

3. Антипов В.А., Пономарев Ю.К. Метод исследования упруго-фрикционных характеристик анизотропных демпферов сухого трения. - В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Куйбышев, 1978, вып.5.

УДК 621.822.5

В.Н.Самсонов, Д.Е.Чегодаев

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НЕКОТОРЫХ ТИПОВ ОПОР С ВНЕШНИМ НАДУВОМ

Разработка конструкций авиационной техники, надежно работающих в условиях все возрастающих динамических нагрузок, требует использования новых способов отстройки от опасных режимов работы, создания эффективных средств защиты оборудования, узлов и элементов изделий от вредного воздействия вибрационных и ударных процессов.

Опыт эксплуатации оборудования и результаты проведенных исследований показывают, что одним из условий снижения вибрационных нагрузок до нормативных величин и обеспечения нормального функционирования является необходимость установки объектов на амортизирующие устройства. К средствам виброзащиты предъявляются высокие требования, основными из которых являются: обеспечение защиты оборудования и элементов конструкции от вибрационных нагрузок в широком диапазоне частот и амплитуд, сохранение стабильных виброизолирующих свойств в условиях длительной работы, высокая демпфирующая способность, возможность изменения демпфирующих характеристик, простота и технологичность конструкции, малый вес и ограниченные габариты. Все эти требования можно сформулировать более кратко: средства виброзащиты должны иметь большую эффективность и не ухудшать общие эксплуатационные характеристики.

Используемые на практике виброзащитные системы обеспечивают снижение динамических нагрузок с частот порядка 15 Гц и более. Однако в низкочастотном диапазоне сосредоточена основная мощность воздействия, которое передается на объект с усилением. Поэтому для снижения нагрузок в указанной полосе частот необходимо уменьшать жесткость упругого элемента. Но при этом возрастает величина стати-

ческого хода подвижного элемента, что нежелательно с точки зрения конструктивных особенностей большинства типов амортизаторов, отсутствует возможность регуляции их характеристик в процессе работы [1].

Новым направлением в теории и практике виброзащиты является использование активных амортизационных систем (с автоматическим управлением), которые обеспечивают уменьшение статических и динамических нагрузок на изделие, позволяют удовлетворить противоречивым требованиям по статической и динамической жесткостям опор [2]. Эффект действия активных виброзащитных опор формально выражается как изменение параметров системы по частоте вибраций.

В последнее время появился большой класс опор с внешним наддувом — поршневые гидростатические опоры (ПГСО), которые могут быть использованы в качестве амортизаторов, виброизоляторов, динамических гасителей колебаний, разгрузочных устройств. Эти опоры в основном отвечают сформулированным требованиям к виброзащитным системам. Кроме того, отличительными особенностями ПГСО являются возможность эффективного управления характеристиками во всем диапазоне частот, простота конструкции, высокая несущая способность, отсутствие сухого трения в элементах ПГСО, многорежимность работы.

Многообразие конструктивных схем опор с внешним наддувом приводит к необходимости анализа их характеристик с целью выработки обобщенного подхода к вопросам исследования динамики класса ПГСО. При усложнении схемы опоры, введении в ее конструкцию новых дополнительных элементов и систем для каждого случая решаются уравнения неразрывности потока газа через входной и выходной дросселирующие элементы, состояния рабочего газа, процесса, равновесия сил, действующих на подвижную массу опоры.

В настоящей работе представлена линейная модель опоры с внешним наддувом, математическим описанием которой являются линеаризованные уравнения неразрывности

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

и равновесия сил, действующих на поршень ПГСО

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + \int_F p_k(x) dF - mg - N = 0$$

при условии малости отклонения хода x подвижной массы опоры m

и давления в рабочей камере p_k от их установившихся значений. Здесь $\delta M_{вх}$, $\delta M_{вых}$ - изменения расходов газа через входной дросселирующий элемент и выходную кольцевую щель; F - площадь нижнего основания поршня; N - внешняя нагрузка на опору.

Далее определяются динамическая реакция газового слоя $c_{дин}(s)$, представляющая собой отношение приращений несущей способности опоры δW и хода поршня δx [3]


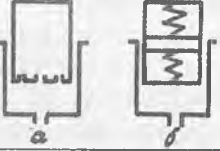
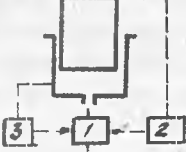
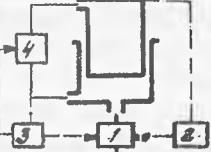
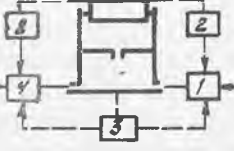
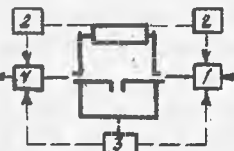
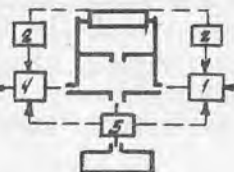
$$c_{дин}(s) = \frac{\delta W}{\delta x},$$

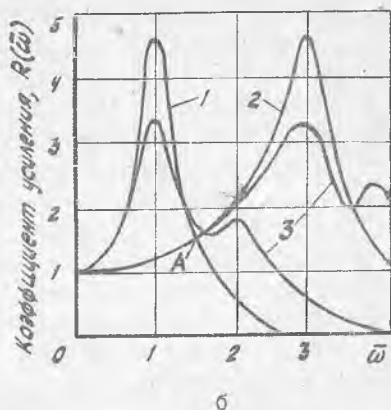
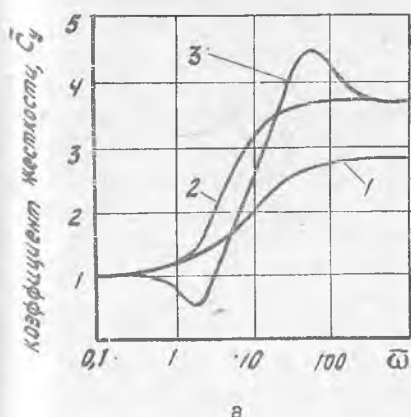
и передаточные функции ПГСО в виде $K(s) = x_2/x_1$ (при кинематическом внешнем возбуждении) и $G(s) = x_2/\delta N$ (при силовом характере возбуждения подвижной массы опоры), где x_1 , x_2 - координаты положений основания и поршня ПГСО; δN - изменение внешней нагрузки на опору. Исследование частотных характеристик функций $c_{дин}(s)$, $K(s)$ и $G(s)$ позволяет определить упруго-демпфирующие и амплитудно-фазочастотные характеристики (АФЧХ) опор применительно к использованию их как виброзащитных и разгрузочных систем.

В таблице показаны конструктивные схемы ПГСО, разработанные в Куйбышевском авиационном институте и полученные для каждой из них выражения динамической реакции газового слоя.

Наиболее простой является первая конструктивная схема ПГСО, состоящая из цилиндрического поршня и обоймы. В нижнем основании обоймы имеется входной дросселирующий элемент, через который газ подается в рабочую камеру, образованную внутренней поверхностью обоймы и основанием поршня. Выход газа в атмосферу происходит через кольцевую щель переменной длины между поршнем и обоймой. Динамические характеристики такой конструкции достаточно хорошо изучены в работе [4]. Динамическая жесткость \bar{c}_y и амплитудно-частотная характеристика такой опоры показаны на рис. 1, а, б (кривая I). Характерным для опор с внешним наддувом является то, что динамическая жесткость увеличивается с ростом частоты $\bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_0}$; $\omega_0 = 10 \text{ с}^{-1}$ от значения статической жесткости (на частотах $f = 5-8 \text{ Гц}$) до жесткости "квазинепроточной" ПГСО (на частотах выше 200 Гц) [4].

Для описания динамики ПГСО применим метод фиксированной точки, согласно которому все резонансные характеристики системы с различными значениями параметров T_1 и T_2 (см. таблицу) проходят через общую (фиксированную) точку А. При увеличении параметра T_1 и определенном соотношении T_2/T_1 резонансная частота изменяется от

N	Схемы ПГСО	Динамическая реакция
1		$C_{гун}(s) = C \frac{T_1 s + 1}{T_2 s + 1}$
2		$а) C_{гун}(s) = C \frac{T_1 s + 1}{(T_2 + T_3) s + 1}$ $б) C_{гун}(s) = C \frac{T_1 s + 1}{T_2 s + 1}$
3		$C_{гун}(s) = C \frac{T_1 s + 1 + W_2(s) - W_4(s)}{T_2 s + 1 - W_1(s) + W_3(s)}$
4		$C_{гун}(s) = C \frac{T_3^2 s^2 + T_1 s + 1 - W_1(s) T_9 s}{T_4^2 s^2 + T_2 s + 1 - W_2(s) T_9 s + W_9(s)}$
5		$C_{гун}(s) = C \frac{T_3^2 s^2 + T_1 s + K + W_1(s) (T_V s + K_0)}{T_4^2 s^2 + T_2 s + 1 - W_2(s) (T_V s + K_0)}$
6		$C_{гун}(s) = C \frac{T_3^2 s^2 + T_1 s - (T_9 s + 1) W_1(s)}{T_4^2 s^2 + T_2 s + 1 + K_V W_2(s) s}$
7		$C_{гун}(s) = C \frac{T_3^2 T_V s^3 + (T_3^2 + T_1 T_V) s^2 + (T_1 + T_V K) s + K + W_1(s) T_V s}{T_4^2 T_V s^3 + (T_4^2 + T_2 T_V) s^2 + (T_2 + T_V) s + 1 - W_2(s) T_V s}$

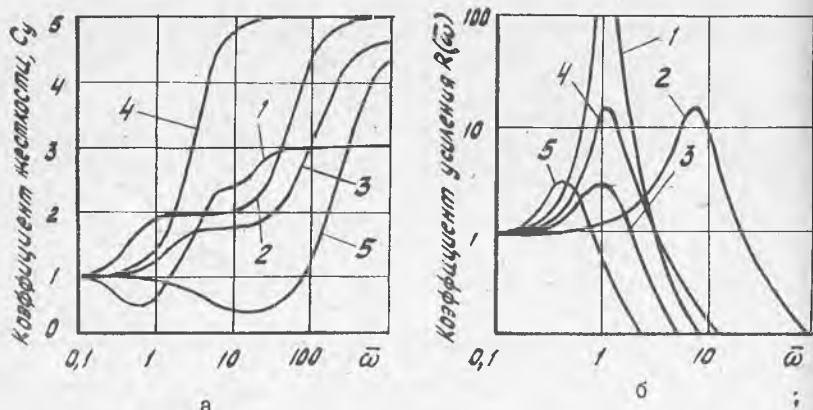


Р и с. 1. Динамические характеристики ПГСО: а - изменение динамической жесткости по частоте возбуждения; б - амплитудно-частотные характеристики

$\bar{\omega} = 1$ до $\bar{\omega} = \sqrt{T_1/T_2}$ (кривые 1 и 2 на рис. 1, б). Это позволяет выбирать характеристики опоры в зависимости от ее назначения и условий работы.

Потребности практики и широкое исследование ПГСО способствовали появлению схем, имеющих новые возможности. В конструкцию опор введены дополнительные объемы, дросселирующие элементы, поршни различной массы (см. табл., схемы 2, а, б). Это позволило несколько расширить диапазон регулирования характеристик опоры. Появляются изломы жесткостной (рис. 1, а, кривая 3) и амплитудной (рис. 1, б, кривая 3) характеристик.

Более широкие возможности по изменению характеристик опор представляются при использовании активных дросселирующих элементов, которые управляются по цепи обратной связи перемещением поршня или давлением газа в рабочей камере (в схеме 3, каналы 2 и 3). Выражения для динамической реакции газового слоя активных систем имеют более сложный вид, усложняется их анализ, однако появляются новые качества системы. Например, при использовании регуляторов расхода на входе в рабочую камеру и в канале перетекания газа из рабочей камеры в демпферную (схема 4, канал 4), динамическая жесткость имеет "падающий" участок на низких и промежуточную горизонтальную полку на средних частотах (рис. 2, а, кривая 1). Наличие промежу-



Р и с. 2. Жесткостные (а) и амплитудно-частотные (б) характеристики активных газостатических опор

точной горизонтальной полки объясняется тем, что на частоте 1-5Гц через регулятор 4 (схема 4) в работу включается объем демпферной камеры. Величина этого объема влияет на положение и ширину горизонтального участка характеристики $\bar{C}_y(\bar{\omega})$.

Все указанные схемы обладают одним недостатком: для работы таких опор необходим источник большого расхода и высокого давления газа. Для уменьшения расхода газа через ПГСО предложены конструкции опор с регуляторами, ограничивающими расход на входе и выходе из рабочей или демпферной камер (схемы 5,6). Исследование динамической реакции таких опор показывает, что жесткость по частоте имеет возрастающий характер, причем при определенных параметрах демпферной камеры могут быть получены различные значения частоты и жесткости для горизонтального участка (рис. 2, а, кривые 2, 3, 4). Это позволяет проводить работу опоры с изменяемой жесткостью.

Присоединение к рабочей или демпферной камерам дополнительных объемов (схема 7) приводит к усложнению дифференциальных уравнений, описывающих динамику таких систем. На графике зависимости $\bar{C}_y(\bar{\omega})$ появляется участок с падающей характеристикой, который охватывает значительный частотный диапазон (рис. 2, а, кривые 5). При установке регулятора 5 (схема 7) между дополнительной и демпферной камерами этот диапазон может быть расширен.

АЧХ активных ПГСО показаны на рис. 2,б.

Дальнейшее усложнение конструкции - установка новых регуляторов расхода, демпферных камер и других элементов приводит к появлению в поведении систем новых эффектов, а именно, к появлению горизонтальных полок на характеристике $\bar{a}_y(\omega)$ в соответствии с количеством демпферных камер, до двух и более возрастает количество фиксированных точек на АЧХ. Однако эти эффекты еще не изучены достаточно полно.

Из анализа динамических свойств ПГСО следует, что рассмотренные схемы обладают большими возможностями по регулированию жесткостных и амплитудно-частотных характеристик в широких частотных диапазонах; активные ПГСО обеспечивают высокую статическую и малую динамическую жесткости, низкую собственную частоту - все это позволяет эффективно использовать их для целей разгрузки и виброзащиты.

Л и т е р а т у р а

1. Г е н к и н М.Д., Е л е з о в Ф.Г., Я б л о н с к и й В.В., Ф р и д м а н Э.Д. Развитие методов активного виброгашения. - В сб.: Методы виброизоляции машин и присоединенных конструкций. - М.: Наука, 1975.

2. С а м с о н о в В.Н., Т о к а р е в И.П. Выбор разгрузочного устройства для вибрационных испытаний детальных аппаратов и их двигателей. - В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем детальных аппаратов. - Куйбышев, 1979, вып.6.

3. Ч е г о д а е в Д.Е., Б е л о у с о в А.И. Гидростатические опоры как гасители колебаний. - В сб.: Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей: Труды КуАМ, 1974, вып.67.

4. Б е л о у с о в А.И., Т о к а р е в И.П., Ч е г о д а е в Д.Е. Анализ гидростатических опор как систем регулирования. - В сб.: Исследование и проектирование гидростатических опор и уплотнений быстроходных машин. - Харьков, 1975.