### НАУКА и ОБРАЗОВАНИЕ

Эл № ФС77 - 48211. Государственная регистрация №0421200025. ISSN 1994-0408

электронный научно-технический журнал

# Новая конструкция активных виброзащитных устройств # 09, сентябрь 2012 DOI: 10.7463/0912.0455678

Безбах И. Ж., Мелик-Шахназаров В. А., Софиянчук Д. В., Стрелов В. И. УДК. 528.5-752 534.6

> Россия, КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана Россия, Филиал Института кристаллографии им. А.В. Шубникова РАН НИЦ "Космическое материаловедение" <u>biz001@mail.ru</u> <u>kmikran@spark-mail.ru</u>

Современные измерительные приборы и точное технологическое оборудование часто нуждаются в эффективной защите от вибраций. К ним относятся: 1) дифрактометры высокого разрешения (плосковолновая топография, малоугловое рассеяние в плёночных технологиях, метод стоячих волн и т.д.); 2) растровые и просвечивающие электронные микроскопы, системы позиционирования, сканирующие зондовые микроскопы, атомносиловые микроскопы, наноманипуляторы; 3) лазерные экспериментальные и технологические устройства; 4) аппаратура для выращивания биологических и неорганических кристаллов и т.д. Кроме того, в настоящее время существенно возросла необходимость в активной защите от вибраций (микроускорений) научной аппаратуры на космических аппаратах [1, 2], самолётах и других транспортных средствах.

Дорогостоящие массивные фундаменты в подвальных помещениях зданий не всегда способны изолировать аппаратуру от вибраций, вызванных как внутренними источниками (насосы, компрессоры, вентиляторы), так и внешними (тяжёлые транспортные средства, грузовые автомобили, автобусы, троллейбусы, железнодорожные составы). В этих случаях активные виброзащитные устройства являются более эффективным средством защиты от вибраций. Они существенно снижают требования к уровню шумов в местах расположения измерительных приборов и технологического оборудования.

Известны фирмы Herzan (США), Halcyonics (Германия, США), HERZ (Япония), производящие широкий набор активных виброзащитных столов (панелей) размерами от 400×400×120 мм<sup>3</sup> до 1000×800×130 мм<sup>3</sup> для нагрузок от 60 кг до 1200 кг. Механическая часть этих приборов состоит из плиты, установленной на пружинах, на которой

расположены восемь акселерометров и восемь сервисных магнитоэлектрических движителей. Электрические цепи авторегулирования или отрицательной обратной связи независимых включающих пары состоят из восьми контуров, акселерометрмагнитоэлектрический движитель. Такая конструкция позволяет подавлять шесть мод колебаний плиты (три торсионные и три поступательные) с установленным на ней защищаемым объектом. Все эти виброзащитные устройства характеризуются нижней границей активного диапазона частот ≈2 Гц и максимальным коэффициентом подавления колебаний от 35 дБ до 40 дБ, который достигается при ≈10 Гц. Существенно, что все указанные характеристики являются предельными из-за "паразитного" сигнала наклона акселерометров, возникающего в поле притяжения Земли, который подавляет "полезный" сигнал и нарушает функционирование авторегуляторов при низких частотах. Для многих практических применений коммерческие виброзащитные устройства недостаточно эффективны из-за ограничения активного диапазона в области низких частот (<2 Гц) и недостаточно большого коэффициента подавления колебаний (≈40 дБ).

Предлагается новая система авторегулирования виброзащитных устройств, позволяющая преодолеть указанные выше "врождённые" ограничения коммерческих приборов. Одним из её отличий является симметричная ортогональная группа акселерометров и сервисных движителей, показанная на рис. 1. Такая конструкция позволяет вместо восьмиканального управления по сигналам отдельных акселерометров перейти к шестиканальной схеме, управляющей отдельными модами механических колебаний несущей плиты, установленной на упругих опорах. Для этого сигналы акселерометров  $U_1....U_8$ , показанные на рис. 1, преобразуются в сигналы продольных U(LX), U(LY), U(LZ) и торсионных U(TX), U(TY), U(TZ) мод колебаний плиты следующим образом:

$$\begin{split} U_7 - U_3 &= U(LX) \,; \\ U_5 - U_1 &= U(LY) \,; \\ (U_8 + U_6) + (U_4 + U_2) &= U(LZ) \,; \\ (U_8 + U_6) - (U_4 + U_2) &= U(TX) \,; \\ (U_6 + U_4) - (U_8 + U_2) &= U(TY) \,; \\ U_5 + U_1 &= U(TZ) \,. \end{split}$$



**Рис. 1.** Расположение акселерометров и магнитоэлектрических движителей на плите. Каждая стрелка обозначает соосно-расположенную пару акселерометр-движитель.

Ограничение нижней границы активного лиапазона частот известных виброзащитных устройств вызвано тем, что при колебаниях наклона несущей плиты (моды TX и TY) сигналы акселерометров  $U_1....U_8$ , кроме (обычно используемой) динамической составляющей  $U_a(t) = Ka(t)$  (где K – коэффициент передачи акселерометра по напряжению, *a*(*t*) – ускорение), содержат неинерционный, статический вклад, вызванный изменением проекции силы тяжести инерционной массы на ось чувствительности акселерометров. При колебаниях плиты с малой амплитудой  $\Delta \varphi$  амплитуда статического вклада для акселерометров, ориентированных вертикально и горизонтально, определяется  $\Delta U_{\varphi}^{\uparrow} = -Kg \sin \varphi \cdot \Delta \varphi$  и  $\Delta U_{\varphi}^{\rightarrow} = Kg \cos \varphi \cdot \Delta \varphi$  соответственно. Если соотношениями виброзащитная панель установлена горизонтально, то  $\Delta U_{\varphi}^{\uparrow} = -Kg \cdot \Delta \varphi^2$ , а  $\Delta U_{\varphi}^{\rightarrow} = Kg \cdot \Delta \varphi$ . При колебаниях панели амплитуда динамического сигнала акселерометров  $\Delta U_a = K \cdot a_m = KL\omega^2 \cdot \Delta \varphi$  (где L – характерный размер панели, а  $\omega$  и  $\Delta \varphi$  – частота и амплитуда угловых колебаний соответственно) так что для отношения статического, "паразитного" сигнала наклона акселерометров к динамическому сигналу можно записать:

$$\frac{\Delta U_{\varphi}^{\uparrow}}{\Delta U_{a}} = \frac{g \cdot \Delta \varphi}{L \omega^{2}}, \qquad (2)$$

$$\frac{\Delta U_{\varphi}^{\rightarrow}}{\Delta U_{a}} = \frac{g}{L\omega^{2}}.$$
(3)

Из соотношений (2) и (3) видно, что помеха от сигнала наклона акселерометров в обоих случаях быстро увеличивается с понижением частоты. Так, по расчётам для конструкции с L = 20 см отношение  $\Delta U_{\phi}^{\rightarrow}/\Delta U_{a} = 0,1$  при v = 2,7 Гц и достигает значения 3 при v = 0,5 Гц. Статический вклад в сигнал пьезоэлектрических акселерометров, измеренный в диапазоне частот (0,1 – 3) Гц, соответствует приведённым оценкам, равенство  $\Delta U_{\phi}^{\rightarrow}/\Delta U_{a} = 1$  наблюдается вблизи 1 Гц. Видно, что при частотах <2 Гц отношение сигнала к сигналу помехи в цепях авторегулирования может быть ниже допустимого уровня.

Сравнение (2) и (3) показывает, что  $\Delta U_{\phi}^{\uparrow}/\Delta U_{a}$  отличается от  $\Delta U_{\phi}^{\rightarrow}/\Delta U_{a}$  малым сомножителем  $\Delta \phi \leq 10^{-3}$ . Поэтому в цепях, содержащих вертикально ориентированные акселерометры, помеха будет проявляться при значительно более низких частотах, чем в цепях, содержащих горизонтально ориентированные акселерометры. Это обстоятельство может быть использовано для компенсации (подавления) сигнала наклона акселерометров, ориентированных горизонтально.

Дважды проинтегрированные сигналы углового ускорения мод TX и TY определяют углы наклона плиты, так что, как видно из (4) и (5), паразитные сигналы наклона, пропорциональные этим углам, в сигналах трансляционных мод U(LX) и U(LY) могут быть подавлены:

$$P \iint U(TX) dt^{2} + (U_{5} - U_{1}) = U_{0}(LY), \qquad (4)$$

$$P_1 \iint U(TY) dt^2 + (U_7 - U_3) = U_0(LX) .$$
(5)

На рис. 2 представлен преобразователь каналов управления, выполняющий с помощью прецизионных сумматоров С1...С6 функции (1), и содержащий также компенсаторы сигналов наклона акселерометров К1 и К2, которые выполняют функции (4) и (5). При этом заметим, что сигнал моды  $U(TZ) = U_5 + U_1$  не нуждается в компенсаторе, т.к. паразитные сигналы акселерометров 1 и 5, как видно из схемы на рис. 1, противофазны.



Рис. 2. Разделитель каналов регулирования.

Количественно эффективность новой схемы управления виброзащитных устройств зависит главным образом от характеристик акселерометров и двойных интеграторов. Из ДВУХ доступных к настоящему времени типов акселерометров: механических компенсационных, использующихся в навигационных устройствах, и пьезоэлектрических – для измерения вибраций, нами выбран второй. Механические акселерометры дороги и функционируют в ограниченном диапазоне частот, до ≈100 Гц, в то время как во многих случаях верхняя граница активного диапазона частот виброзащитных устройств должна быть не ниже (300-800) Гц. Пьезоэлектрические акселерометры с коэффициентом  $0, 2B/g_0$  до  $2B/g_0$  обеспечивают остаточный уровень шумов передачи от виброзащитной плиты  $10^{-6}g_0 - 10^{-7}g_0$  в области частот (0,1–10) Гц (использовались малошумящие операционные усилители ОРА627, ОРА111). Проблемы, возникающие в связи с необычно низкой граничной частотой измерительных цепей (≈0,05 Гц),

представляют собой медленный температурный дрейф сигнала, вызванный термическим расширением корпуса акселерометра и пьезоэлемента. Для устранения температурного дрейфа использовалась многослойная тепловая изоляция корпусов акселерометров, а также, при необходимости, усилители сигнала акселерометров с автоподстройкой нуля.

Нижняя граница активного диапазона частот виброзащитного устройства, построенного по новой схеме, определяется точностью цепей компенсатора сигнала наклона акселерометров, то есть точностью интегрирования. Использование операционных усилителей OPA111, OPA128 с малыми токами смещения ( $\approx 100 \text{ фA}$ ) обеспечивает точность интегрирования не ниже 1%, что отвечает десятикратному понижению границы активного диапазона частот, с  $\approx 2$  Гц до  $\approx 0,2$  Гц.

Цепи авторегулирования виброзащитной панели, за исключением преобразователей каналов и компенсаторов сигнала наклона акселерометров, строятся по стандартным схемам (см., напр. [3]). Рассчитанная функция передачи шести идентичных авторегуляторов обеспечивает кривую подавления колебаний, показанную на рис. 3. Видно, что при десятикратном понижении граничной частоты активного диапазона частот и десятикратном увеличении максимального коэффициента подавления колебаний существенно расширяется область применения новых виброзащитных устройств. Так, в области частот (2–6) Гц, в которой, как правило, наблюдаются резонансные колебания зданий, эффективность новых виброзащитных устройств, в отличие от коммерческих, существенно выше.



Рис. 3. Коэффициент подавления колебаний коммерческого виброзащитного устройства (кривая 1) и новой конструкции, рассчитанной на нижнюю границу активного диапазона частот ≈0,2 Гц (кривая 2).

В заключение необходимо отметить, что описанная выше новая конструкция активных виброзащитных устройств фактически представляет собой исходную принципиальную схему, на основе которой могут быть построены устройства с различными заданными параметрами, отличающиеся степенью совершенства электронных узлов и параметрами акселерометров.

#### Список литературы

1. Захаров Б.Г., Серебряков Ю.А., Стрелов В.И. Проблемы и перспективы получения в условиях микрогравитации монокристаллов полупроводников с высокой микрооднородностью свойств // Поверхность. 2001. № 9. С. 48–55.

2. Стрелов В.И., Захаров Б.Г., Безбах И.Ж. Математическое моделирование и экспериментальные исследования влияния вибраций и конвекции Марангони на микрооднородность кристаллов полупроводников // Поверхность. 2005. № 10. С. 80–86.

3. Трофимов А.И., Егупов Н.Д., Дмитриев А.Н. Методы теории автоматического управления, ориентированные на применение ЭВМ. М.: Энергоатомиздат, 1997. 532 с.

## **SCIENCE and EDUCATION**

EL Nº FS77 - 48211. Nº0421200025. ISSN 1994-0408

electronic scientific and technical journal

#### New design of active vibroprotective devices # 09, September 2012 DOI: 10.7463/0912.0455678 Bezbah I.J., Melik-Shahnazarov V.A., fiyanchuk D.V., Strelov V.I.

Russia, Bauman Moscow State Technical University, Kaluga Branch Russia, Branch of the Institute of Crystallography AV Shubnikov Sciences Research Center "Space Materials" <u>biz001@mail.ru</u> <u>kmikran@spark-mail.ru</u>

The authors developed a new construction of active vibroprotective devices, which helps to overcome limitations of the active frequency range and maximum oscillation suppression ratio inherent in prior devices. It is shown that these restrictions are caused by a phantom signal of accelerometers' tilt in the gravity field of the Earth. They propose a method of its compensation - so that with simple electronic circuits the lower boundary of the active range of vibroprotective devices decreases from 2 Hz to 0.2 Hz, and the maximum oscillation suppression ratio increases from 40 dB to 60 dB.

Publications with keywords: vibrations, management, apparatus, accelerometer Publications with words: vibrations, management, apparatus, accelerometer

References

1. Zakharov B.G., Serebriakov Iu.A., Strelov V.I. Problemy i perspektivy polucheniia v usloviiakh mikrogravitatsii monokristallov poluprovodnikov s vysokoi mikroodnorodnost'iu svoistv [Problems and prospects of obtaining in microgravity conditions semiconductor single crystals with high micro-homogeneity properties]. *Poverkhnost'*, 2001, no. 9, pp. 48–55.

2. Strelov V.I., Zakharov B.G., Bezbakh I.Zh. Matematicheskoe modelirovanie i eksperimental'nye issledovaniia vliianiia vibratsii i konvektsii Marangoni na mikroodnorodnost' kristallov poluprovodnikov [Mathematical modeling and experimental investigation of the influence of vibration and Marangoni convection on micro-homogeneity of semiconductor crystals]. *Poverkhnost'*, 2005, no. 10, pp. 80–86.

3. Trofimov A.I., Egupov N.D., Dmitriev A.N. *Metody teorii avtomaticheskogo upravleniia, orientirovannye na primenenie EVM* [Methods of the theory of automatic control, oriented to the use of computers]. Moscow, Energoatomizdat, 1997. 532 p.