

УДК 621.752

Совершенствование оптико-механической системы лидарных комплексов

© 2019 г. **В. С. Айрапетян***, доктор техн. наук; **Г. А. Куриленко****, доктор техн. наук;
А. А. Рыков**, канд. техн. наук

*Сибирский государственный университет геосистем и технологий, Новосибирск

**Новосибирский государственный технический университет, Новосибирск

E-mail: v.s.ayrapetyan@ssga.ru, teormech@ngs.ru

Поступила в редакцию 13.06.2019

DOI:10.17586/1023-5086-2019-86-09-74-77

Рассмотрен способ виброизоляции оптических приборов, существенно улучшающий точность их измерений. Описанные виброзащитные устройства с автоматическим поддержанием рабочей точки подвеса на заданном уровне опробованы в лабораторных условиях и показали достаточно высокую эффективность защиты без энергопотребления в системе управления.

Ключевые слова: защита от вибрации, достоверность измерений, свободные колебания, вынужденные колебания, ударные нагрузки.

Коды OCIS: 120.0120, 140.0140, 230.0230

Для обеспечения высокоточных пространственно-временных измерений при проведении оптических экспериментальных исследований оптико-механические системы должны обладать достаточной точностью, надежностью и стабильностью работы. Эта проблема особенно актуальна для лидарных измерений в открытой атмосфере, когда лазерный источник и все оптические элементы располагаются либо на подвижной платформе, либо на летательном аппарате. В этом случае оптико-механические приборы и лазеры, используемые для метрологических измерений, эксплуатируются в экстремальных условиях при значительных внешних нагрузках.

Решение этой актуальной проблемы следует рассматривать в двух аспектах.

Первый аспект — технологический, требующий виброзащиты оптических систем при их производстве от фоновой вибрации производственных и лабораторных помещений.

Второй аспект — эксплуатационный, требующий, с одной стороны, обеспечения прочностной надежности отдельных узлов и в целом оптической системы, а с другой стороны — достаточной точности проводимых измерений в условиях вибрационных и других воздействий при ее эксплуатации.

В настоящее время существует большое количество различных конструкций виброзащитных устройств, каждое из которых имеет свою область применения [1–3]. Об универсальном устройстве пока говорить рано, но как отмечают практически все авторы, самой актуальной остается проблема повышения качества виброзащиты. В русле решения этой проблемы разработана виброзащитная платформа с упругим элементом (рис. 1), позволя-

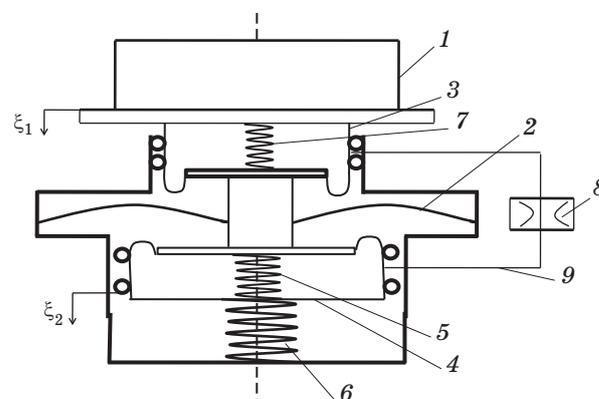


Рис. 1. Виброзащитная платформа. Защищаемый прибор — 1, подвес — 2, гидроцилиндры — 3, 4, пружина — 6, упругие элементы вспомогательного нагружения — 5, 7, дроссель — 8, соединительный канал — 9.

ющая получить существенное улучшение виброзащиты [1, 2].

Защищаемый прибор 1 опирается на подвес 2 в виде продольно-сжатой балки (рессоры) квази-нулевой жесткости и пружину 6 через гидроцилиндры 3 и 4. Полости этих гидроцилиндров соединяются каналом 9 со встроенным дросселем 8. Цилиндро-поршневые пары 3 и 4 содержат также упругие элементы 7 и 5 вспомогательного нагружения. Расчетное положение прибора (рабочую точку) устанавливают для создания распорного усилия в рессоре 2, при котором она будет иметь квази нулевую жесткость. Достигается это варьированием натяга пружины.

Платформа работает следующим образом. При увеличении, например, массы прибора повышается давление в гидроцилиндре 3 и начинается переток жидкости в гидроцилиндр 4, в результате которого увеличивается натяг пружины. Благодаря этому рабочую точку подвеса можно удерживать на прежнем уровне. Время перетекания жидкости при этом должно быть существенно больше периода колебаний прибора на подвесе, что регулируется размером проходного сечения канала дросселя [4].

В качестве обобщенной координаты выберем координату ξ_1 , отсчитываемую от положения равновесия защищаемого прибора с массой m , ξ_2 — координата, определяющая положение цилиндра 4.

Рассмотрим свободные колебания системы с нелинейной упругой характеристикой рессоры. Для первоначальной настройки рабочей точки к массе m присоединяем груз массой m_1 . Тогда уравнение движения объекта (защищаемого прибора) запишется как [5]

$$(m + m_1)\ddot{\xi}_1 = -k_1\xi_m - k_3\xi_m^3 - c_3\xi_2 + m_1g, \quad (1)$$

где k_1, k_3 — коэффициенты упругой характеристики рессоры, ξ_m — ее максимальный прогиб, c_3 — коэффициент жесткости пружины 6.

Учтем также перемещение цилиндра 4 отдельно и этого цилиндра вместе с поршнем при условии, что массой поршней и цилиндров пренебрегаем

$$\left. \begin{aligned} P_2S_2 &= c_3\xi_2 + c_2(\xi_2 - \xi_m) \\ P_1S_1 &= k_1\xi_m + c_3\xi_2 - c_1(\xi_1 - \xi_2) \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

где c_1, c_2 — коэффициенты жесткости вспомогательных пружин 7 и 5, S_1 и S_2 — соответственно площади верхнего и нижнего цилиндров, P_1, P_2 — соответственно давление жидкости в верхнем и нижнем цилиндрах.

Одним из важных показателей данной виброзащитной системы является время возвращения рабочей точки рессоры в начальное положение. Решения уравнений (1) и (2) проиллюстрированы на рис. 2 — затухание свободных колебаний объекта и рессоры при использовании в качестве жид-

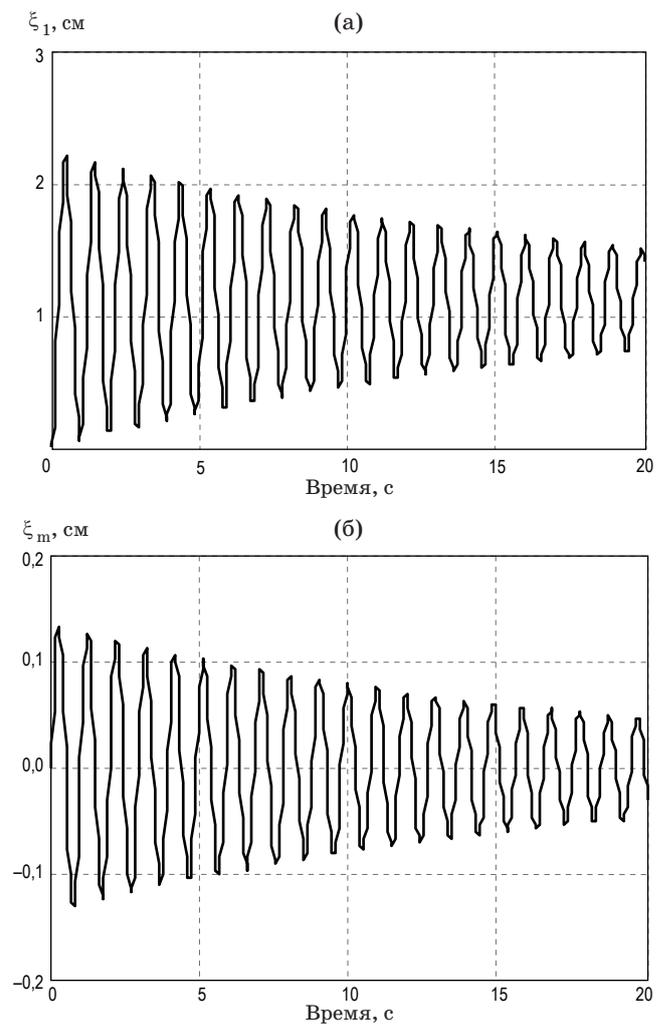


Рис. 2. Иллюстрация процесса затухания свободных колебаний защищаемого прибора (а) и рессоры (б) при использовании в качестве жидкости керосина.

кости керосина, у которого динамический коэффициент вязкости $1,5 \times 10^{-3}$ Па.

Параметры виброзащитной системы: $c_3 = 22 \times 10^3$ Н/м, $S_2/S_1 = 5$, $k_1 = -17 \times 10^3$ Н/м, $m = 100$ кг, $m_1 = 5$ кг.

Из рис. 2 видно, что колебательный процесс объекта и рессоры около равновесного положения длится более 20 с. В первые секунды объект отклоняется от своего нового начального положения приблизительно на 1 см. В это же время рессора получает небольшое перемещение на 0,1 см, так как процесс перетекания жидкости начинается сразу.

Затухание колебаний можно ускорить, если увеличить коэффициент вязкости. На рис. 3 приведен график свободных затухающих колебаний, где в качестве жидкости взят скайдрол (авиационная рабочая жидкость) с коэффициентом вязкости $1,16 \times 10^{-2}$ Па.

Из рис. 3 видно, что процесс возвращения рабочей точки рессоры носит так же колебательный

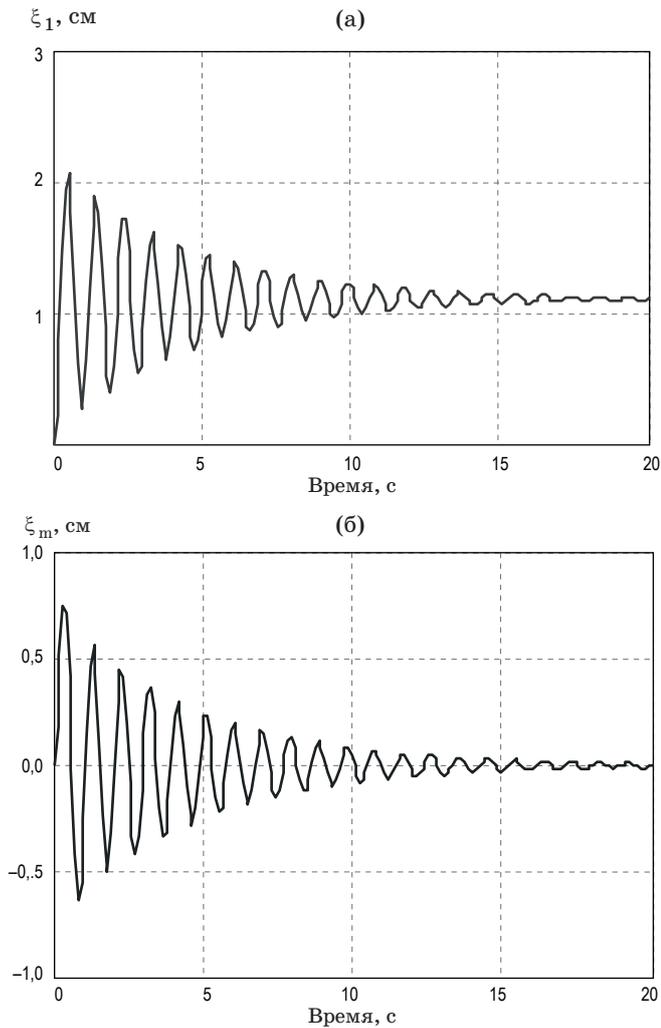


Рис. 3. Зависимости смещения защищаемого прибора (а) и рессоры (б) от положения равновесия в режиме свободных колебаний (скайдрол).

характер, но затухает около 15 с. При этом первое отклонение объекта почти не изменилось, а рессора получает большой прогиб в сравнении с предыдущим — около 0,6 см.

Исследовано также затухание свободных колебаний при использовании в качестве рабочих жидкостей трансформаторного и оливкового масел. Показано, что с увеличением коэффициента вязкости время возвращения рессоры в начальное положение возрастает, начальная амплитуда объекта практически не меняется.

Для исследования вынужденных колебаний данной системы придадим уравнению (1) вид

$$\ddot{\xi}_1 = -c_{11}\xi_m - c_{12}\xi_1 - c_{13}\xi_m^3 - 2n\xi_1 - A_e\omega^2 \sin(\omega t), \quad (3)$$

где n — коэффициент демпфирования, ω — частота колебаний, t — время,

$$c_{11} = \frac{1}{m + m_1} \left[k_1 + c_3 \left(1 - \frac{S_1}{S_2} \right) \right],$$

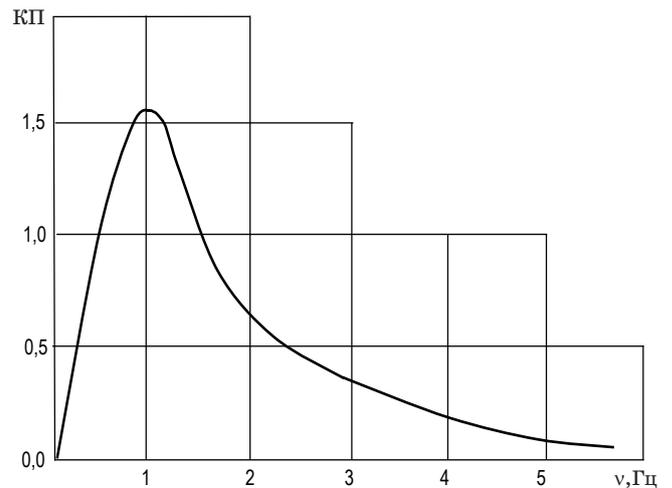


Рис. 4. Зависимость коэффициента передачи кинематического воздействия от частоты колебаний основания, на котором установлен защищаемый прибор.

$$c_{12} = \frac{c_3 S_1}{S_2(m + m_1)}, \quad c_{13} = \frac{k_3}{m}.$$

В уравнении (3) учитываются нелинейность упругой характеристики рессоры и дополнительное вязкое демпфирование.

Рассматривается кинематическое воздействие с амплитудой колебания основания A_e и частотой ω . Расчет проведен при амплитуде колебаний основания $A_e = 2 \times 10^{-2}$ м и коэффициентах $n = 2,5 \text{ с}^{-1}$, $k_3 = 2 \times 10^7 \text{ Н/м}^3$. На рис. 4 приведен рассчитанный график зависимости коэффициента передачи (КП) кинематического воздействия от частоты колебаний основания, на котором установлена оптическая система. Из графика видно, что получены вполне приемлемые значения КП. Так, при резонансной частоте $\nu = 1$ Гц КП = 1,6, а при $\nu > 5$ Гц перетекания жидкости нет, и оба цилиндра вместе с объектом будут двигаться как одно целое.

Рассмотрим теперь весьма актуальный случай — ударную нагрузку (рис. 5). Пусть по основанию нанесен удар силой $F_0 = 29$ Н, длительностью $T = 0,1$ с. Уравнение (3) в этом случае запишется как

$$\begin{cases} \text{при } t < T \\ m\ddot{\xi}_1 = -k_1\xi_m - k_3\xi_m^3 - c_3\xi_2 - b\dot{\xi}_1 + F_0 \sin \frac{\pi T}{t}, \\ \text{при } t \geq T \\ m\ddot{\xi}_1 = -k_1\xi_m - k_3\xi_m^3 - c_3\xi_2 - b\dot{\xi}_1, \end{cases} \quad (4)$$

где t — время наблюдения.

Из рис. 5а, б видно, что в этом случае колебания затухают практически за один период. Движение оптической системы и рессоры почти синхронно.

Определенный интерес представляет аналогичное исследование виброзащитной подвески с электромеханическими элементами управления.

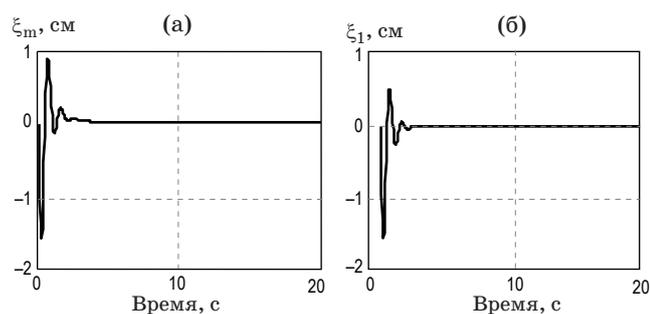


Рис. 5. Затухание колебаний рессоры (а) и оптической системы (б) при ударе.

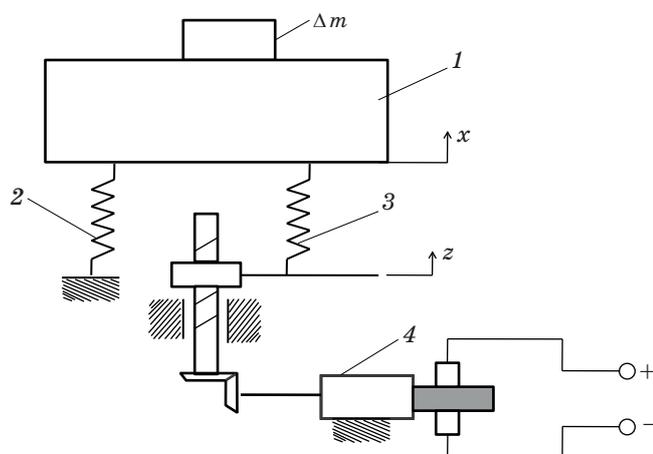


Рис. 6. Схема виброзащитной подвески с электромеханическим управлением. Защищаемый объект — 1, нелинейно-упругий элемент — 2, регулировочная пружина с постоянной жесткостью — 3, механизированный привод — 4.

На рис. 6 представлена схема подвески, натягом регулировочной пружины с постоянной жесткостью которой можно компенсировать изменения массы объекта, с этой целью перемещают конец пружины механизированным приводом, используя показания датчика положения объекта.

Рассмотрим уравнение вынужденных колебаний объекта массой m , например, при увеличении

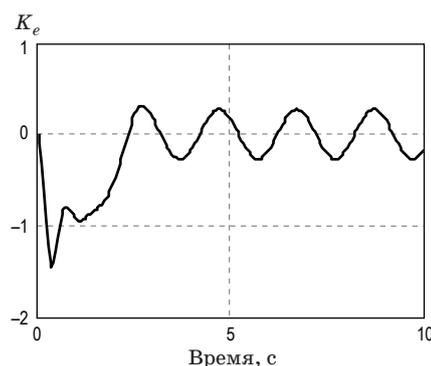


Рис. 7. Зависимость относительного перемещения объекта с добавочной массой от времени.

его массы на Δm и перемещении конца пружины по закону $z = vt$ (v — скорость перемещения)

$$\ddot{x} + k_1^2 x + k_3 x^3 + k_2 z + 2n\dot{x} - G = A_e \omega^2 \sin \omega t, \quad (5)$$

где $G = \Delta mg / (m + \Delta m)$, g — ускорение свободного падения.

Интегрируем выражение (5) при $k_1 = 6,28 \text{ с}^{-1}$, $k_2 = 181,1 \text{ с}^{-2}$, $k_3 = 3,96 \text{ см}^2 \text{ с}^{-2}$, $n = 3 \text{ с}^{-1}$, $m = 100 \text{ кг}$, $\Delta m = 20 \text{ кг}$, $A_e = 2 \text{ см}$, $\omega = 2\pi\nu = 3,142 \text{ с}^{-1}$, $\nu = 0,4 \text{ см с}^{-1}$.

На рис. 7 приведена зависимость относительного перемещения K_e объекта с добавочной массой Δm от времени. Процесс возвращения системы в номинальное состояние в данном случае занял около 3 с. Конец регулировочной пружины достаточно было переместить на 0,92 см.

Подводя итог, следует отметить, что описанные виброзащитные устройства с автоматическим поддержанием рабочей точки подвеса на заданном уровне опробованы в лабораторных условиях [6] и показали достаточно высокую эффективность защиты без энергопотребления в системе управления.

Таким образом, улучшение виброизоляции оптических систем с помощью данных устройств повышает точность лазерных измерений в открытой атмосфере.

ЛИТЕРАТУРА

1. Kurilenko G.A., Yur'ev G.S., Rykov A.A. Synthesis of an active vibrational protection system // Russian Engineering Research. 2014. № 7. P. 440–443.
2. Юрьев Г.С. Виброизолятор // А. с. России № 1364790. 1988.
3. Kurilenko G.A., Ayrapetyan V.S. Determination of the fracture toughness of optomechanical devices // Optics and Photonics J. 2016. № 6. P. 298–304.
4. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы: справочник. М.: Машиностроение, 1985.
5. Вибрации в технике. Т. 2. Под ред. Блехмана И.И. М.: Машиностроение, 1979. 351 с.
6. Рыков А.А. Способ улучшения виброзащиты машин и оборудования // Актуальные проблемы в машиностроении. 2018. Т. 5. № 1. С. 48–54.