

РОЗРАХУНКИ РОЗМІРНИХ ЛАНЦЮГІВ МЕТОДАМИ МАКСИМУМА-МІНІМУМА ТА ЙМОВІРНИМ

Г.О. Іванов, кандидат технічних наук, доцент
Миколаївський національний аграрний університет

Наведено основні теоретичні положення розмірних ланцюгів. Розглянуто приклади розрахунку розмірних ланцюгів складаної одиниці проміжного валика передавального механізму редуктора методами максимум-мінімуму та ймовірним і технологічного розмірного ланцюга вала методом максимум-мінімуму.

Ключові слова: розмірний ланцюг, ланки збільшувальні, допуск, зменшувальні, замикальні, відхили, максимум-мінімум, ймовірний.

Постановка проблеми. 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.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Теорія розмірних ланцюгів в СРСР була розроблена Б.С. Балакшиним, А.А. Бородачевим і П.Ф. Дудаєвим [1]. Основні терміни і визначення розмірних ланцюгів встановлено РД 50-635-87 [2]. Деякі приклади розрахунку розмірних ланцюгів наведено в роботі [3].

Метою дослідження є порівняння результатів розрахунку розмірних ланцюгів методами максимум-мінімуму і ймовірним та надання рекомендацій щодо їх застосування, що має важливе значення при аналізі точності різних конструкцій складальних одиниць.

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.

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

Номінальний розмір замикальної ланки:

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n A_{i3\check{\sigma}} - \sum_{i=1}^p A_{i3M}, \quad (1)$$

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

Рівняння граничних розмірів замикальної ланки має вигляд:

$$A_{\Delta \max} = \sum_{i=1}^n A_{i3\check{\sigma} \max} - \sum_{i=1}^p A_{i3M \min}, \quad (2)$$

$$A_{\Delta \min} = \sum_{i=1}^n A_{i3\check{\sigma} \min} - \sum_{i=1}^p A_{i3M \max}. \quad (3)$$

Рівняння граничних відхилів розміру замикальної ланки має вигляд:

$$\Delta_{\epsilon} A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_{\epsilon} A_{i3\check{\sigma}} - \sum_{i=1}^p \Delta_{\eta} A_{i3M}, \quad (4)$$

$$\Delta_{\eta} A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_{\eta} A_{i3\check{\sigma}} - \sum_{i=1}^p \Delta_{\epsilon} A_{i3M}. \quad (5)$$

Тут $\Delta_{\epsilon} A_{\Delta}$, $\Delta_{\eta} A_{\Delta}$ – відповідно верхній та нижній граничні відхили замикальної ланки; $\Delta_{\epsilon} A_{i3\check{\sigma}}$, $\Delta_{\eta} A_{i3\check{\sigma}}$ – відповідно верхній та нижній граничні відхили збільшувальної ланки; $\Delta_{\epsilon} A_{i3M}$, $\Delta_{\eta} A_{i3M}$ – відповідно верхній та нижній граничні відхили зменшувальної ланки.

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

Допуск замикальної ланки дорівнює:

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

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

За розрахунками розмірних ланцюгів визначають число одиниць допуску за формулами:

при застосуванні метода максимуму-мінімуму

$$k = TA_{\Delta} / \sum_{i=1}^{n+p} i; \quad (7)$$

із застосуванням положень теорії імовірності

$$k = (TA_{\Delta} - \sum_{i=1}^{n+p} TA_i) / \sqrt{\sum_{i=1}^{n+p} i^2}. \quad (8)$$

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

$$\Delta_0 A_i = (\Delta_6 A_i + \Delta_n A_i) / 2, \quad (9)$$

де $\Delta_6 A_i$ і $\Delta_n A_i$ підставляються зі своїми знаками.

Тоді граничні відхили i -ї ланки:

$$\Delta_6 A_i = \Delta_0 A_i + TA_i / 2; \quad \Delta_n A_i = \Delta_0 A_i - TA_i / 2. \quad (10)$$

Аналогічні формули для замикальної ланки:

$$\Delta_6 A_{\Delta} = \Delta_0 A_{\Delta} + TA_{\Delta} / 2; \quad \Delta_n A_{\Delta} = \Delta_0 A_{\Delta} - TA_{\Delta} / 2. \quad (11)$$

Співвідношення між середніми відхилами замикальної та складальними ланками таке:

$$\Delta_0 A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \Delta_0 A_{i33} - \sum_{i=1}^p \Delta_0 A_{i33}. \quad (12)$$

Дано розміри і допуски складанної одиниці проміжного валика передавального механізму (рис. 1, а). Визначити номінальне значення, допуск і граничні відхили, а також граничні розміри замикальної ланки. Розрахунок провести методом повної взаємозамінності.

Ланки $A_1 = 55h8_{-0,046}$, $A_2 = A_5 = 2,2h8_{-0,014}$ є зменшувальними; ланки $A_3 = 20H9^{+0,052}$ і $A_4 = 40H9^{+0,062}$ – збільшувальними (на ланки A_3 і A_4 призначено допуски із більш грубого квалітету з обліком підвищеної складності обробки корпусних деталей). Допуски ланок виписуємо із табл. Г.10 [3], мкм: $TA_1 = 46$; $TA_2 = TA_5 = 14$; $TA_3 = 52$; $TA_4 = 62$. Креслимо розмірний ланцюг (рис. 1, б).

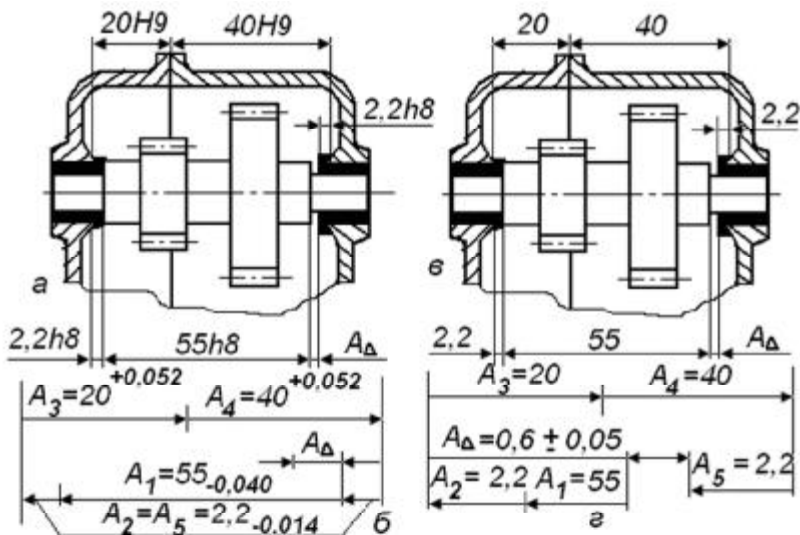


Рис.1. Ескізи (а, б) і розмірні ланцюги (б, з) складанної одиниці проміжного валика передавального механізму

Номинальне значення замикальної ланки обчислюємо за формулою (1): $A_{\Delta} = 0,6$ мм.

Допуск замикальної ланки визначаємо за формулою (6): $TA_{\Delta} = 188$ мм.

Граничні відхили замикальної ланки обчислюємо за формулами (4 і 5): $\Delta_6 A_{\Delta} = 188$ мкм; $\Delta_n A_{\Delta} = 0$.

Граничні розміри замикальної ланки визначаємо за формулами (2 і 3): $A_{\Delta_{\max}} = 0,788$ мм; $A_{\Delta_{\min}} = 0,600$ мм.

Задано номінальні розміри і замикальний розмір $A_{\Delta} = 0,6 \pm 0,5$ мм (відхили намічені, виходячи із умов роботи механізму) складанної одиниці проміжного валика передавального механізму (рис. 1, з). Визначити допуски і граничні відхили розмірів.

Оскільки розмірний ланцюг складається із порівняно невеликої кількості ланцюгів, що мають різну величину, то розрахунок проводимо методом максимум-мінімум з допусками одного квалітету. Складаємо схему розмірного ланцюга

(рис. 1, б), з якої бачимо, що ланки A_3 і A_4 є збільшувальними, ланки A_1 , A_2 і A_3 – зменшувальними.

Знаходимо допуск замикальної ланки $TA_{\Delta} = 0,05 - (-0,05) = 0,100$ мм (відповідає *IT12*). Із табл. 2.58 [3] виписуємо значення одиниць допусків складових ланок, мкм:

$$A_1 = 55 \text{ мм}, i_1 = 1,86 \text{ мкм}; A_2 = A_5 = 2,2 \text{ мм}, i_2 = i_5 = 0,55 \text{ мкм}; \\ A_3 = 20 \text{ мм}, i_3 = 1,31 \text{ мкм}; A_4 = 40 \text{ мм}, i_4 = 1,56 \text{ мкм}.$$

Число одиниць допуску знаходимо за формулою (2): $k = 7,2$ од. допуску, що відповідає 7-му квалітету ($k = 16$).

На складові ланки назначаємо допуски за *IT7*, мкм (табл. Г.10 [3]):

$$TA_1 = 30; TA_2 = TA_5 = 10; TA_3 = 21; TA_4 = 25.$$

За таких допусків не забезпечується рівність суми складових ланок допуску замикальної ланки [див. формулу (6)]:

$$\sum_{i=1}^5 TA_i = 0,096 < TA_{\Delta} = 0,100 \text{ мм}.$$

Тому зробимо одну ланку, наприклад A_2 , коригуючою, допуск якої обчислимо за формулою:

$$TA_2 = TA_{\Delta} - \sum_{i=1}^{m-2} TA_i = 14 \text{ мкм}, \text{ що відповідає } IT8.$$

Знаходимо граничні відхили складових ланок (табл. Г.10 [3]). Намічаємо поля допусків *h7* на розміри A_1 і A_5 , *h8* на розмір A_2 , *JS7* – на розміри корпусу A_3 і A_4 . Тоді складальні розміри з граничними відхилами будуть такими:

$$A_1 = 55_{-0,030}; A_2 = 2,2_{-0,014}; A_3 = 20 \pm 0,0105; A_4 = 40 \pm 0,0125; \\ A_5 = 2,2_{-0,010}.$$

Граничні відхили замикальної ланки визначаємо за формулами (4 і 5):

$$\Delta_6 A_{\Delta} = +0,077 \text{ мм}; \Delta_n A_{\Delta} = -0,023 \text{ мм}.$$

Оскільки $TA_{\Delta} = 0,100$ мм, розрахунок проведено правильно. Проте поле допуску замикальної ланки розміщено не симетрично, як було за умовою задачі. За необхідності дотримання поставленої умови доведеться призначити на всі складальні розміри поля допусків *JS*.

Недоліком зробленого розрахунку може бути висока точність складальних ланок. Допуски цих ланок можна збільшувати за рахунок збільшення допуску замикальної ланки (це не завжди можливо або бажано) чи шляхом обчислення допусків за ймовірним методом.

Визначити допуск замикальної ланки для розмірного ланцюга (рис. 1, в) ймовірним методом.

Визначення допусків і граничних відхилів складових ланок, а також номінального значення замикальної ланки A_{Δ} викладено у прикладі 1. Схему розмірного ланцюга дано на рис. 1, б.

Допуск замикальної ланки знаходимо за формулою (6):

$$TA_{\Delta} = 97 \text{ мкм} \approx 100 \text{ мкм}, \text{ що відповідає IT12.}$$

За формулою (8) визначаємо середні відхили складових ланок, мкм:

$$\Delta_0 A_1 = -23; \Delta_0 A_2 = \Delta_0 A_5 = -7; \Delta_0 A_3 = +26; \Delta_0 A_4 = +31.$$

Середній відхил замикальної ланки знаходимо за формулою (13): $\Delta_0 A_{\Delta} = +94$ мкм.

Граничні відхили замикальної ланки визначаємо за формулою (12), мкм:

$$\Delta_6 A_{\Delta} = +144; \Delta_n A_{\Delta} = +44. \text{ Тоді } A_{\Delta} = 0,6_{+0,044}^{+0,144}.$$

Застосування ймовірного методу для розрахунку розмірного ланцюга дало можливість підвищити точність замикальної ланки за рахунок зменшення допуску практично у 2 рази.

Визначити допуски і граничні відхили розмірів складанної одиниці (рис. 1, в) ймовірним методом. Замикальний розмір $A_{\Delta} = 0,6$ мм; $TA_{\Delta} = 100$ мкм.

Розв'язання. Складаємо схему розмірного ланцюга (рис. 1, г), з якої бачимо, що ланки A_3 і A_4 є збільшувальними, а ланки A_1 , A_2 і A_5 – зменшувальними. Розрахунок проводимо способом допусків одного квалітету.

Значення одиниць допуску складових ланок беремо з прикладу 2.

Підраховуємо число одиниць допуску для даного розмірного ланцюга за формулою (8): $k = 35,2$. Значення k є між восьмим

і дев'ятим квалітетами: $k = 25$ (IT8); $k = 40$ (IT9). Допуски на всі ланки призначимо попередньо за ближчим більшим значенням k , мкм: $TA_1 = 74$; $TA_2 = TA_5 = 25$; $TA_3 = 52$; $TA_4 = 62$.

За ймовірним методом розрахунку зв'язок між допуском замикальної ланки і допусками складових ланок виражають

формулою: $TA_{\Delta} = \sqrt{\sum_{i=1}^{n+p} TA_i^2}$. За цією формулою коректують до-

пуски складових ланок, коли вони призначені за квалітетом, за яким k не дорівнює розрахунковому. Подамо вищенаведену формулу у такому вигляді: $TA_{\Delta}^2 = TA_1^2 + TA_2^2 + TA_3^2 + TA_4^2 + TA_5^2$.

Ланку A_1 прийнемо корегувальною, тоді її допуск, мкм:

$$TA_1 = \sqrt{TA_{\Delta}^2 - (TA_2^2 + TA_3^2 + TA_4^2 + TA_5^2)} \approx 48,$$

що приблизно дорівнює IT8 ($TA_1 = 46$) мкм.

Знайдемо середні і граничні відхили замикальної ланки. Для збільшувальних ланок намічаємо поля допусків $H9$ ($ES = +TD$, $EI = 0$); для зменшувальних A_2 і $A_5 - h9$ для $A_1 - h8$ ($es = 0$, $ei = -Td$).

Визначаємо середні відхили складових ланок, мкм, формула (9):

$$\Delta_0 A_1 = -23; \Delta_0 A_2 = \Delta_0 A_5 = -12,5; \Delta_0 A_3 = +26; \Delta_0 A_4 = +31.$$

Середній відхил замикальної ланки: $\Delta_0 A_{\Delta} = +105$ мкм.

Граничні відхили замикальної ланки, мкм, формула (11):

$$\Delta_{\epsilon} A_{\Delta} = +155; \Delta_{\eta} A_{\Delta} = +55. \text{ Тоді } A_{\Delta} = 0,6_{+0,055}^{+0,155}.$$

Застосування ймовірного методу розрахунку за однаковим допуском замикальної ланки дозволило використовувати допуски дев'ятого квалітету на обробку складових ланок замість сьомого (див. приклад 2).

Для замикальної ланки за умовою задачі було потрібно призначити симетричне поле допуску, наприклад, $A_{\Delta} = 0,6 \pm 0,05$ мм. Щоб витримати цю умову, потрібно на складові ланки призначити поля допусків $JS9$ – для збільшувальних, $js9$ – для зменшувальних і $js8$ – для залежної ланки A_1 .

Для токарної обробки вала (рис. 2, а) встановлено розмір $\varnothing 80,5_{-0,12}$. Для остаточної обробки вала шліфуванням задано розмір $\varnothing 80,5_{-0,074}$. Визначити глибину фрезування по-здовжнього паза, коли паз фрезується до шліфування, а його остаточна задана глибина рівна $8^{+0,15}$.

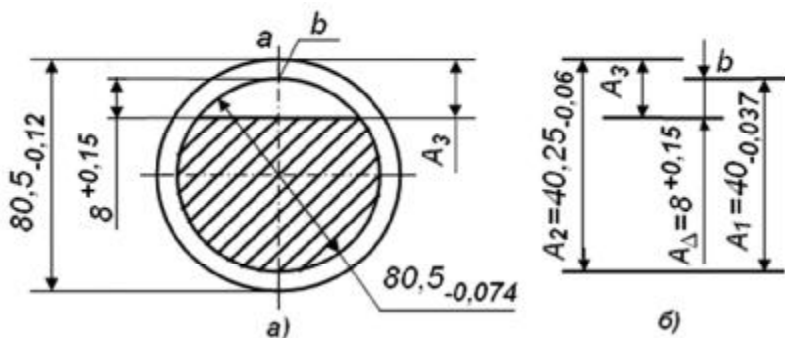


Рис.2. Ескіз вала (а) і розмірний ланцюг (б)

Складаємо розмірний ланцюг за такими міркуваннями: вал повністю обробляється в центрах і відхили форми можна не враховувати; тому, що паз фрезується до шліфування, то заданий розмір глибини паза стає остаточним, цій розмір фактично є замикальною ланкою розмірного ланцюга, що складається; в задачі замінюється вимірвальна база (у остаточну обробленого вала глибину паза вимірюють від точки *b*) (рис. 2, а), а в задачі такою базою є точка *a*. У розмірний ланцюг необхідно ввести додаткову ланку A_3 , що є шуканою величиною.

Розмірний ланцюг (рис. 2, б) починаємо будувати від точки *b*. Складові ланки відкладаємо у напрямку стрілок. Збільшувальними ланками є ланки $A_1 = 80_{-0,074} / 2 = 40_{-0,037}$ і $A_2 = 80,5_{-0,12} / 2 = 40,25_{-0,06}$; зменшувальна ланка A_3 ; замикальна ланка $A_\Delta = 8^{+0,15}$.

Номинальний розмір ланки A_3 знаходимо за формулою (1):

$$A_3 = A_\Delta - A_1 + A_2 = 8,25 \text{ мм.}$$

Граничні розміри ланки A_3 визначаємо із формул (2 і 3):

$$A_{3max} = A_{\Delta max} - A_{1max} + A_{2min} = 8,340 \text{ мм};$$

$$A_{3min} = A_{\Delta min} - A_{1min} + A_{2max} = 8,287 \text{ мм}.$$

Граничні відхили розміру A_3 зручно обчислювати за формулами (4 і 5):

$$\Delta_6 A_3 = A_{3max} - A_3 = +0,090 \text{ мм}; \Delta_n A_3 = A_{3min} - A_3 = +0,037 \text{ мм}.$$

$$\text{Допуск ланки } A_3: TA_3 = \Delta_6 A_3 - \Delta_n A_3 = 0,053 \text{ мм};$$

$$TA_3 = A_{3max} - A_{3min} = 8,340 - 8,287 = 0,053 \text{ мм}.$$

$$\text{Остаточо } A_3 = 8,25^{+0,090}_{+0,037} \text{ або } A_3 = 8,25^{+0,340}_{+0,287}.$$

Висновок. Застосування ймовірного методу розрахунку розмірного ланцюга складаної одиниці проміжного валика передавального механізму (рис. 1) дає можливість використати допуски складових ланок на два квалітети грубіше, що має важливе значення для досягнення заданої точності обробки деталей різних конструкцій складальних одиниць.

Список використаних джерел:

1. Дунаев П. Ф. Расчет допусков размеров / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. — М. : Машиностроение, 1981. — 189 с., ил.
2. Цепи размерные. Основные положения. Методы расчета линейных и угловых цепей. РД 50-635-87. — [Введен с 1987-06-01]. — К. : Издательство стандартов, 1987. — 24 с.
3. Практикум з дисципліни «Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання» : навчальний посібник для вищих навчальних закладів освіти / Г. О. Іванов, В. С. Шибанін, Д. В. Бабенко та ін. : за ред. Г. О. Іванова і В. С. Шибаніна. — К. : Аграрна освіта, 2008. — 648 с.: ил.

Г.А. Іванов. Расчет размерных цепей методами максимума-минимума и вероятностным.

Приведены основные теоретические положения размерных цепей. Рассмотрены примеры расчета размерных цепей сборочной единицы промежуточного вала передающего механизма редуктора методами максимума-минимума и вероятностным, технологической размерной цепи вала – методом максимума-минимума.

G. Ivanov. Calculating of the dimensional chains by the high-low and probabilistic methods.

The basic theoretical principles of dimensional chains are given. The examples of calculating of the dimensional chains of subassembly intermediate shaft gear with transmitting mechanism by the high-low and probabilistic methods are considered. The calculating of the technological dimensional chain by the high-low method is made.