

с каналом, соединяющим ее с устройством акустической развязки, она образует резонансный контур. В том случае, когда собственная частота резонансного контура совпадает с основной частотой, возбуждаемой генератором на входе в исследуемый объект, достигается гармоническая форма сигнала и значительно увеличивается амплитуда колебаний жидкости.

Стендовое оборудование, выполненное в соответствии с предложенной блок-схемой, может быть использовано при исследовании частотных характеристик различного типа клапанов фильтров, регуляторов, генераторов и гасителей колебаний, а также распределительной арматуры.

УДК 639.822

В. Н. Самсонов, И. П. Токарев

### **ВЫБОР РАЗГРУЗОЧНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ ВИБРАЦИОННЫХ ИСПЫТАНИЙ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ И ИХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

В настоящее время проблема разгрузки стола вибростенда от статической составляющей нагрузки (веса объекта) с помощью специальных разгрузочных устройств становится все более актуальной. Это связано с необходимостью наземных динамических испытаний изделий больших масс, таких, как летательные аппараты и их двигатели. Имеющихся в литературе сведений недостаточно для создания эффективных разгрузочных устройств вибростендов (РУВ). Однако широко освещены вопросы исследования устройств, им родственных, таких, как подвески транспортных средств, амортизаторы, виброгасящие опоры и т. д., конструктивные схемы и методики расчета которых могут быть положены в основу разработки и проектирования РУВ.

Для того, чтобы иметь возможность выбирать тип опор или подвесок, пригодных для задач разгрузки, а также синтезировать новые конструкции, необходимо определить требования к РУВ. Очевидно, что основное требование к этим устройствам диктуется их назначением и заключается в обеспечении надежной и полной разгрузки стола вибростенда от ста-

тических усилий при незначительном влиянии на динамический сигнал вибратора. В этой связи РУВ должно представлять собой колебательную систему со следующими характеристиками:

большой несущей способностью; высокой статической жесткостью; низкой динамической жесткостью.

Кроме того, должны быть обеспечены условия, исключающие наличие конструктивных резонансов элементов устройства в частотном диапазоне работы вибратора.

Значительная статическая жесткость РУВ обеспечивает незначительное смещение стола вибростенда при изменении статической нагрузки. Это позволяет проводить динамические испытания изделий различных масс без перестройки разгрузочного устройства, а также с изменяющейся во времени величиной статической составляющей усилия на стенд.

Необходимость низкой динамической жесткости РУВ обуслована с тем, что вибратор имеет ограниченное значение толкающего усилия  $N$ , которое должно компенсировать инерционную силу объекта испытаний  $ms^2 x$  и силу реакции подвески  $c_{дин}(s) \cdot x$ , т. е.

$$ms^2 x + c_{дин}(s) \cdot x = N, \quad (1)$$

где  $m$  — масса объекта,  $x$  — смещение стола стенда,  $s = d/dt$  — оператор дифференцирования,  $c_{дин}(s)$  — динамическая реакция разгрузочного устройства.

Таким образом, вибростенд в состоянии возбуждать объект большой массы со значительными ускорениями только при условии

$$c_{дин}(s) \cdot x \ll N$$

или

$$\frac{c_{дин}(s)}{ms^2 + c_{дин}(s)} \ll 1, \quad (2)$$

В соответствии с уравнением (1) в этом случае выполняется приближенное равенство

$$mgn \approx N, \quad (3)$$

т. е. почти все толкающее усилие вибратора используется для возбуждения вибраций объекта с коэффициентом перегрузки  $n$ .

Условие (2) и соответствующее ему в частотных функциях [1]

$$\frac{c_{дин}(i\omega)}{c_{дин}(i\omega) - m\omega^2} \ll 1, \quad (4)$$

где

$$c_{\text{дин}}(i\omega) = c_{\text{упр}}(\omega) + iD(\omega),$$

требуют, чтобы динамическая жесткость  $c_{\text{упр}}(\omega)$  РУВ и величина его демпфирования  $D(\omega)$  были малыми. В этом случае частотный диапазон работы вибратора приходится на зарезонансную зону работы разгрузочного устройства, в которой

$$c_{\text{дин}}(s) \cdot x/N \ll 1.$$

Таким образом, для расширения рабочего диапазона частот следует обеспечивать низкие собственные частоты РУВ.

Одновременное требование высокой статической и низкой динамической жесткостей предполагает, что разгрузочное устройство имеет падающий характер зависимости  $c_{\text{упр}}$  от частоты колебаний  $\omega$  (кривая 1 на рис. 1, а). В этом случае РУВ имеет низкую резонансную частоту  $\omega_p$  и оказывает незначительные динамические воздействия на вибратор в резонансной зоне (кривая 1 на рис. 1, б). Разгрузочные устройства, для которых не выполняется это требование (кривые 2, 3 на рис. 1, а, б), менее эффективны для разгрузки стола вибростенда.

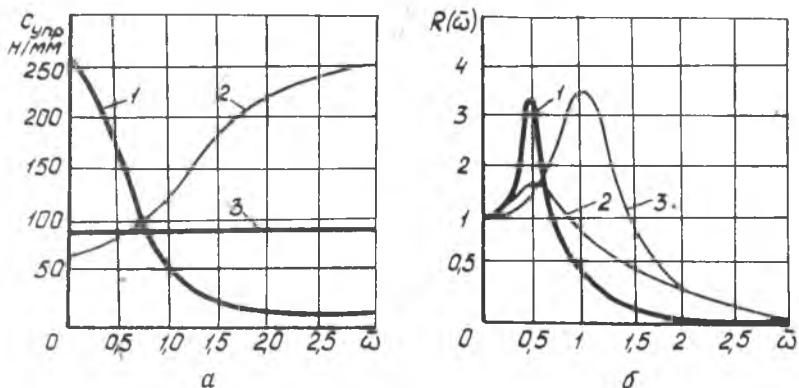


Рис. 1. Зависимость динамической жесткости  $c_{\text{упр}}$  от частоты колебаний  $\omega$  (а) и амплитудно-частотные характеристики (б) РУВ

Рис. 1 является качественной иллюстрацией критериев выбора эффективного разгрузочного устройства для вибростендов. Для определения количественной оценки этих критериев необходимо знать величины  $N$ ,  $m$ ,  $n$  и нижний предел  $\omega_m$  частотного диапазона вибратора, где выполняется неравенство

(4), по которым находим наибольшее значение динамической жесткости

$$|c_{\text{дин макс}}(i \omega)| \cdot x = N - mgn,$$

которое должно быть

$$|c_{\text{дин макс}}(i \omega)| \geq |c_{\text{дин}}(i \omega)| = \sqrt{c_{\text{упр}}^2(\omega) + D^2(\omega)}$$

или

$$x \cdot \sqrt{c_{\text{упр}}^2(\omega_m) + D^2(\omega_m)} \leq N - mgn. \quad (5)$$

Кроме этого, необходимо выполнение условия

$$\omega_0 \leq \omega_m$$

или

$$\sqrt{\frac{c_{\text{упр}}(\omega_0)}{m}} \ll \omega_m. \quad (6)$$

Таким образом, для количественной оценки эффективности РУВ можно использовать неравенства (5) и (6).

На основании сформулированных требований к РУВ вибраторов можно определить характерные особенности таких устройств:

**УСТРОЙСТВО ДЛЯ РАЗГРУЗКИ ДОЛЖНО ИМЕТЬ ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ИЛИ, ПО КРАЙНЕЙ МЕРЕ, ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКИЙ УПРУГИЙ ЭЛЕМЕНТ.**

Пневматические подвески, опоры, амортизаторы имеют низкие значения динамической жесткости и собственной частоты, а в ряде случаев (активные пневмоопоры) и высокую статическую жесткость, что делает их пригодными для задач разгрузки [2]—[4].

Что касается гидропневматических устройств подвески, то на них могут быть получены очень низкие значения динамической жесткости [2]. Для этого необходимо (рис. 2) увеличивать площадь мембраны  $F$  пневмоаккумулятора и уменьшать площадь  $F_n$  поршня гидросистемы. Жесткость такой подвески  $c$  можно найти следующим образом:

$$c = \frac{\delta W}{\delta x},$$

где  $\delta W = F_n \delta p$  — приращение несущей способности,  $\delta p$  — приращение давления газа в аккумуляторе,  $\delta x$  — ход штока поршня. Величина  $\delta x$  связана со смещением мембраны аккумулятора  $\delta y$  выражением

$$\delta x = \frac{F_M}{F_n} \delta y,$$

а  $\delta y$  с величиной  $\delta p$ , например, при изотермическом процессе сжатия газа в аккумуляторе,

$$\delta p = -\frac{p_0}{h_0} \delta y,$$

где  $p_0$  — давление газа в аккумуляторе,  $h_0 = V/F_M$  — высота столба газа в аккумуляторе.

В результате жесткость гидропневматической пружины

$$c = \frac{F_{\text{п}}^2}{F_M} \frac{p_0}{h_0}.$$

Следовательно, уменьшение  $F_{\text{п}}$  и увеличение  $F_M$  может существенно снизить ее жесткость, вследствие чего смещение поршня практически не приведет к изменению давления газа в аккумуляторе. Следует отметить, что эта жесткость много меньше (в  $F_{\text{м}}^2/F_{\text{п}}^2$  раз) жесткости пневматической пружины с теми же значениями

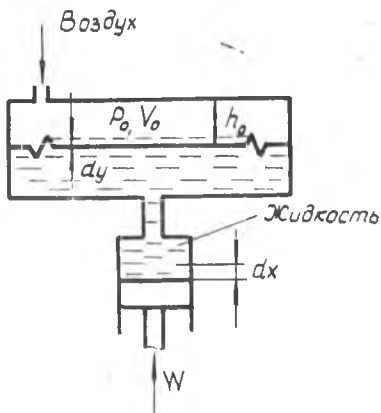


Рис. 2. Гидропневматическая подвеска малой жесткости

$F_M$ ,  $h_0$ ,  $p_0$  (для которой  $c = F_M p_0/h_0$ ), т. е. гидравлический привод расширяет возможности пневмопружины.

### УСТРОЙСТВО ДЛЯ РАЗГРУЗКИ НЕ ДОЛЖНО СОДЕРЖАТЬ ДИССИПАТИВНОГО ЭЛЕМЕНТА.

Отсутствие этого элемента обеспечивает при прочих равных условиях меньшие значения динамической жесткости по сравнению с теми устройствами, которые этот элемент имеет. Поэтому, например, для использования готового пневматического амортизатора в качестве РУВ необходимо или устранить совсем диссипативный элемент, или уменьшить силы демпфирования в амортизаторе. Так, поршневую газостатическую опору [1], коэффициент демпфирования которой зависит от частоты, следует использовать для разгрузки стола вибростенда, обеспечив за счет выбора параметров опоры низкий уровень демпфирования в рабочем частотном диапазоне стенда.

УСТРОЙСТВО РАЗГРУЗКИ МОЖЕТ СОДЕРЖАТЬ РЕГУЛЯТОР ИЛИ ПРЕДСТАВЛЯТЬ СОБОЙ ОПОРУ С «КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ».

РУВ с регулятором отвечает всем требованиям, предъявляемым к разгрузочным устройствам и является наиболее эффективным средством разгрузки стола вибростенда.

## Л и т е р а т у р а

1. Белоусов А. И., Токарев И. П., Чегодаев Д. Е. Анализ гидростатических опор как систем регулирования.— В сб.: Исследование и проектирование гидростатических опор и уплотнений быстроходных машин. Харьков, 1975, с. 53—58.
2. Певзнер Я. М., Горелик А. М. Пневматические и гидропневматические подвески. М., Машгиз, 1963, 521 с.
3. Грибов М. М. Пневматические амортизаторы для виброзащиты наземной аппаратуры.— Приборы и системы управления, 1970, № 1, с. 25—31.
4. Белоусов А. И., Сидоренко А. А., Чегодаев Д. Е. Методика расчета динамических характеристик активных газостатических опор.— В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов.— Тр./Куйбышевский авиационный ин-т, 1978, вып. 5, с. 72—78.

УДК 534.833.524.2

А. А. Сидоренко, Д. Е. Чегодаев

## ДЕМПФИРУЮЩИЕ СВОЙСТВА АКТИВНЫХ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ОПОР

Активные газостатические опоры (рис. 1), динамика которых описывается в рамках модели с релаксационным механизмом демпфирования [1], [2], отличаются тем, что имеют экс-

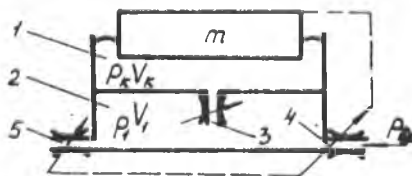


Рис. 1. Принципиальная схема активной газостатической опоры: 1—рабочая камера; 2—демпферная камера; 3—межкамерный дроссель; 4—входной регулятор расхода; 5—выходной регулятор расхода

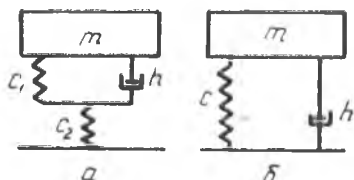


Рис. 2. Динамические модели: а—с релаксационным демпфированием; б—с вязким демпфированием