

# 旋转冲压发动机高速动静混合气体轴承性能分析\*

张广辉, 刘占生

(哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

**摘 要:** 为了满足旋转冲压发动机对高速支撑的要求, 本文对动静压混合高速气体轴承进行理论分析与数值研究。首先通过旋转冲压发动机的工作条件确定了气体轴承的供气压力, 对描述轴承内气体流动的雷诺方程采用牛顿迭代与有限差分法进行求解, 获得不同偏心、不同转速下轴承内气体压力分布并分析动静压耦合机理。同时分析了不同供气孔排数对压力分布与承载能力的影响, 给出了不同转速、不同供气孔排数下轴承所能支撑的最大转子重量, 为下一步旋转冲压发动机转子系统设计奠定基础。

**关键词:** 动静混合气体轴承; 有限差分法; 牛顿迭代; 承载能力

**中图分类号:** V 229+ .2      **文献标识码:** A      **文章编号:** 1001-4055 (2009) 05-0610-08

## Performance analysis of high-speed hybrid gas bearings for rotating ram jet

ZHANG Guang-hui, LIU Zhan-sheng

(School of Energy Science and Engineering Harbin Inst. of Technology, Harbin 150001, China)

**Abstract** The performance of high-speed hybrid gas bearings for rotating ram jet was studied theoretically and numerically to fulfill the requirement of bearing support for rotating ram jet. The gas supply pressure was determined firstly by the work condition of the rotating ram jet. By employing the Newton method and finite difference method, the Reynolds equations for the gas flow in the bearings were solved. The pressure distributions of the hybrid bearings with different eccentricities and rotating speed were obtained and the coupling mechanics of aerostatic and aerodynamic was analyzed. And also the number of orifices sets, which has effect on the pressure distribution and load capacity, was discussed. The maximum rotor weights for different rotating speeds and orifices set numbers, which the hybrid gas bearings could provide, were listed to establish the foundation for the design of rotating ram jet rotor system.

**Key words** Hybrid gas bearings; Finite difference method; Newton method; Load capacity

## 1 引 言

冲压发动机靠激波冲击压缩高速气流实现增压, 具有结构简单、效率高、推重比大等优点, 被广泛应用于超声速飞行器中。但其低速性能差, 不能够自行起动<sup>[1]</sup>。为解决这一问题, 美国 Ramgen Power System, Inc 提出了一种集冲压发动机与燃气轮机于一体的新型发动机—旋转冲压发动机<sup>[2]</sup>。其工作原理是利用高速旋转轮盘边缘产生的相对超声速气流, 通过一系列激波冲压压缩来实现气流的增压, 这种结构特点的发动机不仅继承了冲压发动机结构简单、效率高、推重比大的优点, 而且解决了冲压发动机低速性能差、

不能自行起动等问题。

为使转子轮缘冲压流道中的气流达到超声速条件, 在轮盘半径一定的情况下转子的转速要高达几万甚至几十万转, 这对转子的支撑轴承提出了较高的要求<sup>[3]</sup>。气体轴承由于其运转速度快, 低摩擦, 无磨损, 运转平滑等优点而成为旋转冲压发动机转子支撑的选择之一。动静压混合气体轴承的气体润滑膜既具有静压功能, 同时还存在动压作用, 能够有效地克服气体动压轴承在低转速下承载能力低的缺点, 因此其成为气体轴承研究的热点。在旋转冲压发动机中, 经过压缩后的气体可以作为动静压混合气体轴承的气源, 因此, 应用该类型轴承并没有增加旋转冲压发

\* 收稿日期: 2008-10-09 修订日期: 2009-03-03

作者简介: 张广辉 (1981—), 男, 博士生, 研究领域为转子动力学, 气体轴承等方面。Email: qq6764770@163.com

动机装置的复杂性。

动静压混合气体轴承具有很多优点,但其自身的复杂性导致该领域有很多问题需要解决。首先是结构形式上的多样性。根据动静压耦合机理,以及特殊场合下的特种需求,可以构建多种动静压混合气体轴承形式。但是经典混合气体轴承设计中仅是将动压性能参数与静压性能参数分别计算,计算结果进行叠加<sup>[4-7]</sup>,忽略了动静压之间的相互影响。因此,对动静压混合气体轴承的性能进行分析对旋转冲压发动机支撑气体轴承设计具有重大意义。

YAO SM 在文献[8]中建立了混合径向气体轴承的解析模型来研究在不可压假设下气体动压和气体静压的耦合作用;该混合气体轴承结构不能用于压比小于 1 的情况。同时,作者将气体动压处理为不可压缩模型,气体静压处理为可压缩模型,因此处理方法上还需要讨论。LU LQ 在文献[9]中研究切向进气混合气体轴承的动力学特性,利用 Mori 提出的修正雷诺方程,提出了新的控制方程及合理的边界条件。结果表明,切向进气具有更好的稳定性,但是以损失承载力为代价的。

本文采用二阶精度的有限差分法来分析动静压混合气体轴承的性能。首先使用牛顿迭代法对描述气体轴承中气体流动的雷诺方程进行线性化,然后使用松弛迭代求解气膜压力。通过数值仿真,获得静压气体轴承、动压气体轴承及动静混合气体轴承的压力分布及承载力并进行对比,分析气体动静压耦合作用机理。同时研究节流孔排数对动静压混合气体轴承性能的影响,为旋转冲压发动机高速支撑轴承设计提供理论依据。

目前旋转冲压发动机主要有两种总体结构布置方案<sup>[10]</sup>,一种和常规燃气轮机大体相同,也称为 Rangen 燃气轮机(Rangen Turbine)。如图 1 所示,首先通过进口预旋导叶将空气导入位于转子边缘的冲压气道,进行冲压压缩,将压缩后的高压气体引入单罐燃烧室燃烧,再驱动与冲压转子相联的涡轮对外做功。在旋转冲压发动机启动过程中,可以采用气罐为气体轴承供气使其达到工作转速;在工作转速下,经过冲压压缩的高压气体可以引入气体轴承作为气源。在文献[11]中,气体经过旋转冲压发动机冲压压缩后,在压比范围为 4 到 4.8 时旋转冲压压缩均可工作,因此将旋转冲压发动机压缩后的工作压力设定为 4.7 个大气压,考虑流动损失等因素,以 4 个大气压作为动静混合气体轴承的供气压力,通过轴承承载

能力分析获得该供气条件下气体轴承所能支撑转子的最大重量,为旋转冲压发动机转子设计提供依据。

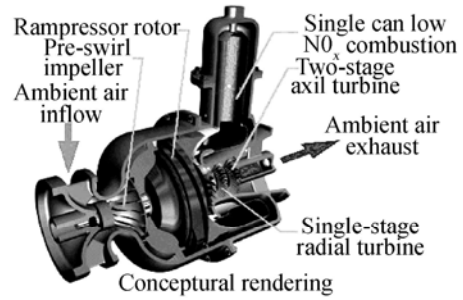


Fig 1 Total structural configuration of the rotating ram jet

## 2 数学模型的建立

### 2.1 控制方程及其无量纲形式

气体轴承中气体的可压缩性导致其数学模型相对于液体轴承复杂很多。因此,本文模型中包含如下假设:沿膜厚度方向上粘度和密度的变化可以忽略;流动是绝热的;进出轴承的质量流量等于通过节流孔的质量流量;气体为理想气体。将通过小孔的气体作为点源处理,得到质量流量

$$m_{\dot{}} = \varphi_p A_{\text{orifice}} \sqrt{\frac{2\rho_a}{p_a}} \psi_i \quad (1)$$

$$\psi_i = \begin{cases} \left| \frac{k}{k-1} (\beta_i^{2/k} - \beta_i^{(k+1)/k}) \right|^{1/2} & \dots \beta_i > \beta_k \\ \frac{k}{2} \left| \frac{2}{k+1} \right|^{(k+1)/(k-1)} & \dots \beta_i \leq \beta_k \end{cases} \quad (2)$$

$$\beta_k = \frac{p_c}{p_s} = \left| \frac{2}{k+1} \right|^{k/(k-1)} \quad (3)$$

采用如下无量纲参数

$$p = \frac{p}{p_r}, h = \frac{h}{h_m}, x = \frac{x}{l}, z = \frac{z}{l}, t = \frac{t\omega}{l}$$

可得

$$\Lambda_x = \frac{12\eta u_1 l}{h_m^2 p_r}, \Lambda_z = \frac{12\eta w_1 l}{h_m^2 p_r},$$

$$\sigma = \frac{24\eta v l}{h_m^2 p_r}, \Theta = \frac{24\eta l^2 p_a \rho_a}{h_m^3 p_r^2 \rho_a}$$

式中  $h$  为气膜厚度,  $h_m$  为气膜平均厚度,  $p$  为气膜压力,  $p_a$  为大气压力,  $v$  通过节流孔的气体流动速度,  $\epsilon$  为轴承偏心率,  $\theta$  为角坐标系,  $\varphi$  为轴承姿态角,  $x, y, z$  为笛卡儿坐标系。

$$h = h_m [1 + \epsilon \cos(\theta - \varphi)] \quad (4)$$

无量纲化的雷诺方程形式如下

$$\frac{\partial}{\partial \phi} \left[ h^3 \frac{\partial p^2}{\partial \phi} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ h^3 \frac{\partial p^2}{\partial z} \right] + \Theta \delta_k = \Lambda_x \frac{\partial p h}{\partial \phi} + \Lambda_z \frac{\partial p h}{\partial z} + \sigma \frac{\partial p h}{\partial \phi} \quad (5)$$

式中  $\delta_k = 1$  为节流孔处雷诺方程,  $\delta_k = 0$  为非节流孔处雷诺方程。

假设轴承间隙内的气体流动为稳态流动, 且忽略  $z$  方向上的流动, 可得到简化后的无量纲雷诺方程

$$\frac{\partial}{\partial \phi} \left[ h^3 \frac{\partial p^2}{\partial \phi} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ h^3 \frac{\partial p^2}{\partial z} \right] + \Theta \delta_k = \Lambda_x \frac{\partial p h}{\partial \phi} \quad (6)$$

## 2.2 牛顿迭代及数值分析

式(6)中的无量纲化雷诺方程为非线性方程, 因此使用牛顿法求解离散方程, 使用迭代方法来更新系数。该方法具有收敛速度快, 减少计算时间优点。

以两排孔供气气体轴承为例, 其具体结构如图(2)所示, 周向方向上布置两排 8 个供气孔, 相邻两个供气孔的角度为  $45^\circ$ 。单排供气轴承供气孔位于中心线上, 三排供气轴承供气孔位于中心线上和距左右两边  $1/2$  轴承长度处, 四排供气轴承供气孔位于距左侧  $1/3$   $2/3$  及距右侧  $1/3$   $2/3$  轴承长度处。对称边界条件, 周期边界条件, 质量流量边界条件如图(3)所示。计算域为  $x(0 \sim nx+1)$  和  $z(0 \sim nz+1)$ , 求解域为  $x(1 \sim nx)$  和  $z(1 \sim nz)$ 。

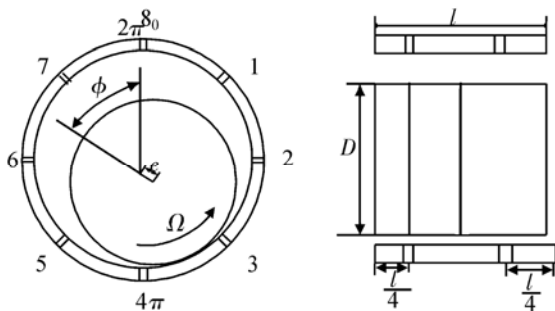


Fig 2 Externally pressurized air bearing configuration

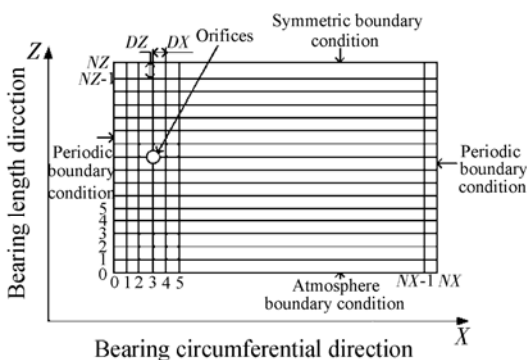


Fig 3 Computational domain of journal bearing

## 2.2.1 牛顿迭代的构建

定义非线性函数描述简化后的无量纲雷诺方程

$$F(p) = \frac{\partial}{\partial \phi} \left[ h^3 \frac{\partial p^2}{\partial \phi} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ h^3 \frac{\partial p^2}{\partial z} \right] + \Theta \delta_k - \Lambda_x \frac{\partial p h}{\partial \phi} \quad (7)$$

采用牛顿迭代

$$F(p^n) + F'(p^n)(p^{n+1} - p^n) = 0 \quad (8)$$

$$F'(p^n) \delta = -F(p^n) \text{ 其中 } \delta = p^{n+1} - p^n$$

通过泰勒展开

$$F(p + \beta \delta) = F(p) + \beta F'(p) \quad (9)$$

$$\frac{dF(p + \beta \delta)}{d\beta} = F'(p) = -F(p) \quad (10)$$

由式(8)和式(10)可以得到如下等式

$$\begin{aligned} F(p + \beta \delta) &= \frac{\partial}{\partial \phi} \left[ h^3 \frac{\partial (p + \beta \delta)^2}{\partial \phi} \right] \\ &+ \frac{\partial}{\partial z} \left[ h^3 \frac{\partial (p + \beta \delta)^2}{\partial z} \right] + \Theta \delta_k - \Lambda_x \frac{\partial ((p + \beta \delta)h)}{\partial \phi} \\ &= \frac{\partial}{\partial \phi} \left[ h^3 \frac{\partial (p^2 + 2p\beta\delta + \beta^2\delta^2)}{\partial \phi} \right] \\ &+ \frac{\partial}{\partial z} \left[ h^3 \frac{\partial (p^2 + 2p\beta\delta + \beta^2\delta^2)}{\partial z} \right] \\ &+ \Theta \delta_k - \Lambda_x \frac{\partial ((p + \beta \delta)h)}{\partial \phi} \end{aligned} \quad (11)$$

对  $F(p + \beta \delta)$  求关于  $\beta$  的偏导, 使  $\beta = 0$  可以得到最终的表达式

$$\begin{aligned} &\left\{ 3h^2 \frac{\partial}{\partial \phi} \frac{\partial p}{\partial \phi} + h^3 \frac{\partial^2 p}{\partial \phi^2} + h^3 \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} + \frac{\partial \phi}{\partial \phi} 2h^3 \frac{\partial p}{\partial \phi} + 3h^2 p \frac{\partial}{\partial \phi} \right. \\ &+ \frac{\partial \phi}{\partial z} 2h^3 \frac{\partial p}{\partial z} + h^3 p \left[ \frac{\partial^2 \delta}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} - \frac{\Lambda_x}{2} \delta \frac{\partial h}{\partial \phi} + h \frac{\partial \phi}{\partial z} \right] \\ &= -h^3 \left[ \left| \frac{\partial p}{\partial \phi} \right|^2 + \left| \frac{\partial p}{\partial z} \right|^2 - p h^3 \left[ \frac{\partial^2 p}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} \right] \right. \\ &\left. - 3p h^2 \left[ \frac{\partial p}{\partial \phi} \frac{\partial p}{\partial z} \right] + \frac{\Lambda_x}{2} \left[ \frac{\partial p}{\partial \phi} h + \frac{\partial h}{\partial \phi} p \right] - \frac{\Theta}{2} \delta_k \right\} \quad (12) \end{aligned}$$

## 2.2.2 偏微分方程的离散化

对式(12)中的偏微分方程采用二阶精度有限差分法, 具体如下

$$\frac{\partial h}{\partial \phi} = \frac{h_{i+1,j} - h_{i-1,j}}{2\Delta\phi}$$

$$\frac{\partial p}{\partial \phi} = \frac{p_{i+1,j} - p_{i-1,j}}{2\Delta\phi}$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{p_{i,j+1} - p_{i,j-1}}{2\Delta z}$$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial \phi^2} = \frac{p_{i+1,j} - 2p_{i,j} + p_{i-1,j}}{\Delta\phi^2}$$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{p_{i,j+1} - 2p_{i,j} + p_{i,j-1}}{\Delta z^2}$$

式 (12) 变为如下方程

$$a_{ij} \delta_{i-1,j} + b_{ij} \delta_{i+1,j} + c_{ij} \delta_{ij} + d_{ij} \delta_{i,j-1} + e_{ij} \delta_{i,j+1} = -S_{ij} \quad (13)$$

式中

$$\begin{aligned} a_{ij} &= -\frac{h_{ij}^3(p_{i+1,j} - p_{i-1,j})}{2(\Delta x)^2} - \frac{3p_{ij}h_{ij}^2(h_{i+1,j} - h_{i-1,j})}{4(\Delta x)^2} \\ &\quad + \frac{p_{ij}h_{ij}^3}{(\Delta x)^2} + \frac{\Lambda_x h_{ij}}{4\Delta x} \\ b_{ij} &= +\frac{h_{ij}^3(p_{i+1,j} - p_{i-1,j})}{2(\Delta x)^2} + \frac{3p_{ij}h_{ij}^2(h_{i+1,j} - h_{i-1,j})}{4(\Delta x)^2} \\ &\quad + \frac{p_{ij}h_{ij}^3}{(\Delta x)^2} - \frac{\Lambda_x h_{ij}}{4\Delta x} \\ c_{ij} &= 3h_{ij}^2 \frac{(p_{i+1,j} - p_{i-1,j})(h_{i+1,j} - h_{i-1,j})}{4(\Delta x)^2} + \\ &\quad h_{ij}^3 \left| \frac{p_{i+1,j} - 2p_{ij} + p_{i-1,j}}{(\Delta x)^2} + \frac{p_{i+1,j} - 2p_{ij} + p_{i-1,j}}{(\Delta x)^2} \right| - \\ &\quad \frac{2p_{ij}h_{ij}^3}{(\Delta x)^2} - \frac{2p_{ij}h_{ij}^3}{(\Delta x)^2} - \frac{\Lambda_x(h_{i+1,j} - h_{i-1,j})}{4\Delta x} \\ d_{ij} &= -\frac{h_{ij}^3(p_{i,j+1} - p_{i,j-1})}{2(\Delta x)^2} + \frac{p_{ij}h_{ij}^3}{(\Delta x)^2} \\ e_{ij} &= +\frac{h_{ij}^3(p_{i,j+1} - p_{i,j-1})}{2(\Delta x)^2} + \frac{p_{ij}h_{ij}^3}{(\Delta x)^2} \end{aligned}$$

使用松弛迭代来求解式 (13) 中的  $\delta_{ij}$ 。具体过程如下

$$\begin{aligned} \delta_{ij} &= \delta_{ij}^{-1} + \\ &\quad \omega \left| \frac{-a_{ij}\delta_{i-1,j}^{-1} - b_{ij}\delta_{i+1,j}^{-1} - d_{ij}\delta_{i,j-1}^{-1} - e_{ij}\delta_{i,j+1}^{-1} - S_{ij}}{c_{ij}} \right| \end{aligned} \quad (14)$$

$\omega$  为松弛因子, 气膜压力可以通过  $p_{ij}^n = p_{ij}^{n-1} + \delta_{ij}^{-1}$  来求解。

### 2.2.3 边界条件

大气边界条件:  $p(z=0) = p_a$

对称边界条件:  $p(z=nz+1) = p(z=nz-1)$

周期边界条件:  $p(x=0) = p(x=nx)$

$$p(x=1) = p(x=nx+1)$$

计算流程如下所述: 首先输入轴承参数; 给定轴承特性求解所需的压力分布初值  $p_0$ ; 采用有限差分法求解含有小孔质量流量  $Q$  的雷诺方程, 并获得压力分布; 对所获的压力分布进行残差判断, 小于残差则收敛, 完成计算, 否则更新初值压力继续循环  $p_0$ 。

## 3 结果与讨论

数值分析的模型具体参数如下所示: 轴承长度  $l = 0.05 \text{ m}$ ; 轴承直径  $D = 0.05 \text{ m}$ ; 节流系数  $\Phi = 0.8$

供气压力  $p_s = 4.053 \times 10^5 \text{ Pa}$  空气密度  $\rho_a = 1.204 \text{ kg/m}^3$ ; 空气粘度  $\mu = 1.82 \times 10^{-5} \text{ N}\cdot\text{s/m}^2$ ; 空气比热  $k = 1.40$ ; 大气压力  $p_a = 101.325 \text{ kPa}$  圆周方向节流孔排数 = 8  $X$  方向网格数 = 40  $Z$  方向网格数 = 80 收敛条件为  $\text{Max}|p_{ij}^{n+1} - p_{ij}^n| \leq 10^{-6}$ 。

为了验证本文数值分析所用程序的准确性, 首先进行大量的比较工作。图 4 中压力分布是在没有转动速度 (静压气体轴承) 和偏心率  $\varepsilon = 0$  时获得的。图 4(a) 来自文献 [12], 图 4(b) 为本程序计算结果。经过比较可知, 上述两图中节流孔的压力峰值均接近 0.8 轴承中间线处的压力值接近 0.6 且二者压力分布规律基本一致, 进而表明本程序中关于不旋转静压径向气体轴承的数值结果与文献 [12] 的结果吻合很好。图 5 中, 本程序对纯动压气体轴承的计算结果与文献 [13] 中实验获得的数据进行比较。比较中采用相同的轴承参数, 结果表明, 图 5(a) 和图 5(b) 中不同转速下的压力分布峰值基本相同, 且分布规律基本一致。二者不同的地方为压力最高值所处的角度, 这是由于实验与数值计算中姿态角不同引起的。综上所述, 本文中数值分析所用的方法对于静压气体轴承和动压气体轴承分析均具备很好的准确性, 为分析动静混合气体轴承奠定基础。

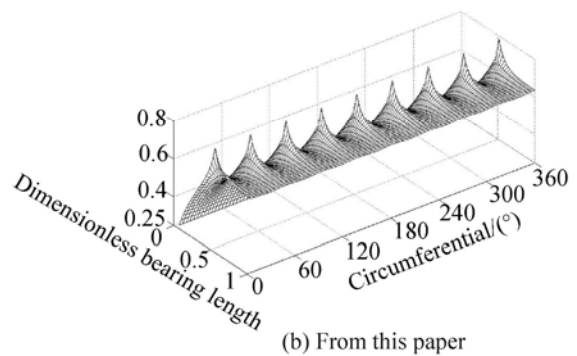
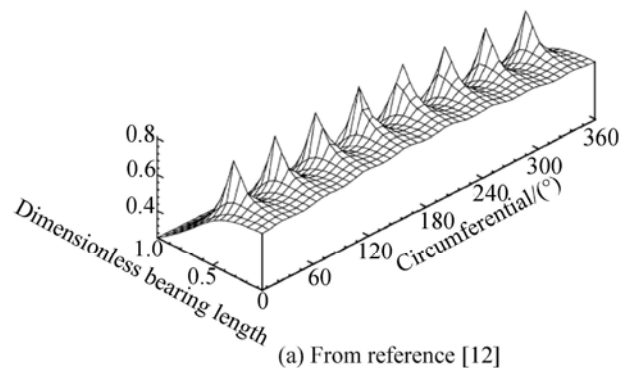


Fig 4 Comparison of pressure distribution of the aerostatic bearing ( $\varepsilon = 0$ ,  $h_m = 10 \text{ }\mu\text{m}$ ,  $d = 0.2 \text{ mm}$ ,  $n = 0 \text{ r/min}$ )

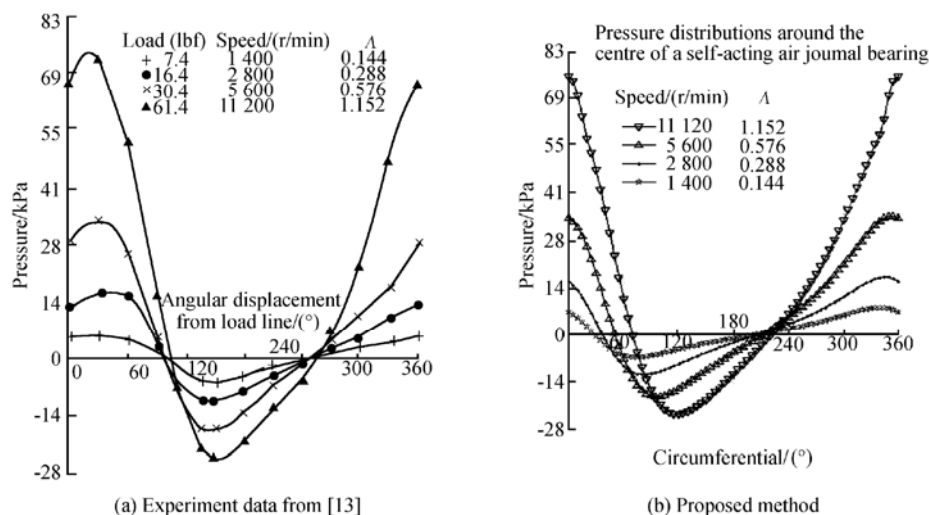


Fig 5 Comparison of pressure distribution around the center of self-acting bearing ( $\Lambda$ : dimensionless bearing parameter)

在图 6 中比较了相同偏心率下不同转速两排孔动静混合气体轴承的压力分布, 其中图 6(a) 为气体静压轴承。可以看出, 混合气体轴承的动静压耦合效果主要影响轴承中线处的压力分布, 而对节流孔处的影响很小。由于轴承中线处的压力发生变化时其变化面积较大, 因而其变化对承载力变化起主要因素。随着转速的增加, 轴承中线处的压力逐步增加。

在图 7 中比较了相同偏心率下相同转速 (80 kr/min) 下动压气体轴承、静压气体轴承和动静压混合气体轴承的压力分布。当轴承转速变的更高时, 混合

轴承的压力分布明显受气体动压影响, 同时, 相对于低转速的情况, 高转速时节流孔附近的压力分布也受气体动压影响明显。因此, 混合气体轴承设计中动静压耦合效果是必须要考虑的。

图 8 为固定偏心率 (偏心率为 0.5) 不同转速下动静压混合气体轴承的各个截面压力分布图。图 9 为固定转速 (10 kr/min) 时不同偏心率下动静压混合气体轴承的各个截面压力分布图。上述两个图可以更好地解释转速与偏心率对动静压混合气体轴承的压力分布影响。在图 8(a) 中可以看出, 随着转

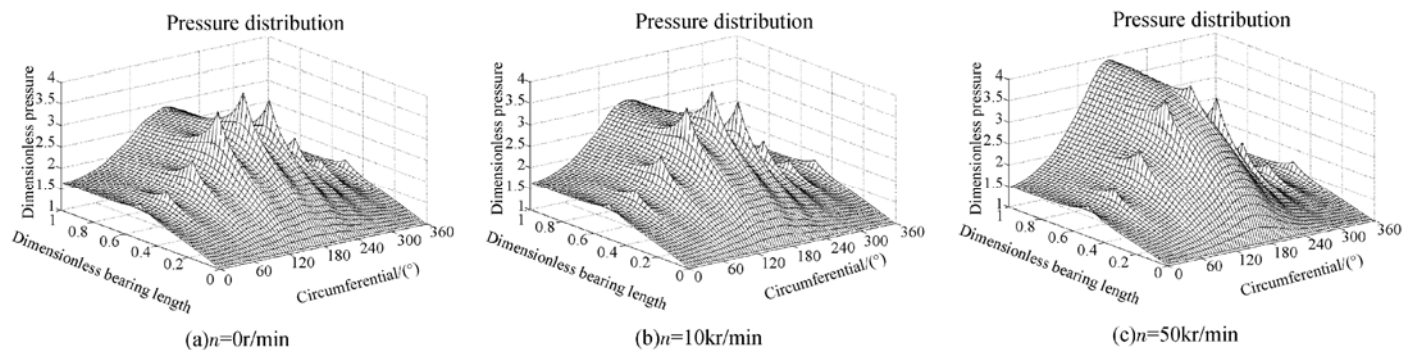


Fig 6 Pressure distributions of two sets orifices externally pressurized bearing ( $\epsilon = 0.5$ ,  $h_m = 20 \mu\text{m}$ ,  $d = 0.15 \text{ mm}$ )

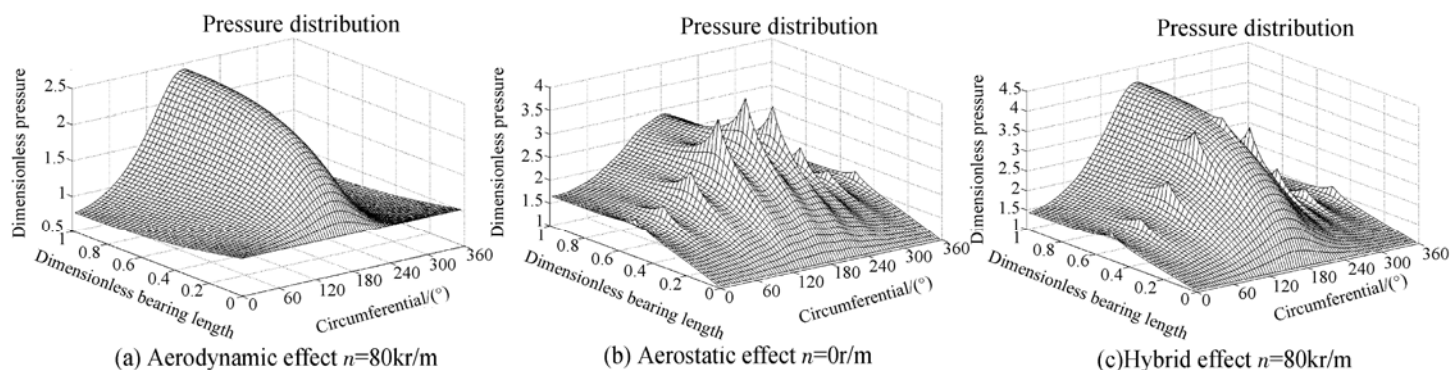


Fig 7 Pressure distribution of different effects ( $\epsilon = 0.5$ ,  $h_m = 20 \mu\text{m}$ ,  $d = 0.15 \text{ mm}$ )

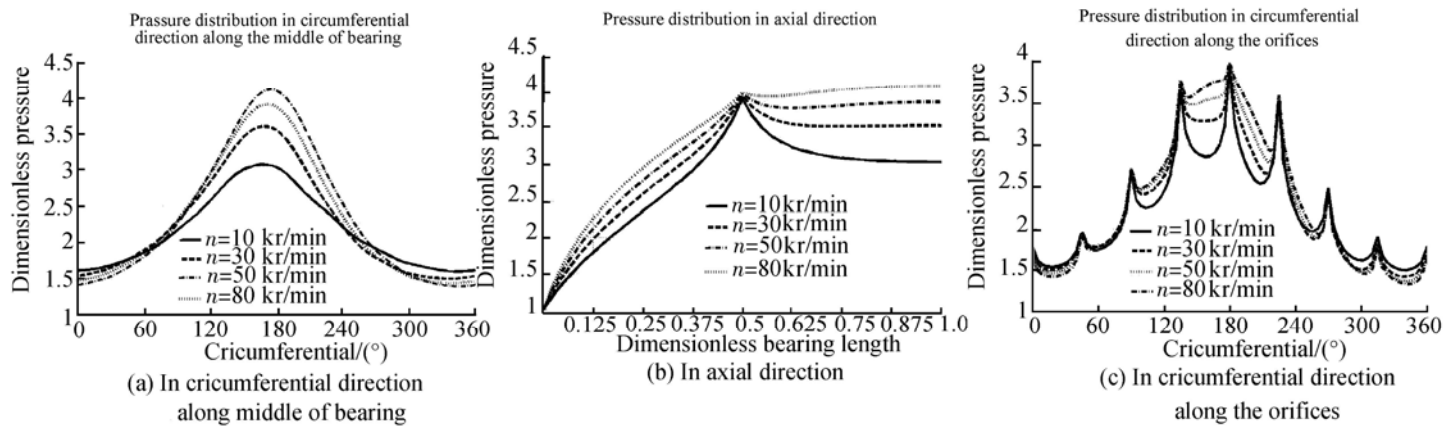


Fig 8 Pressure distribution of hybrid bearing (2 sets orifices) with  $\varepsilon = 0.5$  at different rotating angular speeds

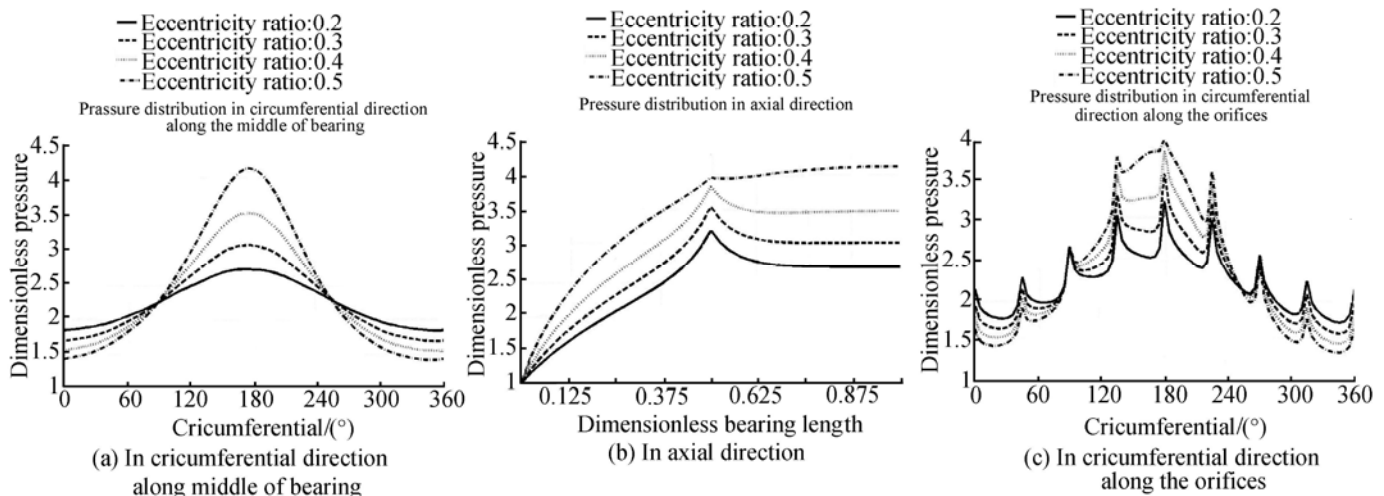


Fig 9 Pressure distribution of hybrid bearing (2 sets orifices) at  $n = 10$  kr/min with different  $\varepsilon$

速的增加,轴承中线处周向压力在  $180^\circ$ 附近得以显著地提高,而  $0^\circ$ 附近略有降低。在图 8(b)中,随着转速的增加整个压力分布都在增加,在节流孔位置基本上没有变化,可以看出若转速继续增加节流孔处会阻碍动压效果,对承载能力起减少作用。在图 8(c)中,节流孔附近的压力有升有降。因此动静压混合气体轴承在转速增加的过程中,  $180^\circ$ 附近的压力普遍得以提高,  $0^\circ$ 附近得以降低。

在图 9(a)中,随着偏心率的增加,轴承中线处的压力变化规律与图 8(a)中的变化规律相同。在图 9(b)中,随着偏心率的增加,动静压混合轴承轴向压力增加,与图 8(b)中不同的是,节流孔处的压力也均有所增加。在图 9(c)中,随着偏心的增加,节流孔处沿周向的压力均增加,但是当偏心率达到 0.5 时,位于周向角度  $150^\circ \sim 180^\circ$ 之间的压力变化较大,可以看出在偏心大时动压效果得以增强。

图 10 中,随着转速的增加,动静压混合气体轴承与动压气体轴承的承载能力均增加,同时,在偏心率

一定的情况下,动静压混合气体轴承的承载能力均大于动压气体轴承的承载能力,其中当偏心为 0.5 时,承载能力增加近一倍。偏心较小时,动压气体轴承承载力随着转速的变化增量很小,动静混合气体轴承的情况也类似。在偏心增大时,动静混合气体轴承的承载能力随转速变化的变化率大于动压气体轴承。

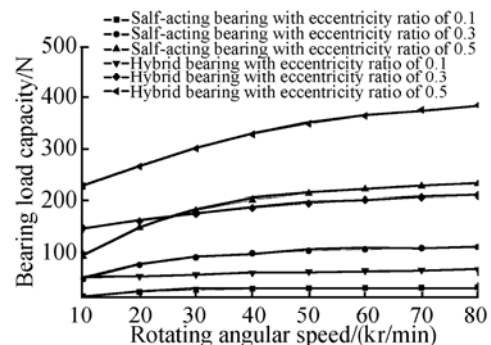


Fig 10 Load carrying capacity of hybrid bearing and self-acting bearing with different  $\varepsilon$  under different rotating speeds



上面对两排孔进气动静压混合气体轴承的气体动压与气体静压耦合机理进行了分析. 同时比较了转速、偏心率对承载能力的影响, 下面分析进气孔的排数对动静压混合气体轴承的影响. 图 11 中可看出, 随进气孔排数的增加, 混合轴承的气膜压力得到提高。

在图 12 中比较了在偏心率为 0.5 转速为 30 kr/m in 时不同排数供气孔对动静压混合气体轴承压力分布的影响. 供气孔排数越多, 不同截面处的压力分布越大. 对于动静压混合气体轴承, 供气孔 (决定静压效果) 数量越多, 其动压效果增强的更加明显。

在图 13 中, 随着转速的增加, 不同供气孔排数的动静混合气体轴承承载力增加, 且均大于动压气体轴承. 排数越多, 承载力越大. 在图 14 中, 承载能力的变化规律与图 13 类似. 比较图 13 和图 14 可以看

出, 偏心率较大时, 双排供气和三排供气在某些转速下 (10 kr/m in ~ 40 kr/m in) 的承载力相差很小. 而随着供气孔排数的增加, 所需要的气体流量也要增加, 因此在设计旋转冲压发动机动静压混合气体轴承时, 在上述转速与偏心时可以用双排供气代替三排供气。

在图 15 中, 在转速为 50 kr/m in 时, 随着偏心率的增加轴承承载力增加, 四排孔进气的承载能力最大, 可以达到 381.3 N, 三排、双排、单排次之, 动压气体轴承最小。

表 1 为不同供气孔排数, 不同工作转速下动静混合气体轴承所能提供的最大承载能力. 在旋转冲压发动机设计过程中, 当完成气动设计后进行转子设计时, 依据此表进行动静压混合气体轴承的初步设计, 基于此设计再对转子轴承系统的稳定性进行设计。

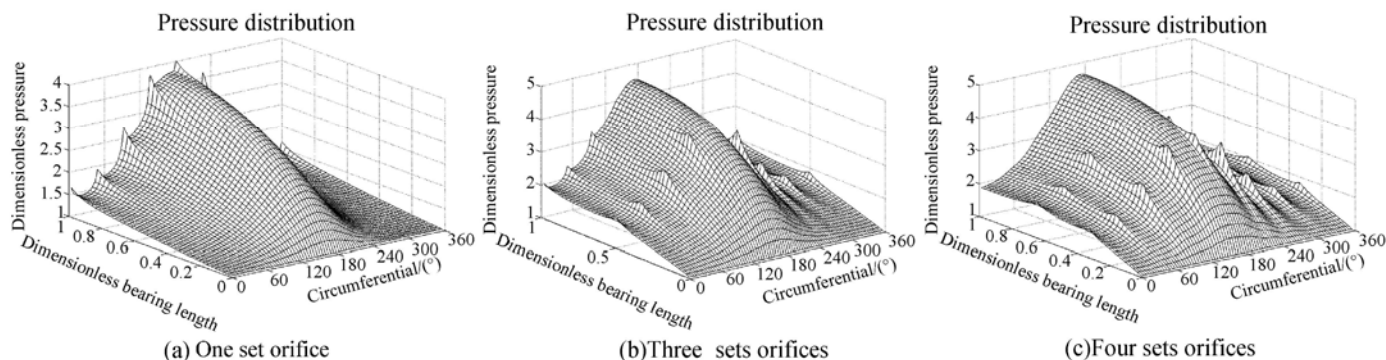


Fig. 11 Pressure distributions for different orifice sets numbers with ( $\varepsilon = 0.5$ ,  $h_m = 20 \mu\text{m}$ ,  $d = 0.15 \text{ mm}$ ,  $n = 70 \text{ kr/m in}$ )

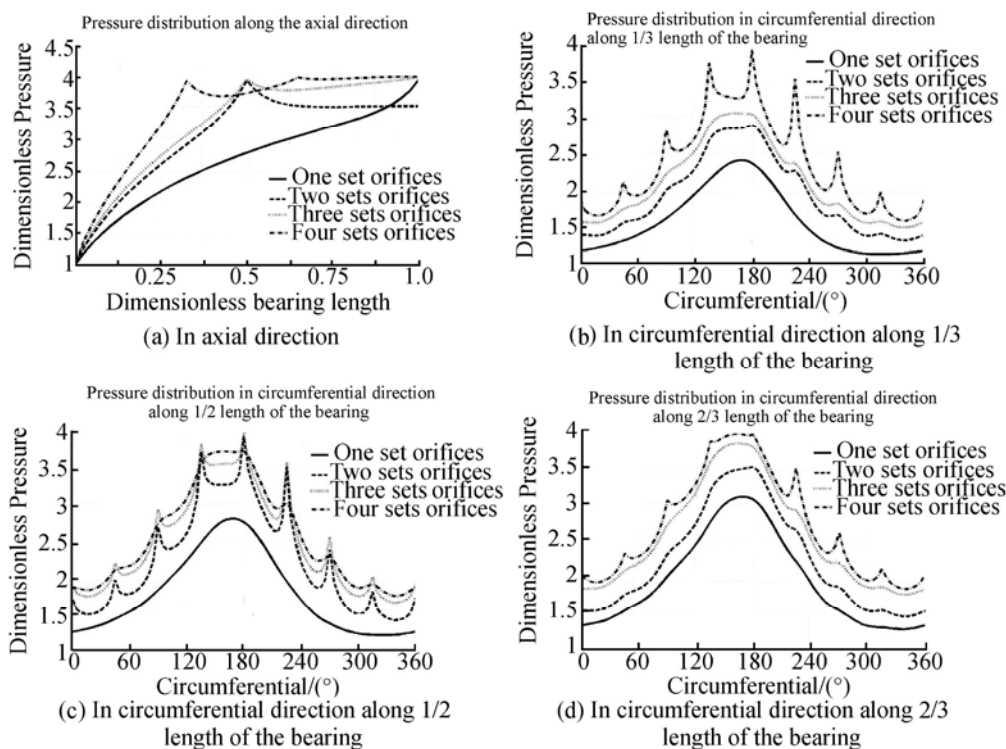


Fig. 12 Pressure distribution of hybrid bearing with  $\varepsilon = 0.5$  and  $n = 30 \text{ kr/m in}$  for different orifice sets numbers

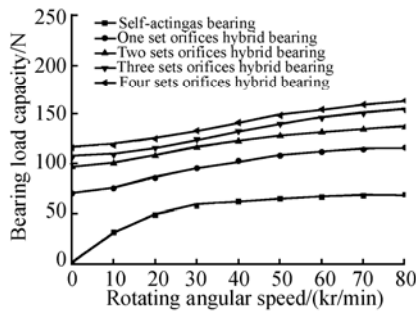


Fig 13 Load carrying capacity of hybrid bearing with different orifices sets numbers for  $\varepsilon= 0.2$  under different rotating speeds

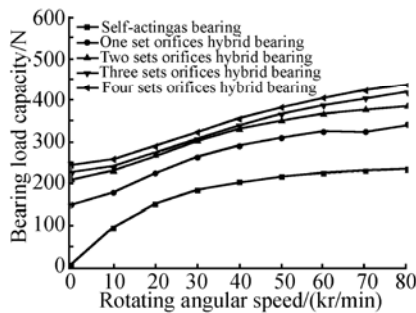


Fig 14 Load carrying capacity of hybrid bearing with different orifices sets numbers for  $\varepsilon= 0.5$  under different rotating speeds

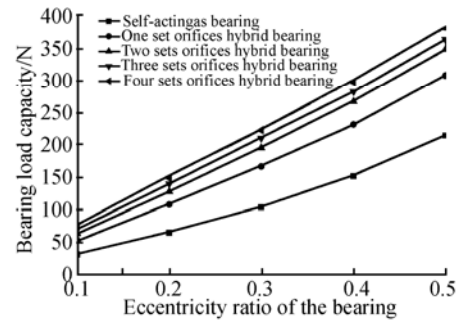


Fig 15 Load carrying capacity of hybrid bearing with different orifices sets numbers for  $n= 50 \text{ kr/m in}$  under different eccentricity ratios

Table 1 Design schedule of the ram jet rotor weights

| Rotating speed | One set orifices | Two sets orifices | Three sets orifices | Four sets orifices |
|----------------|------------------|-------------------|---------------------|--------------------|
| 40 000         | 288 5N × 2       | 328 3N × 2        | 337 3N × 2          | 353 1N × 2         |
| 50 000         | 308 2N × 2       | 348 8N × 2        | 364 2N × 2          | 381 3N × 2         |
| 60 000         | 322 3N × 2       | 364 2N × 2        | 385 6N × 2          | 403 9N × 2         |
| 70 000         | 322 6N × 2       | 375 7N × 2        | 402 8N × 2          | 421 8N × 2         |
| 80 000         | 340 2N × 2       | 384 5N × 2        | 417 2N × 2          | 436 2N × 2         |

( × 2 indicate the rotor is supported by two bearings)

## 4 结 论

本文对旋转冲压发动机高速动静压气体轴承进行了理论分析与数值仿真。采用牛顿迭代和有限差分法求解描述轴承内气体流动的雷诺方程,并将结果与文献和实验进行对比,证明该方法的有效性;进而对动静压混合轴承的气体动静压耦合机理与承载能力进行分析,具体结论如下:

(1)动静压混合气体轴承能够明显提高气体轴承的承载能力,相对于纯动压气体轴承,当偏心率为 0.5 时,承载力提高近一倍。

(2)转速越高, 偏心率越大, 动静压混合轴承承载力越大。小偏心率, 低转速情况下, 动静压耦合效果主要体现轴承中线处, 在大偏心率, 高转速时, 动静压耦合效果对节流孔周围压力分布也有明显影响。

(3)随着节流孔的排数增加, 动静压混合轴承承载能力增加; 随着轴承偏心率和转速的增加, 节流孔排数对承载能力的影响逐步减少。

## 参考文献:

[ 1 ] 贺武生. 超燃冲压发动机研究综述 [ J ]. 火箭推进, 2005, 31( 1 ): 29~ 32

[ 2 ] Robert Steel, Peter Bakwin, James Kesseli. Insertion of shock wave compression technology into micro turbines for increased efficiency and reduced costs. Proceedings of the ASME Turbo Expo [ C ]. New York: American Society of Mechanical Engineers, 2005: 857~ 862

[ 3 ] 韩吉昂, 钟兢军, 卜 方. 旋转冲压压气机压缩转子技术分析 & 展望 [ J ]. 飞航导弹, 2007, ( 7 ): 52~ 56

[ 4 ] 十合晋一. 气体轴承设计、制作与应用 [ M ]. 韩焕臣译. 北京: 宇航出版社, 1988

[ 5 ] 党根茂. 气体润滑技术 [ M ]. 南京: 东南大学出版社, 1990

[ 6 ] 周 恒, 刘延柱. 气体动压轴承的原理及计算 [ M ]. 北京: 国防工业出版社, 1981

[ 7 ] 王云飞. 气体润滑理论与气体轴承设计 [ M ]. 北京: 机械工业出版社, 1999

[ 8 ] Yao S M. Incompressible and analytical study on a basic model of a complex journal gas bearing [ J ]. Tribology Transactions, 2006, 49( 1 ): 92~ 95

[ 9 ] Liu L Q, Chen C Z. Mathematical model for gas bearing with holes of tangential supply [ J ]. Journal of tribology, 1999, 121( 2 ): 301~ 305

[ 10 ] Koopman A. Ramgen rotor cartridge for the pre-prototype ramgen engine [ R ]. Ramgen Power Systems Inc. ( US ), 2003

[ 11 ] 田 新, 刘占生. 旋转冲压发动机进气道流场及气流对转子的作用力研究 [ J ]. 振动与冲击, 2008, 27( S ) 增刊.

[ 12 ] Lo Chengying, Chengchi Wang, Yuhua Lee. Performance analysis of high speed spindle aerostatic bearings [ J ]. Tribology International, 2005, 38( 1 ): 5~ 14

[ 13 ] Powell W. A review of progress in gas lubrication [ J ]. Review of Physics in Technology, 1970, 1( 2 ): 196~ 129