

文章编号: 1000-8055(2000) 02-0191-05

转子碰摩运动的非稳态分析

丁 千 陈予恕
(天津大学力学系, 天津 300072)

摘要: 本文研究了一个柔性单圆盘挤压油膜阻尼器转子系统的非稳态碰摩运动。转子以定常角加速度通过临界转速时产生碰摩, 碰摩力由库仑摩擦定理确定。通过数值计算揭示在各种系统参数下, 角加速度对反向涡动的影响规律, 为防止转子通过临界转速时产生碰摩失稳提供一定参考。

关键词: 转子; 阻尼器; 摩擦; 失稳
中图分类号: V 231.96 文献标识码: A

1 引言

转子与静子碰摩是一类常见的旋转机械故障, 轻则引起机器异常振动、磨损, 重则造成破坏。据报道, 在航空发动机事故中, 由碰摩引起的约占 10%^[1]。质量不平衡, 热弯曲, 轴系不对中, 转子涡动失稳等都可能最终导致动、静碰摩, 并立即成为主要的有害振动。若任其发展, 转子会由正向涡动进入反向涡动, 也称“干摩擦振荡(dry whip)”。这是一种自激振动, 往往很快就会进入全周摩擦阶段, 因碰摩力较大, 从而引起运动失稳, 导致机器破坏。

尽管对碰摩问题方方面面的研究很多, 但多集中在固定速度时的稳态或暂态运动的研究上, 甚至可以揭示出很大速度范围内的运动特征^[2~4]。众所周知, 转子通过临界转速时会产生较大的横向振动, 因此容易发生碰摩事故, 显然这是一个非稳态过程, 而这方面的研究较少。最近, Yanabe 等人^[5]在这方面做了较有特点的工作。他们研究了具有弹性支撑的单圆盘转子通过临界转速时的非稳态碰摩过程, 通过计算发现: 角加速度较低时, 碰摩转子会产生反向涡动以致于运动失稳。基于相同的认识, 本文针对用于航空发动机的挤压油膜阻尼器转子, 研究其通过临界转速时的非稳态碰摩过程, 揭示在各种系统参数下角加速

度对涡动的影响规律, 为防止碰摩失稳事故提供一定参考。

2 运动方程

考虑一个两端由挤压油膜阻尼器支撑的对称单圆盘转子, 系统的一半如图 1 所示。圆盘

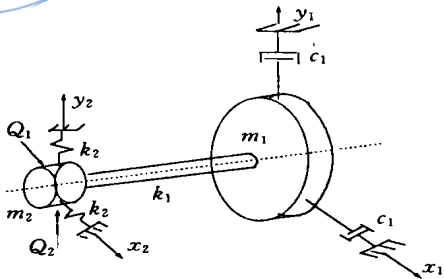


图 1 柔性单圆盘转子模型(一半)

质量为 $2m_1$, 阻尼为 $2c$, 质量偏心距为 e , 与一端轴承之间的刚度为 k_1 。一端轴承的质量为 m_2 , 定心弹簧刚度为 k_2 。为研究非稳态碰摩运动过程, 假定转子起始角速度为 ω , 以定常角速度 α 加速(或减速)通过临界转速, 其转动角度和角速度为:

$$\Phi = \alpha^2/2 + \omega t, \quad \dot{\Phi} = \alpha + \omega \quad (1)$$

令圆盘和阻尼器几何轴心坐标分别为 x_1, y_1 和 x_2, y_2 , 系统运动方程为:

$$m_1 \ddot{x}_1 + c \dot{x}_1 + k_1(x_1 - x_2) =$$

收稿日期: 1999- 05- 10; 修订日期: 1999- 07- 05

基金项目: 国家自然科学基金重大资助项目(19990510)

作者简介: 丁千(1963-), 男, 天津大学副教授, 博士。

$$\begin{aligned} & m_{1e}\ddot{\Phi}\cos\Phi + m_{1e}\ddot{\Phi}\sin\Phi \\ & m_1\ddot{y}_1 + c\dot{y}_1 + k_1(y_1 - y_2) = \\ & m_{1e}\ddot{\Phi}\sin\Phi - m_{1e}\ddot{\Phi}\cos\Phi - m_1g \\ & m_2\ddot{x}_2 + k_1(x_2 - x_1) + k_2x_2 = Q_1 \\ & m_2\ddot{y}_2 + k_1(y_2 - y_1) + k_2y_2 = Q_2 - m_2g \end{aligned} \tag{2}$$

其中 Q_1 和 Q_2 是阻尼器润滑流体动力, 其表达式^[6]:

$$\begin{aligned} Q_1 &= -\omega \left[\frac{\pi}{2(1-\epsilon^2)^{3/2}x_2^2} + \frac{2\epsilon}{(1-\epsilon^2)^{3/2}y_2^2} \right] \\ &= -\omega Q_1^* \\ Q_2 &= -\omega \left[\frac{2\epsilon}{(1-\epsilon^2)^{3/2}x_2^2} + \frac{\pi}{2(1-\epsilon^2)^{3/2}y_2^2} \right] \\ &= -\omega Q_2^* \end{aligned}$$

其中 $\epsilon = \sqrt{x_2^2 + y_2^2} / c^b$, c^b 为阻尼器与静子间的平均间隙, ω 中包含阻尼器参数。

假定 c_r 是圆盘与静子之间的平均间隙, 当圆盘轴心位移 $r = \sqrt{x_1^2 + y_1^2} > c_r$ 时, 动、静之间产生碰摩。正向碰撞力 P_n 为:

$$\begin{aligned} P_n &= K(r - c_r) \quad r > c_r \\ P_n &= 0 \quad r \leq c_r \end{aligned} \tag{3}$$

K 是接触物体之间的弹性变形刚度。根据库仑摩擦定理, 切向摩擦力为 μP_n , μ 是摩擦系数。

引入无量纲变换: $\bar{t} = \omega t$; $\bar{y}_i = y_i / c^b$ ($i = 1, 2$); $\bar{e} = e / c^b$; $\bar{r} = r / c^b$; $\bar{c}_r = c_r / c^b$; $\bar{\omega} = k_1 / m_1$; $\bar{\alpha} = \alpha / \omega^2$; $\bar{\omega} = \omega / \omega$; $\bar{c} = c / m_1 \omega$; $\bar{G} = g / c_r \omega^2$; $\bar{\omega} = k_2 / m_2$; $\bar{\gamma} = \omega / \omega$; $\bar{\beta} = m_1 / m_2$; $\bar{K} = K / k_1$; $\bar{\sigma} = \omega / m_2 \omega$

得到如下考虑碰摩力的无量纲形式的运动方程(为简便, 略去所有量上的短横):

$$\begin{aligned} & \ddot{x}_1 + c\dot{x}_1 + x_1 - x_2 = e(\alpha + \omega)^2 \\ & \cos\left[\left(\frac{1}{2}\alpha + \omega\right)t\right] + e\alpha\sin\left[\left(\frac{1}{2}\alpha + \omega\right)t\right] + P_x \\ & \ddot{y}_1 + c\dot{y}_1 + y_1 - y_2 = e(\alpha + \omega)^2 \\ & \sin\left[\left(\frac{1}{2}\alpha + \omega\right)t\right] - e\alpha\cos\left[\left(\frac{1}{2}\alpha + \omega\right)t\right] - \\ & G + P_y \\ & \ddot{x}_2 + \gamma^2 x_2 + \beta(x_2 - x_1) = -\sigma Q_1^* \\ & \ddot{y}_2 + \gamma^2 y_2 + \beta(y_2 - y_1) \\ & = -\sigma Q_2^* - G \end{aligned} \tag{4}$$

其中 P_x 和 P_y 分别是转换到 x 轴和 y 轴方向的碰摩力。

由文献[6]知, 通过临界转速时, 转子的共振幅频响应峰值曲线可能会发生跳跃和滞后现象, 呈硬弹簧特性。若阻尼器系数 σ (实际上是 ω) 较大, 一般只有一个峰值, 而若 σ 较小, 则会连续出

现两次峰值。取如下系统参数(除非另有定义, 以后这些参数均取这些值): $c = 0.04$, $\gamma = 1$, $\beta = 3$, $G = 0.1$, $e = 0.6$, $\omega = 0.2$ 。不考虑静子的存在, 即令 $P_x = P_y = 0$, 由方程(4)计算出两种典型的经过共振区的非稳态涡动幅值 r 如图 2 所示: $\sigma = 2$, 只在 $\Phi = 1$ 附近出现一个响应峰值; $\sigma = 0.1$, 在 $\Phi = 1$ 和 $\Phi = 3$ 附近出现两个响应峰值。

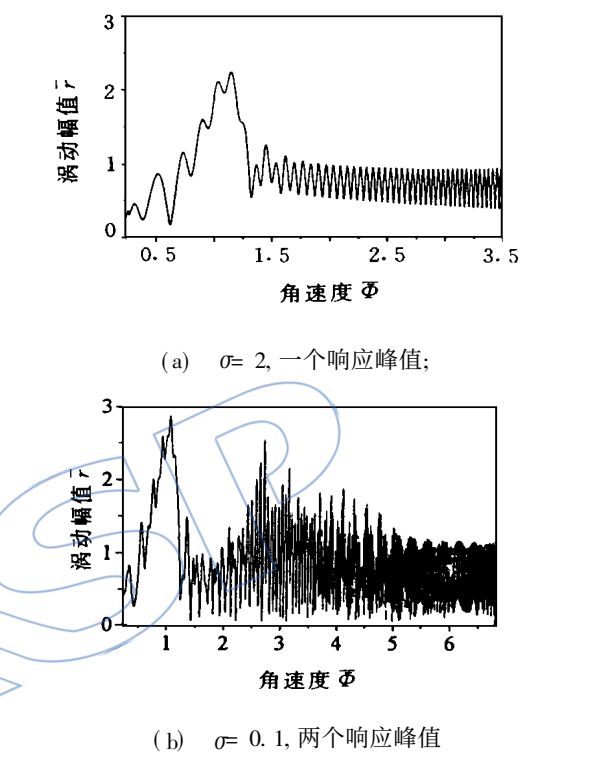


图 2 两种典型的非稳态涡动幅值 r 随角速度的变化 ($\alpha = 0.02$)

针对 $\sigma = 2$ 和 $\sigma = 0.1$ 两种情况, 本文应用四阶变步长 Runge-Kutta 法计算转子过临界转速时的非稳态碰摩过程, 主要揭示角加速度对转子涡动的影响规律。

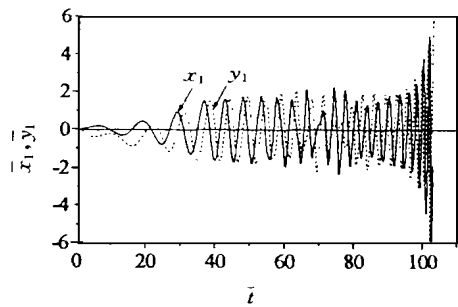
3 计算结果讨论

3.1 $\sigma = 2$ 的结果

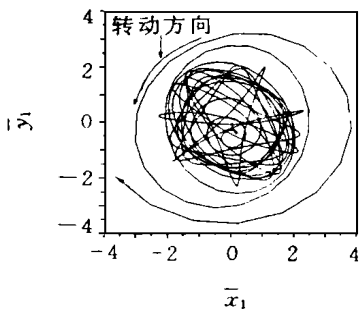
令 $c_r = 1.8$, $K = 20$, $\mu = 0.15$ 以及角加速度 $\alpha = 0.02$, 计算发现转子在通过临界转速时因碰摩而产生反向涡动, 结果如图 3 所示。图 3(c) 为正向碰撞力 P_n , 可见碰摩始于 $t = 38.9$, 图上每一条竖线表示一次动、静接触, 这说明此时转子转动一周发生一次或几次碰摩, 称为局部碰摩。从 $t = 94$ 开始, P_n 一直大于 0, 表明动、静之间一直保持接触而不分开, 称为全周碰摩。另外从图 3(d) 所示的涡动角速度来看, 在 $t = 73.9$ 之前, 转子做正向涡动(对比图 3(c) 和 (d) 可知, 动、静接触时涡动

速度降低, 分开时升高), $t=73.9$ 之后开始作

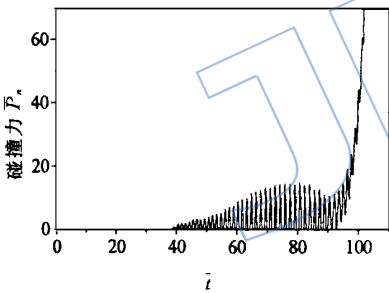
散, 因此转子将无法通过临界转速。



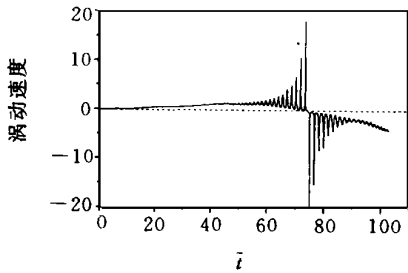
(a) 非稳态运动



(b) 圆盘轴心轨迹

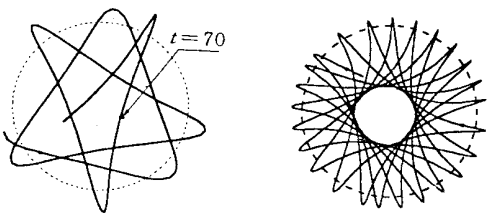


(c) 碰撞力 P_n

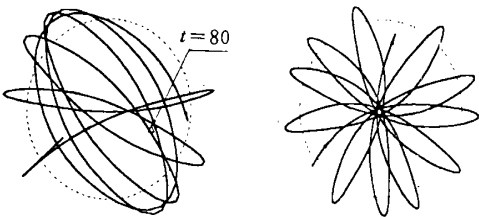


(d) 圆盘轴心涡动速度

图 3 $\alpha=0.02$, 通过临界转速时产生反向涡动
反向涡动。因此全周碰摩产生于反向涡动阶段, 因碰摩力较大, 很快导致运动发散(失稳)。通过大量计算均证实: 一旦发生反向涡动, 运动最终均会发

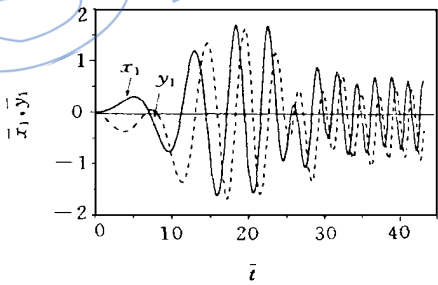


非稳态运动($t=60-72$) 稳态运动($t=70$)
(a) 正向涡动

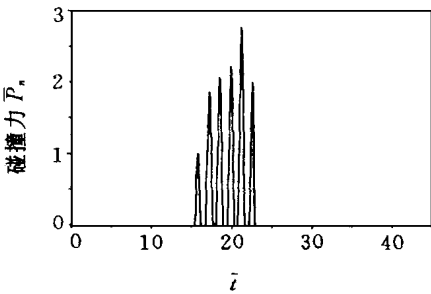


非稳态运动($t=72-90$) 稳态运动($t=80$)
(b) 反向涡动

图 4 稳态运动与非稳态运动计算结果比较($\alpha=0.02$)



(a) 非稳态运动



(b) 碰撞力 P_n

图 5 $\alpha=0.068$, 通过临界转速时不产生反向涡动

为证明转子碰摩非稳态运动数值计算结果的可信性, 我们计算了转速固定时的稳态运动(为得到稳态结果, 略去前几百个周期的暂态运动)。对比图 4 可知, 不论是定性的涡动方向, 还是定量的

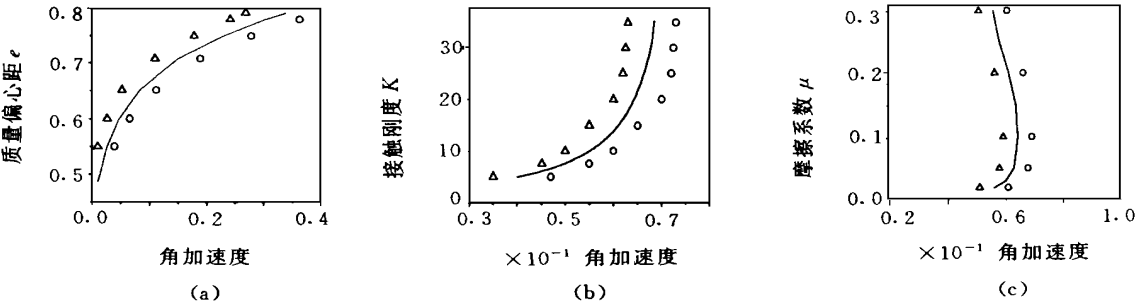


图 6 对应不同参数的临界角加速度 (a) $K = 20, \mu = 0.15$; (b) $e = 0.6, \mu = 0.15$; (c) $K = 20, e = 0.6$

涡动轨迹形状, 非稳态运动数值计算的结果都是有效的。

一般来说, 提高角加速度一方面缩短通过时间, 另一方面降低过共振点的振动幅度, 减小碰摩力。这样就可能在同样系统参数下, 即使仍有碰摩发生, 也不会导致反向涡动。图 5 就是这种情况 ($\alpha = 0.068$), 整个过程中的碰撞力 P_n 远比 $\alpha = 0.02$ 时小。显然继续提高角加速度甚至可以不使碰摩事故发生。

碰摩常常是难免的, 但只要转子角加速度足够大, 未导致反向涡动, 转子就可以顺利通过临界转速, 因此研究系统参数与产生反向涡动的关系是很重要的。通过计算, 得到转子质量偏心距 e ,

接触刚度 K 和摩擦系数 μ 与反向涡动的关系如图 6 所示。图中符号 $\triangle$ 代表会产生反向涡动, $\circ$ 代表不会产生反向涡动, 中间的实线是通过最小

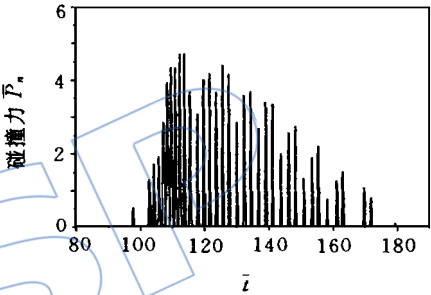
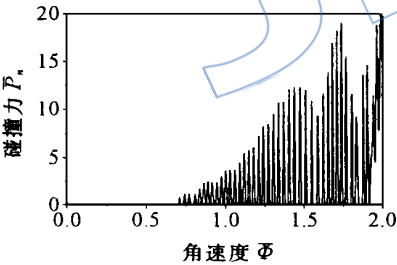
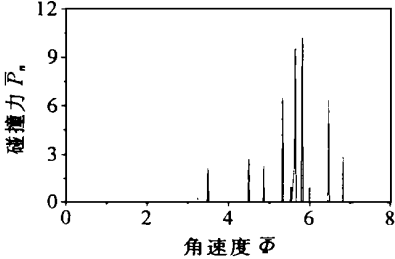


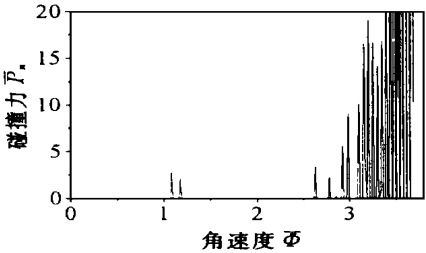
图 7 降速通过临界转速时, 碰摩不会引起产生反向涡动 ($\alpha = -0.005$) (摩擦时间: $180 - 97 = 83$)



(a) 通过第一个峰值时产生反向涡动 ($\alpha = 0.02$)



(b) 通过两次峰值均不产生反向涡动 ($\alpha = 0.106$)



(c) 通过第二个峰值时产生反向涡动 ($\alpha = 0.045$)

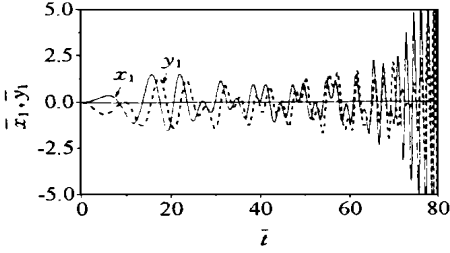


图 8 通过临界转速时 3 种典型的非稳态碰摩情况 ($\sigma = 0.1$)

二乘法计算得到的,称为临界角加速度。图 6(a)和(b)表明若质量偏心距或接触刚度较低,相应地碰摩力也较小的时候,反向涡动是较容易避免的。图 6(c)表明摩擦系数的影响较为复杂,其中 $\mu=0.1$ 是一个转折点,这时临界角加速度最大。虽然以上结论是固定其它参数时所得,但已反映出这几种参数对临界角加速度影响的基本规律。

转子降速通过临界转速时也会发生碰摩现象(图 7)。计算发现,在各种参数及加速度情况下均不产生反向涡动,但摩擦时间随着绝对加速度值 $|\alpha|$ 的减小而增加,对机器的磨损较重。

3.2 $\sigma=0.1$ 的结果

由于通过临界转速过程中幅频响应曲线连续两次出现峰值,因此非稳态碰摩情况与 $\alpha=2$ 时有所不同。依据不同的加速度大小,一般会有如图 8 所示的 3 种典型情况: $\alpha<0.04$ 在通过第一个峰值时产生反向涡动并运动失稳(大约从 $\Phi=1$ 开始),可以顺利通过两次峰值,在两次峰值期间可能有碰摩也可能没有碰摩; $0.04<\alpha<0.105$ 可以通过第一次峰值,但在通过第二次峰值时产生反向涡动(大约从 $\Phi=3$ 开始),随后运动失稳。

计算还表明,第二次峰值处的临界加速度与系统的关系与前述 $\sigma=2$ 时的情况基本相同。

4 讨 论

本文研究了挤压油膜轴承转子通过临界转速时的非稳态碰摩过程。通过数值计算发现,当转子的角加速度低于某个临界值时,会因碰摩产生反向涡动失稳而无法通过临界转速,因此通过临界

转速时一般应该有一定高的加速度。研究得到了各种系统参数对临界加速度的影响规律,从而为防止碰摩失稳事故提供了一定参考。

另外,在加速(减速)通过临界转速时,有一些抑制转子大幅振动的方法,如加柔性支撑等^[6],这也是防止碰摩失稳事故的途径,将另文研究。

参 考 文 献

- 1 Muszynska A. Rotor- To- Stationary Element Rub- Related Vibration Phenomena in Rotating Machinery - Literature Survey[J]. Shock and Vibration Digest, 1989, 21(3): 3- 11
- 2 Choy F K, Padovan J. Nonlinear Transient Analysis of Rotor- Casing Rub Events[J]. Journal of Sound and Vibration, 1987, 113(3): 529- 545
- 3 Li G X, Paidoussis M P. Impact phenomena of Rotor- Casing Dynamical systems[J]. Nonlinear Dynamics, 1994, 5(5): 53- 70
- 4 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
- 5 Yanabe S, Kaneko S, Kanemitsu Y, Tomi N, Sugiyama K. Rotor Vibration Due to Collision with Annular Guard During Passage Through Critical Speed[J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 1998, 120: 544- 550
- 6 Mclean T J, Hahn E J. Unbalance Behaviour of Squeeze Film Damped Multi- Mass Flexible Rotor Bearing Systems[J]. ASME Journal of Lubrication Technology, 1983, 105: 22- 28
- 7 Suherman S, Plaut R H. Use of a Flexible Internal Support to Suppress Vibration of a Rotating Shaft Passing Through a Critical Speed[J]. Journal of Vibration and Control, 1997, 3: 213- 233

(责任编辑 王震华)

Non-Stationary Analysis of Rotor/ Casing Rubbing

Ding Qian, Chen Yushu

(Department of mechanics, Tianjing University, Tianjing 300072, China)

Abstract: A flexible Jeffcott rotor supported at the ends by identical squeeze film dampers is investigated to study the non-stationary vibration due to rubbing with casings during passing through the critical speed. The rotational speed of the rotor is supposed increasing at a constant angular acceleration. The contact force theory is used to calculate the impacting forces and friction forces. The numerical calculation reveals the effects of the rotational acceleration on the occurrence of diverging backward whirl, so as to determine whether the rotor can pass through the critical speed or not. The influence of some system parameters on the critical acceleration is also discussed.

Key words: rotor; dampers; rub; instability