文章编号:1674-2974(2026)04-0081-11 DOI:10.16339/j.cnki.hdxbzkb.2026172

氢气循环泵人字槽气体润滑轴承设计与分析

黄帅,武新龙,黄邦柱,刘天宇,冯凯†
(湖南大学 机械与运载工程学院,湖南 长沙 410082)

摘 要:为提升氢气在燃料电池系统中的利用效率,设计了一种新型叶片式氢气循环泵,并重点研究其关键部件——人字槽气体润滑轴承的静动态性能.通过构建气体润滑Reynolds方程,采用有限差分法与牛顿迭代法,对矩形槽底人字槽轴承的气膜压力分布进行了系统分析,研究了槽深比、槽长比和螺旋角对承载力的影响规律.进一步引入小扰动法,研究了转速与半径间隙等关键参数对轴承刚度与阻尼的影响规律.研究结果表明,槽深比、槽长比的增大会降低承载力,螺旋角在50°~60°范围内可获得最优承载力.动态特性分析显示,刚度系数随转速增大而增大,阻尼系数则随转速增大而减小,所有刚度系数和阻尼系数都随着半径间隙的增大而减小.为验证模型的有效性,搭建了氢气循环泵实验台,发现50 000 r/min以上转速会导致系统出现非线性振动与不稳定行为.研究成果可为高效、稳定的氢气循环泵设计提供理论依据与工程参考.

关键词:氢气循环泵;人字槽气体润滑轴承;静动态特性;转子系统稳定性
中图分类号:TH133.37 **文献标志码**:A

Design and analysis of herringbone-grooved gas-lubricated bearings for hydrogen recirculation pumps

HUANG Shuai,WU Xinlong,HUANG Bangzhu,LIU Tianyu,FENG Kai†
(College of Mechanical and Vehicle Engineering, Hunan University,Changsha 410082, China)

Abstract: To improve the utilization efficiency of hydrogen in fuel cell systems, a novel vane-type hydrogen recirculation pump was designed, with a particular focus on the static and dynamic performance of its key component—the herringbone-grooved gas-lubricated bearing. By constructing the gas-lubricated Reynolds equation and applying the finite difference method combined with Newton iteration, the gas film pressure distribution of the herringbone-grooved bearing with a rectangular groove bottom was systematically analyzed. The influence of groove depth ratio, groove length ratio, and spiral angle on load capacity was investigated. Furthermore, a small perturbation method was introduced to examine how key parameters, such as rotational speed and radial clearance, affect the stiffness and damping characteristics of the bearing. The results show that increasing the groove depth and length ratios reduces the load capacity, while an optimal spiral angle in the range of 50°~60° yields the highest load capacity. Dynamic analysis reveals that stiffness coefficients increase with speed, whereas damping coefficients decrease; both stiffness

* **收稿日期**:2025-04-09
基金项目:国家自然科学基金资助项目(52275420), National Natural Science Foundation of China (52275420)
作者简介:黄帅(1987—),男,四川南充人,湖南大学副教授,博士
† 通信联系人,E-mail: jkai.feng@gmail.com

and damping coefficients decrease with increasing radial clearance. To validate the proposed model, a hydrogen recirculation pump test bench was constructed, and it was observed that when the speed exceeds 50 000 r/min, nonlinear vibrations and instability may occur. The findings provide theoretical guidance and engineering reference for the design of high-efficiency and stable hydrogen recirculation pumps.

Key words: hydrogen recirculation pump; herringbone-grooved gas-lubricated bearing; static and dynamic characteristics; rotor system stability

随着全球能源需求的不断增长,化石能源的日益枯竭加速了新能源的开发进程.氢气是一种环境友好的新能源,具有良好的电热转换特性[1].燃料电池汽车加氢时间只有3~5 min,可以连续行驶500 km以上[2].氢氧燃料电池在发电过程中仅生成无污染的水,环境友好,已成为研究热点.为提高氢气利用效率,采用氢气循环泵将氢氧燃料电池中未完全反应的氢气增压后重新输送至电池堆.针对车载氢气循环泵的转子与轴承结构开展优化研究,对于拓展氢氧燃料电池的应用场景,促进氢气在燃料电池汽车中的高效转化,具有重要意义.

目前氢气循环泵结构主要包括罗茨式、爪式、涡旋式和叶片式.丰田、艾尔和思科涡旋公司分别研发了罗茨式、爪式和涡旋式循环泵[3-4].罗茨式泵噪声大;爪式泵流量波动明显、稳定性差[5];涡旋式泵效率偏低、制造工艺复杂[6-7].相比之下,叶片式泵利用叶轮旋转输送气体,具备低温启动性能好、噪声小、体积小、重量轻[8-9]的优点.

轴承作为氢气循环泵的核心支撑部件,其结构与性能直接决定了叶片式氢气循环泵的整体运行效率和稳定性.传统滚动轴承在高转速工况下易引起高频噪声与严重磨损,显著缩短使用寿命,这使得以流体为润滑介质的滑动轴承逐渐受到关注.虽然传统液体润滑轴承的耐磨性、效率和寿命得到了提高和延长,但仍然存在诸多不足之处,例如漏液污染、高温条件下易变质等,限制了其在高速旋转机械领域的应用[10].相比之下,以气体为润滑介质的气体润滑轴承具有高温稳定性、高转速、无污染等显著优势[11].因此,它更适用于叶片式氢气循环泵等高精度、高转速的旋转机械.

轴承的静、动态特性是轴承最重要的性能.其中,静态特性指的是轴承在稳态工况下的气膜厚度、承载能力及压力分布等性能指标;而动态特性则指轴承在微扰或动态工况下的刚度、阻尼等参数,反映其对振动扰动的响应能力.Mishra等[12]研究了人字槽轴承在机车涡轮增压器中的应用;黄争[13]以陀螺仪为研究对象,分析了半球型动压气浮轴承的静动态特性,为惯性导航元件的设计提供了理论依据;杨攀等[14]针对医用CT球管中的刻槽动压气体润滑轴承,探讨了结构参数对其静动态性能的影响规律;Lai等[15]提出了一种新型槽形轴承结构,并研究了其在液氢离心泵中的应用特性,通过组合优化有效缓解了空化现象.目前,人字槽气体润滑轴承的研究仍以数值模拟和实验研究为主[16],针对氢气循环泵应用需求的系统性研究仍然较少.

本研究基于有限差分法与牛顿迭代法,求解气体润滑Reynolds方程,获得了人字槽气体润滑径向轴承的气膜压力分布与承载力特性.系统研究了槽长比、槽深比及螺旋角等槽型参数对轴承承载能力的影响.进一步地,在静态Reynolds方程基础上引入扰动项,通过小扰动法分析轴承刚度系数和阻尼系数随转速与径向间隙的变化规律,并利用搭建的实验台对氢气循环泵转子性能进行实验研究.

1 氢气循环泵整体结构

1.1 叶片式氢气循环泵整体设计

本研究设计的叶片式氢气循环泵采用了两级叶轮串联压缩结构,其三维模型图如图1所示,实物图如图2所示.其中,第一级叶轮布置在转子左侧,并以顺时针方向旋转;第二级叶轮位于转子右侧,并以逆时针方向旋转.在叶片式氢气循环泵的转子表面加工有矩形槽底的人字槽结构.

在氢气循环泵的壳体内设计流道,供制冷液循环制冷,制冷液通过管道连接到外部的水冷机中.

氢气循环泵采用MCFBLD-6630型直流电机驱

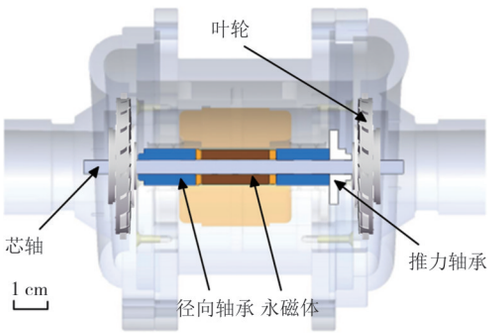


图 1　氢气循环泵三维模型图

Fig.1　3D model of the hydrogen recirculation pump

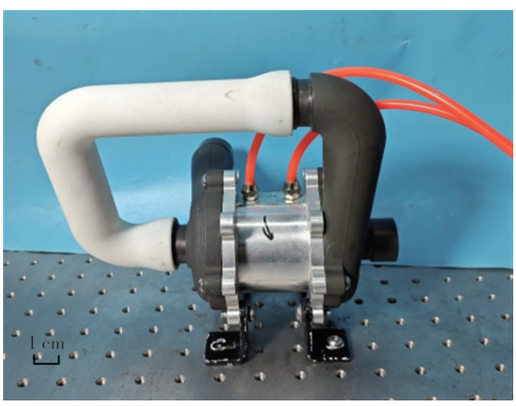


图 2　氢气循环泵实物图

Fig.2　Physical view of the hydrogen recirculation pump

动器驱动. 电机转速利用PWM脉冲占空比进行控制调节.

1.2　转子部件设计

转子由芯轴、推力盘、永磁体、人字槽气体润滑轴承及两侧塑料套构成. 轴承通过在转子表面加工矩形截面的人字槽形成. 在转子高速运转时, 其与定子之间的相对运动生成稳定的动压气膜. 该气膜在径向提供浮力, 降低摩擦, 提升系统稳定性与寿命. 转子的具体结构示意图如图3所示.

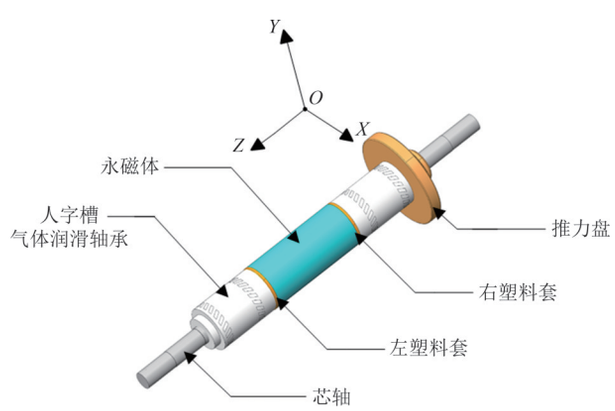


图 3　转子结构示意图

Fig.3　Schematic diagram of the rotor structure

由于转子系统轴向载荷较小, 本研究主要是在气体动压润滑条件下对径向人字槽的性能进行评估.

1.3　氢气循环泵运行工况及润滑介质物性参数分析

氢气循环泵转子的额定转速为20 000 r/min, 一级进口温度75 ℃, 二级出气温度85 ℃, 假设其运行环境的平均温度为79.5 ℃. 环境压力为0.3 MPa. 润滑介质为按摩尔体积分数配比为80%和20%的氢气与氮气组成的混合气体, 该混合气体的气体黏度为14.8 μPa·s.

2　人字槽气体润滑轴承润滑模型与求解方法

2.1　人字槽气体润滑轴承的润滑模型

在实际运行中, 人字槽随转子在固定轴承套内高速顺时针旋转, 该运动特性使气膜压力场的理论求解较为复杂. 为简化建模计算, 本文做出如下假设:将人字槽置于轴承套内壁, 假定转子以逆时针方向高速旋转. 设竖直向上为Y轴正方向, 水平向右为X轴正方向. 转子相对位置示意图如图4所示.

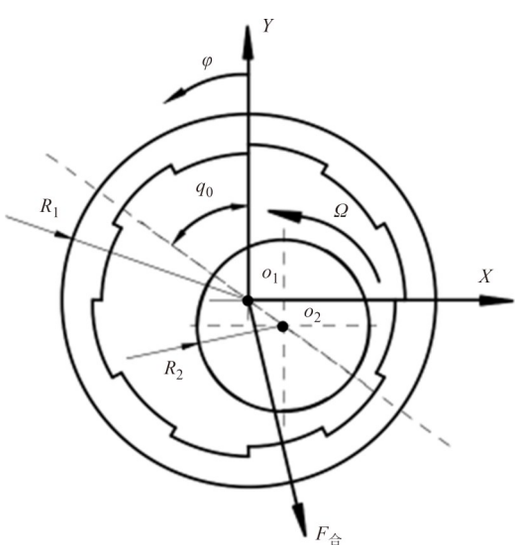


图 4　转子相对位置示意图

Fig.4　Schematic diagram of the rotor's relative position

定义:o_1和o_2分别为轴承套和转子的中心;R_1为轴承套内壁半径;R_2为转子半径;半径间隙$C=R_1-R_2$;偏心距为e;偏心率$s=e/C$;偏位角q_0为o_1和o_2连线与竖直方向的夹角;φ旁箭头表示偏位角的增大方向.

将轴承套内壁展开后,可以得到轴承工作面的展开图和人字槽的截面图,如图5和图6所示.由于槽深的存在,人字槽分布区域局部气膜厚度显著增大.

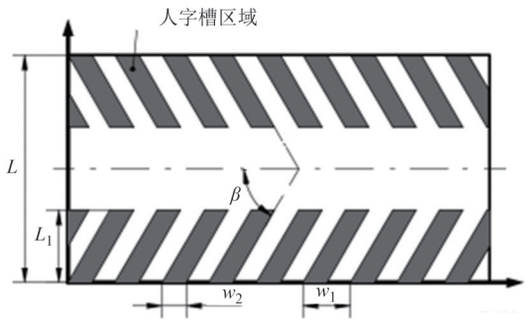


图5 轴承工作面展开图

Fig.5 Developed view of the bearing working surface

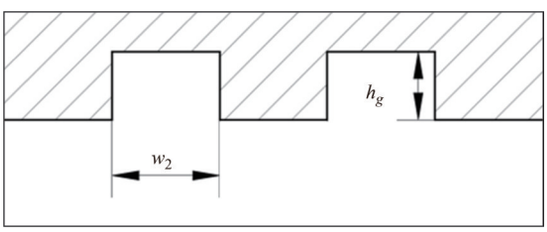


图6 矩形槽底截面图

Fig.6 Cross-section of the rectangular groove bottom

定义:L为人字槽分布区域的总长度;L_1为人字槽总长的一半;槽长比$\gamma=2L_1/L$;人字槽螺旋角为β;w_1代表一组人字槽分布区域的整体宽度;w_2代表一组人字槽的实际宽度;槽宽比$\alpha=w_2/w_1$;h_g代表人字槽深度;槽深比$\delta=h_g/C$.

鉴于气膜厚度极小,可忽略其厚度方向上的气体黏度与压力变化.同时作出如下假设:

1)忽略润滑气体的惯性力;

2)在轴承运行过程中,润滑气体的温度不变;

3)润滑气体在轴套中的润滑状态为层流.

2.2 静态特性计算模型求解

轴承的静态特性和动态特性都是通过求解Reynolds方程获得.Reynolds方程源自可压缩流体的Navier-Stokes方程,考虑了润滑层内流动的边界层效应、流动的连续性以及气体所遵循的状态方程[17],标准形式的Reynolds方程[18]如下:

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{Ph^3}{\mu}\frac{\partial P}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{Ph^3}{\mu}\frac{\partial P}{\partial z}\right)=6wR_2\frac{\partial(Ph)}{\partial x}+12\frac{\partial Ph}{\partial t} \tag{1}$$

式中:x为周向坐标(mm);z为轴向坐标(mm);P为气膜压力(Pa);h为气膜厚度(mm);μ为气体黏度(Pa·s);w为角速度(rad/s);R_2为转子半径(mm);t为时间(s).

选取无量纲参数来简化计算,定义无量纲参数为:

$$\bar{P}=\frac{P}{p_c},\bar{h}=\frac{h}{C},\bar{z}=\frac{z}{R_2},\varphi=\frac{x}{R_2},\bar{t}=wt,\Lambda=\frac{6\mu wR_2^2}{p_cC^2} \tag{2}$$

式中:$\bar{P}$、$\bar{h}$分别为无量纲化的气膜压力、气膜厚度;$\bar{z}$、φ、$\bar{t}$分别为无量纲化的轴向、周向坐标及时间;Λ为轴承数;p_c为常数,p_c=1 Pa.

无量纲后的Reynolds方程可化简为:

$$\frac{\partial}{\partial\varphi}\left(\overline{P}\,\overline{h}^3\frac{\partial\overline{P}}{\partial\varphi}\right)+\frac{\partial}{\partial\bar{z}}\left(\overline{P}\,\overline{h}^3\frac{\partial\overline{P}}{\partial\bar{z}}\right)=\Lambda\frac{\partial(\overline{P}\,\overline{h})}{\partial\varphi}+2\Lambda\frac{\partial(\overline{P}\,\overline{h})}{\partial\bar{t}} \tag{3}$$

轴承的静态特性计算需要去除时间项.接着,采用格林定理和有限差分法进行数值求解.应用格林定理后,得到的最终方程如式(4)所示,有限差分法的原理可由式(5)给出.

$$\oint_{L_{i,j}}\left(\overline{P}\,\overline{h}^3\frac{\partial\overline{P}}{\partial\varphi}\right)\mathrm{d}\bar{z}-\oint_{L_{i,j}}\left(\overline{P}\,\overline{h}^3\frac{\partial\overline{P}}{\partial\bar{z}}\right)\mathrm{d}\varphi=\oint_{L_{i,j}}\left(\Lambda\overline{P}\,\overline{h}\right)\mathrm{d}\bar{z} \tag{4}$$

式中:线积分的积分方向为逆时针方向;$L_{i,j}$为单元求解域边界,i、j代表求解域中不同位置的编号.

$$\begin{cases}\left(\dfrac{\partial\overline{P}}{\partial\varphi}\right)_{i,j}=\dfrac{\overline{P}_{i+1,j}-\overline{P}_{i-1,j}}{2\Delta\varphi}\\ \left(\dfrac{\partial^2\overline{P}}{\partial\varphi^2}\right)_{i,j}=\dfrac{\overline{P}_{i+1,j}+\overline{P}_{i-1,j}-2\overline{P}_{i,j}}{(\Delta\varphi)^2}\end{cases} \tag{5}$$

在有限差分法的框架下,式(4)被转化为若干个线性化方程组,其形式如下:

$$f_{i,j}(\overline{P}_{i-1,j},\overline{P}_{i,j},\overline{P}_{i+1,j},\overline{P}_{i,j-1},\overline{P}_{i,j+1})=0 \tag{6}$$

通过牛顿迭代法求解上述线性方程组,获得压力分布后,使用Simpson积分法对整个轴承表面区域进行积分.沿X方向和Y方向的有量纲承载力的计算如式(7)所示:

$$\begin{cases}F_x=-(\bar{P}-p_{cs})\times\sin\varphi\times x_0\times y_0\times p_c\times R_2{}^2\\ F_y=(\bar{P}-p_{cs})\times\cos\varphi\times x_0\times y_0\times p_c\times R_2{}^2\end{cases} \tag{7}$$

式中:p_{cs}为环境气压,x_0和y_0分别为周向和轴向坐标轴上的单位长度.

在本研究设定的实际工况中,气膜承载力方向应尽可能与外载荷方向相反,衡量方向偏差的判断依据如式(8):

$$\left|\frac{F_x}{F_y}\right|\leqslant\xi \tag{8}$$

式中:ξ为常数,它的大小代表气膜承载力更趋向于X轴或Y轴方向,在此处取4×10^{-3}.

使用式(9)对偏位角进行修正:

$$q_0 = q_0 + \arctan(F_x/F_y) \tag{9}$$

式中:等式左边 q_0 是修正后的偏位角;等式右边 q_0 是修正前的偏位角.

2.3 动态特性计算模型求解

在求解轴承静态特性的基础上,本小节采用小扰动法来求解人字槽气体润滑径向轴承的动态特性.首先,在式(3)中引入位移扰动和速度扰动量,并保留时间项,然后通过有限差分法与牛顿迭代法求解扰动引起的轴承压力分布,最终得到轴承的动态特性参数,具体包括直接刚度(K_{xx}、K_{yy})、交叉刚度(K_{xy}、K_{yx})、直接阻尼(C_{xx}、C_{yy})和交叉阻尼(C_{xy}、C_{yx}),下标中的第一个字母代表表示力的方向,第二个字母代表产生该力的位移或速度方向.

假设转子在转速下稳定运转时,轴承在平衡位置的气膜压力和气膜厚度分别 P_0 和 h_0.定义微小的位移扰动量(Δx、Δy)和速度扰动量($\Delta \dot{x}$、$\Delta \dot{y}$)的无量纲形式如下:

$$\begin{cases} \Delta\bar{x} = \dfrac{\Delta x}{C} = \left|\Delta\bar{x}\right| e^{it},\ \Delta\bar{y} = \dfrac{\Delta y}{C} = \left|\Delta\bar{y}\right| e^{it} \\ \Delta\bar{\dot{x}} = \Delta\bar{x}i,\ \Delta\bar{\dot{y}} = \Delta\bar{y}i \end{cases} \tag{10}$$

式中:e^{it} 是欧拉公式的简写,表示位移.

将气膜压力和气膜厚度通过泰勒级数展开,形成包含无量纲位移扰动和速度扰动的多项式,并代入式(3).

通过有限差分法和牛顿迭代法求解该方程,得到不同扰动量下的气膜压力分布.接着,对压力进行积分,得到轴承的刚度和阻尼,具体的计算如式(11)所示:

$$\begin{cases} K_{xx} = \dfrac{\partial F_x}{\partial x} = p_c \times R_2{}^2/C \times \iint_{\Omega} (\bar{P}_x \times \sin\varphi \mathrm{d}\varphi \mathrm{d}\bar{z}) \\ K_{yx} = \dfrac{\partial F_x}{\partial y} = p_c \times R_2{}^2/C \times \iint_{\Omega} (\bar{P}_x \times \cos\varphi \mathrm{d}\varphi \mathrm{d}\bar{z}) \\ K_{xy} = \dfrac{\partial F_y}{\partial x} = p_c \times R_2{}^2/(C \times w) \times \iint_{\Omega} (\bar{P}_y \times \sin\varphi \mathrm{d}\varphi \mathrm{d}\bar{z}) \\ K_{yy} = \dfrac{\partial F_y}{\partial y} = p_c \times R_2{}^2/(C \times w) \times \iint_{\Omega} (\bar{P}_y \times \cos\varphi \mathrm{d}\varphi \mathrm{d}\bar{z}) \\ C_{xx} = \dfrac{\partial F_x}{\partial \dot{x}} = p_c \times R_2{}^2/C \times \iint_{\Omega} (\bar{P}_{\dot{x}} \times \sin\varphi \mathrm{d}\varphi \mathrm{d}\bar{z}) \\ C_{yx} = \dfrac{\partial F_x}{\partial \dot{y}} = p_c \times R_2{}^2/C \times \iint_{\Omega} (\bar{P}_{\dot{x}} * \cos\varphi \mathrm{d}\varphi \mathrm{d}\bar{z}) \\ C_{xy} = \dfrac{\partial F_y}{\partial \dot{x}} = p_c \times R_2{}^2/(C \times w) \times \iint_{\Omega} (\bar{P}_{\dot{y}} \times \sin\varphi \mathrm{d}\varphi \mathrm{d}\bar{z}) \\ C_{yy} = \dfrac{\partial F_y}{\partial \dot{y}} = p_c \times R_2{}^2/(C \times w) \times \iint_{\Omega} (\bar{P}_{\dot{y}} \times \cos\varphi \mathrm{d}\varphi \mathrm{d}\bar{z}) \end{cases} \tag{11}$$

2.4 模型计算流程

基于上述静态和动态特性计算模型,采用MATLAB计算软件进行数值求解,从而得到人字槽气体润滑轴承的静态与动态特性参数.具体的计算流程如图7所示.

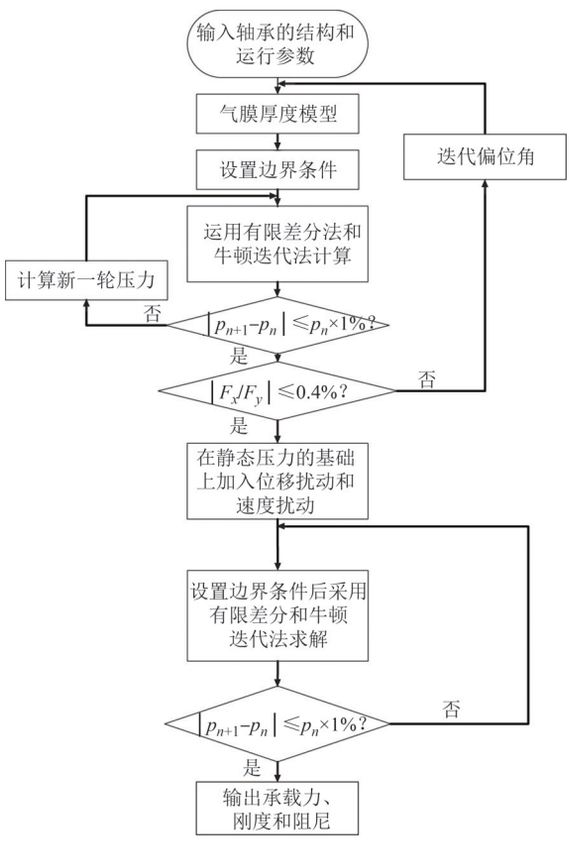


图7　模型计算流程图

Fig.7　Flowchart of the model calculation process

基于气膜压力结果,计算出的刚度与阻尼等动态性能指标,为结构优化与性能评估提供理论支持.

3　人字槽气体润滑轴承的性能分析与结果讨论

3.1 轴承润滑模型验证

为验证所构建计算模型的准确性,本文将计算结果与相同工况下文献[19]中的实验数据及仿真结果进行对比分析.标定参数如表1所示.

图8展现了无量纲承载力随偏心率变化的关系.结果表明,当偏心率 s>0.4时,本文模型与文献实验数据的吻合度显著优于对比论文理论模型.

当 s=0.5时,气膜压力分布如图9所示.由图9可知,在人字槽区域,压力呈现明显的局部峰值,表明槽形结构对气膜压力的调控作用.这是因为润滑

表1 标定参数表

Tab.1 Calibration parameters

标定参数	数值
槽宽比α	0.5
槽长比γ	0.6
槽深h_g/mm	0.56
槽数N/个	20
轴承数Λ/个	13.6
螺旋角β/(°)	30
入口压力/MPa	0.1
出口压力/MPa	0.1
转速n/(r·min^{-1})	30 000
半径间隙C/mm	0.4
气体黏度μ/(Pa·s)	1.8×10^{-5}

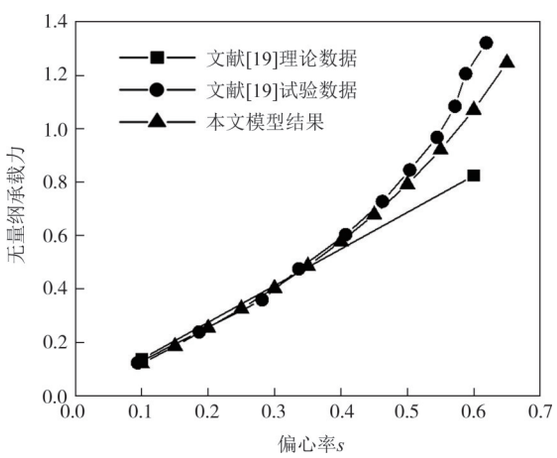


图8 程序标定图

Fig.8 Program calibration diagram

气体沿人字槽向尖端聚集，导致人字槽的尖端处形成更高的压力.同时，在槽台交界处，由于气膜厚度变化越剧烈，气膜压力通常也会出现局部峰值.

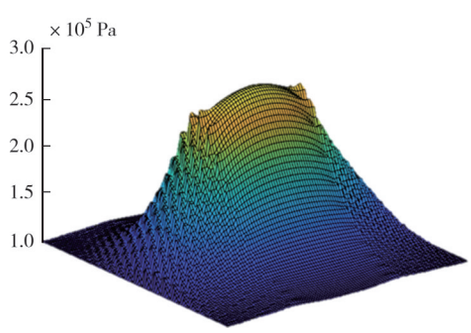


图9 气膜压力分布

Fig.9 Pressure distribution of the gas film

3.2 不同槽型参数对轴承承载力的影响

该文章对人字槽气体润滑轴承进行静动态特性分析的初始参数如表2所示.Bonneau等[20]研究发现当槽数在15~20内时，轴承的静动态特性较好，故确定槽数为16个.

表2 轴承静动态特性初始参数表

Tab.2 Initial parameters for bearing static and dynamic characteristics

初始参数	数值
转子半径R_2/mm	6.1
人字槽长度L/mm	12.2
槽宽比α	0.5
槽长比γ	0.6
槽深h_g/mm	0.02
槽数N/个	16
螺旋角β/(°)	60
转速n/(r·min^{-1})	20 000
半径间隙C/mm	0.02
气体黏度μ/(Pa·s)	1.485 5×10^{-5}

3.2.1 不同偏心率下槽深比对轴承承载力的影响

图10展示了人字槽深度对轴承承载力的影响.结果表明，在相同槽深比条件下，轴承承载力随偏心率增大而上升；而在偏心率固定时，承载力随槽深比增大而下降，且偏心率越大，该下降趋势越显著.

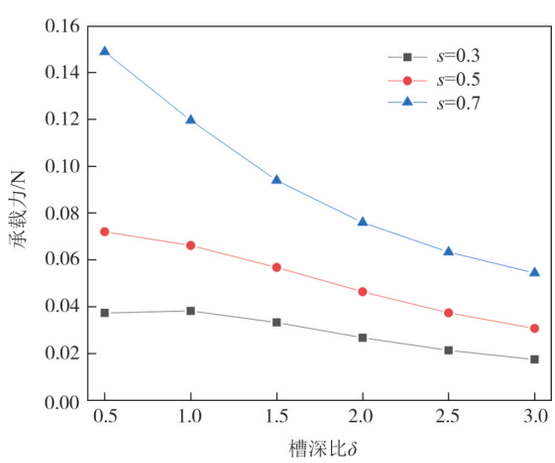


图10 轴承承载力随槽深比的变化规律

Fig.10 Variation of bearing load capacity with groove-depth ratio

一方面，槽深较大，增大了轴承平均间隙，导致整体承载力随槽深比增大而下降；另一方面，在槽深较小时，适当的槽深有助于优化流场结构，提高承载能力[21].该机制解释了在s=0.3且槽深比较小时，承载力先上升后下降的现象.

3.2.2 不同偏心率下槽长比对轴承承载力的影响

图11展示了人字槽长度对轴承承载力的影响.图中显示，在相同槽长比条件下，承载力随偏心率增加而上升；而在固定偏心率下，槽长比增大会导致承载力下降，且该下降趋势逐渐趋缓.具体而言，偏心率越大，槽长比增大引起的承载力下降越明显.

该现象归因于槽长增加导致轴承平均气膜厚度增大，进而引起气膜压力下降，降低了承载力.

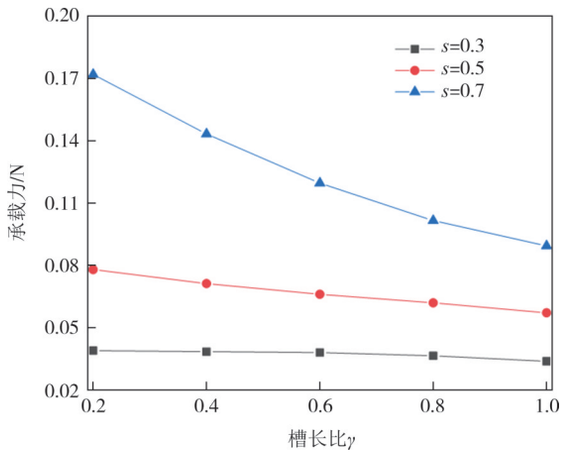


图 11　轴承承载力随槽长比的变化规律

Fig.11　Variation of bearing load capacity with groove-length ratio

3.2.3　不同偏心率下螺旋角对轴承承载力的影响

图 12 展示了人字槽螺旋角对轴承承载力的影响. 图中表明,在相同螺旋角下,承载力随偏心率增加而上升;而在固定偏心率条件下,承载力随螺旋角增大先升后降,呈现峰值特性. 偏心率越大,螺旋角对承载力的影响越显著. 综合结果显示,螺旋角在 50°~60°时,承载力达到最优.

该现象主要源于当螺旋角偏大或偏小时，人字槽的泵气效应减弱，导致气膜压力降低，进而削弱承载能力[21].

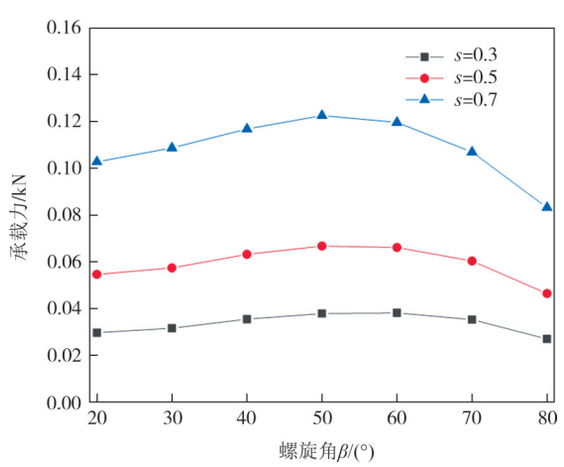


图 12　轴承承载力随螺旋角的变化规律

Fig.12　Variation of bearing load capacity with spiral groove angle

3.3　不同工况对轴承动态特性系数的影响

交叉刚度可能引发不稳定振动. 交叉阻尼产生的作用力与直接刚度的作用方向一致,进而影响系统的固有频率及临界转速[22]. 因此,为提升系统稳定性，应尽可能减小交叉刚度与阻尼,同时提高直接刚度与阻尼.

3.3.1　转速对轴承动态特性的影响

基于上述动态求解模型，在表 2 所列参数条件下，计算得出轴承的动态特性系数随转速变化的趋势，如图 13、图 14 所示.

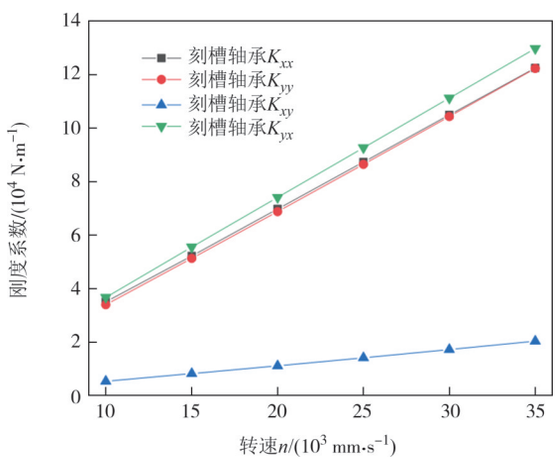


图 13　轴承刚度系数随转速变化规律

Fig.13　Variation of bearing stiffness coefficients with rotational speed

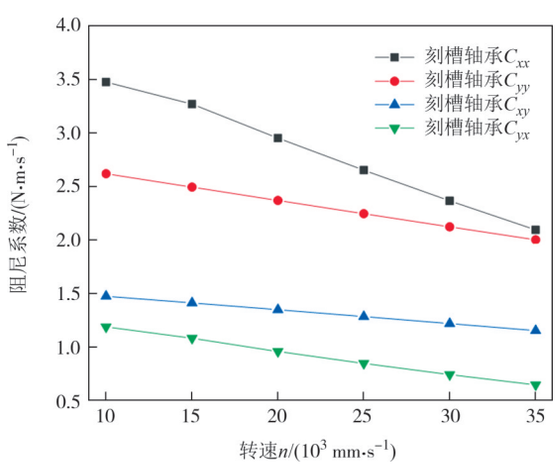


图 14　轴承阻尼系数随转速变化规律

Fig.14　Variation of bearing damping coefficients with rotational speed

由图可知，所有刚度系数随转速上升呈线性增长，阻尼系数则随转速增加而下降，下降趋势逐渐减缓.

该现象主要归因于随着转速增加,气膜分布趋于稳定,扰动效应减弱，导致轴承刚度上升[23]. 此外,高速运行下气膜受压缩作用增强,气体运动黏度降低,导致阻尼系数减小,进而加剧系统的不稳定性[24].

3.3.2 半径间隙对轴承动态特性的影响

不同半径间隙下轴承动态特性系数的变化情况，如图15、图16所示.

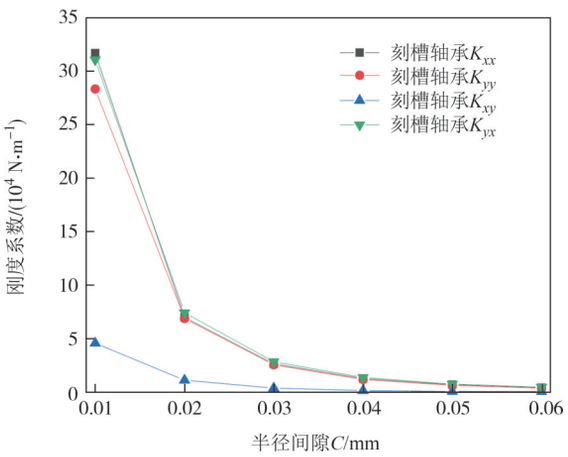


图15 轴承刚度系数随半径间隙变化规律

Fig.15 Variation of bearing stiffness coefficients with radial clearance

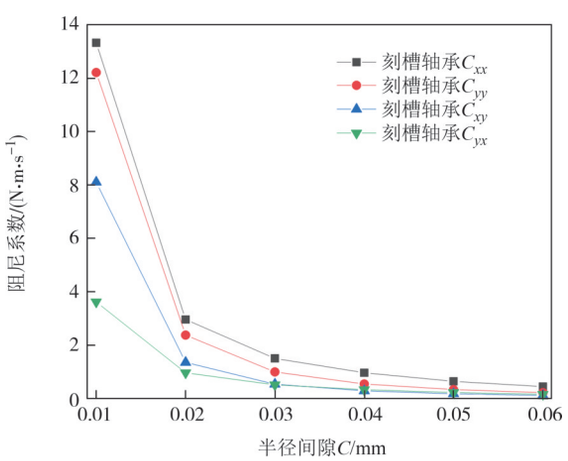


图16 轴承阻尼系数随半径间隙变化规律

Fig.16 Variation of bearing damping coefficients with radial clearance

结果显示，随着半径间隙的增大，刚度系数K_{xx}、K_{yy}、K_{xy}、K_{yx}整体呈下降趋势，且减小幅度逐渐趋缓；阻尼系数C_{xx}、C_{yy}、C_{xy}、C_{yx}则随间隙增大近似线性下降.其原因在于，当轴承半径间隙较小时，气膜最小厚度减小，楔形效应增强，导致气膜压力梯度加大，动压效应显著[25]. 此时，气膜的厚度与压力分布更为稳定，系统表现出更强的刚度与阻尼特性[26-27].

3.3.3 偏心率对轴承动态特性的影响

基于上述动态求解模型，在表2所列参数条件下，计算得出轴承的动态特性系数随偏心率变化的趋势，如图17、图18所示. 由图可知，轴承的刚度和阻尼系数均随着偏心率的增大而增加.

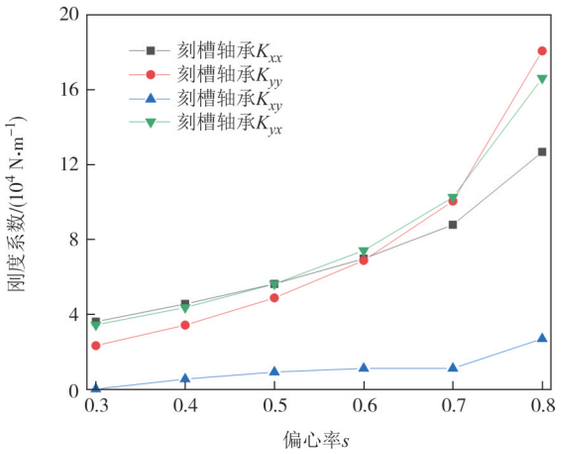


图17 轴承刚度系数随偏心率变化规律

Fig.17 Variation of bearing stiffness coefficients with eccentricity ratio

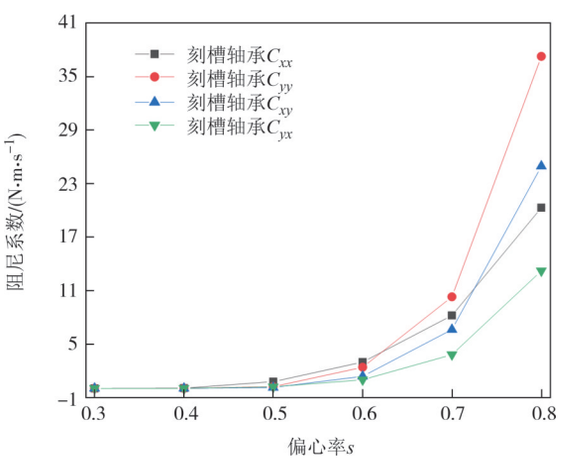


图18 轴承阻尼系数随偏心率变化规律

Fig.18 Variation of bearing damping coefficients with eccentricity ratio

由于刚度和阻尼的提升有助于增强转子稳定性，且能改善高偏心工况下的振动控制效果，所以偏心率越大，轴承的刚度系数和阻尼系数越大，转子运行越稳定.

4 实验与分析

实验研究对工程实践具有指导作用[28]. 为验证所设计氢气循环泵转子的稳定性与动态特性，搭建了相应的实验台架. 转子两端安装了与叶轮质量相当的平衡块，通过螺母进行固定. 利用两组互为垂直方向布置的电涡流位移传感器(CWY-DO-TR-810500)实现振动位移测量，测量范围为0.5 mm，频率响应为0 ~ 10 kHz. 转速采集则通过安装于磁力座上的速度传感器(LZ-MK10)完成，其感应距离为

30~150 mm，最大反应时间为0.5 ms. 氢气循环泵实验台示意图如图19所示，实验台实物图如图20所示. 由于混合气体存在危险，故利用黏度相近的空气进行实验.

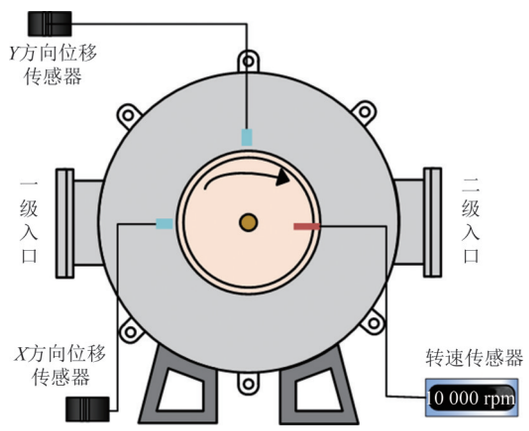


图 19　氢气循环泵实验台示意图

Fig.19　Schematic diagram of the hydrogen recirculation pump test setup

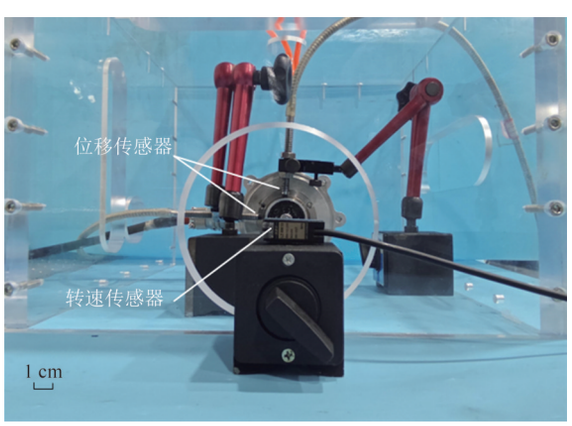


图 20　氢气循环泵实验台实物图

Fig.20　Photograph of the hydrogen recirculation pump test setup

实验所用的转子结构参数如表3所示：

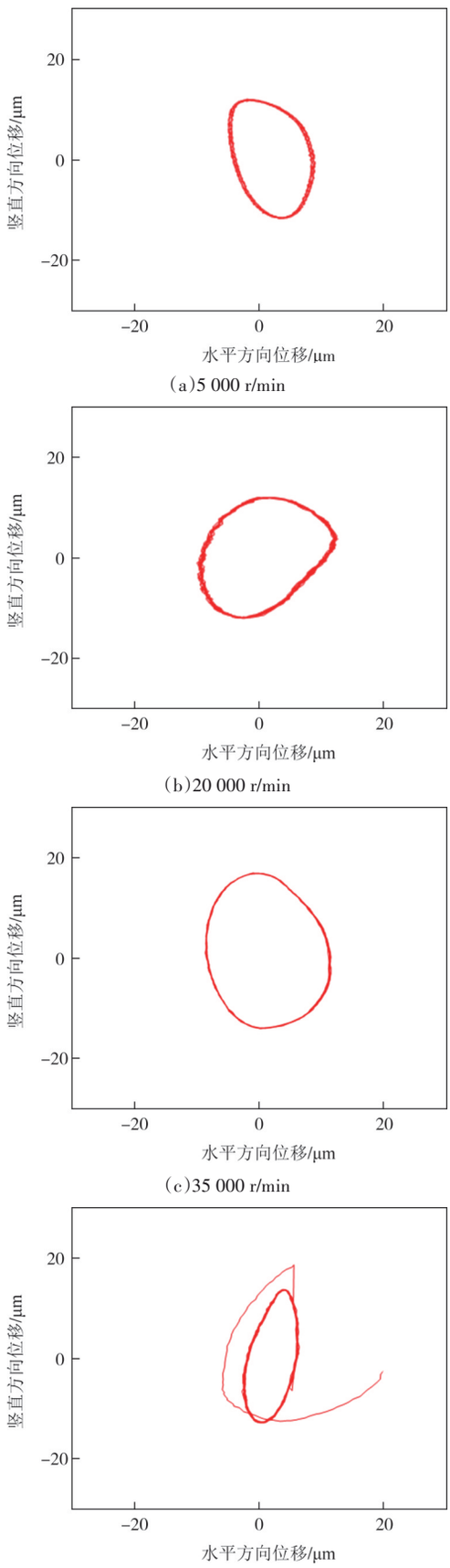
表 3　转子结构参数表

Tab.3　Rotor structural parameters

转子结构参数	数值
转子半径 R_2/mm	6.1
转子总长/mm	108
转子总质量/g	75

当轴承的半径间隙为20 μm时，通过分析转子竖直Y与水平X方向上振幅实验数据，得到不同转速条件下的转子的轴心轨迹，如图21所示，且X轴与Y轴比例一致.

结果表明，在5 000 r/min、20 000 r/min和35 000 r/min等较低转速下，轴心轨迹均呈规则的椭圆形或近似



(a)5 000 r/min

(b)20 000 r/min

(c)35 000 r/min

(d)50 000 r/min

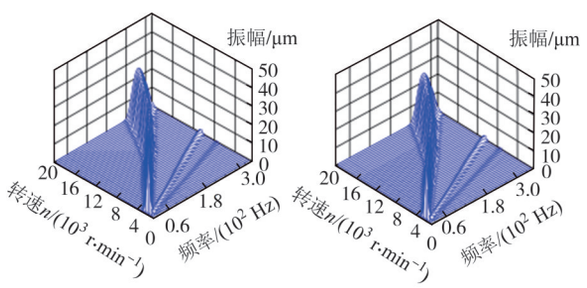
图 21　不同转速下转子轴心轨迹图

Fig.21　Rotor orbit at different rotational speeds

圆形,分布均匀,无明显扭曲,表明转子系统运行稳定,未出现失稳现象.具体而言,转速为5 000 r/min时,转子水平方向位移小于竖直方向,且随转速升高,水平与竖直位移均呈增长趋势.

然而,当转速达到50 000 r/min时,轨迹表现出明显的非线性特征,呈现不规则形状,伴随轨迹扭曲加剧及发散迹象,表明系统可能出现次同步振荡或不平衡响应增强等不稳定行为.

转子的振动瀑布图为转子转速从20 000 r/min自由降速到0 r/min的过程中测得,水平方向和竖直方向均采用了相同的振幅和频率设置,如图22所示.



(a)X方向振幅 (b)Y方向振幅

图22 半径间隙为0.02 mm时转子系统的振动瀑布图

Fig.22 Waterfall plot of rotor system vibration at a radial clearance of 0.02 mm

可见,在低转速阶段(0~6 000 r/min),两方向均表现出显著振动峰值,提示该区域可能存在共振现象,系统刚度与阻尼较低.随着转速升高,振幅逐渐减小,系统运行趋于稳定.总体来看,振动响应以同步频率为主,未出现明显的次同步成分,表明系统在当前工况下保持稳定.

5 结 论

气体润滑轴承以其高转速、长寿命、低能耗和无污染等优势,成为叶片式氢气循环泵中转子系统的重要支撑结构.本文围绕叶片式氢气循环泵所使用的人字槽气体润滑轴承建立了静动态特性模型,并通过理论分析与实验研究,获得以下主要结论:

1)设计的叶片式氢气循环泵采用两级叶轮串联压缩结构,结合人字槽气体润滑轴承,具有良好的结构紧凑性与运行稳定性.

2)通过建立人字槽气体润滑轴承的润滑模型,分析发现轴承的承载力随着槽深比、槽长比的增大而减小,随着螺旋角的增大而先增大后减小,最佳螺旋角范围为50°~60°.结果表明,合理调控槽型参数能够显著提升气膜承载力.

3)动态特性分析发现,轴承刚度随转速增加而增长,而阻尼系数相反.所有刚度系数和阻尼系数都随着半径间隙的增大而减小.

4)通过构建实验台并开展测试,表明转速在35 000 r/min以内时系统运行稳定;在50 000 r/min以上转速下,系统在该工况下存在发生非线性振动及动态不稳定的风险.

综上所述,本研究提出的建模方法与实验验证方案可为叶片式氢气循环泵的工程设计及轴承结构优化提供理论支撑.本研究系统开展了人字槽气体润滑轴承的理论、仿真计算与实验研究,然而,目前实验系统的最高转速尚未覆盖氢气循环泵的实际运行需求.后续可以开展转子人字槽槽形优化,以满足氢气循环泵在更高转速下的应用需求.

参考文献

[1] 邵志刚,衣宝廉. 氢能与燃料电池发展现状及展望[J]. 中国科学院院刊,2019,34(4):469-477.
SHAO Z G, YI B L. Developing trend and present status of hydrogen energy and fuel cell development [J]. Bulletin of Chinese Academy of Sciences, 2019, 34(4): 469-477. (in Chinese)

[2] 曾小华,纪人桓,宋大凤,等. 燃料电池汽车的氢耗分析模型与应用[J]. 湖南大学学报(自然科学版),2019,46(2):36-43.
ZENG X H, JI R H, SONG D F, et al. Hydrogen-consumption analysis model of fuel cell vehicles and its application [J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences), 2019, 46(2): 36-43. (in Chinese)

[3] 马明辉,郝冬,郭帅帅,等. 燃料电池发动机氢气供给系统技术分析[J]. 汽车零部件,2021(5):95-98.
MA M H, HAO D, GUO S S, et al. Analysis on anode hydrogen supply system of fuel cell engine [J]. Automobile Parts, 2021(5): 95-98. (in Chinese)

[4] 李志孝,马明辉,李国洪,等. 氢气循环泵技术发展综述[J]. 汽车零部件,2023(4):79-83.
LI Z X, MA M H, LI G H, et al. Overview of the technical development of hydrogen circulation pumps [J]. Automobile Parts, 2023(4): 79-83. (in Chinese)

[5] GU P T, XING L F, WANG Y F, et al. Transient flow field and performance analysis of a claw pump for FCVs [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2021, 46(1): 984-997.

[6] 王学科,沈义伟,赵洪滨,等. 旋涡式氢气循环泵的设计及性能分析[J]. 化工进展,2020,39(增刊2):89-96.
WANG X K, SHEN Y W, ZHAO H B, et al. Design and

performance analysis of a compact hydrogen circulation pump[J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2020, 39(Sup.2): 89-96.(in Chinese)

[7] 杨静, 陈素君. 涡旋真空泵:一种具有发展潜力的无油泵[J]. 真空, 2009, 46(1):42-46.
YANG J, CHEN S J. Scroll vacuum pump: a dry pump with developmental potential[J]. Vacuum, 2009, 46(1):42-46.(in Chinese)

[8] 王宇鹏, 马秋玉, 赵洪辉, 等. 车用燃料电池系统技术综述[J]. 汽车文摘, 2019(1):42-47.
WANG Y P, MA Q Y, ZHAO H H, et al. Fuel cell engine technology overview[J]. Automotive Digest, 2019(1):42-47.(in Chinese)

[9] LI X Y, CHEN W Q, ZHAO S D. Effect of tongue clearance on hydraulic performance of double support vortex pump [J]. Defence Technology, 2019, 15(4):645-654.

[10] 王家序, 倪小康, 韩彦峰, 等. 微沟槽形貌对水润滑轴承混合润滑特性影响的研究[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2018, 45(10):64-71.
WANG J X, NI X K, HAN Y F, et al. Study on effects of microgroove bottom shapes on mixed lubrication characteristics of water lubricated journal bearing[J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences), 2018, 45(10):64-71.(in Chinese)

[11] ZHANG K, ZHANG X J, ZHANG R Y, et al. Study of the static characteristics of gas-lubricated thrust bearings using analytical and finite element methods[J]. Applied Sciences, 2024, 14(8): 3459.

[12] MISHRA H P, BEHERA S K. Design of herringbone grooved thrust bearing for locomotive turbocharger rotor[J]. Engineering Research Express, 2024, 6(2): 025558.

[13] 黄争. 半球型动压气浮轴承润滑机理研究与性能优化[D]. 长沙:湖南大学, 2016.
HUANG Z. Theoretical analysis of lubrication mechanism and performance optimization of a hemispherical spiral grooved gas bearing[D]. Changsha:Hunan University, 2016.(in Chinese)

[14] 杨攀, 陈渭. 人字形螺旋槽动压止推轴承性能分析[J]. 西安交通大学学报, 2020, 54(10):17-27.
YANG P, CHEN W. Analysis for performance of herringbone spiral groove thrust bearing [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2020, 54(10):17-27.(in Chinese)

[15] LAI T W, YAN S H, WANG Y W, et al. Numerical study on static performance of hydrodynamic bearing in high-speed liquid hydrogen centrifugal pump[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2023, 48(4): 1552-1567.

[16] COLOMBO F, LENTINI L, RAPARELLI T, et al. Gas bearings applications in automotive fuel cell technology[C]//Proceedings of I4SDG Workshop 2023. Cham:Springer, 2023:307-314.

[17] 董玛莉, 李松生, 鲁豫鑫, 等. 人字槽径向气体动压润滑轴承特性分析[J]. 润滑与密封, 2014, 39(9):74-78.
DONG M L, LI S S, LU Y X, et al. Characteristics analysis of herringbone grooved radial aerodynamic lubrication bearings[J]. Lubrication Engineering, 2014, 39(9):74-78.(in Chinese)

[18] 赵三星, 黄海, 孟光, 等. 普通圆柱气体动压轴承性能计算[J]. 武汉科技大学学报(自然科学版), 2008, 31(1):69-73.
ZHAO S X, HUANG H, MENG G, et al. Computation of the performance of gas-lubricated cylindrical bearing using FDM[J]. Journal of Wuhan University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2008, 31(1):69-73.(in Chinese)

[19] CUNNINGHAM R E, FLEMING D P, ANDERSON W J. Experimental load capacity and power loss of herringbone grooved gas lubricated journal bearings [J]. Journal of Lubrication Technology, 1971, 93(3):415-422.

[20] BONNEAU D, ABSI J. Analysis of aerodynamic journal bearings with small number of herringbone grooves by finite element method [J]. Journal of Tribology, 1994, 116(4):698-704.

[21] ZIRKELBACK N, SAN ANDRE'S L. Finite element analysis of herringbone groove journal bearings: a parametric study [J]. Journal of Tribology, 1998, 120(2):234-240.

[22] VANCE J, ZEIDAN F, MURPHY B. Machinery Vibration and Rotordynamics[M]. Hoboken, N.J. : Wiley, 2010.

[23] JANG G H, YOON J W. Stability analysis of a hydrodynamic journal bearing with rotating herringbone grooves[J]. Journal of Tribology, 2003, 125(2):291-300.

[24] CARPINO M, TALMAGE G. Prediction of rotor dynamic coefficients in gas lubricated foil journal bearings with corrugated sub-foils[J]. Tribology Transactions, 2006, 49(3):400-409.

[25] QIANG M C, ZHAO Q, YAN S H, et al. Performance prediction of high-speed hydrogen gas-lubricated herringbone grooved journal bearing[J]. Applied Sciences, 2022, 12(13): 6432.

[26] CHEN S K, CHOU H C, KANG Y. Stability analysis of hydrodynamic bearing with herringbone grooved sleeve [J]. Tribology International, 2012, 55:15-28.

[27] LEE D, KIM D. Design and performance prediction of hybrid air foil thrust bearings[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2011, 133(4):042501.

[28] YU X Z, FAN J W, ZHOU Y H, et al. Experimental investigation of the effect of hydrogen recirculation on the performance of a proton exchange membrane fuel cell [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2022, 47(2):1183-1191.