文章编号:1674-2974(2024)10-0067-10 DOI:10.16339/j.cnki.hdxbzkb.2024200

深低温氢气润滑箔片气体动压轴承特性研究

张凯[1],冉神坤[1],肖宏远[2],刘天宇[1],冯凯[1†]
(1. 湖南大学 整车先进设计制造技术全国重点实验室,湖南 长沙 410082;
2. 杭州杭氧膨胀机有限公司,浙江 杭州 311305)

摘 要:针对实际工程运用中氢气润滑箔片气体动压轴承出现的湍流效应,结合氢气润滑箔片气体动压轴承所处的深低温状态,利用壁面定律修正经典气体雷诺方程,耦合Link-Spring力学模型后求解并获得了以深低温氢气作为润滑介质的箔片气体动压轴承静动态特性;对比箔片气体动压轴承在深低温氢气与其他润滑气体介质时的静态特性,分析偏心率、环境压力、宽径比和名义间隙等参数对箔片气体动压轴承静动态特性的影响.结果表明,相较于常温常压空气和低温高压氮气,以低温高压氢气为润滑介质的箔片气体动压轴承的承载力相对较低,但可通过增大轴承的偏心率、工作环境压力、宽径比、动力黏度和减小轴承的名义间隙等方式增大承载力;轴承的直接动态刚度系数随环境压力的增大而增大,随名义间隙的增大而减小.

关键词:箔片气体动压轴承;深低温;氢气;轴承性能
中图分类号:TH133.37 **文献标志码**:A

Research on Performances of Deep Hypothermia Hydrogen Gas Foil Bearings

ZHANG Kai[1], RAN Shenkun[1], XIAO Hongyuan[2], LIU Tianyu[1], FENG Kai[1†]
(1. State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacturing Technology for Vehicle, Hunan University, Changsha 410082, China;
2. Hangzhou Hangyang Expander Co., Ltd., Hangzhou 311305, China)

Abstract: Aiming at the turbulence effect of hydrogen gas foil bearings in practical engineering applications, the static and dynamic performances of the gas foil bearings, lubricated by low-temperature hydrogen, are obtained by coupling the Link-Spring model and Reynolds equation, where the Reynolds equation is modified by the law of the wall, combined with deep hypothermia state of hydrogen gas foil bearings. The static performances of the gas foil bearing lubricated by low-temperature hydrogen and other gas media are compared. The effects of eccentricity, ambient pressure, width-diameter ratio, and nominal clearance on the static and dynamic performances of the gas foil bearing are analyzed. The results showed that the load capacity of gas foil bearing in low-temperature and high-pressure hydrogen conditions is relatively low compared with that of atmospheric air and low-temperature and high-pressure nitrogen lubricating conditions. The load capacity can be intensified by increasing the eccentricity, ambient pressure, width-diameter ratio, the dynamic viscosity coefficients, and reducing the nominal clearance. The direct

* 收稿日期:2023-09-06
基金项目:国家自然科学基金资助项目(52275189),National Natural Science Foundation of China(52275189)
作者简介:张凯(1987—),男,江西吉安人,湖南大学副教授,博士
† 通信联系人,E-mail: kfeng@hnu.edu.cn

dynamic stiffness coefficients show an upward trend with the increasing ambient pressure and the decreasing nominal clearance.

Key words: gas foil bearing; deep hypothermia; hydrogen; bearing performance

氢能作为一种环保、经济、可持续的能源,一直备受关注.当前,氢技术的发展主要集中在氢的生产和储存上.在现有技术条件下,最经济的储氢方法是液化氢[1].对于氢液化,常用布雷顿循环和克劳德循环,液化循环优化设计包括预冷、节流和循环过程.氢液化透平膨胀机是氢液化过程中使用的关键制冷设备,其性能对氢液化过程的循环效率和产率有很大影响.

轴承作为氢液化透平膨胀机的关键部件,其性能是影响氢液化透平膨胀机可靠性的重要因素.目前,应用于氢液化透平膨胀机的轴承技术有油轴承、静压气体轴承和气体动压轴承.商用的氢液化透平膨胀机主要以油轴承支撑,而油轴承对高压油以及复杂供油系统的需求造成了较高的功率损失.静压气体轴承因无油特性而应用于商用氢液化透平膨胀机,静压气体轴承需要一套精密的自控供气系统,这增加了装置的复杂性,耗费了一定数量的压力气体并降低了氢液化透平膨胀机的经济性[2].

气体动压轴承无需复杂、昂贵的供油系统,也不需要精密的自控供气系统,这使得氢液化透平膨胀机的结构非常紧凑.气体动压轴承的无油特性可以支撑氢液化透平膨胀机在极高或极低的温度下运行,并且气体润滑剂的低黏度可以降低功率损失,极大地减少了与热管理相关的挑战.箔片气体动压轴承是目前已实现商业应用的主要气体动压轴承技术,它优良的特性使其广泛应用于高速旋转机械中,如陀螺仪[3]、涡轮压缩机[4]、涡轮鼓风机[5]、微型燃气轮机[6]、涡轮增压器[7].

箔片气体动压轴承的承载力、动稳定性是最重要的研究性能指标[8].为耦合低温高压氢气介质独有的热物理特性和箔片气体动压轴承的运行特点,Li 等[9]分析了环境压力对气体箔片轴承动态特性的影响,结果表明,轴承的动态直接刚度和阻尼系数随环境压力的增大而增大.Du 等[10]讨论了流体黏度和密度对轴承性能的影响,引入了黏度和密度的组合参数来描述流体性质对轴承性能的影响,在原有轴承的基础上针对不同流体介质提出了4种改进型轴承,以达到更好的轴承性能.近年来,更多的实际模型得到了广泛研究,包括真实气体润滑模型、稀薄或湍流模型以及其他物理模型[11].

目前,对氢液化透平膨胀机的研究大多是以空气为工作介质[12]进行的,以低温高压氢气为工作介质的研究较少.在氢液化透平膨胀机的设计过程中,需要考虑不同润滑介质对气体润滑轴承性能的影响.Guo 等[13]对不同气体润滑介质的轴承进行了数值计算,研究发现,气体润滑介质的黏度对承载能力有显著影响.陈汝刚等[14]分析了环境压力对箔片气体动压轴承动态特性的影响,结果表明,轴承的承载能力、动态直接刚度以及动态直接阻尼随环境压力的增大而增大.Yan 等[15]分析了使用不同气体(如氢气、氦气和空气)润滑介质轴承性能的差异,提出了一种适应性较强的模型,适用于各种润滑介质.

箔片气体动压轴承技术发展迅速,但其应用于以超低温氢气为工作介质的透平机械并不多见.由于氢气的黏度较低,目前还没有成熟的氢气润滑箔片气体动压轴承的设计标准和性能分析方法.氢气润滑箔片气体动压轴承的性能如不能满足高转速、高稳定的要求,可能会导致氢液化透平膨胀机出现重大故障.本文以提高深低温氢液化透平膨胀机用整周式箔片气体动压轴承性能为目的,针对实际工程运用中箔片气体轴承因高雷诺数而引起的湍流效应,利用壁面定律修正气体雷诺方程,耦合 Link-Spring 力学模型求解箔片气体动压轴承静动态特性.对比箔片气体轴承在深低温氢气与其他润滑气体介质时静态特性,分析偏心率、环境压力、宽径比、名义间隙和动力黏度等参数对箔片气体动压轴承的静动态特性的影响.

1 理论模型

考虑到低温高压氢气相较常温常压空气在物理性质上存在较大的差异,如黏度、密度、气体可压缩

性等,这些参数都会影响箔片气体动压轴承的性能.相较于其他热物理特性,润滑气体的动力黏度和密度是影响轴承性能的首要参数.图 1 为不同气体润滑介质的动力黏度随温度的变化,从图 1 中可以看出,低温高压氢气的动力黏度相对于另外两种气体润滑介质的动力黏度低得多[10].

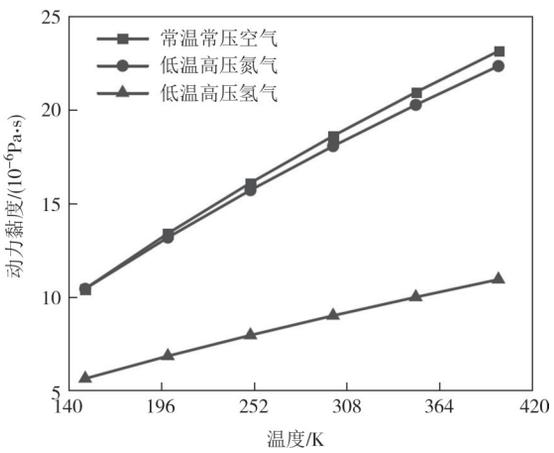


图 1　不同气体润滑介质的动力黏度随温度的变化

Fig.1　The variation of dynamic viscosity of different gas lubricating media with temperature

针对箔片气体动压轴承以低温高压氢气为润滑介质的情况,本文为简化计算,假设该气体为等温理想气体,忽略气体稀薄效应,润滑气体的雷诺数计算公式如下[16]:

$$Re = \frac{\rho r \omega C}{\mu} \tag{1}$$

式中:ρ 为气体密度;r 为轴承半径;ω 为转子轴角速度;C 为气膜间隙;μ 为动力黏度.

当气体环境压力为 1 MPa,转子转速为 30 000 r/min 时,轴承润滑气体的雷诺数为 4 228,此时润滑气体的运动状态为湍流,需要考虑润滑气体的湍流效应,轴承气膜区内润滑气体运动的湍流雷诺方程可写成:

$$\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\frac{\bar{p}\bar{h}^3}{k_\theta}\frac{\partial\bar{p}}{\partial\theta}\right)+\frac{\partial}{\partial\bar{z}}\left(\frac{\bar{p}\bar{h}^3}{k_z}\frac{\partial\bar{p}}{\partial\bar{z}}\right)=\Lambda\frac{\partial(\bar{p}\bar{h})}{\partial\theta}+2\Lambda r\frac{\partial(\bar{p}\bar{h})}{\partial\bar{t}} \tag{2}$$

式(2)中具有如下无量纲关系:

$$\bar{p}=\frac{p}{p_a},\ \bar{h}=\frac{h}{C},\ \bar{z}=\frac{z}{R}$$
$$\bar{t}=\nu t,\ \Lambda=\frac{6\mu\omega}{p_a}\left(\frac{R}{C}\right)^2,\ r=\frac{R\nu}{\omega} \tag{3}$$

式中:p_a 为环境气体压力;p 为压缩气体润滑膜压力;$\bar{p}$ 为无量纲压缩气体润滑膜压力;h 为压缩气体润滑膜厚度;$\bar{h}$ 为无量纲压缩气体润滑膜厚度;z 为轴承轴向宽度;$\bar{z}$ 为无量纲轴承轴向宽度;R 为转子轴半径;t 为时间;ν 为外激励频率;$\bar{t}$ 为无量纲时间;k_θ 与 k_z 分别为轴承周向方向和轴向方向的湍流润滑系数;Λ 为轴承数;r 为外部激励频率和转子轴转速的频率之比.

为获得湍流润滑系数[17],通过壁面定律分析润滑气体的湍流润滑,并假定湍流动量输运时存在各向同性,获得湍流润滑系数的倒数与局部雷诺数的关系曲线.基于此关系曲线,有学者提出了非线性拟合关系式[18],经验证明该关系式可以使用,但在将湍流润滑系数代入雷诺方程求解时会很复杂.为简化雷诺方程的求解过程,本文通过非线性和线性拟合获得湍流系数与雷诺数之间的关系如下:

$$k_\theta = 1 + 0.053Re^{0.83}/12 \tag{4}$$

$$k_z = 1 + 0.082Re^{0.88}/12 \tag{5}$$

轴承刚度主要来源于波箔结构,其等效刚度和阻尼的计算模型有很多,本文采用 Link-Spring 模型[19].该模型在计算箔片结构刚度时,将箔片结构的弹性变形、箔片之间的相互作用、接触表面的摩擦力和顶箔的局部变形作用都耦合在一起.该模型充分考虑了结构中各部分的作用,计算相对简单,能够比较准确地描述结构的复杂力学行为.通过牛顿迭代法可求解湍流雷诺方程,得到轴承的静载荷压力分布,进而得到气膜在 x 向和 y 向的承载力以及同静态载荷的平衡关系式.

$$\begin{cases}\bar{F}_x=\dfrac{F_x}{p_aR^2}=\displaystyle\int_{-L/D}^{L/D}\int_0^{2\pi}(\bar{p}-1)\sin\theta\,\mathrm{d}\theta\mathrm{d}\bar{z}\\ \bar{F}_y=\dfrac{F_y}{p_aR^2}=-\displaystyle\int_{-L/D}^{L/D}\int_0^{2\pi}(\bar{p}-1)\cos\theta\,\mathrm{d}\theta\mathrm{d}\bar{z}\end{cases} \tag{6}$$
$$\bar{W}=\frac{W}{p_aR^2}=\sqrt{\bar{F}_x^{\,2}+\bar{F}_y^{\,2}},\quad \tan\phi_L=\frac{\bar{F}_x}{\bar{F}_y}$$

式中:$\bar{F}_x$ 和 $\bar{F}_y$ 分别为 x 向和 y 向的无量纲承载力;F_x 和 F_y 分别为 x 向和 y 向的承载力;$\bar{W}$ 为轴承的无量纲

承载力;W为轴承的承载力;L为轴承宽度;D为轴承直径;θ为轴承中心和转子中心的连线与载荷之间的夹角;ϕ_{L}为偏位角.

本文采用摄动法预测箔片轴承的动态系数.假设小位移$(\Delta x,\Delta y)$和小速度$(\Delta\dot{x},\Delta\dot{y})$在平衡位置扰动轴颈,通过忽略高阶项,可以在平衡位置的泰勒级数展开中表示由于扰动引起的相应变量:

$$\begin{Bmatrix}F_x\\F_y\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}F_x\\F_y\end{Bmatrix}\Bigg|_0+\begin{Bmatrix}K_{xx}\\K_{yx}\end{Bmatrix}\Bigg|_0\Delta x+\begin{Bmatrix}K_{xy}\\K_{yy}\end{Bmatrix}\Bigg|_0\Delta y+\begin{Bmatrix}C_{xx}\\C_{yx}\end{Bmatrix}\Bigg|_0\Delta\dot{x}+\begin{Bmatrix}C_{xy}\\C_{yy}\end{Bmatrix}\Bigg|_0\Delta\dot{y} \tag{7}$$

式中:下标0表示静平衡位置;K_{xx}、K_{yy}、K_{xy}、K_{yx}和C_{xx}、C_{yy}、C_{xy}、C_{yx}分别为轴承的刚度系数和阻尼系数;Δx、Δy分别为x方向和y方向的位移扰动项;$\Delta\dot{x}$、$\Delta\dot{y}$分别是x方向和y方向的速度扰动量.

对应的无量纲气膜压力、无量纲气膜厚度和无量纲箔片结构变形量经过一阶泰勒展开并忽略高阶项为:

$$\begin{aligned}\bar{p}&=\bar{p}_0+\bar{p}_x\overline{\Delta x}+\bar{p}_{\dot{x}}\overline{\Delta\dot{x}}+\bar{p}_y\overline{\Delta y}+\bar{p}_{\dot{y}}\overline{\Delta\dot{y}}\\\bar{h}&=\bar{h}_0+\bar{h}_x\overline{\Delta x}+\bar{h}_{\dot{x}}\overline{\Delta\dot{x}}+\bar{h}_y\overline{\Delta y}+\bar{h}_{\dot{y}}\overline{\Delta\dot{y}}\\\bar{\delta}&=\bar{\delta}_0+\bar{\delta}_x\overline{\Delta x}+\bar{\delta}_{\dot{x}}\overline{\Delta\dot{x}}+\bar{\delta}_y\overline{\Delta y}+\bar{\delta}_{\dot{y}}\overline{\Delta\dot{y}}\end{aligned} \tag{8}$$

式中:下标0表示静平衡位置的相应无量纲参数;下标x和y分别表示x方向和y方向位移扰动下的无量纲参数;下标$\dot{x}$和$\dot{y}$分别表示x方向和y方向速度扰动下的无量纲参数;$\overline{\Delta x}$、$\overline{\Delta y}$分别为x方向和y方向的无量纲位移扰动项;$\overline{\Delta\dot{x}}$、$\overline{\Delta\dot{y}}$分别是x方向和y方向的无量纲速度扰动量.

将上述变量代入雷诺方程后,可以得到两组联立方程,这两组联立方程可以分别求解$\bar{p}_x$、$\bar{p}_{\dot{x}}$、$\bar{h}_x$、$\bar{h}_{\dot{x}}$和$\bar{p}_y$、$\bar{p}_{\dot{y}}$、$\bar{h}_y$、$\bar{h}_{\dot{y}}$,两组联立方程如下:

$$\begin{cases}R\{\bar{p}_x,\bar{h}_x\}=\Lambda\dfrac{\partial}{\partial\theta}\left(\bar{p}_x\bar{h}_0+\bar{p}_0\bar{h}_x\right)-2\Lambda r\left(\bar{p}_{\dot{x}}\bar{h}_0+\bar{p}_0\bar{h}_{\dot{x}}\right)\\\bar{p}_x=K_{\mathrm{f}}\cdot\bar{\delta}_x=K_{\mathrm{f}}\left(\bar{h}_x-\sin\theta\right)\\R\{\bar{p}_{\dot{x}},\bar{h}_{\dot{x}}\}=\Lambda\dfrac{\partial}{\partial\theta}\left(\bar{p}_{\dot{x}}\bar{h}_0+\bar{p}_0\bar{h}_{\dot{x}}\right)+2\Lambda r\left(\bar{p}_x\bar{h}_0+\bar{p}_0\bar{h}_x\right)\\\bar{p}_{\dot{x}}=K_{\mathrm{f}}\cdot\bar{\delta}_{\dot{x}}=K_{\mathrm{f}}\cdot\bar{h}_{\dot{x}}\end{cases} \tag{9}$$

$$\begin{cases}R\{\bar{p}_y,\bar{h}_y\}=\Lambda\dfrac{\partial}{\partial\theta}\left(\bar{p}_y\bar{h}_0+\bar{p}_0\bar{h}_y\right)-2\Lambda r\left(\bar{p}_{\dot{y}}\bar{h}_0+\bar{p}_0\bar{h}_{\dot{y}}\right)\\\bar{p}_y=K_{\mathrm{f}}\cdot\bar{\delta}_y=K_{\mathrm{f}}\left(\bar{h}_y+\cos\theta\right)\\R\{\bar{p}_{\dot{y}},\bar{h}_{\dot{y}}\}=\Lambda\dfrac{\partial}{\partial\theta}\left(\bar{p}_{\dot{y}}\bar{h}_0+\bar{p}_0\bar{h}_{\dot{y}}\right)+2\Lambda r\left(\bar{p}_y\bar{h}_0+\bar{p}_0\bar{h}_y\right)\\\bar{p}_{\dot{y}}=K_{\mathrm{f}}\cdot\bar{\delta}_{\dot{y}}=K_{\mathrm{f}}\cdot\bar{h}_{\dot{y}}\end{cases} \tag{10}$$

式中:K_{f}为顶箔和波箔的刚度之和.

式(9)、式(10)中方程式左边可归结为:

$$R\{\xi,\psi\}=\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\frac{\bar{p}_0\bar{h}_0^{\,3}}{k_\theta}\frac{\partial\xi}{\partial\theta}+\frac{\xi\bar{h}_0^{\,3}}{k_\theta}\frac{\partial\bar{p}_0}{\partial\theta}+\frac{3\bar{p}_0\bar{h}_0^{\,2}\psi}{k_\theta}\frac{\partial\bar{p}_0}{\partial\theta}\right)+\frac{\partial}{\partial\bar{z}}\left(\frac{\bar{p}_0\bar{h}_0^{\,3}}{k_z}\frac{\partial\xi}{\partial\bar{z}}+\frac{\xi\bar{h}_0^{\,3}}{k_z}\frac{\partial\bar{p}_0}{\partial\bar{z}}+\frac{3\bar{p}_0\bar{h}_0^{\,2}\psi}{k_z}\frac{\partial\bar{p}_0}{\partial\bar{z}}\right) \tag{11}$$

式中:ξ表示式(9)和式(10)中$\bar{p}_x$、$\bar{p}_{\dot{x}}$、$\bar{p}_y$、$\bar{p}_{\dot{y}}$;ψ表示式(9)和式(10)中$\bar{h}_x$、$\bar{h}_{\dot{x}}$、$\bar{h}_y$、$\bar{h}_{\dot{y}}$.

通过迭代计算,当轴承气膜压力和厚度变化相对误差小于10^{-6}时认为其达到结果收敛.求解$\bar{p}_x$、$\bar{p}_{\dot{x}}$、$\bar{p}_y$、$\bar{p}_{\dot{y}}$对应箔片作用面积的积分,可以求解箔片气体动压轴承的轴承动态系数.

$$\begin{cases}\begin{bmatrix}K_{xx}&K_{xy}\\K_{yy}&K_{yx}\end{bmatrix}=\dfrac{C\omega}{p_{\mathrm{a}}R^2}\displaystyle\int_0^{L/R}\int_0^{2\pi}\begin{bmatrix}\bar{p}_x\cos\theta&\bar{p}_y\cos\theta\\\bar{p}_x\sin\theta&\bar{p}_y\sin\theta\end{bmatrix}\mathrm{d}\theta\mathrm{d}\bar{z}\\\begin{bmatrix}C_{xx}&C_{xy}\\C_{yy}&C_{yx}\end{bmatrix}=\dfrac{C\omega}{p_{\mathrm{a}}R^2}\displaystyle\int_0^{L/R}\int_0^{2\pi}\begin{bmatrix}\bar{p}_{\dot{x}}\cos\theta&\bar{p}_{\dot{y}}\cos\theta\\\bar{p}_{\dot{x}}\sin\theta&\bar{p}_{\dot{y}}\sin\theta\end{bmatrix}\mathrm{d}\theta\mathrm{d}\bar{z}\end{cases} \tag{12}$$

2 不同介质下轴承静动态特性分析

2.1 不同润滑介质下气体轴承静态性能比较

为了比较轴承性能,本文选择了空气、氮气和氢气作为润滑介质,在相同偏心率0.6、不同介质和不同转速的情况下,对箔片气体动压轴承的承载力进行对比分析,分析结果如图2所示.从图2中可以看出,相较常温常压空气和低温高压氮气来说,使用低温高压氢气作为润滑介质的箔片气体动压轴承的承载力相对较低,转速为1×10^5 r/min下轴承承载力为28 N,仅为相同条件下低温高压氮气润滑轴承的65%.其原因是不同气体润滑剂存在动力黏度等参数的差异,这对箔片气体动压轴承的性能会产生影响,如氢气的动力黏度为3.23×10^{-6} Pa·s,而氮气的动力黏度为13.04×10^{-6} Pa·s,因此以氮气作为润滑介质的轴承承载力相对高出了200%,这与文献[15]的结论是一致的.

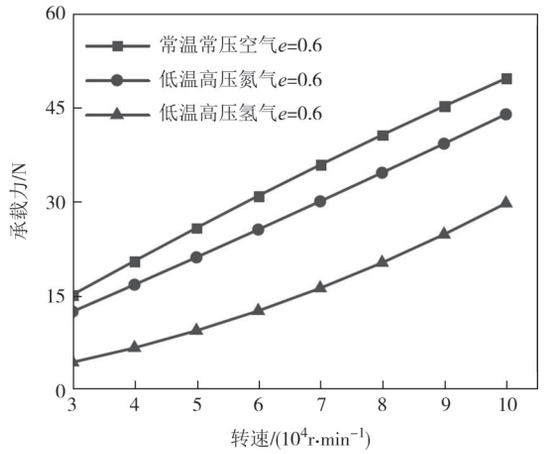


图 2　不同润滑气体对轴承承载力的影响

Fig.2　The influence of different lubricating gas on bearings capacity

箔片气体动压轴承在常温常压空气、低温高压氮气和低温高压氢气润滑介质下,轴承最小气膜厚度处气膜相对压力沿轴承周向分布如图 3 所示. 由图 3 可知,相较常温常压空气和低温高压氮气来说,箔片气体动压轴承在低温高压氢气作为润滑介质下气膜相对压力的最大值最大,周向分布曲线更加紧凑. 这是因为在相同轴承参数、同转速(6×10^4 r/min)以及同外载荷(15 N)的情况下,低温高压氢气润滑介质的动力黏度低,使得轴承偏心率高,从而导致气膜区的气膜相对压力值高.

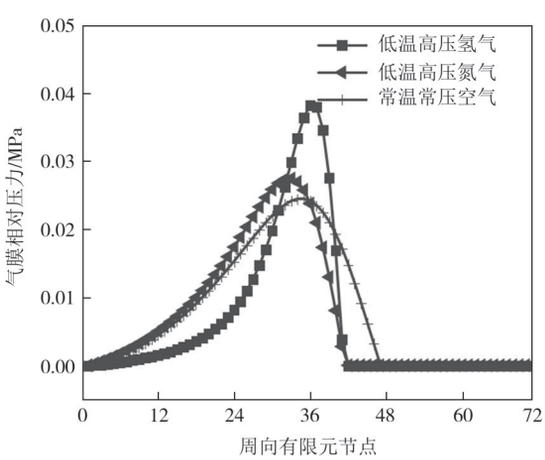


图 3　不同润滑气体下气膜相对压力的分布

Fig.3　Relative pressure distribution of gas film under different lubricating gas

箔片气体动压轴承在低温高压氢气、低温高压氮气和常温常压空气润滑介质下轴承最小气膜厚度处无量纲气膜厚度沿轴承周向分布如图 4 所示. 从图 4 中可以看出,轴承在 3 种气体润滑介质下气膜厚度沿轴承周向分布规律和变化趋势基本相同,但是以低温高压氢气作为润滑介质的轴承无量纲气膜厚度值最低. 这是因为相较常温常压空气和低温高压氮气来说,低温高压氢气的动力黏度最低,使得轴承在相同轴承参数、同转速(6×10^4 r/min)以及同外载荷(15 N)的情况下使用低温高压氢气的轴承偏心率最高,从而导致气膜厚度值最低.

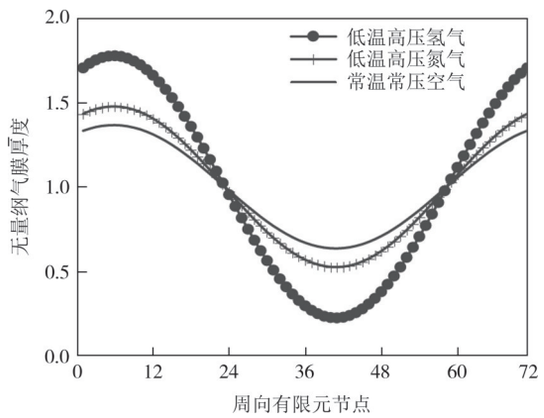


图 4　不同润滑气体下气膜厚度分布

Fig.4　Thickness distribution of gas film under different lubricating gas

2.2　箔片气体轴承静动特性分析

箔片气体动压轴承的结构参数和材料参数如表 1 所示. 箔片气体动压轴承在不同偏心率下以低温高压氢气作为润滑介质的承载力随转速变化的规律如图 5 所示. 从图 5 中可以看出,随着箔片气体动压轴承偏心率的上升,不同转速下的轴承承载力均有显著提高. 该结果与常温常压空气作为轴承润滑介质的静态特性一致. 当轴承偏心率为 0.9、转速为 1×10^5 r/min 时,氢气介质润滑的箔片气体动压轴承承载力超过了 120 N.

不同转速下箔片气体动压轴承的同步动态刚度系数和动态阻尼系数如图 6 所示. 计算时,箔片气体动压轴承的静载荷恒定为 8 N,接触面的摩擦因数均为 0.1. 从图 6(a)中可以看出,轴承的直接动态刚度系数 K_{xx}、K_{yy} 在转速大于 5×10^4 r·min^{-1} 时随转速的上升略有提高,这是因为轴承的最终刚度由气膜压力刚度和箔片结构刚度中较小的值决定,当转速升高时,气膜压力刚度会超过箔片结构刚度,而箔片结构有限的刚度会使轴承刚度上升,同时也抑制了轴承直接动态刚度系数随转速持续增长[20]. 交叉动态刚

表1 箔片气体动压轴承的结构参数和材料参数

Tab.1 Structural and material parameters of gas foil bearing

参数	数值
轴承内径r_i/mm	35
轴承外径r_o/mm	40
轴承静态载荷/N	10
波瓣个数	1
顶箔片厚度t_{top}/mm	0.1
波箔片厚度t_{bump}/mm	0.1
波箔高度h_o/mm	0.31
波箔节距S/mm	4.26
半波长l_o/mm	1.78
轴承名义间隙C/μm	40
弹性模量E/GPa	214
泊松比ν_p	0.29

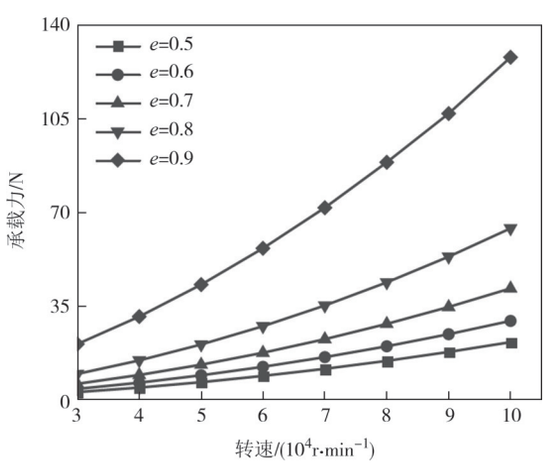


图5 不同偏心率下轴承承载力随转速的变化规律

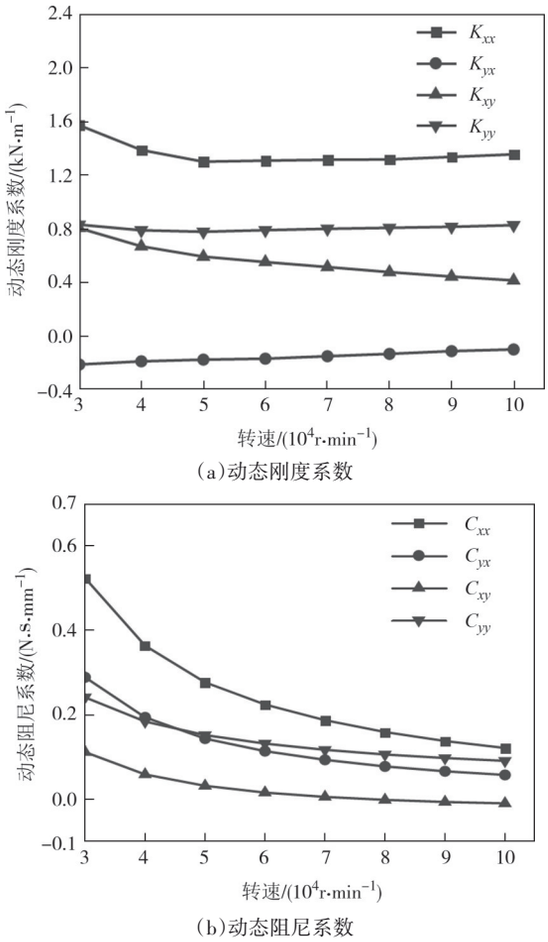
Fig.5 The law of bearing capacity with rotational speeds under different eccentricities

度系数K_{xy}、K_{yx}的绝对值随转速的增大而显著减小.交叉动态刚度的增大是导致轴承失稳的主要原因,所以K_{xy}、K_{yx}的减小表明了箔片气体动压轴承在高转速下运行稳定性增加.由图6(b)可知,直接动态阻尼系数和交叉动态阻尼系数随转速的增大而显著下降.

3 影响参数分析

3.1 环境压力

在相同偏心率、不同环境压力下,箔片气体动压轴承承载力随转速的变化如图7所示.从图7中可以看出,同转速下轴承的承载力随环境压力的增大而增大.这是因为环境压力的增大影响氢气润滑介质



(a)动态刚度系数

(b)动态阻尼系数

图6 不同转速下箔片气体动压轴承的同步动态刚度系数和动态阻尼系数

Fig.6 The synchronous dynamic stiffness and damping coefficient of gas foil bearings at different rotational speeds

的密度,进一步影响润滑气体的雷诺数,从而对轴承的承载力造成影响.不仅如此,增大气体润滑介质的环境压力还会影响气体的动力黏度等物性.

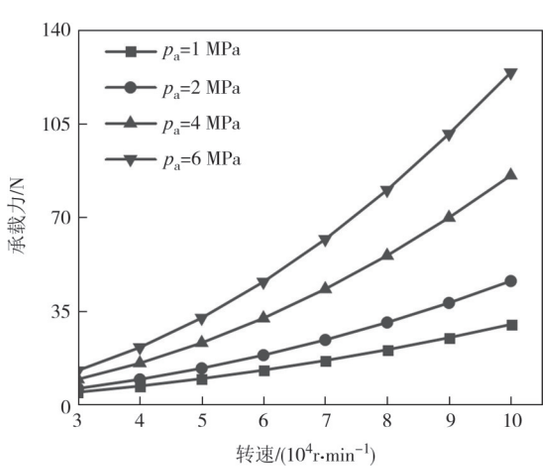
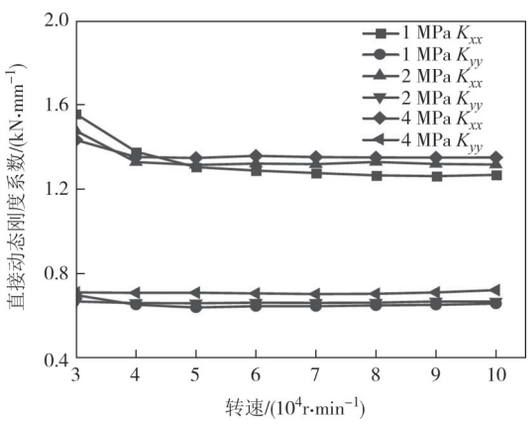


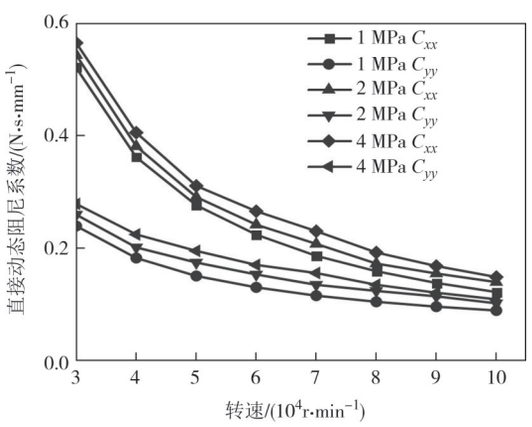
图7 不同环境压力下箔片气体动压轴承承载力随转速的变化

Fig.7 The variation of bearings capacity of gas foil bearings with rotational speeds under different environmental pressures

不同环境压力下箔片气体动压轴承直接动态刚度系数和直接动态阻尼系数随转速的变化如图8所示.从图8(a)中可以看出,轴承的直接动态刚度系数随环境压力的增大而增大,这是因为环境压力的改变影响氢气润滑介质的密度,从而进一步影响氢气的雷诺数值,对轴承的直接动态刚度系数造成影响;轴承的直接动态刚度系数与转速无关,这是因为施加在箔片气体动压轴承上的载荷在所有转速下均相同.由图8(b)可知,不同环境压力下箔片气体动压轴承直接动态阻尼系数都随转速的增大而明显降低.



(a)直接动态刚度系数



(b)直接动态阻尼系数

图8　不同环境压力下箔片气体动压轴承直接动态刚度系数和直接动态阻尼系数随转速的变化

Fig.8　Changes of direct dynamic stiffness coefficient and damping coefficient of gas foil bearings with rotational speeds under different environmental pressures

3.2　轴承名义间隙

在不同轴承名义间隙下,箔片气体动压轴承承载力随转速的变化如图9所示.由图9可知,随着轴承名义间隙减小,箔片气体动压轴承的承载力获得了较大的提升,且在大转速的情况下轴承的承载力的增大更为明显,其原因是轴承名义间隙对轴承的初始气膜厚度影响很大,而初始气膜厚度较大时,气膜的刚度会有所下降,进一步影响到箔片气体动压轴承的承载力;但是过大地减小轴承名义间隙将会导致箔片气体动压轴承起飞后磨损严重、发热功率高甚至根本无法正常起飞等问题,因此在一定范围内,适当地减小轴承名义间隙可以增大其承载力,文献[21]的研究结论中也有类似现象.

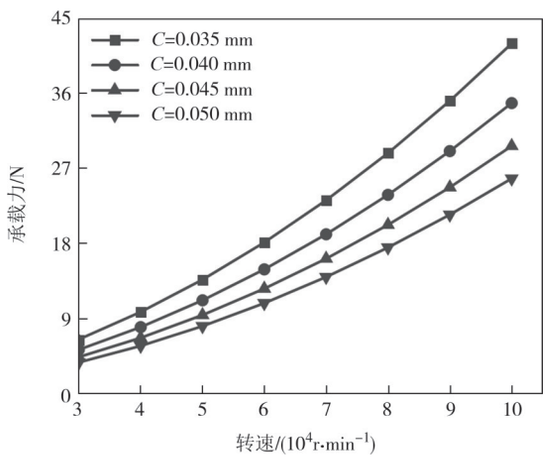


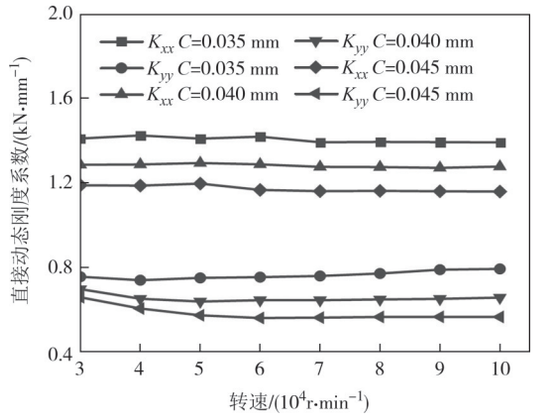
图9　不同名义间隙下箔片气体动压轴承承载力随转速的变化

Fig.9　The variation of bearing capacity of gas foil bearings with rotational speeds under different nominal clearances

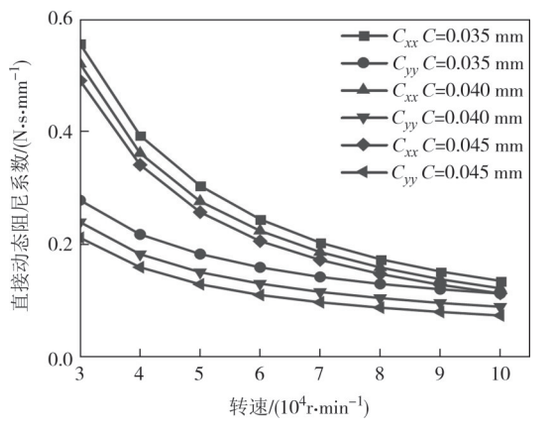
图10为不同名义间隙下箔片气体动压轴承直接动态刚度系数和直接动态阻尼系数随转速的变化.从图10(a)中可以看出,轴承的直接动态刚度系数随轴承名义间隙的减小而增大,这是因为轴承名义间隙的减小使轴承的初始气膜厚度减小,而初始气膜厚度减小使得轴承气膜压力增大导致轴承的直接动态刚度系数增大;轴承的直接动态刚度系数与转速无关,这是因为施加在箔片气体动压轴承上的载荷在所有转速下均相同.图10(b)显示,不同轴承名义间隙下箔片气体动压轴承直接动态阻尼系数都随转速的增大而明显降低.

3.3　轴承宽径比

在不同轴承宽径比下,箔片气体动压轴承承载力随转速的变化如图11所示.从图11中可以看出,增大轴承的宽径比可以提高轴承的承载力,并且随着转速的逐渐增大轴承的承载力受宽径比的影响越来越显著,这是因为箔片气体动压轴承的宽径比影响了轴承在高转速下“动压区”,从而导致轴承承载力的变化.



(a)直接动态刚度系数



(b)直接动态阻尼系数

图 10 不同名义间隙下箔片气体动压轴承直接动态刚度系数和直接动态阻尼系数随转速的变化

Fig.10 Changes of direct dynamic stiffness and damping coefficients of gas foil bearings with rotational speeds under different nominal clearances

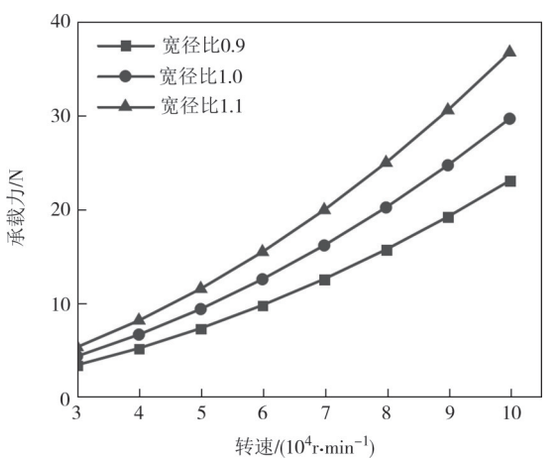
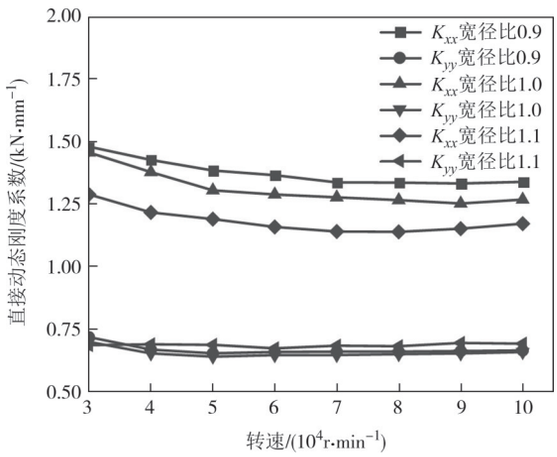


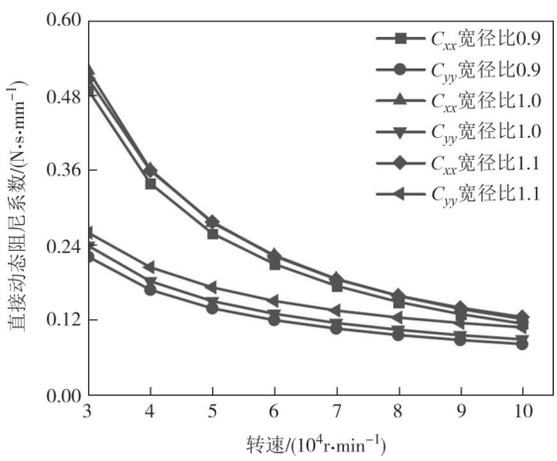
图 11 不同宽径比下箔片气体动压轴承承载力随转速的变化

Fig.11 The variation of bearing capacity of gas foil bearings with rotational speeds under different aspect ratios

图 12 为不同宽径比下箔片气体动压轴承直接动态刚度系数和直接动态阻尼系数随转速的变化. 由图 12(a)可知,轴承的直接动态刚度系数随轴承宽径比的减小而增大. 由图 12(b)可知,不同轴承宽径比下箔片气体动压轴承直接动态阻尼系数都随转速的增大而明显降低.



(a)直接动态刚度系数



(b)直接动态阻尼系数

图 12 不同宽径比下箔片气体动压轴承直接动态刚度系数和直接动态阻尼系数随转速的变化

Fig.12 Changes of direct dynamic stiffness and damping coefficients of gas foil bearings with rotational speeds under different aspect ratios

3.4 动力黏度

在不同气体动力黏度下,箔片气体动压轴承承载力随转速的变化如图 13 所示. 从图 13 中可以看出,增大气体的动力黏度可以提高轴承的承载力,并且随着转速的逐渐增大,轴承的承载力受动态黏度的影响越来越显著,这是因为更大的动力黏度可以使轴承获得更好的阻尼特性和承载能力,但从理论上来说也会相应地增加轴承发热功率,因此,在一定范围内适当提高气体动力黏度能增加轴承的承载能力.

图 14 为不同动力黏度下轴承直接动态刚度系

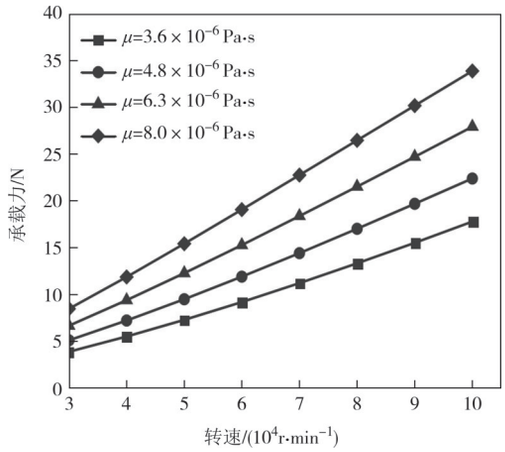
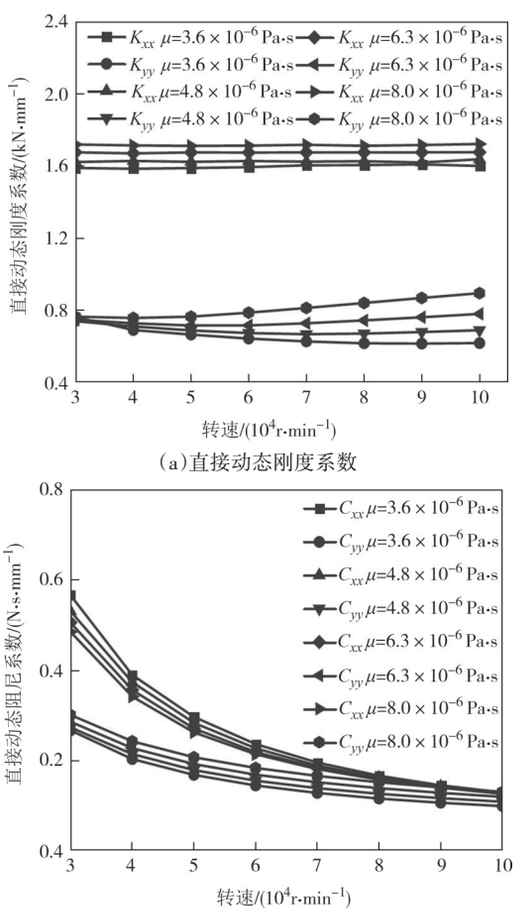


图 13　不同气体动力黏度下箔片气体动压轴承承载力随转速的变化

Fig.13　The variation of bearing capacity of gas foil bearings with rotational speeds under different dynamic viscosity

数和直接动态阻尼系数随转速的变化. 由图 14(a)可知,轴承的直接动态刚度系数随气体动力黏度的增大而增大. 由图 14(b)可知,不同气体动力黏度下箔片气体动压轴承直接动态阻尼系数都随转速的增大而明显降低.



(a)直接动态刚度系数

(b)直接动态阻尼系数

图 14　不同动力黏度下轴承直接动态刚度系数和直接动态阻尼系数随转速的变化

Fig.14　Changes of direct dynamic stiffness and damping coefficients of gas foil bearings with rotational speeds under different dynamic viscosity

4　结 论

本研究以深低温高压氢气润滑箔片气体动压轴承为对象,利用壁面定律修正了经典气体雷诺方程,耦合 Link-Spring 力学模型求解箔片气体动压轴承静动态特性,对比分析了箔片气体动压轴承在深低温氢气润滑状态与其他润滑状态时的静态特性,分析了偏心率、环境压力、宽径比、名义间隙和动力黏度等参数对箔片气体动压轴承的静动态特性的影响. 结果表明:

1) 气体润滑介质的热物理特性中动力黏度对轴承影响较大. 按照气体润滑介质的动力黏度从高到低排序依次为常温常压空气、低温高压氮气和低温高压氢气,低温高压氢气的动力黏度仅为低温高压氮气的 1/4,这导致使用低温高压氢气作为润滑介质的轴承在转速为 1×10⁵ r/min 下轴承承载力为 28 N,仅为相同条件下低温高压氮气润滑轴承的 65%,同时低温高压氢气润滑轴承的气膜相对压力最大,无量纲气膜厚度最小,轴承偏心率最大.

2) 提高箔片气体动压轴承的性能可通过合理增大宽径比和减小名义间隙来实现. 增大轴承的宽径比可以提高轴承的承载能力,但轴承的直接动态刚度系数和直接动态阻尼系数下降. 随着轴承名义间隙的减小和轴承转速的提高,轴承的承载力也随之增大,且轴承动态直接刚度和阻尼系数增大. 因此合理地减小轴承的名义间隙可以提升轴承的性能,但轴承名义间隙过小会导致轴承摩擦因数增大,起飞转速增高甚至出现轴承因磨损过度而损坏.

3) 增大环境压力和气体动力黏度可以提高轴承的承载力和直接动态刚度系数. 由于环境压力的增大,润滑介质的密度增大,导致润滑介质流体运动的雷诺数增大,因而增大了湍流系数,这使得气膜的平均压力增大. 随着气体动力黏度的增大和轴承转速的提高,轴承的承载力也随之增大,且轴承动态直接刚度系数增大. 因此,合理地提高环境压力和气体动力黏度可以看作是提高轴承承载的有效方法.

参考文献

[1]　HAMMAD A, DINCER I. Analysis and assessment of an

advanced hydrogen liquefaction system[J]. International Journal of Hydrogen Energy,2018,43(2):1139-1151.

[2] 侯予, 王瑾, 熊联友,等. 气体轴承在低温透平膨胀机上的应用[J]. 低温工程,2001(3):29-33.
HOU Y, WANG J, XIONG L Y, et al. The application of gas-bearing in cryogenic turbo-expander[J]. Gryogenics, 2001(3): 29-33.(in Chinese)

[3] SCHIFFMANN J, FAVRAT D. Experimental investigation of a direct driven radial compressor for domestic heat pumps[J]. International Journal of Refrigeration,2009,32(8):1918-1928.

[4] DENHARD W G, PAN C H T. Closure to "discussion of 'application of gas-lubricated bearings to instruments'"[J]. Journal of Lubrication Technology,1968,90(4):739-740.

[5] SIM K, KOO B, SUNG LEE J, et al. Effects of mechanical preloads on the rotordynamic performance of a rotor supported on three-pad gas foil journal bearings[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2014, 136(12): 122503.

[6] AGRAWAL G L. Foil air/gas bearing technology: an overview[J]. Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, 1997, 78682: V001T04A006.

[7] LEE Y B, BUM KWON S, KIM T H, et al. Feasibility study of an oil-free turbocharger supported on gas foil bearings via on-road tests of a two-liter class diesel vehicle[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,2013,135(5):052701.

[8] HOU Y, LAI T W, CHEN S T, et al. Numerical analysis on the static performance of tilting pad-journal gas bearing in subsystems[J]. Tribology International,2013,61:70-79.

[9] LI S S, CHEN H H, DING H B, et al. Dynamic performances of the herringbone-grooved gas bearing[J]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering,2018,408:012015.

[10] DU J L, LIANG G Z. Performance comparative analysis of hydrostatic bearings lubricated with low-viscosity cryogenic fluids[J]. Tribology International,2019,137:139-151.

[11] LI Y Y, LIU J F, LI L L, et al. Effect of environmental pressure on dynamic characteristics of aerodynamic gas bearing of boost turbo expander[J]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering,2018,382:032018.

[12] DAVYDOV A B, SHERSTYUK A N. Features distinguishing hydrogen turboexpanders from air turboexpanders[J]. Chemical and Petroleum Engineering,1996,32(5):453-456.

[13] GUO Y, LAI T, REN X, et al. Effect of lubrication medium on gas bearing performance[J]. Lubrication Engineering 2021, 46: 1-5.

[14] 陈汝刚, 侯予, 陈纯正. 微型气浮轴承高速透平膨胀机的研制[J]. 西安交通大学学报,2010, 44(1): 61-65.
CHEN R G, HOU Y, CHEN C Z. Study of miniature high speed turboexpander with gas lubricated bearing[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2010, 44(1): 61-65.(in Chinese)

[15] YAN H, KE C L, PENG N, et al. Performance prediction of externally pressurized gas bearings for high-speed turbo-expander involving hydrogen, helium and air working fluids[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2021, 46(67):33453-33467.

[16] 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.

[17] 侯予, 杨山举, 陈兴亚, 等. 箔片动压气体轴承在低温透平膨胀机中的应用[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2015, 36(4): 489-493.
HOU Y, YANG S J, CHEN X Y, et al. Application of compliant foil bearings in a cryogenic turboexpander[J]. Journal of Harbin Engineering University,2015,36(4):489-493.(in Chinese)

[18] 朱鹏程,管玉坤,门日秀,等. 超临界二氧化碳系统用箔片气体动压轴承静特性研究[J]. 振动工程学报,2024,37(5): 875-884.
ZHU P C, GUAN Y K, MEN R X, et al. Static characteristics of gas foil bearing for supercritical carbon dioxide system[J]. Journal of Vibration Engineering, 2024, 37(5): 875-884.(in Chinese)

[19] FENG K, KANEKO S. Analytical model of bump-type foil bearings using a link-spring structure and a finite-element shell model[J]. Journal of Tribology,2010,132(2):021706.

[20] GU L L, GUENAT E, SCHIFFMANN J. A review of grooved dynamic gas bearings[J]. Applied Mechanics Reviews, 2020, 72(1): 010802.

[21] 胡小强. 新型径向与推力气体动压箔片轴承的性能预测[D]. 长沙: 湖南大学, 2018.
HU X Q. Performance predictions on novel journal and thrust gas foil bearings[D]. Changsha: Hunan University, 2018.(in Chinese)