

фюзеля с элементом регулирования. - Куйбышев, 1982. - Рукопись
представлена КуАИ. Деп. в НИИЭинформэнергомат 19 ноября
1982, №152 эм-ДВ2.

УДК 621.822.5.032

А.Б.Макушин, Д.Е.Чегодаев

ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КЛАПАНА С ГАЗОСТАТИЧЕСКИМ ЦЕНТРИРОВАНИЕМ

Известно, что большое количество клапанов подвержено динамическим нагрузкам [1], [2], поэтому их надежная работа определяется возможностью расчета их динамических характеристик, предварительного нахождения реакции этих клапанов на различные виды динамического воздействия.

Теоретическое и экспериментальное исследование газостатического центрирования клапанов, проведенное в работах [3], [4], подтвердило увеличение ресурса работы и улучшение стабильности их характеристик. В настоящей статье в продолжение проведенных исследований рассматриваются некоторые новые результаты.

Для упрощения исследования динамики клапана его реальную конструкцию (рис. 1) заменим динамической моделью (рис. 2) - замкнутой пневматической системой с регулируемой подачей газа и слива.

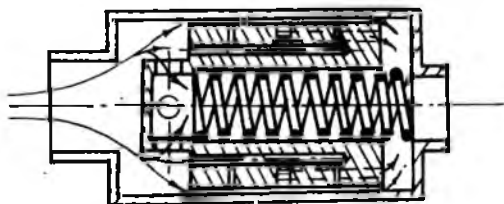


Рис. 1. Конструктивная схема клапана с гидростатическим центрированием

На рис. 2 R_1 и R_2 - гидравлические сопротивления в рабочем тракте клапана и в гидравлическом тракте, образующем центрирование; R_3 и R_4 гидравлические сопротивления на входе клапана и выходе из него; p_1 и p_2 - давление перед клапаном и за ним; $p_{вх}$ и $p_{вых}$ -

давления питающей и потребляющей емкостей; V_1 и V_2 объемы газа (воздуха) перед клапаном и за ним; C - жесткость пружины клапана; m - его масса.

Динамическую модель клапана можно представить как модель с релаксационным демпфированием [5]

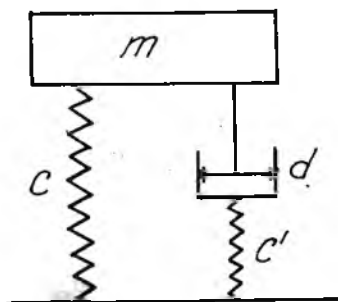


Рис. 2. Динамическая модель клапана с гидростатическим центрированием

в следующем виде (рис. 3). Здесь C' - релаксационная упругость, d - демпфирование, связанное с выдавливанием воздуха из-под поршня.

Для анализа динамики клапана с газостатическим центрированием необходимо использовать совокупность четырех уравнений, отражающих законы движения, неразрывности, состояния и сохранения энергии для рабочего тела в трактах клапана.

При описании процессов в дросселях и кольцевой щели будем использовать следующие уравнения

расхода. Массовый расход в дросселях при изэнтропном ($n = 1,4$) течении газа определяется уравнением Сен-Венана-Ванцеля:

$$M_{gr} = \alpha F \rho_2 \sqrt{\frac{2n}{(n-1)RT}} \sqrt{p_2 - p_1} \quad (1)$$

Принимая значение плотности ρ по каналу постоянным и равным среднему $\rho_{cp} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$, определим массовый расход для кольцевых щелей уравнением:

$$M_{к.щ} = \frac{\pi D \delta_0^3}{24 \mu l} (p_1^2 - p_2^2), \quad (2)$$

Где p_1 и p_2 - давления на входе в кольцевую щель и на выходе из нее;
 D - диаметр затвора клапана;
 δ_0 - радиальный зазор между затвором клапана и его корпусом;
 l - длина кольцевой щели;
 μ - динамический коэффициент вязкости.

Наличие выражений для расхода воздуха (1) и (2) позволяет проводить анализ динамических характеристик клапана с газостатическим

центрированием на основании уравнений неразрывности потока газа через входной и выходной дроссели:

$$M_{вх}(\ell, p) - M_{вых}(\ell, p) = \frac{d}{dt}(\rho \cdot V); \quad (3)$$

постояния газа

$$p = \frac{P}{RT}; \quad (4)$$

процесса

$$\frac{p}{\rho^n} = const.$$

Выражение (3) представляет собой нелинейное уравнение, связывающее перемещение ℓ с давлением p в подпоршневой полости. При небольших перемещениях клапана эту зависимость можно заменить линейной.

Уравнения (3) - (5) определяют силы, действующие на клапан со стороны газового слоя. Суммирование этих сил с инерционными и нагрузкой на клапан дает четвертое уравнение - уравнение равновесия сил, действующих на затвор клапана:

$$mS^2 \Delta x_2 + C'(\Delta x_2 - \Delta x_1) + C(\Delta x_2 - \Delta x_1) = 0. \quad (6)$$

В этом уравнении S - оператор Лапласа.

Система уравнений (3) - (6) позволяет проводить комплексное исследование клапана с газостатическим центрированием как динамической системы. Второй член уравнения (6) можно представить в виде

$$C'(\Delta x_2 - \Delta x_1) = F(\Delta p_1 - \Delta p_2), \quad (7)$$

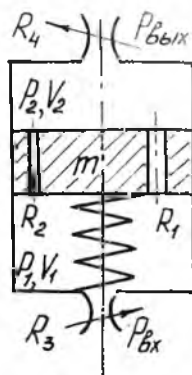


Рис. 3. Динамическая модель клапана с газостатическим центрированием как модель с релаксационным демпфированием

где $\Delta p_{1(2)}$ - изменения давлений при колебательном процессе.

Изменения давления можно представить так:

$$\Delta p_1 = -\frac{n p_1 F}{V_1} (\Delta x_2 - \Delta x_1);$$

$$\Delta p_2 = \frac{n p_2 F}{V_2} (\Delta x_2 - \Delta x_1).$$

Уравнения неразрывности (3) для входа воздуха в клапан и выхода из него с учетом (5) запишутся:

$$(\delta_1 - \delta_2) \Delta p_1 + (a_1 - a_2) (\Delta x_2 - \Delta x_1) = \frac{V_1 p_1 S}{n p_1} \Delta p_1 - p_1 F S (\Delta x_2 - \Delta x_1); \quad (8)$$

$$(\delta_3 - \delta_4) \Delta p_2 + (a_3 - a_4) (\Delta x_2 - \Delta x_1) = \frac{V_2 p_2 S}{n p_2} \Delta p_2 - p_2 F S (\Delta x_2 - \Delta x_1). \quad (9)$$

Здесь $\delta_1 = \frac{\partial M_{\delta x}}{\partial p_1}$; $\delta_2 = \frac{\partial M_{\partial p}}{\partial p_1}$; $\delta_3 = \frac{\partial M_{\partial p}}{\partial p_2}$; $\delta_4 = \frac{\partial M_{\delta_{\text{вых}}}}{\partial p_2}$;

$$a_1 = \frac{\partial M_{\delta x}}{\partial x}; \quad a_2 - a_3 = \frac{\partial M_{\partial p}}{\partial x}; \quad a_4 = \frac{\partial M_{\delta_{\text{вых}}}}{\partial x}.$$

Из уравнений (8) и (9) можно получить зависимости для определения Δp_1 и Δp_2 , после подстановки которых в уравнение (7) получим:

$$C' (\Delta x_2 - \Delta x_1) = F \left(C_1 \frac{T_1 S + 1}{T_2 S + 1} - C_2 \frac{T_3 S + 1}{T_4 S + 1} \right) (\Delta x_2 - \Delta x_1). \quad (10)$$

В уравнении (10)

$$C_1 = \frac{a_1 - a_2}{b_2 - b_1}; \quad C_2 = \frac{a_3 - a_4}{b_3 - b_4}; \quad T_1 = \frac{\rho_1 F}{a_1 - a_2}; \quad T_2 = \frac{V_1 \rho_1}{n \rho_1 (b_2 - b_1)};$$

$$T_3 = -\frac{\rho_2 F}{a_3 - a_4}; \quad T_4 = \frac{V_2 \rho_2}{n \rho_2 (b_3 - b_4)},$$

где T_1, T_2, T_3, T_4 - постоянные времени опережения и запаздывания, причем T_1 определяется чувствительностью расходных характеристик дросселей на изменение длины щели l , T_2 - влиянием сжимаемости газа на массовые расходы, T_3 - чувствительностью расходных характеристик дросселей гидростатического центрирующего пояса на изменение длины щели l , T_4 - влиянием сжимаемости газа на входе в центрирующий пояс и на выходе из него.

Тогда после подстановки выражения (10) в уравнение движения клапана (6) получим:

$$mS^2 \Delta x_2^2 + F \left(C_1 \frac{T_1 S + 1}{T_2 S + 1} - C_2 \frac{T_3 S + 1}{T_4 S + 1} \right) (\Delta x_2 - \Delta x_1) - C (\Delta x_2 - \Delta x_1) = 0.$$

Последнее уравнение представим в виде

$$mS^2 \Delta x_2^2 + C_{дин} (\Delta x_2 - \Delta x_1) = 0, \quad (11)$$

где $C_{дин}$ - динамическая жесткость системы, т.е.

$$C_{дин} = F \left(C_1 \frac{T_1 S + 1}{T_2 S + 1} - C_2 \frac{T_3 S + 1}{T_4 S + 1} \right) + C. \quad (12)$$

После преобразований выражение (12) примет вид

$$C_{дин} = C' \frac{T_{12}^2 S^2 + T_{11} S + 1}{T_{22}^2 S^2 + T_{12} S + 1}, \quad (13)$$

где $C' = F(C_1 - C_2) + C$;

$$T_{12}^2 = \frac{FC_1 T_1 T_4 - F_1 C_2 T_3 T_2 - C T_2 T_4}{F(C_1 - C_2) + C};$$

$$T_{11} = \frac{FC_1(T_4 + T_1) - FC_2(T_2 + T_3) + C(T_4 + T_3)}{F(C_1 - C_2) + C};$$

$$T_{22}^2 = T_3 T_2; \quad T_{21} = T_2 + T_3.$$

Динамическая жесткость, представляющая собой отношение приращения несущей способности по перемещению затвора клапана при гармоническом перемещении корпуса клапана, является комплексной величиной. Действительная часть ее $C_y(\omega)$ синфазна перемещению и, следовательно, характеризует упругость системы. Мнимая составляющая $jD(\omega)$ (здесь $j = \sqrt{-1}$) сдвинута по фазе на $\frac{\pi}{2}$ от смещения и характеризует демпфирование.

Подставив в выражение динамической жесткости (13) значение оператора $S = j\omega$, получим:

$$C_{дин} = C' \left[\frac{(1 - T_{12}^2 \omega^2)(1 - T_{22}^2 \omega^2) + T_{11} T_{21} \omega^2}{(1 - T_{22}^2 \omega^2)^2 + T_{21}^2 \omega^2} + j \frac{T_{11} \omega (1 - T_{22}^2 \omega^2) - T_{21} \omega (1 - T_{21}^2 \omega^2)}{(1 - T_{22}^2 \omega^2)^2 + T_{21}^2 \omega^2} \right]. \quad (14)$$

Выражение (14) можно представить в виде

$$C_{дин} = C' [C_y(\omega) + jD(\omega)].$$

Здесь

$$C_y(\omega) = \frac{(1 - T_{12}^2 \omega^2)(1 - T_{22}^2 \omega^2) + T_{11} T_{21} \omega^2}{(1 - T_{22}^2 \omega^2)^2 + T_{21}^2 \omega^2} \quad (15)$$

упругость системы;

$$H(\omega) = \frac{T_{11} \omega (1 - T_{22}^2 \omega^2) - T_{21} \omega (1 - T_{12}^2 \omega^2)}{(1 - T_{22}^2 \omega^2)^2 + T_{21}^2 \omega^2} \quad (16)$$

демпфирование системы.

Для удобства анализа характеристики (15) и (16) представим в безразмерном виде.

При этом

$$\bar{C}_y(\omega) = \frac{C_y(\omega)}{C'} \quad , \quad \bar{D}(\omega) = \frac{D(\omega)}{C'}$$

Или

$$\bar{C}_y(\omega) = \frac{(1 - \bar{T}_{12}^2 \bar{\omega}^2)(1 - \bar{T}_{22}^2 \bar{\omega}^2) + \bar{T}_{11} \bar{T}_{21} \bar{\omega}^2}{(1 - \bar{T}_{22}^2 \bar{\omega}^2)^2 + \bar{T}_{21}^2 \bar{\omega}^2} \quad (17)$$

безразмерная характеристика упругости системы;

$$\bar{D}_y(\omega) = \frac{\bar{T}_{11} \bar{\omega} (1 - \bar{T}_{22}^2 \bar{\omega}^2) - \bar{T}_{21} \bar{\omega} (1 - \bar{T}_{12}^2 \bar{\omega}^2)}{(1 - \bar{T}_{22}^2 \bar{\omega}^2)^2 + \bar{T}_{21}^2 \bar{\omega}^2} \quad (18)$$

безразмерное демпфирование системы.

В зависимостях (17) и (18)

$$\bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_0} \quad - \text{ безразмерная частота, где } \omega_0 = \sqrt{\frac{C'}{M}} \quad -$$

собственная частота системы;

$$\bar{T}_{11} = T_{11} \omega_0; \quad \bar{T}_{21} = T_{21} \omega_0; \quad \bar{T}_{22}^2 = T_{22}^2 \omega_0^2; \quad \bar{T}_{12}^2 = T_{12}^2 \omega_0^2.$$

Передаточную функцию рассматриваемой системы определим из уравнения (II)

$$K(s) = \frac{\Delta x_2}{\Delta x_1} = \frac{C_{дин}}{m s^2 + C_{дин}} \quad (19)$$

Подставив в уравнение (19) выражение для $C_{дин}$ (14) и расписав оператор $S=j\omega$, после преобразования получим:

$$K(S) = \frac{(1 - \bar{T}_{12}^2 \bar{\omega}^2) + j \bar{T}_{11} \bar{\omega}}{1 - \bar{\omega}^2 (1 - \bar{T}_{12}^2) + \bar{T}_{22}^2 \bar{\omega}^4 + j \bar{\omega} (\bar{T}_{11} + \bar{T}_{21} \bar{\omega}^2)} \quad (20)$$

Освободившись от мнимой единицы в знаменателе выражения (20) и выделив из него действительную Re и мнимую Im части, определим амплитудно-частотную и фазочастотную характеристики системы.

Амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) системы:

$$R(\omega) = \sqrt{Re^2 + Im^2} = \sqrt{\frac{(1 - \bar{T}_{12}^2 \bar{\omega}^2)^2 + \bar{T}_{11}^2 \bar{\omega}^2}{[(1 - \bar{\omega}^2) - \bar{\omega}^2 (\bar{T}_{12}^2 - \bar{T}_{22}^2 \bar{\omega}^2)]^2 + \bar{\omega}^2 (\bar{T}_{11} - \bar{T}_{21} \bar{\omega}^2)^2}} \quad (21)$$

Фазочастотная характеристика (ФЧХ):

$$\varphi = \text{arctg} \frac{Im}{Re} = \text{arctg} \frac{\bar{T}_{11} \bar{\omega} [1 - \bar{\omega}^2 (1 + \bar{T}_{12}^2) + \bar{T}_{22}^2 \bar{\omega}^4] - (1 - \bar{T}_{12}^2 \bar{\omega}^2) (\bar{T}_{11} - \bar{T}_{21} \bar{\omega}^2) \bar{\omega}}{(1 - \bar{T}_{12}^2 \bar{\omega}^2) [(1 - \bar{\omega}^2) (1 + \bar{T}_{12}^2) + \bar{T}_{22}^2 \bar{\omega}^4] + \bar{T}_{11} \bar{\omega}^2 (\bar{T}_{11} - \bar{T}_{21} \bar{\omega}^2)} \quad (22)$$

Зависимости (17), (18), (21), (22) определяют динамику клапана с газостатическим центрированием для любой конструктивной его схемы. Для приведенной на рис. 1 схемы клапана расходы воздуха инвариантны по перемещению x , тогда выражения для изменений давлений Δp_1 и Δp_2 , получаемые из уравнения неразрывности (8) и (9), будут упрощены. Поэтому постоянные времени опережения и запаздывания определяются так:

$$T_1 = \rho_1 F, \quad T_2 = \frac{V_1 \rho_1}{n \rho_1 (\delta_2 - \delta_1)}; \quad T_3 = -\rho_2 F; \quad T_4 = \frac{V_2 \rho_2}{n \rho_2 (\delta_3 - \delta_4)}$$

а

$$C_1 = \frac{1}{\delta_2 - \delta_1}; \quad C_2 = \frac{1}{\delta_3 - \delta_4}$$

Динамические характеристики клапана с газостатическим центрированием, определяемые зависимостями (17), (18) и (21), (22), просчитывались на ЭВМ ЕС-1020.

На рис. 4 построены характеристики безразмерной упругости \bar{C} и демпфирования \bar{D} , а на рис. 5 и 6 амплитудно-частотные и фазочастотные характеристики клапана в функции безразмерной частоты $\bar{\omega}$ и диаметра \bar{T}_{12}^2 . Как следует из рис. 4-6 динамические характеристики клапана имеют регулируемый характер, т.е. изменением геометрических и энергетических параметров системы можно подобрать наперед заданные характеристики.

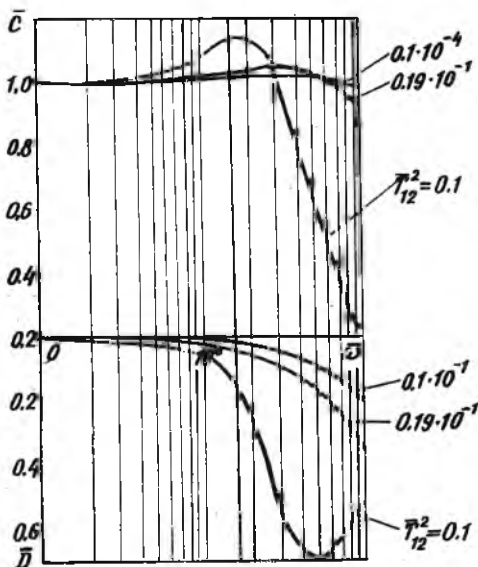


Рис. 4. Зависимость безразмерной упругости \bar{C} и безразмерного демпфирования \bar{D} от безразмерной частоты $\bar{\omega}$ ($T_{11}^2 = 0,57$; $T_{22}^2 = 0,355 \cdot 10^{-5}$; $T_{21}^2 = 0,57$)

Л и т е р а т у р а

1. Башта Т.М. Самолетные гидравлические приводы и агрегаты. - М.: Оборонгиз, 1951.

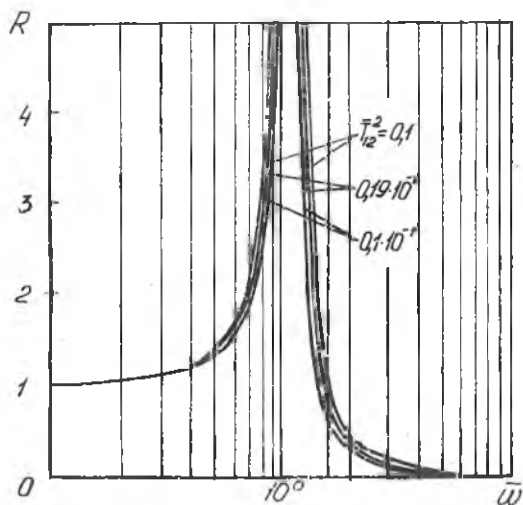


Рис. 5. Амплитудно-частотная характеристика ($\overline{T}_{11}^2 = 0,57$; $\overline{T}_{22}^2 = 0,355 \cdot 10^{-1}$; $\overline{T}_{21}^2 = 0,57$)

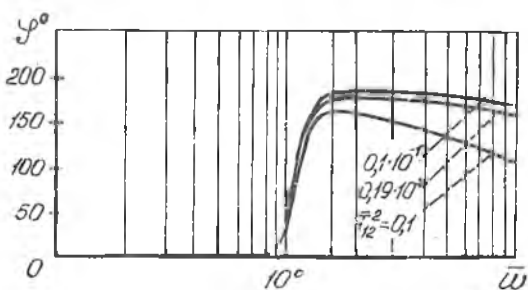


Рис. 6. Фазочастотная характеристика ($\overline{T}_{11}^2 = 0,57$; $\overline{T}_{22}^2 = 0,355 \cdot 10^{-1}$; $\overline{T}_{21}^2 = 0,57$)

2. Прокофьев В.Н. и др. Основы теории и конструирования объемных гидropередач. - М.: Высшая школа, 1968.
3. Макушин А.В., Чегодаев Д.Е., Гниломедов Н.Н. Газостатическое центрирование клапанов гидросистем. - В сб.: Гидропривод и

гидропневмоавтоматика, Киев, 1983, вып. 19.

4. Макушин А.Б., Чегодаев Д.Е., Гниломедов Н.Н. Экспериментальное исследование газостатического центрирования клапанов гидросистем. - В сб.: Гидропровод и гидропневмоавтоматика, Киев, 1983, вып. 20.
5. Чегодаев Д.Е., Белоусов А.И. Гидростатические опоры как гасители колебаний. - В сб.: Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей, Куйбышев: КуАИ, 1974, вып. 67.

УДК 629.735.33.015.3.025.34.

С.Д.Ермоленко, Р.Ф.Кисляков

ИСПЫТАНИЯ МОДЕЛИ САМОЛЕТА С ОБЫЧНЫМИ И ТОНКИМИ ГИБКИМИ ПЕРЕДКРЫЛКАМИ В АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ ТРУБЕ

Выбор вида механизации передней кромки крыла самолета иногда диктуется специальными требованиями к конструкции крыла и его весу. В таком случае могут представить интерес предкрылки, выполненные в виде тонких гибких пластин [1], [2], которые в убранном положении являются почти плоскими и вписываются в нижнюю часть контура крыла, а в выдвинутом положении изогнуты в форме дужки профиля с помощью специального устройства.

Сведений об эффективности подобных предкрылков в литературе нет. Между тем без этих данных нельзя оценить достоинства и недостатки гибких предкрылков по сравнению с обычными предкрылками или другими видами механизации передней кромки крыла. Представленные ниже материалы позволяют в первом приближении сделать такую оценку.

В аэродинамической трубе при скорости потока 40 м/с была испытана модель самолета со стреловидным крылом (рис. 1), на котором воспроизводились сначала обычные (вариант 1), а затем гибкие предкрылки (вариант 2).

Крыло имело удлинение $\lambda = 7,3$, сужение $\gamma = 3,2$, угол стреловидности по линии $1/4$ хорд $\chi = 35^\circ$, относительную толщину $\delta = 0,11$. В корневой и средней его части расположены целевые двухзвенные закрылки.

Программой испытаний предусматривалось определение зависимостей