

摆角铣头气体静压轴承的工程设计与数值模拟

侯珍秀, 乔江东, 董恺琛, 陈敬辉, 梁迎春, 胡兴鸿

(哈尔滨工业大学 机电工程学院, 150001 哈尔滨, houzx5629@hit.edu.cn)

摘要: 对转速为 1.6×10^5 r/min 的精密摆角铣头主轴系统的 2 种气体静压轴承, 即双排孔圆柱轴承和闭式平面止推轴承进行设计研究. 对两种气体静压轴承在不同节流方式、不同节流孔直径下的最佳气膜厚度和对应的最大刚度进行设计计算, 得到该轴承结构参数对其刚度的影响规律. 利用 FLUENT 软件对所设计轴承的气体流动状况进行数值模拟, 得到偏心距变化引起该轴承刚度和承载能力变化的规律, 并优化了摆角铣头气体轴承的结构参数. 结果表明: 当轴承在小偏心 ($\varepsilon < 0.3 \mu\text{m}$) 以及极小偏心下工作时, 刚度为常数, 轴承的承载能力随偏心距的增大而增大.

关键词: 气体静压轴承; 轴承刚度; 承载能力; 数值模拟; FLUENT 软件

中图分类号: TH133.35 **文献标志码:** A **文章编号:** 0367-6234(2011)01-0068-06

Engineering design and numerical simulation of aerostatic bearing of swing angle milling head

HOU Zhen-xiu, QIAO Jiang-dong, DONG Kai-chen, CHEN Jing-hui, LIANG Ying-chun, HU Xing-hong

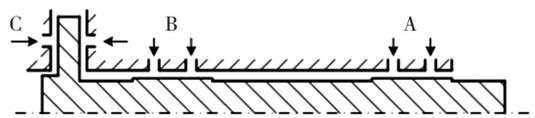
(School of Mechanical and Electrical Engineering, Harbin Institute of Technology, 150001 Harbin, China, houzx5629@hit.edu.cn)

Abstract: Two kinds of aerostatic bearing: two-row cylindrical bearings and closed-hole planar thrust bearing in the precision swing angle milling head spindle system were studied. To get the best film thickness and the corresponding maximum stiffness of the bearings in different throttling ways and under different Orifice diameter, the law of the bearing stiffness impacted by different structure parameters was obtained by using engineering design and calculation methods and the numerical simulation of the aerostatic bearing flow was carried out by FLUENT, which indicated that the change of the bearing stiffness and carrying capacity was caused by the change of eccentricity. Meanwhile the structural parameters of the aerostatic bearing were optimized. Results show that when the bearings are working under a small eccentricity ($\varepsilon < 0.3 \mu\text{m}$), its stiffness is a constant, and the carrying capacity increases with the increasing of eccentricity.

Key words: aerostatic bearing; bearing stiffness; carrying capacity; numerical simulation; FLUENT software

在精密和超精密机床中, 气体静压轴承已经成为机床主轴支承的主要选择, 而且成功地应用到了最新的纳米级加工设备中^[1-2]. 本文研究的超精密摆角铣头主轴的转速为 1.6×10^5 r/min, 切削力小于 1 N. 其主轴系统由 3 个气体静压轴承支承: 2 个双排孔圆柱轴承实现径向支承, 如图 1 中 A、B 处所示; 1 个闭式平面止推轴承实现轴向支承, 如图 1 中 C 处所示. 摆角铣头对气体轴承的设计要求为:

双排孔圆柱轴承的中心刚度 $> 5 \text{ N}/\mu\text{m}$, 闭式平面止推轴承的中心刚度 $> 4 \text{ N}/\mu\text{m}$.



A, B—双排孔圆柱轴承; C—闭式平面止推轴承

图 1 摆角铣头主轴简图

按照节流孔截面形状的不同, 小孔式节流气体静压轴承分为简单孔式和环形孔式. 但当节流直径和平均气膜厚度变化时, 会引起其承载能力以及刚度的变化, 使轴承的性能变得不稳定^[3-7].

收稿日期: 2009-07-09.

基金项目: 黑龙江省科技攻关计划项目 (GB04A503-2).

作者简介: 侯珍秀 (1958—), 女, 教授, 博士生导师;
梁迎春 (1963—), 男, 教授, 博士生导师.

本文根据铣头主轴及气体轴承的设计要求, 首先运用工程计算方法对气体静压轴承进行设计, 对气体轴承承载能力、压力以及刚度进行计算, 初步得到了气体轴承的结构参数及其对气体轴承刚度的影响规律; 利用 FLUENT 软件进行数值模拟研究, 模拟得到的最佳气膜厚度和最大静刚度符合设计要求, 并进一步优化了气体静压轴承的最佳结构尺寸。

1 气体静压轴承的工程设计与

气体静压轴承气膜内的流场是稳定的, 在设计时假定气体润滑问题中的气体流动是可压缩牛顿流体的定常层流。

1.1 双排孔圆柱气体轴承的工程设计与

当双排孔圆柱气体轴承的结构参数和节流孔的直径确定, 而气膜厚度取不同数值时, 轴承的刚度是不同的, 存在一个使轴承刚度达到最佳的气膜厚度值 h_{op} 。

对于摆角铣头的双排孔圆柱气体轴承, 初步确定结构参数为: 轴承长度 $L = 29 \text{ mm}$, 轴承直径 $D = 19 \text{ mm}$, 节流孔位置 $l = 7 \text{ mm}$, 每排节流孔数目初选 $n = 10$, 入口压力 $p_0 = 0.5 \text{ MPa}$, 出口压力 $p_a = 0.5 \text{ MPa}$ 。需要通过工程计算方法确定的参数是节流孔节流方式、每排节流孔数目 n 、节流孔直径 d 、气膜厚度 h 。

将图 1 中 A、B 处双排孔圆柱气体轴承的气膜展开成平面, 并沿周向将其等分成 n 份。每一等份气膜内的气体流动情况如图 2 所示, 第 i 等份气膜的位置如图 3 所示。

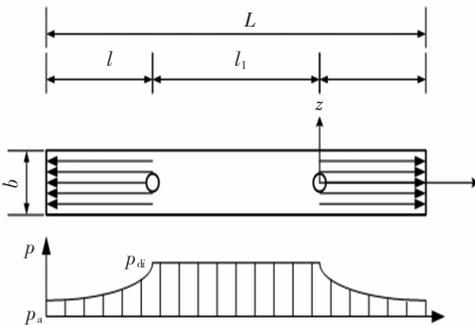


图 2 第 i 等份气膜图

双排孔圆柱气体轴承承载能力的计算公式如下:

$$W = 2R \sin \frac{\pi}{n} \sum_{i=1}^n \left[l_1 + \frac{4}{3} l \frac{1 - (\sigma/\beta_i)^3}{1 - (\sigma/\beta_i)^2} \right] \cos \alpha_i.$$

式中: R 为圆柱轴承的半径; l, l_1 表示节流孔在轴承中的位置; p_d 为节流孔后的压力; σ 为轴承出口压与供气压力之比, $\sigma = p_a/p_0$; β 为节流孔后

压力与供气压力之比, $\beta_i = p_{di}/p_0$; α_i 为第 i 等份气膜的位置角。

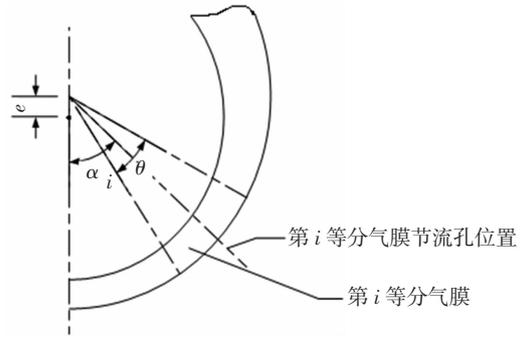


图 3 第 i 等份气膜的位置

双排孔圆柱气体轴承中每一节流孔的压力的计算公式如下:

$$\zeta = (\beta_i^2 - \sigma^2) / (\sigma \psi) = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3.$$

式中: ψ 为与 β_i 和比热容比 k 有关的系数; f_1 为气体通道系数, $f_1 = \phi A n / h_i^3$; ϕ 为流量系数, 取 $\phi = 0.8$; A 为节流孔的节流面积; h_i 为第 i 等份气膜的厚度, $h_i = h_0 (1 - (e/h_0) \cos \alpha_i)$; e 为偏心距; f_2 为工作介质系数, 常温、一个大气压下的空气条件下, $f_2 = 268 \times 10^{-6} \text{ mm}$; f_3 为轴承结构系数, $f_3 = l/R$ 。

双排孔圆柱气体轴承可通过式 (1)、(2) 计算其最佳气膜厚度。

简单孔节流式双排孔圆柱气体轴承的最佳气膜厚度为:

$$\begin{cases} h_{op} = (\zeta^0 / (2.4g))^{1/3}; \\ \zeta^0 = \phi A n f_2 f_3. \end{cases} \quad (1)$$

环形孔节流式双排孔圆柱气体轴承的最佳气膜厚度为:

$$\begin{cases} h_{op} = (\zeta^0 / (2.81g))^{1/2}; \\ \zeta^0 = \phi \pi d n f_2 f_3. \end{cases} \quad (2)$$

式中 g 是与压力比 σ 有关的一个值, 见表 1。

表 1 e, g 数据表 ($\beta = 0.6 \sim 0.8$)

σ	e	g
1/4	12.340	1.290
1/5	15.950	1.740
1/6	19.144	2.284

当气膜厚度为 h_{op} 时, 简单孔节流式双排孔圆柱气体轴承最大刚度为

$$(K_W)_{\max} = \frac{1.714}{1.5} \sin \frac{\pi}{n} a L D p_0 \frac{\beta_{op}}{h_{op}} \cdot \sum_{i=1}^n \cos^2 \alpha_i,$$

$$\beta_{op} = (g / (0.714e))^{1/5}.$$

环形孔节流式双排孔圆柱气体轴承最大刚度为

$$(K_W)_{\max} = \frac{2}{4.5} \sin \frac{\pi}{n} aLDp_0 \frac{\beta_{op}}{h_{op}} \cdot \sum_{i=1}^n \cos^2 \alpha_i,$$

$$\beta_{op} = (g/(0.551e))^{1/5}.$$

对双排圆柱气体静压轴承在不同节流方式、不同数目节流孔以及不同节流孔直径下的最佳气膜厚度和对应的最大刚度进行计算,结果如表 2.

表 2 不同节流方式、不同节流孔数、不同节流孔径下计算得到的双排孔圆柱气体轴承对应的最佳气膜厚度和最大刚度

d/mm	简单孔式节流方式						环形孔式节流方式					
	n=8		n=10		n=12		n=8		n=10		n=12	
	$h_{op}/\mu\text{m}$	$(K_W)_{\max}$										
0.10	13.3	39.3	14.4	36.5	15.3	34.3	9.0	37.2	10.1	33.2	11.0	30.4
0.12	15.1	34.8	16.2	32.3	17.3	30.4	9.7	33.9	11.0	30.4	12.1	27.7
0.14	16.7	31.4	17.8	29.1	19.1	27.4	10.7	31.4	11.9	28.1	13.1	25.7
0.16	18.3	28.7	19.7	26.7	20.9	25.1	11.4	29.4	12.7	26.3	14.0	24.0
0.18	19.8	26.5	21.3	24.6	22.6	23.2	12.1	27.7	13.5	24.8	14.8	22.6
0.20	21.2	24.7	22.8	23.0	24.3	21.6	12.7	26.3	14.3	23.5	15.6	21.5
0.22	22.6	23.2	24.3	21.6	25.8	20.3	13.4	25.1	14.9	24.4	16.4	20.5
0.24	23.9	21.9	25.8	20.3	27.4	19.1	14.0	24.0	15.6	21.5	17.1	19.6
0.26	25.2	20.8	27.2	19.3	28.9	18.1	14.5	23.1	16.3	20.6	17.8	18.8
0.28	26.5	19.8	28.6	18.4	30.4	17.3	15.1	22.2	16.9	19.9	18.5	18.1
0.30	27.8	18.9	29.9	17.5	31.8	16.5	15.6	21.5	17.5	19.2	19.1	17.5
0.32	29.0	18.1	31.2	16.8	33.2	15.8	16.1	20.8	18.0	18.6	19.7	17.0
0.34	30.0	17.4	32.5	16.1	34.5	15.2	16.7	20.2	18.6	18.1	20.4	16.5

由表 2 可知:

1) 当节流方式、节流孔数相同时,随着节流孔直径的增大,所能获得的最大刚度 $(K_W)_{\max}$ 逐渐变小,对应的最佳气膜厚度 h_{op} 则逐渐变大.

2) 当节流孔数、节流孔直径相同时,采用简单孔式节流对应的最佳气膜厚度,大于采用环形孔式节流对应的最佳气膜厚度. 而二者的刚度 $(K_W)_{\max}$ 近似相等.

3) 当节流方式、节流孔直径相同时,采用较少的节流孔数对应的最佳气膜厚度也较小,而刚度 $(K_W)_{\max}$ 相差不多.

通过上面的分析,最终确定摆角铣头气体轴承为双排简单节流孔形式,其结构参数初步定为:每排节流孔数目为 10,节流孔直径 $d=0.2 \text{ mm}$,气膜厚度 $h=23 \mu\text{m}$,此时最大刚度 $(K_W)_{\max}=24.74 \text{ N}/\mu\text{m}$.

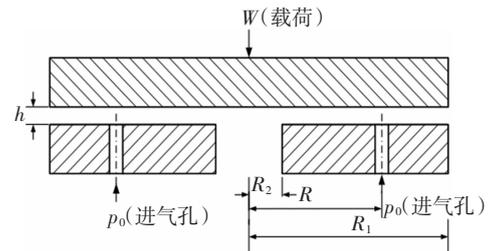
1.2 闭式止推轴承的工程设计

取出图 1 中 C 处的结构得到平面止推轴承图如图 4 所示. 其工程设计算法与双排孔圆柱气体轴承类似,二者最大的区别在于轴承结构系数 f_3 的算法不同.

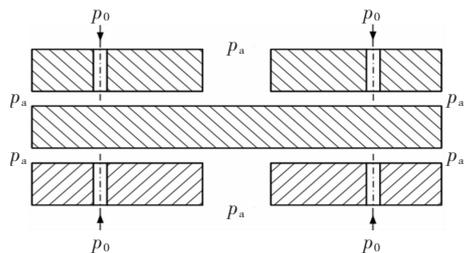
对于摆角铣头的闭式平面止推轴承,初步确定的参数是: $R_1=17.5 \text{ mm}$, $R_2=9.5 \text{ mm}$, $n=10$, $p_0=0.5 \text{ MPa}$, $p_a=0.5 \text{ MPa}$. 需要运用工程计算方法确定的参数是:节流孔位置 R 、节流孔直径 d 、气膜厚度 h .

单向平面止推轴承只能提供一个方向上的承载能力. 将 2 个方向相反的单向平面止推轴承合

成,就可以提供 2 个相反方向上的承载能力,形成闭式平面止推轴承,其性能由组成它的 2 个单向平面止推轴承的性能叠加得到.



(a) 单向平面止推轴承



(b) 闭式平面止推轴承

图 4 平面止推轴承

单向平面止推轴承的最佳气膜厚度为

$$h_{op} = (\phi An f_3 / (2.4g))^{1/3}, \quad (3)$$

式中 f_3 为单向平面止推轴承的结构系数, $f_3 = \ln(R_1/R) \ln(R/R_2) / \ln(R_1/R_2)$.

单向平面止推轴承的最大刚度为:

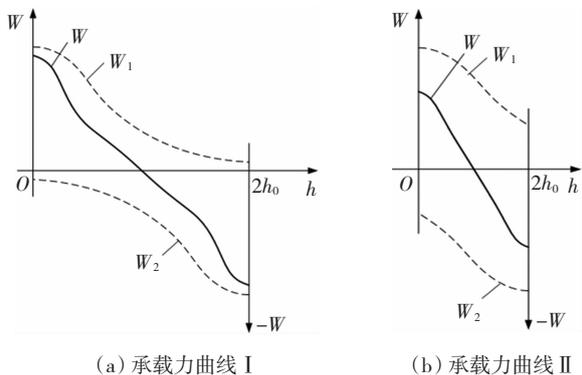
$$\begin{cases} (K_W)_{\max} = \pi R^2 p_0 (-1.143(\beta_{op}/h_{op})); \\ \beta_{op} = (g/(0.714e))^{1/5}. \end{cases} \quad (4)$$

式中: $(K_W)_{\max}$ 为单向平面止推轴承的最大刚度;

g, e 见表1; R^{*2} 与平面止推轴承的结构形式有关, 对于如图4所示的轴承,

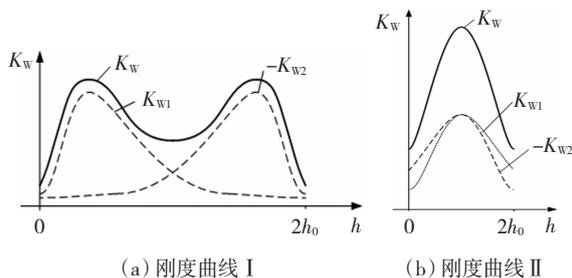
$$R^{*2} = (1/3)(R_1^2 + R_1R - R_2^2 - R_2R).$$

对于单向平面止推轴承, 气膜厚度越小承载能力越大, 当气膜厚度取某一值 h_{op} 时, 其刚度达到最大. 闭式平面止推轴承的力学性能随其平均气膜厚度 h_0 的不同, 表现为2种形式, 其性能曲线或者如图5(a)和图6(a)所示, 或者如图5(b)和图6(b)所示. 图中, 虚线表示2个单向平面止推轴承的性能曲线, 实线表示合成后的闭式平面止推轴承的性能曲线.



(a) 承载力曲线 I (b) 承载力曲线 II

图5 闭式平面止推轴承承载力的叠加



(a) 刚度曲线 I (b) 刚度曲线 II

图6 闭式平面止推轴承刚度的叠加

由图5、图6可知:

1) 当轴承两侧的间隙均为 h_0 时, 承载能力为零.

2) 轴承向上、下两侧偏心时, 外特性曲线完全对称.

3) 合成后的闭式平面止推轴承的刚度大于单向轴承, 在 $h = h_0$ 处, 闭式轴承的刚度是此时的单向轴承刚度的2倍.

4) 当 $h_0 = h_{op}$ 时, 闭式轴承的中心刚度达到最大, 恰好是单向轴承最大刚度的2倍. h_{op} 为单向平面止推轴承的最佳气膜厚度.

经过计算, 摆角铣头闭式平面止推轴承采用简单孔节流方式, 节流孔的位置取 $R = 12.9 \text{ mm}$; 当节流孔直径 $d = 0.2 \text{ mm}$ 时, 由式(3)和式(4), 可计算对应的单向平面止推轴承的最佳气膜厚度

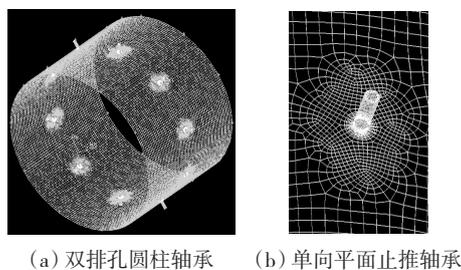
$h_{op} = 13.5 \text{ }\mu\text{m}$, 最大刚度 $(K_w)_{\max} = 8.907 \text{ N}/\mu\text{m}$; 则闭式平面止推轴承的最佳气膜厚度也为 $h_{op} = 13.5 \text{ }\mu\text{m}$, 最大刚度 $(K_w)_{\max} = 17.8 \text{ N}/\mu\text{m}$.

2 气体静压轴承静特性的数值模拟和参数优化

2.1 建模

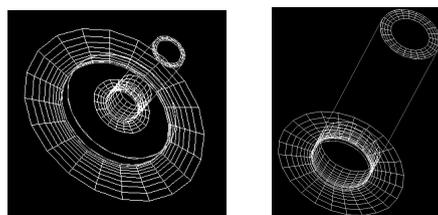
2.1.1 几何建模及网格划分

考虑气体轴承流场分布的对称性, 这里只建立其真实模型的一部分. 2种轴承及节流孔几何模型见图7和8^[8-11].



(a) 双排孔圆柱轴承 (b) 单向平面止推轴承

图7 2种轴承的模型及网格划分



(a) 简单节流孔 (b) 环型节流孔

图8 2种类型节流孔的模型及网格划分

2.1.2 计算过程收敛性的判断

工程计算方法得到的双排简单孔圆柱空气轴承的相关参数值: $n = 8, d = 0.2 \text{ mm}, h = 0.02 \text{ mm}, D = L = 100 \text{ mm}, l = 25 \text{ mm}, p_a = 4 \times 10^5 \text{ Pa}, p_0 = 10^5 \text{ Pa}$, 偏心率 $\varepsilon = 0.2$ 时, 承载能力为 444.2 N . 带入建立的 FLUENT 模型中进行模拟计算. 残差曲线如图9所示. 从图中可看到, 其计算过程收敛性很好. 模拟计算得到承载能力为 385.24 N , 承载力报告如表3所示.

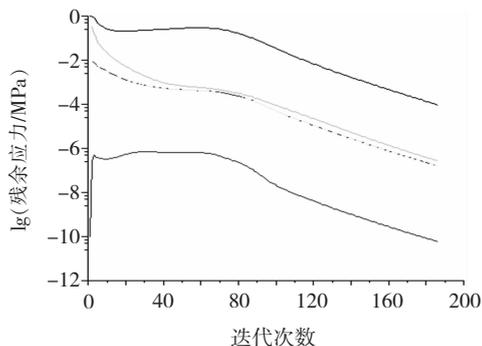


图9 残差图

表 3 FLUENT 的承载力报告

域名	压力 n	黏性力 n	总力 n
$w-k-x$	0.61314645	$2.624566600e-05$	0.6131727
$w-x$	191.96496000	0.038286829	192.0032500
net	192.57811000	0.038313075	192.6164200

2.2 数值模拟结果及分析

2.2.1 静压气体轴承的静特性

下面研究偏心距对静压气体轴承承载能力、刚度及气体流量的影响情况。

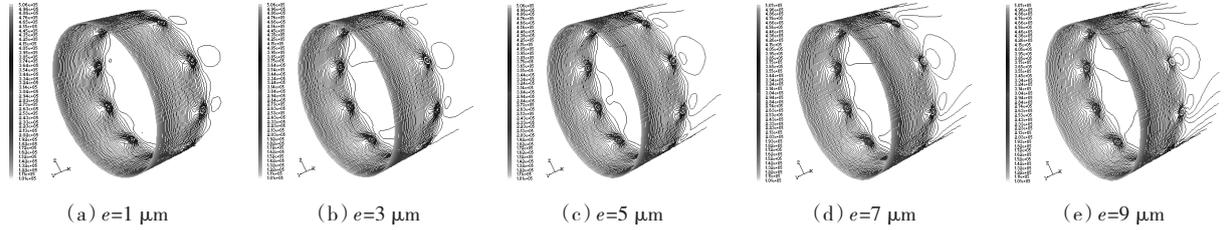
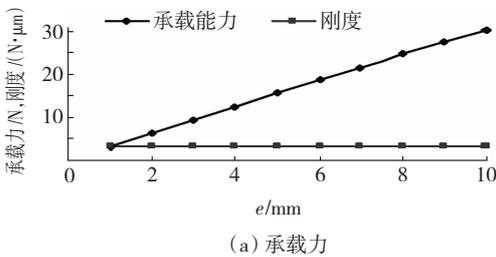
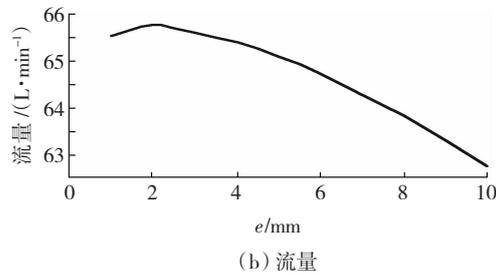


图 10 不同偏心距下的压力场 ($n=10, d=0.3 \text{ mm}, h=30 \text{ μm}$)



(a) 承载力



(b) 流量

图 11 圆柱轴承在不同偏心状态的承载力及流量

2.2.1.2 摆角铣头闭式平面止推静压气体轴承的数值模拟研究

当摆角铣头闭式平面止推轴承 $n=10, d=0.3 \text{ mm}, h=17.5 \text{ μm}$ 时, 分别对偏心距为 $0.5, 1.0, 1.5, \dots, 5.0 \text{ μm}$ 的 FLUENT 计算模型进行数值模拟, 可得到轴承在不同偏心状态下的承载力, 所得数据绘于图 12 中。

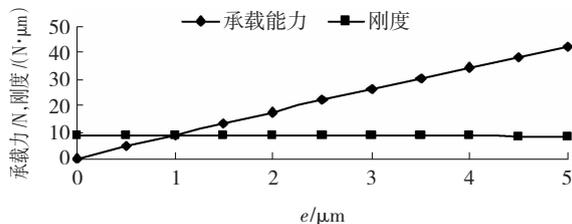


图 12 止推轴承在不同偏心状态的承载力

2.2.1.1 摆角铣头双排简单孔圆柱静压气体轴承的数值模拟研究

在其他已知参数不变的情况下, 即当摆角铣头双排简单孔圆柱轴承 $n=10, d=0.3 \text{ mm}, h=30 \text{ μm}$ 时, 分别对偏心距 $1, 2, 3, \dots, 10 \text{ μm}$ 时的 FLUENT 计算模型进行数值模拟, 该圆柱轴承在不同偏心状态下的气膜压力分布如图 10 所示, 得到的轴承在不同偏心状态下的承载力及流量绘于图 11 中。

由图 11, 12 可以看到: 气体轴承在偏心率较小时 ($e < 0.3 \text{ μm}$), 刚度曲线近似一条水平直线, 即当轴承在小偏心以及极小偏心下工作时刚度为常数; 而随着偏心距的增大气体轴承的承载能力逐渐增大。

2.2.2 摆角铣头气体轴承结构参数的优化

气体轴承通常工作在偏心率极小的状态, 此时, 轴承的刚度可认为是常数, 等于轴承的中心刚度, 即没有偏心时的刚度。轴承优化设计的目的是要使轴承的中心刚度达到最大。

参照工程设计法计算得到的节流孔直径 $d=0.3 \text{ mm}$ 和气膜厚度 $h=30 \text{ μm}$, 根据静压气体轴承的刚度要求, 本文在偏心距 e 为 1 μm , 并且在调整其他参数变化的情况下进行数值模拟, 分组情况如表 4 所示。

表 4 根据参数变化分组情况

组号	轴承类型	孔型	n	d/mm	$h/\text{μm}$
1	双排孔圆柱气体轴承	简单孔式	10	0.3	24~32
2			10	0.2	22~27
3			8	0.3	26~30
4			10	0.3	14~29
5	闭式平面止推轴承	简单孔式	10	0.3	14.5~19.5

对表 4 中第一组参数组合情况下的模型进行数值分析得到如图 13 所示的压力场分布, 记录不同气膜厚度对应的承载力、流量并计算对应的刚度值, 可得到如表 5 所示的一组数据。

其他各组分别进行数值模拟, 记录不同的气膜厚度对应的承载力、流量, 并计算相对应的刚度值, 最后进行比较, 得到表 6 中 5 个组中各结构尺

寸符合工程设计的最佳尺寸。

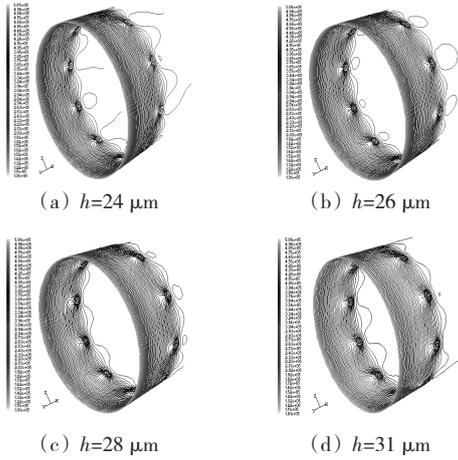


图13 气膜厚度不同的压力场 ($n=10, d=0.3 \text{ mm}$)

表5 不同气膜厚度下双排简单孔圆柱轴承刚度和流量的数值模拟结果 ($n=10, d=0.3 \text{ mm}$)

h/mm	刚度/ $(\text{N} \cdot \mu\text{m}^{-1})$	流量/ $(\text{L} \cdot \text{min}^{-1})$
0.024	2.821	47.93
0.025	2.881	50.98
0.026	3.051	54.63
0.027	3.099	57.79
0.028	3.130	60.31
0.029	3.138	62.99
0.030	3.141	65.54
0.031	3.112	67.80
0.032	3.061	69.94

表6 数值模拟结果符合由工程设计方法的最佳气膜厚度

组号	h/mm	刚度/ $(\text{N} \cdot \mu\text{m}^{-1})$	流量/ $(\text{L} \cdot \text{min}^{-1})$
1	0.0300	3.141	65.540
2	0.0230	5.641	32.200
3	0.0280	3.489	53.312
4	0.0170	4.560	14.458
5	0.0175	4.460	49.369

由表6可确定摆角铣头气体轴承的结构参数。

1) 双排孔圆柱气体轴承:采用简单孔式节流, $d=0.2 \text{ mm}, h=23 \mu\text{m}$, 中心刚度可达 $5.64 \text{ N}/\mu\text{m}$ 。

2) 闭式平面止推轴承:采用简单孔式节流, $R=12.9 \text{ mm}, d=0.3 \text{ mm}, h=17.5 \mu\text{m}$, 中心刚度可达 $4.46 \text{ N}/\mu\text{m}$ 。

3 结 论

1) 对双排孔圆柱气体轴承和闭式平面止推轴承在不同偏心距情况下进行数值模拟分析,表明当轴承在小偏心 ($\varepsilon < 0.3 \mu\text{m}$) 以及极小偏心下工作时,刚度为常数;轴承的承载能力随偏心距的增大而增大。

2) 径向轴承与止推轴承均选用简单孔式节流方式。对于双排孔圆柱气体径向轴承,当 $d=0.2 \text{ mm}, h=23 \mu\text{m}$, 中心刚度可达 $5.64 \text{ N}/\mu\text{m}$;对于闭式平面止推轴承,当 $R=12.9 \text{ mm}, d=0.3 \text{ mm}, h=17.5 \mu\text{m}$, 中心刚度可达 $4.46 \text{ N}/\mu\text{m}$ 。满足设计要求。

参考文献:

- [1] 肖曙红, 曾繁章. 微细孔超高速钻削电主轴的开发[J]. 机电工程技术, 2004, 33(1): 38-39.
- [2] 袁哲俊, 王先逢. 精密和超精密加工技术[M]. 北京:机械工业出版社, 2003.
- [3] SU J C T, LIE K N. Rotation effects on hybrid air journal bearings [J]. Tribology International, 2003, 36(10): 717-726.
- [4] 余建平, 宋鹏云. 静压气体润滑机械密封技术研究进展[J]. 液压气动与密封, 2007(4): 21-23.
- [5] TALUKDER H M, STOWELL T B. Pneumatic hammer in an externally pressurized orifice-compensated air journal bearing[J]. Tribology International, 2003, 36(8): 585-591.
- [6] BANG K G. Design of carbon fiber composite shaft for high speed air spindles [J]. Composite Structures, 2002, 55(2): 247-259.
- [7] 刘曦, 刘育华, 陈世杰. 静压气体润滑[M]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社, 1990: 36-98.
- [8] 张君安, 方宗德. 空气静压轴系支承的数值分析[J]. 机械科学与技术, 2008, 27(7): 941-944.
- [9] 杨文勇, 马平. 空气静压轴承静刚度有限元非线性分析[J]. 润滑与密封, 2008, 33(2): 53-55, 74.
- [10] MIZUMOTO H, ARRI S, KAMIT Y. Active inherent restrictor for air-bearing spindle [J]. Precision Engineering, 1996, 19(2): 141-147.
- [11] TIAN Yong. Static study of the porous bearings by the simplified finite element analysis[J]. Wear, 1998, 218(2): 203-209.

(编辑 杨波)