Таким образом, гидростатические устройства являются эффективным средством виброизоляции и подвески машин, узлов и агрегатов при действии случайных колебаний. Это обусловлено широкими возможностями по выбору и регулированию конструктивных и гидродинамических параметров ГУ в полученных диапазонах.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Сотсков Б. С.* Основы теории и расчета надежности элементов и устройств автоматики и вычислительной техники. — М.: Высшая школа, 1970.— 250 с.

2. *Бесекерский В. А., Попов Е. П.* Теория систем автоматического регулирования. — М.: Наука, 1975. — 767 с.

3. *Белоусов А. И., Самсонов В. Н., Токарев И. П.* Алгоритм проектирования пневмостатического разгрузочного устройства вибростенда. — Вестник машиностроения, 1979, № 12. — с. 24—26.

4. *Сиваков А. Н., Попов В. И.* Экспериментальное исследование случайных колебаний механической системы с виброгасителем.—В сб.: Динамика и прочность машин. — Харьков, 1980, вып. 31. — с. 58—62.

УДК 534.833.524.2

А. А. Сидоренко, Ф. М. Шакиров

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК АКТИВНОЙ ГАЗОСТАТИЧЕСКОЙ ОПОРЫ

Активные газостатические опоры, благодаря возможности регулирования их жесткостных и демпфирующих характеристик, могут быть использованы в качестве подвесок транспортных средств, виброизоляторов, виброгасящих устройств и разгрузочных устройств вибростендов. Эти опоры позволяют расширить область эффективной виброзащиты во всем диапазоне амплитуд и частот возмущения, включая и резонанс [1].

Активные газостатические опоры являются системами автоматического управления с обратными связями. Однако имеющихся механических связей между возмущением основания опоры и перемещением несущего объекта бывает недостаточно для обеспечения предъявляемых требований к виброзащите. Для повышения эффективности вибро- и ударозащиты в систему могут быть введены дополнительные активные пневматические связи [2].

В работе рассматривается влияние дополнительной связи, формирующей управление на выходе из рабочей камеры, на динамические характеристики двухкамерной опоры с проточной демпферной камерой. Принципиальная схема такой опоры представлена на рис. 1.

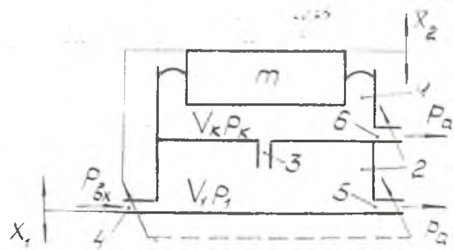

Рис. 1. Принципиальная схема активной опоры: *1* — рабочая камера; *2* — демпферная камера; *3* — межкамерный дросселирующий элемент; *4* — входной регулятор расхода; *5* и *6* — выходные регуляторы расхода

Исследование динамики активной газостатической опоры основано на совместном решении уравнений неразрывности, состояния газа и равновесия сил, действующих на опору.

На основании линеаризованных уравнений неразрывности

$$\delta M_{вх} - \delta M_{д} - \delta M_{вых1} \frac{d}{dt}(\rho_1 V_1); \tag{1}$$

$$\delta M_{д} - \delta M_{вых2} = \frac{d}{dt}\left(\rho_к V_к\right) \tag{2}$$

и состояния газа

$$\delta\rho = \frac{\rho}{n\,p}\,\delta p$$

устанавливаем связь между $\delta p_к$ и δx_2. При этом полагаем, что массовые расходы через входной *4*, выходные *5* и *6* и межкамерный дросселирующий *3* элементы и их приращения зависят только от давлений в камерах $p_к$, p_1 и хода изолируемой массы x_2:

$$\delta M_{вх} = r_{1x}\, a_1\, \delta x_2 + b_1\, \delta p_1; \tag{3}$$

$$\delta M_{вых1} = r_{2x}\, a_2\, \delta x_2 + b_2\, \delta p_1; \tag{4}$$

$$\delta M_{д} = b_3\, \delta p_1 + b_4\, \delta p_к; \tag{5}$$

$$\delta M_{вых2} = r_{3p}\, a_3\, \delta p_к. \tag{6}$$

где $a_1 = \frac{\partial M_{вх}}{\partial R_1}$; $a_2 = \frac{\partial M_{вых1}}{\partial R_2}$; $a_3 = \frac{\partial M_{вых2}}{\partial R_3}$;

$$r_{1x} = \frac{\partial R_1}{\partial x_2}; \quad r_{2x} = \frac{\partial R_2}{\partial x_2}; \quad r_{3p} = \frac{\partial R_3}{\partial p_к};$$

$$b_1 = \frac{\partial M_{вх}}{\partial p_1}; \quad b_2 = \frac{\partial M_{вых1}}{\partial p_1}; \quad b_3 = \frac{\partial M_{1}}{\partial p_1}; \quad b_4 = \frac{\partial M_{д}}{\partial p_к};$$

R_1, R_2, R_3 — параметры регулирования управляемого органа регуляторов расхода соответственно входа 4 и выхода 5, 6.

Подставим выражения (3)—(6) соответственно в уравнения (1) и (2) и, исключив из них δp_1, получим уравнение:

$$r_{1x} a_1 b_3 \delta x_2 - r_{2x} a_2 b_3 \delta x_2 - r_{3p} a_3 b_3 \delta p_к + (b_1 - b_2)\Big(\frac{V_к \rho_к}{n p_к} \frac{d}{dt} \delta p_к -$$

$$- F_к \rho_к \frac{d}{dt} \delta x_2 - r_{3p} a_3 \delta p_к - b_4 \delta p_к\Big) = \frac{V_1 \rho_1}{n p_1} \frac{d}{dt}\Big(\frac{V_к \rho_к}{n p_к} \frac{d}{dt} \delta p_к -$$

$$- F_к \rho_к \frac{d}{dt} \delta x_2 - r_{3p} a_3 \delta p_к - b_4 \delta p_к\Big) + b_3 \frac{V_к \rho_к}{n p_к} \frac{d}{dt} \delta p_к -$$

$$- b_3 F_к \rho_к \frac{d}{dt} \delta x_2.$$

Из полученного равенства после преобразования его к операторной форме и группировки членов равенства относительно $\delta p_к$ и δx_2 находим динамическую реакцию газового объема опоры:

$$C_{дин}(S) = C \frac{T_3^2 S^2 + T_1 S + k}{T_4^2 S^2 + T_2 S + 1 + W_р(S)\,(T_д S + 1)}\ , \tag{7}$$

где $C = F_к \dfrac{(a_2 - a_1)\, b_3}{(b_2 - b_1)\, b_4}$ — статическая жесткость;

$$T_1 = \frac{F_к \rho_к (b_1 - b_2 - b_3)}{b_3\,(a_2 - a_1)}\ ,$$

$$T_2 = \frac{1}{b_2 - b_1}\Big(\frac{V_1 \rho_1}{n p_1} + \frac{b_1 - b_2 - b_3}{b_4} \frac{V_к \rho_к}{n p_к}\Big)\ ;$$

$$T_3^2 = \frac{V_1 \rho_1}{n p_1} \frac{F_к \rho_к}{b_3\,(a_1 - a_2)}\ ,$$

$$T_4^2 = \frac{1}{(b_1 - b_2)\, b_4} \frac{V_1 \rho_1}{n p_1} \frac{V_к \rho_к}{n p_к}\ ,$$

$$T_д = \frac{V_1 \rho_1}{n p_1} \frac{(b_2 - b_1)\, b_4}{b_1 - b_2 + b_3}$$ — постоянные времени;

$$W_р(S) = r_{3p} a_3 \frac{b_1 - b_2 - b_3}{(b_1 - b_2)\, b_4} = \frac{k_р}{T_р S + 1}$$ — канал обратной связи для регулятора выхода 6;

$k = r_{1x} = r_{2x}$ — коэффициент усиления обратной связи регуляторов входа 4 и выхода 5.

Параметры T_1, T_2, T_3, T_4 отражают чувствительность расхода через опору к изменению величин давлений в камерах $p_к$, p_1 и перемещения x_2. Анализ динамической реакции газового объема, представленной в виде передаточной функции (7), дает широкие возможности исследования динамических характеристик активной газостатической опоры.

После подстановки $S = i\omega$ в уравнение (7) получим частотную характеристику газового объема опоры, которая характеризует динамическую жесткость опоры:

$$C_{\text{дин}}(i\omega) = C\,\frac{k + i\omega T_1 - \omega^2 T_3^2}{1 + k_{\text{р}}(1 + i\omega T_{\text{д}}) + i\omega T_2 - \omega^2 T_4^2}\,, \tag{8}$$

где ω — частота возмущения.

Выражение (7) можно представить в виде

$$C_{\text{дин}}(i\omega) = C_{\text{у}}(\omega) + iD(\omega), \tag{9}$$

где

$$C_{\text{у}}(\omega) = C\,\frac{(k - \omega^2 T_3^2)(1 + k_{\text{р}} - \omega^2 T_4^2) + \omega^2 T_1 (k_{\text{р}} T_{\text{д}} + T_2)}{(1 + k_{\text{р}} - \omega^2 T_4^2)^2 + \omega^2 (k_{\text{р}} T_{\text{д}} + T_2)^2}$$

— упругая составляющая;

$$D(\omega) = C\omega\,\frac{T_1 (1 + k_{\text{р}} - \omega^2 T_4^2) - (k_{\text{р}} T_{\text{д}} + T_2)(k - \omega^2 T_3^2)}{(1 + k_{\text{р}} - \omega^2 T_4^2)^2 + \omega^2 (k_{\text{р}} T_{\text{д}} + T_2)^2}$$

— диссипативная составляющая динамической жесткости опоры.

Частотная характеристика газового объема опоры (8), представленная в виде комплексного выражения (9), позволяет выявить влияние рабочих параметров опоры на каждую из составляющих в отдельности (рис. 2) и оценить устойчивость стационарных положений изолируемой массы.

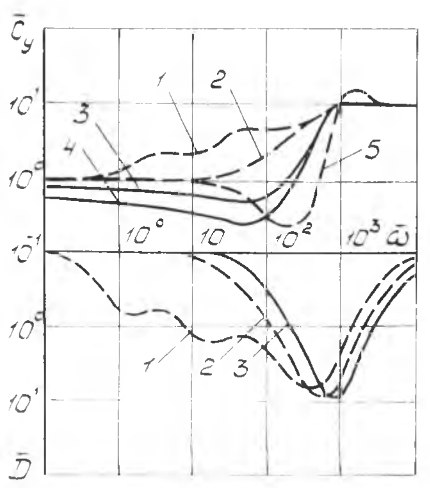

Рис. 2. Зависимости упругой $C_{\text{у}}$ и диссипативной D составляющих динамической жесткости от частоты возмущений при различных значениях параметров опоры: *1, 2, 3, 4, 5* — соответственно $T_1 = 3{,}0;\ 1{,}0;\ 1{,}0;\ 0{,}1;\ 0{,}1$ с ($k_{\text{р}} = 0;\ 0;\ 0{,}5;\ 1;\ 0$) при $T_2/T_1 = 0{,}1$; $T_4/T_3 = 0{,}1$; $\omega_0 = 10^{-1}$ с; $k = 1$; $T_{\text{р}} = 0$; $T_{\text{д}} = 0{,}01$ с

При оценке устойчивости активной опоры используется критерий [3], связывающий величины динамической жесткости и демпфирования газового объема с запасом устойчивости активной опоры, что существенно упрощает процесс исследования.

Устойчивость системы имеет место в случае положительного значения демпфирования газового объема опоры, что соответствует условию

$$\frac{1 + k_{\text{р}} - \omega^2 T_4^2}{k - \omega^2 T_3^2} - \frac{k_{\text{р}} T_{\text{д}}}{T_1} > \frac{T_2}{T_1}\,. \tag{10}$$

Анализ динамической жесткости газового объема активной опоры по выражению (7) позволяет установить [3], что в квазистатическом режиме ($\omega \to 0$) динамическая жесткость $C_у(\omega)$ равна статической C, т. е. при медленных перемещениях изолируемой массы расход газа через входной элемент *4* равен расходу его через выходные элементы активной опоры *5* и *6*. Этому режиму соответствует первый горизонтальный участок характеристики $C_у(\omega)$ при малых частотах (рис. 2). Диссипативная составляющая $D(\omega)$ в данном частотном диапазоне близка к нулю, поскольку рассеивание энергии невелико. Из рассмотрения принципиальной схемы активной опоры (рис. 1) следует, что жесткость опоры переменна и имеет несколько значений независимо от метода компенсации давления в рабочей камере [4]. Другим предельным значением является жесткость изолированной (непроточной) поршневой системы ($C_у = C_\infty$) [5], которая полностью определяется упругими свойствами газового объема рабочей камеры ($C_\infty = CT_3/T_4$). Жесткости C_∞ соответствует третий горизонтальный участок на зависимости $C_у(\omega)$ при больших частотах возмущения (рис. 2). В этом случае не происходит выдавливания рабочего тела в дросселирующем *3* и выходном *6* элементах, поэтому диссипативная составляющая при $\omega \to \infty$ стремится к нулю. Следует отметить существование «провалов» на характеристике $D(\omega)$ при $0{,}1 < T_2/T_1 < 0{,}8$ и $T_3/T_1 < 0{,}3$. Это происходит в частотных диапазонах, соответствующих промежуточным зонам нечувствительности динамической жесткости $\bar{C}_у = C_у/C$ (второй и третий горизонтальные участки $\bar{C}_у(\omega)$) к изменению частоты ω (рис. 2), которая определяется жесткостью соответственно проточной и непроточной двухкамерной поршневой системы. Существование промежуточных зон нечувствительности $\bar{C}(\omega)$ определяется соотношением расходов дросселирующих элементов опоры и их чувствительностью к частоте возмущения изолируемой массы.

Движение изолируемой массы на газовом объеме с динамической жесткостью вида (7), согласно принципу Даламбера, описывается уравнением

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

с учетом равенства (7)

$$mS^2 x_2 + C \frac{T_3^2 S + T_1 S + k}{T_4^2 S^2 + T_2 S + 1 + k_р \dfrac{T_д S + 1}{T_р S + 1}} (x_2 - x_1) = 0.$$

Определив из последнего уравнения отношение координат перемещения изолируемой массы x_2 и основания опоры x_1, получим передаточную функцию активной газостатической опоры:

$$K(S)=\frac{x_2}{x_1}=\frac{\omega_0^2\,(T_3^2S^2+T_1S+k)}{S^2\,[T_4^2S^2+T_2S+1+k_p(T_д S+1)]+\omega_0^2\,(T_3^2S^2+T_1S+k)}. \tag{12}$$

Здесь $\omega_0^2=C/m$.

После подстановки $S=i\omega=i\bar{\omega}\omega_0$ в выражение (12) получим частотную характеристику системы виброизоляции:

$$K(i\omega)=\frac{(k-\bar{\omega}^2\omega_0^2T_3^2)+i\bar{\omega}\omega_0T_1}{(k-\bar{\omega}^2-\bar{\omega}^2k_p)-\bar{\omega}^2\omega_0^2(T_3^2-\bar{\omega}^2T_4^2)+i\bar{\omega}\omega_0(T_1-\bar{\omega}^2T_2-\bar{\omega}^2k_pT_д)}. \tag{13}$$

Модуль и аргумент этой функции соответственно равны:

$$R(\bar{\omega})=\sqrt{\frac{(k-\bar{\omega}^2\omega_0^2T_3^2)^2+\bar{\omega}^2\omega_0^2T_1^2}{[(k-\bar{\omega}^2-\bar{\omega}^2k_p)-\bar{\omega}^2\omega_0^2(T_3^2-\bar{\omega}^2T_4^2)]^2+\bar{\omega}^2\omega_0^2(T_1-\bar{\omega}^2T_2-\bar{\omega}^2k_pT_д)^2}},$$

$$\Psi(\bar{\omega})=\operatorname{arctg}\frac{\bar{\omega}^5\omega_0^3(T_1T_4^2-T_2T_3^2)-}{(k-\bar{\omega}^2-\bar{\omega}^2k_p)-\bar{\omega}^2\omega_0^2(T_3^2-\bar{\omega}^2T_4^2)+\bar{\omega}^2\omega_0^2T_1}\to$$

$$\to\frac{-\bar{\omega}^3\omega_0(T_1-T_2)}{(T_1-\bar{\omega}^2T_2-\bar{\omega}^2k_pT_д)+\bar{\omega}^4\omega_0^4T_3^2(T_3^2-\bar{\omega}^2T_4^2)-\bar{\omega}^2\omega_0^2T_3^2(1-\bar{\omega}^2)}. \tag{14}$$

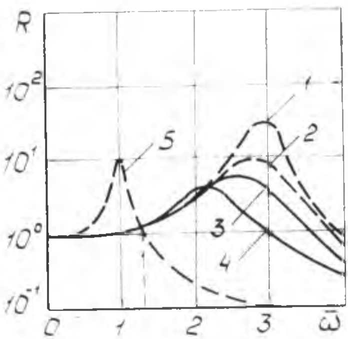

Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики опоры: *1, 2, 3, 4, 5*—значения параметров те же, что на рис. 2

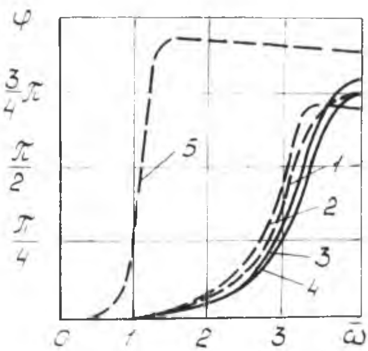

Рис. 4. Фазочастотные характеристики опоры: *1, 2, 3, 4, 5*—значения параметров те же, что на рис. 2

На рис. 3 и 4 показаны зависимости модуля и аргумента передаточной функции активной газостатической опоры. Здесь модуль является коэффициентом виброизоляции опоры, а аргумент показывает сдвиг фазы между перемещением основания опоры и изолируемой массы. Для данной системы виброизоляции характерно существование двух предельных значений резонансных частот, зависящих от величины параметров T_2/T_1 и $T_1\omega_0$, что видно из рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики при промежуточных значениях $T_1\omega_0$ проходят через общую точку пересечения предельных резонансных кривых, что позволяет применить к данной системе метод фиксированной точки [3], который может быть положен в основу оптимизации активной газостатической опоры по резонансным свойствам. Для этого находим сочетание параметров T_2/T_1, T_4/T_3 и $T_1\omega_0$, при которых опора имеет резонансную характеристику и максимум которой совпадает с фиксированной точкой. Такому положению резонансной кривой соответствует оптимальная резонансная частота, которая определяется из условия [4]

$$R\ (T_3^2 = \infty) = -R\ (T_3^2 = 0).$$

Наличие дополнительных связей оказывает существенное влияние на жесткостные и резонансные характеристики газостатической опоры. Расчеты, проведенные при различных параметрах выходного регулятора расхода $6 - k_р$ и $T_р$, показали, что введение дополнительных связей расширяет область виброзащиты с одновременным уменьшением резонансного коэффициента виброизоляции ($R_р$) и позволяет оценить возможность применения активных газостатических опор в качестве средств эффективной ударозащиты объектов. Результаты расчетов приведены на рис. 2 и 3. Для наглядности влияния дополнительных связей приведены жесткостные и амплитудно-частотные характеристики опоры с непроточной рабочей камерой (пунктирные линии). Увеличение коэффициента усиления (при $k_р > 0$) приводит к уменьшению динамической жесткости; при $k_р < 0$ увеличение коэффициента усиления повышает $C_у$. Использование регулятора расхода в рабочей камере с положительным коэффициентом усиления $k_р$ (рис. 3) расширяет частотный диапазон виброзащиты и уменьшает коэффициент виброизоляции. Полученные зависимости позволяют решать задачи анализа динамических состояний опор различного назначения.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Ружичка Дж. Е.* Активные виброзащитные системы. — ЭИ. Испытательные приборы и стенды. — ВИНИТИ, 1969, № 10, реф. 59. — с. 14—25.

2. *Королев Ю. В.* К теории систем с дополнительными активными связями. — В сб.: Теория активных виброзащитных систем. — Тр. Иркутского политехнического института, вып. II, часть II, 1975. — с. 67—80.

3. *Чегодаев Д. Е., Белоусов А. И.* Гидростатические опоры как гасители колебаний. — В сб.: Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей. — КуАИ, 1974, вып. 67. — с. 196—204.

4. *Белоусов А. И., Сидоренко А. А., Чегодаев Д. Е.* Методика расчета динамических характеристик активной пневмоопоры. — В сб.: Вибрационная

прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. — КуАИ, 1978, вып. 5. — с. 72—78.

5. *Ружичка Дж. Е.* Резонансные характеристики направленных виброзащитных систем с демпфированием вязким и сухим трением. — Тр. американского общества инженеров-механиков, сер. В, 89, 1967, № 4. — с. 153—168.

УДК 621.822.2

Д. Е. Чегодаев, М. Е. Проданов

ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОВОГО СЛОЯ В КОЛЬЦЕВОМ ЗАЗОРЕ

Интенсивное развитие техники определило качественно новые требования, предъявляемые к опорам роторов: надежную работу при больших окружных скоростях, значительных циклических нагрузках и высоких температурах, стойкость к действию агрессивных и высокотемпературных сред. Этим требованиям в большей степени удовлетворяют газовые и гидравлические опоры. Они нашли применение в ядерной энергетике, криогенной, вычислительной, космической и авиационной технике. Результаты исследования газовых опор носят общий характер и могут быть обобщены на подшипники, работающие на несжимаемой жидкости.

В работе рассматриваются процессы, происходящие в газовой пленке при динамическом нагружении газостатического подпятника (рис. 1) при следующих допущениях: задача осесимметричная; течение газа изотермическое; рассматриваемый кольцевой элемент объема газа в зазоре $V = V_0 e^{j\omega t}$ изменяется по гармоническому закону.

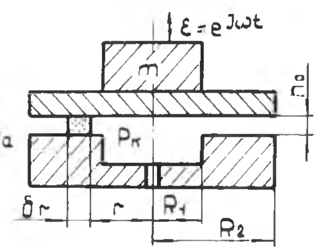

Рис. 1. Схема нагружения газостатического подпятника

Уравнение Рейнольдса в безразмерном виде для изотермического потока между плоскими поверхностями (рис. 1) записывается следующим образом [1]:

$$\frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial}{\partial \bar{r}}\left(\bar{r} \bar{p} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}}\right) = \frac{\sigma}{\bar{h}^3} \frac{\partial}{\partial t} (\bar{p} \bar{h}), \qquad (1)$$

где $\sigma = \frac{12 \mu R_2^2 \omega}{p_a h_0^2}$ число сдавливания; $\bar{r} = \frac{r}{R_2}$; $\bar{h} = \frac{h}{h_0}$;