

**В. Н. БУЗИЦКИЙ, В. П. ИВАНОВ,  
А. Д. ПИЧУГИН**

## НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ИССЛЕДОВАНИЯ АМОРТИЗАТОРОВ

К числу наиболее важных характеристик амортизатора относятся его жесткость, определяющая собственную частоту амортизируемого объекта, и демпфирующая способность.

Обычно эти характеристики определяются экспериментально: амортизатор с подвешенной на нем соответствующей массой закрепляется на подвижной платформе вибратора, которая может совершать гармонические колебания с заданной амплитудой в нужном диапазоне частот. При этом частоту возбуждения, на которой абсолютная амплитуда колебаний амортизируемого объекта достигает максимального значения, принимают за его собственную частоту [1], а отношение амплитуды колебаний объекта к амплитуде перемещений подвижной платформы — за максимальный коэффициент динамического усиления, характеризующий демпфирующую способность амортизатора.

Для определения коэффициента рассеяния амортизатора воспользуемся формулой для коэффициента динамичности одномассовой системы с сопротивлением, пропорциональным деформации, возбуждаемой кинематически через точку подвеса

$$\eta = \frac{A}{a} = \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}{\left(1 - \frac{\omega^2}{K'}\right)^2 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}}, \quad (1)$$

где  $A$  — абсолютная амплитуда перемещений амортизируемого объекта;

- $a$  — амплитуда вибросмещения точки подвеса;  
 $\omega$  — частота возбуждения;  
 $\kappa$  — собственная частота амортизируемого объекта;  
 $\psi$  — коэффициент рассеяния энергии амортизатора, равный отношению рассеянной за цикл энергии к максимальной потенциальной энергии деформации.

Поскольку для рассматриваемой системы частота, на которой достигается максимальная амплитуда объекта, принимается за его собственную частоту, то, полагая в (1)  $\omega = \kappa$ , получим формулу для определения коэффициента рассеяния по максимальному значению коэффициента динамичности

$$\psi = \frac{2\pi}{V \tau_p^2 - 1} \quad (2)$$

Подобная методика определения основных параметров амортизатора может приводить к существенным ошибкам. Проиллюстрируем это примером. В табл. 1 приведены результаты эксперимента по определению основных параметров резино-металлического амортизатора типа АП с номинальной нагрузкой  $G = 10$  кг, проведенного на модернизированном вибростенде ВУС-70/200 при двух значениях веса его подвижной системы и одинаковых амплитудах действующей вибрации. Как видно, полученные значения коэффициента динамичности оказались различными.

Таблица 1

В е л и ч и н ы	Вес платформы, кг	
	93	122
Частота, соответствующая максимуму амплитуд амортизируемого объекта. <i>гц</i> . . . . .	12,4	12,1
Амплитуда вибросмещения платформы стенда, <i>мм</i> . . . . .	0,73	0,73
Максимальная амплитуда вибросмещения объекта, <i>мм</i> . . . . .	3,58	4,82
Максимальный коэффициент динамичности . . . . .	4,91	6,61
Коэффициент рассеяния . . . . .	1,31	1,04

Отсюда следует, что различным значениям коэффициента динамичности, полученным для двух масс подвижной системы стенда, соответствуют различные значения коэффициента рассеяния. Однако такой результат является ошибочным, т. к. коэффициент рассеяния является параметром амортизатора и не должен зависеть от условий эксперимента.

Причина этого — сделанное предположение о том, что система одномассовая. В то же время достаточно часто приходится сталкиваться со случаями, когда амортизируемая масса не только соизмерима с массой подвижной платформы стенда, но и превышает ее. В подобных случаях совершенно недопустимо рассматривать объект

на амортизаторах как одномассовую систему; производя эксперимент и обработку его результатов, необходимо иметь в виду, что реальная система является двухмассовой.

Для определения истинных значений собственной частоты объекта и коэффициента рассеяния амортизатора, т. е. величин, соответствующих неограниченно большой массе платформы стенда, можно воспользоваться тем, что максимум коэффициента динамичности в двухмассовой системе достигается на частоте возбуждения, равной истинной собственной частоте амортизируемого объекта, а не на резонансных частотах системы «объект—стенд». Производя при эксперименте определение коэффициента динамичности на различных частотах в необходимом диапазоне, можно найти то значение частоты, на котором коэффициент динамичности будет максимальным, т. е. найти истинную собственную частоту объекта. Зная истинную собственную частоту и коэффициент динамичности на ней, воспользовавшись формулой (2), можно определить истинное значение коэффициента рассеяния.

Однако такой путь связан с достаточно трудоемким экспериментом; более рационально воспользоваться другим способом. Для этого необходимо экспериментально найти частоту возбуждения, на которой абсолютная амплитуда колебаний амортизируемого объекта максимальна, т. е. определить одну из резонансных частот двухмассовой системы «объект — стенд» и определить на этой частоте коэффициент динамичности. Тогда истинные значения собственной частоты и коэффициента рассеяния определяются последовательно из формул

$$K = \omega_0 \sqrt{\frac{\omega_0^2 - k_2^2}{\omega_0^2(1 + \mu) - K^2}}$$

и

$$\phi = 2\pi \sqrt{\frac{1 - \gamma_p^2 \left(1 - \frac{\omega_0^2}{k^2}\right)^2}{\gamma_p^2 - 1}}$$

полученных в результате рассмотрения вынужденных колебаний двухмассовой системы.

В формулах обозначено:

$\omega_0$  — одна из резонансных частот системы «объект — стенд»;

$k_2$  — частота собственных колебаний платформы стенда на упругой подвеске;

$\mu$  — отношение массы объекта к массе платформы стенда.

Значения величин  $k_2$  и  $\mu$  обычно либо известны, либо легко определяются.

В табл. 2 приведены результаты обработки описанного эксперимента по предлагаемой методике и при обычной обработке.

Таким образом, определение основных параметров амортизатора резонансным методом без учета массы стенда может приво-

Методика	Величины	Вес платформы, кг	
		93	122
Обычная	Собственная частота амортизируемого объекта, гц . . . . .	12,4	12,1
	Коэффициент рассеяния . . . . .	1,31	1,04
Предлагаемая	Истинная собственная частота амортизируемого объекта, гц . . . . .	11,4	
	Истинный коэффициент рассеяния . . . . .	0,558	
	Собственная частота платформы стенда, гц	8	7

доть к существенным ошибкам, величина которых зависит от соотношения масс и собственных частот амортизируемого объекта и платформы стенда и от демпфирования амортизатора.

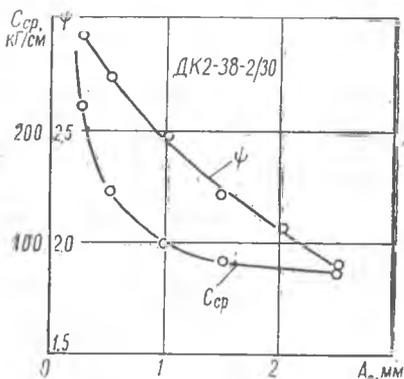
Особенностью цельнометаллических амортизаторов ДК является весьма существенная нелинейность их упругих и демпфирующих характеристик. Нелинейные свойства амортизаторов проявляются в том, что резонансная частота амортизируемого объекта и коэффициент динамичности на резонансе оказываются зависящими от амплитуды вибро смещения точки подвеса—с их увеличением резонансная частота падает, а коэффициент динамичности на резонансе растет.

Точного решения задачи о вынужденных колебаниях одномассовой системы с нелинейными характеристиками упругости и демпфирования в общем случае нет. Однако опыт показывает, что закон движения амортизируемой массы на амортизаторах типа ДК весьма мало отличается от гармонического. В связи с этим построение резонансных кривых амортизаторов можно производить на основе обычной линейной теории, рассматривая результат ее применения как первое приближение в решении нелинейной задачи. Такой подход к решению нелинейной задачи в некоторых случаях может обеспечить достаточную для инженерной практики степень точности и не является необычным [2].

В соответствии со сказанным задача может быть сформулирована следующим образом: используя геометрические свойства линейной резонансной кривой одномассовой системы с сопротивлением, пропорциональным деформации в относительных координатах, построить нелинейную резонансную кривую по известному закону

изменения жесткости и коэффициента рассеяния амортизатора от амплитуды его деформации.

Сущность принятого в работе и излагаемого ниже способа построения резонансных кривых амортизаторов типа ДК основывается на том, что любой паре точек искомой нелинейной резонансной кривой, расположенных на данном уровне по амплитуде деформации, при заданной амплитуде вибросмещения точки подвеса соответствует единственная линейная резонансная кривая,



Фиг. 1. Зависимости средней жесткости цикла  $C_{ср}$  и коэффициента рассеяния  $\Psi$  амортизатора от амплитуды его деформации.

плитуды деформации  $A_0$  имеют

В результате решения задачи о вынужденных колебаниях одномассовой системы с сопротивлением, пропорциональным деформации в относительной системе координат, может быть получено выражение для коэффициента динамичности

$$\eta_0 = \frac{A_0}{a} = \frac{\omega^2}{k^2} \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{k^2}\right)^2 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}. \quad (3)$$

Далее, следуя [3], будем рассматривать частоту возбуждения как функцию амплитуды деформации  $A_0$  (или коэффициента динамичности  $\eta_0 = \frac{A_0}{a}$ ); для этого из (3) найдем

$$\omega_{1,2} = k \sqrt{\frac{\eta_0^2}{\eta_0^2 - 1} \pm \sqrt{\left(\frac{\eta_0^2}{\eta_0^2 - 1}\right)^2 - \frac{\eta_0^2}{(\eta_0^2 - 1)} \left[1 + \left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2\right]}. \quad (4)$$

Выражение (4), являясь общим уравнением линейной резонансной кривой амортизатора, будет рассматриваться в соответствии

с принятым в работе методом, как исходное для построения иско-  
мой нелинейной резонансной кривой.

Следовательно, построение нелинейной резонансной кривой  
при заданной амплитуде вибро смещения точки подвеса  $a$  и изве-  
стных характеристиках амортизатора сводится к следующему:

1. Задаваясь в возрастающей последовательности несколькими  
значениями амплитуд деформации (или коэффициента динамично-  
сти), из статических характеристик определяем соответствующие  
им значения  $C_{ср}$  и  $\Psi$ .

2. По найденным значениям  $C_{ср}$  из выражения

$$k = \sqrt{\frac{C_{ср}}{m}}$$

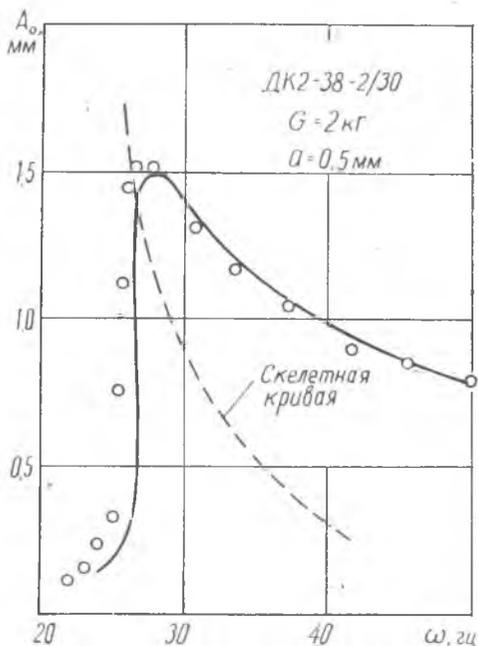
расчетом определяем собственные частоты образующих линейных  
систем.

3. Из выражения (4) определяем по два значения частоты воз-  
буждения  $\omega_{1,2}$  (или одно значение для  $\eta_0 < 1$ ), соответствующих  
каждому выбранному значению амплитуды деформации.

Построение резонансной кривой продолжается до совпаде-  
ния значений частот  $\omega_1$  и  $\omega_2$ ; амплитуда деформации, при кото-  
рой  $\omega_1 = \omega_2$ , будет являться резонансной. Дальнейшее увеличение  
амплитуд деформаций для построения резонансной кривой приве-  
дет к появлению мнимых  
значений  $\omega_1$  и  $\omega_2$ .

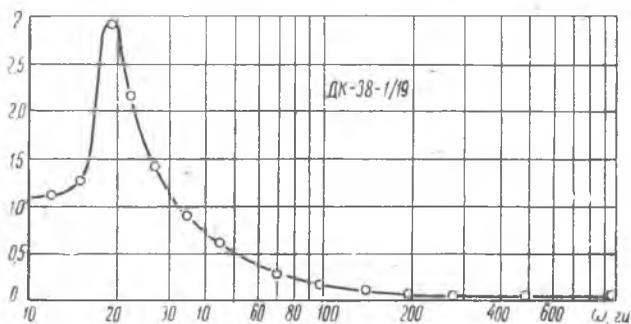
На фиг. 2 показана резо-  
нансная кривая амортизатора  
ДК2-38-2/30, построенная  
по изложенному выше мето-  
ду с использованием стати-  
ческих характеристик фиг. 1;  
там же нанесены экспери-  
ментальные точки и теорети-  
ческая скелетная кривая.  
Как видно из фиг. 2, точность  
построения нелинейной резо-  
нансной кривой вполне до-  
статочна для инженерной  
практики.

Виброизолирующие свой-  
ства амортизаторов обычно  
оцениваются по частотным  
характеристикам, предств-  
ляющим собой зависимости  
коэффициента динамичности  
от частоты возбуждения. Од-  
нако в связи с нелинейно-  
стью упругих и демпфирую-  
щих характеристик целлюно-



Фиг. 2. Теоретическая резонансная  
кривая амортизатора.

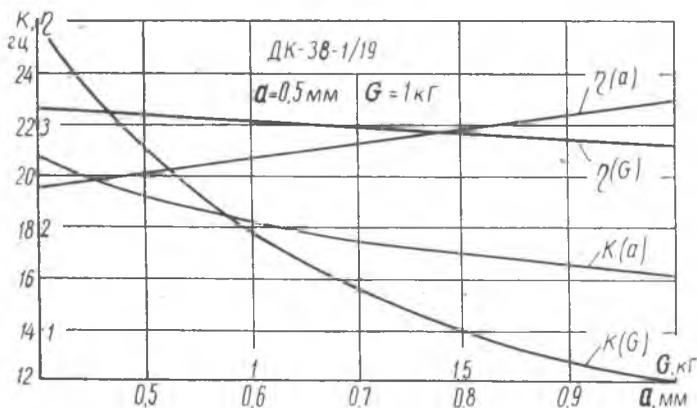
металлических амортизаторов возникает необходимость в определении зависимостей резонансной частоты и коэффициента динамичности на резонансе от действующих амплитуд вибро смещения и номинальной нагрузки на амортизатор. Последние зависимости вместе с частотными характеристиками позволяют определить виброизолирующие свойства амортизаторов в эксплуатации. В ка-



Фиг. 3. Экспериментальная частотная характеристика амортизатора.

честве примера приведены: на фиг. 3 — частотная характеристика амортизатора ДК-38-1/19, а на фиг. 4 — зависимости  $\kappa(G)$ ,  $\eta(G)$  при  $a=0,5$  мм и  $\kappa(a)$ ,  $\eta(a)$  при  $G=1$  кг для того же амортизатора.

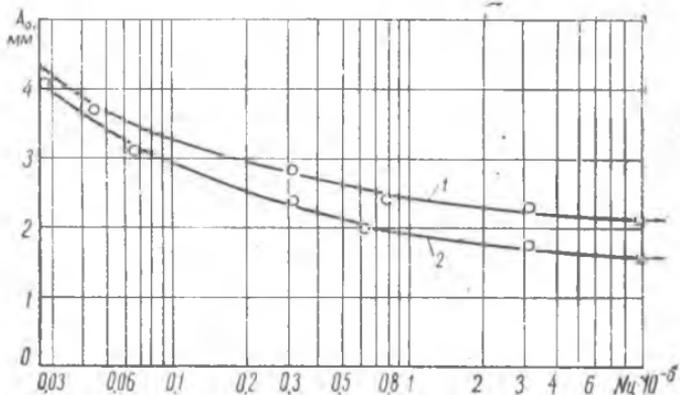
Для исследования амортизаторов на низких частотах в работе использовался модернизированный механический вибростенд ВУС 70/200 со стабилизацией частоты возбуждения [4]. Стабилизация частоты позволила проводить исследования, начиная с



Фиг. 4. Экспериментальные зависимости резонансной частоты и коэффициента динамичности на резонансе от номинальной нагрузки и действующей амплитуды вибро смещения.

частоты 4—5 *гц*, включая собственную частоту подвижной системы стенда. Кроме того, большое передаточное отношение от задающего генератора ГЗ-18 к дебалансам стенда обеспечило высокую точность замера частоты возбуждения (от 0,1 до 0,05 *гц*).

Одной из важнейших характеристик амортизатора является его вибрационная прочность. Вибропрочность амортизатора принято оценивать временем работы его в условиях вибраций с определенными параметрами — частотой и амплитудой вибро смещения точки подвеса. Это время, как правило, соответствует числу



Фиг. 5. Характерный вид «усталостных кривых» амортизаторов.  
1—ДК—38—2/18; 2—ДК—28—0,6/28

циклов наработки около  $10^7$  и, очевидно, должно определяться конкретными условиями эксплуатации амортизируемого оборудования, т. е. программой наработки заданного числа циклов. Однако определяемые таким образом характеристики вибропрочности амортизатора не могут в полной мере оценивать его работоспособность. Амортизатор, успешно выдержавший испытания при одной программе наработки, может оказаться совершенно непригодным для работы в других условиях.

Из сказанного следует, что характеристики вибропрочности должны объективно, безотносительно к каким-либо конкретным условиям, отражать способность данного амортизатора противостоять вибрациям.

Известно, что такими характеристиками применительно к металлам и сплавам являются их усталостные кривые. По аналогии с ними предлагается за характеристики вибропрочности амортизаторов принимать их «усталостные кривые» в виде зависимости амплитуд деформаций, при которых происходит разрушение амортизатора, от числа циклов наработки до разрушения.

Сочетание такой «усталостной кривой» с известными виброизолирующими характеристиками амортизатора в относительных координатах и параметрами действующей вибрации в конкретных

условиях эксплуатации позволяет наиболее полно оценивать его пригодность к работе в этих условиях. На фиг. 5 приведены «усталостные кривые» амортизаторов ДК-28-0,6/28 и ДК-38-2/18, снятые на базе  $N_{ц} = 10^7$ .

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Ю. И. Иориш. Защита самолетного оборудования от вибрации. Оборонгиз, 1949.
  2. М. Новак. Анализ экспериментальных нелинейных резонансных кривых. Труды международного симпозиума по нелинейным колебаниям. Приложения методов теории нелинейных колебаний к задачам физики и техники, т. III, АН УССР, 1963.
  3. Дж. Стокер. Нелинейные колебания в механических и электрических системах. ИЛ, 1952.
  4. Авторское свидетельство № 155622 на «Механический вибростенд с электроприводом».
-