

УДК 543.271; 533.5.08

Влияние жесткости сильфонного узла на характеристики гидравлического модуля для виброизоляции прецизионного оборудования

А.М. Базиненков, Dr. Marcello Conte

Показано влияние характеристик сильфонного узла на характеристики магнитореологического привода (МРП). Рассчитан суммарный коэффициент жесткости системы сильфонных узлов трехкоординатного МРП для виброизоляции прецизионного оборудования. Экспериментально определены остаточная деформация сильфонного узла при разгрузке и максимальное значение статической силы сопротивления, которая не вызывает деформации сильфона.

Ключевые слова: прецизионное оборудование, магнитореологический привод, сильфонный узел, коэффициент жесткости, остаточная деформация, зона нечувствительности.

The influence of bellows block characteristics on the magnetorheological (MR) actuator has been shown. The total MR actuator bellows blocks system stiffness coefficient has been calculated. The bellows block permanent deformation and its dead zone have been researched.

Keywords: precise equipment, magnetorheological actuator, bellows block, stiffness coefficient, permanent deformation, dead zone.

В настоящее время электронные приборы прочно вошли в современную жизнь людей. Эмпирический закон Мура наглядно показывает рост технологических возможностей электронной промышленности (рис. 1). Минимальный размер элемента на интегральной микросхеме уменьшается с годами и к 2011 г. составил 22 нм [1]. Соответственно от современного технологического оборудования электронной промышленности требуется обработке изделий с погрешностью в единицы нанометров. При такой обработке необходимо перемещать объекты широкого диапазона масс (0,001...100 кг) с высокой точностью (погрешность перемещений составляет не более 100 нм) и высоким быстродействием (постоянная времени менее 100 мс). Объекты чаще всего перемещают в условиях чистой технологической среды или вакуума.

Большое влияние на качество работы оборудования оказывают внешние вибрации здания. Проведенные исследования вибрации межэтажных перекрытий, на которых устанавливают прецизионное оборудование для производства изделий микроэлектроники, показывают, что колебания, передаваемые на основание, имеют, как правило, весьма широкий спектр частот. Наиболее интенсивные колебания пере-



БАЗИНЕНКОВ
Алексей Михайлович
ассистент кафедры
«Электронные технологии
в машиностроении»
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)



Dr. Marcello Conte
Researcher
Fundacion Tekniker,
Eibar, Spain

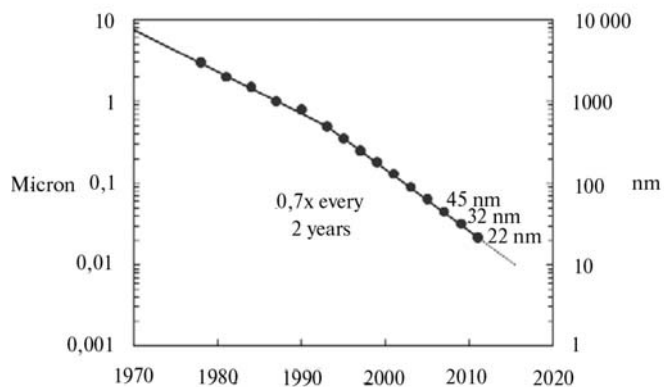


Рис. 1. Тенденция изменения минимального размера элемента в продукции Intel (США) [1]

крытия в цехах машиностроительных предприятий наблюдаются на частотах 4...30 Гц. При этом амплитуда колебаний в вертикальном направлении составляет до $A = 2...3$ мкм, в горизонтальном — $A = 1,8...2$ мкм. Максимальные колебания перекрытия в лабораториях исследовательского корпуса на высоких этажах происходят на частотах 10...20 Гц. При этом амплитуда колебаний в вертикальном направлении составляет $A = 4...4,7$ мкм, в горизонтальном — $A = 3...3,5$ мкм [2].

Для разного исследовательского и технологического оборудования используют различные механизмы перемещений. Обычно применяют механизмы пьезоэлектрического, электромеханического, пневматического и гидравлического типа [3].

В работах [3, 4] показано, что для осуществления перемещений с погрешностью в несколько десятком нанометров можно использовать приводы с магнитоэологическим (МР) управлением. В подобных механизмах в качестве рабочего тела применяется материал с управляемыми реологическими свойствами (смарт-материал) [4]. Одним из видов подобных механизмов является гидравлический привод с МР управлением (МР привод — МРП) (рис. 2), рабочей жидкостью в котором является МР жидкость (МРЖ), способная быстро и обратимо менять свои реологические свойства (вязкость упругость, пластичность) под действием магнитного поля [5].

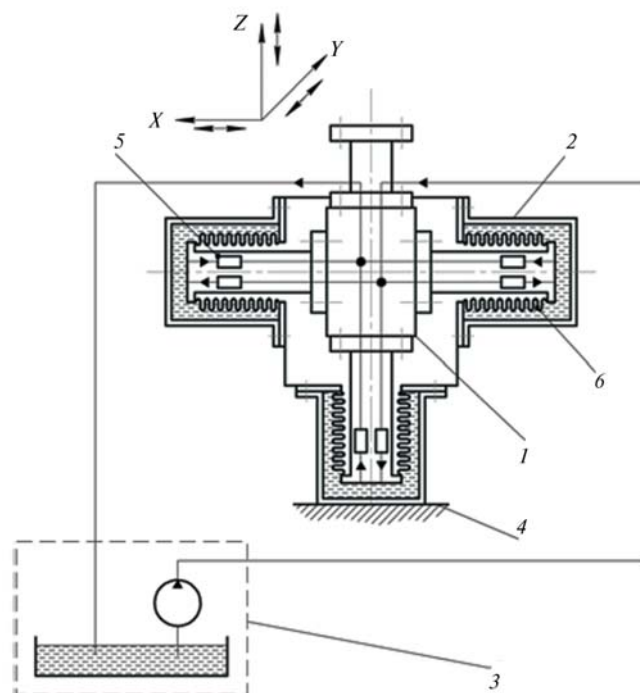


Рис. 2. Схема МРП:

- 1 — подвижный шток; 2 — гидроцилиндры;
- 3 — насосная станция; 4 — неподвижное основание;
- 5 — магнитоэологические дроссели;
- 6 — сильфонные узлы

Гидравлический привод с магнитоэологическим управлением

Подвижный составной шток 1 МРП (см. рис. 2) перемещается относительно основания 4 за счет разности давлений, создаваемой МР дросселями (МРД) 5 в гидроцилиндрах 2. МРД распределяют поток рабочей жидкости (МРЖ), подаваемой насосной станцией 3. Сильфонные узлы 6 обеспечивают герметизацию гидроцилиндров привода и, за счет своей разной жесткости в осевом и радиальном направлении, служат упругими направляющими подвижного штока.

Поступление МРЖ в гидроцилиндры привода регулирует МРД (рис. 3), который состоит из магнитопровода, изготовленного из магнитомягкого материала (сталь 20) в виде нескольких секций (двух колец 2, втулки 3, стержня 4), электромагнитной катушки 1 и рабочего зазора 5. Через рабочий зазор протекает МРЖ. Регулировка поступления МРЖ в гидроцилиндры происходит за счет изменения реологических

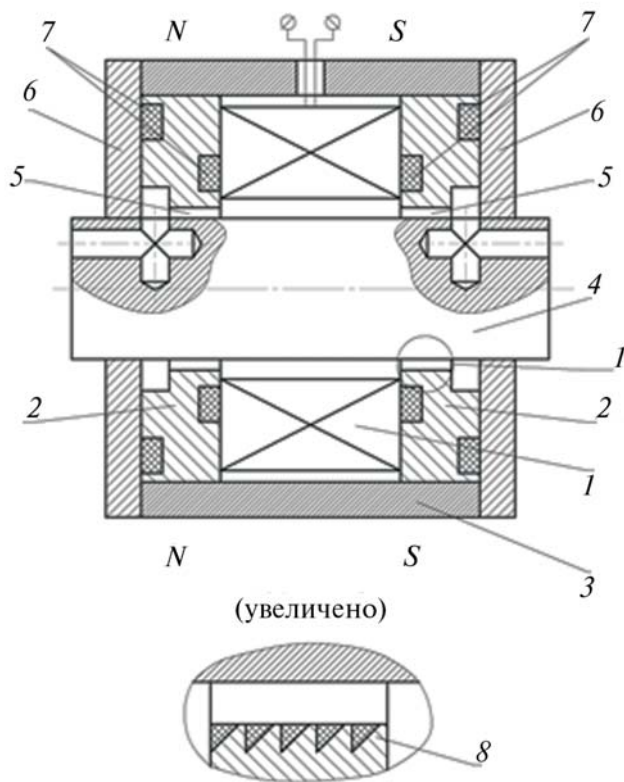


Рис. 3. Схема МРД:

1 — электромагнитная катушка; 2 — кольца; 3 — втулка; 4 — стержень; 5 — рабочий зазор; 6 — фиксирующие кольца; 7 — уплотнительные кольца; 8 — концентраторы напряженности магнитного поля

свойств (вязкости, упругости, пластичности) суспензии в рабочем зазоре МРД.

При подаче электрического тока $I = 0,5...1,0$ А на электромагнитную катушку 1 в магнитопроводе 2, 3, 4 из стали 20 возникает магнитный поток Φ . Магнитный поток проходит через рабочий зазор МРД с магнитореологической суспензией, образуя в нем структуру из частиц (так называемую кластерную мембрану), тем самым увеличивая вязкость суспензии до 10^5 раз. Эта структура перекрывает рабочий зазор и способна выдерживать перепад давлений жидкости до момента ее разрушения.

Сильфонный узел

При работе МРП герметичность гидроцилиндров обеспечивается сильфонными узлами (см. рис. 2). За счет деформации этих узлов происходит перемещение центрального штока. Применение сильфонных упругих элементов

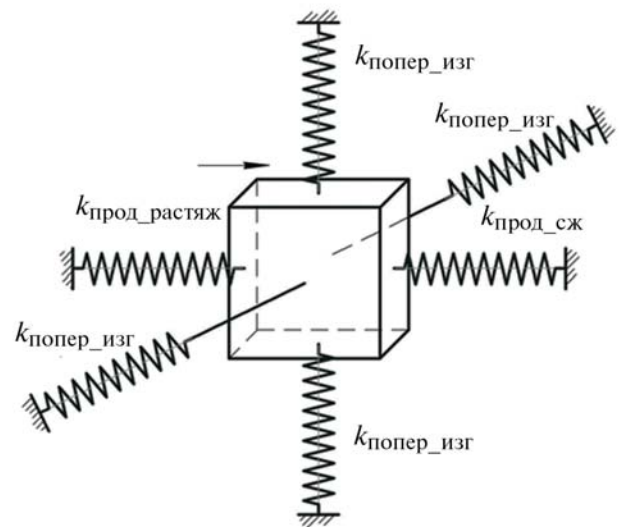


Рис. 4. Расчетная схема жесткости сильфонных узлов МРП

позволило не использовать в конструкции пары внешнего трения, что обеспечивает работу привода в режиме вязкого трения, а следовательно, повышает его быстродействие и точность. Таким образом, жесткость сильфонных узлов оказывает существенное влияние на характеристики МРП.

При перемещении штока согласно рис. 4 вправо один сильфон испытывает сжатие, другой — растяжение, а остальные четыре — поперечный изгиб. Под поперечным изгибом понимается изгибающая нагрузка, вызывающая параллельное смещение краев сильфона на величину Δ поперечной силой P (рис. 5). В данном случае сила P вызвана перепадом давлений в гидроцилиндрах.

Суммарный коэффициент жесткости всей системы сильфонных узлов можно определить по формуле

$$k = 4k_{\text{попер. изг}} + \frac{k_{\text{прод. растяж}} k_{\text{прод. сж}}}{k_{\text{прод. растяж}} + k_{\text{прод. сж}}}. \quad (1)$$

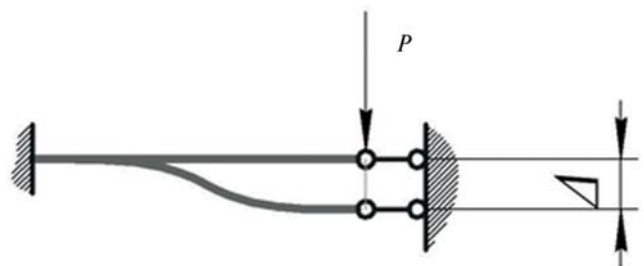


Рис. 5. Схема поперечного изгиба сильфона

Здесь $k_{\text{попер. изг}}$ — коэффициент жесткости сиффона при поперечном изгибе; $k_{\text{прод. растяж}}$, $k_{\text{прод. сж}}$ — коэффициент жесткости сиффона при осевой деформации на растяжение и сжатие соответственно.

Для расчета коэффициента жесткости сиффона при осевом нагружении применим формулу при деформации под действием осевой силы, полученную В.И. Феодосьевым энергетическим методом решая задачу в первом приближении по методу Ритца [6]:

$$k_{\text{прод}} = \frac{Eh_0}{n(1-\mu^2)} \left(A_0 - \alpha A_1 + \alpha^2 A_2 + B \frac{h_0^2}{R_{\text{вн}}^2} \right), \quad (2)$$

где E — модуль упругости стали 12Х18Н10Т, $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа; h_0 — толщина стенки сиффона; μ — коэффициент Пуассона стали, $\mu = 0,28$; A_0 , A_1 , A_2 , B — коэффициенты, зависящие от геометрии сиффона и определяемые по графикам в работе [6]; $R_{\text{вн}}$ — внутренний проходной диаметр сиффона по впадинам гофров.

Угол уплотнения гофров α выражается через параметры сиффона по формуле

$$\alpha = \frac{4r_B - t}{2(R_{\text{нар}} - R_{\text{вн}} - 2r_B)}. \quad (3)$$

Здесь $R_{\text{нар}}$ — наружный диаметр сиффона по вершинам гофров; r_B — радиус скругления гофров; t — шаг гофров. Отсюда, коэффициент жесткости сиффона при осевой деформации составляет $k_{\text{прод}} = 6,6$ Н/мм.

Коэффициент жесткости сиффона при поперечном изгибе получен с использованием программного продукта ANSYS 12 по расчетной схеме, изображенной на рис. 5 на основании трехмерной модели (рис. 6).

В результате моделирования поперечного изгиба сиффона методом конечных элементов получена кривая зависимости перемещения торца сиффона в радиальном направлении усилия на торце сиффона за счет поперечного изгиба (рис. 7). По графику легко определить коэффициент жесткости сиффона, который при поперечном изгибе составляет $k_{\text{попер. изг}} = 50$ Н/мм.

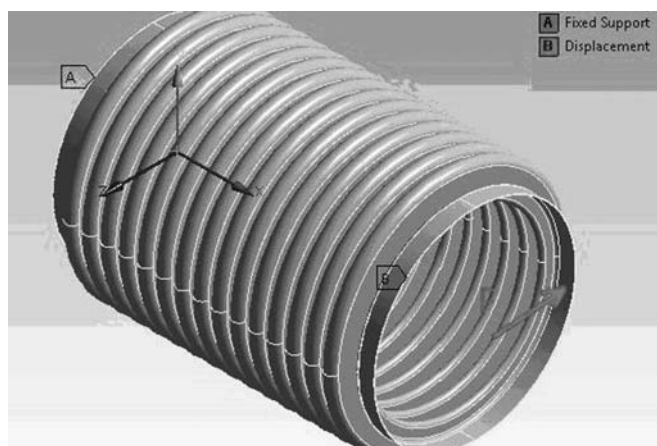


Рис. 6. Модель поперечного изгиба сиффона

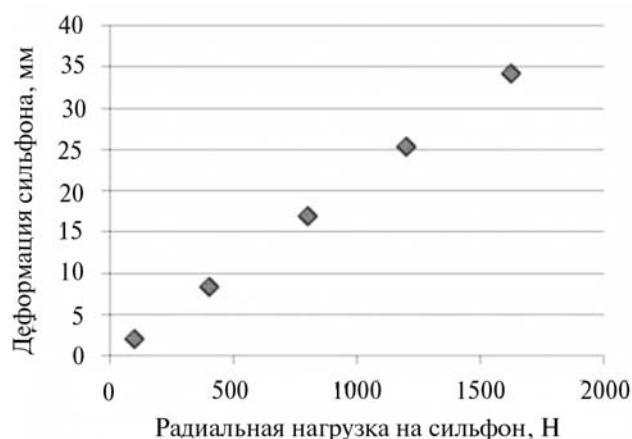


Рис. 7. Зависимость деформации сиффона от радиальной нагрузки на него

Используя формулу (1), можно рассчитать суммарный коэффициент жесткости системы сиффонов, $k = 203,3$ Н/мм.

Зона нечувствительности сиффонного узла

Целью данного исследования является определение остаточной деформации сиффона при разгрузке, а также максимального значения статической силы сопротивления — силы, которая не вызывает деформации сиффона (зона нечувствительности).

Методика проведения эксперимента заключается в нагружении сиффона с помощью блока и грузов различной массы с последующим снятием нагрузки (рис. 8). При этом растяжение или сжатие, а также остаточная деформация сиффона фиксируется датчиком перемещений часового типа.

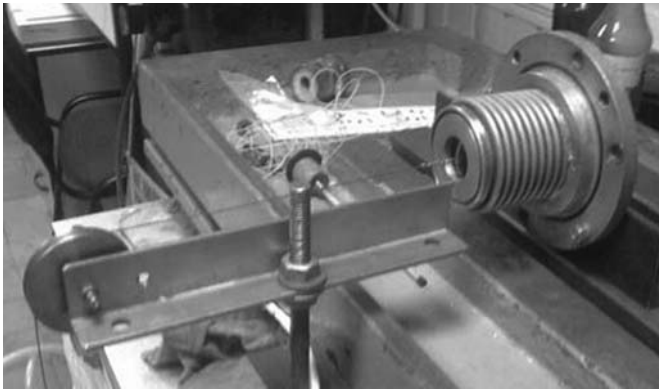


Рис. 8. Экспериментальный стенд

После проведения серии экспериментов на основании полученных данных была построена математическая модель зависимости деформации сильфона от приложенной нагрузки (рис. 9) в интервале $-62 \dots 62$ Н методом наименьших квадратов. В данном интервале жесткость сильфона подчиняется линейному закону Гука. Однако прямые нагружения и разгрузка не совпадают, что позволяет говорить о наличии механического гистерезиса.

Выводы

В результате теоретического расчета суммарная жесткость блока из шести сильфонных узлов составила 203 Н/мм, что позволит учесть ее при проектировании системы автоматического управления (САУ) МРП и увеличить его точность.

Экспериментальные исследования показали наличие механического гистерезиса, максимальное значение которого составляет 2 мкм, а статическая сила сопротивления — 4 Н. Эти параметры являются определяющими при за-

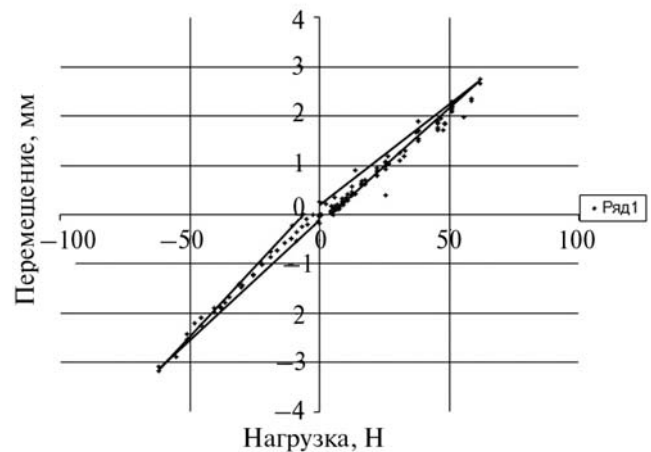


Рис. 9. Результаты эксперимента

дании нелинейности (зоны нечувствительности) в структурной схеме САУ МРП.

Литература

1. Bohr M. Moore Law in the innovation era // Proc. SPIE Vol. 7974, N 797402. 2011, doi:10.1117/ Vol. 149. N 01 2075/ 2009/ doi 10.1088/1742-6596/149/1/01 2075.
2. Камышин Н.И., Курчанова М.В., Логинов П.В. Система виброизоляции прецизионного технологического оборудования // Изв. вузов. Машиностроение. 1988. № 10. С. 150–155.
3. Механика и физика точных вакуумных механизмов. В 2 т. Т. 2. / А.Т. Александрова, Н.С. Вагин, Н.В. Василенко и др.; под ред. Е.А. Деулина. М.: НПК «Интелвак»; Вакуум-маш, 2002. 152 с.
4. Михайлов В.П. Управление трением в элементах прецизионного вакуумного привода // Вакуумная наука и техника: Материалы IX научно-технической конференции с участием зарубежных специалистов. М., 2002. С. 174–178.
5. Mikhailov V., Borin D., Bazinenkov A., Akimov I. Positioning magnetorheological actuator / Journal of Physics: Conference Series Vol. 149. N 01 2075 (2009) doi 10.1088/1742-6596/149/1/01 2075.
6. Пономарев С.Д., Андреева Л.Е. Расчет упругих элементов машин и приборов. М.: Машиностроение, 1980. 326 с.

Статья поступила в редакцию 05.10.2011 г.