

УДК 629.735.064

ББК 6530-047.06-085.405

Г.Й. Зайончковський

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТІЙКОСТІ ГІДРАВЛІЧНИХ СЛІДКУВАЛЬНИХ РУЛЬОВИХ ПРИВОДІВ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ЛІТАКІВ ПРИ ОБМЕЖЕНІЙ ЖОРСТКОСТІ ОПОР ЇХ КРІПЛЕННЯ З УРАХУВАННЯМ ВПЛИВУ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ФАКТОРІВ

На підставі аналізу динамічних властивостей гідравлічних слідкувальних рульових приводів різних кінематичних схем, що використовуються в системах керування літаком, дано рекомендації щодо забезпечення запасів їхньої стійкості з урахуванням пружності опор кріплення приводу до конструкції літака і впливу експлуатаційних факторів. Показано переваги приводів, побудованих за схемою з оберненою кінематикою.

Стійкість гідравлічного слідкувального рульового приводу, встановленого в системі керування літаком, є обов'язковою вимогою, що ставиться нормами льотної придатності до систем керування [1; 2]. Характерною особливістю систем бустерного керування (СБК) сучасних літаків є наявність незначних природних демпфірувальних сил в силовому контурі СБК, які змінюються в процесі експлуатації, і обмежена жорсткість опори кріплення приводу до конструкції планера літака, яка не перевищує 10^5-10^6 Н/мм. Внаслідок цього гідравлічний слідкувальний рульовий привід, встановлений в системі керування літаком, зазвичай має обмежені запаси стійкості.

Досвід літакобудування і проведені дослідження [1; 3] показують, що проблема забезпечення необхідних запасів стійкості рульового приводу може бути вирішена за рахунок раціонального вибору кінематичної схеми і параметрів приводу.

Розглянемо дві кінематичні схеми приводу, що знайшли найбільш поширене використання в системах керування літаків (рис. 1).

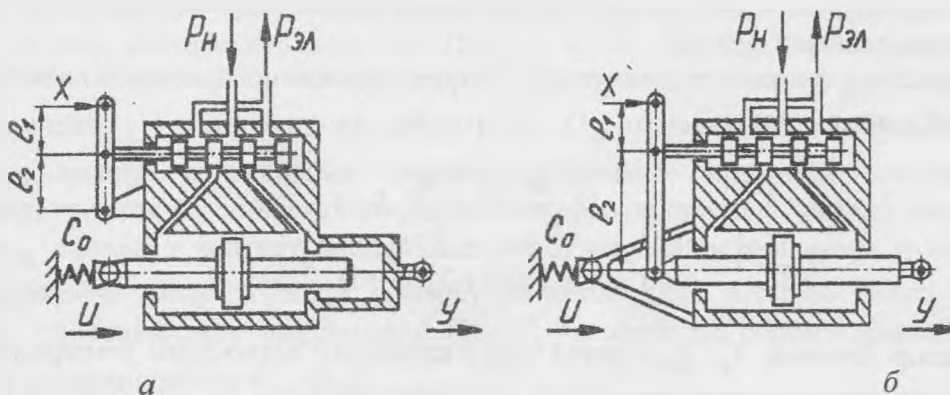


Рис. 1. Кінематичні схеми гідравлічних слідкувальних рульових приводів:

a – привід із золотниковим розподільником у рухомому корпусі; *б* – привід з оберненою кінематикою;

x – переміщення вхідної ланки приводу; *y* – переміщення вихідної ланки приводу; *u* – переміщення (деформація) опори кріплення приводу; C_0 – жорсткість опори кріплення; l_1, l_2 – плечі качалок вхідної кінематики; P_H – тиск нагнітання; $P_{зл}$ – тиск зливу

Особливістю схеми *a* є розташування золотникового розподільника у рухомому корпусі приводу і реалізація за рахунок цього додаткового безлюфтового внутрішнього зворотного зв'язку за положенням вихідної ланки приводу. У схемі *b* вихідна ланка приводу слідкує за переміщенням вхідної ланки з притилежним знаком, а деформація опори його кріплення впливає на величину розузгодження на золотнику ϵ .

Для забезпечення стійкості рульового приводу необхідно, щоб його добротність $D = k_v k_{3,3}$ була меншою від критичної добротності $D_{кр}$, величина якої з урахуванням пружності опори кріплення приводу визначиться як [1]:

$$D_{кр} = \frac{\frac{h_{\Sigma}}{C_o} + \frac{h_{\Sigma}}{C_r} + \frac{m}{B}}{m \left[\frac{1}{C_r} + \frac{1}{C_o} \left(1 - \frac{k_{д.о}}{k_{3,3}} \right) \right]}, \quad (1)$$

де $k_v = k_{Q\epsilon}/F$ – коефіцієнт підсилення рульового приводу за швидкістю; $k_{Q\epsilon}$ – коефіцієнт підсилення золотникового розподільника РП за витратою; F – ефективна площа поршня гідродвигуна приводу; h_{Σ} – сумарний коефіцієнт демпфірування в силовому контурі СБК; m – величина масового (інерційного) навантаження, зведена до координати вихідної ланки приводу; $B = F^2 / (k_{Qp} + k_{вит})$ – коефіцієнт жорсткості механічної характеристики приводу в околі розрахункової точки; k_{Qp} – коефіцієнт підсилення золотникового розподільника приводу за тиском; $k_{вит}$ – коефіцієнт міжпорожнинних витоків у гідродвигуні; $C_r = 2E_{рід}F/W_k$ – жорсткість рідини у камерах гідродвигуна приводу; $E_{рід}$ – модуль пружності робочої рідини у порожнинах гідродвигуна, що враховує як пружність самої рідини, так і пружність корпусу гідроциліндра й ущільнень штока гідродвигуна; W_k – робочий конструктивний об'єм порожнин гідродвигуна (камер гідроциліндра); C_o – жорсткість опори кріплення приводу; $k_{3,3}$ – коефіцієнт зворотного зв'язку; $k_{д.о}$ – коефіцієнт впливу деформації опори приводу на величину розузгодження в золотниковому розподільнику.

Запаси стійкості слідкувального приводу можуть бути визначені за логарифмічними частотними характеристиками його розімкнутого контуру, побудованими з використанням відповідної передавальної функції.

Передавальна функція розімкнутого контуру гідравлічного слідкувального рульового приводу $W_{пр}(S)$ має вигляд [3]:

$$W_{пр}(S) = \frac{y(S)}{\epsilon(S)} = \frac{D \left(\frac{m}{C_{пр}} S^2 + \frac{h_{\Sigma}}{C_{пр}} S + 1 \right)}{S(T_k^2 S^2 + 2\xi_k S + 1)}, \quad (2)$$

де S – оператор Лапласа; T_k , ξ_k – стала часу і коефіцієнт відносного демпфірування коливної ланки приводу, що визначаються за виразами:

$$T_k = \sqrt{\frac{m}{C_{\Sigma}}} = \frac{1}{\omega_{вл}}; \quad \xi_k = \frac{1}{2} \left[\frac{\sqrt{mC_{\Sigma}}}{B} \left(1 + \frac{DB}{C_{пр}} + \frac{DB}{C_o} \frac{k_{д.о}}{k_{3,3}} \right) + \frac{h_{\Sigma}}{\sqrt{mC_{\Sigma}}} \right],$$

C_{Σ} – сумарна жорсткість силового контуру «рульова поверхня – рульовий привід – опора кріплення приводу», яка визначається із співвідношення $\frac{1}{C_{\Sigma}} = \frac{1}{C_o} + \frac{1}{C_{пр}} + \frac{1}{C_{Г}}$; $\omega_{вл}$ – власна частота силового контуру бустерної системи керування літаком.

Для рульових приводів сучасних літаків величина D знаходиться в межах 20–50 с⁻¹ і визначає швидкодію приводу. Збільшення добротності приводу розширює смугу частот $\omega_{п.п.}$, що пропускаються приводом, але зменшує запаси його стійкості.

На рис. 2 зображені логарифмічні частотні характеристики розімкнутого контуру приводів розглядаємих схем, що мають однакову добротність D і відносно велике однакове інерційне навантаження на вихідній ланці при жорсткості опори кріплення $C_o = 10^5$ Н/мм.

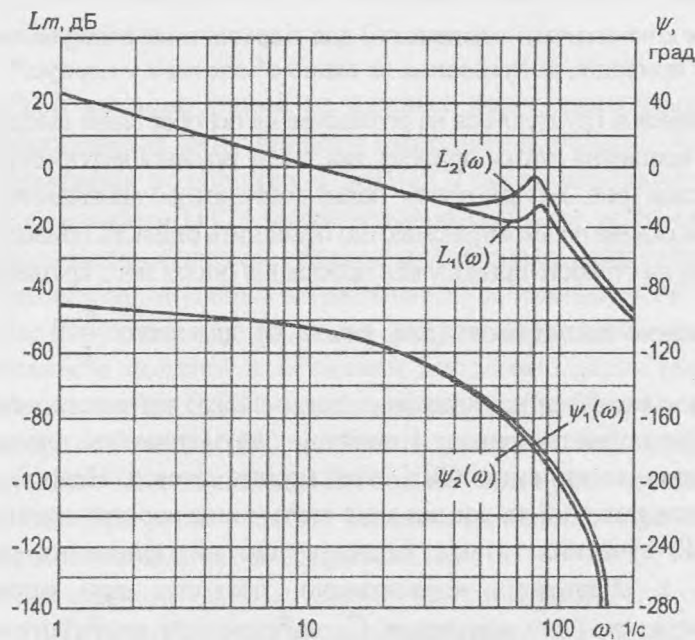


Рис. 2. Логарифмічні частотні характеристики розімкнутого контуру рульових приводів з великим інерційним навантаженням:

$L_1(\omega)$, $\psi_1(\omega)$ – амплітудна і фазова частотні характеристики розімкнутого контуру приводу, побудованого за схемою б (рис. 1); $L_2(\omega)$, $\psi_2(\omega)$ – амплітудна і фазова частотні характеристики розімкнутого контуру приводу, побудованого за схемою а (рис. 1)

Аналіз виразу (1) для критичної добротності $D_{кр}$ приводу і передавальної функції (2) показує, що наявна в реальних системах керування пружність опори кріплення безпосередньо впливає на стійкість і динамічні властивості приводу: знижує частоту власних коливань $\omega_{вл}$ силового контуру бустерної системи керування і збільшує її коливальність, суттєво зменшуючи запас стійкості приводу за амплітудою. Степінь цього впливу буде залежати від співвідношення жорсткостей $C_{Г}$ і C_o , а також від обраної кінематичної схеми приводу (від співвідношення $k_{д.о}/k_{з.з}$).

Згідно з кінематичними схемами приводів (див. рис. 1) значення кінематичних коефіцієнтів визначаються для схеми а

$$k_{з.з} = l_2 / (l_1 + l_2); \quad k_{д.о} = 0,$$

для схеми б

$$k_{з.з} = l_1 / (l_1 + l_2); \quad k_{д.о} = 1.$$

Проведені дослідження показують, що для рульового приводу, побудованого за схемою *a*, зниження величини C_0 вкрай негативно позначається на стійкості приводу і його динамічних характеристиках. Тому ряд зарубіжних фірм для забезпечення стійкості таких приводів використовують кінематичну компенсацію просідання опори кріплення рульового приводу під дією аеродинамічного навантаження (рис. 3) [3]

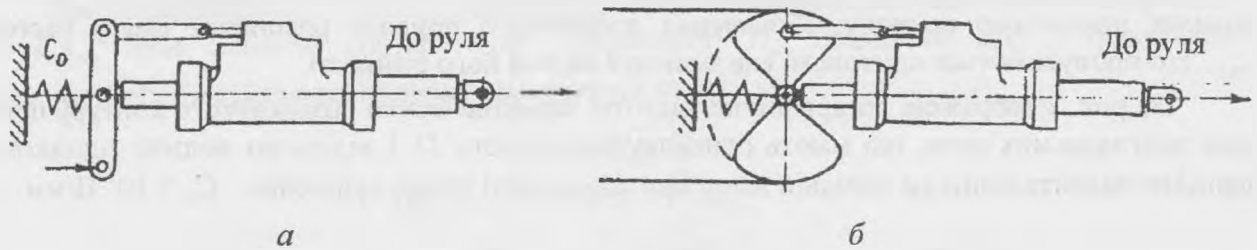


Рис. 3. Реалізація кінематичної компенсації для гідравлічних слідкувальних рульових приводів, побудованих за схемою "золотник у корпусі"

Обидва варіанти компенсації ґрунтуються на розташуванні осі обертання вихідної качалки (сектора) проводки керування у точці кріплення штоки приводу, яка зазнає пружної деформації під навантаженням. Схема кінематичної компенсації (рис. 3,а) забезпечує повну компенсацію просідання опори кріплення, а у схемі, показаній на рис. 3,б, можлива перекомпенсація, що підвищить стійкість приводу.

Інший характер впливу на стійкість приводу має просідання опори його кріплення при використанні рульового приводу з оберненою кінематикою (див. рис. 1, б), для якого $\frac{k_{до}}{k_{з.з}} > 1$. У такому приводі

деформація опори кріплення еквівалентна введенню додаткового від'ємного зворотного зв'язку за навантаженням, що підвищує стійкість приводу і поліпшує його динамічні властивості [1]. Тому ця кінематична схема найбільш поширена в СБК вітчизняних літаків. Недоліком такого приводу є підвищене просідання його вихідної ланки під дією статичного аеродинамічного навантаження. Досвід проектування СБК сучасних літаків свідчить, що використання рульових приводів, побудованих за схемою з оберненою кінематикою, дозволяє при оптимальному виборі параметрів приводу і жорсткості його кріплення C_0 забезпечити необхідну стійкість бустерної системи керування без застосування спеціальних демпферів в її силевій частині.

У процесі експлуатації літака мають місце певні зміни структурних параметрів СБК, які можуть вплинути на стійкість і динамічні властивості рульових приводів. Передусім це відноситься до таких експлуатаційних змін, як зменшення сил демпфірування в силовому контурі СБК, збільшення люфтів в опорі кріплення рульового приводу і в кінематиці зворотного зв'язку, збільшення міжпорожнинних перетікань рідини в гідродвигуні приводу. Наявний досвід експлуатації літаків показує, що в СБК з приводами, побудованими за схемою з оберненою кінематикою, ці зміни в найменшій мірі впливають на динамічні властивості приводу.

Список літератури

1. Абрамов Є.І., Зайончковський Г.Й. Гідравлічні слідкуючі приводи систем керування літальних апаратів: Навчальний посібник. – К.: КМУЦА, 2000. – 224 с.
2. Гониодский В.И., Склянский Ф.И., Шумилов И.С. Привод рулевых поверхностей самолетов. – М.: Машиностроение, 1974. – 320 с.
3. Проектирование следящих гидравлических приводов летательных аппаратов / А.И.Баженов, Н.С.Гамынин, В.И.Карев и др.; Под ред. Н.С.Гамынина. – М.: Машиностроение, 1981. – 312 с.

Стаття надійшла до редакції 27 листопада 2000 року.