

УДК 681.322

**РОЗРАХУНКИ РОЗМІРНИХ ЛАНЦЮГІВ**

*Прой денко Є.Є., Безрідний С.О., Соборов В.В., студенти групи МЗ/3, Алтухов О.М., Телещак А.В., Хрипливий В.Ю., студент групи МЗ/2*

*Наукові керівники: Іванов Г.О., к.т.н., доцент;*

*Бабенко Д.В., к.т.н., професор*

*Приведено теоретичні положення розрахунку розмірних ланцюгів і приклади їх розрахунку.*

Похибки і зміна розмірів складових ланок призводять до зміни розмірів замикаючої ланки, що впливає на працездатність машин і обладнання. Тому, щоб забезпечити нормальну роботу механізмів під час ремонту машин і обладнання, насамперед, необхідно відновлювати точність розмірних ланцюгів. Теорія розмірних ланцюгів в СРСР була розроблена Б.С. Балакшиним, А.А. Бородачевим і П.Ф. Дудасвим [1]. Основні терміни і визначення розмірних ланцюгів встановлені ГОСТ 16319-80 [2].

Розмірним ланцюгом називають сукупність розмірів, що створюють замкнутий контур і безпосередньо беруть участь у вирішенні поставленого завдання (рис. 1). Розміри, що створюють розмірний ланцюг, називають ланками розмірних ланцюгів.

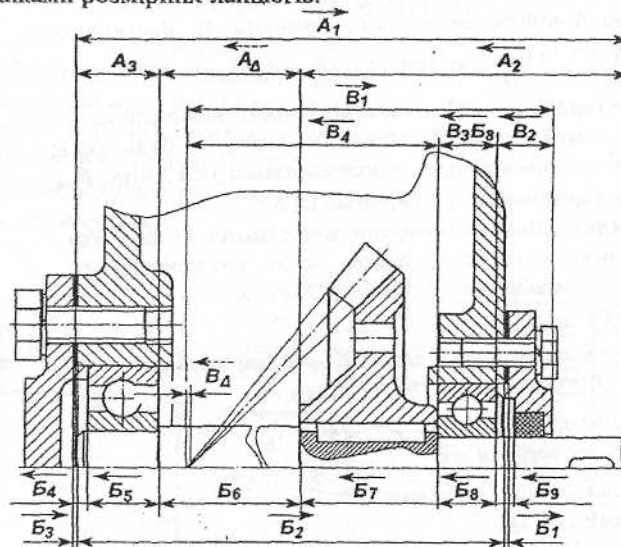


Рис. 1. Ескіз складальної одиниці та схеми розмірних ланцюгів.

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

Номинальний розмір замикаючої ланки:

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

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

Рівняння граничних розмірів замикаючої ланки має вигляд:

$$A_{\Delta max} = \sum_{i=1}^n A_{i\delta max} - \sum_{i=1}^p A_{i\gamma min}; \quad (2)$$

$$A_{\Delta min} = \sum_{i=1}^n A_{i\delta min} - \sum_{i=1}^p A_{i\gamma max}. \quad (3)$$

Рівняння граничних відхилень розміру замикаючої ланки має вигляд:

$$\Delta_s A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_s A_{i\delta} - \sum_{i=1}^p \Delta_n A_{i\gamma}; \quad (4)$$

$$\Delta_n A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_n A_{i\delta} - \sum_{i=1}^p \Delta_s A_{i\gamma}. \quad (5)$$

Тут  $\Delta_s A_{\Delta}, \Delta_n A_{\Delta}$  – відповідно верхнє та нижнє граничні відхилення замикаючої ланки;  $\Delta_s A_{i\delta}, \Delta_n A_{i\delta}$  – відповідно верхнє та нижнє граничні відхилення збільшувальної ланки;  $\Delta_s A_{i\gamma}, \Delta_n A_{i\gamma}$  – відповідно верхнє та нижнє граничні відхилення зменшувальної ланки.

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

Допуск замикаючої ланки дорівнює:

$$TA_{\Delta} = TA_1 + TA_2 + \dots + TA_{m-1}, \quad (6)$$

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

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

*Розрахунок розмірного ланцюга методом регулювання.* За цього методу необхідна точність замикаючої ланки досягається введенням в ланцюг компенсуючої ланки  $K$  чи регулюючого пристрою для того, щоб зміною розміру  $K$  (без знімання шару металу) або його положення одержати замикаючий розмір, що перебуватиме у встановлених межах.

Співвідношення між допусками замикаючої ланки, складових і можливим зменшенням розміру компенсуючої ланки має вигляд:

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{n+p} TA_i - V_K. \quad (7)$$

Необхідна компенсація:

$$V_k = \Delta_k K - \Delta_n K. \quad (8)$$

Компенсуюча ланка може входити до ланцюга як збільшувальний чи зменшувальний розмір. Якщо  $K$  є збільшувальним, то за найбільших значень збільшувальних ланок слід поставити компенсатор найменшої величини. Якщо  $K$  є зменшувальним, то за найбільших значень зменшувальних ланок слід поставити компенсатор найбільшої величини.

Виходячи з цього, формули для визначення номінальних і граничних розмірів  $K$  мають вигляд.

для  $K$  збільшувальної ланки:

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n A_{i\delta} - \sum_{i=1}^p A_{i\mu} + K; \quad (9)$$

$$A_{\Delta \max} = \sum_{i=1}^n A_{i\delta \max} - \sum_{i=1}^p A_{i\mu \min} + K_{\min}; \quad (10)$$

$$A_{\Delta \min} = \sum_{i=1}^n A_{i\delta \min} - \sum_{i=1}^p A_{i\mu \max} + K_{\max}. \quad (11)$$

для  $K$  зменшувальної ланки:

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n A_{i\delta} - \sum_{i=1}^p A_{i\mu} - K; \quad (12)$$

$$A_{\Delta \max} = \sum_{i=1}^n A_{i\delta \max} - \sum_{i=1}^p A_{i\mu \min} - K_{\max}; \quad (13)$$

$$A_{\Delta \min} = \sum_{i=1}^n A_{i\delta \min} - \sum_{i=1}^p A_{i\mu \max} - K_{\min}. \quad (14)$$

Формула для визначення відхилень  $K$  така:

для  $K$  збільшувальної ланки –

$$\Delta_k A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_k A_{i\delta} - \sum_{i=1}^p \Delta_n A_{i\mu} + \Delta_k K; \quad (15)$$

$$\Delta_n A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_n A_{i\delta} - \sum_{i=1}^p \Delta_k A_{i\mu} + \Delta_n K. \quad (16)$$

для  $K$  зменшувальної ланки –

$$\Delta_k A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_k A_{i\delta} - \sum_{i=1}^p \Delta_n A_{i\mu} - \Delta_k K; \quad (17)$$

$$\Delta_n A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_n A_{i\delta} - \sum_{i=1}^p \Delta_k A_{i\mu} - \Delta_n K. \quad (18)$$

Кількість прокладок розраховують за формулою з округленням до цілого числа:

$$n = (V_k / TA_{\Delta}) = 1 \quad (19)$$

Товщина змінних прокладок дорівнює (з округленням у бік зменшення):  $S = V_k / n$  (20)

У складальній одиниці (рис. 1): ланцюг *A* – детальний розмірний ланцюг, замикальна ланка  $A_\Delta = 70JS14(\pm 0,340)$ ; ланцюг *B* – складальний розмірний ланцюг; зазор між правою кришкою і внутрішнім кільцем підшипника кочення має бути  $S = 0,5 - 0,8$  мм. Тоді номінальний розмір зазору дорівнює  $S = 0_{+0,5}^{+0,8}$  мм; ланцюг *B* – складальний розмірний ланцюг, розбіжність діляльних конусів шестірні і колеса кінцевої передачі нормується величиною граничного осьового зміщення зубчастого вінця (ГОСТ 1758–86)  $f_{AM} = \pm 0,048$  мм ( $R = 70$  мм,  $\delta_2 = 52^\circ$ ,  $m = 3,5$  мм, ступінь точності 9–9–8 ГОСТ 1758–86).

Розрахунок починаємо з розмірного ланцюга *B*, допуск замикальної ланки якого найменший. Дано, мм:

$$B_1 = 85, \quad B_2 = 18, \quad B_3 = 15_{-0,150}, \quad B_4 = 62, \quad B_\Delta = f_{AM}.$$

**Розв'язання.** Номінальний розмір замикальної ланки дорівнює:

$$B_\Delta = B_1 - (B_2 + B_3 + B_4) = 85 - (18 + 15 + 62) = 0.$$

Таким чином  $B_\Delta = \pm 0,048$  мм.

Допуск замикальної ланки  $T_{B_\Delta} = 0,048 - (-0,048) = 0,096$  мм.

Визначаємо середню точність розмірного ланцюга за формулою (2.163) [3]:  $\alpha_m = 0,096 - 0,150 / \sum_{i=1}^4 i$ . Отже, за допуску  $T_{B_\Delta} = 0,096$  мм, визначити

цей розмірний ланцюг методом повної взаємозамінності неможливо. В ланцюг потрібно ввести компенсатор. Оскільки вводити в будь-який механізм зайві деталі небажано, призначаємо в ролі компенсатора ланку  $B_2$ , у позначенні якого в зв'язку з цим індекс 2 заміняємо на *K*.

Прийнявши для розмірів ланок економічно допустимий 11 квалітет, визначимо за ним для всіх складових ланок, крім компенсуючої, стандартні допуски в "тіло" деталей (табл. Г.10) [3]. Одержимо:

$$B_1 = 85H11^{(+0,22)}, \quad B_4 = 62h11_{(-0,19)}$$

Тоді виробничий допуск замикальної ланки  $T'_\Delta$  розширюється:

$$T'_\Delta = T_{B_1} + T_{B_3} + T_{B_4} = 0,22 + 0,15 + 0,19 = 0,56 \text{ мм.}$$

Найбільша розрахункова компенсація:

$$V_K = T'_\Delta - T_\Delta = 0,560 - 0,096 = 0,464 \text{ мм.}$$

Відхилення замикальної ланки, одержане без участі компенсуючої ланки, знайдемо за формулами (4 і 5):

$$\Delta_n B_\Delta = +0,22 - (-0,15 - 0,19) = +0,560 \text{ мм (потрібно } +0,048 \text{ мм).}$$

$$\Delta_m B_\Delta = 0 - 0 = 0 \text{ мм (потрібно } -0,048 \text{ мм).}$$

За розрахунковими (із штрихом) і заданими відхиленнями замикальної ланки знаходимо відхилення компенсуючої ланки  $B_2 = B_K$  – зменшувальна ланка) за формулою (2.162) [3]:

$$\Delta'_K = \Delta'_B - \Delta'_B = +0,530 - (+0,048) = +0,482 \text{ мм.}$$

$$\Delta''_K = \Delta''_B - \Delta''_B = 0 - (-0,048) = +0,048 \text{ мм.}$$

Розмір компенсатора для пригонки визначається його номінальною величиною ( $18+0,482=18,482$  мм), оскільки в іншому разі він не дасть пригонки. Для підготовки компенсатора на нього слід встановити допустимий допуск так, щоб його найменший граничний розмір не був менше  $18,482$  мм. Тоді  $B_x = 18,482_{-0,11}$  чи  $B_x = 18,482_{+0,592}$  мм.

Розмірний ланцюг  $B$  (див. рис. 1). Номінальні розміри ланок:  $B_2 = 140$ ,  $B_4 = 5$ ,  $B_6 = 70$ ,  $B_7 = 35$ ,  $B_8 = 5$ . Ланки  $B_5$  і  $B_1$  ширини підшипників, граничні відхилення яких за ГОСТ 520 89 становлять  $\Delta_5 = 0$ ;  $\Delta_1 = -120$  мкм. Тоді  $B_5 = 15_{-0,12}$ ,  $B_1 = 15_{-0,12}$ . Замикальна ланка  $B_3 = S = 0_{+0,5}^{+0,8}$  мм.

**Розв'язання.** Допуск замикальної ланки  $T_{B_3} = 0,8 - 0,5 - 0,1$  мм. Число одиниць допуску [формула (2.163)] [3]:  $k = 300 - \frac{150+150}{\sum i} = 0$ .

Так як розрахувати розмірний ланцюг  $B$  методом взаємозамінності неможливо, то використовуємо метод регулювання.

Сумарна величина ланок  $B_1$  і  $B_3$  є компенсатором. У даному ланцюгу ланка  $K$  – збільшувальна ланка, так само як і  $B_2$ , решта ланок – зменшувальні.

Знаходимо номінальну величину  $K$  за формулою (9):

$$1 = 140 - (5 + 15 + 70 + 35 + 15 + 5) + K; \text{ тоді } K = 145 - 140 + 1 = 5 \text{ мм.}$$

Розподіляємо номінальний розмір  $K$  так, щоб  $B_1 = 3$  мм і  $B_3 = 2$  мм.

Приймаємо, що виготовлення деталей, які входять до ланцюга регулювання редуктора, проводиться за 11-м квалітетом. Визначивши величини допусків за табл. Г.10 [3], поставимо граничні відхилення в тіло деталей тобто по ходу обробки сполучених поверхонь.

Дані для розрахунку розміщуємо в табл. 1 і підрахуємо величини допусків, необхідні для розрахунків.

Таблиця 1

Результати розрахунку методом регулювання

Розміри	Номінальний розмір, мм	Ланка в ланцюгу	Відхилення, мкм		Допуск, мкм
			$\Delta_e$	$\Delta_n$	
$B_1$	3	$K$	Розраховується		
$B_2$	140	Збільшув.	0	-250	250
$B_3$	3	$K$	Розраховується		
$B_4$	5	Зменшув.	+75	0	75
$B_5$	15	Те ж	0	-120	120
$B_6$	70	"	0	-190	190
$B_7$	35	"	0	-160	160
$B_8$	15	"	0	-120	120

$V_{\text{н}}$	5	—	+75	0	75
$V_{\text{д}}$	1	Замикаюча	+800	+500	300

$V_{\text{н}} = 300 \text{ мкм}; \sum_{i=1}^{n+p} TB_i = 990 \text{ мкм}; \sum_{i=1}^n \Delta_n B_{\text{нвд}} = 0; \sum_{i=1}^n \Delta_n B_{\text{нвд}} = -250 \text{ мкм};$

$\sum_{i=1}^p \Delta_n B_{\text{нвд}} = +150 \text{ мкм}; \sum_{i=1}^p \Delta_n B_{\text{нвд}} = -590 \text{ мкм}.$

Граничні відхилення компенсатора (для К-збільшувального)

визначаємо за формулами (17 і 18):  $+800 = 0 - (-590) + \Delta_n K$ ;  $\Delta_n K = +210 \text{ мкм};$

$+500 = -250 - (+150) + \Delta_n K$ ;  $\Delta_n K = 900 \text{ мкм}.$

Перевіряємо величину  $V_n$ :  $V_n = \Delta_n K - \Delta_n K = 900 - 210 = 690 \text{ мкм}.$

За формулою (2.159):  $300 = 990 - 690$ ; отже

$K_{\text{max}} = 6,900 \text{ мм}, K_{\text{min}} = 6,210 \text{ мм}.$

Приймаємо, що  $B_{1\text{min}} = 3 \text{ мм} = S_1$ ;  $B_{2\text{min}} = 3 \text{ мм} = S_2.$

Кількість змінних прокладок визначаємо за формулою (19):

$n = (V_n / TA_n) + 1 = 690 / 300 + 1 = 3,3.$  Приймаємо три прокладки  $n = 3.$

Товщину прокладок визначаємо за формулою (20):

$S = V_n / n = 690 / 3 = 230 \text{ мкм}.$

Приймаємо товщину прокладки  $S = 0,30 \text{ мм}.$

Перевіряємо розрахунок компенсатора за формулою  $S_{\text{посл}} + n \cdot S \geq K_{\text{max}}$ :

$S_1 + S_2 + n \cdot S = 3 + 3 + 3 \cdot 0,3 = 6,90 \text{ мм},$  тобто  $6,90 = 6,90 \text{ мм}.$

### Література

1. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Расчет допусков размеров. – М.: Машиностроение, 1981. – 189 с., ил.
2. ГОСТ 16319-80. Цепи размерные. Основные положения. Термины, обозначения и определения. Издание официальное. М.: Издательство стандартов, 1980. -19 с., ил. Группа Г02.
3. Практикум з дисципліни “Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання: [навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл.] / Г. О. Іванов, П. С. Шибанін, Д. В. Бабенко та ін. — К.: Видавництво „Аграрна освіта”, 2008. — 648 с. (За редакцією Г.О. Іванова і В.С. Шибаніна).

## РОЗРАХУНОК І ВИБІР ПЕРЕХІДНИХ ПОСАДОК

Прой денко Є.Є., Безвідний С.О., студенти групи МЗ/3,  
Алтухов О.М., Телещак А.В., Хрипливий В.Ю., студент групи  
МЗ/2

Наукові керівники: Іванов Г.О., к.т.н., доцент;

Бабенко Д.В., к.т.н., професор.

Приведено теоретичні положення розрахунку і вибору перехідних посадок.

Перехідні посадки призначені для нерухомих, але роз'ємних з'єднань і для більш точного центрування деталей. Вони забезпечують як зазори, так і натяги, але значення зазорів чи натягів відносно малі. Нерухомість з'єднання в перехідних посадках досягається додатковим кріпленням (шпонками, штифтами, гвинтами тощо). Вибір перехідних посадок здійснюється за розрахунком або за рекомендаціями стандарту (за аналогією).

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

$$S_{max} = F_r / K, \quad (1)$$

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

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

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

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

Середнє значення зазору (натягу):

$$S_{сер} (N_{сер}) = e_{сер} + 0,1(TD + Td) - E_{сер}. \quad (2)$$

Ймовірне розсіювання (індекс  $p$  в позначення зазору-натягу):

$$t_{z,p} = (1 / K_z) \sqrt{TD^2 + Td^2}. \quad (3)$$



У формулах (2) і (3)  $E_{сер}$  і  $e_{сер}$  – середні відхилення розмірів отвору і вала;  $K_z$  – коефіцієнт відносного розсіювання зазору-натягу; як правило  $K_z = 1$ , тоді

$$t_{zp} = \sqrt{TD^2 + Td^2}. \quad (4)$$

Найбільші і найменші ймовірні зазори і натяги:

$$\text{у посадках із зазором } S_{pmax} = S_{сер} + 0,5t_{zp}; S_{pmin} = S_{сер} - 0,5t_{zp}, \quad (5)$$

$$\text{у перехідних посадках } S_{pmax} = S_{сер} + 0,5t_{zp}; N_{pmin} = N_{сер} - 0,5t_{zp}; \quad (6)$$

$$\text{у посадках з натягом } N_{pmax} = N_{сер} + 0,5t_{zp}; N_{pmin} = N_{сер} - 0,5t_{zp}. \quad (7)$$

Нижче подано приклади розрахунку зазорів і натягів для деяких посадок у системі отвору.

**Посадки з зазором.** На рис. 1 наведена схема розташування полів допусків розмірів отвору і вала (а), а також граничне розсіювання зазору (б):

$$t_z = S_{max} - S_{min}, \quad (8)$$

де  $S_{max}$  і  $S_{min}$  – найбільший і найменший граничні зазори;  $t_z$  – імовірне розсіювання зазорів, що визначаються за формулою (4);  $S_{pmax}$  і  $S_{pmin}$  – найбільший і найменший ймовірні зазори.

**Перехідні посадки.** Схема розташування полів допусків розмірів отвору і вала, а також графіки розсіювання зазорів і натягів наведено на рис. 2.

**Посадки з натягом.** Схема розташування полів допусків отвору і вала, а також графіки розсіювання цих розмірів і натягів наведено на рис. 3.

**Імовірність появи зазорів і натягів у заданому інтервалі розмірів.** Іноді потрібно знати, яка частка із всієї партії сполучень має в заданому інтервалі зазор або натяг. Для цього використовують таблиці функції Лап-ласа (табл. В. 1 [1]).

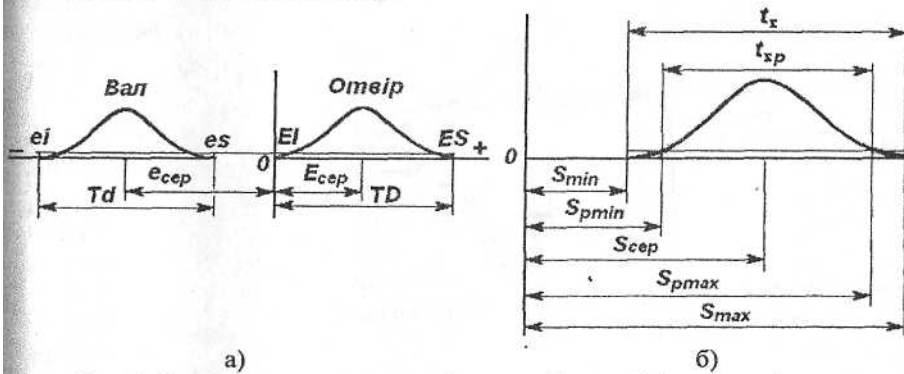


Рис. 1. Схема розташування полів допусків розмірів отвору і вала у посадці з зазором.



Інтервали значень  $x$   $b - a = 6\sigma_x$  охоплює 0,9973 площі кривої (рис. 4).  
 У табл. В.1 [1] наведено значення  $z$  і відповідні їм значення функції  $\Phi(z)$ .  
 Значення функції  $\Phi(z)$  уявляють собою ймовірності знаходження випадкової величини  $x$  в заданому інтервалі. Це одночасно є й частка сполучень, що знаходяться в заданому інтервалі.

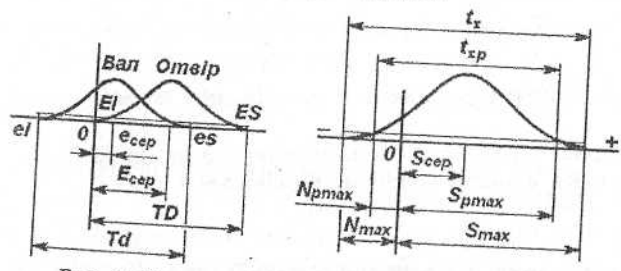


Рис. 2. Схема розташування полів допусків розмірів отвору і вала у перехідній посадці.

Імовірність знаходження величини  $x$  в інтервалі від  $x_i$  до  $x_{i+1}$  визначають за формулою:  $P(x) = \Phi(z_{i+1}) - \Phi(z_i)$ . (9)

Наприклад, потрібно визначити імовірність знаходження величини  $z$  в інтервалі від  $z_1 = 1,10$  до  $z_2 = 1,34$  (рис. 5). Тоді за табл. В. 1 [1]  $\Phi(z_1) = 0,3643$ ,  $\Phi(z_2) = 0,4099$  і  $P(x) = 0,4099 - 0,3643 = 0,0456$ .

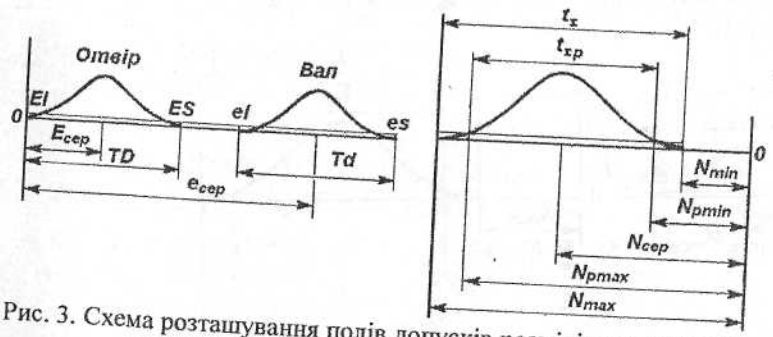


Рис. 3. Схема розташування полів допусків розмірів отвору і вала у посадці з натягом

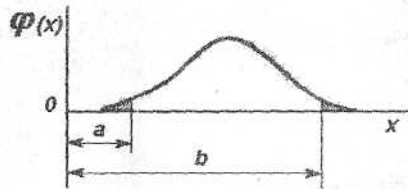


Рис. 4.

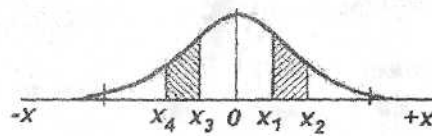


Рис. 5.

Тому, що функція симетрична, при від'ємних значеннях  $z$  розрахунок ведуть за модулем. Наприклад, за  $z_1 = -0,7$  і  $z_2 = -1,5$  (рис. 5) імовірність знаходження величини  $z$  в заданому інтервалі  $P(x) = 0,4332 - 0,2580 = 0,1752$ .

Щоб користуватися таблицею функції Лапласа, слід значення  $x_i$  і  $x_{i+1}$ , що мають розмір, перевести в безрозмірні  $z_i$  і  $z_{i+1}$ . Для цього визначають середні квадратичні відхили:

$$\text{для посадок із зазором } \sigma_x = (S_{p\max} - S_{p\min}) / 6; \quad (10)$$

$$\text{для посадок перехідних } \sigma_x = (S_{p\max} - N_{p\min}) / 6; \quad (11)$$

$$\text{для посадок із натягом } \sigma_x = (N_{p\max} - N_{p\min}) / 6. \quad (12)$$

Потім задані інтервали  $x_i$  і  $x_{i+1}$  замінюють величинами

$$z_i = [S_i - S_{сер}(N_{сер})] / \sigma_x; \quad z_{i+1} = [S_{i+1} - S_{сер}(N_{сер})] / \sigma_x. \quad (13)$$

Тут  $S_{сер}(N_{сер})$  – середнє значення зазору-натягу для обраної посадки за формулою (2.126) [1] або  $S_{сер}(N_{сер}) = 0,5[S_{p\max}(N_{p\max}) + S_{p\min}(N_{p\min})]$ . (14)

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

#### Приклади розв'язання задач

**Приклад 1.** На кресленнику задана посадку  $\varnothing 63H8/e8$ . Визначити найбільші та найменші граничні та ймовірні зазори.

За табл. Г.14 і Г.17 [1] для заданих розміру і посадки (мкм):

$$ES = +46, EI = 0, E_{сер} = +23, TD = 46; \quad es = -60, ei = -106, e_{сер} = -83,$$

$$Td = 46.$$

Найменший і найбільший граничні зазори за формулами:

$$S_{\min} = EI - es = 0 - (-60) = 60 \text{ мкм}; \quad S_{\max} = ES - ei = +46 - (-106) = 152 \text{ мкм}.$$

Граничне розсіювання зазору за формулою (8):

$$t_z = 152 - 60 = 92 \text{ мкм}.$$

Середнє значення зазору по формулі (2):

$$S_{сер} = 23 - (-83) - 0,1(46 + 46) = 96,8 \text{ мкм}$$

Імовірне розсіювання зазору за формулою (3):

$$t_{z,p} = \sqrt{46^2 + 46^2} = 65,05 \text{ мкм}.$$

Найбільші і найменші ймовірні зазори по формулі (2.129):

$$S_{p\max} = 96,8 + 0,5 \cdot 65,05 = 129,33 \text{ мкм}; \quad S_{p\min} = 96,8 - 0,5 \cdot 65,05 = 64,27 \text{ мкм}.$$

**Приклад 2.** На кресленнику задано посадку  $\varnothing 60H7/k6$ . Визначити найбільші і найменші граничні та ймовірні зазори і натяги в з'єднанні.

За табл. Г. 13 і Г. 15 [10] для заданих розміру і посадки (мкм):

$$ES = +30, EI = 0, E_{\text{ср}} = +15, TD = 30; es = +21, ei = +2, e_{\text{ср}} = +11,5, Td = 19.$$

$$\text{Найбільший граничний зазор: } S_{\text{max}} = ES - ei = +30 + (-2) = 28 \text{ мкм.}$$

$$\text{Найбільший граничний натяг: } N_{\text{max}} = es - EI = 21 - 0 = 21 \text{ мкм.}$$

Граничне розсіювання зазору-натягу за формулою (8):

$$t_{\Sigma} = S_{\text{max}} - S_{\text{min}} = 28 - (-21) = 49 \text{ мкм.}$$

Середнє значення зазору-натягу за формулою (2):

$$S_{\text{ср}}(N_{\text{ср}}) = 15 - 11,5 - 0,1(30 + 19) = -1,4 \text{ мкм.}$$

Імовірне розсіювання зазору-натягу за формулою (3):

$$t_{\Sigma p} = \sqrt{30^2 + 19^2} = 35,5 \text{ мкм.}$$

Найбільші ймовірні зазори і натяги за формулою (5) і (7):

$$S_{p \text{ max}} = -1,4 + 0,5 \cdot 35,5 = 16,35 \text{ мкм; } N_{p \text{ max}} = 1,4 + 0,5 \cdot 35,5 = 19,15 \text{ мкм.}$$

**Приклад 3.** На кресленнику задано посадку  $\varnothing 60H7/s6$ . Визначити найбільші і найменші граничні та ймовірні натяги в з'єднанні.

За табл. Г.13 і Г.15 [10] для заданих розміру і посадки (мкм):

$$ES = +30, EI = 0, E_{\text{ср}} = +15, TD = 30; es = +72, ei = +53, e_{\text{ср}} = +62,5, Td = 19.$$

Найменший і найбільший граничні натяги за формулами:

$$N_{\text{min}} = ei - ES = 53 - 30 = 23 \text{ мкм; } N_{\text{max}} = es - EI = +72 - 0 = 72 \text{ мкм.}$$

Граничне розсіювання натягу за формулою (8):

$$t_{\Sigma} = N_{\text{max}} - N_{\text{min}} = 72 - 23 = 49 \text{ мкм.}$$

Середнє значення та ймовірне розсіювання натягу за формулами (2) і

(3):

$$N_{\text{ср}} = 62,5 + 0,1(30 + 19) - 15 = 52,4 \text{ мкм; } t_{\Sigma p} = \sqrt{30^2 + 19^2} = 35,5 \text{ мкм.}$$

Найбільші і найменші ймовірні натяги за формулою (7):

$$N_{p \text{ max}} = 52,4 + 0,5 \cdot 35,5 = 70,15 \text{ мкм; } N_{p \text{ min}} = 52,4 - 0,5 \cdot 35,5 = 34,65 \text{ мкм.}$$

**Приклад 4.** Для посадки  $\varnothing 71H7/e8$  (мкм):

$$ES = +30, EI = 0, E_{\text{ср}} = +15, TD = 30; es = -60, ei = -106, e_{\text{ср}} = -83, Td = 46.$$

$$S_{\text{ср}} = 15 - (-83) - 0,1(30 + 46) = 90,4 \text{ мкм. } t_{\Sigma p} = \sqrt{46^2 + 46^2} = 54,92 \text{ мкм.}$$

$$S_{p \text{ max}} = 90,4 + 0,5 \cdot 54,92 = 117,86 \text{ мкм; } S_{p \text{ min}} = 90,4 - 0,5 \cdot 54,92 = 62,94 \text{ мкм.}$$

За формулою (10):  $\sigma_z = (117,86 - 62,94) / 6 = 9,15 \text{ мкм.}$

Визначити імовірність появи з'єднань із зазором, наприклад, в інтервалі від  $x_1 = 95 \text{ мкм}$  до  $x_2 = 110 \text{ мкм}$  (рис. 6).

Тоді за формулою (2.137)

$$z_1 = (95 - 90,4) / 9,15 = 0,5; \quad z_2 = (110 - 90,4) / 9,15 = 2,14.$$

За даними табл. В.1 [2]:  $\Phi(z_1) = 0,1915$ ,  $\Phi(z_2) = 0,4838$  і ймовірність

$$P(S) = 0,4838 - 0,1915 = 0,2923.$$

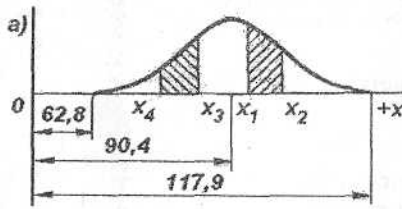


Рис. 6.

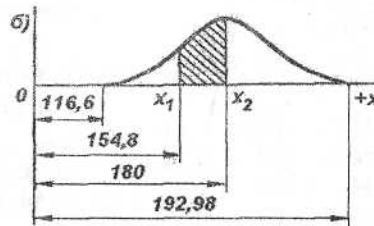


Рис. 7.

Імовірність появи з'єднань із зазором в інтервалі від  $x_3 = 85$  мкм до  $x_4 = 172$  мкм (рис. 7) визначиться таким чином:

$$z_3 = (85 - 90,4) / 9,15 = -0,5; \quad z_4 = (172 - 90,4) / 9,15 = 8,81$$

$$\text{Тоді отримуємо: } P(S) = 0,4778 - 0,2224 = 0,2554$$

**Приклад 5.** У посадці  $\varnothing 110H8/u8$  (мкм):

$$ES = +54, EI = 0, E_{\text{ср}} = 27; TD = 27; es = +198, ei = +144, e_{\text{ср}} = +171, Td = 54$$

$$N_{\text{ср}} = 171 + 0,1(54 + 34) - 15 = 154,8 \text{ мкм}$$

$$t_{\text{ср}} = \sqrt{54^2 + 54^2} = 76,38 \text{ мкм}$$

$$N_{\text{рmax}} = 154,8 + 0,5 \cdot 76,38 = 192,98 \text{ мкм}; \quad N_{\text{рmin}} = 154,8 - 0,5 \cdot 76,38 = 116,62 \text{ мкм}$$

За формулою (12):

$$\sigma_x = (196,8 - 116,62) / 6 = 12,73 \text{ мкм}$$

Потрібно визначити ймовірність появи з'єднань з натягом, наприклад, в інтервалі від  $x_1 = 154,8$  мкм до  $x_2 = 180$  мкм (рис. 7). Тоді  $x_1 = (154,8 - 154,80) / 12,73 = 0$ ;  $x_2 = (180 - 154,8) / 12,73 = 1,98$ .

$$\text{Отримуємо } P(N) = 0,4761 - 0 = 0,4761$$

У перехідних посадках найчастіше потрібно визначити ймовірність появи з'єднань зазором і ймовірність появи з'єднань з натягом. Тут можуть бути два граничних випадки. Перший, коли в перехідній посадці  $|S_{\text{рmax}}| > |N_{\text{рmax}}|$  (рис. 2.211, а), і другий, коли  $|S_{\text{рmax}}| < |N_{\text{рmax}}|$  (рис. 2.211, б).

У першому випадку визначають ймовірність появи з'єднань із натягом  $P(N)$  (заштрихована область на рис. 8, а). Ймовірність появи з'єднань із зазором у цьому випадку  $P(S) = 1 - P(N)$ .

У другому випадку визначають ймовірність появи з'єднань із зазором  $P(S)$  (заштрихована область на рис. 8, б). Ймовірність появи з'єднань із натягом  $P(N) = 1 - P(S)$ .

Так, наприклад, посадка  $H7/js6$  відноситься до першого, а посадка  $H7/k6$  до другого випадків.

**Приклад 6.** У посадці  $\varnothing 45H7/js6$  (мкм):

$$ES = +25, EI = 0, E_{\text{ср}} = +12,5, TD = 25; es = +8, ei = -8, e_{\text{ср}} = 0, Td = 16$$

$$S_{\text{ср}} = 12,5 - 0 - 0,1(25 + 16) = 8,4 \text{ мкм}; \quad t_{\text{ср}} = \sqrt{25^2 + 16^2} = 29,68 \text{ мкм}$$

$$S_{\text{рmax}} = 8,4 + 0,5 \cdot 29,68 = 23,24 \text{ мкм}; \quad N_{\text{рmax}} = 0,5 \cdot 29,68 - 8,4 = 6,44 \text{ мкм}$$

$$\sigma_s = (23,24 + 6,44) / 6 = 4,95.$$

Значення  $x_1$  і  $x_2$ , що відсікають область з'єднань з натягом:

$$x_1 = 0 \quad i \quad x_2 = -6,44 \text{ мкм.} \quad \text{Тоді}$$

$$z_1 = (0 - 8,4) / 4,95 = -1,7; \quad z_2 = (-6,44 - 8,4) / 4,95 = -3.$$

Використавши табл. В.1 [1], знаходимо, що ймовірність з'єднань із натягом  $P(N) = 0,4986 - 0,4554 = 0,0432$ , а ймовірність ж появи з'єднань із зазором  $P(S) = 1 - 0,0432 = 0,9568$ .

**Приклад 7.** Для посадки  $\varnothing 45H7/k6$  (мкм):  $ES = 25$ ,

$$EI = 0, E_{сер} = 12,5, TD = 25; N_{сер} = 12,5 - 10 - 0,1(25 + 16) = -1,6 \text{ мкм.}$$

$$t_{сер} = \sqrt{25^2 + 16^2} = 29,68 \text{ мкм.}$$

$$S_{рmax} = -1,6 + 0,5 \cdot 29,68 = 13,24 \text{ мкм.}$$

$$N_{рmax} = 1,6 + 0,5 \cdot 29,68 = 16,44 \text{ мкм.}$$

$$\sigma_s = 29,68 / 6 = 4,95$$

Значення  $x_1$  і  $x_2$ , що обмежують область з'єднань з зазором:  $x_1 = 0$ ,

$$x_2 = 13,24 \text{ мкм.} \quad \text{Тоді}$$

$$z_1 = [(0 - (-1,6)) / 4,95 = 0,32;$$

$$z_2 = [13,24 - (-1,6)] / 4,95 = 3.$$

За даними табл. В.1 [1] знаходимо ймовірність появи з'єднань із зазором

$$P(S) = 0,4986 - 0,1255 = 0,3731.$$

Ймовірність появи з'єднань із натягом  $P(N) = 1 - 0,3731 = 0,6269$ .

**Приклад 8.** У посадці

$\varnothing 45H7/m6$ :

$$S_{рmax} = 6,24 \text{ мкм,} \quad N_{рmax} = 23,44 \text{ мкм,}$$

$$\sigma_s = 4,95 \text{ мкм.} \quad N_{сер} = -8,6 \text{ мкм,}$$

Потрібно визначити ймовірність появи з'єднань із натягом, наприклад, в інтервалі від

$$x_1 = -5 \text{ мкм до } x_2 = 4,95 \text{ мкм (рис. 2.211, в).} \quad \text{Тоді}$$

$$z_1 = [-5 - (-8,4)] / 4,95 = 0,72;$$

$$z_2 = [-15 - (-8,6)] / 4,95 = -1,29; \quad z_3 = [-8,6 - (-8,6)] / 4,95 = 0.$$

Ймовірності появи сполучень в інтервалах:

$$x_3 \dots x_1 \quad P(N) = 0,2642 - 0 = 0,2642;$$

$$x_3 \dots x_2 \quad P(N) = 0,4015 - 0 = 0,4015;$$

$$x_1 \dots x_2 \quad P(N) = 0,2642 + 0,4015 = 0,6657.$$

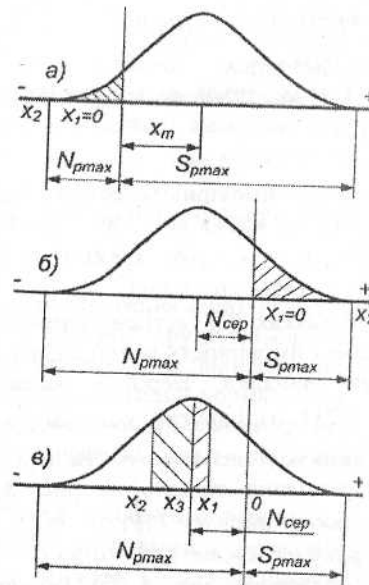


Рис. 8. До прикладу 8.

### Література

1. Практикум з дисципліни “Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання: [навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл.] / Г. О. Іванов, В. С. Шебанін, Д. В. Бабенко та ін. — К.: Видавництво „Аграрна освіта”, 2008. — 648 с. (За редакцією Г.О. Іванова і В.С. Шебаніна).