

文章编号: 1000-8055(2002) 05-0597-08

有挤压油膜阻尼器支承 的转子系统碰摩响应研究

张 韬, 孟 光

(上海交通大学 振动、冲击、噪声国家重点实验室, 上海 200030)

摘要: 本文研究了有挤压油膜阻尼器支承的转子系统碰摩响应的非线性特性。研究发现: 随着转速比增大, 系统响应的最大振动幅度最终会增大。最大振动幅度在随转速的变化中呈现各种变化, 或者增大, 或则不变, 或则减小。系统的周期解分叉与系统响应的最大振动幅度有明显的关系。在周期解分叉点上系统的最大振动幅度都发生明显的变化。挤压油膜阻尼器对系统有明显的减振效果, 油膜参数大到一定值以后, 挤压油膜阻尼器参数变化对系统的减振效果不在有明显的变化。碰摩摩擦系数对系统的减振同样有很好的效果, 较大的摩擦系数能够使系统更平稳地工作。在某些情况下, 较小的摩擦系数同样可以起到很好的减振效果。不平衡参数对系统碰摩幅度的影响非常大, 越大的不平衡参数使系统响应的最大振动幅度更大。系统保持周期解状态能够使系统的最大振动幅度得到减小。

关键词: 转子; 碰摩; 挤压油膜阻尼器; 周期解分叉

中图分类号: V 231. 96; O322

文献标识码: A

Research on the Response of a Rub-Rotor System Supported on Squeeze Film Dampers

ZHANG Tao, MENG Guang

(Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200030, China)

Abstract: The nonlinear character of a rub-rotor system with SFD is analyzed in this paper. It was found that with an increase in the rotating speed, the amplitude of the system response increases in the end. In such a process, the max amplitude of the system response several kinds of changes. Sometimes it increases, sometimes it decreases, and sometimes it keeps constant. It also was found that there is close relationship between the period solution bifurcation and the max amplitude of the system. At the bifurcation point, the max amplitude of the system varies intensely. SFD has an obvious absorber effect of the system. But when the parameter of SFD exceeds a certain value, the variation of this parameter hasn't any obvious infection on the absorber effect of the system. And the friction coefficient of the rub has a good effect on the absorber effect of the system too. A large friction coefficient can make the system to work more steadily. But sometimes, a smaller friction coefficient can play a positive role for the absorber to. An imbalance coefficient influences the max amplitude of the system greatly. The higher the coefficient is, the larger the max amplitude of the system. It also was found that keeping the system under period solution

收稿日期: 2001- 10- 26; 修订日期: 2002- 02- 20

基金项目: 国家预研资助项目(24. 2. 28)

作者简介: 张韬(1971-), 男, 黑龙江哈尔滨人, 上海交通大学振动、冲击、噪声国家重点实验室博士后, 主要从事非线性振动及转子动力学研究。

state can make the max amplitude decreasing.

Key words: rotor; rub-impact; SFD; period solution bifurcation

1 引言

转子系统的故障常常带来严重的事故。因此,转子的非线性故障特征是转子动力学是目前的一个研究重点。转子系统碰摩故障是一种经常出现的具有强非线性特征的转子系统故障。如何克服和抑制转子系统碰摩故障是目前的一个热点。

文献[1]研究了有油膜支承的 Jeffcott 转子系统碰摩现象,详细分析了系统产生的非线性特性与各种参数的关系。文献[2]引入经典碰撞理论建立了新的碰摩模型。分析了静子与转子质量比对系统响应的影响,同时,按照航空发动机转子特性认为静子与转子质量比相差不大是较符号实际情况的。文献[3]同样针对有油膜支承的 Jeffcott 转子系统的转静件碰摩故障进行了研究,建立了更符合实际的碰摩模型,碰摩刚度与转子和静子之间的距离成指数关系。计算得到的结果与实际很符合(转子在静子的范围内运动),同时由于文中参数没有给出,对指数系数的取值有一定的偶然性。文献[4]对系统单盘转子系统进行了实验与理论上的分析,详细分析了转子系统参数对系统响应的影响,提出了一种新的碰摩模型,与实验结果相对照,比较符合实际情况。文献[5]研究了单边有挤压油膜阻尼器支承的转子系统跨临界转速时的瞬态响应,发现在低于一定的角加速度的情况下,转子系统无法通过临界转速。

本文针对有挤压油膜阻尼器支承的单盘转子系统进行了研究。研究发现,系统碰摩响应的最大振动幅度曲线与系统非线性特性有一定的关系。在最大振动幅度曲线成水平的情况下系统可能存在两种情况:

- (1) 非周期解区间(包括周期三解区间)。
- (2) 周期解发生变化区。

最后,本文研究了碰摩摩擦系数、挤压油膜阻尼器和不平衡参数对系统响应的非线性特性的影响。本文的发现对系统进行故障诊断提供了新的方法和思路,在实际工程中有一定的意义。

2 系统模型

系统模型如图 1 所示。根据图 1 建立系统运动方程如下:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k(x_1 - x_2) + k_d x_1 &= f_{1x} + m_1 g \\ m_1 \ddot{y}_1 + c_1 \dot{y}_1 + k(y_1 - y_2) + k_d y_1 &= f_{1y} \\ m_2 \ddot{x}_2 + k(x_2 - x_1) &= m_2 e \omega^2 \cos \omega t + m_2 g + h_x \\ m_2 \ddot{y}_2 + k(y_2 - y_1) &= m_2 e \omega^2 \sin \omega t + h_y^* \end{aligned}$$

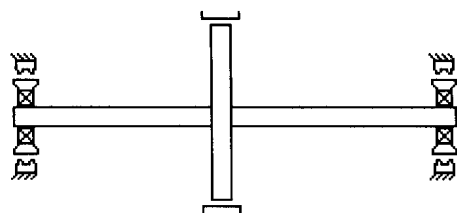


图 1 系统模型及坐标图

Fig. 1 Sketch map of the rotor system

其中, m_1, m_2 分别为支承与圆盘的当量质量; k, k_d 分别为弯曲刚度和挤压油膜阻尼器的定心弹簧刚度; f_x, f_y 分别为支承挤压油膜阻尼器在 x, y 方向的挤压油膜力; h_x, h_y 为碰摩力在 x, y 方向上的作用力; e, ω 为质量偏心和转子转速; c_1 为阻尼系数。将系统无量纲化:

$$\begin{aligned} \tau = \omega t, \quad \omega_0 &= \frac{k}{m_2}, \quad \Omega = \frac{\omega}{\omega_0} \\ X_i &= \frac{x_i}{c}, \quad Y_i = \frac{y_i}{c} \\ i = 1, 2 \quad U &= \frac{e}{c}, \quad K_d = \frac{k_d}{k} \\ \alpha &= \frac{m_1}{m_2}, \quad \alpha_1 = \frac{d}{d\omega} \end{aligned}$$

式中, c 为挤压油膜阻尼器间隙; F_x, F_y, H_x, H_y 为无量纲的挤压油膜力和无量纲碰摩力。得到如下无量纲方程:

$$\begin{aligned} X_1'' + \frac{2\alpha X_1'}{\Omega} + \frac{X_1 - X_2}{2\alpha\Omega^2} + \frac{K_d X_1}{2\alpha\Omega^2} &= F_x + \frac{W}{\Omega^2} \\ Y_1'' + \frac{2\alpha Y_1'}{\Omega} + \frac{Y_1 - Y_2}{2\alpha\Omega^2} + \frac{K_d Y_1}{2\alpha\Omega^2} &= F_y \\ X_2'' + \frac{X_2 - X_1}{\Omega^2} &= \\ U \cos(\tau + \varphi) + \frac{W}{\Omega^2} + H_x \\ Y_2'' + \frac{Y_2 - Y_1}{\Omega^2} &= U \sin(\tau + \varphi) + H_y \end{aligned}$$

在短轴承, π 油膜假定的条件下, 有如下无量纲油膜力公式^[6]:

$$F_x = [F_r \cos(\varphi) - F_t \sin(\varphi)]$$

$$F_y = [F_r \sin(\varphi) + F_t \cos(\varphi)]$$

而油膜力的径向和切向分量为:

$$F_r = \frac{2B}{\Omega}(\epsilon_1 I_2 + \epsilon_1 \varphi I_1)$$

$$F_t = - \frac{2B}{\Omega}(\epsilon_1 I_1 + \epsilon_1 \varphi I_3)$$

其中:

$$B = \frac{\mu R_s L^3}{m^2 \omega c^3}$$

式中: B 为挤压油膜阻力参数, μ 润滑油的绝对粘度, R_s 为轴承半径, L 为挤压油膜阻尼器单承载区长度。

$$I_1 = \int_1^2 \frac{\sin \theta \cos \theta}{(1 + \epsilon_1 \cos \theta)^3} d\theta$$

$$I_2 = \int_1^2 \frac{\cos^2 \theta}{(1 + \epsilon_1 \cos \theta)^3} d\theta$$

$$I_3 = \int_1^2 \frac{\sin^2 \theta}{(1 + \epsilon_1 \cos \theta)^3} d\theta$$

$$\theta_1 = \operatorname{srtg} \frac{-\epsilon_1'}{\epsilon_1 \varphi'}, \quad \epsilon_1 = \sqrt{X_1^2 + Y_1^2}$$

$$\varphi = \arctg \left[\frac{Y_1}{X_1} \right], \quad \theta_2 = \theta_1 + \pi$$

无量纲碰摩力的表示如下:

$$\begin{Bmatrix} H_x \\ H_y \end{Bmatrix} = H(\epsilon - \delta) \begin{Bmatrix} -K_f \frac{\epsilon - \delta}{\epsilon \Omega^2} \end{Bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} 1 & -\eta \\ \eta & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_2 \\ Y_2 \end{Bmatrix} - \frac{C_f \epsilon'}{\epsilon \Omega} \begin{bmatrix} 1 & -\eta \\ \eta & 1 \end{bmatrix} \cdot$$

$$\left\{ \begin{Bmatrix} X_2 \\ Y_2 \end{Bmatrix} + \frac{B_f \eta}{\Omega} \begin{Bmatrix} X_2 \\ Y_2 \end{Bmatrix} \right\}$$

其中:

$$\epsilon = \sqrt{X_2^2 + Y_2^2}$$

I 为单位矩阵。

$$\gamma = \frac{R_0}{\epsilon} - \frac{X_2'}{\epsilon} \cos u + \frac{Y_2'}{\epsilon} \sin u$$

$$B_f = \frac{2\zeta B_1}{c_1}, \quad K_f = \frac{k_f}{k}, \quad C_f = 2\zeta_{c_1}^{cf}$$

$$\delta = \frac{\delta_0}{c}, \quad R_0 = \frac{R_d}{c}, \quad u = \arctg \frac{Y_2}{X_2}$$

其中: k_f 为碰摩刚度; δ_0 为静子与转子间隙; η 为碰摩摩擦系数; B_1 为滑动摩擦系数; c_a, c_f 分别为阻尼系数, R_d 为圆盘半径。

3 仿真计算与特性

本文采用四阶 Runge-Kutta 方法进行仿真计算。计算步长为 $2\pi/2400$ 。为了消除自由振动的影响, 使系统得到稳态解, 至少略去前 500 个周期。Poincare 图取后面的 100 个周期。轨迹图取后 10~20 个周期。计算中不变的参数值如下:

$$B_f = 0.00032, \quad R_0 = 100$$

$$C_f = 0.11 \times 10^{-3}$$

$$\zeta = 0.4, \quad \alpha = 0.1$$

在所有的波形图中, 横坐标表示积分的次數, 其与无量纲时间的关系为:

$$\tau = i \times \Delta\tau, \quad \Delta\tau = \frac{2\pi}{2400}$$

非线性系统由于具有多周期性, 系统振动幅度是随时间变化的, 故给出如下定义: 系统响应的最大振动幅度为在稳态状态下时间历程内的圆盘偏离平衡位置的最大距离:

$$R \Rightarrow \max_{\substack{\infty > t > t_0}} \sqrt{X_2^2 + Y_2^2}$$

式中: t_0 为稳定状态的初始时刻。

3.1 碰摩响应的最大振动幅度与系统非线性特性的关系

图 2(a) 和 (b) 给出了系统响应的最大振动幅度随转速比变化(保持振动幅度为非递减序列)的关系图和系统响应随转速比变化的分叉图。从图中可以看出系统响应的最大振动幅度呈现一定的规律。分析图 2 发现水平线总是处于两个不同周期解的交界线上。如水平线转速区间: 0.9~1.37, 1.46~1.9。如系统响应周期分叉图: 周期 2: 0.82~1.27, 周期 3: 1.27~1.46, 周期 1: 1.46~1.9。

图 2(c) 和 (d) 给出了系统响应的最大振动幅度随转速比变化(保持振动幅度为非递减序列)的关系图和系统响应随转速比变化的分叉图。水平线转速区间: 0.67~1.11, 1.19~1.76。系统响应周期分叉图: 非周期区: 0.68~1; 周期 2 区: 1.0~1.19; 非周期区: 1.19~1.44; 周期 3 区: 1.45~1.61; 非周期区: 1.62~2.79。在振动幅度成水平线区间内, 连续出现非周期区和周期 2 区间。

研究发现系统响应的最大振动幅度曲线与系统非线性特性有一定的关系。在最大振动幅度曲线成水平的情况下系统可能存在两种情况:

- (1) 非周期解区间(包括周期三解区间);
- (2) 周期解发生变化区。具体原因将进一步研究。

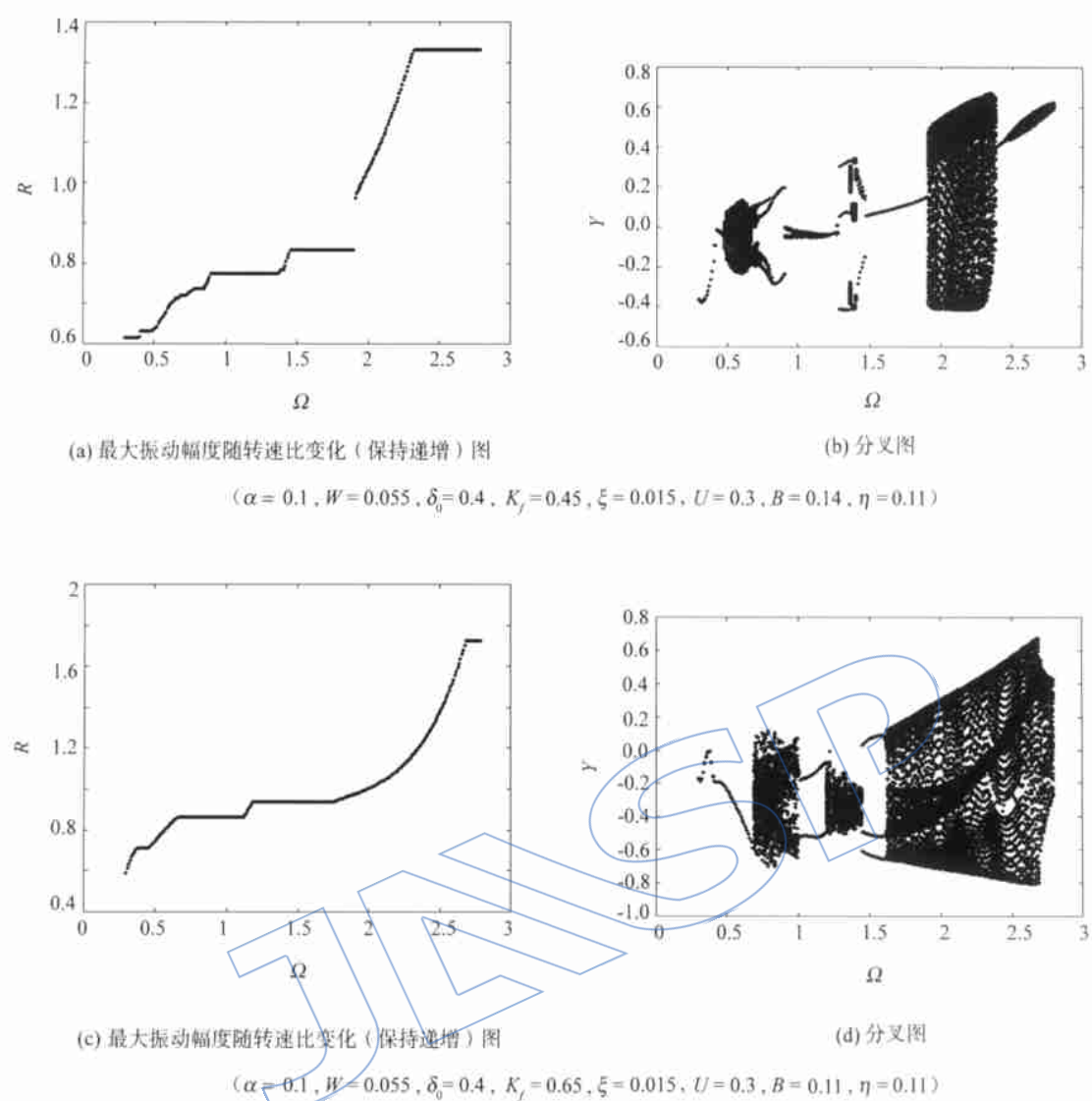


图 2 系统响应随转速比变化

($\alpha=0.1, W=0.055, \delta_0=0.4, \xi=0.015, U=0.3, \eta=0.11$)

Fig. 2 Variation of system response with rotating speed

3. 2 碰摩摩擦系数对系统非线性特性的影响

从图 3 中可以看出, 系统响应随碰摩摩擦系数的变化特性是随着碰摩摩擦系数变大, 系统响应的最大振动幅度的强度明显减弱。减弱方式不是直线递减的, 而是具有各种形式。图 3(a) 和(b) 给出了在低转速比情况下系统响应的最大振动幅度随碰摩摩擦系数变化图和系统响应的分叉图。在低转速比下, 系统发生碰摩, 但系统响应依然保持周期一解。最大振动幅度曲线在 $\eta < 0.218$ 情况下为连续递减的。在 $\eta > 0.218$ 的情况下为连续递增的。图 3(c) 和(d) 给出了在超临界转速比情况下系统响应的最大振动幅度随碰摩摩擦系数变化图和系统响应的分叉图。系统响应的分叉图上看,

系统由周期四解逆倍周期分叉进入周期二解。系统响应在较低的摩擦系数($\eta < 0.05$) 下出现连续大幅度跳跃。跨过该摩擦系数, 系统保持稳定的振动最大幅度。与分叉图相对应, 在 $\eta = 0.05$ 的情况下, 系统发生了周期解分叉。图 3(e) 和(f) 给出了在高转速比情况下系统响应的最大碰摩幅度随碰摩摩擦系数变化图和系统响应的分叉图。从分叉图上可以看出, 系统响应包含了大量的非周期解区, 其间包含了一个短暂的周期三解区。由图 3(c) 和(d) 看出, 系统响应在较低系数下出现了一个大幅度的跳跃现象。

将图 3(e) 和(f) 两图相对照, 发现在周期解区系统响应的最大振动幅度明显减小, 跨过该区间,

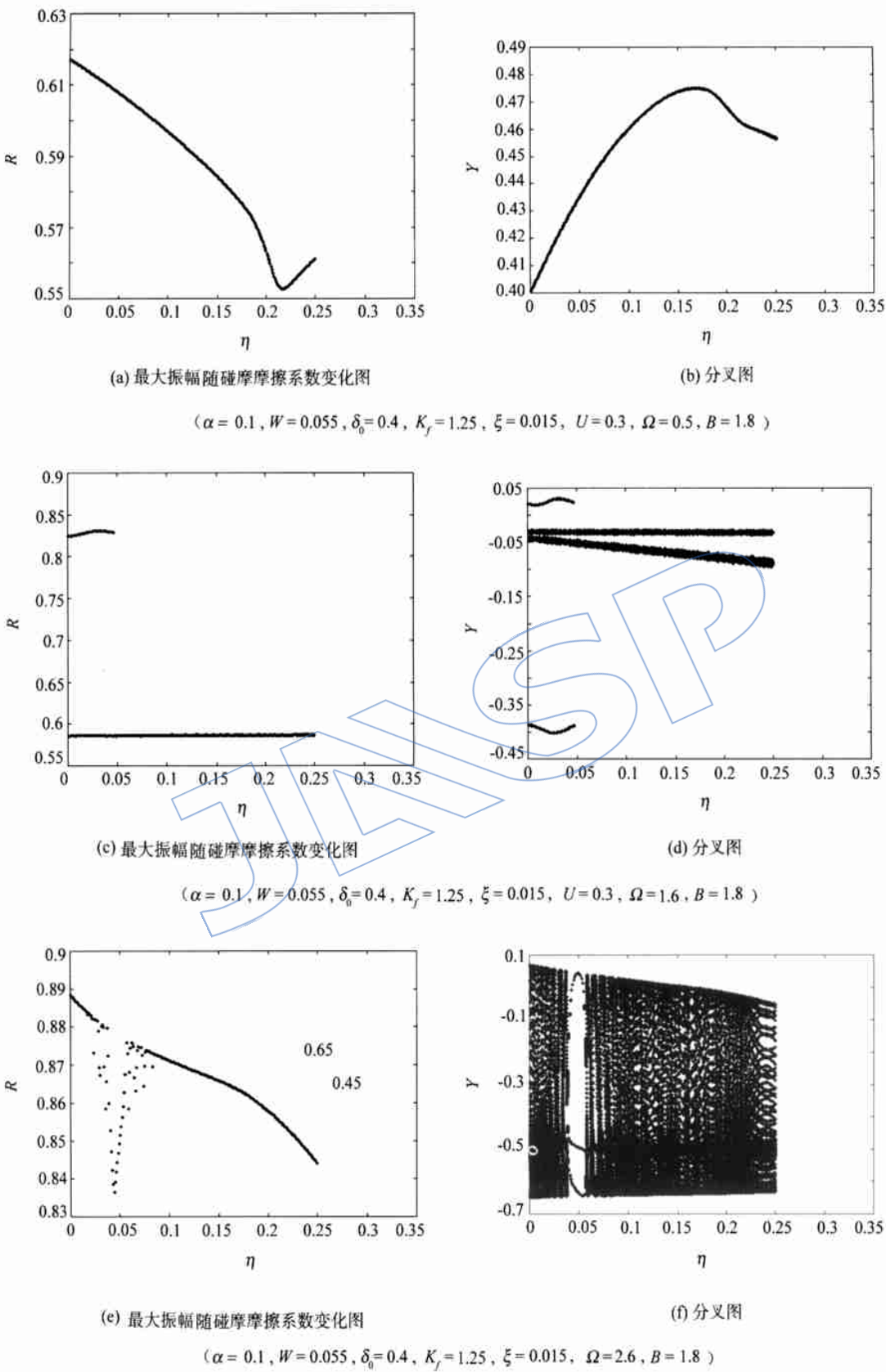
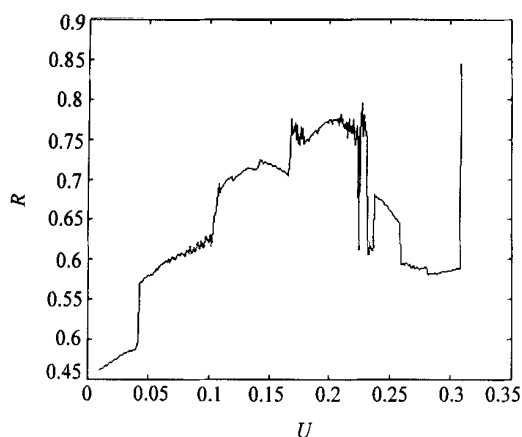
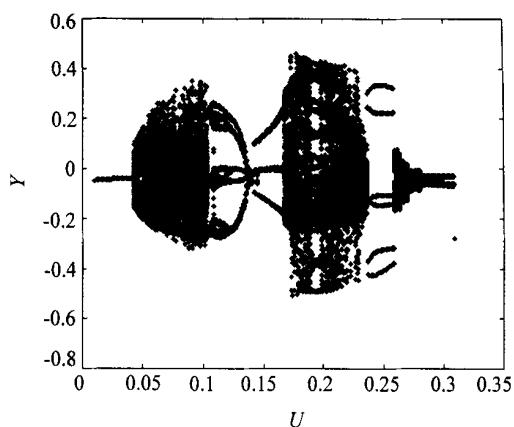


图 3 系统响应随摩擦系数变化
($\alpha= 0.1, W= 0.055, \delta_0= 0.4, K_f= 1.25, \xi= 0.015, U= 0.3, B= 0.18$)
Fig.3 Variation of system response with frication coefficients

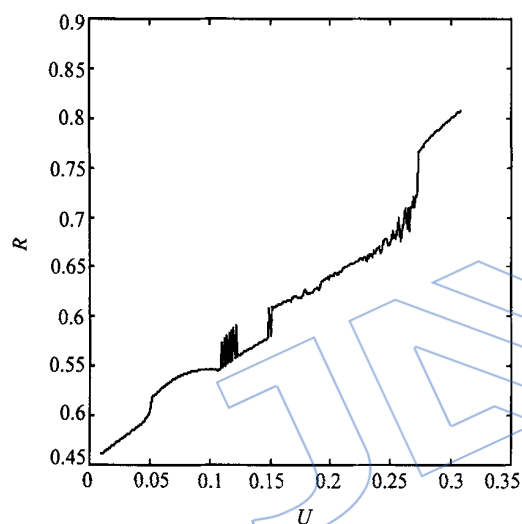


(a) 最大振幅随不平衡参数变化图

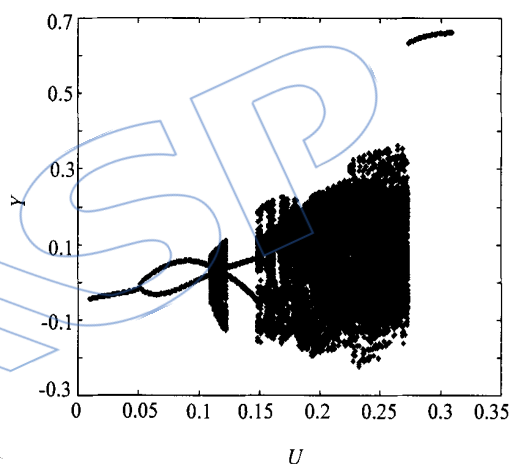


(b) 分叉图

$$(\alpha = 0.1, W = 0.055, \delta_0 = 0.4, K_f = 1.25, \xi = 0.015, \Omega = 0.5, B = 0.18)$$



(c) 最大振幅随不平衡参数变化图



(d) 分叉图

$$(\alpha = 0.1, W = 0.055, \delta_0 = 0.4, K_f = 0.45, \xi = 0.015, \Omega = 1.8091, B = 0.18)$$

图 4 系统响应随不平衡参数变化

$$(\alpha = 0.1, W = 0.055, \delta_0 = 0.4, \xi = 0.015, B = 0.18)$$

Fig.4 Variation of system response with imbalance coefficients

系统响应的最大振动幅度变大。从总的趋势上看系统碰摩幅度随摩擦系数的变大而减小。

从以上分析可以发现: (1) 系统的碰摩幅度与系统周期解分叉有直接的联系; (2) 系统响应的最大振动幅度随摩擦系数的变大而减小。

3.3 不平衡参数对系统非线性特性的影响

图 4 给出了系统响应的最大振动幅度随不平衡参数变化时的变化和分叉图。从图上看系统响应的总的趋势是随着不平衡参数的增大, 系统响应的最大振动幅度增大。而这期间存在多种形式。

平衡参数变化时的最大振动幅度的变化和分叉图。从分叉图上看, 系统响应包含了丰富的动力行为。由周期一解进入非周期区, 以倍周期分叉的形式由非周期解区退出, 再以周期三解的形式进入非周期区。期间包含有明显的周期窗口, 最后以周期六解的形式退出非周期区。与分叉图相对应, 在周期解分叉的附近, 系统响应的最大振动幅度都发生明显变化, 系统响应的最大振动幅度都大幅度增加或减小。系统响应的最大振动幅度不是连续递增的, 在跨过第二个非周期区, 进入周期解区时, 系统响应的最大振动幅度有一定的减小, 但

图 4(a) 和 (b) 为超临界转速下系统响应随不

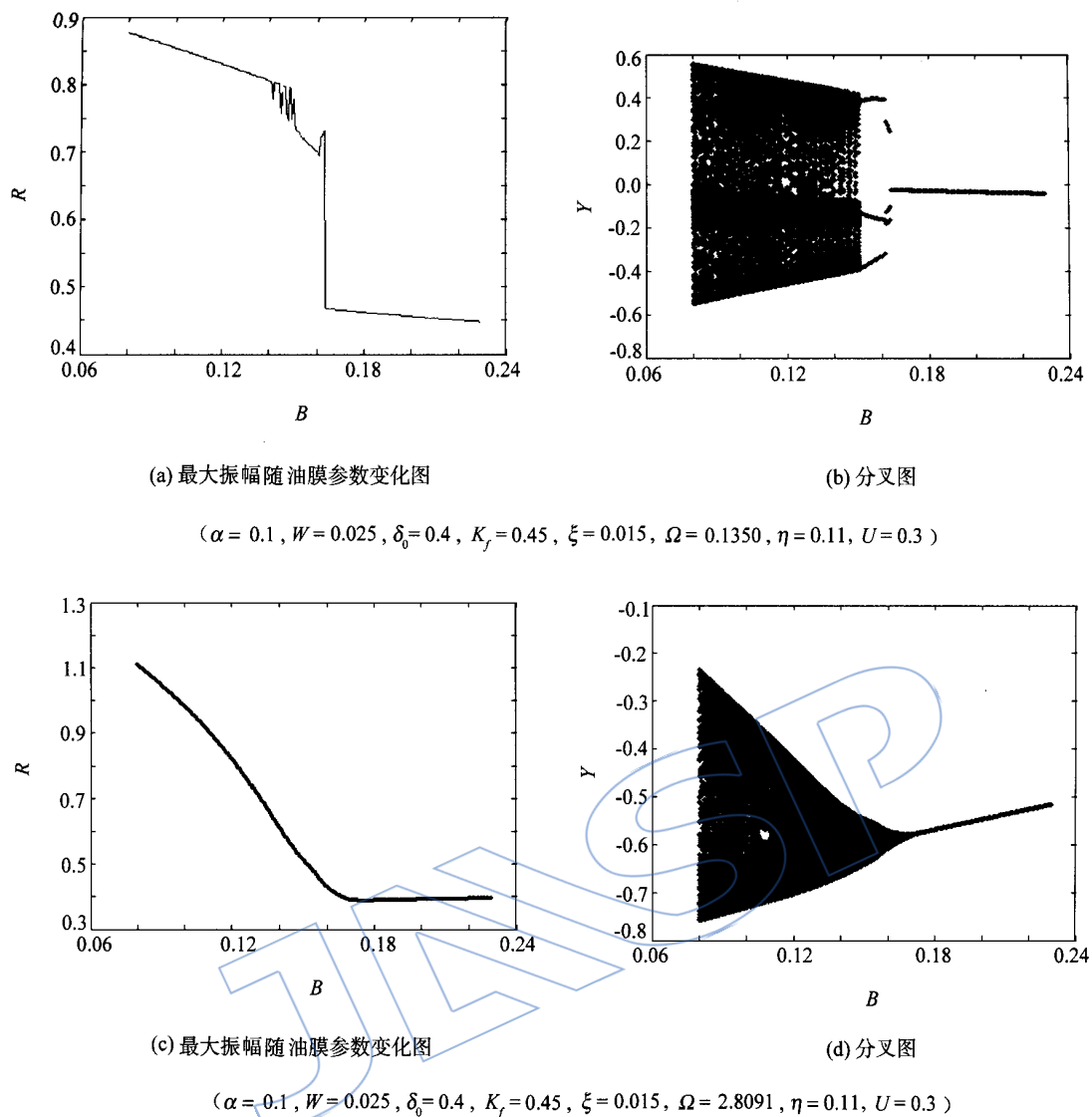


图 5 系统响应随油膜数变化

($\alpha = 0.1, W = 0.025, \delta_0 = 0.4, K_f = 0.45, \xi = 0.015, \eta = 0.11, U = 0.3$)

Fig. 5 Variation of system response with the parameters of SFD

总的趋势依然是随着不平衡的增大而增大。

图 4(c) 和 (d) 同样为超临界转速下系统响应随不平衡参数变化时的最大振动幅度的变化和分叉图。系统的响应在周期区间过后是非周期区间。系统响应的最大振动幅度连续递增, 虽然在 $U > 0.285$ 时, 系统进入周期一解, 系统响应的最大振动幅度却进一步增大。这点与图 4(a) 不同。对照分叉图, 发现在系统响应的最大振动幅度发生突变时, 系统响应的周期解都发生不稳定(即发生分叉现象)。

3.4 油膜参数对系统非线性特性的影响

图 5 给出了系统在超临界情况下的系统响应

最大振动幅度随油膜参数变化的曲线图和分叉图。从图中可以看出, 系统响应的最大振动幅度随油膜参数的变大而变小。说明挤压油膜阻尼器对系统响应有明显的减振作用。在较小的油膜参数时, 系统具有更复杂更丰富的动力学行为。而油膜参数的变大, 导致系统的复杂性降低。同时发现, 跨过一个临界状态, 系统的最大振动幅度明显不在发生变化。即可以选取有效的油膜参数使系统在较高的转速比情况下保持稳定的状态。

4 结 论

研究发现: 系统响应的最大振动幅度与系统

非线性特性有一定的关系。随着转速比增大,最大振动幅度最终会增大。挤压油膜阻尼器对系统有明显的减振效果,油膜参数大到一定值以后,挤压油膜阻尼器参数改变对系统的减振效果不在有明显的变化。碰摩摩擦系数对系统的减振同样有很好的效果,较大的摩擦系数能够使系统更平稳地工作。在某些情况下,较小的摩擦系数同样可以起到很好的减振效果。不平衡参数对系统碰摩幅度的影响非常大,越大的不平衡参数使系统响应的最大振动幅度更大。系统保持周期解状态能够使系统的最大振动幅度得到减小。

参考文献:

[1] 褚福磊. 碰摩转子的混沌特性[J]. 清华大学学报, 1996, 36 (7): 52- 57.

[2] 刘献栋, 李其汉. 转静件碰摩模型及不对中转子局部碰摩的混沌特性[J]. 航空动力学报, 1998, 13(4): 361- 365.

[3] Adams M L, Abu-Mahfouz I A. Exploratory Research on Chaos Concepts as Diagnostic Tools for Assessing Rotating Machinery Vibration Signatures[A]. Proceeding of IFT oMM 4 International Conference on Rotor Dynamics[C]. 1994: 29 - 39.

[4] Ehrich F. Obserbation of Subcritical Superharmonic and Chaotic Response in Rotordynamics[J]. ASME, Journal of Vibration and Acoustics, Jua, 1992, 114: 93- 100.

[5] 丁千, 陈予恕. 转子碰摩运动的非稳态分析[J]. 航空动力学报, 2000, 15(2): 191- 194.

[6] 孟光. 柔性转子—挤压油膜阻尼器系统的非线性特性分析 [D]. 西安: 西北工业大学, 1988.

(责任编辑 王震华)

