

УДК 624.072.3

*Виконано синтез параметрів елементів і пристроїв систем стабілізації при впливі кутових збурень носія; отримано математичні рівняння поведінки головного дзеркала гіростабілізатора і показано, що на певних частотах кутових збурень носія виникає додаткова похибка стабілізації, зменшення якої до необхідної величини можливо шляхом вибору жорсткості стрічкових передач, жорсткості пружин натягу й сили натягу*

*Ключові слова: система стабілізації, головне дзеркало, синтез*

*Выполнен синтез параметров элементов и устройств систем стабилизации при влиянии угловых возмущений носителя; получены математические уравнения поведения главного зеркала гиросtabilizatora и показано, что на определенных частотах угловых возмущений носителя образуется дополнительная ошибка стабилизации, уменьшение которой до необходимой величины возможно путем выбора жесткости ленточных передач, жесткости пружин натяжения и силы натяжения*

*Ключевые слова: система стабилизации, главное зеркало, синтез*

*The synthesis of parameters of elements and devices of the systems of stabilizing at influence of angular indignations of transmitter is executed; mathematical equalizations of conduct of main mirror of girostabilizatora are got and it is rotined that the additional error of stabilizing, diminishing of which to the necessary size possibly by the choice of inflexibility of band transmissions, inflexibility of springs of pull and force of pull, appears on certain frequencies of angular indignations of transmitter.*

*Keywords: stabilizing system, main mirror, synthesis*

# СИНТЕЗ ПАРАМЕТРІВ ЕЛЕМЕНТІВ І ПРИСТРОЇВ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ НАВІГАЦІЙНОГО КОМПЛЕКСУ ПРИ КУТОВИХ ЗБУРЕННЯХ НОСІЯ

**О.М. Безвесільна**

Доктор технічних наук, професор\*  
Контактний тел.: 8 (044) 236-09-26

**Ю.В. Киричук**

Кандидат технічних наук, докторант\*  
Контактний тел.: 8 (044) 275-94-52  
E-mail: kirichuky@mail.ru

\*Кафедра приборостроения

Национальный технічний університет України «Київський політехнічний інститут»  
пр. Перемоги, 37, м. Київ-56, 252001

## Вступ

Найбільш ефективний підхід до рішення народногосподарської проблеми попередження, локації й швидкій ліквідації наслідків надзвичайних ситуацій (техногенних, екологічних катастроф, терористичних актів) полягає в створенні сучасних технічних засобів, що забезпечують швидке виявлення об'єктів на земній або водній поверхні й максимально точне визначення їх координат.

Ефективність пошуку залежить від характеристик навігаційних комплексів і приладів, що встановлюються на об'єктах-носіях. На прилади навігаційних комплексів, що знаходяться на носії, діють кутові і лі-

нійні прискорення носія, які «змазують» спостережуваний об'єкт, що приводить до обмеження відстаней, на яких можливо знайти й розпізнати об'єкт пошуку.

Створення й удосконалювання навігаційних комплексів є актуальним.

Постановка проблеми

В статті розглядається синтез параметрів елементів і пристроїв систем стабілізації навігаційного комплексу (НК) при впливі кутових збурень носія для вирішення задач забезпечення заданих характеристик, високих показників якості систем наведення (точності, стійкості і т.п.) і стабілізації лінії візування з врахуванням нелінійних ефектів та умов функціонування в нормальних і спеціальних умовах (удар, вібрації).

**Аналіз останніх досліджень**

Система керування НК включає складні електро-механічні системи стабілізації, системи наведення й високоточні слідуючі приводи. Система стабілізації й наведення будується на базі гіроскопічних стабілізаторів (ГС). Для збільшення дальності виявлення об'єктів необхідно збільшувати оптичну кратність і точність стабілізації гіростабілізаторів. У літературі [1-5] розглядаються питання забезпечення точності системи стабілізації НК без збурення носія. Реально при установці НК на рухомі об'єкти, на них діють збурення в широкому діапазоні частот, що значно ускладнює завдання забезпечення необхідної точності стабілізації й вимагає додаткових досліджень.

**Мета роботи:** аналіз точності стабілізації головного дзеркала гіростабілізатора й впливу на цей показник окремих елементів його конструкції, зокрема, впливу жорсткості пружини стрічок передачі кутового руху від ГС до головного дзеркала (ГД) і величини припустимого зусилля натягу стрічок.

Базова кінематична схема системи керування (СК) НК по тангажу наведена на рис. 1, а вид з боку механізму передачі руху на рис. 2. СК забезпечує стабілізацію поля зору через ГД за допомогою металевих стрічок Л1, Л2, які розміщені на шківів ШГС і ШГД. Для забезпечення певного натягу стрічок у механізм натягу введено важіль Г і пружина П. Натяг стрічок забезпечується за рахунок підбору жорсткості пружини, жорсткості стрічок і положення важеля.

Зовнішні високочастотні збурення створюють додатковий змушений рух ГД і ГС і знижують точність стабілізації ГД. Для аналізу похибки стабілізації ГД розглянемо передачі руху від ГС на ГД рис. 2 у вигляді диференціальних рівнянь. Для зручності складання рівнянь руху ГД коливання зовнішньої рамки заміно еквівалентними по своєму впливу, коливаннями гіроплатформи. У загальному вигляді рівняння руху головного дзеркала має вигляд

$$I_{ГД} \ddot{\beta}(t) = M_{ГД}(t), \tag{1}$$

де  $\beta(t)$  - кут повороту головного дзеркала,  $I_{ГД}$  - сумарний момент інерції дзеркала ГД, шківів ШГД і важеля щодо осі 0;  $M_{ГД}(t)$  - сумарний момент сил, що діють на ГД, рівний

$$M_{ГД}(t) = F(t)R + M_D, \tag{2}$$

де  $R$  - радіус шківів ШГД, встановленого на осі ГД;  $F(t)$  - сила, що діє на дзеркало з боку стрічок;  $M_D$  - демпфуючий момент, пропорційний швидкості повороту ГД (моментом тертя в підвісі ГД і моментом дебалансу ГД щодо осі 0 зневажаємо через їх малу величину).

Сила, що діє на ГД із боку стрічок, дорівнює

$$F(t) = c_2 \Delta x(t) - c_1 Y_1 \dot{\beta}_2(t), \tag{3}$$

де  $c_1$  - жорсткість пружини П;  $c_2$  - жорсткість стрічок Л1, Л2;  $\Delta x(t)$  - деформація стрічок;  $\beta_2(t)$  - кут повороту важеля навколо  $O_2$ ;  $Y_1$  - відстань між віссю пружини в механізмі натягу й віссю  $O_2$  повороту важеля Г.

Деформація стрічок дорівнює

$$\Delta x(t) = R_1 \beta_1(t) - R \beta(t) - R_2 \beta_2(t), \tag{4}$$

де  $\beta_1(t)$  - кут повороту гіроплатформи навколо  $O_1$ ;  $Y_2$  - радіус натягу стрічок важеля Р щодо осі  $O_2$ ;  $R_1$  - радіус шківів гіроплатформи ШГД;  $R$  - радіус шківів ШГД, встановленого на головному дзеркалі.

Для узгодження кутів повороту гіроплатформи й оптичної лінії візування необхідно виконати умову  $R = 2R_1$ .

Демпфуючий момент дорівнює

$$M_D = D_1 \dot{\beta}_1(t), \tag{5}$$

де  $D_1$  - коефіцієнт демпфірування.

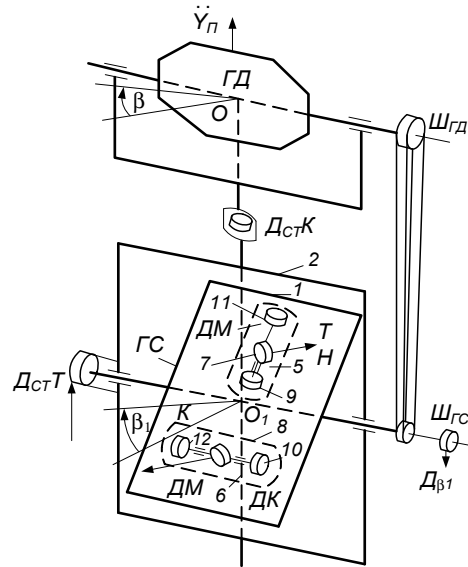


Рис. 1. Кінематична схема передачі руху від ГС на ГД

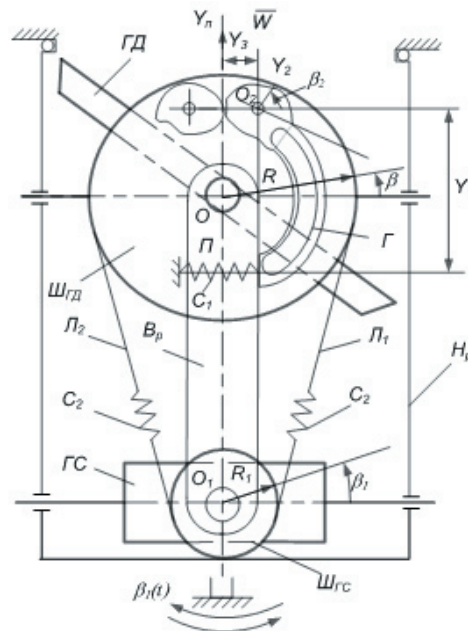


Рис. 2. Кінематична схема передачі руху від ГС на ГД з урахуванням формул (4-5), вираз (3) приймає вид

$$M_{ГД}(t) = c_2 R \left\{ [0,5\beta_1(t) - \beta(t)]R \right\} - Y_2 \beta_2(t) - c_1 R Y_1 \dot{\beta}_2(t) - D_1 \dot{\beta}(t) \tag{6}$$

З врахуванням (6) рівняння (2) для руху ГД записується

$$J_{Г3}\ddot{\beta}(t)+D_1\dot{\beta}(t)+c_2R^2\beta(t)+R(c_2Y_2+c_1Y_1)\beta_2(t)=0,5c_2R^2\beta_1(t) \quad (7)$$

Рівняння руху важеля навколо осі  $O_2$  має вигляд

$$J_p\ddot{\beta}_2(t)=M_p(t), \quad (8)$$

де  $J_p$  - момент інерції важеля щодо осі  $O_2$ ;  $M_p(t)$   $M_p(t)$  - момент зовнішніх сил, прикладених до важеля й рівний

$$M_p(t)=F_1(t)Y_2-M_{02}(t)-\dot{M}_d, \quad (9)$$

де  $M_{02}(t)=c_1Y_1\Delta y(t)$  - момент від дії пружини із жорсткістю  $c_1$ ,  $\Delta y(t)=Y_1\beta_2(t)$  - деформація пружини П,  $F_1(t)=c_2\Delta x(t)$  - сила деформації пружини П, де  $\Delta x(t)$  визначається з виразу (4).  $M_d=D_2\dot{\beta}_2(t)$  - сила демпфірування, що залежить від швидкості важеля, де  $D_2$  - коефіцієнт демпфірування важеля.

Підставивши ці значення у вирази (7) і (9), одержимо:

$$J_p\ddot{\beta}_2+D_2\dot{\beta}_2(t)+(c_2Y_2+c_1Y_1)\beta_2(t)+c_2RY_2\beta(t)=0,5c_2RY_2\beta_1(t) \quad (10)$$

жимо:

Величина хитавиці гіроплатформи дорівнює

$$\beta_1(t)=\Theta_0 \sin \omega t. \quad (11)$$

Перша й друга похідні від функції  $\beta_1(t)$  рівні

$$\dot{\beta}_1(t)=\Theta_0\omega \cos \omega t, \quad (12)$$

$$\ddot{\beta}_1(t)=-\Theta_0\omega^2 \sin \omega t. \quad (13)$$

Отже, змушений рух головного дзеркала описується наступною системою лінійних диференціальних неоднорідних рівнянь із постійними коефіцієнтами:

$$J_{ГД}\ddot{\beta}(t)+D_1\dot{\beta}(t)+c_2R^2\beta(t)+R(c_2Y_2+c_1Y_1)\beta_2(t)=0,5c_2R^2\beta_1(t) \quad (14)$$

$$J_p\ddot{\beta}_2+D_2\dot{\beta}_2(t)+(c_2Y_2+c_1Y_1)\beta_2(t)+c_2RY_2\beta(t)=0,5c_2RY_2\beta_1(t) \quad (15)$$

Виділяючи з рівняння системи (14) величину  $\beta$ , двічі її диференціюючи за часом і підставляючи отримані вирази  $\beta, \dot{\beta}$  і  $\ddot{\beta}$  в (15) рівняння руху ГД навколо осі  $O$ .

$$\begin{aligned} & J_{ГД}J_p\beta^{(4)}+(J_pD_1+J_{ГД}D_2)\beta^{(3)}+ \\ & +[J_p c_2R^2+D_1D_2+J_{ГД}(c_2Y_2+c_1Y_1)]\beta^{(2)}+ \\ & +[D_2c_2R^2+D_1(c_2Y_2+c_1Y_1)]\beta^{(1)}+c_1c_2R^2Y_1(Y_1-Y_2)\beta= \\ & =0,5c_2R^2\ddot{\alpha}_1+0,5D_2c_2R^2\dot{\alpha}_1+0,5c_1c_2R^2(Y_1^2-Y_1Y_2)\alpha_1. \end{aligned} \quad (16)$$

Підставивши вирази (11) і (12) у рівняння (14) одержимо рівняння, що описує поведінку елементів ГС і важеля механізму натягу стрічок залежно від параметрів ГС ( $Y_1, Y_2, D_1, D_2, c_1, c_2, R$ ), амплітуди хитавиці, викликані поведінкою носія:

$$\begin{aligned} & J_{ГД}J_p\beta^{(4)}+(J_pD_1+J_{ГД}D_2)\beta^{(3)}+[J_p c_2R^2+D_1D_2+J_{ГД}(c_2Y_2+c_1Y_1)]\beta^{(2)}+ \\ & +[D_2c_2R^2+D_1(c_2Y_2+c_1Y_1)]\beta^{(1)}+c_1c_2R^2Y_1(Y_1-Y_2)\beta= \\ & =0,5c_2R^2[c_1Y_1(Y_1-Y_2)-J_p\omega^2]\Theta_0 \sin \omega t+0,5D_2c_2R^2\omega\Theta_0 \cos \omega t. \end{aligned} \quad (17)$$

Отримана модель дозволяє досліджувати властивості проєктованих ГС, оцінювати вплив всіх суттєвих параметрів і, таким чином, вирішувати завдання аналізу системи. Зокрема, за допомогою даної моделі були отримані наступні розрахункові дані при проєктуванні конкретних ГС, рис. 3.

При значеннях  $Y_1=9,8$  мм,  $Y_3=2,2$  мм,  $I_{Г3}=3$  гсм·с<sup>2</sup>,  $I_p=0,013$  гсм·с<sup>2</sup>,  $R=32$  мм,  $Y_2=16$  мм, а також при варіації параметрів  $c_1, c_2, D_1, D_2$  і при різних частотах коливань  $\omega$  досліджена амплітуда  $\varphi$  похибки ГД.

Досліджено вплив пружини різної жорсткості:

$c_{1,2}=0,125$  кг/мм (пружина N1),  $c_{1,2}=0,225$  кг/мм (пружина N2),  $c_{1,3}=1,0$  кг/мм (пружина N3),  $c_{1,4}=0,005$  кг/мм (пружина N4),  $c_{1,5}=0,003$  кг/мм (пружина N5) і  $c_{1,6}=0,01$  кг/мм (пружина N6).

Залежність похибки стабілізації головного дзеркала від частоти для наведених типів пружин наведена на рис. 3.

Рішення рівняння (17) при різних значеннях сили натягу й стрічок і жорсткості стрічок  $c_2$  дозволяє визначити залежність похибки стабілізації головного дзеркала від жорсткості стрічок, сили натягу й частоти коливань основи ГС; результати досліджень наведені на рис. 3.

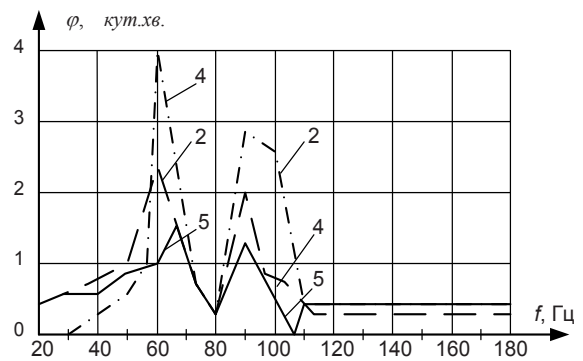


Рис. 3. Залежність похибки стабілізації ГД від частоти зовнішніх коливань при різній жорсткості пружин: 2-  $c_{1,2}=0,225$  кг/мм (пружина N2), 4-  $c_{1,4}=0,005$  кг/мм (пружина N4) і 5-  $c_{1,5}=0,003$  кг/мм (пружина N5)

На рис. 3 і рис. 4, на частотах від 80 до 120 Гц й 140 - 210 Гц спостерігаються квазирезонансне збільшення похибки стабілізації. Перше збільшення амплітуди коливань є наслідком квазирезонансу платформи ГС, а друге - квазирезонансу головного дзеркала. Електронне моделювання дозволило оцінити істотну роль жорсткості пружини важеля натягача, жорсткості стрічок механізму передачі руху й сили їх натягу, що

приводить до необхідності контролювати ці величини при роботі ГС.

Модельовання дозволило також провести дослідження з вибору жорсткості й довжини пружини механізму натяжителя. В результаті досліджень було запропоновано наступне: пружина П N5 із жорсткістю  $c_{1,5} = 0,003$  кг/мм і стрічка із силою натягу 175 г. Амплітуда коливань ГД у діапазоні 20-70 Гц й 150-200 Гц, рис. 3, не перевищує 1,4', а на інших частотах не перевищує 40''.

Практичним результатом досліджень є багатопараметричний синтез елементів конструкції ГС, що дозволило вибрати або розрахувати твердість пружин, твердість стрічок і силу натягу стрічок, залежно від амплітуди й частоти збуджуючи коливань. Встановлено наявність квазирезонансного збільшення похибки стабілізації в діапазоні високих частот. Все це дозволило виробити вимоги до елементів конструкції системи стабілізації, що забезпечують задану точність стабілізації ГД.

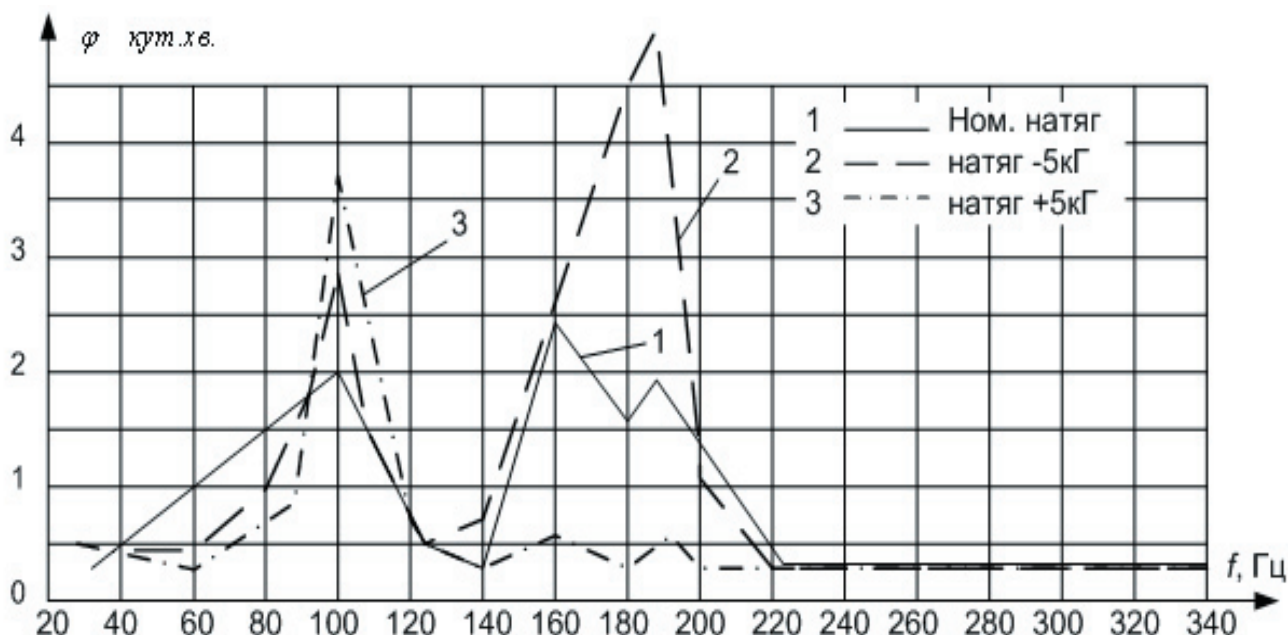


Рис. 4. Залежність похибки системи стабілізації від сили натягу стрічок

### Висновок

На основі структурного й параметричного методів, виконаний аналіз базової структури системи керування лінією візування НК, її основних підсистем й елементів для рішення завдань забезпечення заданих характеристик і високих показників якості системи наведення (точності, стійкості, діапазону швидкостей наведення та інш.) з урахуванням нелінійних ефектів й умов функціонування в нормальних і спеціальних умовах (граничні температури, кутові й лінійні вібрації), а саме:

виконано синтез параметрів елементів і пристроїв систем стабілізації при впливі кутових збурень носія; отримані математичні рівняння поведінки головного дзеркала гіростабілізатора; й показано, що на певних частотах кутових збурень носія виникає додаткова похибка стабілізації, зменшення якої до необхідної величини можливо шляхом вибору жорсткості стрічкових передач, жорсткості пружин натягу й сили натягу.

### Література

1. Бесекерский В.А. Динамический синтез систем автоматического регулирования. - М.: Наука, 1970 - 576 с.
2. Бесекерский В. А., Фабрикант Е.А. Динамический синтез систем гироскопической стабилизации. -Л.: Судостроение, 1968. - 350с.
3. Гироскопические системы. Проектирование гироскопических систем. (В двух томах), ч.2. Гироскопические стабилизаторы. /Под редакцией проф. Д.С. Пельпора. К. Высшая школа, 1971. - 222 с.
4. Мясоедов Г.Б., Тимофеев В.М. Проектирование навигационных систем управляющих комплексов. - Л: 1990. - 53 с.
5. Хотько С.Т. Проектирование систем управления с нестабильными параметрами. - Л.: Машиностроение, 1987. - 226 с.