

文章编号: 1000-8055(2000) 01-0071-04

油膜惯性力对双盘转子—SFD 系统突加不平衡和加速响应特性的影响

夏 南¹ 孟 光² 冯心海²

¹(惠普上海分析仪器公司, 上海 200433)

²(佛山大学, 广东 佛山 528000)

摘要: 本文分析了雷诺数和系统参数对于转子—挤压油膜阻尼器(SFD)系统突加不平衡响应和加速响应特性的影响。研究表明: 油膜惯性力对系统的动态特性有影响; 对于考虑油膜惯性力的系统, 系统参数的变化对突加不平衡响应也有影响; 对于加速通过双稳态响应区的突加不平衡响应, 突加不平衡发生在不同的转速比区, 响应走的路径也不相同; 考虑油膜惯性力的系统具有较好的加速、减速特性。

关 键 词: 油膜; 惯性力; 挤压油膜阻尼器

中图分类号: V 231.9

文献标识码: A

1 前 言

工程实际中使用的柔性转子—SFD 系统在运转过程中会因为叶片的丢失或其他工况的变化而产生突加不平衡力, 而系统抵抗突加不平衡的能力是衡量该系统抵抗外载突变能力的一个重要指标。随着现代转子系统转速的提高, 低粘度润滑油及较大油膜间隙的采用使得油膜惯性力的影响越来越大。Ramli et al^[1]和 Reinhardt et al^[2]的研究表明经典的润滑理论在大雷诺数下是不适用的。San Andres^[3]和 El-Shafei^[4]也分别利用平均动量法和能量法得到 SFD 中的惯性力系数。J. Zhang^[5]比较了两种方法并深入分析了这些力系数的本质。

本文以工程实际中常使用的双盘悬臂柔性转子—同心型 SFD 系统为动力模型, 对考虑油膜惯

性力的影响时, 该系统的的突加不平衡特性及加速特性进行理论和数值分析。

2 理论分析

对于图 1(a)所示的双盘悬臂柔性转子—SFD 系统, 采用图 1(b)所示的坐标可获得用复数变量表示的无量纲运动方程。

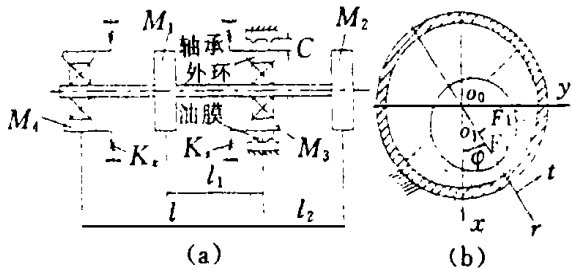


图 1 双盘悬臂柔性转子—同心型 SFD 系统简图

定常转速($\tau = \omega$) 方程:

$$Z_1'' + \frac{2\zeta_1'}{\Omega} Z_1' + \frac{Z_1 + K_{12}Z_2 + [(L_1 - 1) - (1 + L_2)K_{12}]Z_3 + (-L_1 + L_2K_{12})Z_4}{\Omega^2} = U_1 e^{i\tau} \quad (1)$$

$$Z_2'' + \frac{2\zeta_{21}'}{\alpha\Omega} Z_1' + \frac{K_{12}Z_1 + K_2Z_2 + [(L_1 - 1)K_{12} - (1 + L_2)K_2]Z_3 + (-L_1K_{21} + L_2K_2)Z_4}{\alpha^2\Omega^2} = U_2 e^{i\tau} \quad (2)$$

收稿日期: 1998- 12- 21; 修订日期: 1999- 03- 20

作者简介: 夏南(1972-), 女, 惠普上海分析仪器公司博士后

$$Z_3'' + \{[(L_1 - 1) - (1 + L_2)K_2]Z_1 + [(L_1 - 1)K_{12} - (1 + L_2)K_2]Z_2 + [(L_1 - 1)^2 + 2K_{12}(1 + L_2)(1 - L_1) + (1 + L_2)^2K_2 + K_s]Z_3 + [L_1(1 - L_1) + (2L_1L_2 + L_1 - L_2) \cdot K_{12} - (1 + L_2)L_2K_4Z_4]/\alpha_3\Omega^2 = -2B(f_r + if_i)e^{i\varphi_0}/\Omega \quad (3)$$

$$Z_4'' + \{(-L_1 + L_2K_{21})Z_1 + (-L_1K_{12} + L_2K_2)Z_2 + [L_1(1 - L_1) + (2L_1L_2 + L_1 - L_2) \cdot K_{12} - (1 + L_2)L_2K_2]Z_3 + (K_s + L_1^2 - 2L_1L_2K_{12} + L_2^2K_2)Z_4\}/\alpha_4\Omega^2 = 0 \quad (4)$$

定常加速度($\tau = \omega t$)方程:

$$Z_1'' + 2\zeta_1 Z_1' + \{Z_1 + K_{12}Z_2 + [(L_1 - 1) - (1 + L_2)K_{12}]Z_3 + (-L_1 + L_2K_{12})Z_4\} = (U_1\dot{\varphi} - iU_1\lambda)e^{i\varphi_0} \quad (5)$$

$$Z_2'' + 2\zeta_2 Z_2'/\alpha_2 + \{K_{21}Z_1 + K_2Z_2 + [(L_1 - 1)K_{12} - (1 + L_2)K_2]Z_3 + (-L_1K_{21} + L_2K_2)Z_4\}/\alpha_2^2 = (U_2\dot{\varphi} - iU_2\lambda)e^{i\tau} \quad (6)$$

式中: B 为轴承参数, c 为挤压油膜阻尼器的径向间隙, c_{12} 为外阻尼比, K_s 和 K_z 为定心弹簧和弹支处的相对刚度, K_2 和 K_{12} 为相对刚度, L_1 和 L_2 为相对长度, ϵ_i 为 i 处质量块无量纲位移幅值, Re_s 为雷诺数, U_1 和 U_2 为不平衡参数, Z 为复变量($X + iY$), α_2 , α_3 和 α_4 为 i 处质量与盘 1 的质量比, ω 刚支转子临界转速, ω 为转速, φ 为动坐标系与静坐标系间的夹角, ζ 为外阻尼比, Ω 为转速比($\Omega = \omega/\omega$)。下标: 1 和 2 为转子 1 和 2 的参数, 3 为轴承参数, 4 为弹支参数。

挤压油膜轴承处及弹支处的运动微分方程 (7) 和 (8) 与方程 (3) 和 (4) 相似, 此处省略。上式中 $\lambda = \dot{\varphi}$, $\dot{\varphi} = \lambda\tau + \Omega$, $\varphi = \lambda\tau^2/2 + \Omega\tau + \varphi_0$, Ω 为初始角速度, φ_0 为初始相角(设 Z_1 和 Z_2 的初始角相同), f_r 和 f_i 为无量纲油膜力。根据参考文献 [6, 7], 在短轴承、 π 油膜的假设下, 考虑油膜惯性力作用时的无量纲油膜力为:

$$f_x + if_y = -(f_r + if_i)e^{i\varphi_0} \quad (7)$$

$$f_r = C_{rr}\epsilon_3' + C_{rr}\epsilon_3\Psi_3' + Re_s\Omega M_{rral}\epsilon_3'' + M_{rron}\epsilon_3'/\epsilon_3 + M_{rran}\epsilon_3'' + M_{rror}2\epsilon_3\Psi_3' - M_{rron}\epsilon_3\Psi_3^2)$$

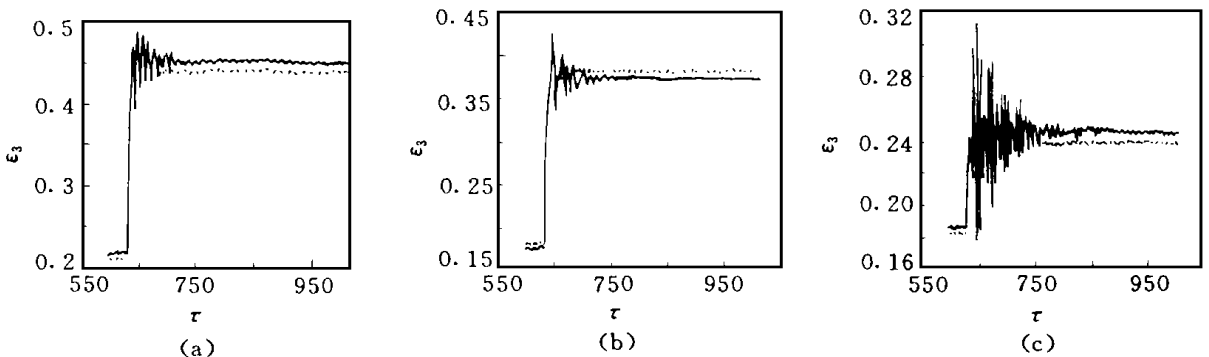


图 2 系统的突加不平衡响应特性[(a) $\Omega = 0.6, L_1 = 0.5, L_2 = 0.2, \alpha_3 = \alpha_4 = 0.1, K_s = K_z = 0.1$; (b) $\Omega = 1.5$

$L_1 = 0.5, L_2 = 0.2, \alpha_3 = \alpha_4 = 0.3, K_s = K_z = 0.1$; (c) $\Omega = 1.5, L_1 = 0.5, L_2 = 0.4, \alpha_3 = \alpha_4 = 0.1, K_s = K_z = 0.001$]

的瞬态振幅较小, 瞬态过程持续的时间也较短, 考虑油膜惯性力和不考虑油膜惯性力时, 瞬态过程中轴径的振动频率基本上保持不变。当 B 变小时,

$$f_i = C_{ri}\epsilon_3' + C_{ri}\epsilon_3\Psi_3' + Re_s\Omega M_{rial}\epsilon_3'' + M_{rion}\epsilon_3'/\epsilon_3 + M_{rian}\epsilon_3'' + M_{rior}2\epsilon_3\Psi_3' - M_{rion}\epsilon_3\Psi_3^2)$$

在进行突加不平衡响应计算时, 由于不平衡变化是连续的, 因而采用在非线性泛函分析中使用的无穷次可微函数来表示突加不平衡量 u_{30} 。

3 定常转速下突加不平衡响应

对于运动微分方程 (1) ~ (4) 利用龙格-库塔法进行数值积分, 可以得到定常转速下系统的突加不平衡响应。

衡量转子-SFD 系统承受突加不平衡的能力要用到两个基本定义: 突加不平衡的瞬态过程(突加不平衡开始到新的稳态之前这一段过程), 瞬态振幅(瞬态过程中振幅的最大值)。

在计算时, 我们分别改变雷诺数 Re_s , 轴承参数 B , 质量比参数 α_3 和 α_4 , 刚度比参数 K_s 和 K_z 进行比较分析获得图 2(图中阻尼比恒为 0.005, $U_1 = U_2 = 0.2, U_3 = 0.3, B = 0.1$)。从该图中我们可以看出: 当 Re_s 较大时, 轴径突加不平衡后产生

时, 瞬态过程中的瞬态振幅较大, 而考虑油膜惯性力时瞬态振幅有所减小, 对应于相同的突加不平衡量, 考虑油膜惯性力的系统在遭受突加不平衡

作用时能较快地到达稳态,而不考虑油膜惯性力的系统的情况正好相反。当重量比参数变大时也有相同的趋势,即重力参数的增大瞬态过程变短,瞬态振幅减小,见图 2(b)。当刚度系数减小时, Re_s 的变化对轴径突加不平衡响应的影 响不是很明显,见图 2(c)。本文主要研究不同参数下系统的动态响应,如果要对两个盘的振动状况进行比较则应考虑到原线性系统的固有振型。外阻尼比 ζ 对于抑制突加不平衡始终有较好的效果。在该模型中由于只在中间支点采用了 SFD,而且是双盘模型,因此在相同的系统参数下,该模型的抗突加不平衡的能力比 Jeffcott 转子两端有 SFD 支承的系统^[7]抵御突加不平衡的能力要差一些,但我们可以看到,雷诺数对于提高转子抵御突加不平衡的能力有一定的作用,当然由于本文中采用的模型较为复杂,当雷诺数进一步提高时,系统的抵抗突加不平衡能力的提高也不总是非常明显的,必须结合具体的系统参数才能发现雷诺数的变化与抗突加不平衡能力的变化。

从计算中可以看到无论是否考虑油膜惯性力的影响,都存在下面的情况:无论突加不平衡有多大,只要突加不平衡后的不平衡量是一样的,系统到达新的稳态时的振幅就是一样的。突加不平衡越大,瞬态过程越长,瞬态振幅越大。

4 以一定加速度通过双稳态响应区的响应与突加不平衡响应特性

分别取 Re_s 为 0 和 10 计算了当转速比从 0.2 到 4.5 的升速过程和从 4.5 到 0.2 的减速过程中系统的匀加速响应特性和突加不平衡加在不同的转速区的频响曲线轨迹。

图 3(a) 和(b) 是不同 Re_s 值对应的系统匀加速频响曲线图(图 3 中: $\zeta=0.005, L_1=0.5, L_2=0.4, a_3=a_4=0.1, K_s=K_z=0.1, U_1=U_2=0.1, B=0.02$)。从图中可以看出,不考虑油膜惯性力的影响时,转子匀加速通过峰—峰转速区时产生较大的振幅波动,尤其在高速转速比区,响应波动的范围较大。当考虑油膜惯性力作用时,转子匀加速通过高阶峰—峰转速区的响应幅值和响应波动范围明显减小,在第四阶峰—峰转速附近的振荡彻底消失,其峰值也减小了许多。当不考虑油膜惯性力影响时,匀减速通过第四阶峰—峰转速区时,响应产生了剧烈振荡。当考虑惯性力影响时,匀减速频响曲线较为光滑,尤其是在第四阶峰—峰转速附

近,振荡消失,第三阶峰—峰处的响应减小,但其他低阶峰—峰处的响应振幅变化不大,此时的频响图与图 3(a) 和(b) 类似。由此可以看出,油膜惯性力作用使匀加、减速频响图高阶峰—峰处的振荡振幅和区间得到抑制,从公式(9)中可以看出,随转速的增加油膜惯性力也增大,因而油膜惯性力对高速转子—SFD 系统的动态特性影响较大。比较匀加速和匀减速时系统的频响曲线可以看出,匀加速时第二和第三阶峰—峰处的响应幅值比匀减速时第二阶和第三阶峰—峰处的响应幅值要大得多,这表明在第二阶和第三阶峰—峰转速处出现了呈现硬刚度特性的双稳态现象。

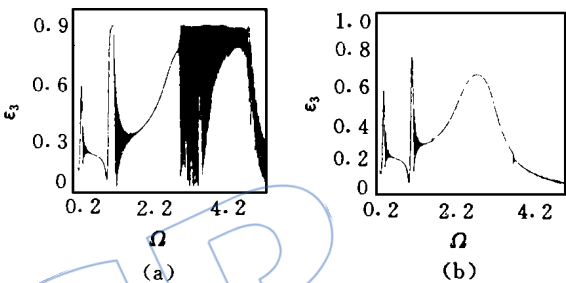


图 3 系统的加速、减速响应曲线
(a) $Re_s=0, \lambda=0.001$; (b) $Re_s=10, \lambda=0.001$

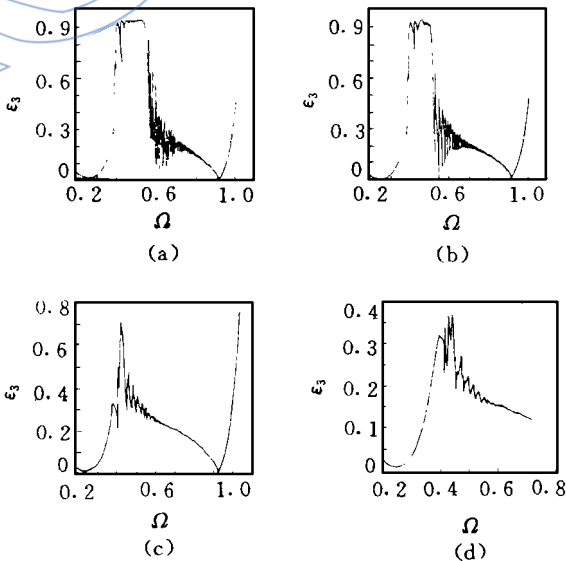


图 4 系统突加不平衡频响图(a) $Re_s=10$;
(b) $Re_s=0$; (c) $Re_s=0$; (d) $Re_s=10$

转子—SFD 系统特有的双稳态现象也表现在,当匀加速系统的突加不平衡施加在不同的转速比区间内频响曲线的响应沿不同的路径。当突加不平衡发生在双稳态响应区之前,响应沿大解的路径;当突加不平衡发生在双稳态响应区之中,响应沿小解的路径,见图 4(a) 和(c) (图 4 中: $\zeta=$

0.001, $L_1 = 0.005$, $L_2 = 0.2$, $a_3 = a_4 = 0.1$, $K_s = K_z = 0.1$, $U_1 = U_2 = 0.1$, $U_3 = 0.1$, $B = 0.02$ 。当响应沿大解的路径时,产生较大的大响应振幅区和振荡区。当计及油膜惯性力作用的时候,响应仍然沿大解的路径,但大响应振幅区变小,同时振荡区的振动频率也略有减小。当响应沿小解的路径时,随着 Re_s 的增大,突加不平衡的振荡振幅逐渐减小,到达新稳定态的时间也减小,见图4(b)和(d)。因而当考虑油膜惯性力作用时,无论突加不平衡发生在双稳态之前还是之中,大响应幅值的区间减小或响应振幅减小。综上所述,油膜惯性力的作用对匀加速过程中的突加不平衡响应有抑制作用。

5 结 论

通过对系统突加不平衡响应和加速响应特性进行计算分析,可发现:(1)考虑油膜惯性力的时候,针对定常转速下的突加不平衡响应,轴承参数 B , 刚度比 K_s 和 K_z , 质量比 α_s 和 α_z , 外阻尼比 ζ 的变化对于突加不平衡的影响还取决于系统长度参数的取值和突加不平衡施加的具体位置。一般来说,突加不平衡瞬态过程就越短,瞬态振幅就越小。突加不平衡量越大,瞬态过程越长,瞬态振幅就越大,但只要最终不平衡量相同,到达稳态时的振幅都是相同的。(2)油膜惯性力的增大对系统高阶峰—峰响应有明显的抑制作用,对低阶峰—峰响应的抑制作用不明显。(3)考虑油膜惯性力作用时,当转子加速通过双稳态区时,突加不平衡发生在双稳态产生前,响应沿大解的路径;当突加不平

衡发生在双稳态产生区间时,响应沿小解的路径。油膜惯性力使峰—峰振荡区减小或峰—峰值降低。(4)油膜惯性力对于转子—SFD 系统的突加不平衡和加速响应特性有较大的影响,因此在雷诺数较大的情况下,对转子—SFD 系统的分析应该考虑油膜惯性力的作用。

参 考 文 献

- 1 Ramli M D, Ellis J, Roberts J B. On the Computation of Inertial Coefficients for Squeeze Film Dampers[C]. Proc. I. Mech. E. 1987, 201(C2): 125– 131
- 2 Reinhardt E, Lund J W. The Influence of Fluid Inertia and Turbulence on the Force Coefficient for Coefficient for Squeeze Film Damper[J]. J. of Lubrication Technology, Trans. of ASME, 1975, 97(2): 159– 167
- 3 San Andrews L A, Vance J M. Effects of Fluid Inertia on Squeeze Film Damper Forces for Small- Amplitude Circular - Centers Motions[J]. Trans. ASLE, 1987: 63– 68
- 4 Ei- Shafei A, Crandall S H. Fluid Inertia Forces in Squeeze Film Dampers[J]. ASME Rotating Machinery and Vehicle Dynamics, 1991, 35: 219– 228
- 5 Zhao J, Ellis J, Roberts J B. Observations on the Nonlinear Fluid Forces in Short Cylindrical Squeeze Film Damper[J]. ASME Trans., J. of Tribology, 1993, 115: 692– 698
- 6 San Andres L A, et al. Effect of Fluid Inertia on the Performance of Squeeze Film Damper Supported Rotors[J]. ASME J. of Eng. for Gas Turbine and Power, 1994, 110(1): 5– 1
- 7 郭银朝等. 考虑油膜惯性力时 Jeffcott 转子—挤压油膜阻尼器系统的突加不平衡响应特性[J]. 机械强度, 1997, 19(3): 1– 5
- 8 夏南等. 油膜惯性力对转子—挤压油膜阻尼器系统非线性响应特性的影响[J]. 机械科学与技术, 1999, 18(2): 235– 237

(责任编辑 王震华)

Influence of Fluid Inertia Force on Sudden Unbalance and Accelerating Responses of Rotor Supported on Centralized SFD

Xia Nan¹, Meng Guang², Feng Xinghai²

¹(Mechanical Department of Shanghaijiaotong University, Shanghai 200030, China)

²(Siyan Mechatronics Institute, Foshan University, Foshan 528000, China)

Abstract: The sudden unbalance and accelerating processes under the action of fluid inertia force have been investigated for an over-hung flexible rotor with two disks supported on centralized squeeze film damper. The effects of Reynolds number, and system parameters on sudden unbalance and accelerating responses are studied. It is found that the system parameters have large influence on the sudden unbalance transient process and transient time, while the fluid inertia force is considered. The response route of large solution or small solution depends on the starting rotating speed of the sudden unbalance. The system with fluid inertia force will have better accelerating and decelerating dynamic characteristics.

Key words: oil film; inertia force; squeeze film damper