
**СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ**

УДК 628.517.4-681.53

**ДИНАМИЧЕСКИЕ ЗВЕНЬЯ И ГРАНИЦЫ ЭФФЕКТИВНОСТИ
АКТИВНЫХ ВИБРОЗАЩИТНЫХ УСТРОЙСТВ¹**

© 2019 г. В. А. Мелик-Шахназаров^{1,*}, Д. В. Софиянчук¹, В. И. Стрелов¹, А. А. Трегубенко¹

¹ ФНИЦ “Кристаллография и фотоника” РАН, Москва, Россия

*e-mail: kmikran@spark-mail.ru

Поступила в редакцию 08.08.2018 г.

После доработки 23.11.2018 г.

Принята к публикации 26.11.2018 г.

Проведены исследования активных виброзащитных устройств различного назначения для лабораторных (цеховых), транспортных и космических применений с раздельным управлением шестью модами колебаний несущей плиты. Методом электрических цепей получено компактное математическое описание динамического поведения отдельных механических и электрических узлов, а также системы управления активных виброзащитных устройств. Показано, как по основным заданным параметрам виброзащитных устройств: активный диапазон частот, максимальный коэффициент подавления колебаний, границы эффективности устройства, могут быть определены параметры динамических звеньев устройства, а также его конструктивные характеристики. Исследованы факторы, ограничивающие активный диапазон частот и максимальный коэффициент подавления колебаний рассматриваемых устройств.

DOI: 10.1134/S0002338819020136

Введение. В эффективной защите от вибраций нуждается разнообразная аналитическая и точная технологическая аппаратура (например, устройства для выращивания кристаллов, установок для измерения дифракции и рассеяния ионизирующих излучений, сканирующие зондовые измерительные и технологические устройства). Не менее актуальна эта проблема для авиакосмических и транспортных применений.

Известны фирмы HERZAN (США), HERZ (Япония), HALZYONICS (Германия, Швеция, США), производящие широкий набор активных виброзащитных устройств (АВЗУ) для лабораторного и технологического оборудования с активным диапазоном частот 2–200 Гц и максимальным коэффициентом подавления колебаний ≈ 35 дБ. Однако указанная эффективность коммерческих АВЗУ часто оказываются недостаточной.

Для указанных выше лабораторных/цеховых, а также для авиакосмических применений нами была разработана новая конструкция АВЗУ, состоящая из опорной плиты, установленной на ней с помощью упругих элементов несущей плиты *с симметрично расположенной группой акселерометров и сервисных двигателей*. Раздельное управление шестью отдельными модами колебаний несущей плиты (трех торсионных и трех поступательных) позволяет скомпенсировать “паразитный” сигнал наклона акселерометров и, таким образом, расширить активный диапазон в область низких частот до ≈ 0.2 Гц для лабораторных АВЗУ и ≈ 0.02 Гц для космических аппаратов, и увеличить максимальный коэффициент подавления колебаний до ≈ 60 дБ [1].

В области низких частот (не достигающих низшего резонанса поперечных колебаний несущей плиты, обычно 400–600 Гц) несущая плита, установленная на упругих опорах, может рассматриваться как шестимодовый упругий резонатор с сосредоточенными механическими элементами. Поэтому для анализа конструкции АВЗУ с шестью независимыми цепями управления отдельными модами колебаний несущей плиты могут быть использованы отдельные цепи, включающие резонатор с сосредоточенными механическими элементами и одной степенью свободы.

¹ Работа выполнена при поддержке Министерства науки и высшего образования в рамках выполнения работ по государственному заданию ФНИЦ “Кристаллография и фотоника” РАН.

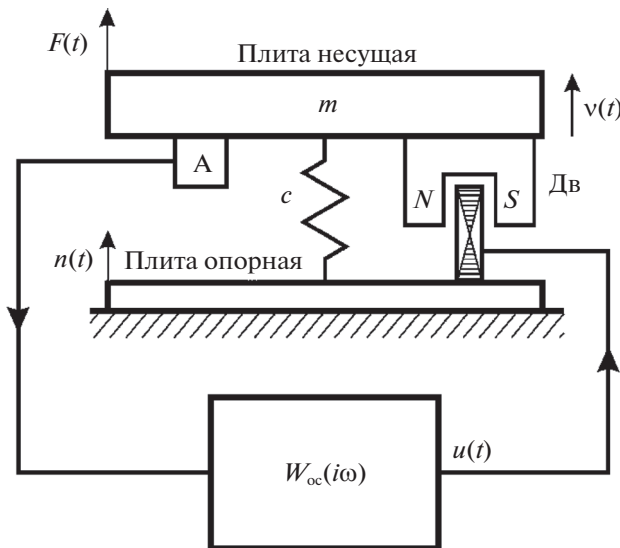


Рис. 1. Одномодовая схема АВЗУ

Для исследования динамики элементов конструкции АВЗУ использовалась теория электрических цепей, состоящих в данном случае из ряда механических и электрических импедансов. Рассчитана динамика полной разомкнутой цепи устройства, определяемая функциями передачи отдельных динамических звеньев, механических, электрических, электромеханических, а также функция передачи виброзащитного устройства, представляющего собой замкнутую цепь управления с отрицательной обратной связью.

Удобство использованного метода анализа, кроме компактности и простоты, заключается также в том, что в нем каждое динамическое звено исследуемой цепи соответствует определенному конструктивному элементу устройства. Поэтому из параметров динамических звеньев, которые задаются основными характеристиками устройства: 1) границы активного диапазона частот; 2) максимальный коэффициент подавления колебаний; 3) масса и габариты защищаемых объектов; 4) уровень шумов “на входе”, однозначно устанавливаются физические параметры элементов его конструкции.

1. Функциональная схема и динамические звенья АВЗУ. Подавление вносимых шумов. На рис. 1 показана одномодовая схема АВЗУ, содержащая несущую плиту, установленную с помощью упругого элемента c на опорной плите. В пространстве между опорной и несущей плитами располагаются акселерометр A и сервисный движитель.

На схеме $F(t)$ — сила, прикладываемая движителем к несущей плите, $v(t)$ — скорость движения несущей плиты, $n(t)$ — входной сигнал устройства, т.е. смещение (скорость, ускорение) опорной плиты, $u(t)$ — напряжение на электрической катушке движителя. Магнитоэлектрический бесконтактный линейный движитель $Дв$, состоит из магнитной системы, закрепленной на несущей плите, и электрической катушки в виде рамки, установленной на опорной плите. С помощью замкнутой цепи управления, в которой акселерометр и движитель подключены к электрическим цепям (на схеме — узел с функцией передачи $W_{oc}(i\omega)$), несущая плита изолируется от вибраций основы, на которой лежит опорная плита.

Несущая плита, установленная на упругой опоре, может рассматриваться как механический резонатор с сосредоточенными параметрами, поскольку она рассчитывается так, чтобы резонансы ее объемных поперечных колебаний в границах активного диапазона частот не возбуждались. Поэтому на схеме, приведенной на рис. 1, места расположения на несущей плите акселерометра, движителя и пружинной опоры, передающей вибрации от опорной плиты, безразличны, так что рассматриваемая динамическая система, включенная в цепь управления, может быть представлена цепью, показанной на рис. 2.

На схеме пунктирной рамкой обозначен собственно объект управления, т.е. несущая плита. Динамические звенья $W_1(i\omega)$ и $W_2(i\omega)$ представляют функции передачи несущей плиты, установленной на упругие опоры, совершающей два вида колебаний, которые отличаются разным спо-

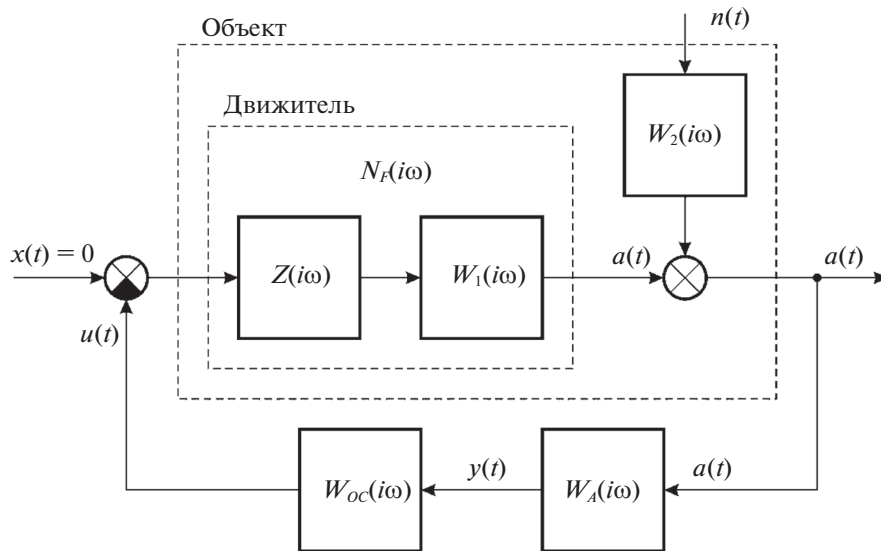


Рис. 2. Структурная схема цепи динамических звеньев АВЗУ

собом приложения входного сигнала. Первый является последовательным резонансом механической системы (входной сигнал — сила, приложенная к массе), а второй — параллельным (входной сигнал — сила или смещение, приложенные к концу пружины). Последовательный резонанс описывается выражением

$$W_1(i\omega) = \frac{1}{(i\omega/\omega_0)^2 + 2\xi i\omega/\omega_0 + 1}. \quad (1.1)$$

Параллельный резонанс при входном сигнале в виде смещения конца опорной пружины запишем как

$$W_2(i\omega) = \frac{1 + 2\xi i\omega/\omega_0}{(i\omega/\omega_0)^2 + 2\xi i\omega/\omega_0 + 1}. \quad (1.2)$$

В уравнениях (1.1) и (1.2) $\omega_0 \approx 100 \text{ с}^{-1}$ — круговая частота собственных колебаний упругой системы, $\xi \approx 0.1$ — коэффициент потерь.

Функция передачи сервисного двигателя $N_F(i\omega)$ описывает динамику двух связанных элементов конструкции, электродинамического преобразователя (катушка в магнитном поле) и механической нагрузки (несущая плита). В динамику этого звена важный вклад вносит появление в электрической цепи двигателя *внесенного* электрического импеданса вследствие появления электродвижущей силы в катушке, движущейся в магнитном поле [2, 3]. Функция передачи двигателя по ускорению, учитывающая этот эффект, имеет вид

$$N_F(i\omega) = \frac{a}{u} = -i\omega \left(\frac{Z_F(i\omega)z(i\omega)}{K} + K \right)^{-1}. \quad (1.3)$$

Здесь

$$Z_F(i\omega) = R + i\omega L + \frac{1}{i\omega C_{\text{вн}}} \quad (1.4)$$

— полный электрический импеданс преобразователя, учитывающий эффект внесенной емкости $C_{\text{вн}} = m/K^2$ [2] (R и L — электрическое сопротивление и индуктивность катушки соответственно), а

$$z(i\omega) = r + i\omega m + 1/i\omega c \quad (1.5)$$

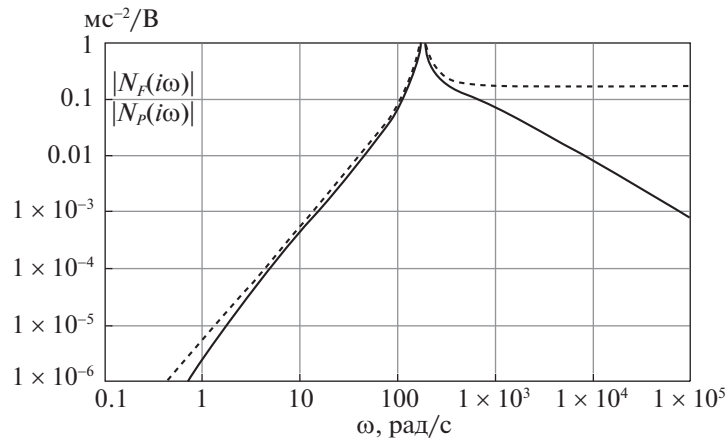


Рис. 3. Частотная зависимость модуля функции передачи по ускорению: а — электродинамического преобразователя, нагруженного механическим импедансом $|N_F(i\omega)|$ (сплошная кривая); б — то же для механического резонатора, служащего нагрузкой преобразователя $|N_P(i\omega)|$ (пунктирная кривая)

— механический импеданс (m — масса плиты, c — податливость пружины, r — коэффициент трения пружины). Коэффициент электромеханической связи преобразователя $K = Bl$, где B — магнитная индукция в зазоре постоянного магнита, l — длина провода в магнитном зазоре.

На структурной схеме рис. 2 $n(t)$ — входной/внесенный сигнал АВЗУ (смещение опорной плиты), $a(t)$ — выходной сигнал устройства, т.е. колебания плиты (в единицах ускорения), $y(t)$ — напряжение, поступающее в электрические цепи управления от акселерометра (звено $W_A(i\omega)$), $u(t)$ — напряжение на катушке электродинамического преобразователя, $x(t)$ — входной/задающий сигнал цепи управления, который отсутствует.

Ниже без ущерба для понимания общих закономерностей приведен расчет функции передачи $N_F(i\omega)$ для конкретной экспериментальной конструкции АВЗУ [3] с несущей плитой массой ≈ 23 кг, установленной на четырех пружинах с эластичностью $c = 5.5 \times 10^{-6}$ м/Н. Электродинамические преобразователи конструкции состоят из установленных в углах опорной плиты катушек с электрическим сопротивлением $R = 12$ Ом и индуктивностью $L = 22$ мГн и постоянных магнитов, закрепленных на несущей плите. Магнитная индукция в зазоре магнитных систем $B \approx 0.2$ Тл, длина провода в магнитном поле $l = 50$ м, так что коэффициент электромеханической связи двигателей $K = Bl = 10$.

Полученная частотная зависимость модуля функции передачи двигателя $|N_F(i\omega)|$ имеет вид, показанный сплошной кривой на рис. 3. На рисунке пунктиром приведена также кривая модуля функции передачи по ускорению механического резонатора, служащего нагрузкой электродинамического преобразователя (несущей плиты, установленной на упругие опоры):

$$N_P(i\omega) = \frac{\omega}{r + i\omega m + 1/i\omega c}. \quad (1.6)$$

На рис. 3 видно, что частотная зависимость модуля функции $N_F(i\omega)$ существенно отличается от кривой модуля функции передачи механического резонатора $N_P(i\omega)$. Высокочастотная асимптота $|N_F(i\omega)|$ при частотах выше ≈ 20 Гц приобретает отрицательный наклон -20 дБ на каждую декаду, а наклон низкочастотной асимптоты при частотах ниже ≈ 2 Гц увеличивается от 40 до 60 дБ на каждую декаду.

Как видно из рис. 4, фазовые характеристики двигателя $N_F(i\omega)$ и механического резонатора $N_P(i\omega)$ также существенно отличаются. Если фаза механического резонатора как обычно понижается на 180° вблизи от частоты резонанса, то на фазовой кривой двигателя дополнительно при частотах выше ≈ 20 Гц фаза понижается на 90° в широком диапазоне частот и повышается на 90° с понижением частоты ниже ≈ 2 Гц. Как показано в [3], эта аномалия, так же как и аномалия кривой $|N_F(i\omega)|$ на рис. 3, вызвана так называемым *электромеханическим резонансом* в рассматриваемой динамической системе. Необычность этого резонанса состоит в том, что он определяется

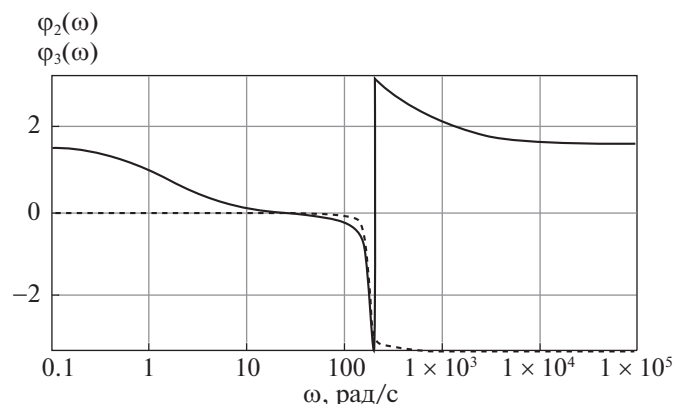


Рис. 4. Фазовые характеристики: $\varphi_2(\omega)$ — функции передачи $N_F(i\omega)$ (сплошная кривая) и $\varphi_3(\omega)$ — функции передачи $N_P(i\omega)$ (пунктирная кривая)

реальным электрическим параметром L — индуктивностью катушки и механическим параметром m — массой плиты [2]. Частота электромеханического резонанса для описанной экспериментальной конструкции АВЗУ равна ≈ 4.5 Гц.

Для расчета полной цепи управления (рис. 2), разделенной на динамические звенья, естественно использовать метод амплитудно- и фазочастотных характеристик (диаграммы Боде). Функция передачи $N_F(i\omega)$ определяется, как было показано выше (см. (1.3)–(1.5)), заданными механическими параметрами АВЗУ: габаритами и массой несущей плиты с установленной на ней защищаемой аппаратурой, упругой податливостью опор, конструкцией (мощностью) сервисных движителей. Для получения устойчивой разомкнутой цепи управления устройства с заданным активным диапазоном частот и максимальным коэффициентом подавления колебаний должны быть использованы соответствующие электрические корректирующие цепи, например, [4]. На рис. 2 они включены в узел $W_{oc}(i\omega)$. Функция передачи разомкнутой цепи управления, отвечающая условиям стабильности, может иметь такой вид:

$$H(i\omega) = N_F(i\omega)K_1(i\omega)K_2(i\omega)K_3(i\omega)A(i\omega)U_A(i\omega)K_S. \quad (1.7)$$

Здесь $N_F(i\omega)$ — функция передачи движителя, нагруженного несущей плитой (см. (1.3)–(1.5)), $K_1(i\omega)$, $K_2(i\omega)$, $K_3(i\omega)$ — функции передачи корректоров:

$$K_n(i\omega) = \frac{i\omega T_n + 1}{i\omega k_n T_n + 1}. \quad (1.8)$$

Функции передачи апериодического звена и усилителя сигнала акселерометра $A(i\omega)$ и $U_A(i\omega)$ соответственно запишем следующим образом:

$$A(i\omega) = \frac{1}{i\omega T_a + 1}, \quad (1.9)$$

$$U_A(i\omega) = \frac{i\omega T_A}{i\omega T_A + 1}. \quad (1.10)$$

Величина K_S представляет полный коэффициент усиления цепи (1.7).

Как видно из рис. 5, полученная указанным образом амплитудно-частотная характеристика разомкнутой цепи управления $H(i\omega)$ включает асимптоты резонанса несущей плиты, наклон которых скорректирован так, что активный диапазон занимает область от ≈ 0.3 Гц до ≈ 3 кГц, а максимум кривой достигает значения ≈ 60 дБ. При этом в цепи (1.7) полный коэффициент усиления $K_S = 2.8 \times 10^5$. Он определяется равенством $|N_F(i\omega)|K_S \approx 1$ для нижней границы активного диапазона частот, т.е. в данном случае ≈ 0.3 Гц.

Из фазовой кривой на рис. 6 видно, что для рассчитанной цепи управления фаза в активном диапазоне частот после коррекции (сравнить с кривой на рис. 4) не выходит из области устойчивости.

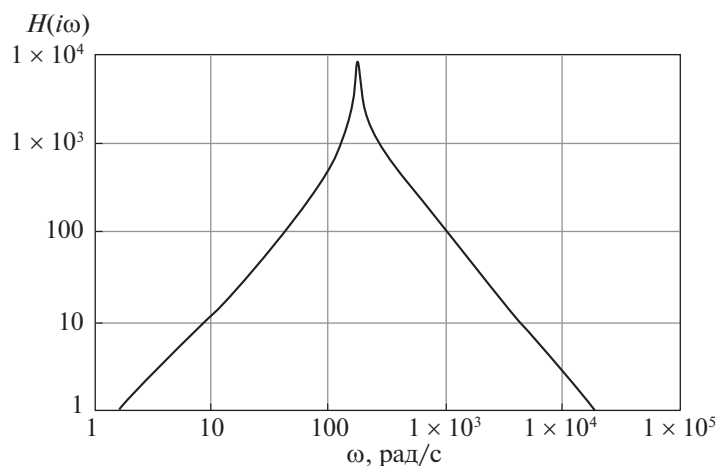


Рис. 5. Частотная зависимость модуля функции передачи разомкнутой цепи управления $H(i\omega)$, скорректированной цепями (1.7)

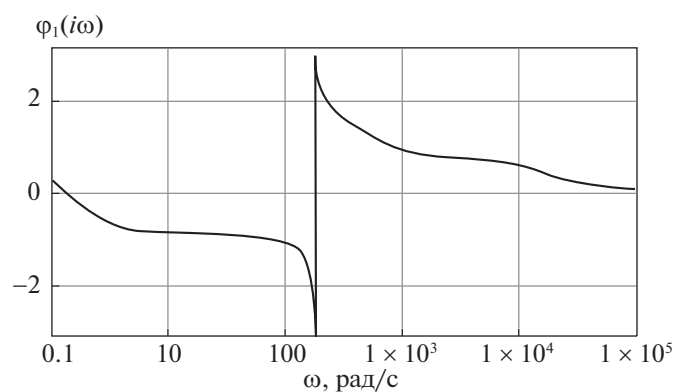


Рис. 6. Частотная зависимость фазового угла функции $H(i\omega)$

В замкнутой цепи с отрицательной обратной связью на рис. 2 (управление в которой осуществляется по сигналу ускорения) отсутствует входной, управляющий сигнал ($x(t) = 0$). В цепь управления поступает только так называемый *вносимый* сигнал $n(t)$, который обычно в системах управления является помехой. Выходом цепи служит сигнал ускорения механических колебаний несущей плиты $a(t)$. Функция передачи рассматриваемого замкнутого контура, следуя теории цепей [4], имеет вид

$$W_n(i\omega) = \frac{1}{1 + H(i\omega)} W_2(i\omega). \quad (1.11)$$

Здесь $H(i\omega)$ – функция передачи разомкнутой цепи, определенная уравнением (1.7), а $W_2(i\omega)$ – функция передачи механического резонатора (1.2), который играет роль фильтра в цепи входного сигнала. В гипотетическом случае отсутствия этого фильтра функцию передачи цепи управления запишем как

$$W_k(i\omega) = \frac{1}{1 + H(i\omega)}. \quad (1.12)$$

Частотная зависимость модуля функции передачи замкнутой цепи управления по внесенному сигналу представляет собой кривую передачи/пропускания (от опорной плиты к несущей) или коэффициента подавления шумовых колебаний $n(t)$. Как видно из рис. 7, кривая пропускания состоит из трех характерных областей. В первой области частот от нижней границы активного диапазона (≈ 0.3 Гц) до резонанса несущей плиты (≈ 20 Гц) пропускание понижается

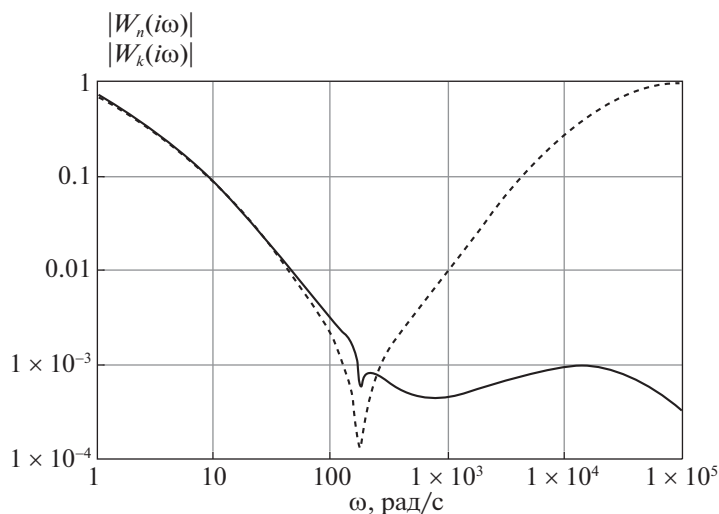


Рис. 7. Частотная зависимость функции передачи замкнутой цепи управления по внесенному шумовому сигналу: а — поступающему в контур непосредственно (пунктирная кривая), б — поступающему через фильтрующую цепь $W_2(i\omega)$ (сплошная кривая)

до ≈ -60 дБ. Далее пропускание слабо меняется на этом уровне до верхней границы активного диапазона частот (≈ 3 кГц), выше которой кривая приобретает наклон -20 дБ на каждую декаду.

2. Границы эффективности АВЗУ. Кривые на рис. 5–7 получены в соответствии с уравнениями (1.7)–(1.11), в которые заложены электрические и механические параметры конкретной экспериментальной модели АВЗУ. Они позволяют определить достижимые границы активного диапазона частот и максимальный коэффициент подавления колебаний АВЗУ для конкретного защищаемого оборудования, уровня входных шумов и т.д. (С помощью компьютерной программы, рассчитанной для вычисления функций с комплексными переменными, исходные параметры могут легко заменяться.)

Нижняя граница активного диапазона частот, как отмечалось выше, определяется равенством $|N_F(i\omega)|K_S \approx 1$, т.е. она зависит как от параметров механической части устройства, определяющих функцию передачи $N_F(i\omega)$ [4], так и от коэффициента усиления в цепи управления K_S . Как было показано выше, в экспериментальном АВЗУ нижняя граница активного диапазона ≈ 0.3 Гц достигается при $K_S \approx 2.8 \times 10^5$.

Учитывая, что $|N_F(i\omega)|$ быстро уменьшается с понижением частоты ниже резонанса плиты (см. рис. 3), можно видеть, что понижение частоты резонанса плиты и смещение заданной границы активного диапазона частот приводит к большому изменению K_S . Так, при понижении частоты резонанса плиты от ≈ 20 до ≈ 14 Гц и смещения границы активного диапазона частот от ≈ 0.3 до ≈ 0.6 Гц равенство $|N_F(i\omega)|K_S \approx 1$ выполняется при $K_S \approx 7.5 \times 10^3$. Видно, что в этом случае требования к цепям измерения малых ускорений в области низких частот существенно понижаются.

Поскольку нижняя граница активного диапазона частот быстро понижается при неизменной величине K_S с уменьшением частоты резонанса плиты, для условий невесомости, когда она может быть понижена до 1–3 Гц, нижняя граница активного диапазона смещается до ≈ 0.016 Гц, т.е. до значения, принятого в NASA как опорная величина для виброзащитной аппаратуры в космических аппаратах. Важным обстоятельством является то, что АВЗУ для космических аппаратов, построенные по схеме с раздельным управлением шестью модами колебаний несущей плиты [1], могут проходить полные предполетные испытания и настройку в лабораторных условиях.

Верхняя граница активного диапазона частот связана с конструкцией несущей плиты. Выше мы рассматривали движение плиты в рамках модели с сосредоточенными параметрами, предполагающей отсутствие ее деформации. Очевидно, однако, что такое рассмотрение пригодно лишь при низких частотах, поскольку выше ≈ 400 Гц в плите могут возбуждаться резонансы поперечных колебаний (стоячие волны), нарушающие устойчивость цепи авторегулирования АВЗУ.

Разработка способа подавления указанных резонансов становится актуальной для устройств с максимальным подавлением колебаний ≈ 60 дБ при размерах несущей плиты $> 30 \cdot 30$ см². Условием отсутствия возбуждения рассматриваемых резонансов является соотношение $|K(i\omega_p)||H(i\omega_p)| \leq 1$, где $|H(i\omega_p)|$ и $|K(i\omega_p)|$ — модули функции передачи цепи управления и объемного резонанса при частоте резонанса ω_p соответственно. Поэтому при проектировании АВЗУ с заданной верхней границей активного диапазона частот должны учитываться оба фактора.

Заключение. Показано, что использование метода электрических цепей для исследования сложных механических устройств позволяет получить компактное математическое описание динамического поведения отдельных механических и электрических узлов АВЗУ, а также полной системы управления. При этом важно, что приведенный метод устанавливает соответствие каждого динамического звена определенному конструктивному элементу устройства (за исключением электромеханического преобразователя). Это позволяет определять необходимые физические параметры элементов конструкции, исходя из заданных заранее основных характеристик устройства. Необходимый анализ выполняется не сложным способом с помощью компьютерной программы, рассчитанной для вычисления функций с комплексными переменными.

Установлено, что для АВЗУ с большим коэффициентом подавления колебаний принципиально необходим широкий активный диапазон частот. Показано, что максимальные значения $|H(i\omega)|$ достигаются либо при повышении наклона асимптот резонанса несущей плиты, либо при расширении активного диапазона частот. Поскольку первое из-за фазовых ограничений возможно лишь в определенных пределах (типичные предельные значения наклонов $+30$ и -30 дБ на каждую декаду), необходимо иметь возможность расширения активного диапазона частот. Заметим, что в область высоких частот активный диапазон может быть расширен путем подавления резонансов поперечных колебаний несущей плиты с помощью дополнительных цепей управления, включающих инерционные сервисные двигатели [5].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мелик-Шахназаров В.А., Стрелов В.И., Софиянчук Д.В., Безбах И.Ж. Новая конструкция активных виброзащитных устройств // Письма в ЖТФ. 2012. Т. 38. № 6. С. 61–67.
2. Вахитов Я.Ш. Теоретические основы электроакустики и электроакустическая аппаратура. М.: Искусство, 1980. 416 с.
3. Мелик-Шахназаров В.А., Стрелов В.И., Софиянчук Д.В., Трегубенко А.А. Функции передачи электродинамических преобразователей в цепях управления активных виброзащитных устройств // Инженерная физика. 2017. № 2. С. 20–26.
4. Воронов А.А. Основы теории автоматического управления. Ч. 2: Линейные системы регулирования одной величины. М.—Л.: Энергия, 1965. 396 с.
5. Мелик-Шахназаров В.А., Стрелов В.И., Софиянчук Д.В., Трегубенко А.А. Активные виброзащитные устройства с инерционными сервисными двигателями // Космич. исслед. 2018. Т. 56. № 2. С. 156–159.