

结构对称的 SFD—柔性转子系统双稳态现象发生规律研究*

哈尔滨工业大学 陈照波** 焦映厚 夏松波 刘占生
清华大学 蒋书运

【摘要】 通过理论计算,研究了结构对称的带定心弹支挤压油膜阻尼器(SFD)—柔性转子系统双稳态现象的发生规律。说明了计算双稳态特性的方法,以轴承参数 B 、刚度比 f 和质量偏心 U 作为基本参数来分析双稳态特性,并得出了 $B-U$ 及 $f-U$ 值范围。结果表明,只要设计参数选择合理,使 B, f 和 U 值不在此范围内,即可避免双稳态现象的发生。

主题词: 挤压油膜阻尼器 双稳态 转子系统

分类号: V 231.9

1 模型及理论计算

自六十年代以来,国内外众多学者对挤压油膜阻尼器的减振特性进行了大量研究,并发表了许多论著^[1~3]。其中经常提到双稳态现象,本文从理论计算出发,对带定心弹支挤压油膜阻尼器柔性转子的双稳态现象发生规律进行了分析,以便在实际中控制其发生。

采用的模型如图1所示,结构对称的柔性转子支撑在两个完全相同的挤压油膜阻尼器上。为研究方便,此处假设:(1)圆盘的陀螺效应及由滚动轴承引起的激振力忽略不计;(2)阻尼器中的流体在运动中为层流;(3)阻尼器轴颈在油膜环中作稳态协调圆运动。我们知道,阻尼器的设计参数有:阻尼器直径 $2R$,长度 L ,集中在阻尼器处的部分转子质量 m_2 ,滑油粘度 μ 以及弹支刚度 k_2 ,不平衡量 ρ 和油膜间隙 c_0 。对于柔性转子来说,阻尼器的减振特性还与转轴刚度 k_1 、外阻尼系数 $2c_1$ 及集中在圆盘处的质量 $2m_1$ 有关。如用这些参数来分析转子系统的双稳态特性,不仅繁琐且难找到规律,也不便推广。

由于转子系统相对于中间圆盘是完全对称的,所以只需研究系统的一半就够了。在如图1和图2所示的坐标系下,系统的无量纲运动方程为:

$$q'' + Cq' + Kq = F_L + F_N(q, q') \quad (1)$$

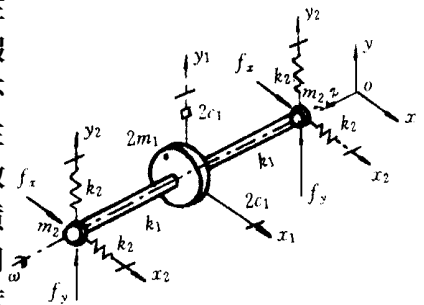


图1 阻尼器—柔性转子系统

$$\text{式中: } q = \begin{Bmatrix} X_1 \\ Y_1 \\ X_2 \\ Y_2 \end{Bmatrix}, \quad C = \begin{Bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ \Omega & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{Bmatrix}$$

$$F_L = \begin{Bmatrix} U \cos \tau \\ U \sin \tau \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}, \quad F_N = \frac{B}{\Omega} \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ F_x \\ F_y \end{Bmatrix}$$

$$K = \frac{1}{\Omega^2} \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 \\ -1/\alpha & 0 & (1+f)/\alpha & 0 \\ 0 & -1/\alpha & 0 & (1+f)/\alpha \end{bmatrix}$$

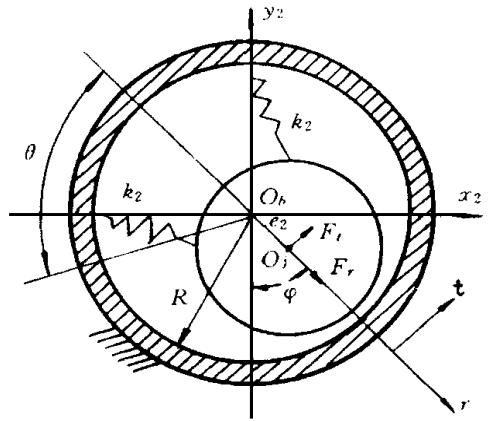


图2 阻尼器受力简图

而以上无量纲量定义为: $\tau = \omega t$, $(\cdot) = d/d\tau$, $U = \rho/c$, $\alpha = m_2/m_1$, $C_1 = c_1/m_1\omega$, $\omega = \sqrt{k_1/m_1}$, $\Omega = \omega/\omega_0$, $f = k_2/k_1$, $B = \mu RL^3/m_2 c^3 \omega$, F_x 和 F_y 为无量纲油膜力。

由上述可知, B , U , f , α 和 C_1 包括了阻尼器的所有设计参数, 而在实际设计中, α 和 C_1 受结构要求及外部条件的限制, 变化不大。一般通过修改设计参数改变 B , U 和 f 的值来优化阻尼器的减振特性, 可见 B , U 和 f 可用来对转子系统的双稳态现象发生规律进行研究。

为分析方便, 令: $Z_{1,2} = X_{1,2} + iY_{1,2}$, 在稳态协调圆运动假设下, 我们有: $Z_{1,2} = \epsilon_{1,2} e^{i\varphi_{1,2}}$, 其中 $\epsilon_{1,2} = \sqrt{X_{1,2}^2 + Y_{1,2}^2}$, 而且这时 $\epsilon'_{1,2} = \epsilon''_{1,2} = 0$, $\varphi'_{1,2} = 0$ 和 $\varphi''_{1,2} = 1$ 。故: $\epsilon_{1,2} = \text{常数} = \epsilon_{0,20}$, $\varphi_{1,2} = \tau - \varphi_{0,20}$ 和 $\varphi_{0,20} = \text{常数}$ 。将这些关系代入方程(1)中进行分解, 使其模及幅角分别相等, 可得:

$$\left\{ \frac{1}{2\alpha} \left(\frac{1}{\Omega^2} + \frac{f}{\Omega^2} \right) - 1 - \frac{1 - \Omega^2}{2\alpha\Omega^2 [(1 - \Omega^2)^2 + (C_1\Omega)^2]} + \frac{B}{\Omega} Q_r \right\}^2 \epsilon_0^2 + \left\{ \frac{C_1\Omega}{2\alpha\Omega^2 [(1 - \Omega^2)^2 + (C_1\Omega)^2]} + \frac{B}{\Omega} Q_t \right\}^2 \epsilon_0^2 = \frac{U^2}{4\alpha^2 [(1 - \Omega^2)^2 + (C_1\Omega)^2]} \quad (2)$$

$$\text{tg} \varphi_{20} = \frac{C_1 \Omega \left[\frac{1}{2\alpha} \left(\frac{1}{\Omega^2} + \frac{f}{\Omega^2} \right) - 1 + \frac{B}{\Omega} Q_r \right] + \frac{B Q_t (1 - \Omega^2)}{\Omega}}{-C_1 B Q_t - \frac{1}{2\alpha\Omega^2} + \left[\frac{1}{2\alpha} \left(\frac{1}{\Omega^2} + \frac{f}{\Omega^2} \right) - 1 + \frac{B}{\Omega} Q_r \right] (1 - \Omega^2)} \quad (3)$$

式中, Q_r 和 Q_t 在短轴承半油膜假设情况下为:

$$Q_r = 2\epsilon_0/(1 - \epsilon_0^2), \quad Q_t = \pi/2(1 - \epsilon_0^2)^{3/2}$$

阻尼器轴颈偏心率 ϵ_0 的数值范围已知为 $0 \sim 1$ 。因此对于不同的 Ω 值, 在 $0 \sim 1$ 范围内试取 ϵ_0 , 代入(2)式进行求解, 如满足精度要求即可得出不同转速下的一个或三个(双稳态) ϵ_0 解, 从而确定转子系统的幅频、相频特性。根据这些特性可以探索在规定转速范围内, B , U 及 f 值在哪些情况下, 油膜阻尼器会表现出最佳性能, 在哪些情况下会导致转子系统发生双稳态现象。本文力图找出用 B , U 及 f 值来描述转子系统的双稳态现象发生规律。

2 双稳态特性分析

转子系统发生双稳态现象时, 振幅比和传递率在一定转速范围内持续很大, 且发生跳变。这对工作不利, 设计挤压油膜阻尼器时, 应力求避免其发生。这就需要正确地选配设计参数, 以

便使 B , U 及 f 值满足运行要求。下面就设法找出 B , U 及 f 值的合理范围。

令 $\alpha = 0.15$, $C_1 = 0.0005$ 将 B 从 0.1, f 从 0.05 开始分别逐渐增大, Ω 从 0.2 起计算, 步长 $\Delta\Omega = 0.08$, 如发现在同一 Ω 下算出三个解即停止。用这样的方法来确定每一对 B 及 f 值下, U 的上限和下限, 经过大量计算得出的结果如图 3 所示, 曲面所包的范围, 即为按 $U(B, f)$ 值决定的双稳态特性区域。如取 $f = 0.2$, $B = 0.4$ 和 $U = 0.45$, 这一点显然是在图 3 的双稳态区域内, 算出的幅频特性如图 4 所示。

由图 3 可知, 随着 B 值的增大, f 值的减小, 系统抵抗不平衡量的能力增强。对于一定的 B 及 f 值, 如 U 小于下限值或大于上限值, 系统就不会发生双稳态现象。但在实际设计挤压油膜阻尼器时, 还要保证其减振有效。 U 值过大就会导致阻尼器减振失效^[5]。这时即使无双稳态现象发生, 油膜阻尼器对系统来说也是没有意义的。另外 f 值也不能太小, 还要受到阻尼器弹性支承强度的限制。因此, 在实际中, 要综合考虑各种影响因素, 合理搭配阻尼器的尺寸、弹支刚度、油膜间隙、转子刚度和不平衡量等, 使系统既不出现双稳态现象又要使挤压油膜阻尼器减振有效。这一工作将在另文发表。

3 结 论

(1) 带挤压油膜阻尼器的转子如参数匹配不当, 容易出现双稳态现象; (2) 随着轴承参数 B 值的增大, 刚度比 f 值的减小, 系统抵抗不平衡量的能力增强。 B 值过小 f 值过大或 (和) 不平衡偏心 U 值过大, 系统容易发生双稳态现象; (3) 设计挤压油膜阻尼器时, 要综合考虑各种影响因素, 既要使系统不发生双稳态现象, 又要使阻尼器减振有效。另外还要注意满足弹支强度的要求。

参 考 文 献

- 1 Ramesh K, Kirk R G. Design Procedure for Evaluating Stability of Turbomachinery Supported on Squeeze Film Dampers Journal of Tribology, 1995, 117: 742- 744
- 2 Taylor D L, Kumar B R. Nonlinear Response of Short Squeeze Film Dampers Journal of Lub. Technology, 1980, 102: 51
- 3 Zhu C S, et al The Effect of Bistable Operation on the Reliability of Squeeze Film Damper, Proc. 13th Biennial Conf. on Mech. Vibr. and Noise, 1991, Sept. 22- 25, Florida, U SA
- 4 陈照波, 刘方杰等 挤压油膜阻尼器的减振失效分析 哈尔滨工业大学学报, 1997, (4): 26- 29

(责任编辑 王震华)

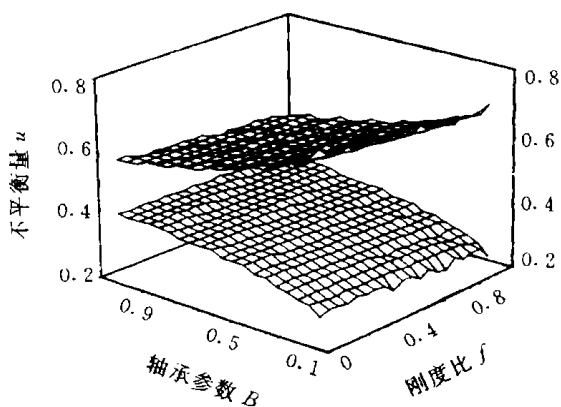


图 3 双稳态发生时 $U(B, f)$ 的值范围

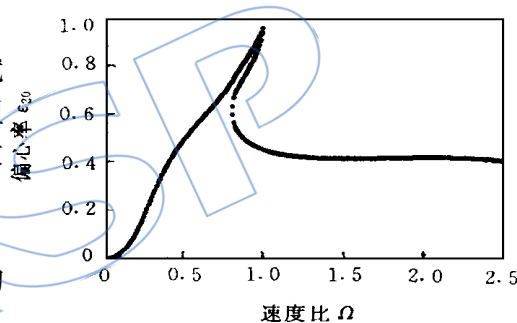


图 4 转子系统幅频特性

basis of an established original model. A weighing function and a series of correction factors are adopted. The value of the weighing function will be minimized when the correction factors are optimized so that the adaptive correction of the model and the part characteristics is accomplished. In order to validate the feasibility of this method, the test data of a given engine are used to revise its mathematical model and the part characteristics with the method.

Key Words Aeroengines Mathematics model Adaptive control Modelling

BISTABLE STATE OCCURRENCE OF SYMMETRIC SFD—FLEXIBLE ROTOR SYSTEM

Chen Zhaobo, Jiao Yinghou, Liu Zhansheng, Xia Songbo

(Harbin Institute of Technology, Harbin 150001)

Jiang Shuyun

(Tsinghua University, Beijing 100084)

ABSTRACT The bistable state occurrence has been investigated theoretically for squeeze film damper (SFD) supported flexible rotor system. The bistable state calculation method of the system is presented in detail. The bearing parameter B , stiffness ratio f and unbalance U are chosen to analyze the bistable state performance, and a domain of U (B , f) is obtained. The results show that the bistable state phenomenon can be avoided as long as the value of U beyond the above-mentioned domain. This makes it convenient to optimize the SFD design parameters.

Key Words Squeeze film damper Bistable state Rotor system

DIGITAL SIMULATION OF POST-STALL BEHAVIORS OF A COMPRESSION SYSTEM

Cheng Bangqin, Li Jun, Tao Zengyuan

(1st Dept. Air Force College of Engineering, Xi'an 710038)

ABSTRACT The post-stall behaviors, such as surge and rotating stall, of a three-stage compressor are simulated based on an one-dimensional unsteady model for the dynamic response of compression system. The variations of the annular average parameters, i.e. velocity, pressure, temperature and flow coefficient, can be obtained from the simulation. The stall types can be identified by these parameters vs. time. In addition, the effect of parameter "B", proposed by E. M. Greitzer, is analyzed.

Key Words Axial compressors Stall Digital simulation