Долговечность элементов конструкции л.а.", Куйбышев, КуАИ, I984, с. 66-72.

I2. Риз П.М., Пожалостин А.И. Вибрации и динамическая прочность воздушных винтов. - Труды ЦАГИ № 609, I974. - 80 с.

I3. Ромашевский А.Ю., Климов В.И. Строительная механика самолета. - М.: МАИ, I965. - 302 с.

I4. Светлицкий В.А. Механика гибких стержней и нитей. - М.: Машиностроение, I978. - 222 с.

I5. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. - М.: ГИФМЛ, 1959. - 439 с.

I6. Фридман П. Влияние выбора расчетной схемы и параметров лопасти на аэроупругую устойчивость винта с жестким креплением лопастей. - Ракетная техника и космонавтика, I977, № 2, с.28-38 (пер. с англ.).

I7. Шорр Б.Ф. К теории закрученных тонкостенных стержней. - Изв. АН СССР ОТН. Механика и машиностроение, I960, № 5, с.74-79.

I8. Giurgintiu V., Stafford R. Semi-Analytic Methods for Frequencies and Mode Shapes of Rotor Blades. Vertica v.1, N4, 1977, p.p. 291-306.

I9. Houbolt J., Brooks G. Differential Equations of Motion for Combined Flapwise Bending, chordwise Bending and Torsion of Twisted Nonuniform Rotor Blades. NACA Report 1346, 1956, 18 p.

20. Ormiston R. Comparison of Several Methods for Predicting Loads on a Hypothetical Helicopter Rotor. Rotorcraft Dynamics. NASA SP-352, 1974, p.p. 284-302.

УДК 62I.822.5, 62I.752.2

Д.Е.Чегодаев, М.Е.Проданов, С.Н.Мелентьев

ДИНАМИЧЕСКОЕ ГАШЕНИЕ ВИБРАЦИИ РОТОРОВ В УПРУГОДЕМПФЕРНЫХ ОПОРАХ

Виброактивность высокоскоростных роторов является основным препятствием для роста эффективности работы современных турбомашин. Рабочие частоты вращения таких роторов лежат в диапазоне, находящемся за первой критической частотой. Это приводит к преждевременному износу узлов роторной системы и опасности разрушения при переходе через резонанс. Одним из эффективных путей снижения уровня вибраций на резонансных частотах является постановка допол нительного демпфера на подшипник. Однако при этом ухудшаются весс вые характеристики конструкции, а добавление нового элемента снижает надежность системы в целом. Поэтому более выгодным является гашение вибраций за счет демпфирования в подшипниках. Выбор оптимальных значений демпфирования рассматривался как для одномассовс системы /I/, так и двухмассовой /2/.

При исследовании динамического поведения /3/ роторная система представляется с помощью отраж ющей ее основные физические свойства механической модели (рис.I), где ротор представлен массой M и коэффициентом жесткости вала $K_в$; опора – массой m , коэффициентами жесткости $K_o = \gamma^2 K_в$ и демпфир(вания d_o ; основание – коэффициентом жесткости $K_{осн} = K \cdot K_в$

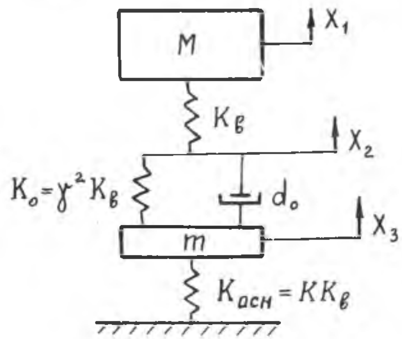

Рис. I

Система возбуждается гарм нической центробежной силой $P_o \omega^2 e^{j\omega t}$ от дисбаланса P_o Сила приложена к массе ротора и действует в направлении x . Уравнения движения системы в операторной форме, где $s = d/dt$, запишутся

$$\begin{cases} Ms^2 x_1 + K_в (x_1 - x_2) = P_o \omega^2 e^{j\omega t} \\ K_o (x_2 - x_3) + d_o s (x_2 - x_3) - K_в (x_1 - x_2) = 0 \\ ms^2 x_3 + K_{осн} x_3 - K_o (x_2 - x_3) - d_o s (x_2 - x_3) = 0 . \end{cases} \qquad (I)$$

Предполагая, что координаты положения масс m и M изменяются по гармоническому закону, получим $x_1 = \tilde{x}_1 e^{j\omega t}$, $x_2 = \tilde{x}_2 e^{j\omega t}$ $x_3 = \tilde{x}_3 e^{j\omega t}$. При переходе к безразмерным значениям переменных

$$\bar{\omega} = \frac{\omega}{P_{o2}} ; \quad P_{o2}^2 = \frac{K_в}{M} ; \quad P_{o1}^2 = \frac{K_o}{M} ; \quad 2n_1 = \frac{d_o}{M} ; \quad \delta_1 = \frac{n_1}{P_{o2}} ;$$

$$\Delta_1 = \frac{d_o}{M P_{o2}} = 2\delta_1 ; \quad \mu = \frac{m}{M}$$

система уравнений (I) перепишется следующим образом:

$$\begin{cases} (1-\bar{\omega}^2)\tilde{x}_1 - \tilde{x}_2 = \bar{P}_o\bar{\omega}^2 \\ -x_1 + (\gamma^2 + 1 + j\Delta_1\bar{\omega})x_2 - (\gamma^2 + j\Delta_1\bar{\omega})\tilde{x}_3 = 0 \\ -(\gamma^2 + j\Delta_1\bar{\omega})\tilde{x}_2 + (\gamma^2 + K - \mu\bar{\omega}^2 + j\Delta_1\bar{\omega})\tilde{x}_3 = 0, \end{cases} \tag{2}$$

где $\bar{P}_o = \dfrac{P_o}{M}$.

Из системы уравнений (2) можно получить зависимость безразмерной амплитуды вибраций $|\bar{x}_1| = \dfrac{\tilde{x}_1}{\bar{P}_o}$ от безразмерной частоты $\bar{\omega}$

$$|\bar{x}_1| = \bar{\omega}^2\sqrt{\frac{A + j\Delta_1^2\bar{\omega}^2 B}{C + j\Delta_1^2\bar{\omega}^2 D}}, \tag{3}$$

где

$$A = [(\gamma^2+1)(\gamma^2+K-\mu\bar{\omega}^2) - \gamma^4]^2,$$

$$B = (1+K-\mu\bar{\omega}^2)^2,$$

$$C = \{(1-\bar{\omega}^2)[(\gamma^2+1)(\gamma^2+K-\mu\bar{\omega}^2)-\gamma^4] - (\gamma^2+K-\mu\bar{\omega}^2)\}^2,$$

$$D = [(1-\bar{\omega}^2)(1+K-\mu\bar{\omega}^2)-1]^2.$$

Это уравнение описывает амплитудно-частотную характеристику (АЧХ) вибраций массы M при силовом возмущении системы (рис.2). АЧХ имеет следующие особенности. Соотношение безразмерных параметров K, γ^2, μ и Δ_1 определяет положение двух резонансов системы (рис.2). Для предельных значений демпфирования $\Delta_1 = \infty$ и $\Delta_1 = 0$ резонансные частоты можно определить аналитически:

$$\bar{\omega}_{P_{1,2}} = \sqrt{\frac{(\gamma^2+K+\gamma^2K+\mu\gamma^2) \pm \sqrt{[(\gamma^2+K+\gamma^2K+\mu\gamma^2)^2 - 4\gamma^2K\mu(\gamma^2+1)]}}{2\mu(\gamma^2+1)}}$$

при $\Delta_1 = 0$ и

$$\bar{\omega}_{P_{1,2}} = \sqrt{\frac{(1+K+\mu) \pm \sqrt{(1+K+\mu)^2 - 4\mu K}}{2\mu}}$$

при $\Delta_1 = \infty$.

В рассматриваемой системе на определенных частотах возбуждения существует явление антирезонанса, при котором энергия возбуждения компенсируется энергией вибраций малой дополнительной массы. (В роторной системе это масса m подшипников). Для предельных значений демпфирования частоты антирезонанса можно также определить аналитически

$$\bar{\omega}_A = \sqrt{\frac{(\gamma^2+1)(\gamma^2+K)+\gamma^4}{\mu(\gamma^2+1)}}$$

при $\Delta_1 = 0$ и

$$\bar{\omega}_A = \sqrt{(1-K)/\mu}$$

при $\Delta_1 = \infty$.

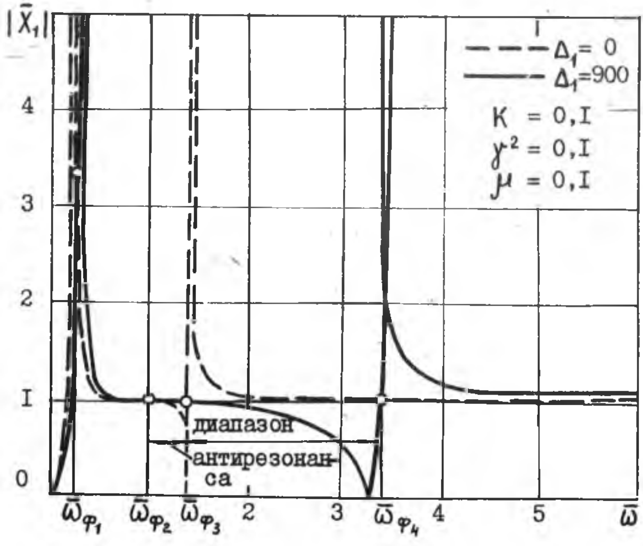

Рис. 2

Для других значений демпфирования в подшипнике частоты резонансов и антирезонансов находятся в интервалах $\left[\bar{\omega}_{p1,2\,\Delta_1=0};\ \bar{\omega}_{p1,2\,\Delta_1=\infty}\right]$ и $\left[\bar{\omega}_{A\,\Delta_1=0};\ \bar{\omega}_{A\,\Delta_1=\infty}\right]$. Для каждой конкретной комбинации параметров μ, K, γ^2 и Δ_1 диапазон, в котором проявляется антирезонанс, очень узок, и поэтому необходимо точно определять соотношение жесткостей элементов системы при ее проектировании. Как видно из рис.2 диапазон, в котором проявляется антирезонанс при $\Delta_1 = 900$, на порядок выше, чем при $\Delta_1 = 0$. Таким образом, если проектируемая роторная машина должна работать в диапазоне антирезонанса, следует выбирать опоры с возможно большим Δ_1, т.к. при этом можно изготавливать элементы системы с меньшей степенью точности.

Следует отметить, что все АЧХ проходят через четыре фиксированные точки (рис.2). Координаты их $\bar{\omega}_{\phi_1}$, $\bar{\omega}_{\phi_2}$, $\bar{\omega}_{\phi_3}$ и $\bar{\omega}_{\phi_4}$ определяются из условия $|\bar{x}_1|_{\Delta_{1i}} = |\bar{x}_1|_{\Delta_{1j}}$, которое сводится к уравнению

$$AD - BC = 0. \tag{4}$$

Одно из четырех решений уравнения (4) определяется следующим соотношением:

$$\bar{\omega}_{\phi_2} = \sqrt{\frac{K}{\mu}}.$$

При этом амплитуда вибраций в этой точке $|\bar{x}_1| = 1$. Три других решения уравнения (4) можно определить, находя корни уравнения

$$A_1 \bar{\omega}^6 + A_2 \bar{\omega}^4 + A_3 \bar{\omega}^2 + A_4 = 0, \tag{5}$$

где

$$A_1 = -2\mu^2(\gamma^2 + 1)$$

$$A_2 = 2\mu[\mu(\gamma^2 + 0,5) + 2K(\gamma^2 + 1) + 2\gamma^2 + 1]$$

$$A_3 = -2\mu(K + 2\gamma^2 K + \gamma^2) - 2K(2\gamma^2 + \gamma^2 K + K + 1) - 2\gamma^2$$

$$A_4 = K(2\gamma^2 + 2K\gamma^2 + K).$$

Это уравнение решается численно с помощью ЭВМ. Значения корней $\bar{\omega}_{\phi_1}$, $\bar{\omega}_{\phi_3}$, $\bar{\omega}_{\phi_4}$ с заданной точностью соответствуют положению фиксированных точек на АЧХ системы. Подбирая величину демпфирования подшипника Δ_1, можно обеспечить оптимальную АЧХ системы с экстремумами в фиксированных точках. Положение этих точек определяется соотношением характеристик элементов системы: μ, K и γ^2. В результате анализа полученных соотношений можно выделить следующие основные свойства такого класса систем:

I. Наиболее ярко проявляется изменение соотношения масс ротора и подшипника μ. Для „тяжелых" роторов, у которых $\mu \leq 0,1$, амплитуда вибраций при прохождении первой фиксированной точки $\bar{\omega}_{\phi_1}$ достаточно велика, а на $\bar{\omega}_{\phi_2}$, $\bar{\omega}_{\phi_3}$, $\bar{\omega}_{\phi_4}$ амплитуды близки к единице. Второй резонанс находится далеко от первого, и поэтому рабочий диапазон следует выбирать между первой и второй критическими частотами. Причем предпочтительнее участок характеристики, приближающийся ко второму резонансу, поскольку на нем проявляется эффект динамического гашения (рис.3).

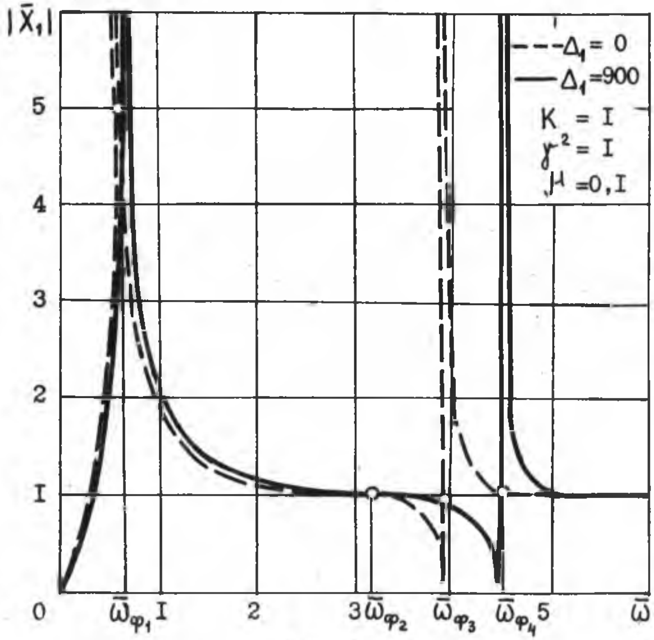

Рис. 3

Для „легких" роторов, у которых $\mu \geqslant$ I, амплитуда вибраций при прохождении первой фиксированной точки существенно меньше, но при этом второй резонанс по частоте смещается влево, приближаясь к первому. На $\bar{\omega}_{\varphi_3}$ значение амплитуды вибраций $|\bar{x}_1|$ также оказывается значительно меньшим единицы. Здесь рабочую частоту вращения следует выбирать больше $\bar{\omega}_{\varphi_3}$ (рис.4).

2. Увеличение относительных жесткостей основания K и подшипника γ^2 (рис.2, 6) приводит к сближению частот $\bar{\omega}_{\varphi_3}$, $\bar{\omega}_{\varphi_4}$. Это в несколько раз уменьшает диапазон возможного регулирования при настройке системы на антирезонанс.

3. Анализ зависимостей амплитуды вибраций в фиксированных точ-

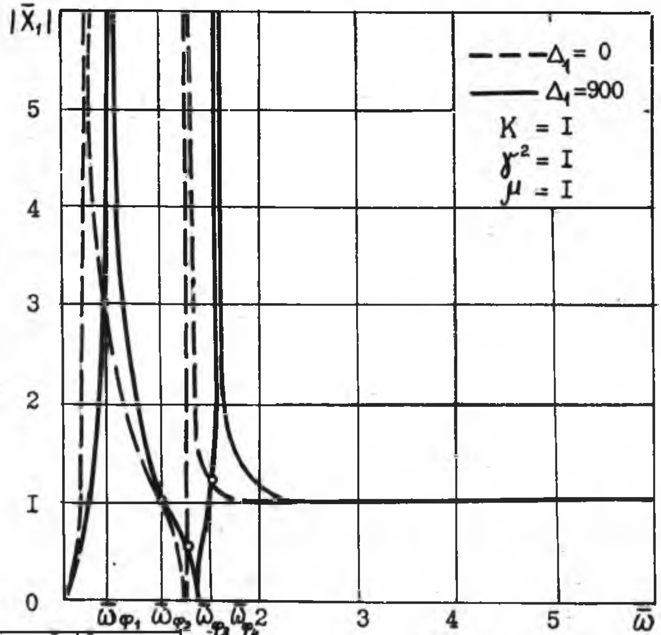

Рис. 4

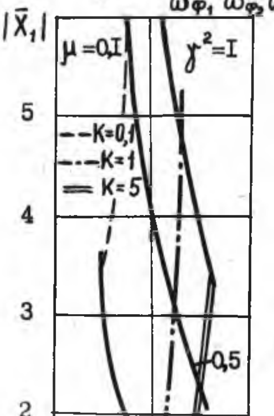

Рис. 5

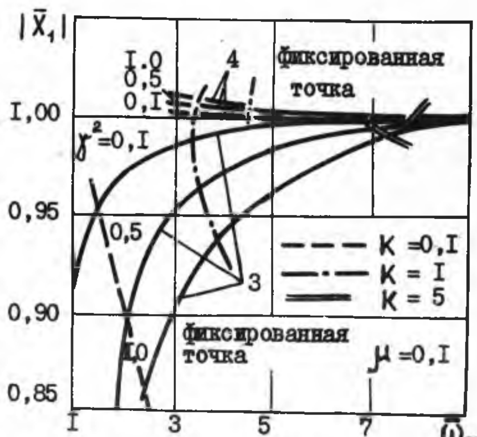

Рис. 6

ках (рис.5, 6) показывает, что все особенности двухмассовой схемы проявляются при малых значениях относительной жесткости основания K. С увеличением K на всех фиксированных частотах $|\bar{x}_1|$ стремится к единице, при этом $\bar{\omega}_{\text{ф}_1} \to 0$, а $\bar{\omega}_{\text{ф}_{2,3,4}} \to \infty$. Это соответствует переходу к предельной одномассовой механической модели.

4. Чем выше относительная жесткость подшипника γ^2, тем круче изменяются характеристики. Значит, при использовании явления антирезонанса следует γ^2 выбирать возможно большим.

Таким образом, анализ АЧХ двухмассовой модели ротора показал их сильную зависимость от относительных параметров μ, γ^2, K и Δ_1 и выявил наиболее удобный диапазон их изменения при проектировании ротора.

Литература

I. Ruzicka I.E., Cavanaugh R.D. New method for vibration isolation.- Machine Design, 1958, v.30, No 90, p.p. 114-121.

2. Синев А.В., Степанов Ю.В. К определению оптимального демпфирования виброзащитных систем. - М.: Изв. вузов, Машиностроение, №1 1985, с. 32-36.

3. Керк, Гантер. Влияние податливости и демпфирования опор на синхронные движения одномассового гибкого ротора. - Труды ASME, т. 94, № I, 1972, с.230-240.

УДК 678.5:629.023.44:539.43

Г.П.Зайцев

ДОЛГОВЕЧНОСТЬ НЕСУЩЕЙ КОМПОЗИТНОЙ ЛОПАСТИ ВЕРТОЛЕТА ПОСЛЕ БАЛЛИСТИЧЕСКОГО ПОВРЕЖДЕНИЯ

В процессе монтажа лопасти или ее эксплуатации в ней могут возникнуть повреждения от воздействия падающего или, проще сказать, движущегося инородного тела. Результат воздействия такого тела на лопасть может быть следующим: лопасть останется без повреждения, будет иметь несквозное повреждение (вмятина, расслоение), будет иметь сквозное повреждение (отверстие). Вид и характер повреждения зависят от геометрической формы и энергии воздействующего инородного тела.

Предположим, что круглое тело совершает удар по ортотропной прямоугольной пластине размерами $a \times b$. Дифференциальное урав-