

Г. Й. ЗАЙОНЧОВСЬКИЙ

ОЦІНКА ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ГІДРОМЕХАНІЧНИХ СЛІДКУЮЧИХ РУЛЬОВИХ ПРИВОДІВ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ ЗА ЧАСТОТНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ЇХ ДИНАМІЧНОЇ ЖОРСТКОСТІ

Показано можливість оцінки динамічних властивостей гідромеханічних слідкуючих рульових приводів систем керування літальних апаратів за частотними характеристиками їх динамічної жорсткості. Наведено динамічну модель роботи гідромеханічних слідкуючих рульових приводів в системі керування літального апарата і методи її лінеаризації. З використанням частотних методів теорії автоматичного управління проведено оцінювання динамічних і протифлатерних властивостей рульових приводів різних кінематичних схем. Отримано критерії оцінки стійкості рульового приводу за його амплітудно-частотною характеристикою динамічної жорсткості, а також критерії оцінки протифлатерних властивостей рульового приводу за його фазочастотною характеристикою динамічної жорсткості. Зроблено висновки щодо покращення динамічних властивостей рульового приводу за рахунок використання схеми приводу з «оберненою кінематикою».

Ключові слова: гідромеханічний слідкуючий рульовий привод, система керування, літальний апарат, динамічні властивості, динамічна жорсткість, стійкість, протифлатерні властивості.

Вступ. Гідромеханічні слідкуючі рульові приводи (далі РП) широко застосовуються в системах бустерного та електродистанційного керування сучасних літальних апаратів (ЛА) з метою подолання шарнірних моментів на рулях. Особливістю їх роботи є обмежена жорсткість опори кріплення і відносно невеликі сили демпфірування, що в поєднанні з масовими (інерційними) навантаженнями часто призводить до втрати стійкості приводу або виникнення слабо затухаючих коливальних процесів в силовому контурі системи керування. Тому задача забезпечення необхідних запасів стійкості РП є важливою при проектуванні систем керування сучасних ЛА [1–4]. Для її вирішення у ряді випадків в силовий контур системи керування ЛА встановлюється спеціальний демпфер [3]. Істотним недоліком такого рішення цієї задачі є ускладнення системи, збільшення її маси і складність забезпечення стійкості РП у разі відмови демпфера. У зв'язку з цим останнім часом забезпечення необхідних запасів стійкості РП здійснюється шляхом вибору раціональної кінематичної схеми приводу та оптимізації його основних параметрів.

Крім подолання шарнірних моментів на рулях сучасні РП повинні мати протифлатерні властивості, забезпечуючи гасіння флатерних коливань рульових поверхонь ЛА, що можуть виникати при певних швидкостях польоту.

Традиційно динамічні властивості РП оцінюються за їх частотними характеристиками (теоретичними та експериментальними). Проте в роботах [1, 2, 5, 6] вказується на можливість оцінки стійкості і протифлатерних властивостей РП за частотними характеристиками їх динамічної жорсткості, експериментальне визначення яких не викликає суттєвих труднощів. В той же час питання ефективності оцінювання динамічних властивостей РП систем керування ЛА потребують подальшої розробки як в теоретичному, так і в експериментальному плані, що обумовлює актуальність проведених досліджень.

Мета досліджень. На основі використання лінеаризованої математичної моделі роботи РП в

силовому контурі системи керування ЛА провести теоретичні дослідження ефективності оцінки динамічних властивостей РП різних кінематичних схем за параметрами їх динамічної жорсткості.

Об'єкт досліджень. Об'єктом досліджень були вибрані дві найбільш поширені у вітчизняному літакобудуванні кінематичні схеми РП (рис. 1) [2, 7, 8].

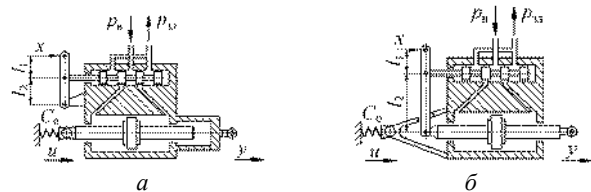


Рис. 1 – Кінематичні схеми гідромеханічних слідкуючих рульових приводів:

a – привод із золотниковим розподільником у рухомому корпусі; *б* – привод з «оберненою кінематикою»; *x* – переміщення вхідної ланки приводу; *y* – переміщення вихідної ланки приводу; *u* – переміщення (деформація) опори кріплення приводу; *z* – приведена координата центру мас рульової поверхні; C_0 – жорсткість опори кріплення приводу до конструкції літака; C_{np} – приведена жорсткість силової проводки керування; $C_{ш}$ – коефіцієнт шарнірного навантаження; l_1, l_2 – плечі качалок вхідної кінематики приводу; p_n – тиск нагнітання; p_{zn} – тиск зливу

Особливістю РП, побудованого за кінематичною схемою «а», є розміщення золотникового розподільника у рухомому корпусі приводу. Вихідною ланкою РП є його корпус, переміщення якого через силову проводку керування передається до рульової поверхні ЛА. Такі РП знайшли широке використання у системах керування літаків на ранній етапах впровадження систем бустерного керування. Певним їх недоліком є необхідність підведення і відведення робочої рідини шлангами, які мають порівняно невисоку надійність. Як свідчить досвід використання таких РП в системах бустерного керування вітчизняних літаків, вони (приводи) мають недостатні запаси стійкості, що призводить до появи слабо затухаючих коливань або навіть до виникнення

автоколивань у силовому контурі системи бустерного керування.

РП з так званою «оберненою» кінематикою (схема «б») вперше були використані в системі керування літака Ту-154 [7]. Переміщення його вихідної ланки протилежне переміщенню вхідної качалки. В наш час приводи з такою кінематикою широко використовуються в системах керування військово-транспортних і пасажирських літаків як такі, що мають кращі динамічні та протифлатерні властивості [2, 3].

Математична модель роботи гідромеханічного слідкуючого приводу в системі бустерного керування ЛА. У першому наближенні, достатньому для інженерних досліджень характеристик і динамічних властивостей РП, математичний опис його роботи в силовому контурі системи керування ЛА може бути виконаний з використанням диференціальних рівнянь із зосередженими параметрами.

При розробці математичної моделі роботи РП в силовому контурі системи керування ЛА зазвичай приймають такі припущення [1, 5, 6]:

- є симетрія напірних і зливних кромек золотникового розподільника РП;

- поршень приводу знаходиться в середньому щодо циліндра положенні;

- відсутні люфти в кріпленні РП до опори, в силовій проводці керування між РП і рульовою поверхнею, а також в проводці керування золотниковим розподільником;

- тиск нагнітання і зливу в системі гідроживлення приводу підтримується постійним;

- коефіцієнт пружності робочої рідини в порожнинах гідроциліндра РП в межах зміни робочого тиску зберігає своє середнє значення;

- навантаження на вихідний шток РП не перевищують гранично допустимих, тобто перепад тиску на поршні не перевищує при будь-яких режимах роботи приводу тиску гідроживлення, підведеного до РП;

- хвильові процеси в порожнинах силового циліндра РП не враховуються;

- сили, які діють в золотниковому розподільнику РП, малі в порівнянні з зусиллям керування і жорсткістю вхідної проводки керування і не впливають на динаміку РП.

В разі необхідності вплив кожного з наведених припущень може бути досліджено додатково.

З урахуванням прийнятих припущень робота РП в системі керування ЛА може бути описана наступною системою нелінійних диференціальних рівнянь [1, 2, 5, 9, 10]:

а) рівняння руху приведеної маси рульової поверхні:

$$m\ddot{z} + h\dot{z} + T_{\text{тер}} \text{sign} \dot{z} + C_{\text{ш}} z - R_{\text{зовн}} = C_{\text{пр}} (y - z); \quad (1)$$

б) рівняння руху вихідної ланки РП (вихідного штока для схеми «б» і корпусу приводу для схеми «а»):

$$m_1 \ddot{y} + k_b (\dot{y} - \dot{u}) + T'_{\text{тер}} \text{sign} (\dot{y} - \dot{u}) + C_{\text{пр}} (y - z) = F p_{\text{дв}}; \quad (2)$$

в) рівняння деформації опор кріплення РП:

$$m_2 \ddot{u} + k_b (\dot{u} - \dot{y}) + T'_{\text{тер}} \text{sign} (\dot{u} - \dot{y}) + C_o u = -F p_{\text{дв}}; \quad (3)$$

г) узагальнене рівняння нерозривності потоку рідини:

$$F(\dot{y} - \dot{u}) + k_c \dot{p}_{\text{дв}} + k_{\text{вит}} p_{\text{дв}} = k_Q(\varepsilon) \varepsilon \sqrt{1 - \frac{p_{\text{дв}}}{p_n - p_{\text{зл}}} \text{sign} \varepsilon}; \quad (4)$$

д) рівняння неузгодженості на золотнику:

$$\varepsilon = k_{3,3} (k_{\text{пер}} x_{\text{вх}} - y) + k_{\text{до}} u, \quad (5)$$

де m – маса рульової поверхні літака і частини віднесеної до неї силової проводки керування, приведеної до напрямку руху вихідної ланки РП;

m_1 – приведена маса вихідної ланки РП;

m_2 – приведена маса конструкції РП, що пов'язана з опорою його кріплення;

$C_{\text{пр}}$ – приведена жорсткість силової проводки системи керування між вихідною ланкою РП і рулем;

C_o – жорсткість опори кріплення РП;

$C_{\text{ш}}$ – коефіцієнт шарнірного (аеродинамічного) навантаження;

z – координата, що визначає положення маси m ;

y – вихідна координата РП;

u – координата, що визначає деформацію опори кріплення РП;

$x_{\text{вх}}$ – переміщення вхідної качалки РП;

F – ефективна площа поршня РП;

h – коефіцієнт демпфірування сил в'язкого тертя;

$T_{\text{тр}}$ – сила сухого тертя у вузлах підвіски рульової поверхні і у силовій проводці керування;

$R_{\text{зовн}}$ – зовнішні (аеродинамічні) сили, що діють на рульову поверхню, приведені до координати z ;

k_b – коефіцієнт демпфірування сил в'язкого тертя в РП;

$T'_{\text{тр}}$ – сили сухого тертя в РП;

$p_{\text{дв}}$ – перепад тиску на поршні РП;

p_n – тиск нагнітання, підведений до РП;

$p_{\text{зл}}$ – тиск зливу на виході з РП;

ε – неузгодженість на золотнику РП;

k_c – приведений коефіцієнт пружності робочої рідини у порожнинах гідроциліндра РП;

$k_{\text{вит}}$ – коефіцієнт витоків;

$k_{3,3}$ – коефіцієнт зворотного зв'язку;

$k_{\text{пер}}$ – коефіцієнт передачі;

$k_{\text{до}}$ – коефіцієнт, що враховує вплив деформації опори кріплення РП на величину неузгодженості на золотнику.

Значення кінематичних коефіцієнтів РП, що розглядаються, наведено в табл. 1.

Таблиця 1 – Значення кінематичних коефіцієнтів РП

Параметр	Схема РП	
	Схема «а»	Схема «б»
Коефіцієнт зворотного зв'язку $k_{3.3}$	$l_2 / (l_1 + l_2)$	$l_1 / (l_1 + l_2)$
Коефіцієнт передачі $k_{пер}$	+1	$-l_2 / l_1$
Коефіцієнт $k_{до}$	0	+1

Для оцінки динамічних властивостей РП за характеристиками його динамічної жорсткості розглянемо лінеаризовану динамічну модель дросельного слідкуючого гідромеханічного приводу, яка може бути отримана шляхом лінеаризації і спрощення вихідної нелінійної динамічної моделі РП, яка описується системою нелінійних диференціальних рівнянь (1)–(5).

В результаті застосування методу гармонічної лінеаризації [9] нелінійна залежність прикладених до рульової поверхні літака сил тертя від швидкості зміни координати z може бути записана у вигляді:

$$P_{тер} = h\dot{z} + T_{тер} \text{sign} \dot{z} \approx h^e \dot{z},$$

де $h^e = f(A_z, \omega)$ – еквівалентний коефіцієнт в'язкого тертя, що залежить від амплітуди A_z і частоти ω коливань координати z .

Аналогічно виконується лінеаризація сил тертя у гідроциліндрі РП:

$$P'_{тер рп} = k_v (\dot{y} - \dot{u}) + T_{тер} \text{sign}(\dot{y} - \dot{u}) \approx k_v^e \dot{y}_1,$$

де $k_v^e = \phi(A_{y_1}, \omega)$ – еквівалентний коефіцієнт в'язкого тертя у гідродвигуні РП;

$y_1 = y - u$ – відносне переміщення штока і циліндра РП.

Для лінеаризації складної нелінійної функції витрати рідини через золотниковий розподільник $Q(\varepsilon, p_{дв})$, яка надходить у гідродвигун РП, розкладемо її у точці $(\varepsilon^*, p_{дв}^*)$ у ряд Тейлора і обмежимося членами ряду першого порядку малості. Результати лінеаризації можна записати у приростах:

$$\Delta Q_{дв} \approx \left(\frac{\partial Q_{дв}}{\partial \varepsilon} \right)_{\varepsilon=\varepsilon^*, p_{дв}=p_{дв}^*} \cdot \Delta \varepsilon + \left(\frac{\partial Q_{дв}}{\partial p_{дв}} \right)_{\varepsilon=\varepsilon^*, p_{дв}=p_{дв}^*} \cdot \Delta p_{дв}.$$

Таким чином,

$$Q_{дв} \approx k_{Q\varepsilon} \varepsilon - k_{Qp} p_{дв},$$

де $k_{Q\varepsilon} = \frac{\partial Q_{дв}}{\partial \varepsilon}$, $k_{Qp} = \frac{\partial Q_{дв}}{\partial p_{дв}}$ при $\varepsilon = \varepsilon^*$ і $p_{дв} = p_{дв}^*$.

З урахуванням проведеної лінеаризації вихідна нелінійна система диференціальних рівнянь (1)–(5) набуває вигляду:

$$\begin{cases} m\ddot{z} + h^e \dot{z} + C_{ш} z - R_{зобн} = C_{пр} (y - z); \\ m_1 \ddot{y}_1 + k_v^e \dot{y}_1 + C_{пр} (y - z) = F p_{дв}; \\ m_2 \ddot{u} - k_v^e \dot{y}_1 + C_0 u = -F p_{дв}; \\ F \dot{y}_1 + k_c \dot{p}_{дв} + k_{вит} p_{дв} = k_{Q\varepsilon} \varepsilon - k_{Qp} p_{дв}; \\ \varepsilon = k_{3.3} (k_{пер} x_{вх} - y) + k_{до} u. \end{cases} \quad (6)$$

Система рівнянь (6) є базовою для подальшого аналітичного дослідження динамічних властивостей РП, встановлених в силовий контур системи бустерного керування ЛА.

Дослідження динамічних властивостей РП за характеристиками їх динамічної жорсткості. Подальші дослідження динамічних властивостей РП, схеми яких наведено на рис. 1, проводилися з використанням методів теорії автоматичного управління. При цьому використовувалися такі загальновизнані поняття, як:

– добротність приводу:

$$D = k_v k_{3.3},$$

де $k_v = k_{Q\varepsilon} / F$ – коефіцієнт підсилення РП за швидкістю;

– коефіцієнт жорсткості механічної характеристики приводу в околі розрахункової точки:

$$B = F^2 / (k_{Qp} + k_{вит});$$

– жорсткість робочої рідини у порожнинах гідроциліндра РП:

$$C_r = 2E_{рід}^* F / W_k,$$

де $E_{рід}^*$ – приведений модуль пружності робочої рідини з урахуванням жорсткості стінок гідроциліндра РП, визначення якого наведено у роботі [6];

W_k – об'єм робочих камер гідроциліндра приводу.

При відсутності міжпорожнинних перетікань у гідродвигуні приводу $B = \frac{F^2}{k_{Qp}}$.

Зазвичай дослідження динамічних властивостей РП систем керування ЛА проводиться з використанням двох підходів [1, 10–12]:

1) за результатами аналізу реакції приводу на вхідний сигнал керування $x_{вх}$ за відсутності або наявності аеродинамічного навантаження;

2) за результатами аналізу реакції приводу на збурення з виходу у випадку затиснутого керування ($x_{вх} = 0$).

У випадку використання першого підходу динамічні властивості РП зазвичай оцінюються за характером перехідних процесів в силовому контурі

системи бустерного керування ЛА при ступінчастій зміні вхідного сигналу керування $x_{вх}$, а також за частотними характеристиками замкнутого і розімкнутого контурів приводу при гармонійній зміні вхідного сигналу керування ($x_{вх} = A_x \sin(\omega t)$, де A_x – амплітуда $x_{вх}$; ω – колова частота). Оцінка динамічних властивостей РП за частотними характеристиками проводиться здебільшого на етапі проектування приводу і системи керування ЛА, дослідження перехідних процесів зазвичай проводиться під час випробувань ЛА.

У випадку використання другого підходу досліджуються характеристики динамічної жорсткості приводу при синусоїдальній зміні характеру навантаження ($R_{зовн} = A_R \sin(\omega t)$, де A_R – амплітуда коливань зовнішнього навантаження $R_{зовн}$) і власні коливання приводу при різкому скиданні зовнішнього навантаження.

Слід також зазначити, що у разі проведення досліджень стійкості та динамічних властивостей РП, що використовуються в системах керування військово-транспортних і пасажирських літаків, можливе суттєве зниження порядку системи диференціальних рівнянь (6) за рахунок виключення з розгляду впливу приведеної маси вихідної ланки приводу m_1 і приведеної маси конструкції РП m_2 , що пов'язана з опорою його кріплення, зважаючи на те, що для таких літаків мають місце співвідношення $m_1 \ll m$ і $m_2 \ll m$ [2, 5].

Проведені дослідження також показують, що наявність позиційного аеродинамічного навантаження $R_{ш} = M_{ш} / r = C_{ш} z$, де $M_{ш}$ – аеродинамічний (шарнірний) момент на рульовій поверхні літака, r – радіус приєднання вихідної ланки приводу до рульової поверхні, впливає тільки на статичні характеристики приводу і не впливає на його динамічні характеристики [1, 2, 5]. З огляду на це для оцінки стійкості та інших динамічних властивостей РП можна не враховувати вплив позиційного аеродинамічного навантаження, зважаючи що $C_{ш} = 0$.

Перший, традиційний підхід до оцінки динамічних властивостей РП, що використовуються у системах керування сучасних ЛА, добре розроблений і дозволяє ще на стадії проектування системи керування ЛА з достатньою точністю визначити запаси стійкості РП за фазою та за амплітудою, а також смугу частот, що пропускає привод. Але таких підхід не дозволяють оцінити протифлатерні властивості РП. Тому розглянемо більш детально можливість оцінки протифлатерних властивостей РП за характеристиками їх динамічної жорсткості.

Розглянемо зв'язок між характеристиками динамічної жорсткості РП і його протифлатерними властивостями.

Динамічна жорсткість рульового приводу $G(S)$ визначається відношенням зображення по Лапласу силового збудження $R(S)$, що діє на вихідну ланку

приводу, до зображення переміщення точки прикладання сили $y(S)$, яке викликане цим силовим збудженням:

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

де S – оператор Лапласа.

РП, який встановлений на опорах кріплення обмеженої жорсткості, є елементом пружної системи «рульова поверхня – рульовий привод – опора кріплення приводу», що має внутрішнє джерело енергії – гідроживлення від гідравлічної системи ЛА.

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

Згідно з аналізом наведеної вище динамічної моделі РП можливо отримати спрощений аналітичний вираз для динамічної жорсткості приводу:

$$G(S) = G_0 \frac{T_1 S + 1}{T_2 S + 1} \approx G_0 \frac{TS + 1}{\frac{G_0}{G_\infty} TS + 1}, \quad (7)$$

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 збудруючій частоті сили $\omega \rightarrow \infty$.

Для РП розглянутих кінематичних схем значення G_∞ визначається жорсткістю опори кріплення C_o , приведеною жорсткістю силової проводки керування $C_{пр}$, гідравлічною жорсткістю C_r виконавчого гідродвигуна приводу і не залежить від кінематичної схеми приводу:

$$G_\infty = \frac{1}{\frac{1}{C_o} + \frac{1}{C_{пр}} + \frac{1}{C_r}} = C_\Sigma. \quad (8)$$

Проте статична жорсткість РП буде істотно залежати від його кінематичної схеми і може бути приблизна визначена як:

$$G_0 \approx \frac{1}{\frac{k_{Qp} + k_{виг}}{k_{Qe} k_{3.3} F} + \frac{k_{до}}{k_{3.3} C_o} \frac{1}{C_{пр}} + \frac{1}{\frac{T}{B} + \frac{k_{до}}{k_{3.3} C_o} \frac{1}{C_{пр}}}} = \frac{1}{\dots}. \quad (9)$$

Аналіз виразів (7, 8, 9) 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 сталих часу T_1 і T_2 . Якщо $T_1 > T_2$, привод 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» додаткову 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 зазвичай не вдається.

Для аналітичного визначення величини фазового зсуву між зовнішнім навантаженням $R(S)$ і переміщенням вихідної ланки приводу $y(S)$ можуть бути використані вирази [8, 9]:

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

або

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

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

На рис. 2 представлено типові логарифмічні частотні характеристики динамічної жорсткості РП, кінематичні схеми яких наведено на рис. 1.

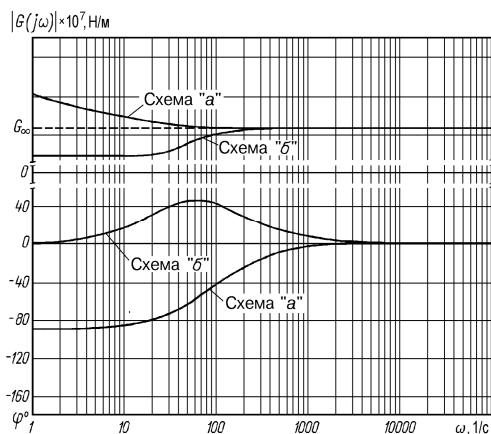


Рис. 2 – Типові логарифмічні частотні характеристики динамічної жорсткості одноканалних рульових приводів різних кінематичних схем

З аналізу цих характеристик випливає, що найбільшу стійкість і найкращі протифлатерні властивості мають РП, виконані за схемою з оберненою кінематикою, що обумовлено тим, що такі приводи мають фазочастотну характеристику динамічної жорсткості в області позитивних значень фазового зсуву між зовнішнім навантаженням $R(S)$ і переміщенням вихідної ланки приводу $y(S)$. Вони можуть бути використані для демпфірування флатерних коливань рульової поверхні без застосування спеціальних коригувальних зворотних зв'язків.

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

$$\frac{G_\infty}{G_0} > 1 - \frac{h^c}{mD}, \quad (10)$$

де h^c – еквівалентний коефіцієнт в'язкого тертя у силовій частині системи бустерного керування;

m – приведена маса рульової поверхні;

D – добротність приводу.

Зважаючи на те, що сили демпфірування в силовому контурі системи бустерного керування ЛА без спеціального демпфера незначні, для забезпечення стійкості РП виконуватися умова $(G_\infty / G_0) > 1$.

Аналіз умови стійкості (10) підтверджує зроблений раніше висновок про підвищену стійкість РП з «оберненою» кінематикою. Їх застосування істотно спрощує вирішення проблеми стійкості системи бустерного керування ЛА за наявності великих інерційних навантажень і малого власного демпфірування рульової поверхні.

З фізичної точки зору підвищені запаси стійкості РП з «оберненою» кінематикою пояснюється тим, що при такій кінематичній схемі приводу деформація його опори приводить до зменшення відкриття золотникового розподільника, зменшуючи, таким чином, кількість гідравлічної енергії, що поступає до РП. Так як деформація опори кріплення приводу пропорційна перепаду тиску між порожнинами гідроциліндра, то можна зробити висновок, що у такому приводі за рахунок «оберненої» кінематики реалізується додатковий від'ємний зворотний зв'язок за навантаженням.

Достатні запаси стійкості дозволяють підвищити добротність РП з «оберненою» кінематикою, збільшуючи, тим самим, швидкодню приводу і смугу частот, що пропускає привод.

Відносним недоліком РП з «оберненою» кінематикою є менша у порівнянні з РП інших кінематичних схем статична точність позиціонування, що необхідно враховувати при їх застосуванні.

Таким чином, можна зробити висновок, що для забезпечення протифлатерних властивостей системи бустерного керування ЛА необхідно мати

максимально можливу жорсткість силового контуру «рульова поверхня – рульовий привод – опора кріплення приводу».

Реалізації цієї умови відповідає конструкція силового контуру з відносно великою статичною жорсткістю G_0 , але це створює проблеми з забезпеченням стійкості РП при великих інерційних навантаженнях на його вихідній ланці. Тому у цьому випадку рекомендується [4, 5, 12] використовувати в силовому контурі системи бустерного керування РП з «оберненою» кінематикою (схема «б» на рис. 1), а також максимально підвищити жорсткість C_r гідравлічної пружини приводу (за рахунок максимального зменшення «мертвих» об'ємів рідини у його порожнинах та інших конструктивних доробок).

Висновки. Отримані результати досліджень підтверджують можливість оцінки динамічних властивостей РП за характеристиками їх динамічної жорсткості.

На основі аналізу математичної моделі роботи РП в системі бустерного керування ЛА отримано вираз (10) для оцінки стійкості РП за амплітудно-частотною характеристикою його динамічної жорсткості.

Для комплексного вирішення проблеми стійкості РП системи бустерного керування ЛА рекомендується використовувати в її силовому контурі РП із «оберненою» кінематикою («б» на рис. 1).

Оцінку протифлатерних властивостей РП рекомендується виконувати за фазочастотною характеристикою динамічної жорсткості приводу.

Для демпфування флатерних коливань рульових поверхонь ЛА найбільш доцільно використовувати РП з «оберненою» кінематикою, що мають протифлатерні властивості.

Список літератури: 1. Абрамов С. І. Гідравлічні слідуючі приводи систем керування літальних апаратів : навч. посібник / С. І. Абрамов, Г. Й. Зайончковський. – К. : КМУЦА, 2000. – 224 с. 2. Абрамов С. І. Проектування систем керування літальних апаратів. Системи керування літака з гідромеханічним приводом : навч. посібник / С. І. Абрамов, Г. Й. Зайончковський. – К. : НАУ, 2005. – 188 с. 3. Гонюдовський В. І. Привод рулевых поверхностей самолетов / В. И. Гонюдовский, Ф. И. Склянский, И. С. Шумилов. – М. : Машиностроение, 1974. – 320 с. 4. Шумилов И. С. Системы управления рулями самолетов / И. С. Шумилов. – М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. – 469 с. 5. Гамынин Н. С. Проектирование

следящих гидравлических приводов летательных аппаратов / Н. С. Гамынин, А. И. Баженов, В. И. Карев [и др.]. – М. : Машиностроение, 1981. – 312 с. 6. Гамынин Н. С. Гидравлические приводы летательных аппаратов : учеб. для авиационных специальностей вузов / Н. С. Гамынин, В. И. Карев, А. М. Потапов [и др.]. – М. : Машиностроение, 1992. – 368 с. 7. Бочаров В. Я. Системы управления самолетов : энциклопедия «Машиностроение». / В. Я. Бочаров, И. С. Шумилов. – М. : Машиностроение, 2004. – Том IV-21, книга 2 : Самолеты и вертолеты. Проектирование, конструкции и системы самолетов и вертолетов. – 754 с. 8. Нейман В. Г. Гидроприводы авиационных систем управления / В. Г. Нейман. – М. : Машиностроение, 1973. – 200 с. 9. Попов Д. Н. Инженерные исследования гидроприводов летательных аппаратов / Д. Н. Попов. – М. : Машиностроение, 1978. – 142 с. 10. Ермаков С. А. Проектирование гидроприводов летательных аппаратов / С. А. Ермаков. // Проектирование гидравлических систем машин. – М. : Машиностроение, 1992. – С. 12–19. 11. Оболенский Ю. Г. Введение в проектирование систем авиационных рулевых приводов / Ю. Г. Оболенский, С. А. Ермаков, Г. В. Сухоруков. – М. : ГУП Окружная газета ЮЗАО, 2011. – 344 с. 12. Зайончковський Г. Й. Оцінка стійкості і протифлатерних властивостей гідромеханічних рульових слідуючих приводів / Г. Й. Зайончковський // Промислова гідравліка і пневматика. – 2006. – №1 (11). – С. 53–58.

Bibliography (transliterated): 1. Abramov, Ye. I., and G. I. Zaionchkovskiy. *Hidravlichni slidkuyuchi privody system keruvannya litalnuch aparativ*. Kyiv : KMUTSA, 2000. Print. 2. Abramov, Ye. I., and G. I. Zaionchkovskiy. *Proektuvannya system keruvannya litalnuch aparativ. Systemy keruvannya litaka z hidromekhanichnum pryvodom*. Kyiv : NAU, 2005. Print. 3. Honiodskiy, V. I., F. I. Sklyanskiy and I. S. Shumilov. *Privod rulevukh poverkhnostey samoletov*. Moscow : Mashinostroenie, 1974. Print. 4. Shumilov, I. S. *Sistemy upravleniya pulyami samoletov*. Moscow : MHTU im. N. E. Bauman, 2009. Print. 5. Hamynin, N. S., et al. *Proektirovanie sledyashchikh privodov letatelnykh apparatov*. Moscow : Mashinostroenie, 1981. Print. 6. Hamynin, N. S., et al. *Hidravlicheskie privody letatelnykh apparatov*. Moscow : Mashinostroenie, 1992. Print. 7. Bocharov, V. Ya., and I. S. Shumilov. *Sistemy upravleniya samoletov. Samolety i vertolety. Proektirovanie, konstruktii i sistemy samoletov i vertoletov*. IV-21.2. Moscow : Mashinostroenie, 2004. Print. 8. Neyman, V. H. *Hidroprivody aviatsionnykh system upravleniya*. Moscow : Mashinostroenie, 1973. Print. 9. Popov, D. N. *Inzhenernye issledovaniya gidroprivodov letatelnykh apparatov*. Moscow : Mashinostroenie, 1978. Print. 10. Ermakov, S. A. "Proektirovanie hidro-privodov letatelnykh apparatov." *Proektirovanie hidravlicheskich sistem mashin*. Moscow : Mashinostroenie, 1992. 12–19. Print. 11. Obolbskiy, Yu. H., S. F. Ermakov and H. V. Sukhorukov. *Vvedenie v proektirovanie system aviatsionnykh rulevukh privodov*. Moscow : HUP Okryzhnaya hazeta YUZA0, 2011. Print. 12. Zaionchkovskiy, G. I. "Otsinka stiykosti i protuflaternykh vlastuvostey hidromekhanichnykh rulevukh slidkuyuchukh pruvodiv." *Promuslova hidravlika i pnevmatika*. No. 1.11. 2006. 53–58. Print.

Надійшла (received) 27.09.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Зайончковський Геннадій Йосипович – доктор технічних наук, професор, Національний авіаційний університет, завідувач кафедри гідрогазових систем, м. Київ; тел.: (044) 408-45-54, (067) 939-44-51; e-mail: evgenia_zay@mail.ua.

Zaionchkovskiy Hennadii Iosifovich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Aviation University, Director of hydrogaz department, Kyiv; tel.: (044) 408-45-54, (067) 939-44-51; e-mail: evgenia_zay@mail.ua.