

**Исследование автоколебательных режимов  
в опорных узлах стендового испытательного оборудования**

В. Н. Самсонов

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

При разработке вибрационных установок для стендовых динамических испытаний тяжелых изделий наблюдается тенденция использования специальных дополнительных устройств, обеспечивающих повышение толкающего усилия и амплитуды виброускорения, передаваемых на испытываемое изделие. Наиболее эффективным при этом является использование резонансных или автоколебательных свойств опорных узлов, применяемых для установки изделия на вибраторе и разгружающих вибровозбудитель от статической нагрузки.

Для теоретических обоснований такой возможности рассмотрим проточную пневматическую опору, которая может быть описана одной из упруго-вязких моделей релаксационного демпфирования, показанных на рис. 1. В отличие от модели Кельвина (рис. 1, а) в релаксационных моделях упругие свойства отдельных элементов пневмосистемы учитываются дополнительными упругими связями (рис. 1, б, в), причем возможна настройка параметров жесткости и демпфирования на оптимальные режимы (рис. 1, г). Характерным для подобных моделей является наличие двух предельных значений резонансных частот, изменение по частоте возбуждения величин статической и динамической жесткости и демпфирования.

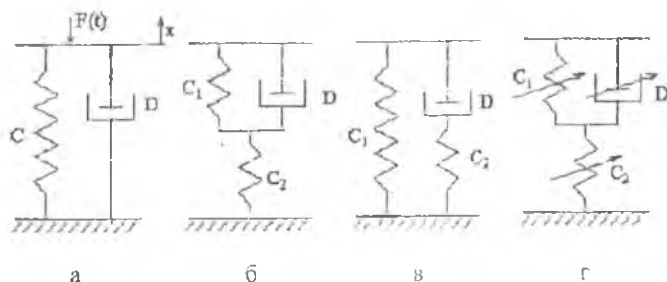


Рис 1 Упруго-вязкие модели опорных узлов

Подробно эти и другие особенности релаксационных моделей изучены в работе [1]. Получена также динамическая реакция газового слоя опоры в виде передаточной функции форсирующего звена

$$c_{\text{опн}} = c \frac{1 + T_1 s}{1 + T_2 s}, \quad (1)$$

где  $c$ ,  $T_1$ ,  $T_2$  - коэффициент статической жесткости и параметры, характеризующие конструктивные особенности опоры;  $s$  - оператор дифференцирования.

При отсутствии внешнего воздействия уравнение равновесия подвижной массы с учетом динамической реакции вида (1) запишется

$$T_2 s^3 x + s^2 x + \frac{c}{m} T_1 s x + \frac{c}{m} x = 0.$$

Здесь  $x$  - координата смещения массы.

Периодические решения этого уравнения возможны при условиях

$$\begin{cases} \frac{c}{m} - \frac{T_2}{T_1} \Omega^2 = 0, \\ \frac{c}{m} = \Omega^2. \end{cases} \quad (2)$$

Из этой системы получаем условие существования периодических колебаний с частотой

$$\Omega = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (3)$$

в виде  $T_1 = T_2$ .

Автоколебательные режимы в пневматических опорах исследуются на основе анализа нелинейных моделей; когда имеется зависимость конструктивных и газодинамических параметров от амплитуды и частоты колебаний. Выявленные в работе [2] закономерности влияния амплитуды колебаний на динамические характеристики и результаты исследования устойчивости пневмоопор различных конструктивных схем позволяют описать модель автоколебательного процесса следующим образом. На границе области устойчивости массы (этому

состоянию соответствуют параметры опор, при которых  $T_1=T_2$ , амплитуда колебаний равна нулю. Демпфирование в этом случае также равно нулю. При изменении давления в рабочей камере  $p_K$  (или противодавления на выходе для проточной камеры  $\bar{p}_a = p_a/p_K$ ), параметра конструкции

$$\bar{A} = \frac{24\alpha F_{оп} \mu l \sqrt{gRT}}{\pi d_{г\phi}^3 \delta_{max}^3 p_a} \sqrt{\frac{2n}{n-1}},$$

определяющего соотношение входного и выходного

гидродинамических сопротивлений  $1/\eta$ , и координаты начального статического равновесия массы  $x_0$  в сторону увеличения неустойчивости ( $T_1 \leq T_2$ ) динамическая жесткость уменьшается с ростом частоты колебаний. Демпфирование в линейной модели опоры при этих параметрах отрицательное. Вследствие этого масса раскачивается около неустойчивого положения равновесия.

В работах [3,4] получено, что при увеличении амплитуды колебаний статическая жесткость опоры  $c$  уменьшается, а жесткость квазинепроточной полости  $c_\infty$  не изменяется. Уменьшается разница  $c$  и  $c_\infty$  и возрастает демпфирование. При некоторой амплитуде колебаний массы  $\bar{a}_K$  жесткости выравниваются и демпфирование достигает нулевого уровня (рис.2). При этом становится справедливым равенство  $T_1=T_2$  и устанавливается автоколеба-

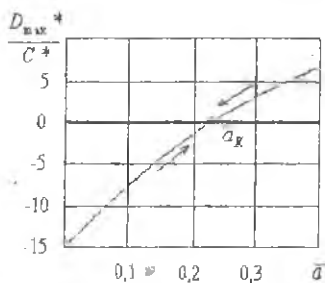


Рис. 2. Зависимость демпфирования опоры от амплитуды вибрации в неустойчивом режиме работы

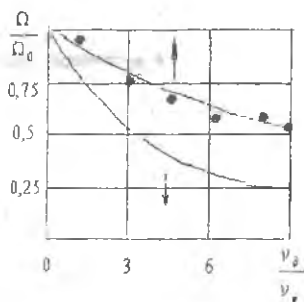


Рис. 3. Регулирование частоты автоколебаний величиной дополнительного объема

тельный режим. Таким образом, задаваясь значениями параметров  $\bar{P}_0, \bar{A}, \chi_0$ , соответствующими неустойчивым режимам, и решая уравнения (2) с учетом расходов через входной и выходной дроссели, получаем амплитуды автоколебательных режимов  $a_k$ , координату динамического центра колебаний  $\chi_0$  и частоту автоколебаний  $\Omega$ . Определение этих неизвестных проводится с учетом выявленных особенностей поведения динамической реакции для системы релаксационного демпфирования, которая описывает работу опорного узла. В частности, рассматриваются предельные значения жесткости опоры в статическом  $s$  и квазинепроточном  $c_\infty$  режимах, причем жесткость  $c_\infty$  практически не зависит от амплитуды вибрации.

Учитывая, что частота периодических колебаний  $\Omega = \sqrt{\frac{c}{m}} = \sqrt{\frac{c_\infty}{m}}$ , получаем зависимость для определения частоты автоколебаний массы, установленной на проточной опоре

$$\Omega = \sqrt{\frac{F_K P_{\text{ст}} c_\infty}{mL}} \quad (4)$$

Для изменения частоты в схему опорного узла может быть введен дополнительный объем, величина  $V_0$  которого может изменяться. Использование дополнительного объема уменьшает жесткость квазинепроточной рабочей камеры

$c_\infty = \frac{\eta P_{\text{к0}} P_{\text{ст}} F_K}{L(V_0 + 1 - \chi_0)}$ . Частоту автоколебаний с учетом дополнительного объема

определяем из формулы (4)

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{\eta P_{\text{к0}} P_{\text{ст}} F_K}{mL(V_0 + 1 - \chi_0)}}$$

Отсюда получаем связь частоты колебаний  $\Omega_0$  подвижной массы опоры с дополнительным объемом  $V_0$  с частотой  $\Omega_0$  для случая  $V_0 = 0$

$$\frac{\Omega_0}{\Omega_0} = \frac{1}{\sqrt{1 + V_0 / V_K}} \quad (5)$$

Рост объема  $V_0$  приводит к уменьшению частоты самовозбуждающихся колебаний  $\Omega_n$  (рис.3). Эффективность влияния  $V_0$  на частоту колебаний резко падает при  $V_0 / V_k \geq 5$ .

Результаты расчетов амплитуд автоколебаний при изменении некоторых параметров проточных опор приведены на рис.4. Из графиков следует, что амплитуда автоколебаний изменяется в значительных диапазонах при малом изменении давления. Увеличение подвижной массы и уменьшение параметра  $A$  расширяет этот диапазон и позволяет более плавно регулировать амплитуду автоколебаний. При этом частота автоколебаний остается практически постоянной при изменениях входного давления, что делает возможным раздельное регулирование частоты и амплитуды генерируемых колебаний (рис.4,б).

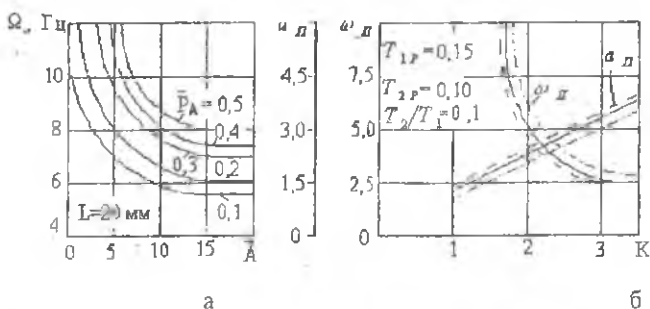


Рис 4. Зависимость частоты и амплитуды автоколебаний от конструктивных параметров опор

Анализ полученных результатов позволяет заключить, что реализация я проточных пневмоопорах, описываемых системами релаксационного демпфирования, больших уровней амплитуд вибрации, раздельное изменение частоты и амплитуды и удобство их регулирования в сочетании с высокой несущей способностью и управляемой динамической жесткостью делают возможным использование такого типа опор в качестве низкочастотных большегрузных вибраторов для стендовых испытаний на фиксированных частотах различных изделий на вибропрочность и виброустойчивость.

## Литература

1. Белоусов А.И., Токарев И.П., Чегодаев Д.Е. Газостатические опоры как амортизаторы и генераторы механических колебаний //Вибротехника: Сб. науч. тр. - Каунас.-1977.-№3(27).-С.94-100.
2. Белоусов А.И., Самсонов В.Н., Чегодаев Д.Е. Исследование нелинейной модели активного газостатического устройства. Деп. в ВИНТИ № 5829-82 от 25.11.82.-31 с.
3. Белоусов А.И., Токарев И.П., Чегодаев Д.Е. Исследование явления "пневмомолотка" в газостатических опорах //Авиационная техника. -Казань. - 1977.-№1.-С. 23-27.
4. Самсонов В.Н., Чегодаев Д.Е. Динамические свойства газостатических устройств. Деп. в ВИНТИ № 2246-В91 от 29.05.91.-144 с.