

周向进油、浅腔节流的动静压滑动轴承的有限元——优化综合分析*

岑少起 李 伟 华绍杰 李瑞珍 夏恒青

(郑州工学院机械系 450002)

摘 要: 本文讨论一种只靠浅腔节流的动静压轴承并对此进行了有限元分析和优化计算,建立了有限元——优化迭代的计算模型,编制了计算机程序,给出了主要设计参数的优化结果和该节流形式的相当节流比。

关键词: 动静压滑动轴承 复合形法 有限元分析 浅腔 封油边

中图分类号: TH113

1 前言

动静压滑动轴承以其兼具动压,静压滑动轴承的优点而又同时避免了二者的一些缺点,在高速精密机床和其它高速旋转机械中正获得越来越广泛的应用。在以毛细管作为节流器的动静压轴承中,毛细管多开在轴承外部;在以孔式环面二次节流的动静压轴承中,仍需小孔节流,这几类动静压轴承的最大缺点就是节流器容易堵塞从而导致轴承失效。本文提出的这种轴承,只利用浅腔的作用来完成节流,结构极其简单,加工非常方便,并且可避免堵塞。这里首先对该轴承进行了有限元分析,在求得压力分布与油膜合力后,以承载力最大作为目标函数,对主要的结构参数如浅腔深度,面积、封油边尺寸等作了优化计算,建立了有限元——优化迭代模型与计算程序。为了提高计算速度,这里采用变加权系数的方法,取得了较好的效果。为了便于考察该轴承的节流效果,本文给出了动静压轴承相当节流比的计算方法及计算结果对比。

2 轴承结构与符号说明

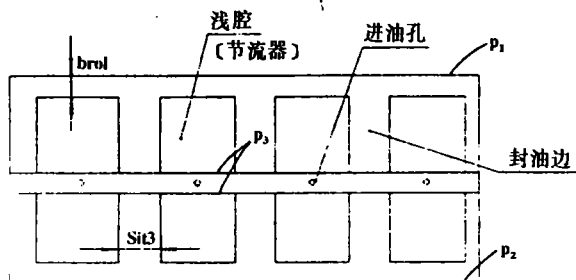


图 1

* 河南省自然科学基金资助项目, 项目编号: 934042100

收稿日期: 1995-11-03

符号说明:

r : 轴承半径; ϕ : 周向角度坐标; z : 轴向坐标; p : 压力值; μ : 润滑油的粘度; h : 油膜厚度; Ω : 主轴的角速度; ρ : 润滑油的密度; V_v , V_h : 轴颈中心水平、垂直速度分量; p_s : 泵压; c : 轴承间隙。

如图 1 所示, 轴承轴向对称, 周向四腔分布均匀, 油从进油孔径周向深槽流入, 进入浅腔与封油边。该轴承主要依靠浅腔起节流作用。

3 数学模型的建立

3.1 控制方程与边界条件

Reynolds 方程

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \phi} \left(\frac{\rho h^3}{12\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{\Omega}{2} \frac{\partial(\rho h)}{\partial \phi} + \rho(V_v \cos \phi + V_h \sin \phi) + \dot{\rho} \cdot h \quad (1)$$

在稳态工作时, $V_v = 0$, $V_h = 0$, 并设润滑油不可压缩, 即 $\dot{\rho} = 0$, 则可得到静态 Reynolds 方程。

$$\frac{\partial}{\partial \phi} \left(h^3 \cdot \frac{\partial p}{\partial \phi} \right) + r^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\Omega \mu r \frac{\partial h}{\partial \phi} \quad (2)$$

和边界条件:

$$\begin{cases} p_i = 0 & i \in \Gamma_1, \Gamma_2 \\ p_j = p_s & j \in \Gamma_3 \\ (\partial p / \partial \phi)_k = 0 & k \in \Gamma_4 \end{cases} \quad (3)$$

3.2 控制方程的无量纲化

引入下列无量纲变换式:

$$\lambda = z / \frac{l}{2}, \quad H = h / c, \quad \bar{p} = p / p_s$$

$$B_{num} = \mu \Omega^2 d^2 / (p_s \cdot c^2)$$

得到无量纲的控制方程:

$$\frac{\partial}{\partial \phi} \left(H^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \phi} \right) + \left(\frac{d}{l} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(H^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \lambda} \right) = 6B_{num} \frac{\partial H}{\partial \phi} \quad (4)$$

边界条件的无量纲化为:

$$\begin{cases} \bar{p}_i = 0 & i \in \Gamma_1, \Gamma_2 \\ \bar{p}_j = 1 & j \in \Gamma_3 \\ (\partial \bar{p} / \partial \phi)_k = 0 & k \in \Gamma_4 \end{cases} \quad (5)$$

无量纲的油膜厚度:

$$H = \begin{cases} 1 + \varepsilon \cos \phi & \text{封油边上} \\ 1 + \varepsilon \cos \phi + H_q & \text{浅腔内} \end{cases} \quad (6)$$

4 有限元分析

网格划分采用平面四边形八结点等参元, 并取相应形函数 N_i 作为权函数, 根据伽辽金法, Reynolds 方程可离散为相应的代数方程组, 解此方程组可求得各点的压力, 进而得到轴承的动、静态特性。

4.1 形函数的选取为:

$$\begin{cases} N_1 = \frac{1}{4}(1-\xi)(1-\eta)(-\xi-\eta-1) \\ N_2 = \frac{1}{2}(1-\xi)(1-\eta^2) \\ N_3 = \frac{1}{4}(1-\xi)(1+\eta)(-\xi+\eta-1) \\ N_4 = \frac{1}{2}(1-\xi^2)(1+\eta) \\ N_5 = \frac{1}{4}(1+\xi)(1+\eta)(\xi+\eta-1) \\ N_6 = \frac{1}{2}(1+\xi)(1-\eta^2) \\ N_7 = \frac{1}{4}(1+\xi)(1-\eta)(\xi-\eta-1) \\ N_8 = \frac{1}{2}(1-\xi^2)(1-\eta) \end{cases} \quad (7)$$

4.2 Reynolds方程的有限元表达式

$$\iint_{\Omega} \left[H^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \Phi} \cdot \frac{\partial N}{\partial \Phi} + \left(\frac{d}{l} \right)^2 H^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \lambda} \cdot \frac{\partial N}{\partial \lambda} \right] d\Omega = \iint_{\Omega} 6B_{num} \cdot \frac{\partial H}{\partial \Phi} d\Omega \quad (8)$$

引入 $\bar{p} = \sum_{i=1}^8 N_i \cdot P_i$, 得到无量纲的单元有限元方程:

$$[K]^e \cdot \{\bar{p}\}^e = \{F\}^e \quad (9)$$

其中

$$k_{ij}^e = \iint_{\Omega^e} \left[H_i^3 \frac{\partial N_i}{\partial \Phi} \cdot \frac{\partial N_j}{\partial \Phi} + \left(\frac{d}{l} \right)^2 H_j^3 \frac{\partial N_i}{\partial \lambda} \cdot \frac{\partial N_j}{\partial \lambda} \right] d\Omega^e \quad (10)$$

$$F_i^e = \iint_{\Omega^e} 6B_{num} \cdot H_i \cdot \frac{\partial N_i}{\partial \Phi} d\Omega^e \quad (11)$$

其中 $i, j = 1, 2, 3, \dots, 8$

将所有单元的(9)式进行叠加, 得总体有限元方程

$$[K]\{P\} = \{F\} \quad n = 1, 2, \dots, Q \quad (12)$$

Q ——总节点数

解(12)可得到各节点上的压力分布。

5 优化模式

以追求径向承载力最大为目标, 对浅腔深度, 轴向封油边宽度, 周向封油边宽度进行优化计算:

承载力:
$$\begin{cases} F_x = - \iint_{\Omega} p \sin \phi d\phi d\lambda \\ F_y = - \iint_{\Omega} p \cos \phi d\phi d\lambda \end{cases}$$

(13)

$$W_x = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$$

(14)

$$\therefore \text{目标函数: } \min\{-W_x\}$$

(15)

约束条件:

- ① 浅腔深度: $0.5 \leq H_q \leq 2.0$
- ② 轴向封油边宽度: $0.15 \leq br_{01} \leq 0.35$
- ③ 周向封油边宽度 $15^{\circ} \leq Sit3 \leq 35^{\circ}$
- (16)

三个约束条件形成可行域 D, 在可行域内选取四个初始点, 构造初始复合形。利用复合形顶点处目标函数值的大小关系, 判断目标函数值的下降方向。不断丢掉函数值最大点, 代之以既满足目标函数值有所下降又能满足约束条件的一个新点, 从而不断的构成新的复合形。如此重复计算, 使新的复合形向可行域的最优点移动和收缩, 直至满足收敛准则为止。

6 优化结果及分析

取长径比为 0.8, 轴径转速为 3000rpm, 润滑油的粘度为 $4.475 \times 10^{-8} \text{kg} \cdot \text{s} / \text{cm}^2$, 以承载力最大为目标得到的优化结果见表一。

表一 优化结果及静态特性(无量纲)

eps	Sit3	bro1	Hq	Wx	Feo	Ff	Fqf	Flow
0.10	15.343	0.176	1.108	0.935	43.132	0.391	0.129	0.689
0.20	15.453	0.173	1.117	1.256	42.643	0.487	0.164	0.737
0.30	17.126	0.187	1.183	1.323	40.754	0.506	0.194	0.771
0.40	17.213	0.186	1.182	1.562	40.320	1.073	0.411	0.742
0.50	17.330	0.187	1.202	1.895	39.231	1.574	0.596	0.760
0.60	17.098	0.187	1.211	2.427	38.102	2.228	0.831	0.734
0.70	17.311	0.190	1.211	3.036	37.412	3.047	1.137	0.712
0.80	20.910	0.213	1.294	5.612	35.921	5.048	1.899	0.713
0.90	20.871	0.220	1.301	12.314	35.011	7.342	2.864	0.719

eps: 偏心率

Sit3: 周向封油边

bro1: 轴向封油边

Hq: 浅腔

Wx: 承载力

Feo: 偏位角

Ff: 摩擦力

Fqf: 摩擦力矩

Flow: 流量

随着偏心率的增加, 浅腔深度, 轴向封油边宽度、周向封油边宽度有不同程度的增

加, 但变化基本上趋于平缓, 绘制的图 2、图 3、图 4 可供设计人员参考。

7 浅腔相当节流比的计算

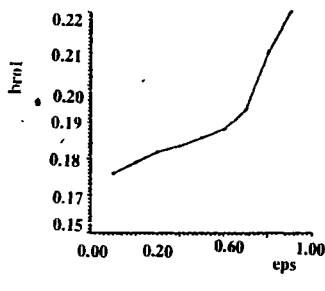


图 2 brol 与 eps 关系

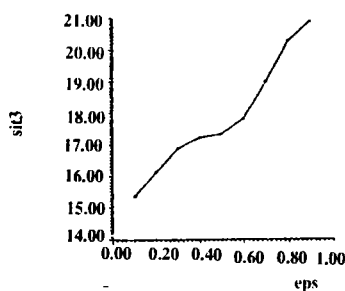


图 3 Sit3 与 eps 关系

为了讨论该轴承的节流效果, 本文取某一浅腔相当节流比 $\beta_i = \bar{P} / P_s$ 。这里 \bar{p} 为浅腔的平均压力。由此得到四腔的综合节流比 $\beta = \frac{1}{4} \sum_{i=1}^4 \beta_i$ 。表二为不同偏心率下, 浅腔相当节流比的数值, 与浅腔具有节流作用的最大深度。

表 2 浅腔相当节流比

偏心率	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
$Hq = 1.0$									
平均节流比	0.6642	0.6410	0.6494	0.5919	0.5618	0.5524	0.5391	0.5612	0.5103
具有节流作用									
Hq 的最大值	5.54	6.31	6.02	5.81	4.91	4.52	5.12	5.72	8.03

8 静态特性的计算

8.1 承载力 W_x 随偏心率eps的变化曲线。

如图 5 所示, 随着偏心率 eps 的增加, 特别是 eps 大于 0.8 时, 承载力增加幅度显著, 这说明动压效果很明显。

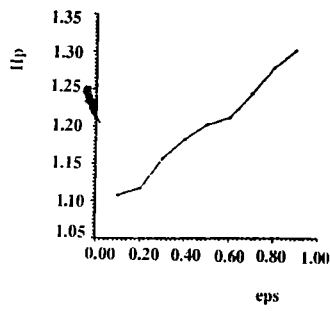


图 4 Hq 与eps关系

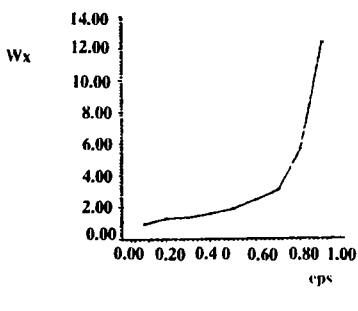


图 5 W_x 与eps关系

8.2 摩擦力 F : (见图 6)。

$$F_f = \iint_{\Omega} \left[B_{num} \left(\frac{l}{d} \right)^2 \frac{\lambda^2}{H} + \frac{H}{2} \cdot \frac{\partial p}{\partial \Phi} \right] d\lambda d\Phi \quad (16)$$

8.3 摩擦力矩 F_{qf} : (见图7)

$$F_{qf} = \iint_{\Omega} \left[B_{num} \cdot \left(\frac{l}{d} \right)^2 \frac{\lambda^2}{H} + \frac{H}{2} \cdot \frac{\partial p}{\partial \lambda \Phi} \right] \lambda d\lambda d\Phi \quad (17)$$

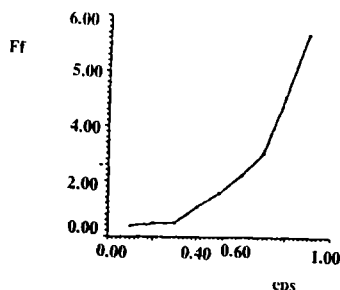


图6 F_f 与 eps 关系

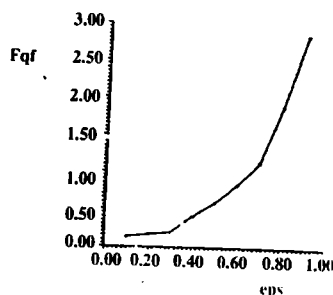


图7 F_{qf} 与 eps 关系

8.4 流量(见图8).

$$Flow = -\frac{1}{3} \int_0^{2\pi} H^3 \left. \frac{\partial p}{\partial \lambda} \right|_{\lambda=1} d\Phi \quad (18)$$

8.5 摩擦功耗: (见图9).

$$W_q = \left(\frac{l}{d} \right)^2 \cdot F_{qf} \cdot B_{num} \quad (19)$$

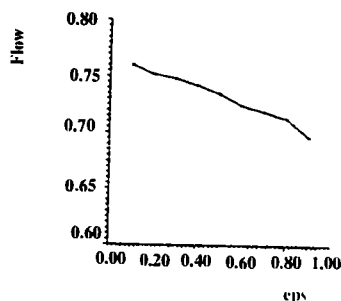


图8 Flow与 eps 关系

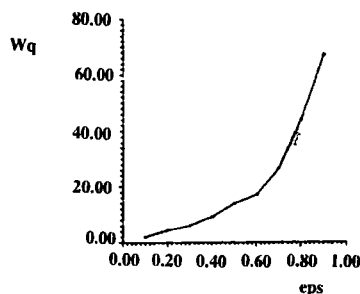


图9 W_q 与 eps 关系

从以上的图表与参考文献[3]提供的数据进行比较, 承载力上升 15~32%, 摩擦力矩分别降低 11%与 9.4%。另外, 对于其它性能也有不同程度的改善。

8.6 图 10 为偏位角与偏心率的极坐标图

图 11~14 为不同偏心率的压力分布

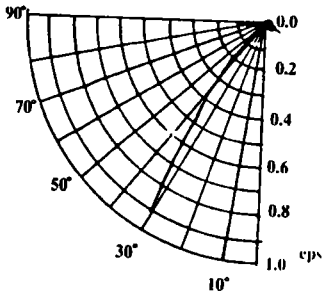


图 10 偏心角与偏心率的极坐标图

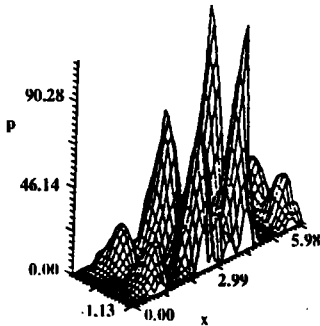


图 11 $\text{eps} = 0.8$ 时的压力图

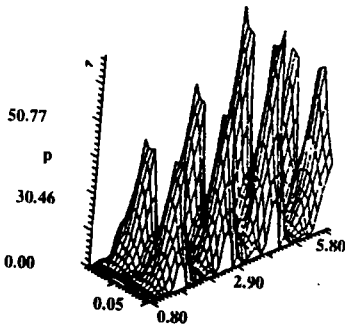
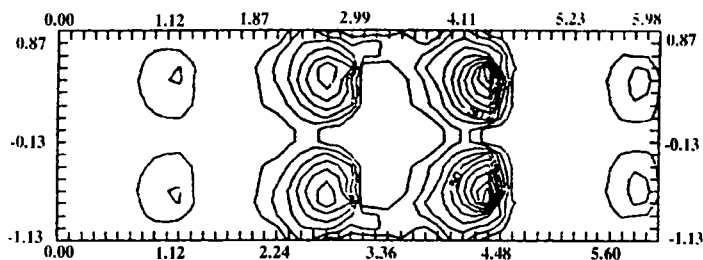
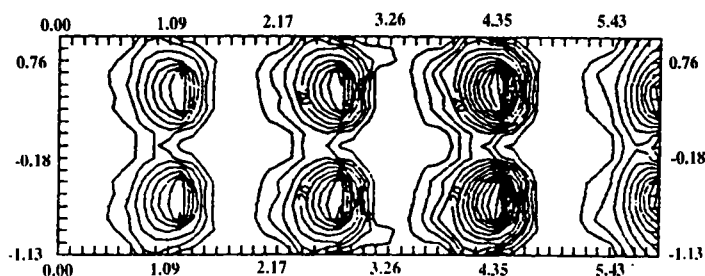


图 12 $\text{eps} = 0.25$ 时的压力图

图 13 $\epsilon = 0.8$ 时的压力等值线图 14 $\epsilon = 0.25$ 时的压力等值线

9 结 论

- (1). 周向进油, 浅腔节流的动静压轴承是本文提出的一种新型结构轴承。它克服了外置毛细管节流器毛细管易堵塞, 加工困难的缺点, 具有承载力大, 抗过载能力强, 回转精度高, 工艺性好、安装、调试、维修方便等优点。预计在高速精密磨床与其它旋转机械中将获得广泛应用。
- (2). 给出了浅腔油相当节流比的计算方法, 并计算了不同偏心率下某一浅腔厚度与相当节流比之间的关系, 从而可以比较内, 外置节流器的节流效果。
- (3). 建立了动静压滑动轴承有限元——优化分析迭代模型; 采用变加权系数的方法, 加速了迭代过程; 该程序稍加改动即可计算其它类型的动静压轴承, 具有较强的通用性。
- (4). 对几个结构参数的优化结果, 可直接用于该轴承的设计、制造。

参 考 文 献

- 1 张直明, 《滑动轴承的流体动力润滑理论》, 高等教育出版社, 1986.11
- 2 章本照, 《流体力学中的有限元方法》, 机械工业出版社, 1986.10
- 3 [英]O. 平克斯, B. 斯德因李希特, 《流体动力润滑理论》机械工业出版社, 1980.10
- 4 刘维信, 孟嗣宗, 《机械最优化设计》, 清华大学出版社, 1986.9
- 5 谭浩强, 《C程序设计》, 清华大学出版社, 1996.7

Synthetical Analysis of Finite Element—Optimizing of Hybrid Bearing with shallow recesses, Oiled from Circle Direction

Cen Shaoqi Li Wei Hua Shaojie Li Rueizhen Xia Hengqing

(Zhengzhou Institute of Technology)

Abstract: In this paper, a new typical structure of hybrid bearing is advanced in which the shallow recesses act only as restrictor. Comprehensive finite element analysis and optimizing calculation are presented for this. The computation model and computer programme of finite element optimization iteration process are also established. The optimized results of main design parameters are drawn by computer. This paper can serve as reference for designing and manufacturing this new type of bearing.

Keywords: Journal bearing Complex method Hybrid Bearing

(上接第 10 页)

参 考 文 献

- 1 丁晶, 邓育仁, 随机水文学, 成都科技大学出版社, 1988年10月.
- 2 徐光先, 吴泽宁, 王博, 水资源系统分析理论与实践, 气象出版社, 1994年8月.

Stochastic Models and It's Application to Multi-station Run off in a Basin

Wu Zening Ding Dafa

Wang Zhenghua

(Zhengzhou Institute of Technology) (Hydrotechnic Bureau of Xi Xa County)

Abstract: In this paper, proceeding from the study of water resources utilization of a basin, the methods and steps of establishing the stochastic models of multi-station run off are expounded, and the reliability of the models is verified in an example.

Key Words: water resources, stochastic model, run off.