

3.003.739; 3.028.138). Для них характерны сложность конструкций, высокая стоимость и малая надежность.

К этому же времени относится появление патента на сложную систему амортизации приборной доски (№ 3.083.939) с использованием резины и воздушного демпфирования.

IV. 1961—1971 гг. Этот период примечателен появлением патентов на амортизаторы простых конструкций, основанные на использовании в качестве упругих опор металлических пружин, демпфирование колебаний в которых осуществляется силами сухого трения (№ 3.037.734; 3.113.755; 3.128.985). В этот период снова появляются патенты на амортизаторы с использованием в качестве упругого элемента резины (№ 2.987.291; 3.193.236; 3.219.305; 3.223.374; 3.532.319; 3.275.275), что объясняется, очевидно, появлением резины, способной удовлетворительно работать в широком диапазоне климатических воздействий.

#### ВЫВОДЫ

1. Упругие элементы рассмотренных патентов на амортизаторы выполнены, в основном, из резины, пружины, плетеной проволочки, троса.

2. Демпфирование колебаний осуществляется путем использования:

- а) гидравлического дросселирования;
- б) пневматического дросселирования;
- в) фрикционного трения;
- г) внутреннего трения в резине, в материале типа МР.

А. И. Белоусов, Г. Ф. Несоленов, И. П. Токарев, Д. Е. Чегодаев

#### НИЗКОЧАСТОТНЫЙ ПНЕВМОСТАТИЧЕСКИЙ АМОРТИЗАТОР

##### Принятые обозначения

$D$  — диаметр плунжера;

$L$  — длина камеры;

$l$  — длина выходной щели подпятника;

$F_k$  — площадь рабочих камер;

$x = \frac{l}{L}$  — относительный ход плунжера;

$d_{ж}$  — диаметр входного жиклера;

$F = \frac{\pi d_{ж}^2}{4}$  — площадь сечения входного жиклера;

$\Theta$  — угловая координата;

$\delta_0$  — радиальный зазор между плунжером и обоймой;

$\varepsilon = \frac{e}{\delta_0}$  — относительный эксцентриситет плунжера в обойме;

$p, T$  — давление и температура рабочей жидкости;

$\bar{p} = \frac{p}{p_{вх}}$  — относительное давление;

$\bar{p}_{кр} = \left( \frac{p}{p_{вх}} \right)_{кр}$  — относительное критическое давление;

$R$  — газовая постоянная;  
 $\mu$  — коэффициент динамической вязкости;  
 $g$  — ускорение свободного падения;  
 $j = \sqrt{-1}$  — мнимая единица;  
 $n$  — показатель адиабаты (для воздуха  $n=1,4$ );

$$A = \frac{24 \alpha F_{ж} \mu L}{\pi D_0^3 P_{вх}} \sqrt{gRT} \sqrt{\frac{2n}{n-1}} \text{ — параметр опоры;}$$

$W$  — несущая способность подпятника;

$\bar{W}$  — относительная несущая способность подпятника;

$\bar{c}$  — статическая жесткость подпятника;

$c$  — коэффициент жесткости;

$\Omega$  — частота;

$a_0$  — амплитуда;

## ИНДЕКСЫ

- $v_x, k, v_{yx}$  определяют элементы и процессы соответственно в входном дросселе, камере и выходной щели;  
 $a$  определяет среду, в которую происходит истечение;  
 $0$  определяет элементы и процессы при концентричном положении пилуэжера;  
 $v, n$  определяют элементы и процессы соответственно верхней и нижней камерам двусторонней опоры;  
 $ин$  относится к динамическим параметрам.

Известна способность гидростатических подпятников гасить вибрации одного из рабочих элементов — шипа или обоймы [1]. Однако малые (до 0,5 мм) рабочие зазоры препятствуют их использованию в качестве виброизоляторов и особенно противоударных устройств.

Исследуется пневмостатическая опора, в которой этот недостаток устранен тем, что выходное дросселирование регулируется изменением не ширины зазора, а его длины (рис. 1).

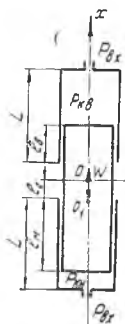


Рис. 1

Принцип действия такой опоры основан на компенсации входным давлением  $p_{вх}$  давления в камере  $p_k$  при изменении длины  $l$  выходной щели действием внешней нагрузки  $W$ . Поскольку при изменении длины щели изменяется гидродинамическое сопротивление истечению газа, расход через дроссель изменяется. Это приводит к изменению давления в камере и, соответственно, к появлению восстанавливающей силы, препятствующей смещению. Уровень давления в камере, определяющий несущую способность подпятника и его жесткость, зависит не только от входного давления и противодавления  $p_a$ , но и от соотношения гидродинамических характеристик входного и вы-

ходного дросселей. В подобной конструкции рабочий ход плунжера лимитируется соображениями целесообразности и может достигать сколь угодно больших величин.

Для устранения контакта плунжера и обоймы (во избежание нерегулярного трения) предусмотрено гидростатическое центрирование плунжера. Центрирование может осуществляться входным давлением или давлением из рабочей камеры по различным схемам подачи газа через обойму или через плунжер. Гидростатическая сила поддерживающая поршень относительно обоймы в концентричном положении, обусловлена разностью давлений, возникающей при радиальном смещении плунжера.

К достоинствам такого типа амортизаторов следует отнести возможность их расчета с наперед заданными характеристиками, регулируемую жесткость, практически неограниченную нагрузочную способность, рабочий ход и долговечность, нечувствительность к температуре, агрессивным средам. Однако им свойствен недостаток всех гидростатических устройств — необходимость иметь источник высокого давления и значительного расхода. В зависимости от соотношения давлений на входе, выходе и в камере подпятника, во входном дросселирующем элементе и выходной щели могут быть получены различные режимы течения газа — докритический и сверхкритический. Ввиду малой величины выходного зазора в кольцевой щели реализуется ламинарный режим течения, что отмечается в работе [1].

Для восприятия осевых нагрузок переменного знака используется двусторонняя схема пневмостатической опоры (рис. 1). Ее работу можно рассматривать как работу двух подпятников одностороннего действия, параллельно соединенных между собой.

Подробный вывод аналитических зависимостей несущей способности и жесткости одно- и двусторонних опор для различных случаев течения воздуха во входном дросселе приведен в работах [2, 3].

В окончательном виде связь параметра опоры  $A$ , давления в камере  $p_k$  и осевого эксцентриситета  $\chi$  для случаев до- и сверхкритического режимов течения газа во входном дросселе односторонней опоры выражается соответственно следующими зависимостями:

$$A_{\chi} = \frac{\bar{p}_k^2 - \bar{p}_a^2}{p_k^{\frac{1}{n}} \sqrt{1 - \bar{p}_k^{\frac{(n-1)}{n}}}}, \quad (1)$$

$$A_{кр\chi} = \frac{\bar{p}_k^2 - \bar{p}_a^2}{\left(\frac{2}{n+1}\right)^{(n-1)} \sqrt{\frac{n-1}{n+1}}}. \quad (2)$$

Коэффициенты жесткости запишутся соответственно

$$\bar{c} = \frac{cL}{F_{\kappa} p_{\text{нх}}} = \frac{d\bar{p}_{\kappa}}{dz} = \frac{A \cdot \bar{p}_{\kappa}^{\frac{2}{n}} \sqrt{1 - \bar{p}_{\kappa}^{\frac{n-1}{n}}}}{2\bar{p}_{\kappa}^{\frac{n+1}{n}} - (\bar{p}_{\kappa}^{\frac{2}{n}} - \bar{p}_{\text{а}}^{\frac{2}{n}}) \left[ \frac{2\bar{p}_{\kappa}^{\frac{n}{n}} - 1 - n}{2n \left( 1 - \bar{p}_{\kappa}^{\frac{n-1}{n}} \right)} \right]} \quad (3)$$

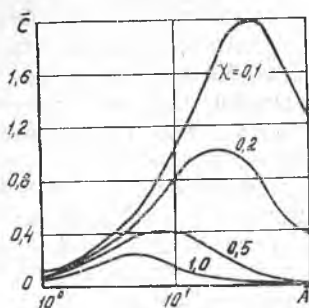


Рис. 2

$$\bar{c}_{\text{кр}} = \frac{A_{\text{кр}}}{2\bar{p}_{\kappa}} \left( \frac{2}{n+1} \right)^{\frac{1}{n-1}} \left( \frac{n-1}{n+1} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

Коэффициент статической жесткости двусторонней опоры равен сумме коэффициентов жесткости нижнего и верхнего подпятников:

$$\bar{c} = \bar{c}_{\text{н}} + \bar{c}_{\text{в}}$$

Из представленных на рис. 2 зависимостей коэффициента жесткости  $\bar{c}$  от параметра конструкции  $A$  при различных значениях относительного перекрытия  $\chi$  видно, что коэффициент статической жесткости имеет максимум по параметру опоры и существенно зависит от осевого смещения. Следовательно, выбор пневмостатической опоры с заданной жесткостью может осуществляться соответствующим подбором указанных величин. Из характера этих зависимостей следует еще один существенный вывод о возможности простого регулирования жесткости (а следовательно, и собственной частоты) пневмостатической опоры путем изменения ее параметра  $A$ , что очень важно в амортизирующих системах.

Динамические характеристики пневмостатических амортизаторов найдены в предположении гармонических колебаний плунжера  $a_0 e^{j\Omega t}$  с малой амплитудой  $a_0$  по сравнению с ходом опоры [2] (здесь  $j = \sqrt{-1}$ ).

Комплексная жесткость односторонней опоры равна

$$c = \frac{\Delta w}{a_0} = \frac{\pi D^2}{4} \left\{ \frac{16(a_1 - a_2)(b_1 - b_2)(ngRT)^2 + (\pi D)^2 L(1-x)^2 \rho^2 \Omega^2 ngRT}{[4(b_2 - b_1)ngRT]^2 + [\pi D^2 L(1-x)\Omega]^2} - j \Omega \frac{4(b_1 - b_2)\pi D^2 \rho_{\kappa}(ngRT)^2 - 4(a_1 - a_2)\pi D^2 L(1-x)ngRT}{[4(b_2 - b_1)ngRT]^2 + [\pi D_{\kappa}^2 L(1-x)\Omega]^2} \right\} \quad (5)$$

Значения коэффициентов  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $b_1$ ,  $b_2$  определяются отдельно для каждого из режимов течения газа во входном дросселе и приведены в работе [2].

Полученная зависимость представляет собой коэффициент динамической жесткости, заданный в комплексной форме и состоящий из двух частей. Одна из них, представленная действительным членом уравнения, характеризует жесткость газового

объема, так как синфазна с перемещением. Другая составляющая, представленная мнимым членом, характеризует демпфирование, так как сдвинута по фазе на  $\frac{\pi}{2}$ . Демпфирующая сила появляется лишь в том случае, если поверхности опоры движутся относительно друг друга. Можно показать, что в стационарном режиме ( $\Omega=0$ ) зависимость (5) обращается в соответствующее выражение статической жесткости (3) или (4).

Динамический режим работы пневмостатической опоры определяется параметром работы  $B =$

$$= \frac{DL^2 \mu \Omega}{n \delta_0^3 p_{вх}}$$

является при подстановке в (5) значений коэффициентов  $a_1, a_2, b_1, b_2$ .

Следует отметить, что при параметре работы  $B=0 \div 1,0$ , что соответствует низкочастотному режиму работы амортизатора, динамическая жесткость вполне удовлетворительно выражается зависимостью статической жесткости особенно для случаев малых относительных перекрытий  $\chi$ .

Экспериментальные исследования проводились на амортизаторах с различными конструктивными схемами, одна из которых отличается от схемы на рис. 1 штоковым выходом плунжера, обеспечивающим удобство эксплуатации амортизации. Газ поступает через шток в поршень, откуда частично поступает на центрирующие элементы, а частично через дроссели в рабочие камеры и далее через щели переменной длины  $l_{в}$  и  $l_{н}$  в атмосферу.

Амплитудно-частотная характеристика описанного амортизатора с  $d_{ж} = 0,2$  мм,  $\delta_0 = 0,03$  мм приведена на рис. 3. Кружки на графиках соответствуют ускорению стола вибростенда  $j_{ст} = 2g$ , а прямоугольники —  $j_{ст} = 5g$ . Следует отметить, что светлые кружки и прямоугольники обозначают относительное давление  $\bar{p}_a = 0,2$ , а темные кружки  $\bar{p}_a = 0,5$ .

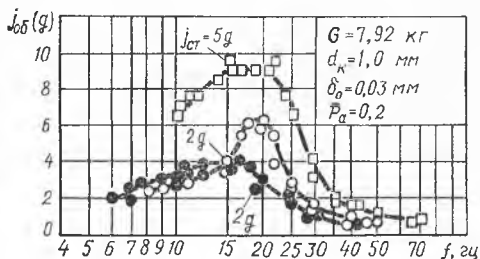


Рис. 3

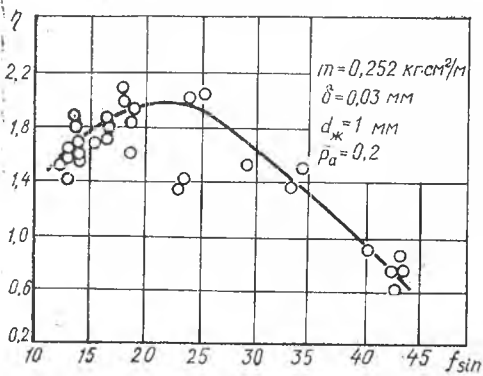


Рис. 4

Следует отметить, что при изменении  $\bar{p}_a$  от 0,2 до 0,5 собственная частота уменьшалась с 20 до 15 гц, в этих случаях существенно изменялся и коэффициент динамичности. Однако следует заметить, что уменьшение давления сопровождается снижением несущей способности амортизатора. В

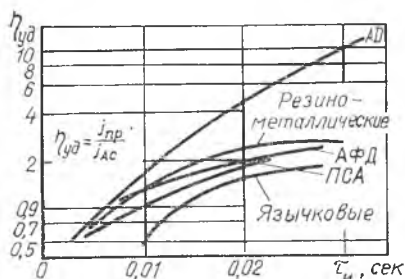


Рис. 5

проведенных сериях экспериментов на различных конструкциях амортизаторов получено изменение собственной частоты от 7 до 50 гц, причем коэффициент динамичности не превышал 3.

Результаты ударных испытаний этой же опоры отражены на рис. 4 зависимостью коэффициента усиления  $\eta$  при ударе как функции приведенной синусоидальной частоты

соответствует  $f_{\text{sin}} \approx 20$  гц, т. е.

наступает при длительности ударного импульса  $\tau \approx 80$  мсек.

С целью сравнения пневмостатических амортизаторов с некоторыми типами промышленных образцов были построены ударные характеристики [4] АПН, АФД, язычковых, резино-металлических и пневмостатических амортизаторов при нагрузке 7 кг (рис. 5). В качестве критерия сравнения использован коэффициент усиления  $\eta_{\text{уд}}$  как функция длительности фронта нарастания удара  $\tau_{\text{н}}$ . Следует отметить, что пневмостатический амортизатор имеет относительно меньший коэффициент динамичности, что обеспечивает большую эффективность ударных воздействий, чем приведенные типы амортизаторов. Кроме того, поскольку пневмостатический амортизатор имеет регулирующую жесткостную характеристику, возможно дальнейшее уменьшение резонансных частот.

В заключение можно сделать следующие выводы:

пневмостатические амортизаторы имеют преимущества перед некоторыми механическими, особенно в случаях кратковременного действия интенсивной нагрузки;

при динамических режимах для параметра работы  $B = 0 \div 1,0$  можно с высокой точностью использовать статические жесткостные зависимости, особенно при малых  $x$ ;

исследуемая пневмостатическая опора имеет регулируемую жесткость, изменением параметра опоры получен диапазон изменения собственных частот от 7 до 50 гц, причем коэффициент перегрузки не превышал 3, а при некоторых параметрах снижался до 1,5;

испытания предложенного подпятника на удар показали, что коэффициент усиления не превышал 2,6 при длительности импульса до 30 мсек.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Уиллок Д. Ф., Бевье В. Е. Подшипники с внешним наддувом. Ч. II. Гасители колебаний. Труды амер. общества инженеров-механиков, с. 6, 1968, № 3.
2. Белоусов А. И. Основы теории пневмостатических амортизаторов. Труды КуАИ, вып. 51, Куйбышев, 1972.
3. Белоусов А. И., Несоломенов Г. Ф., Макушин А. Б. Чегодаев Д. Е. Статические характеристики пневмостатических амортизаторов двустороннего действия. Труды КуАИ, вып. 51, Куйбышев, 1972.
4. Ильинский В. С. Защита аппаратов от динамических воздействий. М., «Энергия», 1970.

А. И. Белоусов, Е. А. Изжеуров,  
С. А. Казаков, В. М. Кожевников,  
В. И. Михеев

### ДРОССЕЛИРУЮЩИЕ ЭЛЕМЕНТЫ БОЛЬШОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ НА ОСНОВЕ УПРУГОГО ПОРИСТОГО МЕТАЛЛА МР

В настоящее время в пневмосистемах различного назначения широко применяются дроссельные шайбы, работающие в сверхкритическом режиме течения газа. В случае, когда необходимо получить небольшой расход рабочего тела при значительном перепаде давления, диаметр проходного сечения приходится выбирать очень маленьким, порядка  $0,1 \div 0,2$  мм. Применение дроссельных шайб с таким проходным сечением нежелательно из-за сложности изготовления и возможности засорения дросселя. В этой связи представляется целесообразным использование дросселирующих элементов, изготовленных из пористых металлов и, в частности, из МР (металлорезины).

МР представляет собой однородную пористую массу, полученную при холодном прессовании свитой в спираль и дозированной по весу проволоки [1]. Он имеет высокую активную пористость, большую удельную поверхность, хорошую стабильность структурных свойств по объему и времени, высокую демпфирующую способность. Технология изготовления МР проста и позволяет получать изделия с пористостью от 0,13 до 0,95. В зависимости от материала проволоки изделия из МР могут работать в широком диапазоне температур и в агрессивных средах. Структурные особенности материала позволяют с высокой точностью подсчитать пористость и удельную поверхность.

При теоретическом исследовании течения газов в пористом материале МР использовались методы теории подобия и размерностей. Если в качестве основных параметров выбрать перепад давления, отнесенный к единице толщины пористой стенки  $\Delta p/L$ , характерные линейный размер  $d$  и линейную скорость  $V$ , плотность  $\rho$  и коэффициент динамической вязкости  $\mu$ ,