

УДК. 531.386.535

В.І. Задорожний, аспір.  
 І.С. Задорожний, к.т.н., проф.  
 Ю.І. Задорожний, інж.  
 Черкаська академія менеджменту

## ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НЕЗБАЛАНСОВАНІСТІ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ ПРОСТАБІЛІЗАТОРА ОПТИЧНОГО ПРИЛАДУ НА ЙОГО ВІБРОСТІЙКІСТЬ

*Розглядається вплив елементів конструкції на амплітуду похибки стабілізації. Виведені формули для оцінки амплітуди похибки і показана залежність похибки від маси важеля натягу стрічки та відстані від осі повороту важеля до осі установки пружини натягу.*

Гіроскопічні стабілізатори (ГС) використовуються в приладобудуванні для стабілізації поля зору в оптичних електронних приладах (ОЕП) (біноклях, оптичних трубах із великою кратністю, телескопах, оптичних координаторах та ін.). Вимогами ОЕП є висока кутова точність (похибка не більше 20 кут.сек.), плавність переміщення поля зору (не більше 20 кут.сек./с) в широкому спектрі зовнішніх коливань та лінійних прискорень у діапазоні від 1 до 400 Гц [1]. Забезпечення таких характеристик є складною теоретичною і практичною проблемою. Досягнення високої точності за рахунок підвищення добротності та введення корегуючих підсилювачів дає позитивні результати в діапазоні низьких частотних коливань. Поява похибок на високих частотах потребує додаткових досліджень. У даній статті розглядаються питання впливу окремих елементів конструкції на точність гіростабілізатора, зокрема незбалансованості конструкції механізму натягання передачі кутового переміщення головного дзеркала (ГД) від гіростабілізатора.

Кінематична схема гіростабілізатора ОЕП зображена на рис. 1. За схемою гіростабілізатор забезпечує стабілізацію поля зору через головне дзеркало за допомогою введених металевих стрічок  $L_1$ ,  $L_2$ , розміщених на шківів Ш<sub>ГС</sub> та Ш<sub>ГД</sub>. Основним елементом конструкції, який вносить незбалансованість, є важіль R, що забезпечує натяг стрічок. Передбачається, що при дії прискорення W, спрямованого уздовж осі повороту зовнішньої рами ГС, на важіль R буде діяти сила, прикладена в центрі ваги (ЦВ) F. Це створює такий момент навколо осі  $O_2$  на плечі  $Y_4$ , що він зможе призвести до стиснення пружини П, тобто до ослаблення або натягання стрічок  $L_1$  та  $L_2$ , що, у свою чергу, примусить дзеркало робити додаткові коливання по тангажу навколо своєї осі обертання O.

Дослідимо обертальні рухи важеля R навколо осі  $O_2$ . Для цього скористаємося теоремою про зміну кінетичного моменту руху важеля:

$$\frac{d\bar{K}_0}{dt} = \bar{L}_0, \quad (1)$$

де  $\bar{K}_0$  – вектор кінетичного моменту важеля відносно осі  $O_2$ ;

$\bar{L}_0$  – вектор головного моменту зовнішніх сил, що діють на важіль.

Рівняння руху важеля складемо в системі координат, яка зв'язана із зовнішньою рамою ГС, і запишемо в проекціях на вісь, що проходить через  $O_2$  перпендикулярно площині, у якій повертається важіль:

$$\frac{d\bar{K}_0}{dt} = \frac{d(I_0 \beta_2')}{dt} = I_0 \beta_2'', \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \bar{L}_0 = & Y_4 F_0 \cos(\omega t + \varphi) - C_1(\Delta_1 + \beta_2 Y_1) Y_1 + \\ & + C_2(\Delta_2 - \beta_2 Y_2) Y_2 + C_2 Y_2(\Delta_3 - \beta_2 Y_2) + M_0 \text{sign}(\beta_2'), \end{aligned} \quad (3)$$

де  $F_0 \cos(\omega t + \varphi)$  – гармонійна сила, що діє на важіль R при дії прискорення W на ГС з частотою  $\omega$  паралельно осі  $Y_n$ ;

$\varphi$  – зміщення фази коливань при дії сили  $F_0$  на важіль R;

- $C_1, C_2$  – жорсткість пружини і стрічок відповідно;
- $\Delta l_1, \Delta l_2, \Delta l_3$  – початкові деформації пружини і стрічок відповідно;
- $M_0$  – момент сухого тертя відносно осі  $O_2$  (При  $\beta_2' > 0, M_0 > 0$ , а при  $\beta_2' < 0, M_0 < 0$ );
- $Y_1$  – відстань між віссю кутового повороту важіль  $R$  та центром установки пружини  $\Pi$ ;
- $Y_2$  – відстань від центра осі важеля до стрічок натягу  $L_1$  та  $L_2$ ;
- $\beta_2$  – кут повороту важеля  $R$  навколо осі  $O_2$ .

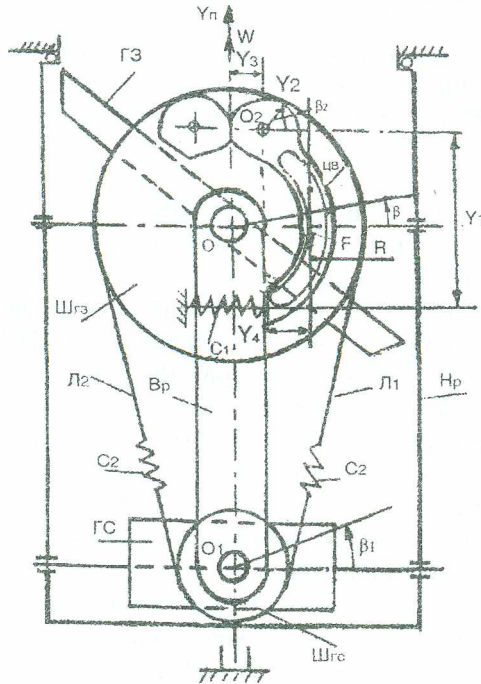


Рис. 1. Кінематична схема механізму натягання металевої стрічки

Опором, пропорційним швидкості руху стрічки, нехтуємо через його незначущість. До початку дії вібрацій мала місце рівність:

$$C_1 \Delta l_1 Y_1 = C_2 \Delta l_2 Y_2 + C_2 \Delta l_3 Y_3, \tag{4}$$

де  $Y_3$  – відстань від осі повороту важеля до осі внутрішньої рами ГС (осі головного дзеркала).

Рівняння (2) з урахуванням (3) та (4) набуде вигляду:

$$I_0 \beta_2'' + [C_1 Y_1^2 + C_2 (Y_2^2 + Y_1^2)] \beta_2 + M_0 \text{sign } \beta_2' = Y_4 F_0 \cos(\omega t + \varphi) \tag{5}$$

Для розв'язання цього рівняння введемо позначення:

$$C_1 Y_1^2 + C_2 (Y_2^2 + Y_1^2) = C_0. \tag{6}$$

Нехтуючи зазором у зубчастій передачі важеля натягу  $R$ ,  $\Delta l_2 = \Delta l_3$ , вираз (6) буде мати такий вигляд:

$$C_1 Y_1^2 + 2C_2 Y_2^2 = C_0. \tag{7}$$

Відомо, що відношення

$p^2 = \frac{C_0}{I_0}$  – квадрат частоти власних коливань. Прийемо заміни:

$$a = \frac{M_0}{C_0}, \quad A_0 = \frac{F_0 Y_4}{C_0}, \quad A_0 p^2 = \frac{F_0 Y_4 C_0}{C_0 I_0},$$

тоді для  $0 \leq t \leq \pi / \omega$ , де  $\beta_2' \leq 0$ , рівняння (5) буде:

$$\beta_2'' + p^2 \beta_2 - ap^2 = A_0 p^2 \cos(\omega t + \varphi). \tag{8}$$

Розв'язавши рівняння (8) на кожному півперіоді й підсумовавши всі розв'язки, можна одержати рівняння руху важеля. Нас у даному випадку цікавить не сам коливальний рух, а лише його амплітудне значення. Для його визначення розв'яжемо останнє рівняння.

Загальний розв'язок будемо шукати у вигляді:

$$\beta_2 = C_1 \cos pt + C_2 \sin pt + a + \frac{A_0 \cos(\omega t + \varphi)}{1 - \frac{\omega^2}{p^2}}, \tag{9}$$

де  $C_1$  і  $C_2$  – константи, визначені з початкових умов.

Початкові умови такі:

$$\begin{aligned} \text{при } t = 0, \quad \beta_2 &= A, & \beta_2' &= 0, \\ \text{при } t = \frac{\pi}{\omega}, \quad \beta_2 &= -A, & \beta_2' &= 0. \end{aligned} \tag{10}$$

Підставляючи значення (10) у (8), одержимо систему рівнянь, з якої можна визначити  $A$ , тобто амплітуду коливань важеля, яка нас цікавить. Вона буде:

$$A = \frac{\sqrt{A_0^2 - a^2 \left[ \frac{p}{\omega} \operatorname{tg} \frac{\pi p}{2\omega} (1 - \frac{\omega^2}{p^2}) \right]^2}}{1 - \frac{\omega^2}{p^2}}. \tag{11}$$

Скориставшись позначеннями до формули (8), формулу (11) перетворимо до такого вигляду:

$$A = \frac{\sqrt{F_0^2 Y_4^2 - M_0^2 \left[ \left( \frac{p}{\omega} - \frac{\omega}{p} \right) \operatorname{tg} \frac{\pi p}{2\omega} \right]^2}}{[C_1 Y_1^2 + C_2 (Y_2^2 + Y_3^2)] (1 - \frac{\omega^2}{p^2})}. \tag{12}$$

Якщо маса важеля  $m$ , амплітуда вібрацій  $x_0$  (при цьому амплітуда прискорення дорівнює  $x_0 \omega^2$ ), то

$$F_0 = m x_0 \omega^2. \tag{13}$$

Тоді в остаточному вигляді формулу для визначення амплітуди кутових коливань важеля запишемо так:

$$A = \frac{\sqrt{m^2 x_0^2 \omega^4 Y_4^2 - M_0^2 \left[ \left( \frac{p}{\omega} - \frac{\omega}{p} \right) \operatorname{tg} \frac{\pi p}{2\omega} \right]^2}}{[C_1 Y_1^2 + C_2 (Y_2^2 + Y_3^2)] (1 - \frac{\omega^2}{p^2})}. \tag{14}$$

Металеву стрічку можна подати як пружний елемент, що має нескінченно велику жорсткість в одному напрямку і нульову – в іншому. У випадку, який нас цікавить, ослаблення стрічки (якщо пружина стискується, тобто  $C_2 = 0$ ) буде:

$$A = \frac{\sqrt{m^2 x_0^2 \omega^4 Y_4^2 - M_0^2 \left[ \left( \frac{p}{\omega} - \frac{\omega}{p} \right) \operatorname{tg} \frac{\pi p}{2\omega} \right]^2}}{C_1 Y_1^2 (1 - \frac{\omega^2}{p^2})}. \tag{15}$$

У районі резонансу при  $\omega \rightarrow p$ , маємо:

$$\lim_{\omega \rightarrow p} \left( \frac{p}{\omega} - \frac{\omega}{p} \right) \operatorname{tg} \frac{\pi p}{2\omega} = \lim_{\omega \rightarrow p} \frac{-2\omega \sin \frac{\pi p}{2\omega} + (p^2 - \omega^2) \left( -\frac{\pi p}{2\omega^2} \right) \cos \frac{\pi p}{2\omega}}{p \cos \frac{\pi p}{2\omega} + \frac{\pi p}{2\omega^2} \sin \frac{\pi p}{2\omega} \omega p} = -\frac{4}{\pi}. \tag{16}$$

Отже, у районі резонансу формула (15) набуде вигляду:

$$A = \frac{\sqrt{m^2 x_0^2 \omega^4 Y_4^2 - M_0^2 \frac{4^2}{\pi^2}}}{C_1 Y_1^2 (1 - \frac{\omega^2}{p^2})}. \tag{17}$$

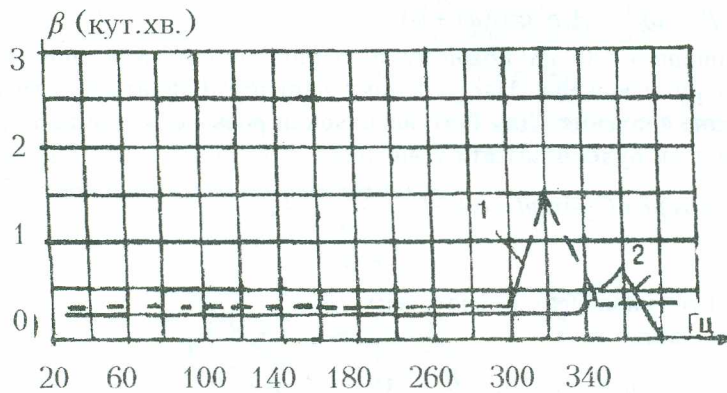


Рис. 2. Дослідження зміни коливань ГЗ залежно від величини незбалансованості важеля натягу металевої стрічки

Коливання важеля можуть виникнути тільки за умови

$$\frac{1}{4} m x_0 \omega^2 Y_4 \pi \geq M_0. \tag{18}$$

Амплітуда коливань головного дзеркала розрахована на основі формули (15), зображена на рис. 2, (характеристика 1), яка на резонансній частоті 280 Гц досягає 1 кут. хв., що виходить за допустимі вимоги. За формулою (17) амплітуда похибки залежить від маси важеля та відстані від його осі повороту до лінії закріплення пружини натягу стрічок. Для зменшення абсолютної величини похибки було запропоновано замінити матеріал важеля, що зменшило амплітуду в 1,4 раза, але одночасно змістило резонансну частоту до 320 Гц (рис. 2, характеристика 2).

**ЛІТЕРАТУРА:**

1. Пельпор Д. С., Матвеев В.А., Арсеньев В. Д. Динамически настраиваемые гироскопы. Теория и конструирование. – М.: Машиностроение, 1988. – 263 с.

ЗАДОРОВНИЙ Валерій Іванович – аспірант кафедри загальнотехнічної підготовки Черкаської академії менеджменту.

Наукові інтереси:

- проектування та конструювання елементів;
- системи керування оптичних електронних комплексів.

ЗАДОРОВНИЙ Іван Степанович – кандидат технічних наук, професор кафедри менеджменту організацій Черкаської академії менеджменту.

Наукові інтереси:

- проектування та конструювання елементів;
- системи керування оптичних електронних комплексів.

ЗАДОРОВНИЙ Юрій Іванович – здобувач кафедри загальнотехнічної підготовки Черкаської академії менеджменту.

Наукові інтереси:

- проектування та конструювання елементів;
- системи керування оптичних електронних комплексів.

Подано 17.10.2003