

采用通用膜厚方程的动压径向轴承形状优化

庞晓平, 陈进, 王家序

(重庆大学机械传动国家重点实验室, 400030, 重庆)

摘要: 针对目前动压轴承形状优化的局限性, 提出了一种不受现有形状约束的新方法. 采用傅里叶级数形式的通用膜厚方程表征任意可能的轴承形状, 以最大承载力为目标函数, 通用膜厚方程级数系数为设计变量, 以及最小油膜厚度为限制条件, 建立了动压轴承形状的优化统一数学模型, 并用遗传算法进行形状优化, 将极值问题通过对可变项级数系数的参数优化逐次逼近. 与传统的形状优化方法相比, 优化后的轴承形状突破了现有轴承形状的制约, 使轴承承载力得到了显著提高.

关键词: 动压径向轴承; 形状优化; 通用膜厚方程

中图分类号: TH133.37 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2009)01-0057-05

Shape Optimization for Hydrodynamic Journal Bearings Based on General Film Thickness Equation

PANG Xiaoping, CHEN Jin, WANG Jiaxu

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

Abstract: For the limitations as using the well-known film thickness equation in shape optimization, a new approach for shape optimization of hydrodynamic journal bearing following the general film thickness equation was proposed. The uniform mathematical model of optimization was derived, which took a maximum load capacity as an objective, and the coefficients of the general film thickness equation as design variables with consideration of a minimum film thickness. The Fourier series was adopted to represent the general film thickness equation, and the principal efforts were associated with determination of the Fourier coefficients to achieve the reasonably optimal performance. The optimal results produced with genetic algorithms verify that this new method for optimizing the hydrodynamic journal bearing shapes outperforms the methods in previous publications, and the optimized shapes proposed here breaks the limitation in existing bearing profiles.

Keywords: hydrodynamic journal bearing; shape optimization; general film thickness equation

准确地形成最佳楔形间隙是设计和制造动压轴承的主要任务之一, 也是开发新型动压轴承的出发点^[1]. 动压轴承的形状是决定楔形间隙的关键因素, 因此研究动压轴承的形状优化具有重要的理论和实用价值.

目前, 国内外对动压轴承型线理论研究的出发点, 都是对于给定的型线数学模型建立对应的膜厚方程, 在研究动压润滑理论的基础上进行改进、修型

和参数优化, 以获得性能良好的动压轴承型线及其他参数^[2-5], 如椭圆、多油楔轴承等. 但是, 由于受轴承型线数学模型固有特性的限制, 不能对表征动压轴承型线本质特征的根本因素——轴承型线的函数表达式本身进行优选, 以获得性能最优的动压轴承型线. 文献[6]提出了对任意动压轴承型线研究的必要性, 并以最大承载力为目标, 最小膜厚为限制条件, 以轴承型线的离散点为设计变量进行了形状优

化. 结果显示, 与传统的形状优化方法相比, 对任意形状的轴承进行优化后, 可提高轴承的性能. 为了使优化更加通用化和降低计算的复杂度, 本文提出了基于傅里叶级数的通用油膜厚度参数方程, 以最大承载力为优化目标建立统一的优化模型, 将形状函数的极值优化问题转变成参数的设计问题. 优化方法采用当今流行的全局寻优方法——遗传算法, 对有限宽动压径向轴承的形状进行了研究.

1 楔形间隙的几何关系

动压轴承的楔形间隙由轴颈表面和轴承瓦面围成, 假设整个间隙充满油液, 楔形间隙的几何关系可以用油膜厚度表达式来表征, 因此可通过研究油膜厚度表达式来研究楔形间隙的几何关系.

1.1 圆柱轴承的膜厚表达式

文献[1]总结了常用动压轴承的膜厚表达式, 如圆柱轴承、错位圆柱轴承、椭圆轴承、均布多油叶(楔)轴承和均布可倾瓦轴承. 目前, 形状优化常采用圆柱轴承的膜厚表达式为基础建立控制方程, 因此有必要对圆柱轴承的膜厚表达式进行具体分析.

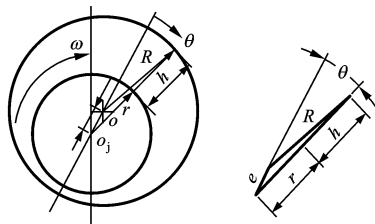
由如图1所示的几何关系, 可得出油膜厚度的表达式

$$h = (R - r) + e \cos \theta = c + e \cos \theta \quad (1)$$

$$H = h/h_0 = \frac{c}{h_0} + \frac{e}{h_0} \cos \theta \quad (2)$$

式中: c 为半径间隙; h_0 为最小膜厚; H 为归一化膜厚; e 为轴承的偏心距; R 为轴承半径; r 为轴半径.

用圆柱轴承的膜厚表达式建立优化模型, 优化结果仍然是圆柱轴承. 这种针对具体的动压轴承形状而建立的优化模型具有局限性, 只是对选定的结构进行微小的形状参数优化, 缺乏通用性, 并且增加了建模和计算的复杂度和重复度, 而得到的结果却不是真正的全局最优, 只是进行了局部的优化.



(a) 整体示意图 (b) 几何关系图

o_1 : 轴心; o : 轴承中心; ω : 轴转动角速度; θ : 轴转动的角度

图1 圆柱轴承的几何关系

1.2 通用膜厚表达式

为了获得全局最优的轴承形状, 建立统一的形状优化模型, 要求动压轴承的通用膜厚表达式不仅应包含现有常用的经典形状, 还要易于扩展出新的楔形几何形状. 假定动压轴承的内表面为任意形状, 轴颈为圆柱形, 轴颈顺时针旋转, 轴承瓦不动, 其几何形状如图2所示.

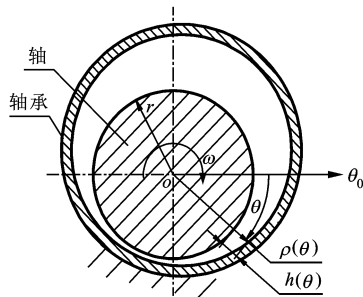


图2 动压轴承楔形间隙几何示意图

轴承的形状由轴承极径定义, 即

$$\rho(\theta) = r + h(\theta) \quad (3)$$

在不考虑安装误差和轴的弯曲变形, 并假设在轴向无变化时, 轴承的型线由 $h(\theta)$ 决定, 而轴承的形状优化问题实质上就是优化 $h(\theta)$ 函数.

傅里叶级数是周期为 2π 的三角函数, 它可以把一个给定区间里的函数表示成级数, 而且允许在这个区间中存在间断点, 或者有从某一阶开始的导数不存在的点. 由动压轴承型线几何理论与解析特性可知, 动压轴承型线可以用傅里叶级数表示成有关转角参数 θ 的方程, 且具有楔形间隙和回转系统的特性, 而圆轴承、椭圆轴承、错位圆或错位椭圆轴承, 以及多油叶或多油楔轴承等的轮廓型线, 均可集成表示成关于 θ 的傅里叶级数方程^[7]. 对于单一的轴承型线总有对应的三角函数系的表征形式, 反之只要 $\rho(\theta)$ 不恒为常数, 即能够形成动压产生所必需的几何条件——楔形间隙, 且均可通过 θ 的三角级数来表征任意动压轴承的廓线函数, 其几何形状都可通过 θ 的三角级数系数的调整和优化加以控制. 形状优化的泛函极值问题也可以通过对可变项级数系数的参数优化来逐次逼近. 基于傅里叶级数的通用归一化油膜厚度方程为

$$H(\theta) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos n\theta + b_n \sin n\theta) \quad (4)$$

式中: a_0 、 a_n 和 b_n 为待定系数, 即形状优化的设计变量; n 为傅里叶级数的阶数. 从几何角度来看, n 表示形成楔形间隙的数目, 若 n 为1时, 轴承廓线只有

1 个动压区,如圆柱轴承;若 n 为 2 时,轴承廓线可形成 2 个动压区,如椭圆轴承;若 n 为 3 时,轴承廓线可形成 3 个动压区,如三油叶轴承等.由此可推出由 n 表示的轴承廓线的 n 个动压区,并且式(3)可改写成

$$\rho(\theta) = r + \left(a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos n\theta + b_n \sin n\theta) \right) h_0 \quad (5)$$

2 形状优化模型

本文从动压润滑的原理着手,建立了归一化雷诺方程,并推导了归一化目标函数,以及由参数方程系数表示的设计变量.

2.1 目标函数

采用最大承载力、最小油膜厚度、最小温升、最小摩擦系数、最小油泄等,或是同时采取多项目标函数进行多目标优化.本文的主要目的是证明对通用膜厚任意形状的径向动压轴承进行优化的可行性,同时为了与文献[6]进行比较,采用了与文献[6]相同的目标函数,即最大承载力.

假设润滑介质为不可压缩的牛顿液体,稳态层流且无滑移(忽略彻体力和惯性力),沿膜厚方向恒压恒温,满足假设条件常用的归一化雷诺方程^[6]

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{l}{d} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \lambda} \right) = 6 \frac{\partial H}{\partial \theta} \quad (6)$$

$$\theta = x/r; \lambda = \frac{z}{l/2}; P = \frac{p}{\mu \omega r^2 / h_0^2}; H = h/h_0$$

$$\theta \in [0, 2\pi], \lambda \in [-1, 1]$$

式中: l/d 为轴承的宽径比; P 为轴承的归一化比压; μ 为润滑油的黏度.

求解雷诺方程的边界条件

$$P(\theta, \lambda = \pm 1) = 0 \quad (7)$$

$$\frac{\partial P}{\partial \lambda}(\theta, \lambda = 0) = 0 \quad (8)$$

$$P(\theta, \lambda) = P(\theta + 2\pi, \lambda) \quad (9)$$

式(6)为二阶非线性偏微分方程,没有解析解,采用有限元数值方法对比压求解,把求解区划分成 8 288 个 Delaunay 类型网格.式(7)为 Dirichlet 边界条件,式(8)为 Neumann 边界条件,式(9)是周期边界条件,设

$$\frac{\partial H}{\partial \theta} = 0, \quad \theta = 0, 2\pi \quad (10)$$

即在式(10)处无楔形间隙,没有动压产生,所以式(9)也可转换成 Dirichlet 边界条件.

对承载力 F 的归一化通过对 p 的积分得到,采用 Gumbel 边界条件,即只积分正值

$$F = (F_x^2 + F_y^2)^{1/2} \quad (11)$$

$$F_x = \frac{4f_x(h_0/r)^2}{\mu \omega l d} = 2 \int_0^1 \int_0^{2\pi} P \cos \theta d\theta d\lambda \quad p > 0 \quad (12)$$

$$F_y = \frac{4f_y(h_0/r)^2}{\mu \omega l d} = 2 \int_0^1 \int_0^{2\pi} P \sin \theta d\theta d\lambda \quad p > 0 \quad (13)$$

式中: f_x 、 f_y 分别是在 x 和 y 方向的轴承承载力.

2.2 设计变量

由式(6)可以看出, λ 、 θ 为自变量,需要确定的设计变量为函数 $H(\theta)$ 的系数和宽径比,即动压轴承形状优化的设计变量为

$$X = [l/d, a_0, a_1, b_1, a_2, b_2, \dots, a_n, b_n] \quad (14)$$

式中: n 由通过目标函数对无穷项级数的逐步逼近来确定.

2.3 约束条件

形状优化还必须满足一定的限制条件,除附加约束条件式(10)以外,还要求满足最小油膜厚度,即

$$h(\theta) \geq h_0 \quad (15)$$

则归一化膜厚限制条件为

$$H(\theta) \geq 1 \quad (16)$$

3 优化算法

本文采用遗传算法对动压径向轴承进行形状优化,是由模拟生物在自然环境中的遗传和进化过程而形成的一种自适应全局优化概率搜索算法.由于遗传算法可以克服局部最优现象,具有良好的全局寻优能力,因此应用和研究越来越广泛.遗传算法的原理不是以求目标函数的导数为基础,比较适用于采用有限元法来求解承载力的动压径向轴承的形状优化^[8-9].算法步骤如下.

(1)染色体编码采用二进制编码,将每个设计变量作为染色体的基因.

(2)确定群体规模数 N_c 、杂交概率 P_c 、变异概率 P_m .

(3)产生初始群体,用随机方法分别在每一个基因的取值范围中取得一组基因(形成一个染色体),共产生 N_c 个染色体,并组成初始群体.

(4)计算并调整第 t 代群体的适应度值.

(5)判断结果是否满足终止条件,若满足,则转至(8).

(6)找出适应度值最大的个体,移民至结果群体之中.

(7)当 $t=t+1$ 时,按以下步骤产生新的群体:从当前群体中选出 2 个成员,被选出的概率正比于染色体的适应性,适应性值愈高,被选中的可能性愈大,用轮盘赌选法进行选择;以 P_c 对选出的 2 个群体进行杂交操作;以 P_m 对个体进行变异操作.经步骤(6)和(7)形成的群体即为进化过程中的新一代群体,并转到(4).

(8)得到最优解,算法结束.

由于遗传算法没有一个固定的结束标志,因此需要人为地设置,本文设优化结束标志的最大遗传后代数为 100 代.

4 实例分析

设 $l/d=1,N_c=20,P_c=0.8,P_m=0.01$,分别计算傅里叶级数 $n=1,2,3,4,5$ 的值,最大 F 和相应的设计变量见表 1.从式(6)中可以总结出,级数 n 表达的型线包含于 $n+1$ 中,如当 $n=2$ 时,令 $X(4)=X(5)=0$,其表达式与 $n=1$ 的相同,所以 $n+1$ 级的优化结果仅次于用 n 阶级数的优化结果.为了提高优化速度,可以用 n 阶优化的结果在数集里添加 2 个 0 作为 $n+1$ 阶的设计变量初值,这样既保证了最优结果又提高了寻优的速度. n 值越大,得到的优化结果越好,但从计算量来说 n 值取得越小越好,因此采用逐步逼近法来确定 n 值.从表 1 中可以看到,对于本例,当 $n=3$ 时,迭代已经收敛,在具体的优化过程中,直接设定一个判断误差值,当 $n+1$ 与 n 阶的优化结果之差小于误差时,则用当前的 n 值来截断傅里叶无穷级数.

图 3 为 $N_c=60$ 的优化过程,其优化结果近似于

$N_c=20$ 的结果,但其优化的时间消耗却是后者的 3 倍,所以本例取 $N_c=20$.为了与传统的优化方法作比较,表 1 中列举了采用传统方法进行优化的结果,即以式(2)的系数为设计变量,同样采用遗传算法寻优,其优化结果同文献[7]以离散点为设计变量得到的圆柱轴承优化结果相一致.在基于通用膜厚方程的形状优化设计中,当 $n=1$ 时,其结果也为圆,得到的最大承载力也近似于传统优化方法和文献[6]优化的圆柱轴承的结果.

如图 4 所示,当优化结果为任意形状时,采用通用膜厚参数化方程的优化结果比文献[7]中用 8 个型线离散点为设计变量的优化结果有明显提高.当以通用膜厚方程 $n=2$ 时的 5 个函数系数为设计变量时,其最大承载力比文献[7]中的高出 18.7%.

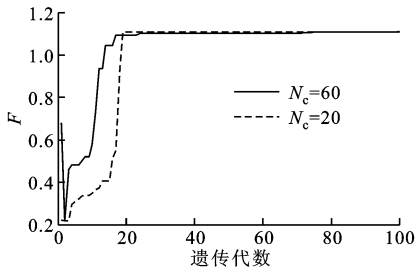
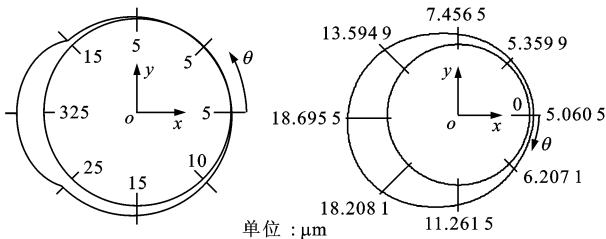


图 3 不同群体规模数对优化的影响($n=2$)



(a)BOEDO 方法优化的最优型线 (b)本文方法优化的最优型线($n=5$)

图 4 2 种方法最优型线结果的对比

表 1 各种方法优化结果的对比($l/d=1,N_c=20,P_c=0.8,P_m=0.01$)

优化方法	优化后的变量值	F	形状
传统	$[-0.662, 1.662]$	0.842 8	圆
BOEDO(2003)	$[1, 1.249, 1.85, 2.452, 2.7, 2.45, 1.85, 1.249]$	0.881 8	圆
本文($n=1$)	$[-0.715, 0, 1.715]$	0.855 8	圆
BOEDO(2003)	$[1, 1, 1, 3, 65, 5, 3, 2]$	0.946 0	任意形状
本文($n=2$)	$[-0.968, 0, 0.275, 0, 1.701]$	1.119 0	任意形状
本文($n=3$)	$[-0.966, 0, 0.276, 0, -0.005, 0, 1.700]$	1.119 6	任意形状
本文($n=4$)	$[-0.966, 0, 0.276, 0, -0.005, 0, 0.001, 0, 1.700]$	1.120 3	任意形状
本文($n=5$)	$[-1.397, -0.383, 0.252, 0.188, -0.011, -0.003, -0.022, 0.004, 0, 2.146]$	1.142 2	任意形状

5 结 论

(1)基于傅里叶级数,本文建立了不受现有经典形状限制的通用膜厚表达式,它有利于建立优化的统一数学模型,可方便地进行正向分析和逆向修正.通过寻优手段,可得到最终的任意形状的最优径向动压轴承.

(2)以归一化最大承载力为目标函数、通用膜厚方程系数为设计变量和以最小油膜厚度为限制条件,采用遗传算法成功地对动压轴承形状进行了优化.结果显示,采用新方法优化动压径向轴承形状优于传统的优化方法,最大承载力可得到显著提高.

(3)该轴承形状的综合优化方案为得到动压轴承形状的全局优化提供了可行性,并且拓宽了动压轴承形状的研究思路.

参考文献:

[1] 张直明,张言羊,谢友柏,等. 滑动轴承的液体动力润滑理论 [M]. 北京: 高等教育出版社, 1986:123-158.

[2] 王凤才. 滑动轴承新概念设计及其性能研究 [D]. 西安:西安交通大学机械工程学院,2000.

[3] YANG B, LEE Y, CHOIE B, et al. Optimum design of short journal bearings by artificial life algorithm [J]. Tribology International, 2001, 34(7): 427-435.

[4] WANG N, HO C, CHA K. Engineering optimum design of fluid film lubricated bearings [J]. Tribology

Transactions, 2000, 43(3): 377-386.

[5] HASHIMOTO H, MATSUMOTO K. Improvement of operating characteristics of high-speed hydrodynamic journal bearings by optimum design, part 1 : formulation of methodology and its application to elliptical bearing design[J]. Journal of Tribology, 2001, 123(2): 305-312.

[6] BOEDO S, ESHKABLILOV S L. Optimal shape design of steadily loaded journal bearings using genetic algorithms [J]. Tribology Transactions, 2003, 46(1): 134-143.

[7] 庞晓平,陈进. 基于泛函的动压轴承集成型线理论研究 [J]. 润滑与密封,2008,33(2):71-74.

PANG Xiaoping, CHEN Jin. Study on integration theory of hydrodynamic bearings profiles based on functional theory [J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(2):71-74.

[8] ZENYEYA M, GADALA M. Optimization of journal bearings using a hybrid scheme [J]. IMechE Part J: Journal of Engineering Tribology, 2007, 221(5): 591-607.

[9] WANG Nenzi, CHANG Yauzen. A hybrid search algorithm for porous air bearings optimization [J]. Tribology Transactions, 2002, 45(4): 471-477.

(编辑 管咏梅)

我校机械学院在高档数控机床科研领域获重大进展

近年来,我校机械学院通过大力扶持中青年教师,积极引进高层次人才,争取得到高档数控机床研究领域多项国家重大科研攻关项目.

今年以来,以卢秉恒院士为首席科学家的“973”项目“超高速加工及其装备的基础研究”获得批准.同时,机械学院获得机床领域“863”项目 6 项,其中重点项目 4 项,分别是:徐华教授负责的“高速主轴研究”;姜歌东副教授负责的“高档数控机床综合动态特性在线测试系统”;赵惠英教授负责的“大口径精密光学非球面形状测量技术及装置”;方素平教授负责的“复杂与大型齿轮测量系统”.另外,2006 年梅雪松教授在数控技术方面的研究成果曾获得教育部科技进步一等奖.

机床是先进制造技术的载体和装备工业的基本生产手段,是装置制造业的基础设备,是制造业的加工母机和国民经济的重要基础.从学科发展上来看,高档数控机床是机械工程专业的核心研究方向之一,也是衡量机械专业发展水平的重要标志.随着在机床领域研究的深入,加之以上重点项目的实施推进,机械学院在高档数控机床等重大装备领域的科研工作将会有更大的发展.