

转子-轴承-干气密封系统振动响应及结构优化

张伟政, 薛建雄, 李金晓

(兰州理工大学 石油化工学院, 甘肃 兰州 730050)

摘要: **目的** 为了提高干气密封系统在运行工况下的稳定性, 对密封螺旋槽槽型参数进行优化。**方法** 根据转子-轴承-干气密封系统轴向振动动力学模型, 建立双自由度振动方程。在特定的工况下, 通过 Maple 软件多次拟合求解气膜非线性方程, 得到气膜轴向刚度和阻尼。运用 MATLAB 软件中的龙格-库塔法对三阶的非线性振动方程数值求解, 绘制不同螺旋角度下的时间历程图和相图, 分析对比不同螺旋角度下静环的振动位移。**结果** 从螺旋角度与静环振动位移的关系得出, 当 $\alpha=74.53^\circ$ 时, 静环振动位移最小, 其最大振幅为 $7\ \mu\text{m}$, 最大振速为 $7\ \mu\text{m/s}$; 当 $\alpha=73.78^\circ$ 时, 静环振动位移最大, 其最大振幅为 $16.5\ \mu\text{m}$, 最大振速为 $17\ \mu\text{m/s}$ 。改变螺旋角度可以调节和减小静环的振幅。**结论** 在考虑叶轮转子的气动力和轴承油膜力的干气密封系统下, 螺旋角度的增加能够提高系统运行的稳定性, 增加螺旋角度 ($0.5^\circ\sim 0.6^\circ$) 使得动静环的追随性最佳, 对干气密封结构的设计提出了指导。

关键词: 非线性; 干气密封; 刚度; 振动响应; 结构优化

DOI: 10.7643/issn.1672-9242.2018.07.008

中图分类号: TQ051; TH113.1

文献标识码: A

文章编号: 1672-9242(2018)07-0033-07

Vibration Response and Structure Optimization of Rotor Bearing Dry Gas Seal System

ZHANG Wei-zheng, XUE Jian-xiong, LI Jin-xiao

(College of Petrochemical Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China)

ABSTRACT: Objective To improve stability of dry gas sealing system under operating conditions and optimize the parameters of the sealed spiral groove. **Methods** A two degree of freedom vibration equation was established according to the axial vibration dynamics model of rotor bearing dry gas sealing system. Under specific conditions, the axial stiffness and damping of the film were obtained by multiple solutions of nonlinear equation with Maple software. The Runge-Kutta method in MATLAB software was used to numerically solve the third-order nonlinear vibration equation and draw time histogram and phase diagram under different helix angles. The vibration displacement of static ring under different helix angles was analyzed and compared. **Results** From the relationship between the spiral angle and the static ring vibration displacement, it can be seen that when $\alpha = 74.53^\circ$, the static ring vibration displacement was the smallest, its maximum amplitude was $7\ \mu\text{m}$, the maximum vibration speed was $7\ \mu\text{m/s}$; when $\alpha = 73.78^\circ$, the static ring vibration displacement was the largest, the maximum amplitude was $16.5\ \mu\text{m}$ and the maximum vibration speed was $17\ \mu\text{m/s}$. Changing the helix angle could adjust and reduce the amplitude of the stationary ring. **Conclusion** Under the dry gas sealing system considering the aerodynamic force of the impeller rotor and the oil film bearing force, increase of the spiral angle can increase the stability of system operation. Increasing the spiral angle ($0.5^\circ\sim 0.6^\circ$) achieves the best follow-up of the dynamic and static rings. It provides guidance for design of the hermetically sealed structure.

KEY WORDS: nonlinear; dry gas seal, stiffness; vibration response; structural optimization

收稿日期: 2018-05-21; 修订日期: 2018-06-22

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51565029, 51165020); 甘肃省自然科学基金资助项目 (145RJZA083)

作者简介: 张伟政 (1978—) 男, 兰州人, 博士, 副教授, 主要研究流体动密封和阀门技术。

干气密封气膜轴向平衡间隙为微米级尺寸^[1], 若间隙发生微小变化, 极有可能导致密封失效, 甚至密封装置遭到破坏。目前, 干气密封技术不断完善, 有超过 90% 的新型离心压缩机装备了干气密封^[2]。密封一旦失效, 引起介质泄漏, 不仅由于停车维修造成巨大的经济损失, 而且严重的会引起重大安全事故。因此, 保证干气密封装置的稳定性、可靠性一直都是国内外研究的热点和难点。

陈予恕^[3]对转子-轴承系统采用 Floquet 理论和数值方法探究了其分岔运动。多种非线性因素, 会产生自激振动、拟周期运动和混沌等系统的响应, 导致在一定程度上会产生耦合、多频激振以及运动耦合。Zirkelback 和 San Andres^[4]采用微扰法、有限元法求解扰动雷诺方程, 得出了微扰频率的刚度和阻尼系数, 并对其密封运动的稳定性进行了讨论。刘雨川等^[5]从轴向和角向方向上采用有限元法求解微小扰动下的雷诺方程, 迭代解出了干气密封气膜的动态特性系数作为气膜稳定性的判断依据。Miller 和 Green^[6]从轴向和角向两个方向上分析了螺旋槽干气密封的密封环的振动情况, 并且运用数值频率响应法计算出了密封气膜的刚度和阻尼系数。

李振平^[7]在考虑了非线性油膜力的碰摩以及裂纹耦合的转子系统, 采用数值方法发现了该类转子运动过程中存在周期、倍周期和拟周期运动的非线性动力学现象。张韬^[8]考虑了转子与静子碰摩、转轴上的横向裂纹和挤压油膜阻尼器下转子系统的非线性特性。张琪昌^[9]提出定量分析强非线性振动系统的方法, 即待定固有频率法, 将待定的固有频率引入到复数形式的求解过程中, 考虑了非充分小扰动量对系统振幅、基频的影响, 获取其高精度的渐近解。郝淑英等^[10]提出了改进的待定固有频率法, 适应于研究双自由强非线性振动系统, 进一步拓展了该理论的使用范围。

李双喜等^[11]对微扰雷诺方程采用了一种新的高阶形函数有限元法, 获得了该密封系统的轴向微扰的刚度和阻尼。张伟政等^[12]采用四阶的 Runge-Kutta 求解了气膜与静环的振动微分方程, 并且探讨了不同槽型参数对密封系统中静环振动的影响规律。宋鹏云等^[13]针对外加压静压气体密封推导了气膜刚度解析计算式, 获得在 3~6 μm 的气膜厚度能获得较大的气膜刚度。彭旭东等^[14]考虑干气密封的动压效应以及轴向气膜稳定性, 基于完全析因设计方法, 对中低压干气密封端面螺旋槽几何结构参数进行了优化。严如奇等^[15]对修正的广义雷诺方程运用 PH 线性化方法、迭代法近似求解, 推出了气膜开启力与气膜厚度的近似解析式, 这个近似解析式与闭合力建立平衡力方程, 求得了平衡状态下的气膜厚度。刘蕴等^[16]针对干气密封中气膜厚度稳定性, 运用 Workbench 中的模态分析法和谐响应分析对浮动环系统进行研究, 总结了

不同参数条件下浮动环轴向振动幅值的变化趋势, 并对影响其轴向振动幅值的主要因素和次要因素作了分析。丁雪兴等^[17]建立了气膜-密封环系统轴向振动模型, 考虑了热耗散变形下的干气密封系统, 在轴向上进行振动稳定性动力学分析。成玫等^[18]对转子-轴承-密封系统的非线性振动特性进行研究, 选择的密封系统是迷宫密封。尽管在干气密封动力学已取得了不少成果, 但关于整机系统干气密封的非线性动力学方面的理论研究较为匮乏。因此, 该领域的研究显得尤为重要。

文中以转子、轴承、干气密封系统组成的大系统为研究对象, 考虑到实际的干气密封系统会同时受到叶轮转子的气动力和轴承油膜力的影响, 这两种因素之间会发生一定程度的耦合以及多频激励, 导致复杂的动力学响应。研究转子-轴承-干气密封系统的非线性动力学行为, 从而对干气密封槽形结构参数进行优化, 对干气密封优化设计与实际应用具有重要的理论指导意义。

1 双自由度模型与基本方程的建立

1.1 转子-轴承-干气密封系统轴向振动模型

模型的假设: 在恒定转速下, 转速 $n=8700\text{ r/min}$, 将转子-轴承-干气密封系统视为双自由度受迫振动; 干气密封气膜可以假定为具有非线性刚度的弹簧; 瞬态激振力假定为简谐激振力, 其轴向位移可假定为简谐运动。转子-轴承-干气密封系统几何模型如图 1 所示, 其轴向振动模型如图 2 所示。图 2 中: m_1 为动环和轴的质量; m_2 为静环的质量; K_1 为轴承刚度; K_2 为气膜刚度; K_3 为弹簧刚度; C_1 为轴承阻尼; C_2 为气膜阻尼; x_1 为动环振动位移; x_2 为静环振动位移; $F_1(t)$ 和 $F_2(t)$ 分别表示作用在两个离散质量上的简谐激振力, $F_1(t)=P_i\sin(\Omega T+\tau)$ 。

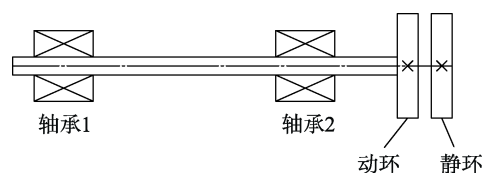


图1 转子-轴承-干气密封系统

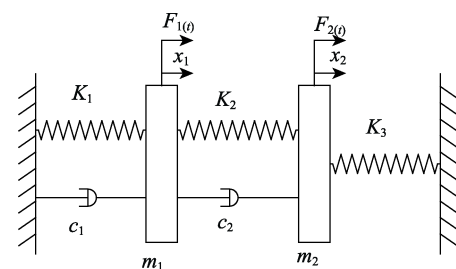


图2 转子-轴承-干气密封系统轴向振动模型

1.2 转子-轴承-干气密封系统轴向振动计算

由图 2, 根据牛顿定律分别写出两个离散质量的运动方程:

$$\begin{cases} F_1(t) - K_1 x_1 + C_2[\dot{x}_2 - \dot{x}_1] + K_2[x_2 - x_1] = m_1 \ddot{x}_1 \\ F_2(t) - C_2[\dot{x}_2 - \dot{x}_1] - K_2[x_2 - x_1] - C_3 \dot{x}_2 - K_3 x_2 = m_2 \ddot{x}_2 \end{cases} \quad (1)$$

整理得到:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + (C_1 + C_2) \dot{x}_1 - C_2 \dot{x}_2 + (K_1 + K_2) x_1 - K_2 x_2 = F_1(t) \\ m_2 \ddot{x}_2 - C_2 \dot{x}_1 + C_2 \dot{x}_2 - K_2 x_1 + (K_2 + K_3) x_2 = F_2(t) \end{cases}$$

为简洁, 引入矩阵形式表达:

$$\begin{bmatrix} C_1 + C_2 & -C_2 \\ -C_2 & C_2 \end{bmatrix} = [C], \begin{bmatrix} K_1 + K_2 & -K_2 \\ -K_2 & K_2 + K_3 \end{bmatrix} = [K],$$

此外, 再令 $\{x\} = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix}$, $\{F(t)\} = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \end{Bmatrix}$,

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} = [m]$$

可将运动方程写成简洁的矩阵形式:

$$[m]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\}$$

引入无量纲:

$$\mu_m = \frac{m_i}{m_1}, \mu_k = \frac{K_2}{K_1} \left(\mu_{k,j} = \frac{K_j}{K_1} \right)$$

$$f_2 = \frac{P_2}{P_1 + P_2} \left(f_i = \frac{P_i}{P_1 + P_2} \right), \zeta = \frac{C_1}{2\sqrt{m_1 K_1}}$$

$$\omega = \Omega \sqrt{K_1 / m_1}, \mu_{c,j} = \frac{c_j}{c_1}, X_i = \frac{x_i K_1}{P_1 + P_2}$$

$$b = \frac{BK}{P_1 + P_2} \left(b = \frac{B_i K_1}{P_1 + P_2}, i = 1, 2; j = 1, 2, 3 \right)$$

$$t = T \sqrt{m_1 / K_1}$$

$$\begin{cases} \mu_{m,1} \ddot{X}_1 + 2\zeta \mu_{c,1} \dot{X}_1 + \mu_{k,1} X_1 + 2\zeta \mu_{c,2} (\dot{X}_1 - \dot{X}_2) + \\ \mu_{k,2} (X_1 - X_2) = f_1 \sin(\omega t + \tau) \\ \mu_{m,2} \ddot{X}_2 + 2\zeta \mu_{c,2} (\dot{X}_2 - \dot{X}_1) + \mu_{k,2} (X_2 - X_1) + \\ \mu_{k,3} X_2 = f_2 \sin(\omega t + \tau) \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & \mu_m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{X}_1 \\ \ddot{X}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 2\zeta(1 + \mu_c) & -2\zeta \mu_c \\ -2\zeta \mu_c & 2\zeta \mu_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{X}_1 \\ \dot{X}_2 \end{bmatrix} +$$

$$\begin{bmatrix} 1 + \mu_{k,2} & -\mu_{k,2} \\ -\mu_{k,2} & \mu_{k,2} + \mu_{k,3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 - f_2 \\ f_2 \end{bmatrix} \sin(\omega t + \tau)$$

2 非线性气膜动态特性参数的计算

2.1 N-S 方程的简化及边界条件

N-S (纳维-斯托克斯方程) 方程的一般式为:

$$\rho \frac{dV}{dt} = \rho F - \nabla p + \mu \nabla^2 V + \frac{1}{3} \mu \nabla (\nabla \cdot V) \quad (3)$$

依据气体流动动力学模型, 可以将其简化为直角坐标系中的 N-S 方程:

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial x} &= \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) \\ \frac{\partial p}{\partial y} &= \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial \gamma}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (4)$$

考虑气体的稀薄效应, 滑移的边界条件:

$$\begin{aligned} z = 0 \text{ 时}, u &= U_0 + l' \frac{\partial u}{\partial z}, \gamma = l' \frac{\partial \gamma}{\partial z} \\ z = h \text{ 时}, u &= -l' \frac{\partial u}{\partial z}, \gamma = -l' \frac{\partial \gamma}{\partial z} \end{aligned} \quad (5)$$

式中: $l' = \frac{2 - \sigma_v}{\sigma_v} l$, σ_v 为分子切向动量调节系数; l 为分子自由行程。

考虑滑移边界下的一阶连续方程:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u') + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v') + \frac{\partial}{\partial z} (\rho \omega') = 0 \quad (6)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u') + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v') = 0 \quad (7)$$

式中: $\omega' = 0$, $p = \bar{p} p_i$

由连续性方程的积分式:

$$\int_0^h \left[\frac{\partial}{\partial x} (\rho u') + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v') \right] dz + \frac{\partial}{\partial t} (\rho h) = 0 \quad (8)$$

以及理想气体的状态方程:

$$p = \rho R T \quad (9)$$

再由式 (4) 和式 (5) 求解出 u , γ , 并将其带入到式 (8) 中即可以得到二阶滑移边界条件下的雷诺方程的表达式为:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{PH^3}{\mu} \left(1 + 6Kn + \frac{2}{3} Kn^2 \right) \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \\ \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(1 + 6Kn + \frac{2}{3} Kn^2 \right) \frac{\partial p}{\partial y} \right] = 6U_0 \frac{\partial (ph)}{\partial x} \end{aligned} \quad (10)$$

式中: Kn 为克努森数, $Kn = l'/h$, $0.001 \leq Kn \leq 0.1$; h 为密封层厚度; U_0 为密封环内径线速度。

运用 PH 线性化方法对非线性雷诺方程进行无量纲化处理, 再应用变分法对其方程作变分运算, 得到了轴向微扰下气膜反作用力的增量, 引入复函数对稳态边值条件下的方程进行化简。

2.2 气膜非线性刚度 K_2 和阻尼 C_2 的计算

气膜刚度的推导: $K_g = dF/d\delta$

气膜推力为:

$$F = 2\pi \int_{r_i}^{r_0} r p dr =$$

$$\left[\frac{p_i + \frac{Ep_i}{E+\delta}(\eta_{1,\zeta} \cos \omega + \eta_{2,\zeta} \sin \omega)}{1 - \varepsilon_z \cos \varphi - \frac{E \cos \omega}{E+\delta}} - \frac{3}{2} \beta_0 \left(\frac{E}{E+\delta} \right)^2 \eta_{2,\zeta} (\zeta_0 - \zeta) p_i \right] \quad (11)$$

由二阶滑移条件下气膜刚度的函数表达式:

$$K_g = \frac{Ep_i(\pi r_0^2 - \pi r_i^2)}{(E+\delta)^2 \left(1 - \varepsilon_z \cos \varphi - \frac{E \cos \omega}{E+\delta} \right)} \times \left[(\eta_{1,\zeta} \cos \omega \cos \varphi \varepsilon_z + \eta_{2,\zeta} \sin \omega \cos \varphi \varepsilon_z) - (\eta_{1,\zeta} \cos \omega + \eta_{2,\zeta} \sin \omega + \cos \omega) \right] + \quad (12)$$

$$3(\pi r_0^2 - \pi r_i^2) p_i \beta_0 \eta_{2,\zeta} (\zeta_0 - \zeta) E^2 (E+\delta)^{-3}$$

得到密封气膜角向涡动刚度的解析式:

$$a' = \frac{4R_i}{\delta + E} \int_1^{\zeta_0} \zeta^2 \frac{\eta(\eta_1(\zeta) \cos \omega + \eta_2(\zeta) \sin \omega)}{(1 - \eta \cos \omega_0)^2} d\zeta \quad (13)$$

由式(11)得到密封气膜轴向刚度和阻尼的近似解析解:

$$\Delta F = 2\pi \int_{R_i}^{R_0} r \Delta p dr \quad (14)$$

将公式(14)无量纲化:

$$\Delta F = 2\pi \int_1^{\zeta_0} R_i^2 \zeta \Delta p d\zeta p_i \quad (15)$$

$$\frac{\Delta F}{\pi R_i^2 p_i} = 2 \int_1^{\zeta_0} \zeta \left(\frac{1}{H_0} \Delta y - \frac{1}{H_0^2} y_0 \Delta H \right) d\zeta \quad (16)$$

得到密封气膜的轴向刚度:

$$a = \left[\frac{\Delta F}{\pi R_i^2 p_i} / \Delta \varepsilon_z \right]_{r=0} \quad (17)$$

$$a = 2 \int_1^{\zeta_0} \zeta \frac{1}{H_0^2} y_0 d\zeta \quad (18)$$

又因为动态压力的复数实部 $\text{Re}\{K\} = \eta(\eta_1 \cos \omega + \eta_2 \sin \omega)$, 得到无量纲轴向气膜刚度为:

$$a = 2 \int_1^{\zeta_0} z \frac{h(h_1(z) \cos \omega + h_2(z) \sin \omega)}{(1 - h \cos \omega_0)^2} dz \quad (19)$$

密封气膜轴向刚度为:

$$K_2 = a \frac{\pi R_i^2 p_i}{\delta} \quad (20)$$

同样由压力的复数虚部 $\text{Im}\{K\} = \eta(-\eta_1 \cos \omega + \eta_2 \sin \omega)$ 可以得到无量纲轴向阻尼系数为:

$$c = 2 \int_1^{\zeta_0} \zeta^2 \frac{\eta(\eta_1(\zeta) \sin \omega + \eta_2(\zeta) \cos \omega)}{(1 - \eta \cos \omega_0)^2} d\zeta \quad (21)$$

密封气膜轴向阻尼:

$$C_2 = c \frac{R_i p_i}{2n_r} \quad (22)$$

通过 Maple 软件拟合气膜非线性刚度和阻尼, 气膜刚度随螺旋角和静环的振动位移的变化曲面如图 3 所示。在静环振动位移方向上, 气膜刚度的分布规律是先降低后升高。气膜阻尼随螺旋角和静环的振动位移的变化曲面如图 4 所示。在静环振动位移方向上, 气膜阻尼的分布规律是先升高后降低。

$$K_2 = 1.464140298 \times 10^{10} x_2 - 27370.08299 \alpha - 1.121780167 \times 10^{10} x_2 \times \alpha - 1.537236903 \times 10^{10} x_2^2 \times \alpha + 2.006390480 \times 10^{15} x_2^2 + 35723.28049$$

$$C_2 = 2.255004884 \times 10^9 x_2 - 4133.671000 \alpha - 1.702198358 \times 10^9 x_2 \times \alpha - 2.343434071 \times 10^{14} x_2^2 \times \alpha + 3.10426737 \times 10^{14} x_2^2 + 5476.613186$$

$$(23)$$

$$(24)$$

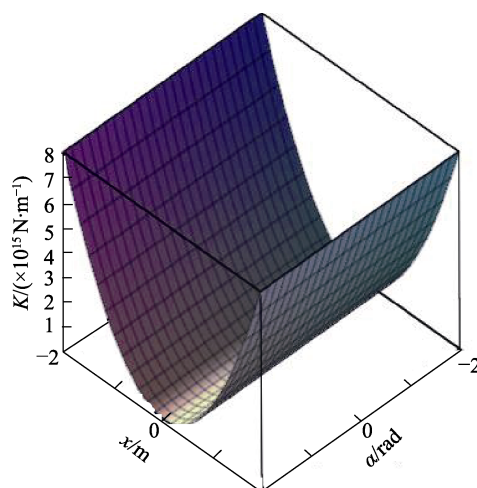


图3 气膜刚度随螺旋角和静环的振动位移的变化曲面

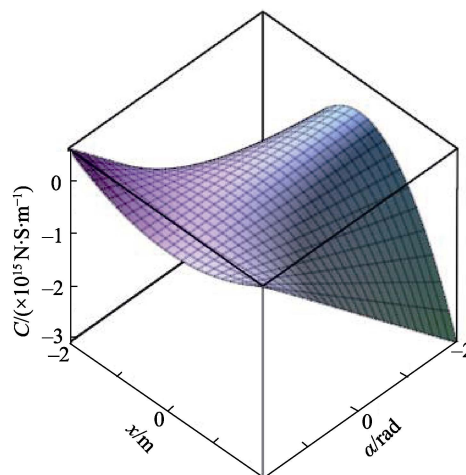


图4 气膜阻尼随螺旋角和静环的振动位移的变化曲面

3 实例计算

本次设计的几何运行参数: 介质气体为氮气, 内径 $D_i=141.2$ mm, 外径 $D_o=159$ mm, 平衡直径 $D=180.5$ mm, 介质压力为 10 MPa, 环境压力

$p_i=0.1013$ MPa, 螺旋槽槽数 $n=12$, 槽深 $2E=6$ μm , 螺旋角度 $\alpha=74.03^\circ$, 转速 $n=8700$ r/min, 气膜厚度 $h=4$ μm 。硬环的外径为 490 mm, 内径为 490 mm; 静环的外径为 600 mm, 内径为 516 mm。系统的参数值见表 1。

表 1 系统的参数值

动环质量/kg	轴质量/kg	静环质量 m_2 /kg	轴承阻尼 $C_1/(\text{N}\cdot\text{S}\cdot\text{m}^{-1})$	轴承刚度 $K_1/(\text{N}\cdot\mu\text{m}^{-1})$	轴承刚度 $K_3/(\text{N}\cdot\mu\text{m}^{-1})$
0.14882	23.9388	0.0804	4.74182×10^5	222.0	4.1861×10^3

可得到 $m_1=24.0875$ kg, $\mu_m=3.3378\times 10^{-3}$, $\zeta=3.2422$, $\mu_{k,3}=\frac{K_3}{K_1}=18.856$ 。

$$\mu_{k,2}=\frac{K_2}{K_1}=65.952x_2+1.233\times 10^{-4}\alpha+50.531x_2\times\alpha+69.245x_2^2\times\alpha-9.037\ 794\ 955\times 10^6x_2^2-1.609\ 10^{-4}$$

$$\mu_c=\frac{C_2}{C_1}=4.755\ 568\times 10^3x_2-8.717\times 10^{-3}\alpha-3.589\ 757\times 10^3x_2\times\alpha-4.942\ 056\ 154\times 10^8x_2^2\times\alpha+6.546\ 466\ 836\times 10^8x_2^2+1.154\ 96\times 10^{-2}$$

$$(25)$$

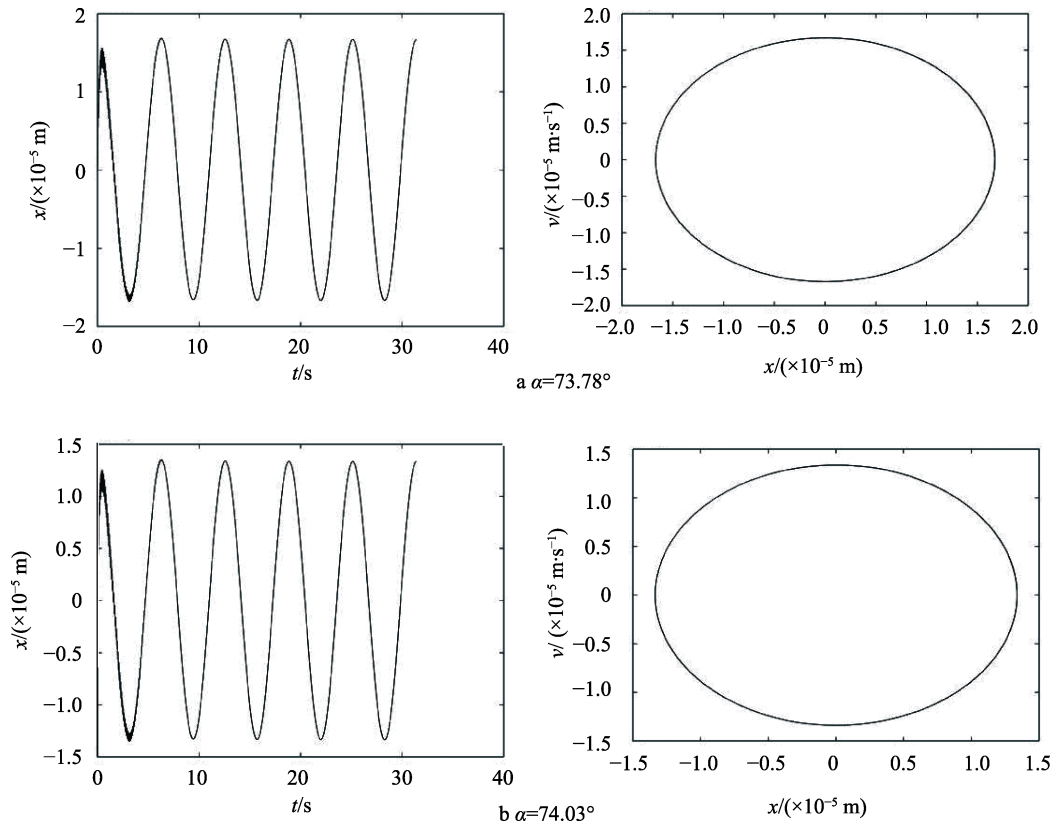
$$\mu_c=\frac{C_2}{C_1}=4.755\ 568\times 10^3x_2-8.717\times 10^{-3}\alpha-3.589\ 757\times 10^3x_2\times\alpha-4.942\ 056\ 154\times 10^8x_2^2\times\alpha+6.546\ 466\ 836\times 10^8x_2^2+1.154\ 96\times 10^{-2}$$

$$(26)$$

令 $\dot{X}_1=Y_1$; $\dot{X}_2=Y_2$, 对式 (2) 进行降阶处理, 便于 MATLAB 编程运算。

$$\begin{cases} \dot{X}_1=Y_1 \\ \dot{Y}_1=(1-f_2)\sin(\omega t+\tau)-(1+\mu_{k,2})X_1+2\mu_{k,2}X_2-2\zeta(1+\mu_C)Y_1+2\zeta\mu_C Y_2 \\ \dot{X}_2=Y_2 \\ \dot{Y}_2=\frac{1}{\mu_m}[f_2\sin(\omega t+\tau)+\mu_{k,2}X_1-(\mu_{k,2}+\mu_{k,3})X_2+2\zeta\mu_C(Y_1-Y_2)] \end{cases} \quad (27)$$

同样的联立式 (25)、(26), 运用四阶的 Runge-Kutta 求解振动方程 (27), 试验最佳参数邻域内螺旋角响应优化, 螺旋角分别选取: 73.78° , 74.03° , 74.28° , 74.53° , 74.78° , 75.03° 。由图 5 可知, 极小的螺旋角变化就可引起较大振动数值的变化。当 $\alpha=73.78^\circ$ 时, 其最大振幅为 16.5 μm ; 当 $\alpha=74.03^\circ$ 时,



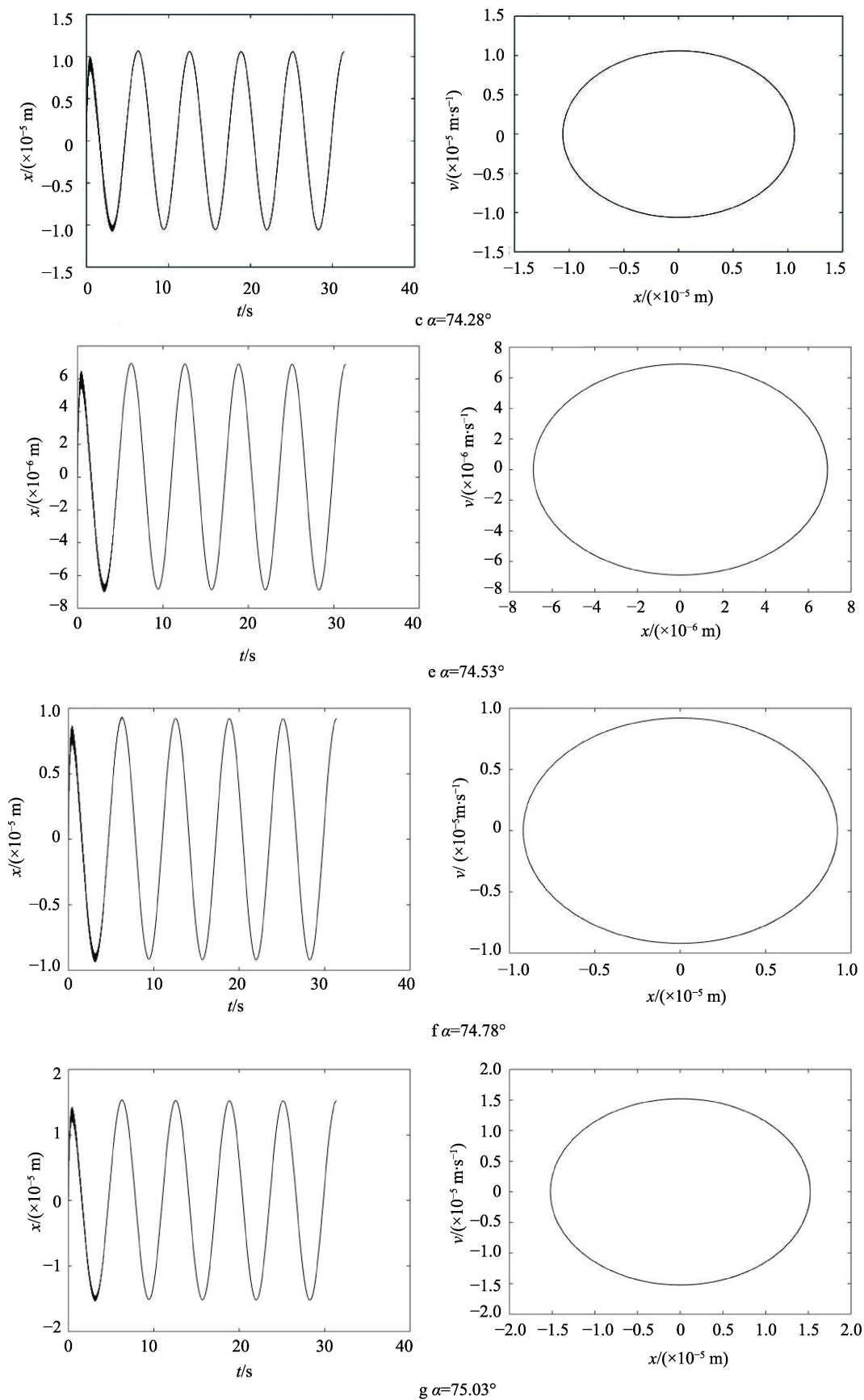


图5 双自由度下不同螺旋角的时间历程图及相轨图

其最大振幅为 $13 \mu\text{m}$; 当 $\alpha=74.28^\circ$ 时, 其最大振幅为 $10.5 \mu\text{m}$; 当 $\alpha=74.53^\circ$ 时, 其最大振幅为 $7 \mu\text{m}$; 当 $\alpha=$

74.78° 时, 其最大振幅为 $9 \mu\text{m}$; 当 $\alpha=75.03^\circ$ 时, 其最大振幅为 $11.8 \mu\text{m}$ 。

螺旋角度与静环振动位移的关系如图6所示,可见,静环的振动位移分布规律,随着螺旋角度($73.5^{\circ} \sim 75.5^{\circ}$)的增加,静环的振动位移先减小后增加。当 $\alpha=74.53^{\circ}$ 时,振动数值最小,其最大振幅为 $7\mu\text{m}$,最大振速为 $7\mu\text{m/s}$ 。因此,动环和静环的追随性最佳,证明该系统运行稳定。

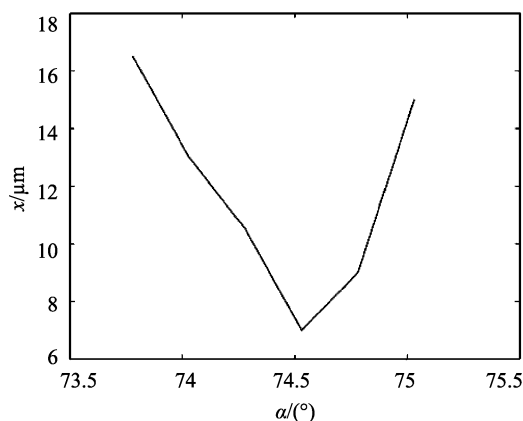


图6 螺旋角度与静环位移的关系

螺旋角度的变化对于干气密封系统静环的振动幅值影响比较明显。适当增大螺旋角度($0.5^{\circ} \sim 0.6^{\circ}$),可以提高整个大系统的稳定性,从而给出了使干气密封系统稳定的螺旋角范围。

4 结论

文中所建立的双自由度转子-轴承-干气密封系统轴向振动模型更接近于实际工况,样机的螺旋角 $\alpha=74.28^{\circ}$,其最大振幅为 $10.5\mu\text{m}$;当 $\alpha=74.53^{\circ}$ 时,其最大振幅为 $7\mu\text{m}$ 。可以推导出螺旋角度增大($0.5^{\circ} \sim 0.6^{\circ}$),静环的振动位移最小,使得动静环的追随性最佳,可以提高整个大系统的稳定性。以后可以通过该方法进行干气密封轴向振动稳定分析,为密封系统的槽型参数优化设计提供理论指导。由于转子-轴承-干气密封系统是一个复杂的非线性系统,很多的非线性动力学行为还有待试验验证。

参考文献:

[1] KRIVSHICH N G, PAVLYUK S A, KOLESNIK S A, et al. Dry Gas Seal Systems for Equipment with Slow Shaft Rotation[J]. Chemical & Petroleum Engineering, 2007, 43(11-12): 676-680.
[2] 杨烨, 许克军, 彭斌望, 等. 离心式压缩机干气密封技

术探讨[J]. 石油和化工设备, 2014(6): 89-91.

- [3] 陈予恕, 孟泉. 非线性转子-轴承系统的分叉[J]. 振动工程学报, 1996(3): 266-275.
[4] ZIRKELBACK N, ANDRES L S. Effect of Frequency Excitation on Force Coefficients of Spiral Groove Gas Seals[J]. Journal of Tribology, 1999, 121(4): 283-286.
[5] 刘雨川. 端面气膜密封特性研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 1999.
[6] MILLER B A, GREEN I. Numerical Techniques for Computing Rotor dynamic Properties of Mechanical Gas Face Seals[J]. Journal of Tribology, 2002, 124(4): 1-9.
[7] 李双喜, 蔡纪宁, 陈罕, 等. 高速螺旋槽气体密封轴向微扰的有限元分析[J]. 北京化工大学学报(自然科学版), 2003, 30(1): 52-56.
[8] 李振平, 罗跃纲. 考虑油膜力的弹性转子系统碰摩故障研究[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2002, 23(10): 980-983.
[9] 张韬, 孟光. 有挤压油膜阻尼器支承的多故障转子系统的非线性响应特性研究[J]. 机械科学与技术, 2003, 23(4): 543-546.
[10] 张琪昌, 王洪礼, 竺致文. 分岔与混沌理论及应用[M]. 天津: 天津大学出版社, 2005.
[11] 郝淑英, 王伟, 张琪昌. 研究两自由度强非线性振动系统的规范形方法[J]. 振动工程学报, 2007, 20(4): 422-426.
[12] 张伟政, 俞树荣, 丁雪兴, 等. 螺旋槽干气密封系统轴向振动响应及结构优化[J]. 排灌机械工程学报, 2010, 28(3): 228-232.
[13] 刘蕴, 殷国富, 杜建媛, 等. 螺旋槽型干气密封系统轴向振动影响因素研究[J]. 工程科学与技术, 2016, 48(2): 155-160.
[14] 宋鹏云, 许恒杰. 静压气体润滑机械密封刚度特性的解析法分析[J]. 排灌机械工程学报, 2013, 31(12): 1077-1082.
[15] 彭旭东, 江锦波, 白少先, 等. 中低压干气密封螺旋槽结构参数优化[J]. 化工学报, 2014, 65(11): 4536-4542.
[16] 严如奇, 翟霄, 张英杰, 等. 螺旋槽干气密封微尺度气膜厚度计算及测试[J]. 甘肃科学学报, 2015, 27(5): 105-109.
[17] 丁雪兴, 陆俊杰, 刘勇, 等. 热耗散变形下干气密封系统轴向振动稳定性分析[J]. 振动工程学报, 2016, 29(1): 78-86.
[18] 成玫, 孟光, 荆建平. 转子-轴承-密封系统的非线性振动特性[J]. 上海交通大学学报, 2007, 41(3): 398-403.
[19] GABRIEL R P. Fundamentals of Spiral Groove Non-contacting Face Seals[J]. Lubrication Engineering, 1994, 50: 215-224.