

ЛИТЕРАТУРА

1. Карпушин В. Б. Вибрации и удары в радиоаппаратуре. — М.: Советское радио, 1971. — 380 с.
2. Сергеев С. Т. Надежность и долговечность подъемных канатов. — Киев: Техника, 1968. — 263 с.
3. Лапшов Ю. Н. Обобщенные статические и динамические характеристики тросовых амортизаторов. — В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. — Куйбышев: КуАИ, 1980, вып. 7. — с. 98—103.

УДК 621.822.5

В. Н. Самсонов

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО УСТРОЙСТВА ПРИ ДЕЙСТВИИ СЛУЧАЙНЫХ ВИБРАЦИЙ

Разработка и исследование динамических систем для виброзащиты, подвески и стабилизации тяжелых объектов авиационной техники ведутся в последнее время с использованием устройств, реализующих высокие несущие и демпфирующие регулируемые свойства жидкости и газа. К ним могут быть отнесены опоры с внешним наддувом и, в частности гидростатические подпятники, подшипники, виброизоляторы, разгрузочные устройства, демпферы с выдавливаемой пленкой.

Наличие большого количества факторов, действующих на авиационные изделия в условиях эксплуатации, делает актуальной проблему их виброзащиты не только от гармонических, но и случайных колебаний. Например, вероятность отказов элементов гидравлических, пневматических, электрических систем в двигателях летательных аппаратов при реальных нагрузках может возрасти в 25—100 раз по сравнению с вероятностью отказов в лабораторных или стендовых условиях [1]. В этой связи методики расчета виброзащитных гидростатических устройств (ГУ) должны учитывать случайный характер реально действующих возмущений и определять пути получения заданных свойств ГУ за счет выбора и изменения его параметров.

На рис. 1, а показана схема однокамерного ГУ. Уровень установки объекта определяется давлением в рабочей камере p_k . Исследование динамики устройства при случайных колебаниях проведено для линейной модели.

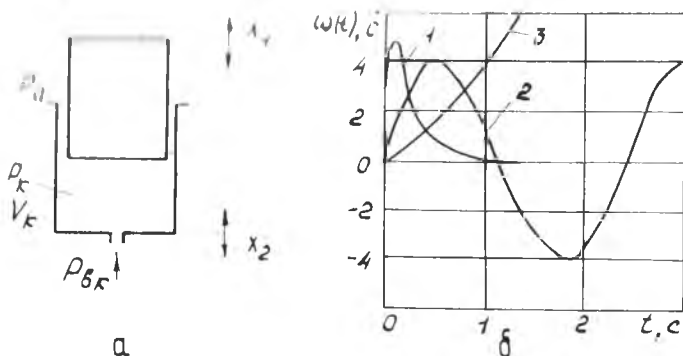


Рис. 1. Схема однокамерного ГУ (а) и его весовые функции (б): 1 — $T_1/T_2 = 10$; 2 — $T_1/T_2 = 1$; 3 — $T_1/T_2 = 0,1$

Колебания основания опоры при действии на поршень ГУ случайных вибраций будут представлять собой узкополосный случайный процесс, поскольку гидростатическая линейная система является фильтром, пропускающим колебания с частотами, близкими к ее собственной частоте [2]. Амплитуда колебаний основания принимает случайные значения, определяемые параметрами системы и характеристиками случайной возмущающей силы.

Для определения изменений случайного сигнала при прохождении его через ГУ необходимо знать весовую функцию $\omega(t)$, которая полностью описывает систему и связывает вход $x_1(t)$ с выходом $x_2(t)$. Знание весовой функции гидростатического устройства необходимо для определения параметров, при которых система устойчива, а также для расчета вероятностных характеристик ГУ. Весовая функция может быть найдена обратным преобразованием передаточной функции устройства. Последняя записывается в виде [3]

$$K(s) = \frac{c(s+a)}{s^3 + bs^2 + cs + d} \quad (1)$$

$$\text{где } a = \frac{1}{T_1}; \quad b = \frac{1}{T_2}; \quad c = \frac{T_1}{T_2} \omega_0^2; \quad d = \frac{\omega_0^2}{T_2};$$

T_1, T_2 — постоянные времени; $s = d/dt$.

Обратное преобразование Лапласа функции (1) даст весовую функцию ГУ

$$\omega(t) = c[A e^{kt} \sin(nt + \varphi) - B e^{\alpha t}], \quad (2)$$

где

$$A = \frac{1}{n} \left[\frac{(k+a)^2 + n^2}{(k-a)^2 + n^2} \right]^{\frac{1}{2}} ; \quad B = \frac{\alpha - a}{(k-a)^2 + n^2} ;$$

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{n}{k+a} - \operatorname{arctg} \frac{n}{k-a} ;$$

α — действительный корень; k, n — действительная и мнимая части комплексных корней характеристического уравнения

$$s^3 + bs^2 + cs + d = 0.$$

Для различных сочетаний параметров ГУ весовые функции (2) показаны на рис. 1, б. Их анализ позволяет заключить, что при исследовании виброзащитных свойств устройств гидростатического типа выбор параметров T_1 и T_2 необходимо проводить, исходя из условия $T_1/T_2 > 1$. Только в этом случае может быть обеспечено снижение уровня вибраций на выходе системы.

Рассмотрим действие на ГУ случайного процесса со спектральной плотностью постоянной величины в пределах полосы пропускания рассматриваемой системы $S_1(\omega) = N$. Корреляционная функция входного сигнала $x_1(t)$ определяется выражением

$$K_1(\tau) = \frac{1}{\pi} \int_0^{\omega_1} S_1(\omega) \cos \omega \tau d\omega = \frac{N}{\pi \tau} \sin \omega_1 \tau,$$

где ω_1 — граница полосы частот для спектральной плотности.

Согласно теории стационарных случайных функций (рассматриваемый спектр относится к этому классу функций) [2], спектральная плотность вибрации основания опоры записывается так:

$$S_2(\omega) = S_1(\omega) |K(i\omega)|^2, \quad (3)$$

где $|K(i\omega)|$ — амплитудно-частотная характеристика ГУ.

В параметрах ГУ зависимость (3) имеет вид

$$S_2(\omega) = N \frac{c^2 (a^2 + \omega^2)}{(d - b\omega^2)^2 + (c\omega - \omega^3)^2}. \quad (4)$$

Спектральной плотности (4) соответствует корреляционная функция на выходе гидростатической опоры

$$K_2(\tau) = \frac{Nc^2}{\pi} \int_0^{\infty} \frac{(a^2 + \omega^2) \cos \omega \tau d\omega}{(d - b\omega^2)^2 + (c\omega - \omega^3)^2},$$

или в параметрах гидростатической опоры

$$K_2(\tau) = \frac{N}{8T_1} \sqrt{\frac{T_2}{T_1}} \left[\sin \left(\tau \omega_0 \sqrt{\frac{T_1}{T_2}} \right) + \right.$$

$$+ \left(2 + \tau \omega_0 \right) \sqrt{\frac{T_1}{T_2}} e^{-\tau \omega_0} \sqrt{\frac{T_1}{T_2}} + \frac{N \omega_0}{8} \sqrt{\frac{T_1}{T_2}} \left[\sin \left(\tau \omega_0 \sqrt{\frac{T_1}{T_2}} \right) - \right. \\ \left. - \tau \omega_0 \sqrt{\frac{T_1}{T_2}} e^{-\tau \omega_0} \sqrt{\frac{T_1}{T_2}} \right].$$

На рис. 2 показаны нормированные корреляционные функции сигнала на выходе ГУ (позиция 2) при действии случайного белого шума $N=1$ (позиция 1), а на рис. 3 — спектральные плотности действующего вибрационного процесса $x_1(t)$ и вибраций основания опоры $x_2(t)$.

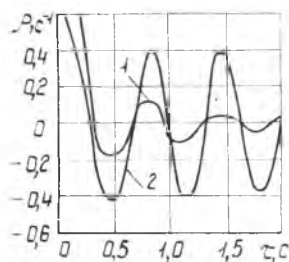


Рис. 2. Нормированные корреляционные функции колебаний поршня (1) и основания (2) ГУ при $T_1/T_2 = 10$

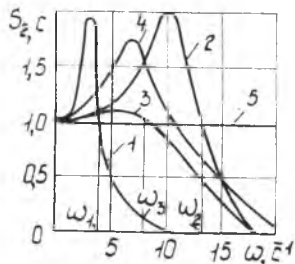


Рис. 3. Спектральная плотность колебаний основания ГУ при действии белого шума: 1 — $T_1=1$; $T_2=1$; 2 — $T_1=1$; $T_2=10$; 3 — $T_1=0.05$; $T_2=1$; 4 — $T_1=0.1$; $T_2=1$

Корреляционная функция характеризует вероятностную гидростатическую систему во временной области, показывая изменение корреляционной связи между значениями амплитуд случайных колебаний, а частота колебаний корреляционной функции на выходе системы (позиция 2 на рис. 2) отражает среднюю частоту колебаний основания опоры. Спектральная плотность определяет гидростатическую систему в частотной области и дает распределение дисперсий колебаний по частотам возбуждения, определяя резонансные области, поэтому ширина спектра колебаний основания мала по сравнению с шириной спектра возмущающей силы (позиция 5 на рис. 3). Спектральные плотности реакции системы на случайное возмущение являются аналогами амплитудно-частотных характеристик ГУ при действии гармонических колебаний [4]. Таким образом, как и при гармоническом возмущении выбором конструктивных параметров системы можно настраивать опору на определенный заданный

частотный спектр. Гидростатическое устройство является эффективным по спектральной плотности, когда выполняется условие $S_2(\omega) < S_1(\omega) = N$, т. е. на выходе системы наблюдается снижение уровня действующего сигнала. Частота, с которой выполняется указанное неравенство, определяется параметрами ГУ. Так, для параметров $T_1 = 1$ с; $T_2 = 0,05$ с область эффективной работы устройства начинается с частоты $\omega_3 = 7,5$ с⁻¹ (позиция 3 на рис. 3).

Об эффективности работы гидростатического устройства при действии случайных колебаний можно судить и по среднеквадратичному значению перемещения массы поршня ГУ, которое может быть определено интегрированием спектральной плотности на выходе системы по всем частотам [2]. Отношение среднеквадратичных значений процессов на выходе и на входе системы имеет для ГУ физический смысл коэффициента усиления.

Среднеквадратичные значения входного сигнала σ_1 зависят от параметров действующего случайного процесса, в частности от заданных границ полосы частот ω_n , и для белого шума $\sigma_1 = \sqrt{N \omega_n / \pi}$. Например, при $\omega_n = 10$ с⁻¹; $N = 1$; $\sigma_1 = 1,8$.

Для однокамерного гидростатического устройства среднеквадратичное значение процесса на выходе $x_2(t)$ определяется из соотношения

$$\sigma_2^2 = K_2(0) = \frac{N c^2}{\pi} \int_0^{\omega_n} \frac{(a^2 + m^2) d m}{(d - b m^2)^2 + (c m - m^3)^2},$$

откуда получаем

$$\sigma_2 = \sqrt{\frac{N m_0}{2\pi} \frac{(T_1^2 \omega_0^2 - 1)}{T_1 \omega_0 (1 - T_1/T_2)}}. \quad (5)$$

Расчеты, выполненные при различных значениях границы полосы частот ω_n и параметров T_1 , T_2 , ω_0 , дают значения $\sigma_2/\sigma_1 = 0,50-0,08$, т. е. на выходе системы получено снижение мощности колебаний.

Анализ зависимости (5) позволяет выделить два основных безразмерных параметра ГУ, которые, наряду с собственной частотой ω_0 , определяют его виброизолирующие свойства: $\xi = T_1 \omega_0$; T_1/T_2 . Эти параметры совпадают по виду с полученными в работе [3] результатами по исследованию реакции гидростатической опоры на гармоническое возмущение. Однако в случае действия случайных вибраций диапазоны изменения этих параметров будут значительно ограничены. Эти границы, определенные из условия обеспечения эффективной виброзащиты изделий при рассмотрении весовой функции ГУ (2) и среднеквадратичного значения σ_2 (5), составляют $\xi = (0-1)$; $T_1/T_2 > 1$.

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. Бесекецкий 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. И., 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 имеющих 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].