

УДК 631.7.04-197 : 631 : 7.019.8

**В.О. ПОВГОРОДНИЙ***Институт проблем машиностроения НАН Украины им. А.Н. Подгорного, Украина***ВЛИЯНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ АМОРТИЗАТОРА НА ДЕМПФИРУЮЩИЕ СВОЙСТВА АВИАЦИОННЫХ БОРТОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ**

Приведены уравнения и дан приближенный метод решения линейной задачи термоупругости в перемещениях. Связь между температурными напряжениями и деформациями представлена интегральным уравнением Вольтерра с использованием температурно–временной аналогии. Рассмотрен пример для амортизатора пружинного неметаллического (АПН), широко используемого в современном авиаприборостроении. Обоснованность полученных теоретических результатов подтверждается их сравнением с аналогичными результатами других авторов, а также с уже опубликованными данными экспериментальных исследований.

**демпфер, амортизатор, амплитудно-частотная характеристика, собственная частота, температура, авиация, бортовая аппаратура**

**Введение**

В настоящее время существуют информационные комплексы и системы летательного аппарата (ЛА) с применением бортовой ЭВМ. Таким комплексом является высотомер барометрический кодовый (ВБК), предназначенный для установки на самолет АН-140. Сам ВБК состоит из отдельных блоков, в том числе, в состав входит блок воздушных параметров (БВП). Конструктивно такие приборы могут быть выполнены в виде герметизированных приборов, стоящих на амортизаторах АПН и размещаемых в соответствующих отсеках ракеты, самолета, называемых герметизированными приборными отсеками (ГПО). В отличие от аппаратуры других подсистем, приборы, входящие в ГПО, характеризуются большой плотностью монтажа; электромеханической элементной базой (реле, контакторы, переключатели и т.д.), наиболее чувствительной из всех электрорадиоэлементов (ЭРЭ) к вибрационным нагрузкам; резким ослаблением силовых элементов конструкций (ЭК) отверстиями посадочных мест ЭРЭ и монтажными отверстиями.

Таким образом, разработка конструкции выше-названных приборов является весьма важным мо-

ментом при проектировании новых изделий и требует реализации разработанных методов расчета конструкций систем демпфирования (в частности, амортизаторов).

**Формулирование проблемы**

Конструкция БВП крепится к корпусу при помощи четырех длинных амортизаторов АПН (схема на рис. 1).

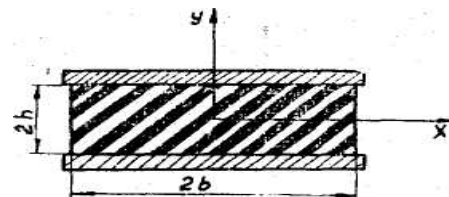


Рис. 1. Схема длинного амортизатора АПН

Основной характеристикой амортизатора, которая дает наиболее полное представление о работе и служащая для оценки его виброизолирующих свойств, является частотная характеристика. Частотная характеристика амортизатора представляет собой зависимость коэффициента динамичности от частоты вибрации. Коэффициент динамичности  $K_{дин}$  на заданной частоте установившихся вынужденных колебаний определяется по формуле

$$K_{\text{дин}} = \frac{\ddot{W}_{0\text{вых}}}{\ddot{W}_{0\text{вх}}},$$

где  $\ddot{W}_{0\text{вых}}$  – максимальное вибрационное ускорение на выходе амортизатора;  $\ddot{W}_{0\text{вх}}$  – максимальное вибрационное ускорение действующей синусоидальной вибрации.

Из [1] жесткость одного амортизатора определяется по формуле

$$K_{\text{оп}} = \frac{E \cdot F}{l}, \quad (1)$$

где  $E$  – модуль Юнга материала амортизатора АПН ( $E = 10^6$  Па);  $F$  – площадь поперечного сечения амортизатора АПН ( $F = 1,6 \cdot 10^{-3}$  м<sup>2</sup>);  $l$  – длина амортизатора АПН ( $l = 3,8 \cdot 10^{-2}$  м).

В соответствии с (1)  $K_{\text{оп}} = 4,2 \cdot 10^4$  Н/м.

Жесткость всей системы амортизации, состоящей из 4-х амортизаторов АПН, определяется как  $D = 4 \cdot K_{\text{оп}} = 1,68 \cdot 10^5$  Н/м.

Собственная частота системы амортизации  $K$ , определяется по формуле

$$\omega = \sqrt{\frac{C}{m}}, \quad (2)$$

где  $C$  – жесткость системы амортизации;  $m$  – масса амортизируемого изделия ( $m_{\text{БВП}} = 9,8$  кг).

В соответствии с формулой (2),  $\omega = 130,73$  Гц.

Определим коэффициент сопротивления  $\varepsilon$  ([1]):

$$\varepsilon \approx \frac{4\mu F}{3l}, \quad (3)$$

где  $\mu$  – коэффициент Пуассона материала амортизатора АПН ( $\mu = 0,5$ ).

В соответствии с формулой (3),  $\varepsilon = 0,02807$ .

Коэффициент демпфирования одного амортизатора –  $C_{\text{оп}} = \varepsilon/4$ . Отсюда  $C_{\text{оп}} = 0,007$ .

Полученные данные по амортизатору АПН (рис. 2) используются при расчете напряженно-деформированного состояния (НДС) и термонапряженного состояния (ТНС) конструкции блока воздушных параметров.

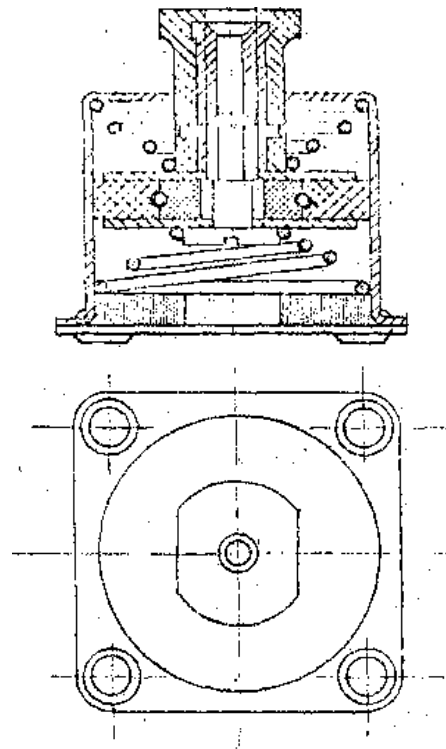


Рис. 2. Амортизатор АПН

У амортизаторов типа АПН верхняя и нижняя пружины имеют одинаковую жесткость, что дает возможность использовать их под любым углом к направлению действия нагрузки при вибрационных воздействиях.

У амортизаторов АПН рабочий диапазон частот от 5 до 2000 Гц с ускорением от 12 до 15g, собственные частоты колебаний – 12 ÷ 17 Гц с коэффициентом динамичности в зоне резонанса до 2,5. Диапазон рабочих температур от – 60 до +150 °С.

К недостаткам амортизаторов АПН относится сравнительно большая (от 50 до 240 г) масса, а также наличие повторных резонансов в области высоких частот, что может вызвать отказ в работе оборудования в зоне от 500 до 1500 Гц. Наличие кратных резонансов объясняется тем, что амортизаторы АПН имеют сложную конструкцию, состоят из нескольких деталей, которые имеют собственные частоты порядка 500 ÷ 1500 Гц.

На рис. 3 приведена частотная характеристика амортизатора АПН. Задача определения перемещений решается на основе МКЭ в форме перемещений.

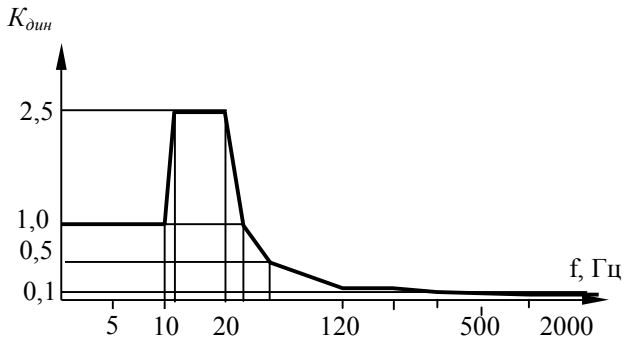


Рис. 3. Частотная характеристика амортизатора АПН

При эксплуатации резинометаллических деталей в режиме многократных циклически меняющихся нагрузок (деформаций) в резине вследствие внутреннего трения происходит теплообразование. Возникающее температурное поле ускоряет физико-химические процессы в резине, ухудшает механические свойства ее и ведет к появлению термических напряжений, что в совокупности ограничивает срок эксплуатации деталей.

Вопрос теплообразования в резинометаллических деталях рассматривался в работах [2, 3]. Были построены температурные поля для резинометаллических шарниров при скручивании и для резинометаллических амортизаторов, работающих на сдвиг и сжатие, при циклически меняющихся и ударных нагрузках. Предполагалось, что связь между напряжениями и деформациями не зависит от температуры, а теплообразование происходит пропорционально поглощаемой энергии, которая принималась усредненной по объему и не зависит от температуры. Напряжения, возникающие в результате появления температурного поля, в процессе теплообразования не учитывались.

### Решение проблемы

В настоящей статье предлагается метод определения напряжений, перемещений и температурного поля путем приближенного решения связанной квазистатической задачи термоупругости, рассмотренной на примере длинного резинометаллического

амортизатора – амортизатора АПН (плоская задача) с кинематическим возбуждением обеих его плит по закону  $\frac{\delta}{2} \sin \omega t$ , где  $\delta$  – амплитуда колебаний.

Предполагаем деформации резины малыми ( $\epsilon < 15\%$ ) и рассматриваем задачу в линейной постановке. Пренебрегая силами инерции и используя индексные обозначения, запишем уравнения равновесия в напряжениях (декартова система координат, объемные силы отсутствуют):

$$\sigma_{ij,j} = 0, \quad (4)$$

где  $\sigma_{ij}$  – компоненты тензора напряжений.

Дифференцированное по  $j$ -й координате обозначается запятой на уровне индексов с последующим символом  $j$ . По повторяющимся индексам производится суммирование.

Дополним систему (4) условием несжимаемости

$$\epsilon_{ij} = 3\alpha_T(T - T_0), \quad (5)$$

где  $\epsilon_{ij}$  – компоненты тензора деформации;  $\alpha_T$  – коэффициент линейного теплового расширения резины (const);  $T_0$  – температура до нагружения детали;  $T$  – температура после нагружения детали.

Кроме условия несжимаемости, в системе (4) необходимо добавить уравнение теплового баланса, связывающее механическое и температурное поля.

Рассмотрим распределение  $\Theta_0$  по осям  $x, y$  для амортизатора, имеющего следующие характеристики:

ширина  $b = 0,025$  м; толщина  $h = 0,01$  м;

$\delta/2 = 0,001$  м;  $\omega = 40$  Гц.

Свойства резины описаны следующими характеристиками ([2]):

$\chi = 1,14$ ;  $\alpha = -0,4$ ;  $\beta = 4$ ;  $G_0 = 3 \cdot 10^6$  Н/м<sup>2</sup>;

$h_1 = 5240$  1/м;  $h_2 = 40$  1/м;  $k = 0,293$  Вт/м·°С.

Приращение температуры  $\Theta_0$  составляет в центре амортизатора приблизительно  $50^\circ$ , значительно снижается в месте привулканизации резины к металлу, причем  $\Theta_0(\pm b, \pm h) \approx 5^\circ$ .

Зависимость  $\Theta_0$  от частоты совпадает с зависимостью  $\omega I_2 \approx \omega$ . Очевидно, что температурное поле  $\Theta_0$  гладкое, без особых точек.

Уравнение баланса внутренней энергии, характеризующейся тепловым движением молекул, будет иметь вид ([3])

$$\rho \frac{du}{dt} = kT_{ii} + \sigma_{ij}\dot{\varepsilon}_{ij}, \quad (6)$$

где  $\rho$  – плотность материала;  $u$  – плотность внутренней энергии;  $k$  – коэффициент теплопроводности (const); точкой сверху обозначены частные производные по времени.

Будем считать, что внутренняя энергия зависит от деформаций и температуры, тогда

$$\frac{du}{dt} = \left( \frac{\partial u}{\partial \varepsilon_{ij}} \right)_T \dot{\varepsilon}_{ij} + \left( \frac{\partial u}{\partial T} \right)_\varepsilon = c\dot{T}, \quad (7)$$

где  $c$  – коэффициент теплоемкости (const).

Предполагается, что вследствие несжимаемости резины внутренняя энергия при постоянной температуре – постоянная ([2, 3]), т.е.  $\left( \frac{\partial u}{\partial \varepsilon_{ij}} \right)_T = 0$ .

Подставляя соотношение (7) в уравнение баланса (6), получаем уравнение теплопроводности с источником внутреннего теплообразования

$$\dot{T} = \lambda^2 T_{ii} + \frac{1}{c\rho} \sigma_{ij}\dot{\varepsilon}_{ij}, \quad (8)$$

где  $\lambda^2 = k / c\rho$  – коэффициент температуропроводности (const).

В дальнейшем рассматриваем установившийся процесс теплообразования, т.е. предполагаем, что имеется тепловой баланс между количеством тепла, выделяемым в резине за цикл деформации, производимой с частотой  $\omega$ , и количеством тепла, рассеиваемым в течение этого же цикла в окружающую среду. Для связи между температурными напряжениями и деформациями используется интегральное уравнение Вальтерра.

Тогда уравнение (8) будет иметь вид

$$T_{ii} = -\frac{1}{k} W^*, \quad (9)$$

где  $W^*$  – среднее за период значение  $\sigma_{ij}\dot{\varepsilon}_{ij}$ .

Приращения температуры  $\Theta_0$  в зависимости от геометрических характеристик амортизатора на рис. 4.

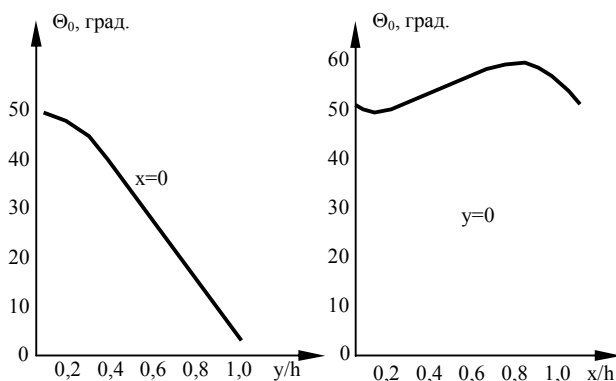


Рис. 4. Распределение приращения температуры  $\Theta_0$  в длинном амортизаторе

### Заключение

Рассмотренный метод решения задачи термоупругости в перемещениях позволяет определять для амортизаторов при циклически меняющейся нагрузке прирост температуры, который происходит из-за гистерезисных явлений в резине. Напряжение и деформация подсчитывается с учетом температуры.

### Литература

1. Степин П.А. Сопротивление материалов. – М.: Интеграл-пресс, 1997. – 320 с.
2. Горелик Б.М. Теплообразование при многократных деформациях резиноталлических шарниров // Труды НИИРП. – М.: НИИРП, 1956. – Вып. 3. – С. 90 – 98.
3. Потураев В.Н. Резиновые и резиноталлические детали машин. – М.: Машиностроение, 1996. – 325 с.

Поступила в редакцию 30.03.2006

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф. П.Д. Доценко, Национальный аэрокосмический университет «ХАИ» им. Н.Е. Жуковского, Харьков.