

Список литературы

1. НД МПЕ України. Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій.- Типова інструкція. СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004.
2. РД 10-577- 03. Типовая инструкция по контролю металла и продлению срока службы основных элементов котлов, турбин и трубопроводов тепловых электростанций. - М., 2003.
3. Дубов А.А. Проблемы оценки остаточного ресурса стареющего оборудования.- Теплоэнергетика, 2003, №11, с. 54-57.
4. Попов А.Б., Первалова Е.К., Сверчков А.Ю. и др. Проблема продления ресурса теплоэнергетического оборудования ТЭС - Теплоэнергетика, 2003, №4, с. 29-36.
5. Трухний А.Д. Новый подход к оценке малоциклового долговечности деталей энергетического оборудования. - Теплоэнергетика, 1994, №4, С. 2-6.
6. РТМ 108.021.103. Детали паровых стационарных турбин. Расчет на малоцикловую усталость. – М., 1985, № АЗ-002/7382, 49 с.
7. РД 34.17.440-96. Методические указания о порядке проведения работ при оценке индивидуального ресурса паровых турбин и продлении срока их эксплуатации сверх паркового ресурса. – М., 1996.
8. РТМ 24.020.16-73. Турбины паровые стационарные. Расчет температурных полей роторов и цилиндров паровых турбин методом электро моделирования. –М., 1973, № ВК-002/3209, 104 с.

УДК 529.735.064

Г.Й.Зайончковський, д-р техн.наук, Н.С.Михалевич
Національний авіаційний університет, м. Київ, Україна

ОЦІНКА ПРОТИФЛАТЕРНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ РУЛЬОВИХ ПРИВОДІВ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ЛІТАКІВ

Рассматриваются динамические свойства рулевых приводов систем управления самолетов. Дается оценка их противофлатерных свойств по характеристикам динамической жесткости.

Dynamic properties of busters of control the system airplanes are examined. Antiflatter properties of busters are estimated on descriptions of their dynamic inflexibility.

Актуальність досліджень.

Боротьба з флатером є однією з обов'язкових задач, що вирішується конструктором при проектуванні системи штурвального керування сучасного літака. Рішення цієї задачі тільки за рахунок традиційних аеродинамічних методів має певні обмеження. Одне з перспективних напрямів у вирішенні цієї задачі є застосування в системі штурвального керування літака рульових приводів, що мають протифлатерні властивості. Практичне застосування такого напрямку в боротьбі зі флатером струмується відсутністю науково обґрунтованих рекомендацій по вибору кінематичної схеми та параметрів рульового приводу, який би мав необхідні протифлатерні властивості. Цим обумовлюється актуальність даних досліджень.

Мета досліджень.

На підставі аналізу математичних моделей гідромеханічного рульового приводу різних кінематичних схем розробити рекомендації щодо визначення його протифлатерних властивостей.

Основні результати досліджень.

Динамічні властивості гідромеханічних рульових приводів (РП), які використовуються в системах штурвального керування (СШК) сучасних літаків, суттєво впливають на характеристики СШК в цілому, в тому числі і на властивості системи керування запобіганню виникнення флатерних коливань рульових поверхонь.

Проведені дослідження [1, 2] показують, що динамічні властивості РП можуть бути найбільш повно оцінені за характеристиками 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.

Рульовий привід, який встановлений на опорах кріплення обмеженої жорсткості, є елементом пружної системи “рульова поверхня – рульовий привід – опора кріплення приводу”, що має внутрішнє джерело енергії – живлення від гідравлічної системи літака.

Протифлатерні властивості РП залежать від його здатності до дисипації енергії крутильних коливань рульової поверхні навколо осі її обертання.

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 збурюючою 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 буде виконувати роботу проти збурюючої сили і називається активною. Останнє можливо лише за наявності у системі внутрішнього джерела енергії. Якщо $\varphi = 0$, то пружна система матиме властивість ідеальної пружини, акумулюючи без втрат енергію прикладеної силової дії.

При проведенні оцінки динамічних властивостей РП різких схем розглядалися п'ять типових розрахункових схем одноканальних РП (рис. 1).

Згідно з аналізом динамічної моделі РП, яка докладно розглянута в [1], можливо отримати спрощений аналітичний вираз для динамічної жорсткості приводу:

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

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 $\omega \rightarrow \infty$.

Для РП розглянутих кінематичних схем значення G_∞ 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:

$$G_\infty = \frac{1}{\frac{1}{C_0} + \frac{1}{C_{пр}} + \frac{1}{C_r}} = C_\Sigma. \quad (2)$$

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

$$G_0 \approx \frac{1}{\frac{k_{Qp} + k_{вит}}{k_{Q\varepsilon} k_{3.3} F} + \frac{k_{д.о}}{k_{3.3}} \frac{1}{C_0} + \frac{1}{C_{пр}}} = \frac{1}{\frac{T}{B} + \frac{k_{д.о}}{k_{3.3}} \frac{1}{C_0} + \frac{1}{C_{пр}}}, \quad (3)$$

де k_{Qp} – коефіцієнт ковзання за витратою; $k_{вит}$ – коефіцієнт міжпорожнинних витоків; $k_{Q\varepsilon}$ – коефіцієнт підсилення за витратою; B – коефіцієнт жорсткості навантажувальної характеристики РП в розрахунковій точці; $k_{д.о}$ – коефіцієнт впливу деформації опори кріплення РП на величину розузгодженості на золотнику; $k_{3.3}$ – коефіцієнт зворотного зв'язку.

Аналіз виразу (2) показує, що $\lim_{\omega \rightarrow \infty} G(j\omega) = G_\Sigma$, тобто РП є ідеальною пружиною в області великих частот.

Властивості приводу як пружної системи залежать від співвідношення сталей часу T_1 і T_2 . Якщо $T_1 > T_2$, привід має демпфіруючі 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" додадкову енергію.

З точки зору демпфірування флатерних коливань необхідно забезпечити перше співвідношення ($T_1 > T_2$), що завжди виконується для абсолютно жорсткого приводу (рідина – нестислива, місце кріплення – непружне), коли $C_\Sigma \rightarrow \infty$; у цьому випадку $T_2 \rightarrow 0$. Практично досить виконувати умову $C_\Sigma > G_0$ за допомогою зменшення коефіцієнта B (використання проточного золотника або введення міжпорожнинних перетікань у гідродвигуні приводу), оскільки істотно підвищити C_Σ звичайно не

вдається.

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

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

або

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

Проведені дослідження показують, що на характеристики динамічної жорсткості рульового приводу істотний вплив має його кінематична схема [2, 4]. 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 додадкову неузгодженість $\Delta\varepsilon$, що відпрацьовується приводом. В залежності від кінематичної схеми приводу зазначений вплив еквівалентний додадковому позитивному або від'ємному зворотному зв'язку за навантаженням, що істотно впливає на характеристики динамічної жорсткості приводу.

Типові логарифмічні частотні характеристики динамічної жорсткості РП різних кінематичних схем наведені на рис. 2.

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:

$$\frac{G_\infty}{G_0} > 1 - \frac{h^e}{mD}, \quad (4)$$

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 (4) підтверджує зроблений раніше 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.

Підвищена стійкість РП з оберненою кінематикою пояснюється наявністю додаткового зворотнього зв'язку за навантаженням (перепадом тиску в комерах приводу) за рахунок упругості опори кріплення.

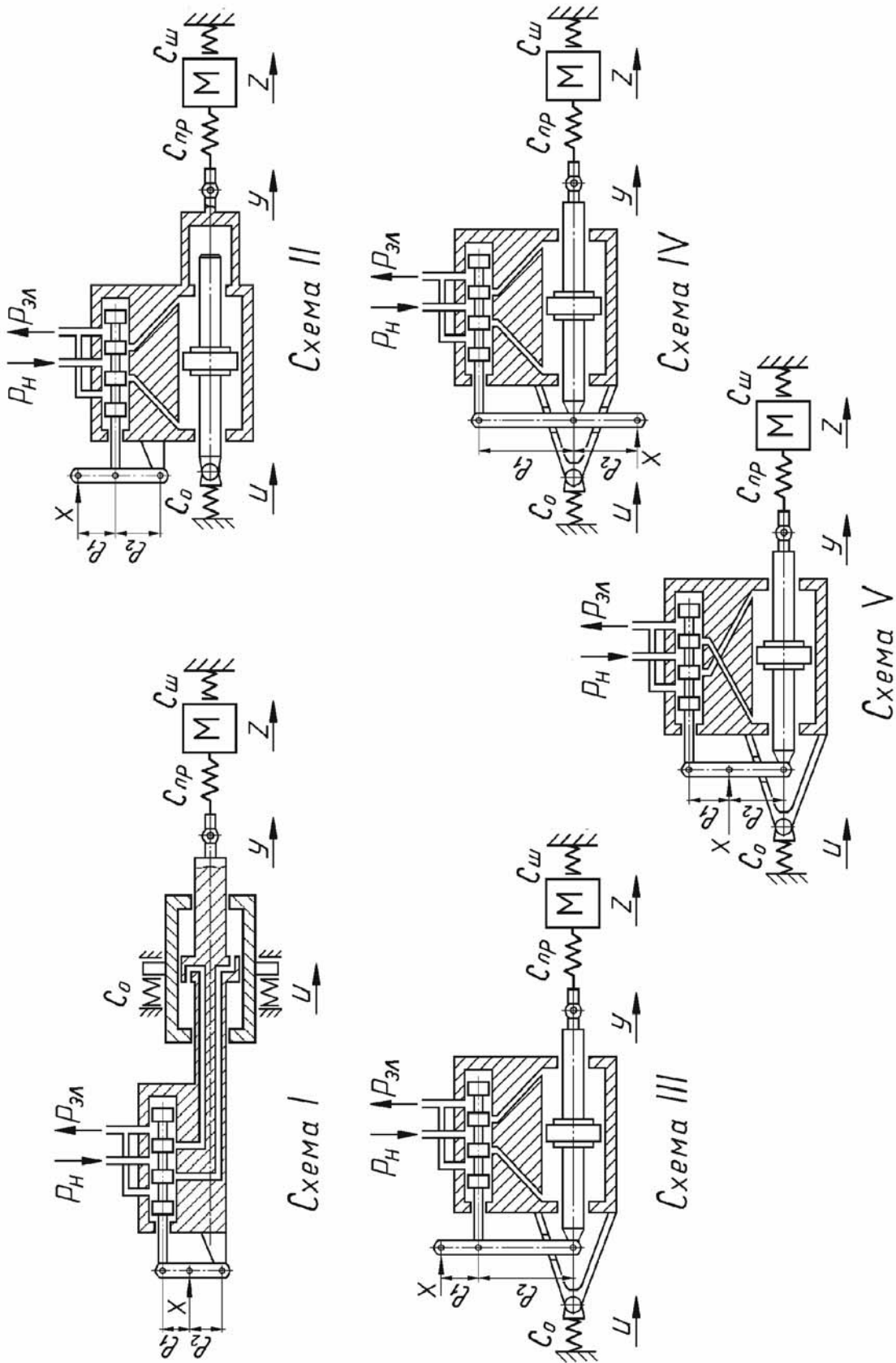


Рис. 1. Розрахункові схеми одноканальних гідромеханічних приводів з різною кінематикою

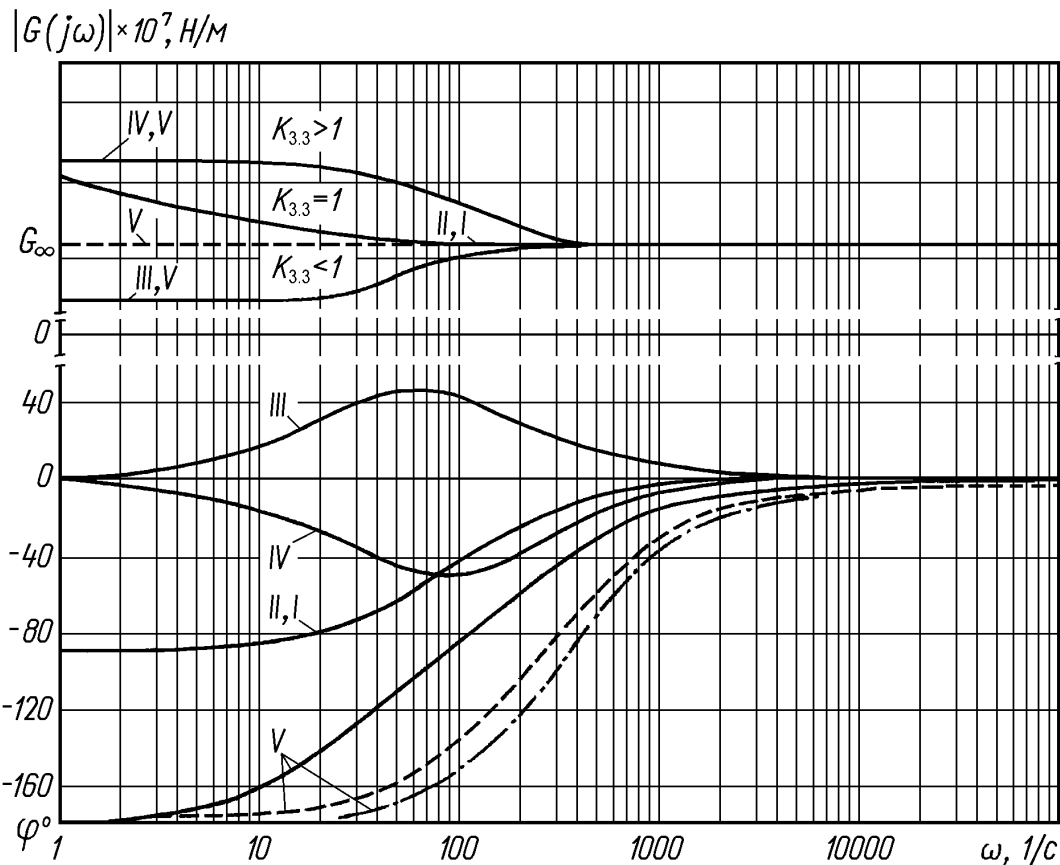


Рис. 2. Типові логарифмічні частотні характеристики динамічної жорсткості одноканальних рулевих приводів з різними кінематичними схемами

Висновки.

Аналіз наведених характеристик дозволяє зробити висновок, що найбільшу стійкість і найкращі протифлатерні характеристики мають РП, побудовані за схемою з оберненою кінематикою (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 літака без використання спеціальних демпферів.

Список літератури

1. Абрамов Є.І., Зайончковський Г.Й. Гідравлічні слідкуючі приводи систем керування літальних апаратів. Навчальний посібник. – Київ: КМУЦА, 2000. – 224 с.
2. Гониодский В.И., Склянський 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.: Машино-строение, 1981. – 312 с.
4. Зайончковський Г.Й. Оцінка протифлатерних властивостей рулевих приводів різних кінематичних схем / В сб. "Вісник Київського міжнародного університету цивільної авіації", 2000, № 3-4. С. 97-102.