

М. Е. ИВАНОВ, канд. техн. наук,
И. В. КОЦ, инж.,
И. Б. МАТВЕЕВ, канд. техн. наук

СТЕНДЫ ДЛЯ ВИБРАЦИОННЫХ И ВИБРОУДАРНЫХ ИСПЫТАНИЙ

Стендовые испытания радиоэлектронной аппаратуры и ее элементов производятся на вибрационных и виброударных стендах, которые приблизительно воспроизводят реальные динамические нагрузки, действующие на эту аппаратуру при транспортировке и эксплуатации.

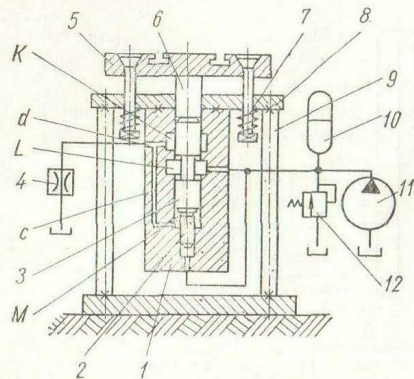


Схема испытательного вибростенда.

на испытательного клапана 12, содержит также дроссель 4 (Г-77). Стенд работает в режиме вибрационного нагружения испытуемого объекта.

При повышении давления, создаваемого насосом 11, плунжер 2 перемещает вверх золотниковый толкатель 3, сжимая рабочие пружины 7. При этом полость L соединится через полость K с каналом слива d и через канал c — с полостью M. На торец золотникового толкателя действует перепад давления

$$\Delta p = p_n - p_{сл} \quad (1)$$

где p_n , $p_{сл}$ — соответственно давление в гидросистеме и на сливе, Па. Начинается рабочий ход — подвижный стол 5 получает от гидроаккумулятора 10 силовой импульс

$$P_{имп} = \Delta p F_3 \quad (2)$$

где F_3 — площадь торца золотникового толкателя, m^2 . После разрядки гидроаккумулятора 10 и разгона подвижного стола 5 давление в гидросистеме падает. Под действием пружин 7 золотниковый толкатель 3 возвращается в исходное положение, рассоединяя при этом полости нагнетания L и слива K. Цикл повторяется.

Золотниковый толкатель проходит относительно большой путь перекрытия. Учитывая необходимость обеспечения слива при малом давлении в конце рабочего хода, усилие сжатия пружин 7 не должно значительно повышаться, поэтому они предусматриваются достаточной длины.

Известны конструкции механических, электродинамических и гидравлических вибростендов, однако все они несовершенны по разным причинам (сложность исполнения, малая надежность в работе, несоответствие заданным параметрам испытаний).

Наиболее приемлемым в заводских условиях может быть использование вибростенда с гидроприводом на базе стандартного клапана Г-54 (см. рисунок). Корпус 1 клапана крепится к неподвижному столу 8. Для передачи движения от золотникового толкателя 3 ставится промежуточный толкатель 6, упирающийся в подвижный стол 5. Гидросхема, кроме насоса 11 постоянной или переменной производительности и обычного предохранительного клапана 12, содержит также дроссель 4 (Г-77). Стенд работает в режиме вибрационного нагружения испытуемого объекта.

Время подъема золотникового толкателя

$$t_{п} = \frac{hF_3}{Q_{нmax}} \quad (3)$$

где h — ход толкателя, м; $Q_{нmax}$ — максимальный расход в напорной магистрали, m^3/c . Время его хода вниз

$$t_{в} = \frac{hF_3}{Q_{сб}} \quad (4)$$

где $Q_{сб}$ — расход при ходе толкателя вниз, $Q_{сб} = kf_{откр} \sqrt{p_{ср}}$ (k — коэффициент дросселирования); $f_{откр}$ — площадь открытия дросселя на сливе, m^2 ; $p_{ср}$ — среднее давление в течение времени, за которое золотниковый толкатель возвращается в исходное нижнее положение, $p_{ср} = \frac{p_n - p_{сл}}{2} = 0,5\Delta p$, Па.

Исходя из зависимостей (3) и (4), можно определить частоту колебаний испытательного вибростенда:

$$n = \frac{1}{t_{п} + t_{в}} \quad (5)$$

Ввиду относительно малых скоростей и перемещений при больших инерционных усилиях временем реверсирования и переключения пренебрегаем, так как оно на два порядка ниже времени подъема и хода вниз. Осциллограммы колебаний на экспериментальной установке носили явно выраженный пилообразный характер, что свидетельствует о правильности принятых допущений. Паузы в конце рабочего хода не наблюдались.

Представляет интерес испытательный стенд, отличающийся от рассмотренного тем, что в нем отсутствует гидроаккумулятор 10 и имеются упругие упоры, установленные между подвижным столом 5 и неподвижным столом 8. Стенд работает в виброударном режиме, рабочее нагружение испытуемого объекта осуществляется в конце хода подвижных частей при соединении напорной магистрали со сливом.

Ударный импульс $P_{имп}$ на исполнительном органе определяется жесткостью упоров

$$P_{имп} = v \sqrt{ct}, \quad (6)$$

где v — скорость исполнительного органа при ходе вниз, м/с, $v = \sqrt{\frac{2A}{m}}$, $A = \Delta p F_3 h$; c — жесткость упоров, Н/м; m — масса подвижных частей, кг; A — энергия удара, Дж. Время циклов и частота колебаний стенда вычисляются по формулам (3) — (5).

Эксперименты показали устойчивую надежную работу рассмотренных стендов. Получены следующие параметры: максимальная частота колебаний n — 25—33 Гц; максимальное инерционное усилие $P_{и}$ — 3000—3500 Н; масса подвижных частей m — 25 кг; амплитуда колебаний H — 5—6 мм.

Таким образом, использование стандартных клапанов Г-54 и БГ-54 позволяет значительно упростить изготовление стендов для испытаний на виброустойчивость и повысить их эксплуатационную надежность.

Литература

1. Баранов В. И., Захаров Ю. Е. Электрогидравлические и гидравлические вибрационные механизмы. М., «Машиностроение», 1966. 242 с. с ил.
2. Матвеев И. Б. Гидропривод машин ударного и вибрационного действия. М., «Машиностроение», 1974. 180 с. с ил.

Поступила 11 ноября 1974 г.

М. Е. ИВАНОВ, канд. техн. наук,
А. А. МАЛЯРЧУК, инж.

ВИБРОПРЕСС С МЕМБРАННЫМ УПЛОТНЕНИЕМ ПЛУНЖЕРА

Применение вибропрессования позволило интенсифицировать процессы обработки порошковых материалов перед обжигом или спеканием и получать детали сложной формы и больших размеров, что не удавалось при статическом прессовании.

Недостатком известных конструкций вибропрессов с гидроприводом является малая надежность уплотнений подвижных соединений. При работе с порошковыми материалами это грозит

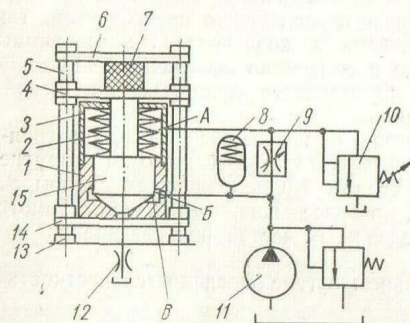


Схема вибропресса с мембранным уплотнением плунжера.

уплотнения набора металлических

Вибропресс (см. рисунок) имеет ступенчатый плунжер 15, который перемещается в корпусе 1 и опирается на коническое седло частью широкой конической фаски. Ступенчатая форма плунжера обусловлена тем, что он не просто передает силу давления жидкости рабочему столу, а является одновременно и клапаном-пульсатором второго каскада. Такая конструкция плунжера позволяет задействовать клапан-пульсатор 10 в управлении не всем рабочим потоком жидкости, а только небольшой его частью, обеспечивающей пульсирующее давление в полости A, которое действует на верхний поясок плунжера. Управляющий клапан-пульсатор 10 имеет в этом случае малые размеры, так как он управляет незначительным расходом по сравнению с основным расходом жидкости.

стол и, что еще опаснее, попаданием порошка в гидросистему, из-за чего могут выйти из строя или за короткий срок прийти в негодность все основные узлы гидросистемы (насос, клапаны, золотниковые управляющие элементы, плунжерные пары), так как порошки обладают высокими абразивными свойствами.

Авторами разработана конструкция вибропресса на базе клапана-пульсатора, который в сочетании с другими элементами гидросистемы (аккумулятором, рабочим цилиндром) создает необходимый по форме и длительности импульс давления в рабочем цилиндре, преобразуемый плунжером в импульс силы на пресс-форме. Герметичность гидросистемы вибропресса достигается применением в качестве мембран.

Установленный в верхней части плунжера пакет мембран 2 состоит из парных комплектов. В каждом комплекте мембраны жестко соединены по внутреннему диаметру сваркой, пайкой или механически, но с обеспечением герметичности, а по наружному диаметру свободно соприкасаются притертыми поясками или через промежуточное уплотнительное кольцо. Пакет мембран 2, опираясь нижним торцом в плунжер 15, а верхним — в крышку 3 корпуса 1, полностью герметизирует подвижное соединение плунжера и полость управления A. Одновременно пакет мембран, обладая упругими свойствами, является пружиной возврата плунжера 15. Хотя мембраны имеют большую жесткость и малую упругую деформацию, для нормальной работы вибропресса не требуется пакет мембран большой высоты, так как рабочий ход плунжера составляет 2—4 мм. При монтаже пакет мембран предварительно сжимается с целью создания гарантированной герметичности.

Простое выполнение пакета мембран из отдельных элементов нецелесообразно, так как подаваемое в полость A давление будет размыкать мембраны по внутреннему диаметру. При этом силу предварительного сжатия мембран придется увеличить до величины, превышающей силу давления жидкости на поверхность кольцевой мембраны, чтобы обеспечить герметичность стыка мембран. Но в таком случае резко возрастает длина пакета. С одной стороны, сила пружины выбирает большую часть упругой деформации мембран и для обеспечения той же величины рабочего хода необходимо количество мембран увеличить в 3,5 раза, хотя упругая деформация свободной мембраны в 2—6 раз больше упругой деформации мембраны, защемленной по внутреннему диаметру. С другой стороны, свободные мембраны, рассчитанные на используемые в гидроприводе давления рабочей жидкости, имеют в 2,5 раза большую толщину. Анализируя положительные и отрицательные качества свободных мембран, приходим к выводу, что высота пакета свободных мембран должна быть больше высоты налета из мембран, жестко соединенных по внутреннему диаметру в парные комплекты, в 8—10 раз. В то же время действующее на парные комплекты давление жидкости сжимает их наружные края, повышая герметичность соединения парных комплектов мембран по наружному диаметру.

В основе расчета мембран лежит дифференциальное уравнение прогиба симметрично нагруженной круглой пластинки [2], которое в любом частном случае можно представить в виде

$$\frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dw}{dr} \right) \right] = \frac{Q}{D}, \quad (1)$$

где w — величина прогиба пластинки; D — жесткость пластинки при изгибе; Q — перерезывающая сила; r — текущая координата.

Для круглой мембраны с отверстием в центре, какой является мембрана в вибропрессе, и с равномерно распределенной по всей поверхности нагрузкой перерезывающая сила Q на расстоянии r от центра мембраны определяется из уравнения

$$2\pi r Q = \pi r^2 p,$$

откуда

$$Q = \frac{pr}{2}. \quad (2)$$

Подставив значение величины Q в выражение (1), получим

$$\frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dw}{dr} \right) \right] = \frac{pr}{2D}. \quad (3)$$