

Л и т е р а т у р а

1. Constantinescu V.N. On turbulent lubrication. - *Proc. Inst. Mech. Eng -zs. 1959, v.173, N.38, p.p 881-900.*

2. П о д д у б н ы й А.И. О совместном влиянии сдвиговых и напорных течений на характеристики несущего слоя смазки гидростатического подшипника. - В кн.: Исследование и проектирование гидростатических опор и уплотнений быстроходных машин. - Харьков, 1976, вып. 3.

3. А р т е м е н к о Н.П., П о д д у б н ы й А.И., Ч а й - к а А.И. О смешанном режиме течения смазки в несоосном гидростатическом подшипнике. - В кн.: Исследование и проектирование гидростатических опор и уплотнений быстроходных машин. - Харьков, 1973.

4. Х и р с (Hirs G.G.). Применение теории интегральных характеристик пространственного течения к турбулентным пленкам смазки. - Проблемы теории и смазки, 1973, № 2.

5. П о д д у б н ы й А.И. Расчет характеристик гидростатических подшипников с учетом интенсивности сдвиговых и напорных течений. - В кн.: Исследование и проектирование гидростатических опор и уплотнений быстроходных машин. - Харьков, 1977, вып. 4.

УДК 531.4.:670.17(088.8)

Ю.К.Пономарев, В.А.Антипов

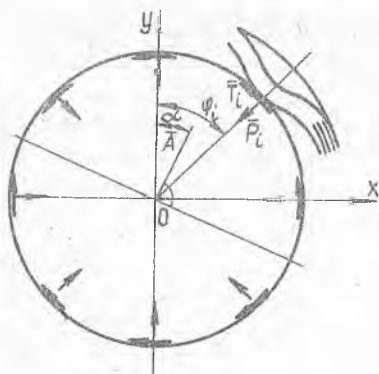
ИССЛЕДОВАНИЕ АНИЗОТРОПИИ УПРУГО-ДЕМПФИРУЮЩИХ СВОЙСТВ КОЛЬЦЕВЫХ ГОФРИРОВАННЫХ ДЕМПФЕРОВ СУХОГО ТРЕНИЯ

Многослойные кольцевые гофрированные демпферы (МКГД) широко применяются для гашения колебаний роторов турбомашин. Однако демпферы, используемые в настоящее время на авиационных ГТД, анизотропны по упруго-демпфирующим свойствам. Степень анизотропии свойств демпфера зависит от числа его пролетов, наличия впа道чного паза, величины постоянной силы, действующей на демпфер, неточности изготовления деталей демпфера и т.д. Исследования динамики роторов на анизотропных упруго-демпферных опорах [1], подверженных действию интенсивных вибраций, показали, что анизотропность, в частности, жест-

костных характеристик опоры приводит к возникновению дополнительных резонансов и расширению областей неустойчивости. Это ведет к увеличению вибронпряженности деталей и узлов турбомашин, к снижению надежности их работы. В связи с этим очевидна актуальность исследования анизотропии упруго-фрикционных характеристик (УФХ) МКГД.

Данная работа посвящена теоретическому исследованию анизотропии УФХ МКГД в условиях прецессионного движения вибратора с постоянной амплитудой смещения. Задачей исследования является выявление степени анизотропии УФХ МКГД и основных причин ее возникновения, наиболее сильно влияющих на степень анизотропии.

Пусть вибратор нагружен силой, имитирующей, например, силу, возникающую от дисбаланса ротора. Допустим, что под действием этой силы центр тяжести поперечного сечения вибратора совершает движение по плоской замкнутой кривой.



Р и с. 1. Расчетная схема нагружения демпфера

Предположим далее, что при этом амплитуда смещения вибратора \bar{A} постоянна по величине, т.е. конец вектора \bar{A} (рис. 1) описывает за полный цикл нагружения окружность.

Для простоты примем, что геометрические параметры всех пролетов демпфера одинаковы, постоянная составляющая внешней нагрузки отсутствует.

Угловое положение i -ого пролета относительно вертикальной оси Y , принятой за начало отсчета, обозначим через φ_i :

$$\varphi_i = \varphi_1 + \frac{2\pi}{m} (i-1),$$

где φ_1 - угловая координата первого пролета; m - общее число пролетов; $i = 1, 2, 3, \dots, m$ - порядковый номер пролета.

Введем подвижную систему координат $Y_i - X_i$, начало отсчета которой совпадает с ненагруженным положением вершины i -ого пролета.

При прецессионном движении вибратора с постоянной амплитудой каждая вершина гофра переместится в положение с координатами Y_i

и X_i . На вибратор будет действовать нормальная сила реакции i -ого пролета P_i , направленная по радиусу к центру вибратора, и T_i - касательная сила (сила трения), являющаяся функцией нормальной силы

$$T_i = f P_i.$$

Будем считать, что демпфер собран в опоре с некоторым натягом y_H , одинаковым для всех пролетов, и выреза под шпонку отсутствует. В своих расчетах будем использовать обозначения, принятые в работе [2]:

- δ - радиальный зазор;
- n - число пластин в пакете;
- h^* - выгиб гофра в свободном состоянии;
- t - шаг гофров;
- E - модуль упругости материала лент;
- J - момент инерции поперечного сечения одной пластины относительно нейтральной оси;
- b - ширина пакета;
- h - толщина одной пластины;
- f - коэффициент трения скольжения между пластинами и вибратором;
- α - координата текущего углового положения вектора деформации \bar{A} .

С учетом принятых допущений законы деформирования элемента демпфера, полученные в работе [2], дают возможность построить простую методику расчета анизотропии УФХ МКГД.

Из работы [2] имеем

$$P_i(y_i; y_{oi}; y_i) = nh^* K_m t^{-3} EJ \left\{ \bar{R}(\bar{\xi}_i) + (-1)^{y_i+1} \frac{1}{2} n \bar{T}(\bar{\xi}_i) + (-1)^{y_i} n \bar{T}(\bar{\xi}_{oi}) \exp \left[-\frac{10 |\bar{\xi}_i - \bar{\xi}_{oi}|}{n \bar{a}(y_{oi})} \right] \right\};$$

$$(i = 1, 2, 3, \dots, m),$$

где

$$\bar{\xi}_i = \frac{y_i}{h}; \quad \bar{\xi}_{oi} = \frac{y_{oi}}{h^*};$$

$$\bar{R}(\bar{\xi}) = \left| \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{2} \bar{\xi} \right) \right| \left\{ 30 \sigma_0 (0,6 - \bar{\xi}) + (60 - 50 \bar{\xi}) \sigma_0 (\bar{\xi} - 0,6) \right\};$$

$$\bar{T}(\bar{\xi}) = 0,16\bar{\xi} + 0,4\bar{\xi}^2 - 6,222(\bar{\xi} - 0,7)^2\sigma_0(\bar{\xi} - 0,7);$$

$\sigma_0(A)$ - функция Хевисайда, равная

$$\begin{cases} \sigma_0(A) = 1, & \text{если } A \geq 0; \\ \sigma_0(A) = 0, & \text{если } A < 0, \end{cases}$$

$$\bar{a}(\bar{\xi}) = 0,00525\bar{\xi} - 0,0148(\bar{\xi} - 0,35)^2\sigma_0(\bar{\xi} - 0,35);$$

$$K_m = 4 - 3 \exp[-0,4(m-1)].$$

Параметр загрузки i -ого пролета демпфера ν_i определим в виде

$$\nu_i = \begin{cases} 1, & \text{если } \left. \frac{dy_i}{d\alpha} \right|_i \geq 0; \\ 2, & \text{если } \left. \frac{dy_i}{d\alpha} \right|_i < 0. \end{cases}$$

Величины y_i и y_{oi} определяются зависимостями

$$y_i = y_n + |A| \cos(y_i - \alpha);$$

$$y_{oi} = y_n + (-1)^{n_i} |A| \operatorname{sign}(\cos y_i),$$

(I)

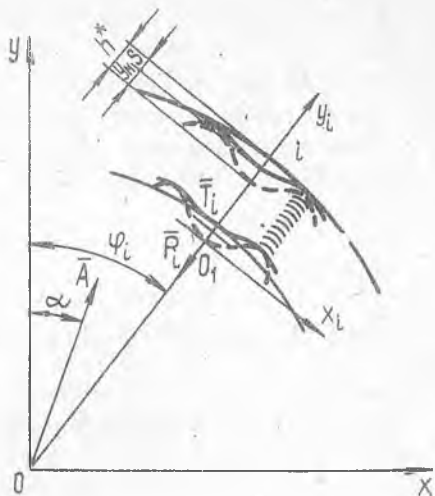
где ν_n - параметр загрузки демпфера, равный единице на этапе нагружения при $\pi < \alpha < 2\pi$ и равный двум на этапе разгрузки при $0 \leq \alpha \leq \pi$.

Продифференцировав (I) по α , имеем:

$$\frac{dy_i}{d\alpha} = |A| \sin(y_i - \alpha).$$

Определим силовую схему демпфера. Линии действия нормальных сил проходят через центр вибратора, а линии действия касательных сил в местах контактов гофров с вибратором направлены по касательной к его поверхности в сторону, препятствующую смещению вибратора (рис. 2).

Спроектировав все реактивные силы демпфера на некоторую ось, можно получить полную силу сопротивления демпфера. Для удобства расчетов целесообразно разделить вектор полной силы сопротивления демпфера на две составляющие: \bar{P}_y - упругую составляющую реакции демпфера, проекцию главного реактивного вектора силы на направление вектора полной деформации \bar{A} , \bar{P}_D - демпфирующую составляющую реакции демпфера, проекцию главного реактивного вектора силы на направление, перпендикулярное вектору полной деформации \bar{A} , характеризующую рассеиваемую демпфером энергию.



Р и с.2. Силовая схема нагружения демпфера

На основании силовой схемы имеем

$$P_y(y_i) = \sum_{i=1}^m P_i \left\{ \cos(\varphi_i - \alpha) - \text{sign}[\cos(\varphi_i - \alpha)] f |\sin(\varphi_i - \alpha)| \right\};$$

$$P_D(y_i) = \sum_{i=1}^m P_i \left\{ \sin(\varphi_i - \alpha) + \text{sign}[\cos(\varphi_i - \alpha)] f |\cos(\varphi_i - \alpha)| \right\}.$$

Далее определим жесткость демпфера в направлении вектора \bar{A} и момент сопротивления прецессионному движению вектора

$$C(\alpha) = \frac{P_y(y_i)}{A}; \tag{2}$$

$$M_{gn}(\alpha) = P_D(y_i) A.$$

По зависимости (2) для полного цикла нагружения найдем степень анизотропии его жесткостных свойств, например, в форме, предложенной в работе [1]

$$K_C = \frac{C_{\max} - C_{\min}}{C_{\max} + C_{\min}}$$

Нетрудно видеть, чем ближе значения K_C к нулю, тем меньше анизотропия жесткостных свойств демпфера.

При решении динамических задач о колебаниях механических систем с демпфированием необходимо знать энергию, рассеиваемую демпфером за цикл

$$\Delta W = \int_0^{2\pi} M_{сн}(\alpha) d\alpha \quad (3)$$

Интеграл (3) вычислим численным методом, например, методом парабол

$$\Delta W = \int_0^{2\pi} M_{сн}(\alpha) d\alpha \sim \sum_{i=0}^m \frac{\Delta\alpha}{3} (M_{сн}|_i + 4M_{сн}|_{i+1} + M_{сн}|_{i+2}).$$

Вычислив ΔW , найдем степень анизотропии демпфирующих свойств по работе [3]:

$$K_W = \frac{\Delta W}{2\pi M_{сн}^0},$$

где $M_{сн}^0$ - максимальное значение момента сопротивления прецессии за цикл. Величина K_W изменяется от 0 до 1. Чем меньше K_W отличается от единицы, тем изотропнее демпфер по демпфирующим свойствам.

Таким образом, изложенная методика расчета позволяет вычислить степень анизотропии упруго-демпфирующих свойств кольцевых гофрированных демпферов и выдать данные для решения динамических задач о колебаниях роторов на анизотропных упруго-демпферных опорах.

Л и т е р а т у р а

1. Ц и р л и и А.Л. Динамика роторов двойной жесткости.-М.: Наука, 1972.

2. П о л о м а р е в Ю.К. Разработка и исследование многослойных демпферов двигателей летательных аппаратов: Дисс. канд. техн.наук.-Куйбышев, 1976.

3. Антипов В.А., Пономарев Ю.К. Метод исследования упруго-фрикционных характеристик анизотропных демпферов сухого трения. - В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Куйбышев, 1978, вып.5.

УДК 621.822.5

В.Н.Самсонов, Д.Е.Чегодаев

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НЕКОТОРЫХ ТИПОВ ОПОР С ВНЕШНИМ НАДУВОМ

Разработка конструкций авиационной техники, надежно работающих в условиях все возрастающих динамических нагрузок, требует использования новых способов отстройки от опасных режимов работы, создания эффективных средств защиты оборудования, узлов и элементов изделий от вредного воздействия вибрационных и ударных процессов.

Опыт эксплуатации оборудования и результаты проведенных исследований показывают, что одним из условий снижения вибрационных нагрузок до нормативных величин и обеспечения нормального функционирования является необходимость установки объектов на амортизирующие устройства. К средствам виброзащиты предъявляются высокие требования, основными из которых являются: обеспечение защиты оборудования и элементов конструкции от вибрационных нагрузок в широком диапазоне частот и амплитуд, сохранение стабильных виброизолирующих свойств в условиях длительной работы, высокая демпфирующая способность, возможность изменения демпфирующих характеристик, простота и технологичность конструкции, малый вес и ограниченные габариты. Все эти требования можно сформулировать более кратко: средства виброзащиты должны иметь большую эффективность и не ухудшать общие эксплуатационные характеристики.

Используемые на практике виброзащитные системы обеспечивают снижение динамических нагрузок с частот порядка 15 Гц и более. Однако в низкочастотном диапазоне сосредоточена основная мощность воздействия, которое передается на объект с усилением. Поэтому для снижения нагрузок в указанной полосе частот необходимо уменьшать жесткость упругого элемента. Но при этом возрастает величина стати-