

И. П. Токарев

ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И СТРУКТУРНЫЕ СХЕМЫ
ГАЗОСТАТИЧЕСКИХ ОПОР С РЕГУЛЯТОРАМИ РАСХОДА

Проблемы повышения вибрационной защиты узлов и агрегатов летательных аппаратов и их двигателей приобретают большую актуальность в связи с увеличением интенсивности вибрационных нагрузок, действующих на них. Поиски новых методов и средств, способных обеспечить эффективную виброизоляцию оборудования, ведутся в различных направлениях. Одним из наиболее перспективных является использование активных виброзащитных систем [1]. К ним относятся устройства, использующие для компенсации возмущений энергию внешних источников и состоящие из механических звеньев с сервоуправлением или элементов переменной структуры. Применение таких систем существенно повышает качество виброзащиты по сравнению с пассивной амортизацией объектов [1, 2].

К активным средствам борьбы с вибрациями могут быть отнесены поршневые газостатические опоры (ПГСО) [3]. Однако имеющиеся в ПГСО связи между возмущением основания опоры и перемещением изолируемой массы порой недостаточно для обеспечения предъявляемых требований виброзащиты. С целью создания усилий, компенсирующих внешние возмущения, в ПГСО могут быть введены дополнительные активные связи. Наиболее простым источником таких связей является входной дросселирующий элемент активного типа (регулятор расхода). На рис. 1 показаны принципиальные схемы некоторых таких дросселей, имеющих регулируемое проходное сечение:

- а) дроссель типа "сопло-заслонка"
- б) золотник,
- в) регулятор Де-Гаста,
- г) регулятор расхода из МР.

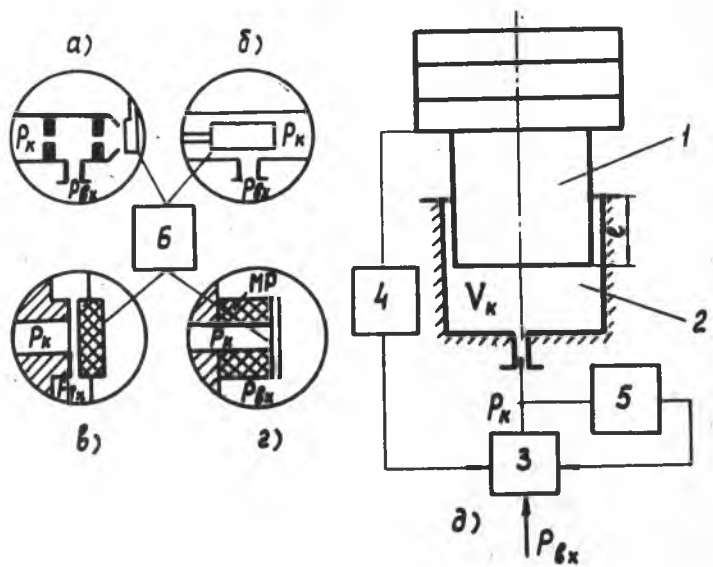


Рис. 1

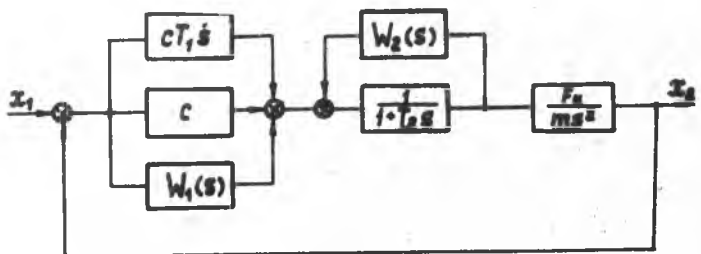


Рис. 2

Использование регуляторов расхода в ПГСО вместо дросселирующих элементов постоянного гидродинамического сопротивления (ограничителей расхода) обогащает опору дополнительными связями, которые могут быть использованы для повышения эффективности виброзащиты. Поршневая газостатическая опора с дросселем активного типа (АПГСО), принципиальная схема которого показана на рис. 1д, отличается от известных активных пневматических виброзащитных систем [1, 2] неуплотненным сервопоршнем 1, большим разнообразием в выборе регуляторов расхода газа 3 и наличием не только механических 4, но и пневматических активных связей 5 между амортизируемым объектом и управляющим органом 6 регулятора расхода.

Динамические процессы в АПГСО описываются уравнениями движения амортизируемой массы, регулятора и протекания газодинамических процессов в элементах всей системы. Основной динамической характеристикой, определяющей упругие и диссипативные свойства опоры, является реакция газового слоя $C_{\text{дин}}(s)$. Она представляет собой отношение приращения давления в камере опоры δp_k к приращению хода амортизируемой массы $\delta \ell$ в операторной форме и может быть найдена при исследовании линеаризованной модели газостатической опоры. Уравнения неразрывности потока газа плотностью ρ_k через рабочую камеру опоры 2 объемом V_k

$$M_{\text{вх}} - M_{\text{вых}} = \frac{d}{dt} (\rho_k V_k) \quad (1)$$

и состояния газа $\frac{p_k}{\rho_k^n} = \text{const}$ позволяют после линеаризации установить связь между $\frac{p_k}{\rho_k^n} \delta \ell$ и δp_k в виде

$$\delta M_{\text{вх}} - \delta M_{\text{вых}} = \frac{V_k \rho_k}{n p_k} \frac{d}{dt} \delta p_k - F_k \rho_k \frac{d}{dt} \delta \ell, \quad (2)$$

где F_k - площадь рабочей камеры, n - показатель политропы.

Считаем, что массовый расход через выходной дросселирующий элемент $M_{\text{вых}}$ и его приращение $\delta M_{\text{вых}}$ зависят от давления p_k и хода ℓ , а расход через входной дроссель $M_{\text{вх}}$ и $\delta M_{\text{вх}}$ - еще и от величины параметра регулирования R :

$$\delta M_{\text{вых}} = \frac{\partial M_{\text{вых}}}{\partial p_k} \delta p_k + \frac{\partial M_{\text{вых}}}{\partial \ell} \delta \ell, \quad (3)$$

$$\delta M_{\text{вх}} = \frac{\partial M_{\text{вх}}}{\partial p_k} \delta p_k + \frac{\partial M_{\text{вх}}}{\partial \ell} \delta \ell + \frac{\partial M_{\text{вх}}}{\partial R} \delta R. \quad (4)$$

Здесь под параметром регулирования R входного дросселя активного типа понимается любой из конструктивных параметров, опре-

деляющих его гидравлическое сопротивление и изменяющихся при перемещении управляющего органа регулятора. Связь между амортизируемой массой и управляющим органом может быть механической или пневматической, поэтому

$$\delta R = \frac{\partial R}{\partial \rho_k} \delta \rho_k + \frac{\partial R}{\partial \ell} \delta \ell. \quad (5)$$

Введем обозначения

$$\frac{\partial M_{\beta x}}{\partial \ell} = a_1, \quad \frac{\partial M_{\beta x}}{\partial \rho_k} = b_1, \quad \frac{\partial M_{\beta_{\text{мн}x}}}{\partial \ell} = a_2, \quad \frac{\partial M_{\beta_{\text{мн}x}}}{\partial \rho_k} = b_2, \quad \frac{\partial M_{\beta x}}{\partial R} = z, \quad \frac{\partial R}{\partial \rho_k} = W_n, \quad \frac{\partial R}{\partial \ell} = W_m, \quad (6)$$

подставим выражения (3) и (4) в уравнение неразрывности (2) и получим

$$(a_1 - a_2 + z W_m) \delta \ell + (b_1 - b_2 + z W_n) \delta \rho_k = \frac{V_k \rho_k}{n \rho_k} \frac{d}{dt} \delta \rho_k - F_k \rho_k \frac{d}{dt} \delta \ell.$$

Из последнего уравнения после преобразования его к операторной форме находим динамическую реакцию газостатической опоры с регулятором расхода

$$C_{\text{дин}}(s) = \frac{\delta \rho_k}{\delta \ell} = \frac{a_1 - a_2 + \rho_k F_k s + z W_m(s)}{b_2 - b_1 + \frac{V_k \rho_k}{n \rho_k} s - z W_n(s)} \quad \text{или} \quad C_{\text{дин}}(s) = C \frac{1 + T_1 s + W_1(s)}{1 + T_2 s - W_2(s)} \quad (7)$$

где $C = \frac{a_1 - a_2}{b_2 - b_1}$ - статическая жесткость, а $T_1 = \frac{F_k \rho_k}{a_1 - a_2}$ и $T_2 = \frac{V_k \rho_k}{n \rho_k (b_2 - b_1)}$ - постоянные времени опоры.

Сравнивая полученное выражение для $C_{\text{дин}}(s)$ с выражением для динамической реакции опоры с ограничителем расхода [3]

$$C_{\text{дин}}(s) = C \frac{1 + T_1 s}{1 + T_2 s},$$

видим, что использование регулятора расхода привело к появлению новых членов $W_1(s)$ и $W_2(s)$. В соответствии с (5)-(7)

$$W_1(s) = \frac{z}{a_1 - a_2} W_m(s), \quad W_2(s) = \frac{z}{b_2 - b_1} W_n(s)$$

определяют дополнительные каналы взаимодействия между $\delta \ell$ и $\delta \rho_k$, каждый из которых представляет собой последовательное соединение двух связей. Первая обеспечивается устройством, преобразующим движение амортизируемой массы в движение управляющего органа регулятора. Вторая - это связь между перемещением последнего и изменением гидравлического сопротивления регулятора. Преобразовательное устройство может быть механического типа с передаточной функцией $W_m(s)$ или пневматического - $W_n(s)$. Наличие дополнительных связей оказывает существенное влияние на резонансные характеристики газостатической опоры. Подставив в уравнение движе-

ния объекта виброзащиты массой m

$$ms^2 x_2 + F_k c_{\text{ДУН}}(s)(x_2 - x_1) = 0$$

полученное выражение (7) для динамической реакции АПГСО, разрешим его относительно отношения координат перемещения амортизируемой массы x_2 и основания опоры x_1 , и получим выражение для резонансной характеристики опоры с регулятором

$$Y(s) = \frac{x_2}{x_1} = \frac{\omega_0^2 [1 + T_1 s + W_1(s)]}{s^2 [1 + T_2 s - W_2(s)] + \omega_0^2 [1 + T_1 s + W_1(s)]}, \quad (8)$$

где $\omega_0^2 = \frac{F_k c}{m}$ - статическая собственная частота опоры. Согласно [4] любая виброзащитная система может быть интерпретирована эквивалентной системой автоматического регулирования и представлена в виде структурной схемы. Подобная схема для АПГСО с передаточной функцией между входным сигналом x_2 и выходным x_1 , в виде (8) приведена на рис. 2. В отличие от структурной схемы ПГСО она имеет две дополнительные активные связи. Первая - механического типа с передаточной функцией $W_1(s)$ - осуществляет управление по возмущающему воздействию (относительному ходу амортизируемой массы $x_1 - x_2$). Вторая $W_2(s)$ - пневмо-механического типа - формирует активное воздействие по давлению в камере. В работе [5] показано, что виброзащитные системы с регулированием по возмущению как средство для достижения эффективной виброзащиты уступают другим способам регулирования. Поэтому АПГСО с дополнительными связями механического типа целесообразно использовать только в качестве средств обеспечения инвариантности опорной массы к внешним возмущениям [5]. Связи пневмо-механического типа способны повысить качество виброзащиты. Из выражения (8) при условии, что $W_1(s) = 0$ и $s = i\omega$, находим частотную характеристику опоры

$$Y(i\omega) = \frac{1 + i\omega T_1}{1 + T_1 i\omega - \frac{\omega^2}{\omega_0^2} [1 + i\omega T_2 - W_2(i\omega)]},$$

модуль которой $|Y(i\omega)|$ определяет амплитудно-частотную характеристику АПГСО. Для регуляторов расхода типа "сопло-заслонка" и золотника получено, что $W_2(i\omega) = \frac{K_p}{1 + i\omega T_p}$,

$$|Y(i\omega)| = \sqrt{\frac{(1 - T_1 T_p \omega^2)^2 + \omega^2 (T_1 + T_p)^2}{[1 - T_1 T_p \omega^2 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2} (1 - K_p - T_2 T_p \omega^2)]^2 + \omega^2 [T_1 - T_p - \frac{\omega^2}{\omega_0^2} (T_2 + T_p)]^2}} \quad (10)$$

Результаты расчетов $|Y(i\omega)|$ при различных параметрах дросселирующего элемента активного типа K_p и T_p приведены на рис. 3.

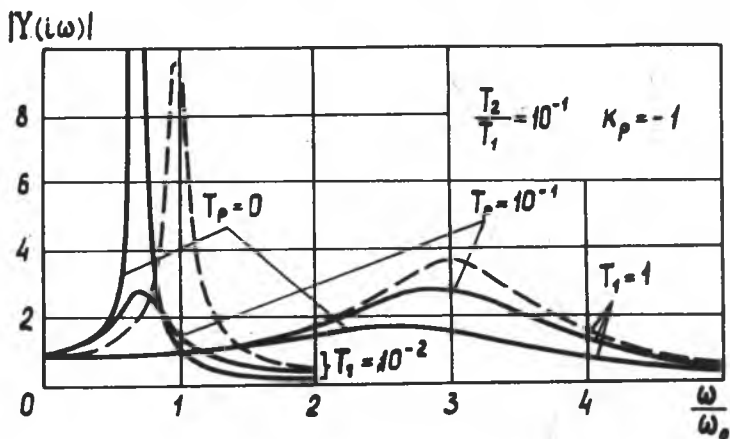


Рис. 3 .

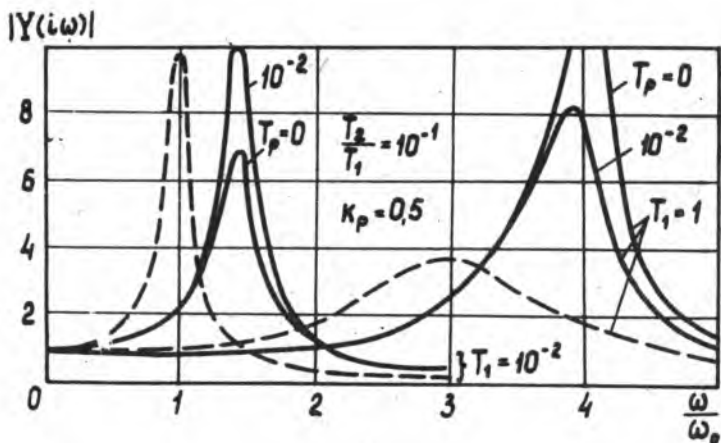


Рис. 4

4 и позволяют оценить возможность применения АПСО в качестве средств эффективной виброзащиты оборудования. Для сравнения сюда же нанесены амплитудно-частотные ПГСО с ограничителем расхода (пунктирные линии) для $T_1 = I$ и $T_1 = 10^{-2}$. Использование регулятора расхода с отрицательным коэффициентом усиления K_p (рис.3) расширяет частотный диапазон виброзащиты. При этом увеличение постоянной времени T_p при $T_1 = I$ снижает, а при $T_1 = 10^{-2}$ повышает резонансный коэффициент усиления вибраций на амортизируемой массе. Дросселирующие элементы активного типа с положительными K_p мало пригодны для использования в виброзащитных системах, т.к. при этом увеличиваются резонансные частоты и коэффициенты усиления (рис. 4).

В заключение хочется добавить, что полученные зависимости для динамических характеристик и структурные схемы газостатических опор с регуляторами расхода могут быть использованы не только для решения задач анализа динамических состояний опоры, но и для задач синтеза оптимальных для целей виброзащиты регуляторов расхода.

Л и т е р а т у р а

1. Ружичка Дж.Е. Активные виброзащитные системы. Экспресс-информация. Испытательные приборы и стенды, ВИНТИ, № I, 1969.
2. Морозов Б.И., Райхлин Р.И. Активная виброзащита с помощью систем автоматического регулирования. Сб. "Вибрационная техника", № 2, Московский дом научно-технической пропаганды им.Дзержинского, М., 1967.
3. Белоусов А.И., Чегодаев Д.Е. Динамические характеристики гидростатических устройств. Сб. "Вопросы виброизоляции оборудования и приборов", Труды Ульяновского политехнического института, 1974.
4. Елисеев С.В. Структурные методы исследования виброзащитных систем. Сб. "Влияние вибраций различных спектров на организм человека и проблемы виброзащиты", "Наука", 1972.
5. Королев Д.В., Елисеев С.В. Исследование возможностей изменения свойств механических систем путем введения активных электродинамических связей. Сб. "Вопросы надежности и вибрационной защиты приборного оборудования", Труды Иркутского политехнического института, 1972.