

ОЦІНКА ПРОТИФЛАТЕРНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ РУЛЬОВИХ ПРИВОДІВ РІЗНИХ КІНЕМАТИЧНИХ СХЕМ

На основі аналізу характеристик динамічної жорсткості рульових гідромеханічних приводів різних кінематичних схем, які використовуються в системах керування літаків, показані потенціальні протифлатерні властивості приводів з оберненою кінематикою. Подано рекомендації щодо запобігання флатерних коливань рульової поверхні літака при використанні бустерної системи керування.

Рульовий привід (РП), встановлений на опорах кріплення обмеженої жорсткості, являє собою елемент пружної системи "рульова поверхня – рульовий привід – опора кріплення приводу", яка має внутрішнє джерело енергії – гідроживлення від гідросистеми літака.

При використанні бустерної системи керування літаком на рульовий привід також покладається функція запобігання флатерних коливань рульової поверхні. Протифлатерні властивості приводу пов'язані з його здатністю до дисипації енергії крутильних коливань рульової поверхні.

Робота, що поглинається пружною системою, яка коливається під впливом зовнішнього синусоїдального навантаження, визначається добутком амплітуд сили і переміщення на $\sin\varphi$, де φ – фазовий зсув між збудовальною силою і переміщенням точки її прикладення. Зазначена робота позитивна, якщо $\varphi > 0$ (сила випереджає за фазою переміщення), що відповідає дисипації енергії у системі. Пружна система в цьому випадку називається пасивною. Якщо ж $\varphi < 0$, то пружна система виконує роботу проти збудовальної сили і називається активною. Останнє можливо лише за наявності в системі внутрішнього джерела енергії. Якщо $\varphi = 0$, то пружна система матиме властивість ідеальної пружини, акумулюючи без втрат енергію прикладеної силової дії.

Як показують дослідження [1, 2], протифлатерні властивості рульових приводів можуть бути визначені за їх характеристиками динамічної жорсткості.

Одними з найважливіших характеристик рульових приводів систем керування літальними апаратами (ЛА) є характеристики їх динамічної жорсткості.

Динамічна жорсткість рульового приводу $G(S)$ визначається відношенням зображення за Лапласом силового збурення $R(S)$, що діє на вихідну ланку приводу, до зображення переміщення точки прикладення сили $y(S)$, яке викликане цим силовим збуренням:

$$G(S) = \frac{R(S)}{Y(S)},$$

де S – оператор Лапласа.

Таким чином, характеристики динамічної жорсткості рульового приводу будуть визначатися зворотною передаточною функцією приводу відносно навантаження на його вихідній ланці.

Для проведення порівняльного аналізу протифлатерних властивостей рульових приводів різних кінематичних схем були розглянуті п'ять типових розрахункових схем одноканальних РП, які знайшли практичне застосування в системах керування сучасних

літальних апаратів (рис. 1). В таблиці наведені розрахункові співвідношення для визначення окремих кінематичних коефіцієнтів приводів.

Кінематичні співвідношення для визначення параметрів
рульових приводів систем керування ЛА

| Параметр | Схема рульового приводу | | | | |
|-----------|-------------------------|-------------------|-------------------|--------------------|--------------------|
| | I | II | III | IV | V |
| $k_{з.з}$ | $(l_1 + l_2)/l_2$ | $l_2/(l_1 + l_2)$ | $l_1/(l_1 + l_2)$ | $(l_1 + l_2)/l_1$ | l_1/l_2 |
| $k_{пер}$ | +1 | +1 | $-l_2/l_1$ | $+l_2/(l_1 + l_2)$ | $+(l_1 + l_2)/l_1$ |
| $k_{д.о}$ | 0 | 0 | +1 | +1 | -1 |

В таблиці введені такі позначення: $k_{з.з}$ – коефіцієнт зворотного зв'язку; $k_{пер}$ – коефіцієнт передачі; $k_{д.о}$ – коефіцієнт впливу деформації опори кріплення приводу на величину розузгодження на золотнику.

На підставі аналізу динамічної моделі рульового приводу, викладеному в роботі [1], можна одержати спрощений аналітичний вираз для динамічної жорсткості одноканальних гідроприводів кінематичних схем, що розглядаються:

$$G(S) = G_0 \frac{T_1 S + 1}{T_2 S + 1} \approx G_0 \frac{TS + 1}{\frac{G_0}{G_\infty} TS + 1},$$

де G_0 – статична жорсткість приводу; T_1 і T_2 – константи, що мають розмірність часу; $T=1/D$ – стала часу приводу (D – добротність приводу); G_∞ – амплітудна складова динамічної жорсткості приводу при збурюючій частоті сили $\omega \rightarrow \infty$.

Значення G_∞ для рульових приводів розглянутих кінематичних схем визначається жорсткістю опори кріплення C_0 , приведеною жорсткістю силової проводки керування $C_{пр}$ і гідравлічною жорсткістю виконавчого гідродвигуна приводу C_r , яка враховує пружність робочої рідини в порожнинах гідроциліндра, і не залежить від кінематики рульового приводу:

$$G_\infty = \frac{1}{\frac{1}{C_0} + \frac{1}{C_{пр}} + \frac{1}{C_r}} = C_\Sigma. \quad (1)$$

З іншого боку, статична жорсткість рульового приводу G_0 істотно залежить від його кінематичної схеми і може бути приблизно визначена як:

$$G_0 = \frac{1}{\frac{k_{Qp} + k_{вит}}{k_{Qa} k_{з.з} F} + \frac{k_{д.о}}{k_{з.з} C_0} + \frac{1}{C_{пр}}} = \frac{1}{\frac{T}{B} + \frac{k_{д.о}}{k_{з.з}} + \frac{1}{C_{пр}}}, \quad (2)$$

де k_{Qp} – коефіцієнт ковзання за витратою; $k_{вит}$ – коефіцієнт міжпорожнинних витоків; k_{Qa} – коефіцієнт підсилення за витратою; B – коефіцієнт жорсткості навантажувальної характеристики приводу.

З виразу (1) випливає, що $\lim_{\omega \rightarrow \infty} G_{\Sigma}(j\omega) = C_{\Sigma}$, тобто в області великих частот рульовий привід є ідеальною пружиною.

Співвідношення сталих часу T_1 і T_2 визначає властивості приводу як пружної системи. Якщо $T_1 > T_2$, привід має демпфівальні властивості, при $T_1 = T_2$ – властивості ідеальної пружини, а при $T_1 < T_2$ – властивості активної системи, тобто такої, яка вносить у пружну систему "рульова поверхня – рульовий привід – опори кріплення приводу" додаткову енергію.

З точки зору демпфірування флатерних коливань необхідно забезпечити виконання умови $T_1 > T_2$, що завжди має місце для абсолютно жорсткого приводу (рідина – нестислива, місце кріплення – непружне), коли $C_{\Sigma} \rightarrow \infty$; у цьому випадку $T_2 \rightarrow 0$. Практично достатньо забезпечити виконання умови $C_{\Sigma} > G_0$ за допомогою зменшення коефіцієнта B (використання проточного золотника або введення міжпорожнинних перетікань у гідродвигуні приводу), оскільки істотно підвищити C_{Σ} звичайно не вдається. Зменшення ж нахилу витратної характеристики золотника (коефіцієнта k_{Q_0}) для збільшення сталої часу T погіршує точність і швидкодію бустерної системи керування і не може бути рекомендоване як радикальний засіб підвищення демпфівальних властивостей РП.

Для аналітичного визначення величини фазового зсуву між зовнішнім навантаженням $R(S)$ і переміщенням вихідної ланки приводу $y(S)$ можуть бути використані вирази [3]:

$$\varphi(\omega) = -\arctg \frac{G_0}{G_{\infty}} T\omega + \arctg T\omega \quad \text{при } G_0 > 0,$$

або

$$\varphi(\omega) = -180^{\circ} - \arctg \frac{G_0}{G_{\infty}} T\omega + \arctg T\omega \quad \text{при } G_0 < 0.$$

Умова $G_0 < 0$ реалізована тільки для приводу схеми Y при певних співвідношеннях його параметрів. Фізично це означає, що вихідна ланка приводу буде зміщуватись у цьому випадку назустріч навантаженню.

Проведені дослідження показують, що на характеристики динамічної жорсткості рульового приводу істотно впливає його кінематична схема [2]. Це пов'язано з тим, що при статичному і динамічному навантаженні вихідної ланки деформація опори кріплення РП через важільну систему зворотного зв'язку або іншим шляхом передається на золотник, створюючи відповідну додаткову неузгодженість $\Delta \epsilon$, що відпрацьовується приводом. В залежності від кінематичної схеми приводу зазначена дія еквівалентна додатковому додатному або від'ємному зворотному зв'язку за навантаженням і істотно впливає на характеристики динамічної жорсткості приводу.

На рис. 2. показані типові логарифмічні частотні характеристики динамічної жорсткості рульових приводів розглянутих кінематичних схем, побудовані з використанням виразів (1) і (2). Їх аналіз показує, що найбільшу стійкість і найкращі протифлатерні властивості мають

рульові приводи, виконані за схемою з оберненою кінематикою (рис. 1, схема III), тому що тільки такі приводи мають фазочастотну характеристику динамічної жорсткості в області позитивних значень фазового зсуву між зовнішнім навантаженням $R(S)$ і переміщенням вихідної ланки $y(S)$ і можуть бути використані для демпфірування флатерних коливань рульової поверхні без застосування спеціальних коригувальних зв'язків. За такою схемою виконаний рульовий привід РП-56 системи керування літака Ту-154, а також інші приводи, які використовують у системах керування рулями сучасних літаків. Аналітично вплив кінематичної схеми приводу на його динамічну жорсткість може бути визначений за співвідношенням $k_{до} / k_{з.з}$, яке суттєво впливає на величину статичної жорсткості приводу G_0 . Як видно з таблиці і виразів (1), (2), лише для приводів з оберненою кінематикою $\frac{k_{до}}{k_{з.з}} > 1$, що знижує значення G_0 . При збільшенні жорсткості опори кріплення C_0 протифлатерні властивості рульових приводів з оберненою кінематикою погіршуються.

$$|G(j\omega)| \cdot 10^7, \text{ Н/м}$$

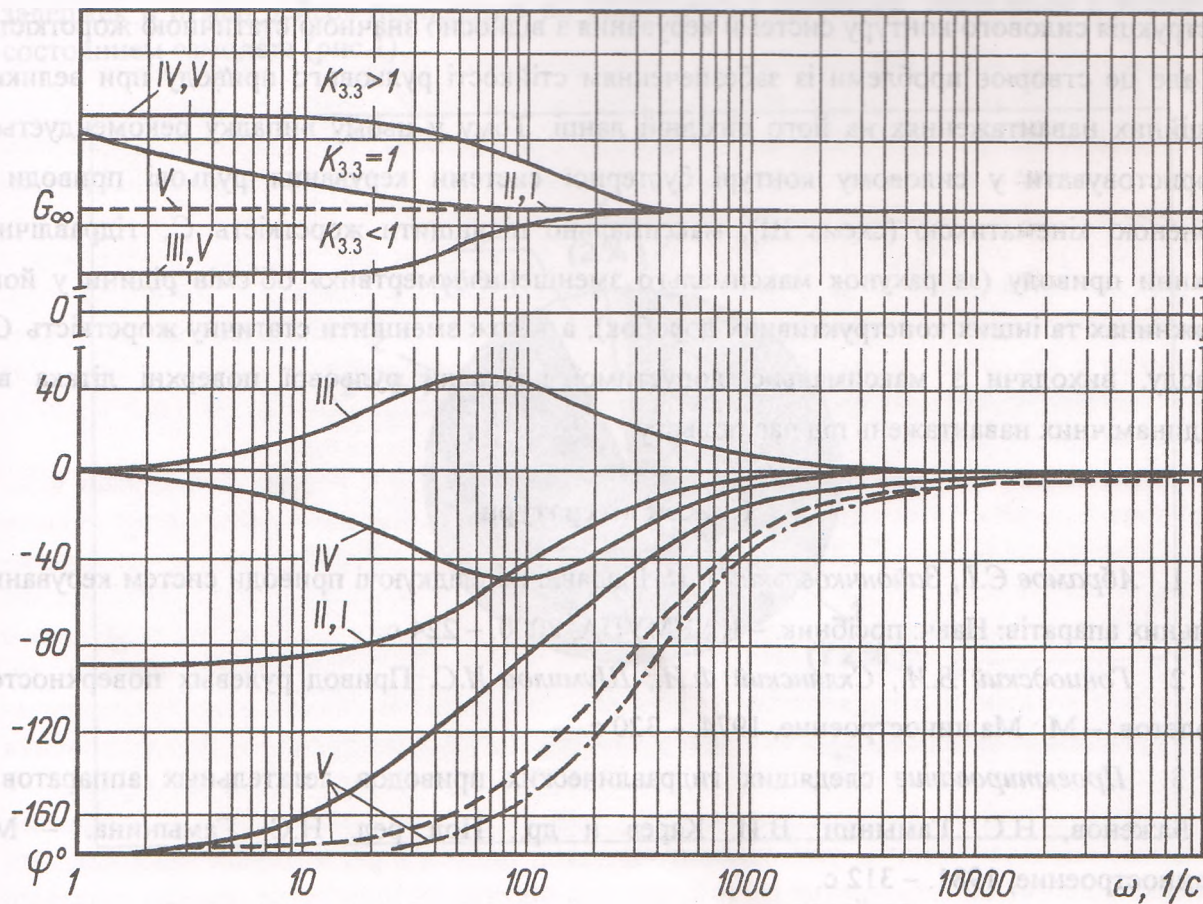


Рис. 2. Типові логарифмічні частотні характеристики динамічної жорсткості одноканальних рульових приводів з різними кінематичними схемами

Результати досліджень дозволяють зробити висновок, що існує однозначний зв'язок між характеристиками динамічної жорсткості рульового приводу і його стійкістю. Рульовий привід буде стійким, якщо його статична жорсткість $G_0 > 0$ і виконується умова:

$$\frac{G_\infty}{G_0} > 1 - \frac{h^e}{mD}, \quad (3)$$

де h^e – еквівалентний коефіцієнт в'язкого тертя у силовій частині бустерної системи керування; m – приведена маса рульової поверхні, D – добротність приводу.

Аналіз умови стійкості (3) підтверджує зроблений в роботах [2, 4] висновок про підвищену стійкість рульових приводів з оберненою кінематикою. Їх застосування істотно спрощує вирішення проблеми стійкості бустерної системи керування ЛА за наявності великих інерційних навантажень і малого власного демпфірування рульових поверхонь.

Таким чином, для забезпечення протифлатерних властивостей бустерної системи керування необхідно мати максимально можливу жорсткість силового контуру «рульова поверхня – рульовий привід – опора кріплення приводу». Реалізації цієї умови відповідає конструкція силового контуру системи керування з відносно значною статичною жорсткістю G_0 , але це створює проблеми із забезпеченням стійкості рульового приводу при великих інерційних навантаженнях на його вихідній ланці. Тому у цьому випадку рекомендується використовувати у силовому контурі бустерної системи керування рульові приводи з оберненою кінематикою (схема III), максимально підвищити жорсткість C_r гідравлічної пружини приводу (за рахунок максимального зменшення «мертвих» об'ємів рідини у його порожнинах та інших конструктивних доробок), а також зменшити статичну жорсткість G_0 приводу, виходячи з максимально допустимої просадки рульової поверхні літака від аеродинамічних навантажень під час польоту.

Список літератури

1. *Абрамов Є.І., Зайончковський Г.Й.* Гідравлічні слідкуючі приводи систем керування літальних апаратів: Навч. 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.
4. *Инженерные* исследования гидроприводов летательных аппаратов / Под ред. Д.Н. Попова. – М.: Машиностроение, 1978. – 142 с.

Стаття надійшла до редакції 3 квітня 2000 року.