

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).

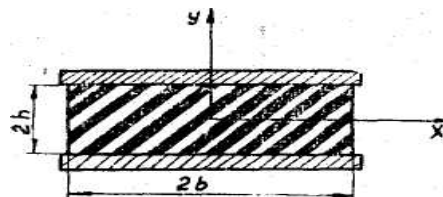


Рис. 1. Схема длинного амортизатора АПН

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

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

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

Из [1] жесткость одного амортизатора определяется по формуле

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

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

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

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

Собственная частота системы амортизации K , определяется по формуле

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

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

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

Определим коэффициент сопротивления ε ([1]):

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

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

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

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

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

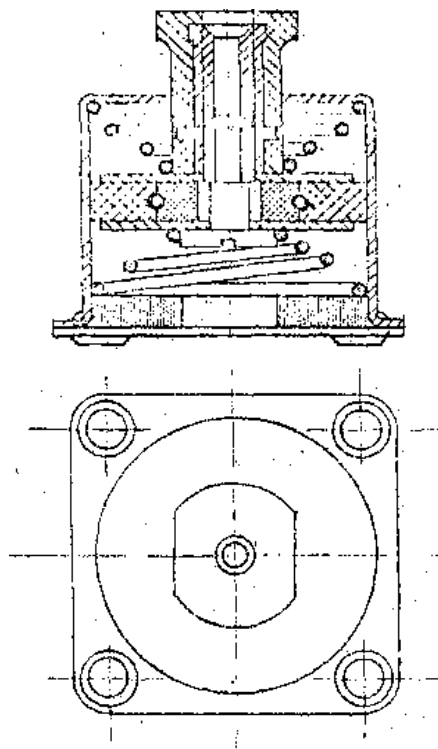


Рис. 2. Амортизатор АПН

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 – $12 \div 17 \text{ Гц}$ с коэффициентом динамичности в зоне резонанса до 2,5. Диапазон рабочих температур от -60 до $+150 \text{ }^\circ\text{C}$.

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 $500 \div 1500 \text{ Гц}$.

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

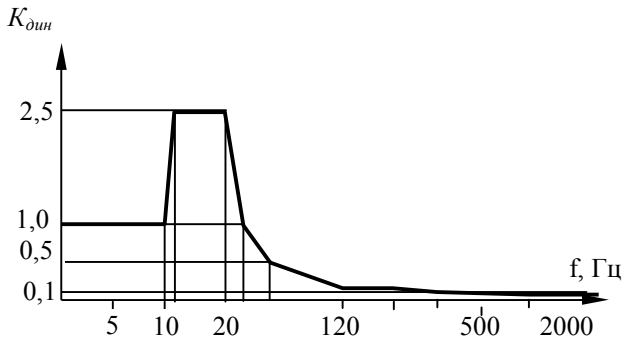


Рис. 3. Частотная характеристика амортизатора АПН

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, рассмотренный на примере длинного резинометаллического

амортизатора – амортизатора АПН (плоская задача) с кинематическим возбуждением обеих его плит по закону $\frac{\delta}{2} \sin \omega t$, где δ – 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 σ_{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 ϵ_{ij} – компоненты тензора деформации; α_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 Θ_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/м²;

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

Приращение температуры Θ_0 составляет в центре амортизатора приблизительно 50° , значительно снижается в месте привулканизации резины к металлу, причем $\Theta_0(\pm b, \pm h) \approx 5^\circ$.

Зависимость Θ_0 от частоты совпадает с зависимостью $\omega I_2 \approx \omega$. Очевидно, что температурное поле Θ_0 гладкое, без особых точек.

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

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

где ρ – 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

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

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 ω , 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 Θ_0 в зависимости от геометрических характеристик амортизатора на рис. 4.

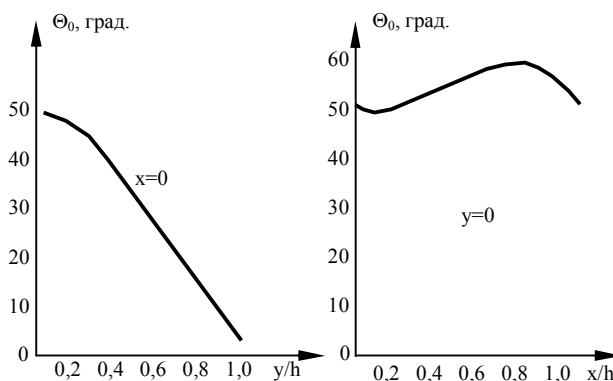


Рис. 4. Распределение приращения температуры Θ_0 в длинном амортизаторе

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 резинометаллических шарниров // Труды НИИРП. – М.: НИИРП, 1956. – Вып. 3. – С. 90 – 98.
3. Потураев В.Н. Резиновые и резинометаллические 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.