

非线性数值模拟柱面气膜密封动态特性

马 纲, 何 军, 孙晓军, 沈心敏

(北京航空航天大学 机械工程及自动化学院, 北京 100191)

摘 要: 针对气膜密封研究中密封气膜动态特性分析难点问题, 采用非线性数值模拟法对柱面气膜密封系统的动态特性进行研究. 建立了柱面气膜密封系统的动力学模型, 给出了基于有限元数值方法的瞬态气体雷诺方程(含时间项)与系统动力学方程的耦合求解流程和方法, 数值仿真给出了柱面密封环的中心轨迹图、确定了一定转速下的临界无量纲质量、不同密封环无量纲质量时等量位移扰动下系统的响应图, 分析了密封环无量纲质量对系统稳定性的影响. 结果表明: 光滑柱面气膜密封系统存在临界无量纲质量, 临界时系统受扰后处于半频涡动状态, 随着密封环无量纲质量的增加, 受扰后系统收敛时间变长, 稳定性变差.

关 键 词: 柱面气膜密封; 稳定性; 非线性数值计算; 耦合求解; 轨迹图

中图分类号: V233.42

文献标志码: A

Nonlinear numerical simulation for dynamic characteristic of gas cylinder film seal

MA Gang, HE Jun, SUN Xiao-jun, SHEN Xin-min

(School of Mechanical Engineering and Automation,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: Aiming at solving the dynamic characteristic as a problem in the research and design of gas film seal, the seal dynamic behavior of gas cylinder film seal was studied theoretically by employing the nonlinear numerical simulation method. The dynamics analysis model of gas cylinder film seal system was established to solve the coupling with the Reynolds equation (including time terms). Through finite element numerical simulation, the trajectory diagram of the sealing ring, the critical dimensionless mass of the seal system and the response to a displacement impact were obtained. The influence of the sealing ring dimensionless mass on dynamic stability was studied. The results show that the critical dimensionless mass of the smooth gas cylinder film seal could be found, and the whirl at the stability threshold is under "half-frequency" state. With the increase of the sealing ring dimensionless mass, the time of returning to a stable state becomes longer and the stability becomes worse.

Key words: gas cylinder film seal; stability; nonlinear numerical calculation; coupling solution; trajectory diagram

随着现代工业生产的迅速发展, 高速流体机械中对流体动密封技术的需求日益紧迫. 气膜密封作为一种低泄漏、低磨损和相对长寿命的新型

密封方式, 已逐渐成为流体机械关键部位密封的重要研究方向^[1-2].

气膜密封工作过程中的对中性 and 振动干扰情

况对密封系统的工作影响显著,其工作效果取决于密封系统的动态特性.气膜的动态特性是主要的影响因素,密封气膜稳定性问题可以直接引发密封系统失稳,导致系统磨损等失效的发生.气膜稳定性研究是气膜密封研究中的核心和难点之一^[3-4].

结合密封结构形式特点,目前对端面气膜密封(gas face film seal)国内外已经在稳态和动态特性两方面进行了较为深入地研究^[5-6];柱面气膜密封(gas cylinder film seal)研究主要集中在稳态特性和动态特性系数研究方面^[7-8].

分析气膜密封动态特性包括线性化和非线性化两种方法.基于线性假设的线性化方法,主要包括步进法和小扰动法.步进法假定气膜对各个自由度上小的连续步进响应是线性的,通过气膜对各个自由度上步进扰动的响应来描述气膜的动力学特性,Miller 和 Green^[9]采用步进法分析了端面密封气膜的刚度阻尼特性,指出步进法在高频率时不够准确,但是计算速度比较快.小扰动法假定在平衡位置附近气膜的膜厚和压力变化是线性的,通过对稳定状态施加小的扰动计算出扰动状况下的气膜力,进而求得描述气膜动态特性的刚度系数和阻尼系数,这种方法在端面气膜密封动态特性研究中较为常见.Ruan^[10]进行的端面气膜密封中密封环的跟踪特性和密封系统稳定性研究中对该方法的应用最具有代表性.

非线性化方法通常采用直接数值模拟,通过对含时间项的瞬态雷诺方程和系统动力学方程进行耦合求解,获得密封环中心的运动轨迹和运动规律进而研究系统的动态特性.有代表性的研究包括:2002 年 Green 和 Barnsby^[11]采用有限差分法离散瞬态雷诺方程,将瞬态雷诺方程和系统动力学方程进行耦合求解,分析了端面密封中转速、半径比、不对中量等对系统跟踪响应的影响;Ruan^[12]采用有限元法离散瞬态雷诺方程,将瞬态雷诺方程、面接触方程和系统动力学方程看成一个可逆过程采用迭代法进行耦合求解,分析了考虑面接触情况下密封系统在启动、停止阶段的转子位移、泄漏量等的变化;2008 年 PAN 等^[13]采用有限差分法离散瞬态雷诺方程,将瞬态雷诺方程和动力学方程耦合求解,分析气体轴承的稳定性,指出气体轴承转子质量存在两个阈值,当大于上限阈值时系统不稳定,当小于下限阈值时系统稳定,当处于两者之间时系统是否稳定取决于外界干扰大小.

由于气膜的可压缩性和压力非线性,线性化

方法在动态特性分析中受到限制.2008 年 Bou-Said 等^[14]使用线性化方法和非线性化方法对比研究了气体轴承的动态特性,结果表明在求解大偏心率的临界质量和不平衡响应时,线性化方法会导致错误的结果;非线性直接数值模拟法能够提供系统运动中密封件的运动信息、计算密封系统运动过程中的密封特性,可以更好地对动力学特性进行预测分析,因而被称为能够完整描述气膜动态特性的唯一方法^[12].目前国内研究气膜密封动态特性大多采用线性化方法,采用非线性直接数值模拟法进行研究的成果很少见到.

本文采用非线性直接数值模拟法,对瞬态雷诺方程和密封系统动力学方程进行耦合求解,通过分析不同质量下密封环中心的运动轨迹,确定系统的临界无量纲质量(下文简称临界质量)及稳定性判据;通过分析不同密封环无量纲质量(下文简称密封环质量)下系统受到等量位移扰动后的响应变化,对系统的响应时间和稳定性进行进一步研究.

1 理论分析与模型建立

1.1 柱面气膜密封结构描述

柱面气膜密封系统基本组成如图 1 所示, O_t 为转子轴心, O_b 为密封环中心, e 为密封环偏心距, φ 为密封环偏位角, θ 为周向坐标.密封环外表面通过柔性支撑连接在密封支座上,密封环内表面有密封沟槽,转子以角速度 ω 旋转,转子与密封环之间因相对转动产生动压密封气膜,避免转子和密封环之间的接触摩擦和磨损,并实现良好的密封效果.

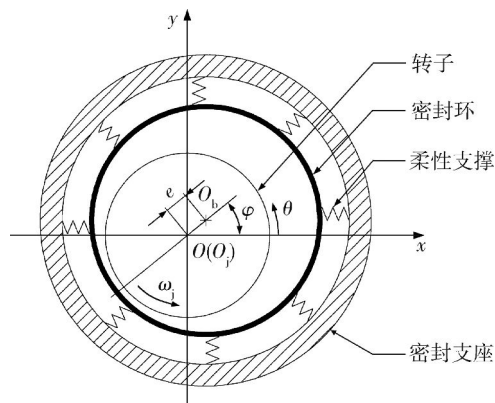


图 1 柱面气膜密封结构图

Fig. 1 Schematic of cylinder gas film seal

1.2 密封气膜控制方程

旋转柱坐标系下描述柱面密封气膜动压效

果,能计及可变黏度的瞬态压力微分方程,即广义的雷诺方程为

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\omega \frac{\partial(\rho h)}{\partial \theta} + 12 \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \quad (1)$$

其中 R 为转子半径, ρ 为气体密度, h 为密封气膜厚度, η 为气体动力黏度, p 为气膜压力, z 为轴向坐标, ω 为密封环与转子相对旋转角速度, t 为时间。

气膜厚度方程为

$$h = c[1 + \varepsilon \cos(\theta - \varphi)] \quad (2)$$

$$\varepsilon = \frac{e}{c} = \frac{\sqrt{x^2 + y^2}}{c} \quad \varphi = \arctan \frac{y}{x} \quad (3)$$

其中 c 为气膜的平均膜厚, ε 为密封环偏心率, x 和 y 分别为密封环中心 O_b 在 x 方向和 y 方向上的位置坐标。

稳定运转条件下,转子中心与密封环中心偏心但相对位置保持不变。

1.3 系统动态特性

受到外界干扰后,密封环中心产生相对偏移,气膜状态和密封环工作状态发生变化。

密封环的动力学方程为

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= F_{gx} - K_x(x - x_0) - D_x\dot{x} - F_{eqx} \\ m\ddot{y} &= F_{gy} - K_y(y - y_0) - D_y\dot{y} - F_{eqy} - mg \end{aligned} \quad (4)$$

其中 m 为密封环质量, F_{gx} 和 F_{gy} 分别为 x 方向和 y 方向上的气膜力, K_x 和 K_y 分别为柔性支撑在 x 方向和 y 方向上的刚度系数, x_0 和 y_0 为密封环中心在稳定运转位置的坐标, D_x 和 D_y 分别为柔性支撑在 x 方向和 y 方向上的阻尼系数, F_{eqx} 和 F_{eqy} 分别为在平衡位置柔性支撑作用在密封环上的平衡力。为方便表述,本文用下标 0 代表稳定工作状态,以下均采用相同表述。

密封环中心受扰时相对稳定运转位置的距离

$$S_s = \sqrt{(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2} \quad (5)$$

无量纲距离

$$\bar{S}_s = \frac{\sqrt{(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2}}{c} \quad (6)$$

带上划线的字母变量表示相应的无量纲量,以下均采用相同表述。

将密封系统工作过程中可能出现的不对中和振动干扰影响,等效为密封环相对稳定运转位置产生偏移,在一定工作时间内,对瞬态雷诺方程和系统动力学方程进行耦合求解,确定偏移后密封环中心的运动轨迹,进而分析柱面气膜密封系统

的非线性动态特性。

2 数值分析求解

确定密封环受扰后中心轨迹变化过程的瞬态雷诺方程和动力学方程的耦合求解需要通过数值迭代方法实现。

2.1 稳态气膜控制方程求解

密封系统稳定工作状态是动态特性分析的初始时刻。稳态雷诺方程为

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\omega \frac{\partial(\rho h)}{\partial \theta} \quad (7)$$

引入无量纲变量

$$\begin{cases} \bar{z} = \frac{z}{L} \\ \bar{p} = \frac{p}{p_a} \\ \bar{h} = \frac{h}{c} \\ \Delta = 6 \left(\frac{R}{c} \right)^2 \frac{\eta \omega}{p_a} \end{cases} \quad (8)$$

其中 L 为密封轴向长度, p_a 为低压侧压力, Δ 为可压缩数。

稳态无量纲雷诺方程为

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + \frac{R^2}{L^2} \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = 2\Delta \frac{\partial(\bar{p} \bar{h})}{\partial \theta} \quad (9)$$

稳态无量纲气膜厚度方程为

$$\bar{h}_0 = [1 + \varepsilon_0 \cos(\theta - \varphi_0)] \quad (10)$$

$$\varepsilon_0 = \frac{e_0}{c} = \frac{\sqrt{x_0^2 + y_0^2}}{c}$$

$$\varphi_0 = \arctan \frac{y_0}{x_0} \quad (11)$$

稳态雷诺方程的边界条件包括

1) 密封系统高低压侧的压力边界条件

$$\begin{aligned} \bar{z} = 0 \quad \bar{p} &= \bar{p}_s \\ \bar{z} = 1 \quad \bar{p} &= \bar{p}_a \end{aligned}$$

其中 $\bar{p}_s$ 为无量纲高压侧边界压力。

2) 以 2π 为周期的周期性边界条件

$$\bar{p}(\theta, \bar{z}) = \bar{p}(\theta + 2\pi, \bar{z})$$

采用有限元法求解方程(7),用伽辽金法将雷诺方程转化为积分形式,在解域内进行离散并线性化,通过直接 Gauss 法求解线性方程组确定压力分布。具体求解过程见参考文献[15]。

作用在密封环表面上的稳态气膜力通过压力积分得到

$$\begin{aligned} F_{gx} &= \int_0^L \int_0^{2\pi} (p - p_a) R \cos \theta d\theta dz \\ F_{gy} &= \int_0^L \int_0^{2\pi} (p - p_a) R \sin \theta d\theta dz \end{aligned} \quad (12)$$

2.2 密封环中心位移求解

将密封环的运动过程分成多个时间段 Δt , 在每个时间段内计算密封环的中心位移。

引入无量纲变量进行无量纲化。

无量纲位移

$$\bar{x} = \frac{x}{c} \quad \bar{y} = \frac{y}{c}$$

无量纲气膜力

$$\bar{F}_{gx} = \frac{F_{gx}}{p_a R^2} \quad \bar{F}_{gy} = \frac{F_{gy}}{p_a R^2}$$

无量纲支撑力

$$\bar{F}_{eqx} = \frac{F_{eqx}}{p_a R^2} \quad \bar{F}_{eqy} = \frac{F_{eqy}}{p_a R^2}$$

无量纲支撑刚度和阻尼

$$\bar{K}_x = \frac{cK_x}{p_a R^2} \quad \bar{K}_y = \frac{cK_y}{p_a R^2}$$

$$\bar{D}_x = \frac{c\omega D_x}{p_a R^2} \quad \bar{D}_y = \frac{c\omega D_y}{p_a R^2}$$

无量纲质量、重力加速度、时间

$$\bar{m} = \frac{mc\omega^2}{p_a R^2} \quad \bar{g} = \frac{g}{c\omega^2} \quad \bar{t} = \omega t$$

在第 $n(n=1, 2, 3, \dots)$ 个时间段 Δt 内, 密封环的加速度为

$$\begin{aligned} \bar{a}_{xn} &= \frac{\bar{F}_{gxn} - \bar{K}_x(\bar{x}_n - \bar{x}_0) - \bar{D}_x \bar{v}_{xn} - \bar{F}_{eqx}}{\bar{m}} \\ \bar{a}_{yn} &= \frac{\bar{F}_{gyn} - \bar{K}_y(\bar{y}_n - \bar{y}_0) - \bar{D}_y \bar{v}_{yn} - \bar{F}_{eqy} - \bar{m} \bar{g}}{\bar{m}} \end{aligned} \quad (13)$$

其中 $\bar{a}_{xn}, \bar{a}_{yn}$ 分别为第 n 个时间段内密封环中心在 x, y 方向上的无量纲加速度, $\bar{v}_{xn}, \bar{v}_{yn}$ 分别为第 n 个时间段内密封环中心在 x, y 方向上的无量纲速度, $\bar{x}_n, \bar{y}_n$ 分别为第 n 个时间段初始时刻密封环中心在 x, y 方向上的无量纲位置坐标。

密封环中心速度为

$$\begin{aligned} \bar{v}_{x(n+1)} &= \bar{v}_{xn} + \bar{a}_{xn} \Delta t \\ \bar{v}_{y(n+1)} &= \bar{v}_{yn} + \bar{a}_{yn} \Delta t \end{aligned} \quad (14)$$

密封环中心位置坐标为

$$\begin{aligned} \bar{x}_{(n+1)} &= \bar{x}_n + \bar{v}_{xn} \Delta t + \frac{1}{2} \bar{a}_{xn} \Delta t^2 \\ \bar{y}_{(n+1)} &= \bar{y}_n + \bar{v}_{yn} \Delta t + \frac{1}{2} \bar{a}_{yn} \Delta t^2 \end{aligned} \quad (15)$$

2.3 瞬态气膜力求解

瞬态无量纲雷诺方程为

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}^2}{\partial \theta} \right] + \frac{R^2}{L^2} \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}^2}{\partial \bar{z}} \right] = \\ 2\Lambda \frac{\partial(\bar{p}\bar{h})}{\partial \theta} + 4\Lambda \frac{\partial(\bar{p}\bar{h})}{\partial \bar{t}} \end{aligned} \quad (16)$$

瞬态无量纲气膜厚度方程为

$$\bar{h} = 1 + \epsilon \cos(\theta - \varphi) \quad (17)$$

采用向后欧拉法离散瞬态无量纲雷诺方程中的时间偏导项, 对应第 n 个时间段, 按照与求解稳态方程相同的有限元法求解瞬态气膜压力分布, 由式(12)积分得到第 n 个时间段的瞬态气膜力。

数值模拟耦合求解密封环运动轨迹框图见图2。

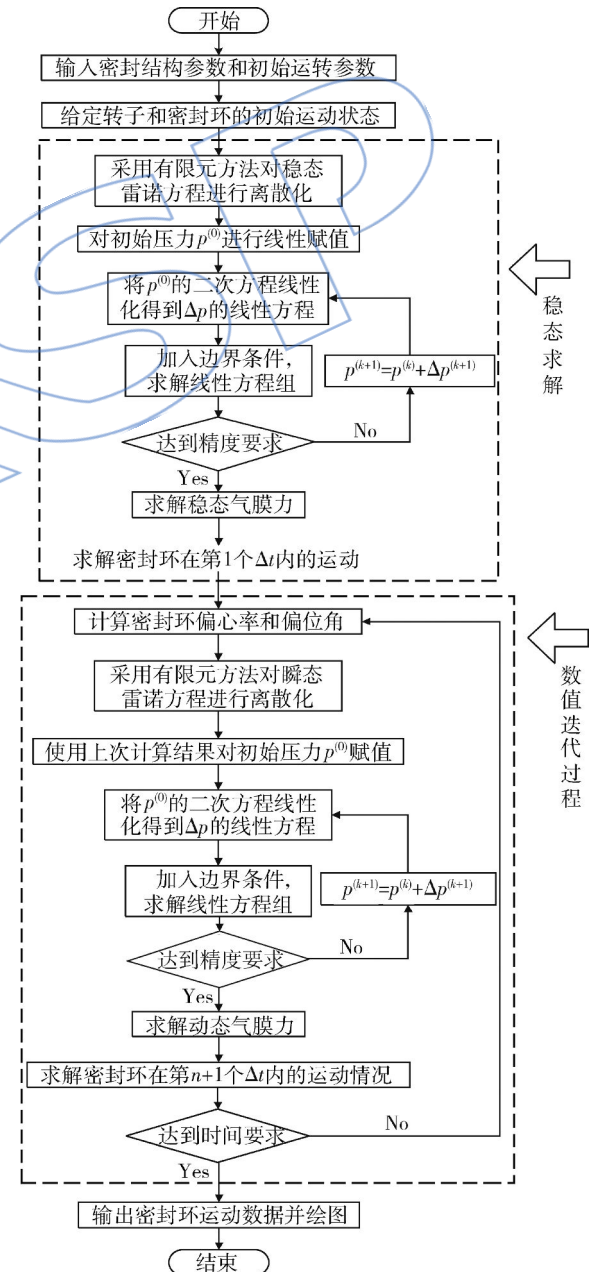


图2 气膜密封动态特性求解流程图

Fig. 2 Flow chart for solution of gas film seal dynamic characteristics

3 仿真计算与分析

编制计算程序对柱面气膜密封系统的动态特性进行数值模拟分析. 计算对象为光滑密封界面, 相关计算条件如表 1.

表 1 柱面气膜密封计算参数

Table 1 Calculational parameters of gas cylinder film seal

参数	数值
高压侧边界压力 $p_s/10^5 \text{ Pa}$	3.21
低压侧压力 $p_a/10^5 \text{ Pa}$	1.01
上游气体温度 T/K	293
气体密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	1.23
气体动力黏度 $\eta/10^{-5} (\text{Pa} \cdot \text{s})$	1.8
转子半径 R/m	0.078
密封轴向长度 L/m	0.04
气膜的平均膜厚 $c/\mu\text{m}$	10
密封环偏心率 ϵ	0.4
转速 $n/(\text{r}/\text{min})$	23500

对比已有参考资料, 取柔性支撑的刚度系数为 $5 \times 10^5 \text{ N}/\text{m}$, 阻尼系数为 $300 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}$.

3.1 密封环中心运动轨迹

在 x 方向对密封环施加 $0.05c$ 的位移扰动, 初始条件为

$$\begin{aligned} \Delta \bar{x}_0 &= 0.05c, \quad \bar{y}_0 = 0 \\ \bar{v}_{x0} &= \bar{v}_{y0} = 0, \quad \bar{a}_{x0} = \bar{a}_{y0} = 0 \end{aligned} \quad (18)$$

图 3 是密封环质量为 4.91 的密封环中心轨迹图, 可以看出密封环受到扰动后, 中心位置先出现较大偏移, 随着时间变化呈现不规则收缩趋势, 逐渐回到平衡位置. 计算中把密封环中心与平衡位置的距离小于 10^{-8} m 作为判断系统回到稳定状态的条件.

图 4 和图 5 分别为密封环中心 x 方向和 y 方向的振动位移图, 本文方法实现了密封环运动轨迹的计算.

3.2 定转速下临界质量确定

模拟计算不同质量密封环的运动轨迹, 分析密封环中心与平衡位置距离的变化, 确定一定转速下密封环的临界质量.

图 6 为转速 23500 r/min 时 5 组不同质量密封环的中心与平衡位置之间的距离随时间变化图.

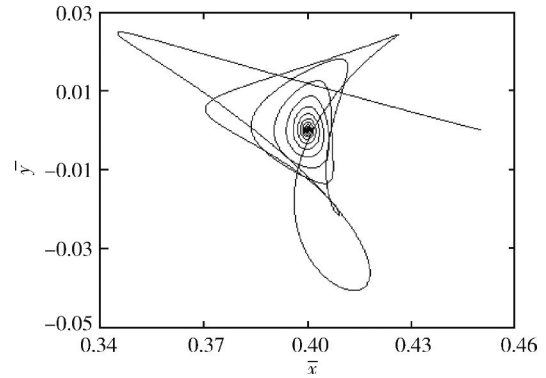


图 3 无量纲质量为 4.91 密封环中心轨迹图

Fig. 3 Trajectory diagram of sealing ring center when $\bar{m} = 4.91$

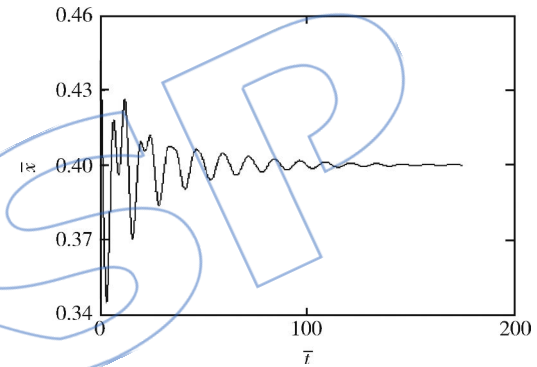


图 4 无量纲质量为 4.91 密封环中心 x 方向振动位移图

Fig. 4 Motion diagram of sealing ring center about x axis when $\bar{m} = 4.91$

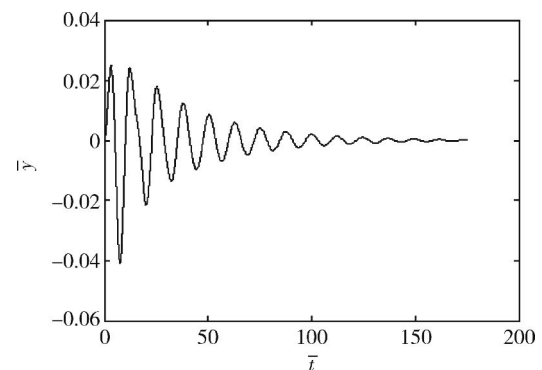


图 5 无量纲质量为 4.91 密封环中心 y 方向振动位移图

Fig. 5 Motion diagram of sealing ring center about y axis when $\bar{m} = 4.91$

密封环质量大于 6.383 时, 密封环中心相对平衡位置的距离逐渐变大, 最终会导致密封环和转子发生碰撞; 密封环质量为 6.383 时相对距离基本保持不变, 表明系统处于临界状态; 密封环质

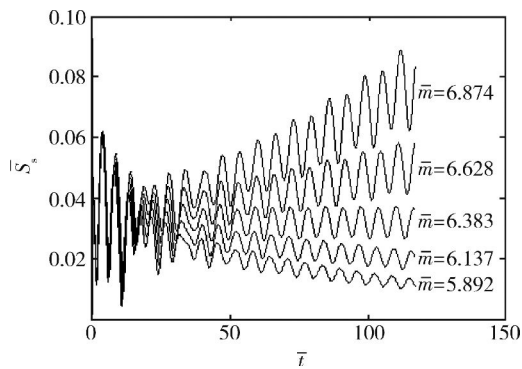


图 6 不同密封环质量距离图

Fig. 6 Diagram of distance at different sealing ring masses

量小于 6.383 时, 相对距离逐渐变小, 最终回到稳定状态. 可以看出 6.383 为该系统转速为 23 500 r/min 的临界质量, 当密封环质量小于 6.383 时, 系统受到扰动后能够回复到稳定运转状态, 当密封环质量大于 6.383 时, 系统受到扰动后会发生失稳导致密封失效.

图 7~图 9 分别为密封环质量为 6.383 时密封环中心轨迹图、密封环中心 x 方向和 y 方向振动位移图. 由振动位移图可以计算出此时密封环涡动速度为 11 660 r/min, 涡动频率比为 0.49, 表明系统处于半频涡动状态.

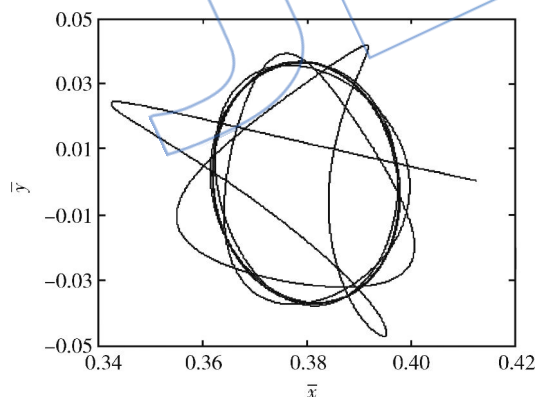
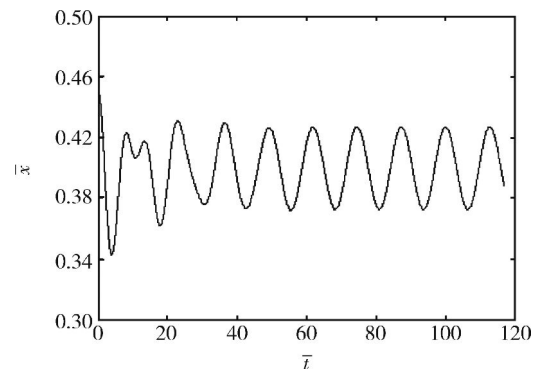
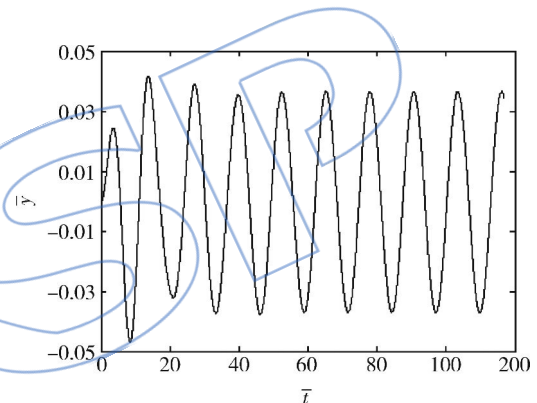


图 7 无量纲质量为 6.383 密封环中心轨迹图

Fig. 7 Trajectory diagram of sealing ring center when $\bar{m}=6.383$

端面气膜密封研究结果表明密封系统存在临界质量. 当系统质量小于临界值时, 受扰后系统能够回到稳定运转状态, 系统质量大于临界值时, 受扰后系统失稳, 系统质量等于临界值时, 受扰后系统处于涡动状态^[5]. 密封界面为光滑柱面结构、高低压边界均为大气压时, 柱面气膜密封特性等同于无槽全圆气体轴承, 气体轴承研究结果表明临

图 8 无量纲质量为 6.383 密封环中心 x 方向振动位移图Fig. 8 Motion diagram of sealing ring center about x axis when $\bar{m}=6.383$ 图 9 无量纲质量为 6.383 密封环中心 y 方向振动位移图Fig. 9 Motion diagram of sealing ring center about y axis when $\bar{m}=6.383$

界时气体轴承处于半频涡动状态^[13]. 本文的计算结果与上述结论一致, 间接验证了本文计算方法的正确性.

3.3 位移扰动下系统的响应

对不同密封环质量的系统施加相同的位移扰动, 记录系统回到平衡位置的时间, 分析密封环质量对系统受到干扰后收敛时间的影响. 以 x 方向施加 0.05 c 的位移扰动为例进行计算.

图 10~图 13 为密封环质量为 0.098, 3.928 时密封环中心在 x 方向和 y 方向的振动位移图.

不同密封环质量所对应的振动收敛时间的变化规律如图 14 所示. 表明稳定的密封系统能够在较短时间内回到平衡位置; 密封环质量对收敛时间影响差异较大, 质量越大系统的收敛时间越长, 且变化率增大. 这种收敛时间的差异可通过惯性效应解释, 当密封环质量增大时惯性离心加速度增大, 从而使收敛时间增加. 质量增加超过临界值

时,系统失稳不收敛。

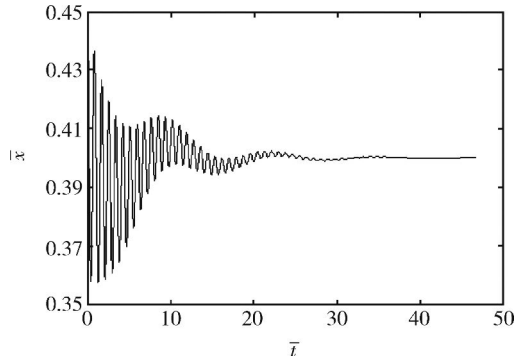


图 10 无量纲质量为 0.098 密封环中心 x 方向
振动位移图

Fig. 10 Motion diagram of sealing ring center about
 x axis when $\bar{m}=0.098$

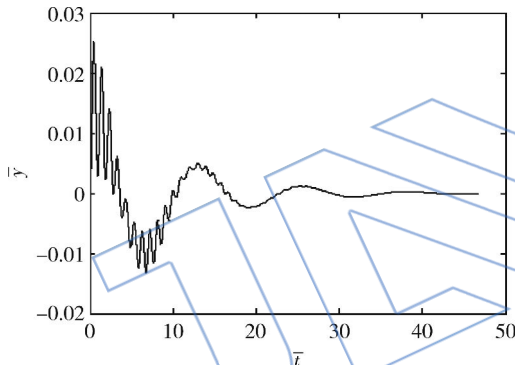


图 11 无量纲质量为 0.098 密封环中心 y 方向
振动位移图

Fig. 11 Motion diagram of sealing ring center about
 y axis when $\bar{m}=0.098$

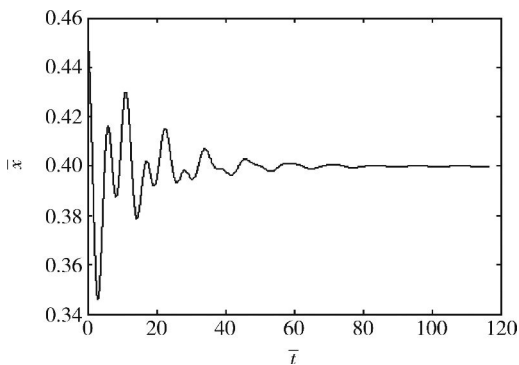


图 12 无量纲质量为 3.928 密封环中心 x 方向
振动位移图

Fig. 12 Motion diagram of sealing ring center about
 x axis when $\bar{m}=3.928$

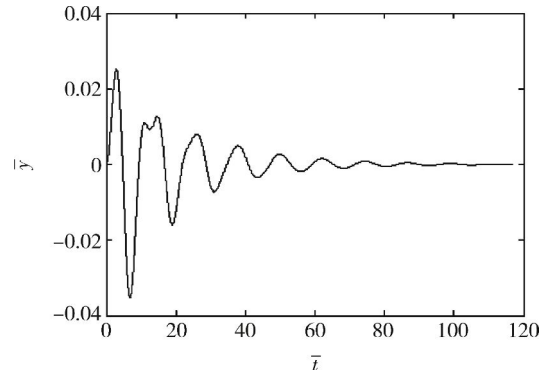


图 13 无量纲质量为 3.928 密封环中心 y 方向
振动位移图

Fig. 13 Motion diagram of sealing ring center about
 y axis when $\bar{m}=3.928$

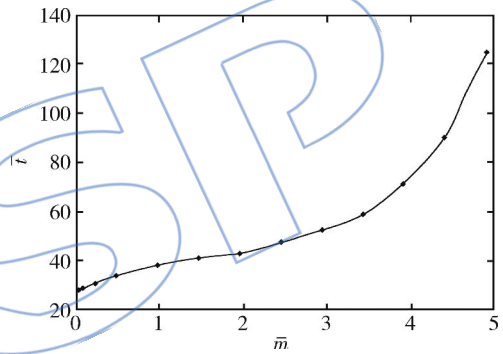


图 14 密封环质量-收敛时间图

Fig. 14 Convergence time diagram at various
sealing ring mass

4 结 论

1) 建立了柱面气膜密封系统的动力学分析模型,给出了基于有限数值方法的瞬态气体雷诺方程(含时间项)与系统动力学方程的耦合求解方法和流程。

2) 实现了柱面气膜密封系统动态特性非线性数值仿真计算,给出了柱面密封环的中心轨迹图、一定转速下的临界质量、不同密封环质量时等量位移扰动下系统的响应图。

3) 光滑圆柱面气膜密封系统存在临界质量。密封环质量大于临界质量时,系统受扰后会失稳;密封环质量小于临界质量时,系统受扰后能够回到稳定运转状态;密封环质量接近临界质量时,系统受扰后发生半频涡动。

4) 当密封环质量小于临界质量时系统受到位移扰动后,能够在短时间内回到稳定运转状态。随着密封环质量的增加,受扰后的收敛时间逐渐变长,系统稳定性变差。

参考文献:

- [1] LIU Yuchuan, SHEN Xinmin, XU Wanfu. Numerical analysis of dynamic coefficients for gas film face seals[J]. Journal of Tribology, 2002, 124(4): 743-754.
- [2] Faria M T C. An efficient finite element procedure for analysis of high-speed spiral groove gas face seals[J]. Journal of Tribology, 2001, 123(1): 205-210.
- [3] Zhang H, Miller B A, Landers R G. Nonlinear modeling of mechanical gas face seal systems using proper orthogonal decomposition[J]. Journal of Tribology, 2006, 128(4): 817-827.
- [4] Miller B A, Green I. Semi-analytical dynamic analysis of spiral-grooved mechanical gas face seals[J]. Journal of Tribology, 2003, 125(2): 403-413.
- [5] Green I, Barnsby R M. A simultaneous numerical solution for the lubrication and dynamic stability of noncontacting gas face seals[J]. Journal of Tribology, 2001, 123(2): 388-394.
- [6] Miller B A, Green I. Numerical formulation for the dynamic analysis of spiral-grooved gas face seals[J]. Journal of Tribology, 2001, 123(2): 395-403.
- [7] Shapiro W, Walowit J. Numerical, analytical, experimental study of fluid dynamic forces in seals[R]. NASA CR-2004-213199, 2004.
- [8] 马纲, 栗秀花, 沈心敏, 等. 柱面气膜密封界面结构与性能分析[J]. 航空动力学报, 2011, 26(11): 2610-2616.
- MA Gang, LI Xiuhua, SHEN Xinmin, et al. Analysis of performance and interface structure of cylinder gas film seal[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(11): 2610-2616. (in Chinese)
- [9] Miller B A, Green I. Numerical techniques for computing rotordynamic properties of mechanical gas face seals[J]. Journal of Tribology, 2002, 124(4): 755-761.
- [10] Ruan B. A semi-analytical solution to the dynamic tracking of non-contacting gas face seals[J]. Journal of Tribology, 2002, 124(1): 196-202.
- [11] Green I, Barnsby R M. A parametric analysis of the transient forced response of noncontacting coned-face gas seals[J]. Journal of Tribology, 2002, 124(1): 151-157.
- [12] Ruan B. Numerical modeling of dynamic sealing behaviors of spiral groove gas face seals[J]. Journal of Tribology, 2002, 124(1): 186-195.
- [13] PAN Yang, ZHU Keqin, WANG Xiaoli. On the non-linear stability of self-acting gas journal bearing[J]. Tribology International, 2009, 42(1): 71-76.
- [14] Bou-Saïd B, Grau G, Jordanoff I. On nonlinear rotor dynamic effects of aerodynamic bearing with simple flexible rotors[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2008, 130(1): 012503. 1-012503. 9.
- [15] 马纲, 席平, 沈心敏, 等. 柔性支撑浮环柱面气膜密封准动态特性分析[J]. 航空动力学报, 2010, 25(5): 1190-1196.
- MA Gang, XI Ping, SHEN Xinmin, et al. Analysis of quasi-dynamic characteristics of compliant floating ring gas cylinder seal[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(5): 1190-1196. (in Chinese)