

УДК 621.01

## ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ НИЗКОЧАСТОТНОГО ВИБРОИЗОЛИРУЮЩЕГО КРЕПЛЕНИЯ НА ОСНОВЕ СУЩЕСТВЕННО НЕЛИНЕЙНОГО УПРУГОГО ЭЛЕМЕНТА

**В.С. Бакланов, А.В. Заякин, С.С. Постнов**

Проблема создания надёжного виброизолирующего крепления различных агрегатов и устройств, эффективно функционирующего в низкочастотном (ниже 100 Гц) диапазоне была и остаётся одной из важнейших задач техники. В настоящей статье представлены результаты, касающиеся низкочастотного виброизолирующего крепления на основе существенно нелинейных упругих элементов, разработанного в связи с проблемами низкочастотной виброизоляции авиационных двигателей. Ранее была предложена идея, модель и проведены экспериментальные исследования такого крепления [1-3]. В настоящей работе представлены результаты исследования динамики предложенного крепления в рамках выбранной модели.

Физическая модель рассматриваемого крепления представляет собой начально-деформированную балку, закреплённую двумя концами в подкесе крепления. При этом один из её концов крепится к самолёту (точка подвеса), а другой – к двигателю. Подобная система обладает существенно нелинейной упругой характеристикой, которая в рамках технически приемлемой точности может быть аппроксимирована зависимостью типа  $\alpha x^3 + \beta x$ . Следовательно, математически динамику колебаний точки на конце такой балки (крепления) под действием колебаний двигателя можно описать неавтономным уравнением Дюффинга. Дополнительно может быть рассмотрено уравнение типа Дюффинга с переменными коэффициентами при  $x$  и  $\dot{x}$  (соответственно для случая колеблющейся оси подвеса и случая нелинейного трения).

Упругая характеристика рассматриваемого устройства описывается формулой

$$F(x) = F_0 (\alpha (x - x_0)^3 + \beta (x - x_0) + 1), \quad (1)$$

где  $F_0$  - уровень статической нагрузки,  $x_0$  - центральная точка квазилинейного участка,  $F(x_0) = F_0$ ,  $\alpha = -\frac{1 + \beta(x^0 - x_0)}{(x^0 - x_0)^3}$ ,  $\beta = \frac{\Delta F}{F_0 \Delta x}$ ,  $x^0$  - начальная деформация

элемента,  $F(x^0) = 0$ ,  $\Delta F$  - интервал изменения динамической нагрузки,  $\Delta x$  - интервал изменения динамического перемещения. При этом квазилинейный участок характеризуется наклоном  $\gamma$ , а в точке  $x_0$  выполняются условия линейности:

$F'(x_0) = \gamma \neq 0$ ,  $F''(x_0) = 0$ . Причём,  $\gamma \approx 0$  (квазинулевая жёсткость). Поскольку  $\gamma = \frac{\Delta F}{\Delta x}$  и  $F'(x) \approx \gamma$  в пределах участка квазинулевой жёсткости, то существует возможность настройки на заданные интервалы нагрузок и перемещений с помощью изменения параметров статической жёсткости и начальной деформации балки.

Уравнение колебаний, описывающее поведение точки одного из узлов креплений при действии на неё внешней вибрационной силы вида  $F(t) = F_0 + f(t)$  записывается

следующим образом:

Уравнение колебаний, описывающее поведение точки одного из узлов креплений при действии на неё внешней вибрационной силы вида  $F(t) = F_0 + f(t)$  записывается следующим образом:

$$\ddot{x} + 2\delta\dot{x} + \omega_0^2 x + \alpha'x^3 = f(t), \quad (2)$$

где  $\delta$  - коэффициент затухания (вязкое трение),  $\omega_0^2 = \frac{\beta F_0}{m}$  - собственная частота подвески (в линейном приближении),  $\alpha' = \frac{\alpha F_0}{m}$  - коэффициент нелинейности,  $f(t)$  - внешняя динамическая нагрузка. Под  $x$  в данном случае подразумевается  $(x - x_0)$ , двигатель моделируется жёсткой массой, колеблющейся на нелинейном упругом элементе, неподвижно закреплённом в некоторой точке. Начальные условия ставятся в виде:  $x(0) = x^0, \dot{x}(0) = 0$ . В качестве внешней динамической нагрузки рассматривается гармонический сигнал, последовательность прямоугольных импульсов и смешанное возбуждение, представляющее собой сумму первых двух.

В результате численного решения уравнения (2) были получены результаты, свидетельствующие о существенном уменьшении амплитуды колебаний в случае использования нелинейной упругой характеристики как для случая гармонического внешнего воздействия [2-3], так и для случаев импульсного и смешанного внешнего воздействия (рис. 1). Полученные значения амплитуды всегда лежат в требуемом диапазоне динамических перемещений при работе в заданном диапазоне динамических нагрузок и при заданной статической нагрузке. Тем не менее, величина общего ослабления амплитуды колебаний в данном случае является завышенной.

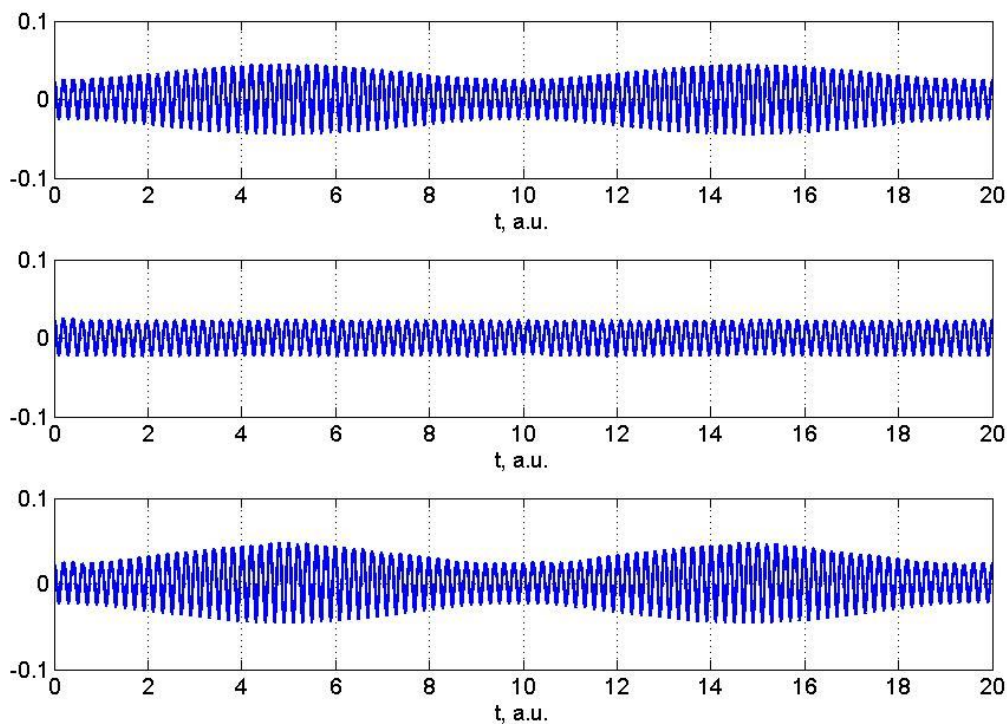


Рис. 1. Временная зависимость колебательного смещения, нормированная на амплитуду внешнего возбуждения для трёх видов возбуждения (сверху вниз): гармонического, импульсного и смешанного. Результаты численного моделирования.

В спектре колебательного смещения в случае гармонического внешнего воздействия присутствуют высшие гармоники (до 11-й), а также комбинационные частоты вида  $n\omega + m\omega_0$  и  $n\omega \pm m\Delta\omega$  ( $\Delta\omega = \omega - \omega_0$ ). При этом возможна перекачка энергии между гармониками с помощью изменения параметра нелинейности (рис. 2). Последнее может оказаться весьма полезным, поскольку подобный перенос энергии колебаний в более высокочастотную область спектра может облегчить борьбу с вибрациями (как известно, в более высокочастотном диапазоне, выше 100 Гц) существуют эффективные виброизолирующие устройства). Изменение же параметра нелинейности может осуществляться с помощью изменения параметров статической жёсткости и/или начальных условий. Также перенос энергии в гармоники внешнего возбуждения наблюдается для случая резонанса и, следовательно, в данном случае возможна настройка такой перекачки и с помощью изменения параметра при линейном члене в уравнении (2).

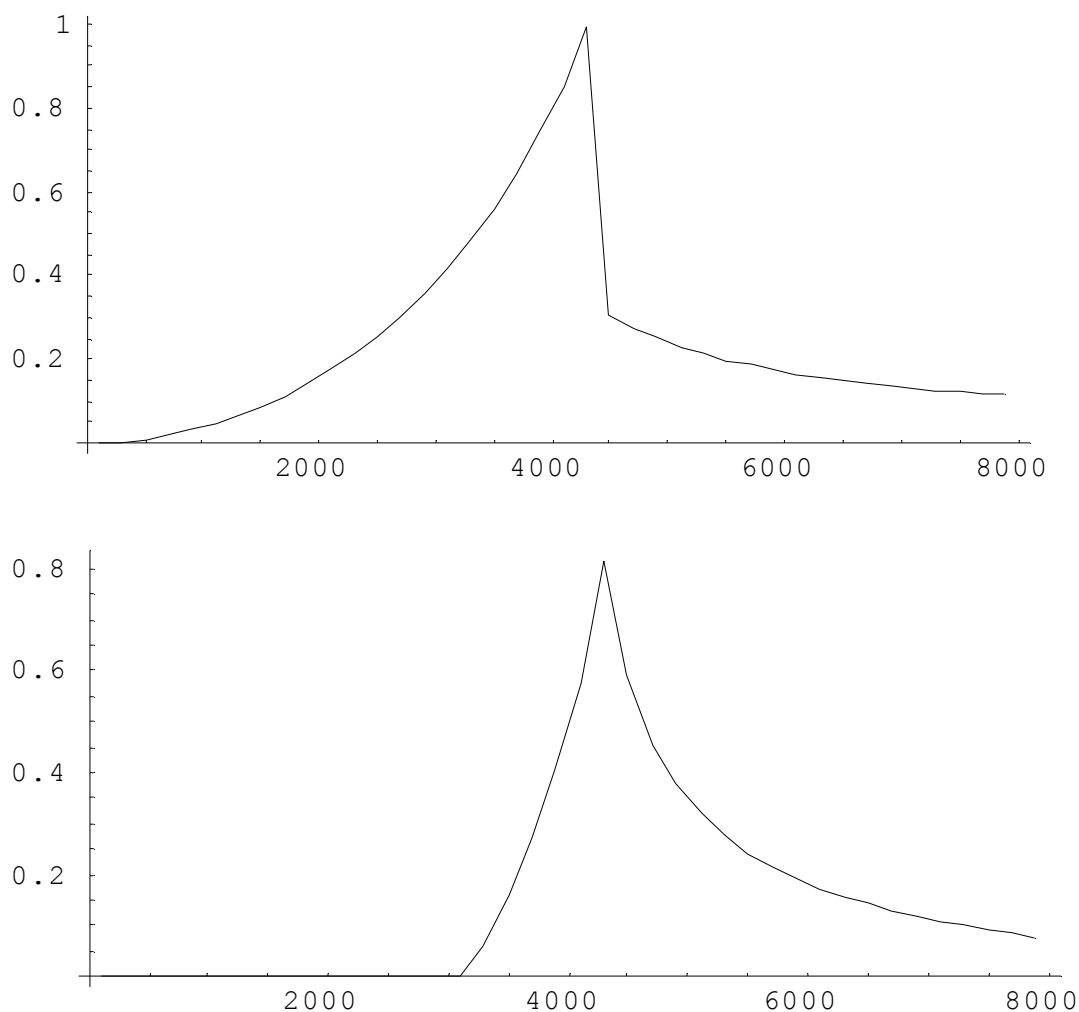


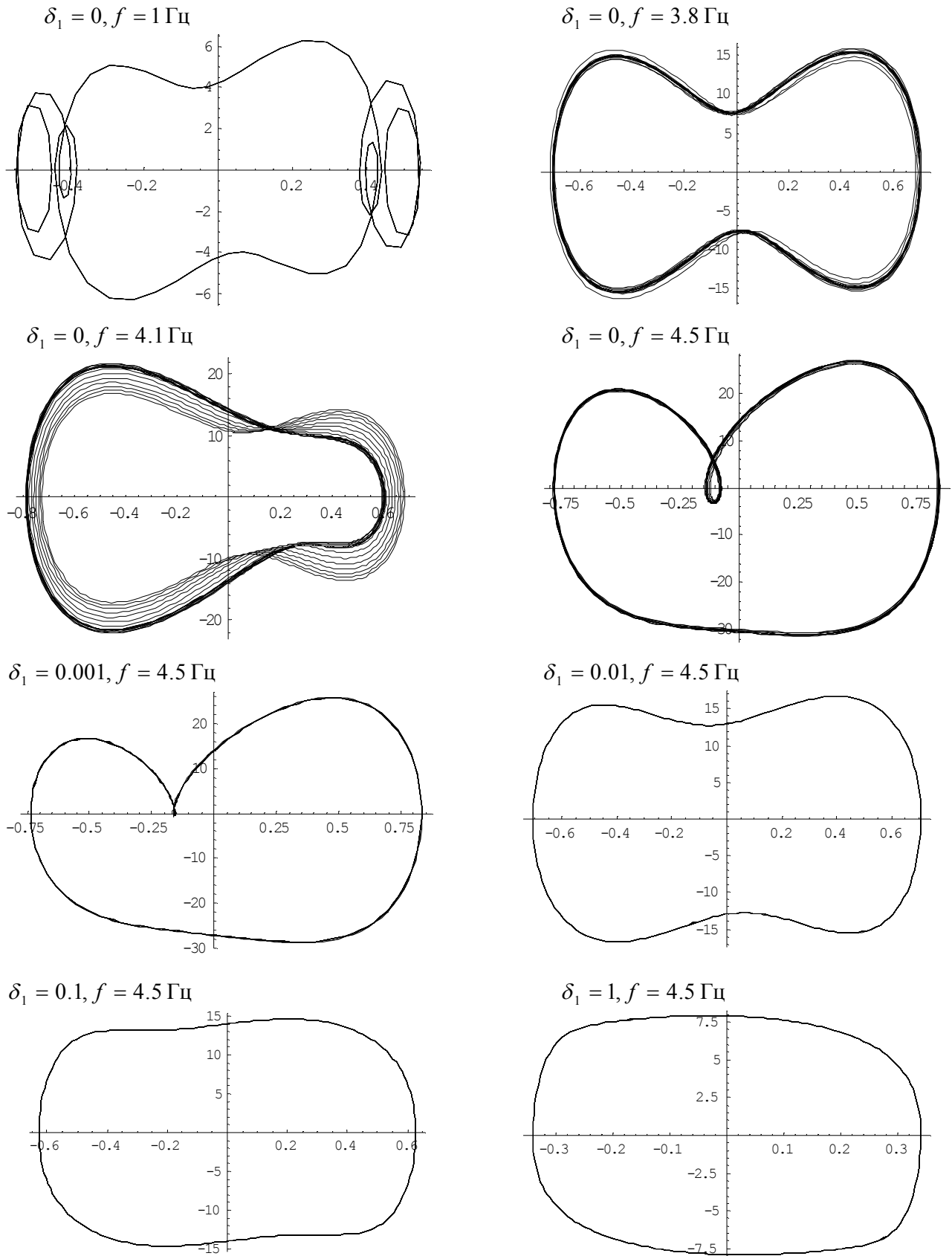
Рис. 2. Зависимости отношения мощности на частоте  $\omega + \omega_0$  (верхний график) и третьей гармонике  $3\omega$  возмущающего воздействия (нижний график) к мощности на первой от параметра нелинейности  $\alpha'$  при частоте внешней силы  $\omega = \omega_0$ .

В реальной системе «Двигатель-Подвеска-Самолёт» [1-2] точка крепления подвески к самолёту не является неподвижной, а трение включает механизмы как внутреннего, так и контактного трения и описывается более сложной функцией, чем  $2\delta\dot{x}$ . В связи с этим целесообразно рассмотреть уравнение колебаний сосредоточенной массы на упругом элементе с вибрирующей точкой подвеса и трением вида  $2\delta\dot{x}(1 + \delta_1\dot{x}^2)$ :

$$\ddot{x} + 2\delta\dot{x}(1 + \delta_1\dot{x}^2) + \alpha x^3 + \beta x(1 + a_1 \sin \Omega t) = f(t). \quad (3)$$

Проведённые численные расчёты показали, что и в этом случае значения амплитуды колебаний лежат в требуемом диапазоне динамических перемещений. При этом, тем не менее, учёт вибраций оси подвеса приводит к меньшему ослаблению колебаний (в 5-15 раз по сравнению с 30-40 в случае неподвижного подвеса).

Рис. 3. Фазовые портреты для уравнения (3) в случае гармонического внешнего воздействия ( $f$  - частота внешнего возмущения).



Построены фазовые портреты для уравнения (3), исследован характер их изменения при изменении параметров задачи (параметра нелинейного трения и частоты вынуждающей силы) (рис. 3). Во всех случаях движение оказывается устойчивым. Нелинейность трения приводит к исчезновению точки поворота на фазовой плоскости (в случае  $\omega = \omega_0$ ).

Данные численного моделирования находятся в качественном и количественном согласии с экспериментальными данными [2]. Следует отметить, что в проведённых экспериментальных исследованиях снижение вибрации достигло 12-14 дБ в диапазоне до 100 Гц. В расчётных исследованиях снижение вибрации достигает 30-35 дБ без учёта и не менее 14-16 дБ с учётом вибраций оси подвеса (в том же частотном диапазоне). Параметр нелинейности при этом выбирался оптимальным, при котором имеет место перекачка энергии в более высокочастотную область.

Наконец, следует отметить, что существует проблема перенастройки подвески на различные режимы (различные статические нагрузки, порой существенно различные) в процессе работы. На данном этапе рассматривается два решения: создание системы управления для дополнительного деформирования элементов подвески в процессе работы и использования колебаний на второй форме и создание элементов подвески на основе материалов с памятью формы, как реагирующих на внешнее управляющее воздействие, так и способных изменять свои упругие свойства (статическую жёсткость) при изменении внешней статической нагрузки.

Представленные в работе результаты могут оказаться полезными не только при создании нового поколения виброизолирующих систем низкочастотного диапазона для подвесок авиационных двигателей, но и для систем виброизоляции на транспорте (автомобили, поезда и т.д.), для проектирования фундаментов зданий в сейсмозоне, для виброизоляции прецизионной измерительной аппаратуры.

#### Литература.

1. Baklanov V.S. "Nonlinear elements in a mount system of new generation aviation engines". Proceedings of XIII Symposium on the dynamics of vibroimpact (strongly nonlinear) systems, Moscow-Zvenigorod 2001, pp105-106.
2. V.S. Baklanov, I.V. Golov, S.S. Postnov. Vibroisolation of power plants for new generation airplanes with engines of high by-pass ratio. // Proc. of 10<sup>th</sup> AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Manchester, UK, 10-12 May 2004, AIAA 2004-2823, pp. 1-9.
3. В.С. Бакланов, А.В. Заякин, Е.А. Орленко, С.С. Постнов. Применение существенно нелинейных элементов в системе крепления авиационных двигателей. // Труды VII Всероссийской научной конференции "Нелинейные колебания механических систем", Нижний Новгород, 19-22 сентября 2005 года, с. 225-227.

*ОАО «Туполев», Центральное конструкторское бюро, Россия, Москва  
Поступила: 07.02.08.*