимуму-мінімуму, при якому допуск замикаючого розміру визначають арифметичним складанням допусків складових розмірів. Метод розрахунку на максимум-мінімум, що враховує лише граничні відхилення ланок розмірного ланцюга і найгірші їх поєднання, забезпечує задану точність збірки без підгонки (підбору) деталей.

Розглянемо розрахунок розмірних ланцюгів на прикладах.

Обернена задача.

Завдання 1. У деталях (рисунок 2.103, а) спочатку обробляють базову площину 1; потім за настроюванням від цієї бази — площину 2 за розміром $A_2 = 28 \pm 0,14$ мм і площину 3 за розміром $A_1 = 60 \pm 0,2$ мм. Розмірний ланцюг показаний на рисунку 2.103, б.

Визначення номінального розміру замикаючої ланки. У технологічному лінійному розмірному ланцюзі розмір A_Δ є замикаючим; він залежить від збільшувального розміру A_1 і зменшувального A_2 :

$$A_\Delta = A_1 - A_2 = 60 - 28 = 32 \text{ мм.}$$

У загальному випадку при n збільшувальних і p зменшувальних розмірах номінальний розмір замикаючої ланки лінійного розмірного ланцюга можна визначити за формулою:

$$A_\Delta = \sum_{i=1}^n A_{j_{y\phi}} - \sum_{j=1}^p A_{j_{y\mu}}, \quad (2.145)$$

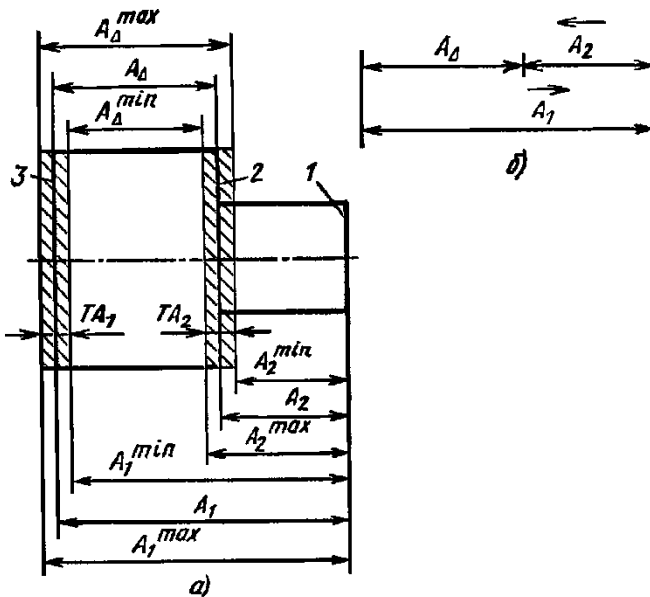


Рисунок 2.103 – Триланковий розмірний ланцюг

Це рівняння справедливе і в разі, коли замість номінальних взяті значення відповідних дійсних розмірів.

Нагадаємо, що деталь за замикаючим розміром не обробляють — він виходить у результаті обробки деталі за іншими, пов'язаними з ним розмірами. У складальних розмірних ланцюгах замикаючий розмір визначається послідовністю збирання.

Визначення граничних розмірів замикаючої ланки. Складові розміри ланцюга можуть мінятися у встановлених допусках межах. При поєднанні найбільших збільшувальних і найменших зменшувальних складових розмірів замикаючий розмір має найбільше значення (рисунок 2.103, а), при поєднанні найменших збільшувальних і найбільших зменшувальних складових розмірів — найменше значення:

$$A_{\Delta}^{\max} = \sum_{i=1}^n A_{j_{зб}}^{\max} - \sum_{j=1}^p A_{i_{зм}}^{\min}; \quad (2.146)$$

$$A_{\Delta}^{\min} = \sum_{i=1}^n A_{j_{уб}}^{\min} - \sum_{j=1}^p A_{i_{ум}}^{\max}. \quad (2.147)$$

За формулами (2.145) і (2.146) визначимо граничні розміри замикаючої ланки для прикладу, показаного на рисунку 2.103:

$$A_{\Delta}^{\max} = 60,2 - 27,86 = 32,34 \text{ мм};$$

$$A_{\Delta}^{\min} = 59,80 - 28,14 = 31,66 \text{ мм}.$$

Виразимо найбільший граничний розмір у вигляді алгебраїчної суми номінального розміру і верхнього відхилення, а найменший граничний розмір — у вигляді алгебраїчної суми номінального розміру і нижнього відхилення. Тоді, перетворивши рівняння (2.145) і (2.146), отримасмо

$$A_{\Delta} + Es(A_{\Delta}) = \sum_{i=1}^n [A_j + Es(A_j)]_{зб} - \sum_{j=1}^p [A_j + Ei(A_j)]_{зм}; \quad (2.148)$$

$$A_{\Delta} + Ei(A_{\Delta}) = \sum_{i=1}^n [A_j + Ei(A_j)]_{зб} - \sum_{j=1}^p [A_j + Es(A_j)]_{зм}. \quad (2.149)$$

Розмір A_{Δ} можна визначити за формулою (2.144). Віднявши почленно з рівнянь (2.147) і (2.148) рівняння (2.144), отримаємо рівняння для визначення відповідно верхнього і нижнього відхилень замикаючої ланки:

$$Es(A_{\Delta}) = \sum_{i=1}^n Es(A_j)_{зб} - \sum_{j=1}^p Ei(A_j)_{зм}; \quad (2.150)$$

$$Ei(A_{\Delta}) = \sum_{i=1}^n Ei(A_j)_{зб} - \sum_{j=1}^p Es(A_j)_{зм}. \quad (2.151)$$

За формулами (2.149) і (2.150) знайдемо відхилення замикаючої ланки розмірного ланцюга, змальованого на рисунку 2.103:

$$Es(A_{\Delta}) = 0,2 - (-0,14) = 0,34 \text{ мм};$$

$$Ei(A_{\Delta}) = -0,2 - (+0,14) = -0,34 \text{ мм}.$$

Таким чином, замикаючий розмір $A_{\Delta} = 32 \pm 0,34$.

Оскільки різниця між найбільшим і найменшим граничними розмірами, а також різниця між $Es(A_{\Delta})$ та $Ei(A_{\Delta})$ є допуск, віднімемо почленно рівність (2.146) з рівності (2.145) або рівність 2.149 з рівності. Тоді отримаємо:

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^n TA_{j зб} + \sum_{j=1}^p TA_{j зм}. \quad (2.152)$$

Якщо прийняти спільне число ланок в ланцюзі рівним m , а спільне число складальних ланок $m - l = n + p$, то

$$TA_{\Delta} = \sum_{j=1}^{m-1} TA_j, \quad (2.153)$$

тобто допуск замикаючого розміру дорівнює сумі допусків складових розмірів. Наприклад, при $TA_1 = 0,40$ мм і $TA_2 = 0,28$ мм

$$TA_{\Delta} = 0,40 + 0,28 = 0,68 \text{ мм.}$$

Рівність (2.148) справедлива, якщо підсумовувати похибки всіх складових розмірів. У цьому випадку похибка замикаючої ланки дорівнює алгебраїчній сумі похибок всіх складових ланок ланцюга. Отже, для забезпечення найменшої похибки замикаючої ланки розмірний ланцюг повинен складатися з можливо меншого числа ланок, тобто при конструюванні виробів необхідно дотримуватися принципу найкоротшого ланцюга. Крім того, порядок обробки і збирання деталей слід будувати (якщо це можливо) так, щоб замикаючий був менш відповідальний розмір (оскільки його похибка найбільша).

На підставі (2.151) запишемо формулу для визначення допуску будь-якого розміру A_q , за умови, що відомі допуски решти розмірів ланцюга та замикаючої ланки:

$$TA_q = TA_{\Delta} - \sum_{j=1}^{m-2} TA_j, \quad (2.154)$$

де підсумовуються допуски всіх складових ланок, окрім допуску ланки A_q .

Виведемо рівняння, необхідні для визначення граничних відхилень замикаючого розміру. При розрахунку зручно використовувати координату середини поля допуску $E_s(A_j)$ і половину допуску $TA_j/2$ (рисунок 2.104).

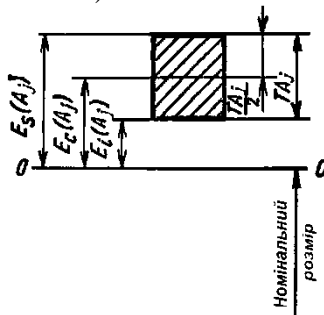


Рисунок 2.104 – Схема визначення координати середини поля допуску $E_s(A_j)$

ГОСТ 16319 - 80 встановлює позначення верхнього ES і нижнього EI граничних відхилень, а також координати середини поля допуску E_C (позначення, вказані в дужках, дозволяється застосовувати поряд з основними) для будь-якої ланки

$$\left. \begin{aligned} Es(A_j) &= E_C(A_j) + TA_j / 2; \\ Ei(A_j) &= E_C(A_j) - TA_j / 2 \end{aligned} \right\} \quad (2.155)$$

Аналогічно

$$\left. \begin{aligned} Es(A_\Delta) &= E_C(A_\Delta) + TA_\Delta / 2 \\ Ei(A_\Delta) &= E_C(A_\Delta) - TA_\Delta / 2 \end{aligned} \right\} \quad (2.156)$$

Підставимо в рівняння (2.154) і (2.155) значення граничних відхилень, виражених через координату середини поля допуску в рівняннях (2.149) і (2.150):

$$E_C(A_\Delta) + TA_\Delta / 2 = \sum_{i=1}^n [E_C(A_j) + TA_j / 2]_{\text{зб}} - \sum_{j=1}^p [E_C(A_j) - TA_j / 2]_{\text{зм}} \quad (2.157)$$

$$E_C(A_\Delta) - TA_\Delta / 2 = \sum_{i=1}^n [E_C(A_j) - TA_j / 2]_{\text{зб}} - \sum_{j=1}^p [E_C(A_j) + TA_j / 2]_{\text{зм}} \quad (2.158)$$

Склавши почленно останні два рівняння і розділивши суму на 2, отримаємо такий вираз для визначення координати середини поля допуску замикаючої ланки:

$$E_C(A_\Delta) = \sum_{i=1}^n E_C(A_j)_{\text{зб}} - \sum_{j=1}^p E_C(A_j)_{\text{зм}} \quad (2.159)$$

Приклад. Визначити номінальне, найбільше і найменше значення і допуск замикаючого розміру A_{Δ} (рисунок 2.105, а), якщо поле допуску збільшувальних розмірів деталей $H10$, а зменшувальних — $h9$.

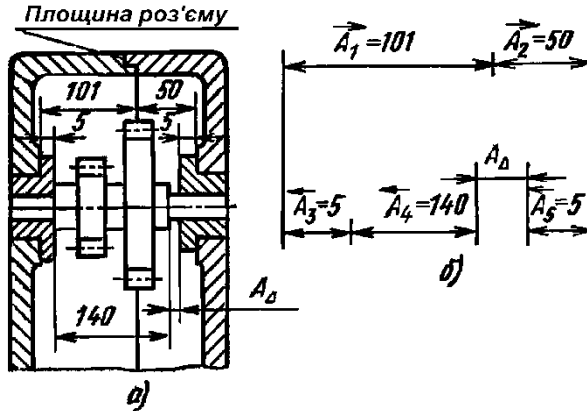


Рисунок 2.105 – Ескіз вузла і його розмірний ланцюг

Складаємо схему розмірного ланцюга (рисунок 2.105, б) і виявляємо за нею збільшувальні (A_1 і A_2) і зменшувальні (A_3 , A_4 , A_5) розміри.

Визначасмо номінальне значення A_{Δ} за формулою (2.146):

$$A_{\Delta} = (101 + 50) - (5 + 140 + 5) = 1 \text{ мм.}$$

За таблицею 7 і 8 ГОСТ 25347 - 82 знаходимо відхилення складових розмірів:

$$A_1 = 101 + 0,14;$$

$$A_2 = 50 + 0,10;$$

$$A_3 = A_5 = 5 - 0,03;$$

$$A_4 = 140 - 0,10.$$

Якщо одне з граничних відхилень розміру дорівнює нулю, його допуск дорівнює абсолютному значенню другого відхилення, а координата середини

поля допуску дорівнює половині цього допуску зі знаком, який має друге відхилення.

За формулою (2.144) визначуваний допуск замикаючого розміру:

$$TA_{\Delta} = 140 + 100 + 30 + 100 + 30 = 400 \text{ мкм.}$$

За формулою (2.158) знаходимо координату середини поля допуску замикаючого розміру:

$$E_c(A_{\Delta}) = E_c(A_1) + E_c(A_2) - [E_c(A_3) + E_c(A_4) + E_c(A_5)] = (70 + 50) - [-15 + (-50) + (-15)] = 200 \text{ мкм.}$$

Далі за формулами (2.154) визначаємо верхнє і нижнє граничні відхилення замикаючої ланки

$$E_s(A_{\Delta}) = E_c(A_{\Delta}) + TA_{\Delta} / 2 = 200 + 400 / 2 = 400 \text{ мкм;}$$

$$E_i(A_{\Delta}) = E_c(A_{\Delta}) - TA_{\Delta} / 2 = 200 - 400 / 2 = 0.$$

Таким чином, при заданих номінальних розмірах і граничних відхиленнях складових розмірів замикаючий розмір має бути виконаний з верхнім граничним відхиленням 0,4 мм і нижнім 0, тобто

$$A_{\Delta} = 1 + 0,40 \text{ мм.}$$

Правильність розв'язку задачі можна перевірити, визначивши за формулами (2.145) і (2.146) граничні розміри замикаючої ланки

$$A_{\Delta}^{\max} = (101,14 + 50,10) - (4,97 + 139,90 + 4,97) = 1,4 \text{ мм;}$$

$$A_{\Delta}^{\min} = (101,0 + 50,0) - (5,0 + 140,0 + 5,0) = 1,0 \text{ мм}$$

тобто $A_{\Delta} = 1^{+0,40}$ мм. Таким чином, перевірка показала, що завдання вирішене правильно.

Пряма задача. Така завдання зустрічається на практиці частіше. Вона є найбільш важливою, оскільки кінцева мета розрахунку допусків розмірів при заданій точності збирання — забезпечити виконання машиною її функціонального призначення. Точність складових розмірів має бути такою, щоб гарантувалася задана точність замикаючого (функціонального). Цю задачу можна розв'язувати одним із наступних способів.

Спосіб рівних допусків застосовують, якщо складальні розміри мають один лад (наприклад, входять в один інтервал діаметрів) і можуть бути виконані з приблизно однаковою економічною точністю. У цьому випадку можна умовно прийняти

$$TA_1 = TA_2 = \dots = TA_{m-1} = T_{cp}A_j \quad (2.160)$$

Тоді з формули (2.147) отримаємо

$$TA_{\Delta} = (m-1) T_{cp}A_j \quad (2.161)$$

звідки

$$T_{cp}A_j = TA_{\Delta} / (m-1). \quad (2.162)$$

Отриманий середній допуск $T_{cp}A_j$ коректують для певних складальних розмірів залежно від їх значень, конструктивних вимог і технологічних можливостей виготовлення, але так, щоб виконувалася умова:

$$TA_{\Delta} \geq \sum_{j=1}^{m-1} TA_j. \quad (2.163)$$

При цьому вибирають стандартні поля допусків, бажано переважного вживання.

Спосіб рівних допусків простий, але недостатньо точний, оскільки коректування допусків складових розмірів довільне. Його можна рекомендувати лише для попереднього призначення допусків складових розмірів.

Спосіб допусків одного квалітету застосовують, якщо всі складові розмірного ланцюга можуть бути виконані з допуском одного квалітету і допуски складових розмірів залежать від їх номінального значення. Нагадаємо, що відомими є номінальні розміри всіх ланок ланцюга і граничні відхилення замикаючої ланки. Необхідний квалітет визначають таким чином.

Допуск складового розміру:

$$TA_i = a_i i, \quad (2.164)$$

де i — одиниця допуску.

Для розмірів від 1 до 500 мм:

$$i = 0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D, \quad (2.165)$$

де D — середній геометричний розмір для інтервалу діаметрів по ГОСТ 25346 – 82, до якого відноситься цей лінійний розмір.

Тоді

$$TA_j = a_j (0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D), \quad (2.166)$$

де a_j — число одиниць допуску, що міститься в допуску даного розміру (таблиці 2 ГОСТ 25346 – 82).

Відповідно до формули (2.144) можна записати

$$TA_{\Delta} = a_1 i_1 + a_2 i_2 + \dots + a_{m-1} i_{m-1} \quad (2.167)$$

За умови завдання $a_1 = a_2 = \dots = a_{m-1} = a_{cp}$, тоді

$$TA_{\Delta} = a_{cp} \sum_{j=1}^{m-1} (0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D), \quad (2.168)$$

звідки

$$a_{cp} = \frac{TA_{\Delta}}{\sum_{j=1}^{m-1} (0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D)}, \quad (2.169)$$

де TA_{Δ} — в мкм, D — в мм.

За значенням a_{cp} вибирають найближчий квалітет. Число одиниць допуску a_{cp} , обчислене за формулою (2.168), в загальному випадку не завжди збігається зі значенням a , що визначає квалітет, тому вибирають найближчий квалітет. Знайшовши за таблицею 6 ГОСТ 25346 – 82 (або за таблицями ГОСТ 25347 – 82) допуски номінальних складових розмірів коректують їх значення, враховуючи конструктивно-

експлуатаційні вимоги і можливість застосування процесу виготовлення, економічна точність якого близька до потрібної точності розмірів. Допуски для охоплюючих розмірів рекомендується визначати, як для основного отвору, а для охоплюваних — як для основного вала. При цьому слід дотримуватися умови

$$TA_{\Delta} \geq \sum_{j=1}^{m-1} TA_j \quad (2.170)$$

Знайшовши допуски $TA_1, TA_2, \dots, TA_{m-1}$ за заданими відхиленнями $Es(A_{\Delta})$ і $Ei(A_{\Delta})$, визначають значення і знаки верхніх і нижніх відхилень складових розмірів так, щоб вони задовольняли рівнянням (2.145) і (2.146). Прийнятність граничних відхилень складальних розмірів можна перевірити також за формулою (2.169).

Розв'язання прямої задачі способом призначення допусків одного квалітету більш обґрунтовано порівнянно з вирішенням способом рівних допусків.

Приклад 1. Визначити допуски складових розмірів деталей складальної одиниці, показаної на рисунку 2.105. Задані номінальні значення складових розмірів ланцюга і граничні відхилення замикаючого розміру: $A_{\Delta}^{\max} = 1,75$ мм; $A_{\Delta}^{\min} = 1$ мм.

Знаходимо номінальний розмір замикаючої ланки за формулою (2.146):

$$A_{\Delta} = (A_1 + A_2) - (A_3 + A_4 + A_5) = (101 + 50) - (5 + 140 + 5) = 1 \text{ мм.}$$

Найменший граничний зазор збігається з номінальним, тому $A_{\Delta} = 1^{+0,75}$; $TA_{\Delta} = 0,75$ мм.

Середнє число одиниць допуску в розмірному ланцюзі визначаємо за формулою (2.168):

$$a_{cp} = \frac{750}{2,17 + 1,56 + 2 \cdot 0,73 + 2,52} \approx 97.$$

Для цього прикладу знайдене число одиниць допуску більше прийнятого для квалітету 10, але трохи менше, ніж для квалітету 11 (ГОСТ 25346 - 82). Встановлюємо для всіх розмірів ланцюга, окрім розміру A_4 , допуск за квалітетом 11. Допуск розміру A_4 можна призначити декілька меншим,

оскільки вал за цим розміром легко обробити з великою точністю. За таблицею 6 ГОСТ 25346 - 82 знайдемо допуски для розмірів A_1 , A_2 , A_3 , і A_5 : 0,22; 0,16; 0,075 і 0,075 мм відповідно. Виходячи з рівності (2.171), на долю розміру A_4 залишається допуск 0,22 мм, проте доцільно прийняти його стандартним за квалітетом 10, тобто рівним 0,16 мм. Таким чином, призначаємо такі граничні відхилення складових розмірів для охоплюючих поверхонь, як для основних отворів, тобто зі знаком плюс; для охоплюваних — як для основних валів, тобто зі знаком мінус: $A_1 = 101^{+0,22}$ мм; $A_2 = 50^{+0,16}$ мм; $A_3 = A = 5_{-0,075}$ мм; $A_4 = 140_{-0,16}$ мм.

Перевірка показує, що встановлені граничні відхилення задовольняють (з деяким запасом) рівнянням (2.145) і (2.146).

2. Визначити економічно найбільш вигідний спосіб простановки розмірів вузла, показаного на рисунку 2.106, а (розміри, проставлені за першим варіантом, підкреслені). Для обох варіантів $TA_\Delta = 0,22$ мм. Розмірні ланцюги по двох варіантах показані відповідно на рисунку 2.106, б і в.

Визначаємо число одиниць допуску для двох варіантів за формулою (2.170):

$$a_1 = \frac{220}{2 \cdot 0,90 + 2 \cdot 2,52} = 32,2; \quad a_2 = \frac{220}{4 \cdot 1,56 + 2 \cdot 2,52} = 19,5$$

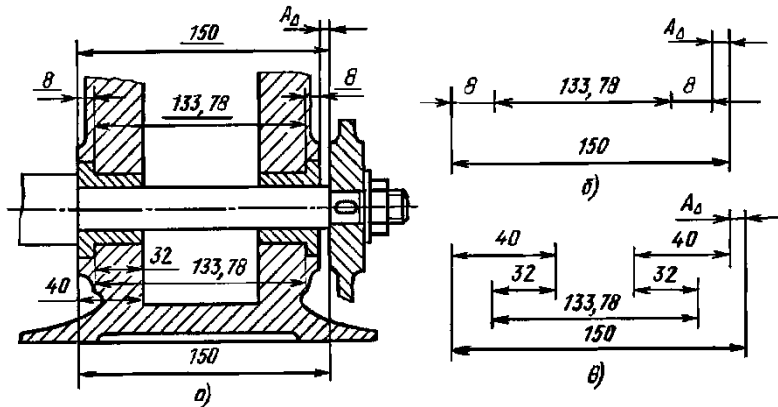


Рисунок 2.106 – Ескіз вузла (а) і варіанти розмірних ланцюгів (б, в)

Середня точність ланок розмірного ланцюга першого варіанту знаходиться між квалітетами 8 і 9, другого варіанту — між квалітетами 7 і 8.

Отже, перший варіант простановки розмірів, виконаний за принципом найкоротшого ланцюга, доцільніше, оскільки дозволяє (при одному і тому ж ступені точності збирання) виконувати складові розміри на один квалітет грубіше, тобто з меншими витратами.

Розрахунок розмірних ланцюгів методом максимуму-мінімуму забезпечує повну взаємозамінність деталей і вузлів, проте він економічно доцільний лише для машин невисокої точності або для ланцюгів, що складаються з невеликого числа ланок. В інших випадках, особливо при розрахунку точності негеометричних параметрів, допуски можуть бути надмірно жорсткими і технологічно їх важко здійснити; при встановленні технологічно здійснимих допусків може статися, що:

$$\sum_{j=1}^{m-1} TA_j \gg TA_{\Delta} . \quad (2.171)$$

У таких випадках допуски розраховують теоретико-імовірнісним або іншим методом, що забезпечує неповну взаємозамінність, засновану, наприклад, на груповому підборі деталей, використанні компенсаторів або припасуванні однієї з деталей за заздалегідь визначеним розміром.

2.12.4 Теоретико-імовірнісний метод розрахунку розмірних ланцюгів

При виведенні формул (2.145) - (2.150) і інших для розрахунку розмірних ланцюгів методом максимуму-мінімуму передбачали, що в процесі обробки або збирання можливе одночасне поєднання найбільших збільшувальних і найменших зменшувальних розмірів або обернене їх поєднання. Будь-яке з цих поєднань дозволяє забезпечити найменшу точність замикаючої ланки, але вони мало імовірні, оскільки відхилення розмірів в основному групуються біля середини поля допуску і з'єднання деталей з такими відхиленнями зустрічаються найчастіше. Якщо допустити нікчемно малу імовірність (наприклад 0,27 %) спостереження граничних значень замикаючого розміру, можна значно розширити допуски складових розмірів і тим самим понизити собівартість виготовлення деталей. На цих положеннях і заснований теоретико-імовірнісний метод розрахунку розмірних ланцюгів.

Обернена задача. Вважаючи, що похибки складових і замикаючого розмірів підкоряються закону нормального розподілу, а

границі їх імовірного розсіювання (6σ) збігаються з границями полів допусків, можна прийняти

$$TA_i = 6\sigma_{A_i} \quad (2.172)$$

або

$$\sigma_{A_i} = TA_i/6, \quad (2.173)$$

відповідно

$$TA_{\Delta} = 6\sigma_{\Delta\Delta} \quad (2.174)$$

або

$$\sigma_{\Delta\Delta} = TA_{\Delta}/6. \quad (2.175)$$

При цьому в 0,27 % виробів розміри замикаючих ланок можуть виходити за межі поля допуску.

З теорії імовірності відомо, що дисперсія суми декількох незалежних випадкових величин дорівнює сумі дисперсій цих величин

$$D(x_1+x_2+\dots+x_n)=D(x_1)+D(x_2)+\dots+D(x_n) \quad (2.176)$$

Враховуючи, що $D(x) = \sigma^2 x$ (σ – середньоквадратичне відхилення) можна записати:

$$\sigma(x_1 + x_2 + \dots + x_n) = \sqrt{\sigma^2 x_1 + \sigma^2 x_2 + \dots + \sigma^2 x_n} \quad (2.177)$$

Або

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \sigma^2 x_i} \quad (2.178)$$

Підставивши значення σ_{A_i} і $\sigma_{\Delta\Delta}$ у рівняння (2.162) і виконавши прості перетворення, отримаємо рівняння для визначення допуску замикаючого розміру

$$TA_{\Delta} = \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} (TA_j)^2} \quad (2.179)$$

Визначивши TA_A , за формулою (2.158) обчислюємо значення $E_C(A_A)$, за формулами (2.155) — значення $Es(A_A)$ і $Ei(A_A)$.

Формула (2.177) підкоряється закону Гауса, центр групування збігається з серединою поля допуску, а поле розсіювання — з величиною допуску. При несиметричних законах розподілу центр групування не збігається з серединою поля допуску (рисунок 2.107). Координата центру групування для несиметричного закону розподілу

$$E_M(A_j) = E_C(A_j) + \alpha_j \frac{TA_j}{2}, \quad (2.180)$$

де α_j — коефіцієнт відносної асиметрії несиметричної кривої розподілу відхилень j -го розміру.

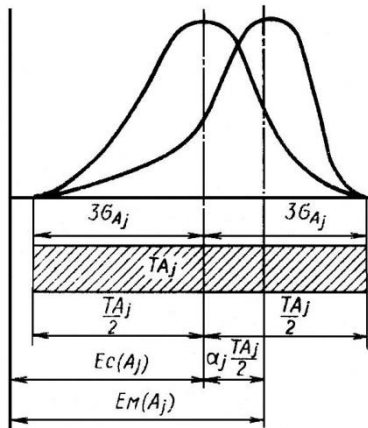


Рисунок 2.107 – Координати центру групування для несиметричної кривої розподілу

Коефіцієнт відносної асиметрії кривої розподілу визначає величину зміщення центру групування відхилень щодо середини поля допуску TA_j ; його виражають у долях половини допуску $TA_j / 2$. З формули (2.178) витікає, що

$$a_j = \frac{E_M(A_j) - E_C(A_j)}{0,5TA_j} \quad (2.181)$$

Якщо поле допуску симетричне щодо номінального розміру і закон розподілу є нормальним, то $E_C(A_j) = 0$, $E_M(A_j) = 0$ і $\alpha_j = 0$. За умови асиметрії кривої розподілу розмірів, яка характеризується α_j , координата середини поля допуску

$$E_C(A_j) = E_M(A_j) - \alpha_j \frac{TA_j}{2} \quad (2.182)$$

Після підстановки значень $E_C(A_j)$ в рівняння 2.177 набувають значення координати середини поля допуску замикаючої ланки при асиметричних кривих розподілу складових розмірів. Величини граничних відхилень замикаючого розміру визначають потім, використовуючи формули.

Формула (2.169) виведена в припущенні, що розподіл дійсних розмірів підкоряється закону Гауса, центр групування збігається з серединою поля допуску, а поле розсіяння — із значенням допуску. У виробничих умовах випадкові похибки розмірів деталей можуть розподілятися не за законом Гауса. Для визначення допуску замикаючого розміру при довільному законі розподілу у формулу (2.178) вводять коефіцієнт відносного розсіяння k_j .

$$TA_\Delta = \frac{1}{k_\Delta} \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} (TA_j)^2 k_j^2} \cdot \quad (2.183)$$

Коефіцієнти k_j і k_Δ характеризують відмінність розподілу похибок j -ої і замикаючої ланок від розподілу за законом Гауса. Коефіцієнт k_Δ для замикаючих розмірів вводять, коли $(m - 1) < 6$.

Коефіцієнт

$$k_j = 6\sigma/T_j, \quad (2.184)$$

де T_j — поле розсіяння A_j . Приймавши $T_j = 6\sigma$, отримаємо:
для закону нормального розподілу

$$k_j = 6\sigma_j/6\sigma_j = 1;$$

для закону рівної імовірності

$$k_j = 6\sigma_j / 2\sqrt{3\sigma_j} = 1,73;$$

для закону трикутника (Симпсона)

$$k_j = 6\sigma_j / 2\sqrt{6\sigma_j} = 1,22.$$

Ефективність використання принципів теорії імовірності при розрахунку допусків розмірних ланцюгів покажемо на наступному прикладі. Передбачимо, що розмірний ланцюг складається з чотирьох складових розмірів з допусками $TA_1 = TA_2 = TA_3 = TA_4$. Тоді за формулою (2.178) допуск замикаючого розміру:

$$TA_\Delta = \sqrt{4(TA_j)^2} = 2TA_j, \quad (2.185)$$

Звідки

$$TA_j = TA_\Delta / 2. \quad (2.186)$$

За формулою (2.154) допуск замикаючого розміру при розв'язанні задачі методом максимуму-мінімуму:

$$TA_\Delta = TA_1 + TA_2 + TA_3 + TA_4 = 4TA_j;$$

звідки

$$TA_j = TA_\Delta / 4.$$

Використання теорії імовірності в наведеному прикладі дозволяє при одному і тому ж допуску замикаючої ланки розширити в 2 рази допуск складових розмірів. При цьому лише в 0,27 % розмірних ланцюгів (тобто в трьох із тисячі) граничні значення замикаючого розміру (при законі нормального розподілу) можуть бути не витримані (тобто є можливість виникнення браку).

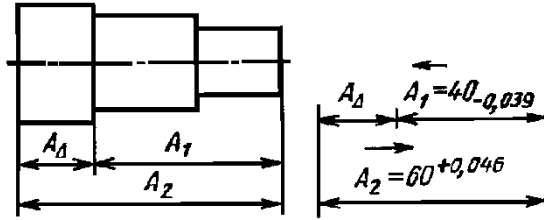


Рисунок 2.108 – Розмірний ланцюг ступінчастої деталі

Приклад. Визначити номінальне значення замикаючого розміру A_{Δ} і його допуск для ступінчастого валу. Вважаємо, що розсіяння відхилень розмірів підкоряється закону нормального розподілу, розмахи повністю вписуються в поля допусків, криві розподіли симетричні щодо середини полів допусків. Тоді $k_j = 1$.

За формулою (2.144) номінальний розмір $A_{\Delta} = 20$ мм.

Допуск замикаючого розміру за формулою (2.182)

$$TA_{\Delta} = \sqrt{(46 \cdot 1)^2 + (39 \cdot 1)^2} \approx 60 \text{ мкм}$$

При вирішенні методом максимуму-мінімуму $TA_{\Delta} = 46 + 39 = 85$ мкм, тобто на 25 мкм, або на 41 % більше, ніж при вирішенні імовірнісним методом. Якщо допуск замикаючого розміру залишити рівним 85 мкм, допуски складових розмірів можна значно розширити.

Пряма задача. Допуски складових розмірів ланцюга при заданому допуску замикаючого розміру можна розраховувати чотирма способами.

При *способі рівних допусків* приймають, що величини TA_j , $Ec(A_j)$ і k_j для всіх складових розмірів однакові. За заданим допуском TA_{Δ} визначають середні допуски $T_{cp}A_j$, які задовольняють рівності (2.178) або (2.182).

Рівняння для визначення $T_{cp}A_j$ отримують з рівності (2.161) за аналогією з рівнянням (2.162):

$$TA_{\Delta} = \sqrt{(m-1)(T_{cp}A_j)^2 k_j^2}, \quad (2.187)$$

звідки

$$T_{cp}A_j = \frac{TA_{\Delta}}{k_j \sqrt{m-1}}. \quad (2.188)$$

Якщо коефіцієнт k_j неоднаковий для складових розмірів, знаменник у формулі (2.187) має вигляд $\sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} k_j^2}$.

Знайдені значення $T_{cp}A_j$ і $Ec(A_j)$ коректують, враховуючи вимоги конструкції і можливість використання процесів виготовлення деталей, економічна точність яких близька до необхідної точності розмірів. Правильність розв'язання задачі перевіряють за формулою (2.182).

При способі *призначення допусків одного квалітету* розрахунок загалом аналогічний розв'язанню прямої задачі методом повної взаємозамінності, але формула (2.182) має інший вигляд. Підставивши в рівняння (2.182) значення $TA_j = a_j(0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D)$ і вирішивши його відносно a , отримаємо:

$$a_{cp} = \frac{T_{\Delta} k_{\Delta}}{\sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} (0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D)^2 k_j^2}} \quad (2.189)$$

Спосіб пробних розрахунків полягає в тому, що допуски на складові розміри призначають економічно доцільними для умов майбутнього виду виробництва із врахуванням конструктивних вимог досвіду експлуатації наявних подібних механізмів і перевірених для даного виробництва значень коефіцієнтів k_{Δ} , k_j . Для підвищення точності, надійності і забезпечення функціональної взаємозамінності машин допуски і граничні відхилення замикаючого і складових розмірів відповідальних частин машин слід коректувати в бік посилювання з метою створення запасу на знос. Правильність такого розрахунку розмірного ланцюга перевіряють за формулою (2.182). Якщо рівність не виконується, допуски, а інколи і номінальні значення складових розмірів знов коректують.

Спосіб рівного впливу застосовують при вирішенні плоских і просторових розмірних ланцюгів. Він заснований на тому, що допустиме відхилення кожного складального розміру повинне викликати однакову зміну початкового замикаючого розміру.

2.12.5 Метод групової взаємозамінності. Селективне збирання

Суть методу *групової взаємозамінності* полягає у виготовленні деталей з порівняно широкими технологічно здійсненими допусками,

які вибираються з відповідних стандартів, сортуванню деталей на рівне число груп з вужчими груповими допусками і збиранні їх (після комплектування) по однойменних групах. Таку збірку називають *селективною*.

Метод групової взаємозамінності застосовують, коли середня точність розмірів ланцюга дуже висока й економічно не доцільна.

При селективному збиранні (у посадках із зазором і натягом) найбільші зазори і натяги зменшуються, а найменші збільшуються, наближаючись із збільшенням числа груп сортування до середнього значення зазору або натягу для даної посадки, що робить з'єднання стабільнішими і довговічнішими (рисунок 2.109). У перехідних посадках найбільші натяги і зазори зменшуються, наближаючись із збільшенням числа груп сортування до значення натягу або зазору, яке відповідає серединам полів допусків деталей.

Для встановлення числа груп сортування n деталей необхідно знати необхідні граничні значення групових зазорів або натягів, які знаходять з умови забезпечення найбільшої довговічності з'єднання або значення групового допуску TD^{Gr} або Td^{Gr} , визначуване економічною точністю збирання і сортування деталей, а також можливою похибкою їх форми. Відхилення форми не повинні перевищувати групового допуску, інакше одна і та ж деталь може потрапити в різні (найближчі) групи залежно від того, в якому перетині вона виміряна при сортуванні.

Розглянемо випадок визначення числа n груп, коли в початковій посадці $TD = Td$. Для цього випадку характерно, що груповий зазор або натяг залишаються постійними при переході від однієї групи до іншої (рисунок 2.109, а). При збиранні деталей для підвищення довговічності рухомих з'єднань необхідно створювати найменший допустимий зазор для підвищення працездатності з'єднань з натягом — найбільший допустимий натяг. Число n груп підраховують за такими формулами:

при заданому S_{\min}^{Gr} (для рухомої посадки)

$$S_{\min}^{Gr} = S_{\min} + Td - Td/n; \quad (2.190)$$

при заданому N_{\max}^{Gr} (для посадки з натягом)

$$N_{\max}^{Gr} = N_{\max} - TD + TD/n \quad (2.191)$$

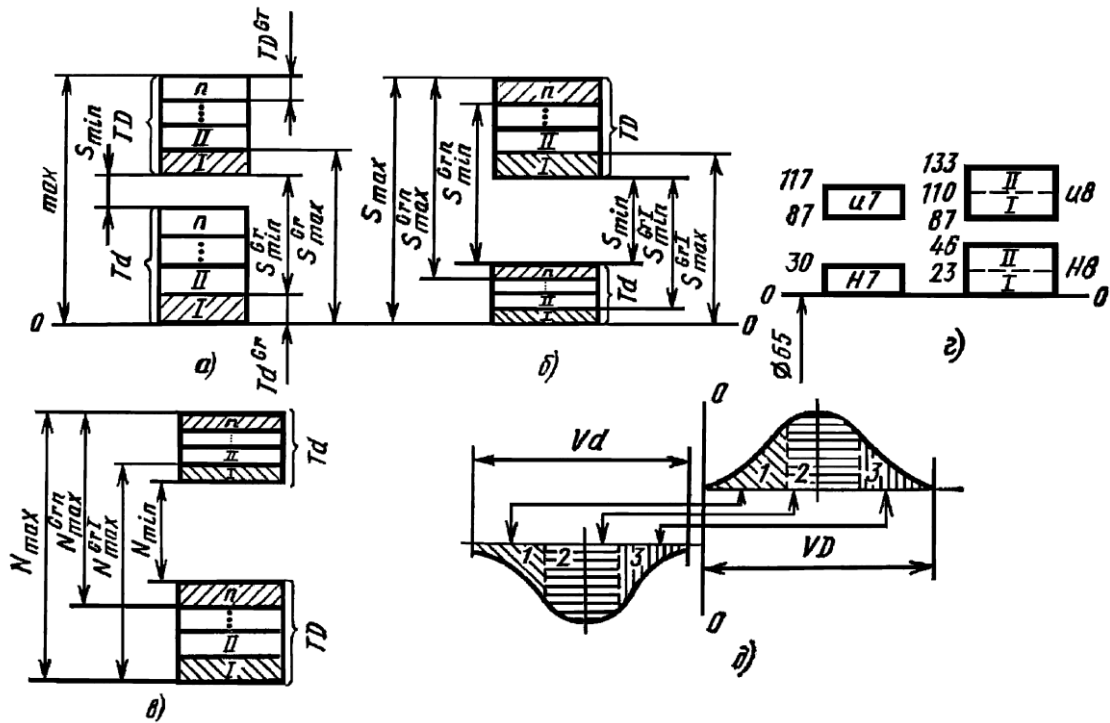
При заданому груповому допуску TD^{Gr} або Td^{Gr} $TD/n = TD^{Gr}$; $n = TD/TD^{Gr}$; $Td/n = Td^{Gr}$; $n = Td/Td^{Gr}$. При $TD = Td$

$$n = TD/TD^{Gr} = Td/Td^{Gr}. \quad (2.192)$$

При $TD > Td$ груповий зазор (або натяг) при переході від однієї групи до іншої не залишається постійним (рисунок 2.109, б, в); отже, однорідність з'єднань не забезпечується, тому селективне збирання доцільно застосовувати лише при $TD = Td$.

При великому числі груп сортування груповий допуск незначно відрізняється від допуску при меншому числі груп, а організація контролю і складність збирання значно зростають. Практично $n_{max} = 4...5$, лише в підшипниковій промисловості при сортуванні тіл кочення $n \geq 10$.

Приклад. За конструктивними вимогами для номінального діаметра 65 мм потрібна посадка з найменшим натягом 57 мкм і найбільшим 117 мкм. Цим вимогам відповідає посадка $H7/u7$ (рисунок 2.109, г), але для даного виробництва вона технологічно важко здійснювана. Можна підібрати посадку $H8/u8$, яка при розбитті допуску на дві групи і збирання деталей однойменних груп забезпечує натяг у прийнятних межах 64 — 110 мкм у кожній групі при розширенні допусків на виготовлення приблизно на 50%.



а – при $TD = T_d$; б – при $TD > T_d$ (а і б – посадки із зазором); в – при $TD > T_d$; г – при $TD = T_d$ (в і г – посадки з натягом); д – з урахуванням кривих розподілу

Рисунок 2.109 – Схеми сортування деталей на групи

Селективне збирання застосовують не лише в з'єднаннях гладких деталей циліндричної форми, але й складніших за формою (наприклад нарізних). Селективне збирання дозволяє в n раз підвищити точність збирання (точність з'єднання) без зменшення допусків на виготовлення деталей або забезпечити задану точність збирання (точність з'єднання) при розширенні допусків до економічно доцільних величин.

У той же час селективне збирання має недоліки: ускладнюється контроль (потрібні більший штат контролерів, точніші вимірювальні засоби, контрольно-сортувальні автомати); підвищується трудомісткість процесу збирання (в результаті створення сортувальних груп); можливе збільшення незакінченого виробництва унаслідок різного числа деталей у парних групах.

Селективне збирання забезпечує неповну групову взаємозамінність, зважаючи на що, цей метод використовують, як правило, в умовах заводу-виробника при забезпеченні внутрішньої взаємозамінності. Винятком є, наприклад, поршні, поршневі пальці до двигунів внутрішнього згорання і деякі інші запасні частини.

Використання селективного збирання доцільне в масовому і багатосерійному виробництвах для з'єднань високої точності, коли додаткові витрати на сортування, маркування, збирання і зберігання деталей по групах окупаються високою якістю виробів. При виробництві підшипників кочення і збиранні відповідальних нарізних з'єднань з натягом селективне збирання є єдиним економічно доцільним методом забезпечення необхідної точності.

Для скорочення обсягів незакінченого виробництва, що утворюється при селективному збиранні, будують емпіричні криві розподілу розмірів з'єднуваних деталей. Якщо зміщення центрів групування і криві розподілу розмірів з'єднуваних деталей однакові і відповідають, наприклад, закону Гауса, число деталей в однойменних групах однакове. Отже, лише при ідентичності кривих розподілу збирання деталей з однойменних груп (рисунок 2.109,д) усуває утворення незакінченого виробництва.

Інколи ділення допуску, вираженого в одиницях довжини, на рівні частини замінюють діленням на частини, границі яких виражаються в долях σ . Якщо друга група має сортувальні границі $\pm \sigma$, то відносне число деталей першої групи $\Phi(3) - \Phi(1) = 0,5 - 0,341 = 0,1587 = 15,87\%$. Відносне число деталей другої групи $2\Phi(1) = 2 \cdot 0,3413 = 68,26\%$. Відносне число деталей третьої групи, як і першої, $\Phi(3) -$

$\Phi(1) = 15,87\%$. Число з'єднань, складених з деталей другої групи, приблизно в 4 рази більше від числа з'єднань, складених з першої або третьої групи.

2.12.6 Метод регулювання

Під *методом регулювання* розуміють розрахунок розмірних ланцюгів, при якому необхідна точність замикаючої ланки досягається навмисною зміною без видалення матеріалу (регулюванням) одного із задалегідь вибраних складових розмірів, що називається *компенсуючим* (рисунок 2.110). Роль компенсатора, як правило, виконує спеціальна ланка у вигляді прокладки, регульованого упору, клину і інш. При цьому решту всіх розмірів ланцюга деталі обробляють за розширеними допусками, економічно прийнятними для даних виробничих умов.

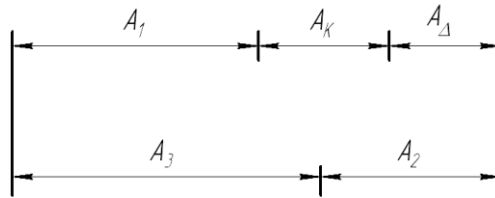


Рисунок 2.110 – Розмірний ланцюг з компенсуючою ланкою (A_K)

Номінальний розмір компенсуючої ланки K відповідно до виразу (2.144)

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n A_{j_{зб}} - \sum_{j=1}^p A_{j_{зм}} \pm K \quad (2.193)$$

Значення K беруть із знаком плюс, якщо розмір є збільшуючим, інакше — зі знаком мінус. Коли K є збільшуючим розміром, відповідно до формул (2.145), (2.146), (2.149) і (2.150) можна записати:

$$A_{\Delta}^{\max} = \sum_{i=1}^n A_{j_{зб}}^{\max} + K^{\min} - \sum_{j=1}^p A_{j_{зм}}^{\min}; \quad (2.194)$$

$$A_{\Delta}^{\min} = \sum_{i=1}^n A_{j_{зб}}^{\min} + K^{\max} - \sum_{j=1}^p A_{j_{зм}}^{\max}; \quad (2.195)$$

$$Es(A_{\Delta}) = \sum_{i=1}^n Es(A_j)_{зб} - \sum_{j=1}^p Ei(A_j)_{зм} + Ei(K); \quad (2.196)$$

$$Ei(A_{\Delta}) = \sum_{i=1}^n Ei(A_j)_{зб} - \sum_{j=1}^p Es(A_j)_{зм} + Es(K). \quad (2.197)$$

Коли K – зменшуючий розмір, то

$$A_{\Delta}^{\max} = \sum_{i=1}^n A_{jзб}^{\max} - K^{\max} - \sum_{j=1}^p A_{jзм}^{\min} \quad (2.198)$$

$$A_{\Delta}^{\min} = \sum_{i=1}^n A_{jзб}^{\min} - K^{\text{mix}} - \sum_{j=1}^p A_{jзм}^{\max} \quad (2.199)$$

$$Es(A_{\Delta}) = \sum_{i=1}^n Es(A_j)_{зб} - \sum_{j=1}^p Ei(A_j)_{зм} - Es(K) \quad (2.200)$$

$$Ei(A_{\Delta}) = \sum_{i=1}^n Ei(A_j)_{зб} - \sum_{j=1}^p Es(A_j)_{зм} - Ei(K) \quad (2.201)$$

Віднімаючи почленно рівняння (2.197) з (2.198), рівняння (2.199) з (2.200) з врахуванням рівності $n + p = m - 1$ в обох випадках отримаємо:

$$TA_{\Delta} = \sum_{j=1}^{m-1} TA_j - V_K, \quad (2.202)$$

де TA_{Δ} — заданий допуск замикаючого розміру, визначений виходячи з експлуатаційних вимог; TA_j — прийняті розширені технологічно здійсненні допуски складових розмірів; V_K — найбільше можливе розрахункове відхилення, що виходить за межі поля допуску замикаючої ланки, яка підлягає компенсації.

У цьому випадку має бути виконана умова

$$V_K \geq \sum_{j=1}^{m-1} TA_j - TA_{\Delta} \cdot \quad (2.203)$$

Для ланцюгів, що мають розміри, змінні під час експлуатації машин (в результаті зносу, температурних і силових деформацій деталей), при визначенні відхилення V_K слід враховувати очікувану зміну складових розмірів.

Замикаючий розмір змінюють (регулюють) за допомогою компенсаторів. Для компенсації похибок лінійних, діаметральних і кутових розмірів, а також відхилень від співвісної та інших похибок застосовують нерухомі і рухомі компенсатори різних видів. Нерухомі компенсатори найчастіше виконують у вигляді проміжних кілець, набору прокладок та інших подібних змінних деталей (рисунок 2.111).

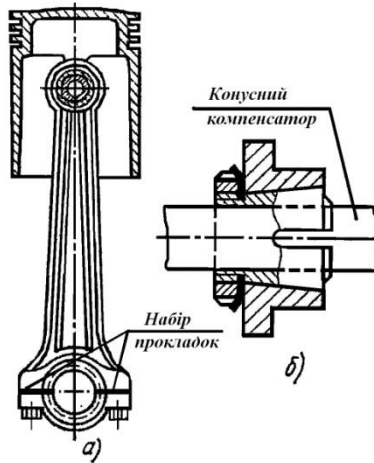


Рисунок 2.111 – Вузли з нерухомим (а) і рухомих (б) компенсаторами

Товщина кожної змінної прокладки має бути менше допуску початкового розміру, тобто $s < TA_{\Delta}$. Інакше після установки прокладки може бути отримано початковий розмір, що перевищує найбільше допустиме значення. Сумарна товщина всіх прокладок

$$Ns = V_K, \quad (2.204)$$

де N — число прокладок.

Тоді

$$s = (V_K / N) < TA_{\Delta} \quad (2.205)$$

або

$$N \geq (V_K / TA_{\Delta}). \quad (2.206)$$

Як правило, приймають

$$N = (V_K / TA_{\Delta}) + 1 \quad (2.207)$$

Потім визначають

$$s = V_K / N. \quad (2.208)$$

Формулу (2.206) застосовують, коли допуск T_K на виготовлення компенсатора малий порівняно з допуском TA_{Δ} . У інших випадках знаменником дробу у формулі (2.206) має бути різниця $TA_{\Delta} - V_K$.

Округлюючи значення s до найближчого меншого нормального розміру, отримують остаточне число змінних прокладок

$$N = (V_K / s). \quad (2.209)$$

Залежно від різниці між отримуваним при збиранні і необхідним замикаючим розміром встановлюють необхідне число прокладок.

Метод регулювання, який широко застосовують, дозволяє досягати високої точності механізму і підтримувати її під час експлуатації при розширених допусках усіх розмірів ланцюга. Особливого значення цей метод набуває при вирішенні розмірних ланцюгів, у яких є розміри, змінні під час експлуатації.

2.12.7 Метод припасовування

При цьому методі задана точність замикаючого розміру досягається додатковою обробкою при збиранні деталі за одним із заздалегідь намічених складових розмірів ланцюга. Тут деталі за всіма розмірами, що входять у ланцюг, виготовляють з допусками, економічно прийнятними для даних умов виробництва. Щоб здійснювати припасовування за заздалегідь вибраним розміром, необхідно за цим розміром залишати припуск, достатній для компенсації замикаючого розміру. Цей припуск має бути найменшим для скорочення обсягу припасувальних робіт.

Спосіб припасування можна застосовувати лише в одиничному і дрібносерійному виробництвах, коли не можна використовувати інші способи забезпечення необхідної точності. У одиничному і дрібносерійному виробництвах застосовують також спосіб спільної обробки деталей у заздалегідь зібраному вигляді або встановлених в одному пристосуванні та інші способи.

Значення технологічного компенсатора визначається:

$$T'K \geq T'A_{\Delta} - TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} TA_i - TA_{\Delta} \quad (2.210)$$

Перевагою методу припасування є можливість досягнення високої точності замикаючого розміру при економічно прийнятних величинах допусків решти ланок.

До недоліків методу припасування можна віднести:

- величину припуску, що знімається, можна встановити лише після попереднього збирання деталей ланцюга;
- необхідні трудомісткі припасувальні роботи, виконувані висококваліфікованими робітниками;
- збільшується трудомісткість і цикл збирання;
- виникають труднощі при заміні деталей, що швидко зношуються, і інш.

2.12.8 Розрахунок плоских і просторових розмірних ланцюгів

Плоскі і просторові розмірні ланцюги розраховують тими ж методами, що й лінійні. Необхідно лише привести їх до вигляду лінійних розмірних ланцюгів. Це досягається шляхом проектування розмірів плоского ланцюга на один напрям, як правило, що збігається з напрямом замикаючого розміру, а просторовому ланцюгу — на дві або три взаємно перпендикулярні осі.

Як приклад, розглянемо плоский розмірний ланцюг із замикаючим розміром A_{Δ} , що визначає максимальне подовжнє переміщення штовхача (малюнок 2.112, а, б). Приведемо цей ланцюг до лінійного (рисунок 2.112, в), в якому $A'_3 = A_3 \cos a$.

За формулами 2.152, 2.168, 2.182 визначимо допуск замикаючого розміру:

методом розрахунку на максимум-мінімум

$$TA_{\Delta} = \sum_{j=1}^{m-1} \left| \frac{\partial A_{\Delta}}{\partial A_j} \right| TA_j ; \quad (2.211)$$

теоретико-імовірнісним методом

$$TA_{\Delta} = \sqrt{\sum_{j=1}^{m-1} \left(\frac{\partial A_{\Delta}}{\partial A_j} \right)^2 TA_j^2 k_j^2} , \quad (2.212)$$

де $\partial A_{\Delta} / \partial A_j$ — власна похідна функція замикаючого розміру по j -му складовому розміру; її називають також передавальним відношенням ξ .

Передавальні відношення характеризують ступінь і характер впливу похибок розмірів складових ланок на замикаючу. Для ланцюгів з паралельними ланками всі передавальні відношення дорівнюють одиниці (для збільшувальних розмірів) або мінус одиниця (для зменшувальних).

Визначимо допуск замикаючого розміру x плоского розмірного ланцюга (рисунок 2.113). Номінальні розміри і відхилення складових розмірів а також кути їх нахилу задані. Кути β і γ допусками не обмежені.

Допуск замикаючого розміру x за формулою:

$$Tx = (\partial f / \partial A_1)TA_1 + (\partial f / \partial A_2)TA_2 , \quad (2.213)$$

де TA_1 і TA_2 — допуски складових розмірів.

Передавальні відношення:

$$\partial f / \partial A_1 = \cos \beta; \quad \partial f / \partial A_2 = \cos \gamma .$$

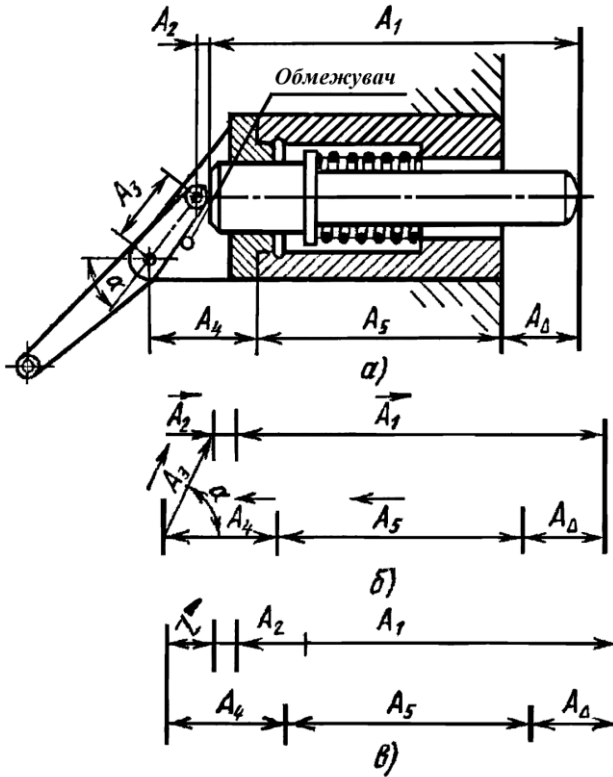


Рисунок 2.112 – Ескіз вузла (а), плоский (б) і лінійний (в) розмірні ланцюги

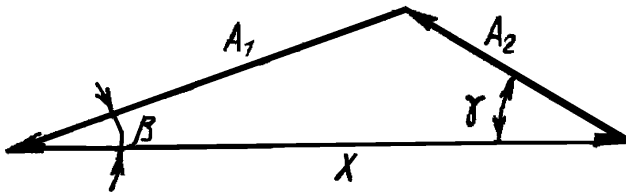


Рисунок 2.113 – Плоский розмірний ланцюг

Номінальний розмір

$$x = f(A_1, A_2) = A_1 \cos \beta + A_2 \cos \gamma . \quad (2.214)$$

Тригонометричні функції кутів умовно вважаємо постійними, оскільки похибки сторін трикутника незначні. Підставивши знайдені значення передавальних відношень у формулу (2.212), отримаємо допуск замикаючого розміру:

$$T_x = TA_1 \cos \beta + TA_2 \cos \gamma. \quad (2.215)$$

При розрахунку ланцюга теоретико-імовірнісним методом допуск замикаючого розміру:

$$T_x = \sqrt{k_1^2 TA_1^2 \cos^2 \beta + k_2^2 TA_2^2 \cos^2 \gamma} \quad (2.216)$$

де k_1 і k_2 — коефіцієнти відносного розсіяння відхилень складових розмірів.

Розрахунок розмірних ланцюгів дозволяє:

- встановити зв'язок між розмірами деталей машин і уточнити номінальні значення і допуски взаємозв'язаних розмірів, виходячи з експлуатаційних вимог і економічної точності оброблюваних деталей і збирання машин;

- виявляти шляхи збереження точності машини в процесі експлуатації, а також визначити, який вид взаємозамінності (повної або обмеженої) буде найбільш рентабельним;

- добитися правильнішої простановки розмірів на робочому кресленні;

- визначати операційні допуски і перераховувати конструкторські розміри на технологічні (в разі розходження технологічних баз із конструкторськими).

Розрахунок розмірів ланцюгів і їх аналіз – обов'язковий етап конструювання машин, який сприяє підвищенню якості, забезпеченню взаємозамінності і зниженню трудомісткості їх виготовлення.

Контрольні питання до розділу 2.12

1. Що називається розмірним ланцюгом?
2. Яку ланку розмірного ланцюга називають замикаючою?
3. Назвіть методи розрахунку розмірних ланцюгів.
4. Яку мету ставлять при вирішенні прямої та оберненої задачі?
5. Чому дорівнює допуск замикаючої ланки, розрахований методом повної взаємозамінності?

6. Чому дорівнює допуск замикаючої ланки розрахований теоретико-імовірностним методом?

7. В яких випадках використовується метод групової взаємозамінності?

8. В яких випадках використовуються методи регулювання та припасування для розрахунку розмірних ланцюгів?

2.13 Кутові розміри і гладкі конічні з'єднання

2.13.1 Нормальні ряди і розміри кутів

Згідно з ГОСТ 8908-81, ДСТУ 2499-94 для досягнення взаємозамінності встановлені ряди нормальних кутів і конусів.

Кути, які рекомендуються при проектуванні, можна розділити на три групи:

- нормальні кути спільного призначення, в які включено три ряди нормальних значень кутів від 0 до 360^0 і нахили від $1 : 500$ до $1 : 10$ (з кутами, що їм відповідають);

- нормальні кути спеціального призначення, які застосовуються в стандартизованих і спеціальних виробках;

- спеціальні кути, розміри яких зв'язані розрахунковими залежностями з іншими прийнятими розмірами і які не можна округлити до нормальних кутів. Так, кут підйому спіралі черв'ячної фрези залежить від діаметра фрези і кроку, тобто є похідним розміром. До похідних (розрахункових) значень кутів відносять і кути конусів інструментів, що мають нормальну конусність, а не нормальні кути. Такі кутові розміри можуть відрізнятися від нормальних.

2.13.2 Допуски куткових розмірів

Система допусків кутів розповсюджується на кути конусів і призматичних елементів деталей з довжиною меншої сторони кута до 2500 мм.

Для опису конічних поверхонь у стандартах прийняті такі терміни і позначення (рисунок 2.114.): 1 - вісь, 2 - вершина, 3 - твірна, 4 - діаметр малої основи - d , 5 - конічна поверхня, 6 - діаметр у заданому поперечному перерізі - D_s , 7 - діаметр великої основи - D (основна площина, в якій задається номінальний діаметр конуса), L - довжина конуса, L_s - осьова відстань від основи до заданого поперечного перерізу, α - кут конуса $\alpha/2$ - кут нахилу (кут між твірною

і віссю конуса), C – конусність, відношення різниці діаметрів двох поперечних перерізів до відстані між ними

$$C = \frac{D-d}{L} = 2 \operatorname{tg} \alpha / 2 \quad (2.217)$$

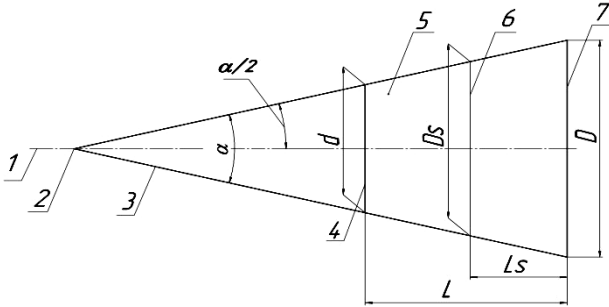
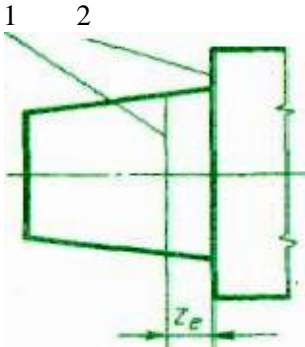
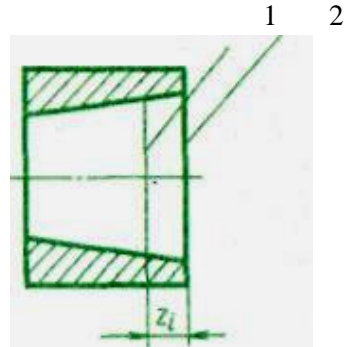


Рисунок 2.114 - Параметри конуса

Базова площина – площина перпендикулярна осі конуса, яка служить для визначення осьового положення основної площини або осьового положення даного конуса щодо конуса, з яким він з'єднується (рисунок 2.115). В окремому випадку базова і основна площини можуть збігатися.



Зовнішній конус



Внутрішній конус

1 – основна площина, 2 – базова площина

Рисунок 2.115 – Відстань площин конусів

Відстань площин конуса - осьова відстань (Z_e, Z_i) між основною і базовою площиною конуса (рисунок 2.115). Осьову відстань між базовими площинами конусів називають базовою відстанню з'єднання ZP .

Взаємозв'язок між розмірами D, d, α і L враховують при призначенні допусків.

Для кутів у ГОСТ 8908 – 81 встановлено 17 ступенів точності, що позначаються $AT_1 AT_2, \dots, AT_{17}$. Букви AT позначають допуск кута, тобто різницю між найбільшим і найменшим граничними кутами. Допуск кута AT при переході від одного ступеня до іншого змінюється за геометричною прогресією з $\varphi = 1,6$.

Для кожного ступеня встановлені:

- допуск кута AT_α (рисунок 2.116, а) (на кресленнях рекомендується вказувати округлене значення допуску кута AT'_α у градусах, хвилинах, секундах).
- допуск кута AT_h , виражений відрізком на перпендикулярі до сторони кута, що є протилежним куту AT_α на відстані L_1 від вершини цього кута (рисунок 2.116, б).

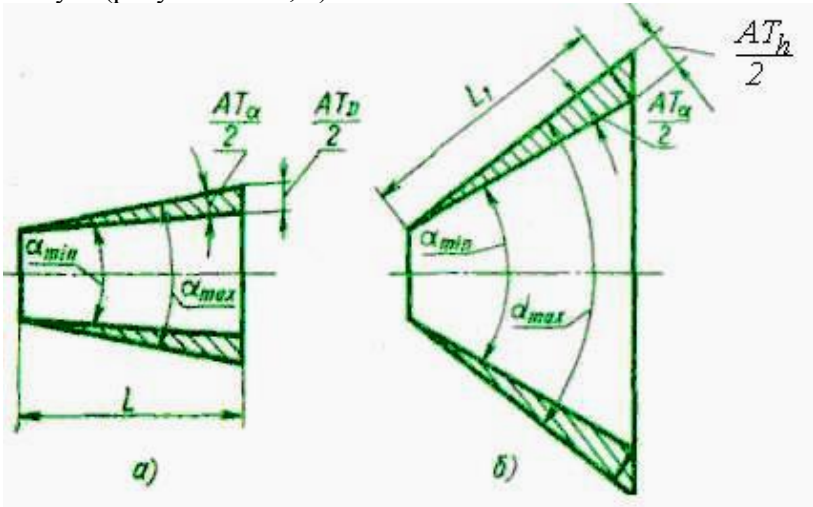


Рисунок. 2.116 - Розташування полів допусків кутів конусів

Для конусів, які мають конусність не більше 1 : 3, приймають $L_1 = L$ і призначають допуски виду AT_D ; значення $AT_D \sim AT_h$ (різниця не перевищує 2%).

Для конусів, які мають конусність більше 1 : 3.

$$AT_D = \frac{AT_h}{\cos \alpha / 2}, \quad (2.218)$$

де α — номінальний кут конуса.

Значення AT_h і AT_D вказані для крайніх значень інтервалів довжин L або L_l .

Допуски кутів призматичних елементів деталей потрібно призначати залежно від номінальної довжини L_l меншої сторони. Допуски кутів можуть бути розміщені в плюс ($+AT$), у мінус ($-AT$) або симетрично щодо номінального кута.

2.13.3 Система допусків і посадок конічних з'єднань

Стандартами встановлено два способи нормування допуску діаметра конуса.

За першим способом встановлюють допуск діаметра T_D , однаковий у будь-якому поперечному перетині конуса, який і визначає два граничні конуси, між якими повинні знаходитися всі точки поверхні дійсного конуса. Допуск T_D обмежує також відхилення кута конуса і відхилення форми конуса, якщо відхилення не обмежені меншими допусками.

За другим способом встановлюють допуск T_{D_s} лише в заданому перетині конуса. Цей допуск не обмежує відхилення кута і форми конуса. Допуск форми FT є сумою допусків круглості поперечного перетину конуса і прямолінійності його твірних.

ГОСТ 25307 – 82 встановлює посадки із зазором, з натягом і перехідні. За способом фіксації взаємного осьового розташування конусів, що з'єднуються, посадки розділяються на посадки з фіксацією шляхом поєднання конструктивних елементів конусів (базових площин); посадки з фіксацією по заданому осьовому зсуву конусів і посадки з фіксацією по заданій силі запресування (посадки з натягом). Перші два типи посадок потрібно призначати в системі отвору з полями допусків конусів однакового квалітету. Рухомі посадки застосовують у вузлах, де необхідно регулювати зазор між деталями (наприклад з'єднання конусної шийки шпинделя верстата з конусними вкладишами підшипника ковзання). До рухомих з'єднань

відносять також з'єднання, які забезпечують герметичність і роз'єднання одного простору від іншого як у спокої, так і при взаємному переміщенні спряжених деталей (наприклад арматурні крани).

Нерухомі конічні з'єднання можуть бути отримані шляхом застосування осьової сили, що створює відповідний натяг, необхідний при переданні крутного моменту (наприклад з'єднання конусів різального інструменту і шпинделя верстата). Під впливом осьової сили відбувається самоцентрування деталей. Конусні з'єднання забезпечують легше порівняно з циліндричними з'єднаннями розбирання, дозволяють регулювати натяг у процесі роботи. Для цього при збиранні конусних з'єднань залишають можливість при необхідності взаємно переміщувати конуси в осьовому напрямку і, таким чином, компенсувати знос у рухомих з'єднаннях або забезпечувати достатню величину затягування в нерухомих.

Для отримання різних посадок ГОСТ 25307 - 82 встановлює такі основні відхилення: $d, e, f, g, h, js, k, m, n, p, r, s, t, u, x, z$ для зовнішніх конусів та H, Js і N — для внутрішніх конусів. Ці основні відхилення у поєднанні з 4—12-м квалітетами утворюють поля допусків.

2.13.4 Система допусків інструментальних конусів

Для метричних конусів і конусів Морзе (ГОСТ 2848 — 75) встановлено п'ять ступенів точності: $AT_4, AT_5 \dots, AT_8$. Для кожного ступеня встановлені граничні відхилення кута конуса, граничні відхилення від прямолінійності твірної і від круглості. Відхилення кута від номінального розміру розташовують у плюс для зовнішніх і в мінус для внутрішніх конусів. Відхилення по ступенях точності AT_4 і AT_5 вказані лише для зовнішніх конусів. Для внутрішніх конусів ці ступені залишаються перспективними. За абсолютною величиною граничні відхилення кута конуса наближаються до вимог для конічних калібрів.

Крім того, встановлені допуски на довжину конусів, розміри лапок і вікон, залежний допуск симетричності вікна, на зсув торця внутрішнього конуса щодо площини діаметра великої основи. Приклад позначення конуса Морзе 3, ступені точності AT_8 : Морзе 3 AT_8 ГОСТ 2847-75.

Контрольні питання до розділу 2.13

1. За якими ступенями точності виготовляють кути?
2. Що таке базова площина?
3. Як позначаються поля допусків кутів?
4. Як формуються поля допусків діаметрів конусів?
5. Які основні відхилення та квалітети точності використовуються для зовнішніх та внутрішніх конусів?
6. Які ступені точності використовуються при виготовленні інструментальних конусів?

ЛІТЕРАТУРА

1. Основні положення: ДСТУ 1.0:2003. – [чинний від 2003-02-24]. – К.: Держпоживстандарт України, 2003. – 20 с. – (Національний стандарт України).
2. Стандартизація та сумісні види діяльності. Терміни та визначення основних понять: ДСТУ 1.1:2001. – [чинний від 2001-05-29]. – К.: Держпоживстандарт України, 2001. – 37 с. – (Державний стандарт України).
3. Правила розроблення національних нормативних документів: ДСТУ 1.2:2003. – [чинний від 2003-02-24]. – К.: Держпоживстандарт України, 2003. – 16 с. – (Національний стандарт України).
4. Правила побудови, викладення, оформлення, погодження, прийняття та позначення технічних умов: ДСТУ 1.3:2004. – [чинний від 2004-04-30]. – К.: Держпоживстандарт України, 2004. – 20 с. – (Національний стандарт України).
5. Правила побудови, викладення, оформлення та вимоги до змісту нормативних документів (ISO/IEC Directives, part 2.2001, NEQ): ДСТУ 1.5:2003. – [чинний від 2003-07-01]. – К.: Держпоживстандарт України, 2003. – 42 с. – (Національний стандарт України).
6. Правила і методи прийняття та застосування міжнародних і регіональних стандартів (ISO/IEC Guide 21: 1999, NEQ): ДСТУ 1.7:2001. – [чинний від 2001-07-01]. – К.: Держстандарт України, 2001. – ___ с. – (Національний стандарт України).
7. Правила надавання повідомлень торговим партнерам України: ДСТУ 1.13:2002. – [чинний від 2003-01-01]. – К.: Держстандарт України, 2002. – 36 с. – (Державний стандарт України).
8. Васильев А.С. Основы метрологии и технические измерения/Олександр Сергеевич Васильев. – М: Машиностроение, 1988. – 240 с.
9. Метрологія. Терміни та визначення. Основні положення: ДСТУ2681-94 – [чинний від 1998-01-01]. – К: Держстандарт України, 1994. – 68 с. – (Державний стандарт України).
10. Метрологія. Метрологічне забезпечення. Основні положення: ДСТУ2682-94. – [чинний від 1995-01-01]. – К: Держстандарт України, 1994. - ___ с. – (Державний стандарт України).

11. Тартаковский Д.Ф. Метрология, стандартизация и технические средства измерения: уч. [для студ. высш. уч. зав.]/Д.Ф. Тартаковский, А.С. Ястребов. – М: Высш. шк., 2001. – 205 с.

12. Метрологія та вимірювальна техніка/[Дорожовець М.М., Яцук В.О., Ванько В.М., Бойко Т.Г.]; підруч. за ред. Є.С. Поліщука. – Львів: “Бескид Біт”, 2003. – 544 с.

13. Управление качеством и сертификация . Учеб. пособие/В.А.Васильев, Ш.Н.Каландарашвили, В.А.Новиков и др. Под ред. В.А.Васильева. –М.:Интернет Инжиниринг, 2002.-416с.

14. Качество и сертификация промышленной продукции. /А.Г.Гребеников, А.К.Мялица, В.М.Рябченко и др. –Учеб.пособие. – Харьков:-Харьк.авиц.ин-т, 1998.-396с.

15. Управление качеством продукции. Основные понятия термины и определения ГОСТ 15467-79 /срок введения установлен с 01.07.1979/. - М.: Издательство стандартов, 1987. -34с.

16. Основні положення та словник термінів. (ISO 9000:2005, IDT): ДСТУ ISO 9000:2007 [чинний від 2008-01-01]. –К: Держспоживстандарт України. 2007, -32с. (Національний стандарт України)

17. Выбор номенклатуры показателей качества промышленной продукции. Основные положения ГОСТ 22851-77 /срок введения установлен с 01.01.1978/.- М.: Издательство стандартов, 1977.

18. Гисин В.И. Управление качеством продукции./ Гисин В.И. – Ростов на Дону: Фенікс, 2000. -256с.

19. Бурдаков В.Д. Квалиметрия транспортных средств./ Бурдаков В.Д. – М.: Изд-во стандартов. 1990.-160с.

20. Випробування і контроль якості продукції. Терміни та визначення. ДСТУ 3021-95 [чинний від 1996-01-01]. - К.: Держспоживстандарт, 1995.- 75с. (Національний стандарт України)

21. Статистичний контроль. Вибірковий контроль за альтернативною ознакою. Частина 0. Вступ до системи вибіркового контролю за альтернативною ознакою (ISO 2859-0:1995, IDT) : ДСТУ ISO 2859-0-2001 [Чинний від 01.07.2003]. - К.: Держспоживстандарт , 2001. -70с. (Національний стандарт України)

22. Статистичний контроль. Вибірковий контроль за альтернативною ознакою. Частина 1. Плани вибіркового контролю, визначення приймального рівня якості для послідовного контролю партій (ISO 2859-1:1999, IDT) : ДСТУ ISO 2859-1-2001 [Чинний від

01.07.2003]. - К.: Держспоживстандарт , 2001.-91с. (Національний стандарт України)

23. Статистичний контроль. Вибірковий контроль за альтернативною ознакою. Частина 2. Плани вибіркового контролю, визначення граничної якості для перевірки ізольованих партій (ISO 2859-2:1985, IDT) : ДСТУ ISO 2859-2-2001 [Чинний від 01.07.2003]. - К.: Держспоживстандарт , 2001.-30с. (Національний стандарт України)

24. Статистичний контроль. Вибірковий контроль за альтернативною ознакою. Частина 3. Вибіркові процедури з пропусками (ISO 2859-3:1991, IDT) : ДСТУ ISO 2859-3-2001 [Чинний від 01.07.2003]. - К.: Держспоживстандарт,2001, -22с. (Національний стандарт України)

25. Статичний контроль. Вибірковий контроль за альтернативною ознакою. Частина 4. Методи оцінювання заявлених рівнів якості (ISO 2859-4:2002, IDT) : ДСТУ ISO 2859-4:2004 [Чинний від 01.01.2006] . - К.: Держспоживстандарт, 2005, -18с. (Національний стандарт України)

26. Статистичний контроль. Вибірковий контроль за кількісною ознакою. Методика та карти контролю за кількісною ознакою відсоткової невідповідності (ISO 3951:1989, IDT) : ДСТУ ISO 3951-2001 [чинний від 2002-01-01]. –К.: Держспоживстандарт, 2001.-118с. (Національний стандарт України)

27. Статистические методы повышения качества. /под ред. Х. Кумэ. –М.: Финансы и статистика, 1990.- 304с.

28. Статистичний контроль. Контрольні карти Шухарта (ISO 8258:1991, IDT) : ДСТУ ISO 8258:2001 [Чинний від 01.07.2003]. - К.: Держспоживстандарт, 2001. -38с. (Національний стандарт України)