

文章编号:0254-0096(2018)01-0258-06

风电圆锥滚子轴承大挡边-滚子球端面接触分析方法

王亚彪¹, 孙伟¹, 张旭², 李铎¹, 霍军周¹, 孙振生³

(1. 大连理工大学机械工程学院, 大连 116024; 2. 大连工业大学机械及自动化学院, 大连 116034;

3. 瓦房店轴承集团有限责任公司, 大连 116300)

摘要: 针对点接触假设的传统模型无法获得接触应力区域的分布特征参数, 基于大挡边-滚子球端面接触关系和 Hertz 接触理论, 提出大挡边-滚子球端面接触应力分布区域的理论计算模型, 并用有限元方法验证模型的有效性; 基于该模型分析载荷、滚子端面球半径及挡边锥度角对接触状态的影响。最后以某风电主轴承为例, 建立该轴承大挡边-滚子球端面的设计图谱。结果表明: 风电主轴承挡边接触状态受载荷影响明显, 接触区域位置对挡边锥角变化非常敏感, 滚子球端面与挡边需匹配设计。

关键词: 风力发电机; 主轴承; 圆锥滚子轴承; 挡边; 接触分析

中图分类号: TH133.3

文献标识码: A

0 引言

风电用大型双列圆锥滚子轴承是风力机旋转部件的主要支撑装置, 是保证风力机正常运转的关键部件^[1,2]。该圆锥滚子轴承挡边设计是保证轴承能够在恶劣工况条件下安全运行的关键技术^[3,4], 两接触面匹配设计不当会严重影响主轴承性能及寿命^[5,6]。因此如何获得合理的挡边接触应力分布区域是主轴承结构设计的关键问题。

国内外学者为此做了大量研究, Kleckner 等^[7]针对圆柱滚子轴承从理论的角度分析给出了挡边与滚子球端面理论接触点位置表达形式; Wilson^[8]针对圆锥滚子轴承提出, 当大挡边与滚子端面为点接触状态时摩擦特性最佳; 蔡秉华^[9]、沈丹富等^[10]提出应将该接触点作为轴承设计阶段需要验算的重要参数, 并从制造的角度讨论了接触点位置的控制策略及方法; Fujiwara 等^[11]针对低速重载圆锥滚子轴承, 讨论了滚子端面球半径对润滑的影响; 胡浪等^[12]、刘红彬等^[13]针对圆锥滚子轴承, 基于理想点接触状态求取接触区域位置信息, 并建立了圆锥滚子轴承大挡边-球端面运动学模型。

现有圆锥滚子轴承挡边处接触分析均是以点

接触模型来简化处理, 无法考虑载荷变化对接触区域结构设计的影响, 并不适用于风电主轴承这类大交变倾覆力矩作用的重载轴承; 同时接触区域特征参数的影响因素分析也未见报道。因此现有方法无法对风电主轴承设计提供依据。

针对上述问题, 本文建立挡边接触分析的理论模型, 分析载荷及主要结构参数对接触区域的影响规律, 并建立轴承大挡边-滚子球端面的设计图谱。形成主轴承挡边接触分析方法, 为风电主轴承大挡边-滚子球端面结构参数匹配设计提供依据。

1 内圈大挡边与滚子球端面接触区域理论计算模型

1.1 接触区域位置理论计算模型的建立

通过对圆锥滚子轴承滚子挡边锥面与滚子球端球面的相对位置几何关系分析, 建立接触区域位置与轴承结构参数的映射关系。

建立圆锥滚子轴承大挡边与滚子球端面接触几何模型, 如图 1 所示。图中 O 是轴承节圆圆心, O_1 为滚子球端面球心, O_2 是轴承内外圈锥面顶点, P 为滚子端面与挡边理论接触中心, A 为挡边锥面

收稿日期: 2015-11-27

基金项目: 辽宁省教育厅科学研究一般项目(L2014228)

通信作者: 张旭(1978—), 男, 博士、讲师, 主要从事重载轴承服役性能预测和结构优化方面的研究。zhangxu_dlut@163.com

顶点, M 、 N 分别为椭圆接触区域上、下端点, T 点为挡边下边缘点。

$$\overline{AP} = \sqrt{\left[e + \frac{d_i \tan \Psi}{2} + \left(R - \frac{l}{2} \right) \cos \frac{\alpha_i + \alpha_e}{2} \right]^2 + \left[\frac{d_m}{2} - \left(R - \frac{l}{2} \right) \sin \frac{\alpha_i + \alpha_e}{2} \right]^2} - R^2 \quad (1)$$

式中, e ——挡边下缘到轴承中心轴向距离, mm; d_i ——挡边下缘处回转直径, mm; Ψ ——挡边锥度角, ($^\circ$); R ——滚子球端面球半径, mm; l ——滚子长度, mm; α_i 、 α_e ——滚子内、外接触角, ($^\circ$); d_m ——轴承节圆直径, mm。上述各参数均只与轴承结构相关, 轴承结构确定后, 上述各参数便可确定。

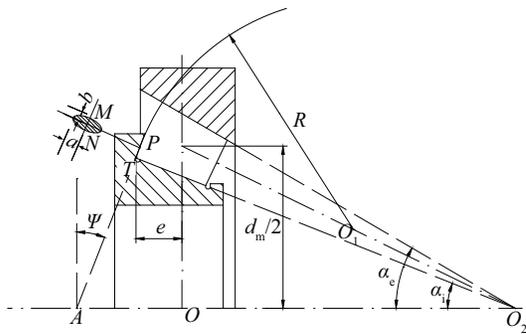


图1 圆锥滚子轴承挡边-滚子端面接触几何模型

Fig. 1 Geometric model of ring rib and roller large end face of taper roller bearing

1.2 接触区域形状的理论计算模型建立

采用 Hertz 接触公式, 对接触区域形状进行简化, 将类椭圆接触区域近似等效为 Hertz 接触理论描述的椭圆接触区域。文献[3]给出了该类问题的等效原则: 柱面半径用圆锥在理论接触点处的曲率半径来近似, 球面半径为滚子球端面半径。

基于式(1)确定的接触中心点位置, 结合 Hertz 接触公式, 给出载荷作用下的接触椭圆上下端点位置为:

$$\overline{AN} = \overline{AP} - b \quad (2)$$

$$\overline{AM} = \overline{AP} + b \quad (3)$$

$$\begin{cases} b = 0.0236b^* \left(\frac{Q}{\sum \rho} \right)^{\frac{1}{3}} \\ b^* = \left(\frac{2E}{\pi \kappa} \right)^{\frac{1}{3}} \end{cases} \quad (4)$$

式中, b ——Hertz 接触椭圆短半轴长度, mm; Q ——接触面接触载荷, N; $\sum \rho$ ——接触面曲率

和, mm; E ——第二类完全椭圆积分; κ ——接触椭圆长、短半轴长度之比。

为了方便衡量接触区域与挡边相对位置, 定义 d_N 为接触椭圆下端点到挡边下缘点 T 的距离, mm; d_P 为接触椭圆中心点到挡边下缘点 T 距离, mm。

$$d_N = \overline{AN} - \frac{d_i}{2 \cos \Psi} \quad (5)$$

$$d_P = \overline{AP} - \frac{d_i}{2 \cos \Psi} \quad (6)$$

d_N 的大小及正负可作为判断大挡边-滚子球端面的重要指标。 d_N 为负时, 表明接触椭圆下端点已超出挡边下缘, 这时在挡边下缘将会产生严重的应力集中; 而 d_N 过大又会导致接触区域分布过高, 大挡边-滚子球端面相对滑动速度变大, 使得挡边发生弯曲变形且不利于润滑。因此, d_N 值应在 $0 \sim x$ mm 范围内选取, x 的大小根据轴承具体结构、工况及润滑状况确定。

1.3 接触区域理论计算模型效性验证

计算模型效性验证需综合考虑接触应力区域形状及分布的等效性, 即以两者的形状相似性和应力值误差均满足工程精度要求作为评价准则。考虑不同挡边锥度角条件进行两者的比较, 根据实际的圆锥滚子轴承类型, 挡边锥度角 Ψ 取 $20^\circ \sim 50^\circ$ 的范围均匀抽样进行比较。

按照圆锥滚子轴承球端面与挡边锥面几何关系, 建立球-锥面接触模型, 如图 2 所示。利用有限元分析软件完成相关定义后进行求解。选取其中一组求解结果如图 3 所示。

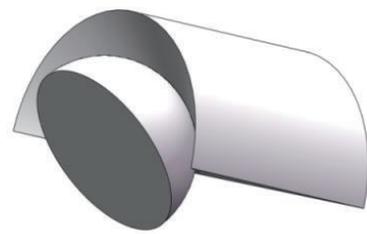


图2 接触模型建立

Fig. 2 Establishment of contact model

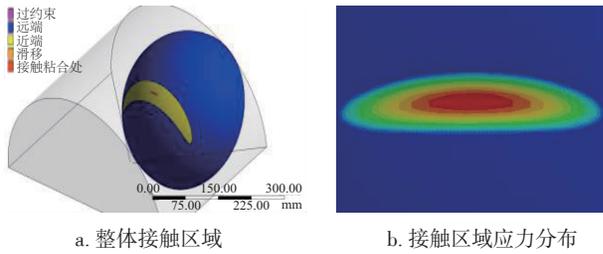


图3 接触区域及接触应力分布图

Fig. 3 Contact areas and the distribution diagram of contact stress

将各抽样本圆锥面-球面接触模型按照上述所推导的接触区域理论计算模型进行求解。将各样本接触区域接触椭圆长半轴 a 、短半轴 b 及接触区域最大应力 σ_{max} 理论计算结果与有限元分析结果进行对比,结果如表 1 所示。

从误差分析结果可看出, Ψ 在 $20^\circ \sim 50^\circ$ 内变化时,接触区域理论计算模型的接触区域形状及应力分布与有限元分析结果相近。进而验证了上述接触区域理论计算模型的有效性。

表 1 不同挡边锥角下接触区域分析

Table 1 Analysis of contact areas of different cone angles

锥度角 $\Psi/(\circ)$	有限元计算结果			理论计算模型分析			相对误差		
	a/mm	b/mm	σ_{max}/MPa	a/mm	b/mm	σ_{max}/MPa	a	b	σ_{max}
20	3.35	2.05	705.25	3.01	1.90	834.87	0.100	0.073	-0.184
25	3.40	1.95	731.16	3.38	1.81	780.45	0.006	0.072	-0.067
30	3.75	1.90	675.32	3.92	1.71	712.29	-0.045	0.100	-0.055
35	5.00	1.80	630.56	4.81	1.57	632.26	0.038	0.128	-0.003
40	6.25	1.45	526.58	6.80	1.34	524.00	-0.088	0.076	0.005
45	5.00	1.40	682.92	4.80	1.44	690.78	0.040	-0.029	-0.012
50	6.50	1.30	585.74	6.20	1.28	601.64	0.046	0.015	-0.027
55	4.25	1.40	853.16	3.85	1.42	873.36	0.094	-0.014	-0.024
60	4.00	1.55	837.54	4.26	1.36	824.12	-0.065	0.123	0.016

2 接触区域影响因素分析

从式(5)、式(6)可看出,影响圆锥滚子轴承滚子端面与大挡边接触区域的因素很多。考虑到不改变轴承整体结构性能,重点分析接触载荷 Q 、滚子端面球半径 R 及挡边锥度角 Ψ 对接触区域的影响。本文以某型 MW 级风电主轴承为例进行分析计算。轴承相关结构参数如表 2 所示。

表 2 圆锥滚子轴承相关参数

Table 2 Correlation parameters of taper roller bearing

参数	数值	参数	数值
d_m/mm	2052.90	$\alpha_1/(\circ)$	42.4
d/mm	2071.56	$\alpha_2/(\circ)$	45.0
e/mm	60.23	l/mm	100.0

2.1 载荷对接触区域分布的影响

经计算,该风电主轴承在极限工况下滚子球端面与大挡边之间的接触载荷可达 10 kN。分析轴

承其他参数不变的情况下,接触载荷从零变化到 10 kN 过程中接触区域相对挡边下缘位置变化规律,结果如图 4 所示。图中虚线表示挡边下缘所在位置。

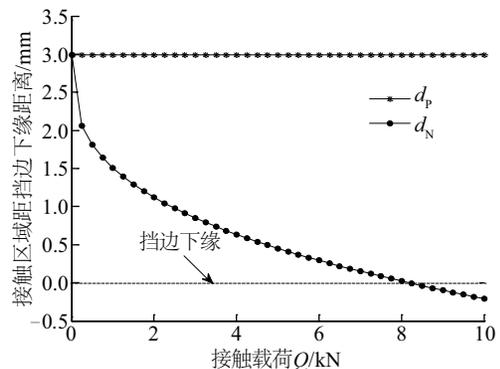


图 4 载荷对接触区域影响图

Fig. 4 Effect of different loading on contact areas

从图 4 可看出,1)载荷影响区域大小,不影响区域位置;2)随着载荷的增大,接触区域逐渐变大,设计不当会导致接触区域超出挡边下缘,轴承结构

设计必须考虑接触区域大小;3)由于区域边界过于靠近或超过挡边上下缘可能引起轴承失效,以接触区域下端点到挡边下缘距离(即 d_N 值)代替传统的接触区域中心到挡边下缘距离(即 d_p 值)作为设计指标更为合理。如本例中若极限载荷超过 8 kN,相应结构将无法设计满足要求。

2.2 滚子端面球半径对接触区域分布的影响

保证轴承其他结构参数及接触载荷不变,改变滚子端面球半径,分析接触区域变化规律如图 5 所示。

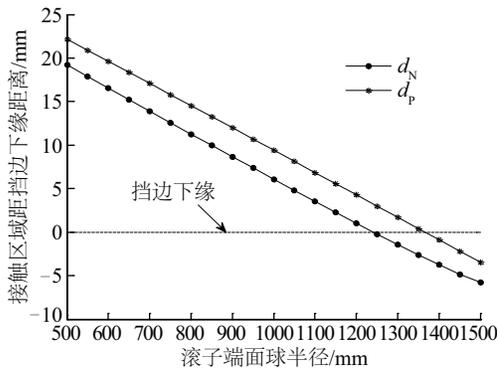


图5 滚子端面球半径对接触区域影响图

Fig. 5 Effect of different radius of roller large end face on contact areas

由图 5 可见,随着滚子端面球半径增大,接触区域整体下移。这意味着不合适的滚子端面球半径可能会导致实际接触区域过高或过低,重载工况下易引起轴承失效。轴承设计阶段应尽量避免这种情况发生。

2.3 挡边锥度角 Ψ 对接触区域分布的影响

在保证挡边下缘 T 点位置及其他参数不变的情况下改变锥度角 Ψ ,分析接触区域下端点相对挡边下缘位置 d_N 值变化的情况。变化规律如图 6 所示。

从分析结果可看出,锥度角 Ψ 在 $10^\circ \sim 60^\circ$ 区间内变化时,随着 Ψ 的增大,接触区域逐渐上移,且从 d_N 的变化量来看,接触区域位置对于 Ψ 角的变化非常敏感,进而可知挡边锥角的设计及制造精度对圆锥滚子轴承大挡边-滚子球端面接触状态影响重大。因此,为避免因接触位置不当引起轴承失效,需保证挡边锥度角 Ψ 在一较小范围内取值。

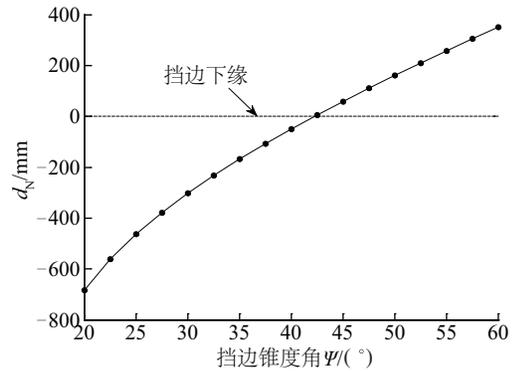


图6 挡边锥度角 Ψ 对接触区域影响图

Fig. 6 Effect of different values of Ψ on contact areas

3 风电主轴承大挡边-滚子球端面结构参数匹配设计图谱

风电主轴承大挡边-滚子球端面匹配设计是风电轴承整体设计的一个重要部分,图 7 是综合考虑轴承各部分受力状态的风电轴承设计流程图。在分析得到轴承挡边处载荷后,可进行风电主轴承挡边-滚子球端面匹配设计。

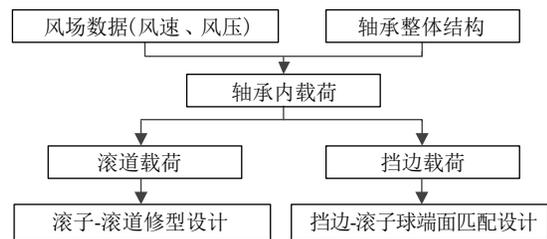


图7 风电轴承设计流程图

Fig. 7 Design flow chart of wind turbine bearings

风电主轴承滚子挡边设计的本质是获得一组满足结构强度、润滑及制造工艺等要求的大挡边与球端面的匹配参数,并以此为基础再确定挡边高度、油沟等其他结构参数。因此建立包含接触区域特征参数及大挡边与球端面的匹配参数之间关系的设计图谱具有重要意义。基于式(5),建立极限载荷下, d_N 值随挡边锥度角 Ψ 、滚子端面球半径 R 的变化曲线如图 8 所示。图中, $d_N > 0$ 区域为大挡边与球端面的匹配参数的可行区域,设计过程中可依据实际情况在该区域内选取合理方案,作为风电主轴承滚子挡边设计的数据基础。

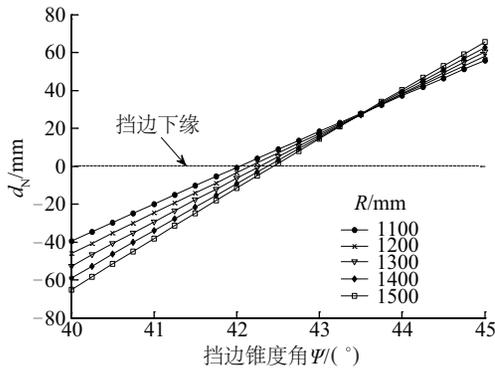


图8 基于 d_n 值的滚子球端面及挡边锥角设计图谱

Fig. 8 Design of roller lager end face and ring rib cone angle based on d_n

取 1 组参数 ($\Psi=42.15^\circ$, $R=1250$ mm) 进行有限元分析, 如图 9 所示。经计算, 该组参数下接触区域中心位置并未超出挡边下缘 ($d_p=1.468$ mm), 若以点接触模型为判据, 该组设计参数可行; 但基于图 8 所示设计图谱对该组参数进行分析, 得到结论为接触区域已超出挡边下缘, 为不可行区域。经过有限元分析得到的结果与设计图谱结论一致, 挡边下缘已产生严重的应力集中。



图9 点接触模型设计不当引起的边缘应力

Fig. 9 Edge stress caused by a defective design of the point-contact model

4 结 论

1) 风电圆锥滚子主轴承挡边处接触载荷对接触区域大小影响明显, 不合理的挡边-滚子球端面结构设计会导致接触区域边界超过挡边上下缘, 进而引起应力集中, 造成轴承失效。

2) 随着滚子端面球半径增大, 接触区域整体下移, 不合适的滚子球半径会造成边缘应力的产生。

3) 接触区域位置分布对挡边锥度角变化非常敏感。相对来说, 滚子球端面半径越小, 挡边锥角对接触区域的影响越小。

4) 在上述分析的基础上, 建立轴承大挡边-滚子球端面的设计图谱, 为风电主轴承大挡边-滚子球端面结构参数匹配设计提供依据。

[参考文献]

- [1] 冯 琴, 张先鸣. 风电机组中的风电轴承[J]. 电气制造, 2010, (11): 69—71.
- [1] Feng Qin, Zhang Xianming. Bearings in wind turbines [J]. Electrical Manufacturing, 2010, (11): 69—71.
- [2] 高学海, 郭晓静, 王 华, 等. 双排圆锥滚子风电机组主轴承的接触载荷分布分析[J]. 风能, 2014, (1): 74—78.
- [2] Gao Xuehai, Guo Xiaojing, Wang Hua, et al. Analysis of contact load distribution in double row tapered roller main bearing in wind turbines [J]. Wind Energy, 2014, (1): 74—78.
- [3] 曹 瑞, 王保祥. 圆锥内圈大挡边与滚子球基面接触形式的设计分析[A]. 滚动轴承产品设计与应用学术年会论文集[C], 洛阳, 1991.
- [3] Cao Rui, Wang Baoxiang. Contact forms design analysis of rib-roller in tapered roller bearing [A]. Proceedings of Rolling Bearing Product Design and Application Conference [C], Luoyang, 1991.
- [4] Jamison W E, Kauzlarich J J, Mochel E V. Geometric effects on the rib-roller contact in tapered roller bearings [J]. ASLE Transactions, 1977, 20(1): 79—88.
- [5] Harris T A, Kotzalas M N. Rolling bearing analysis, essential concepts of bearing technology [M]. Oxford: Taylor & Francis Group, 2007.
- [6] Dalmaç G, Tessier J F, Dudragne G. Friction improvement in cycloidal motion contacts: Rib-roller end contact in tapered roller bearings [A]. Proceeding of the 7th Leeds-Lyon Symp on Trib [C], Guildford, 1980, 175—185.
- [7] Kleckner R J, Pirvics J, Castelli High V. High speed cylindrical rolling element bearing analysis "CYBEAN"—Analytic formulation [J]. Journal of Lubrication Technology, 1980, 102(3): 380—388.
- [8] Wilson B. New spherical roller bearings [J]. Industrial Lubrication & Tribology, 1995, 47(5): 3—4.
- [9] 蔡秉华. 圆锥滚子轴承设计中一个需要验算的参数 [J]. 轴承, 2008, (5): 5—7.
- [9] Cai Binghua. A significant parameter in tapered roller bearings design [J]. Bearing, 2008, (5): 5—7.
- [10] 沈丹富, 孙明亚. 圆锥滚子轴承挡边接触点的控制方法 [J]. 轴承, 2014, (1): 11—14.
- [10] Shen Danfu, Sun Mingya. Control method for rib contact points of tapered roller bearings [J]. Bearing, 2014, (1): 11—14.

- [11] Fujiwara H, Tsujimoto T, Yamauchi K. Optimized radius of roller large end face in tapered roller bearings [J]. NTN Technical Review, 2009, 75: 94—102.
- [12] 胡浪, 王文中, 赵自强, 等. 双列圆锥滚子轴承滚子大端-引导边润滑接触分析[J]. 摩擦学学报, 2013, 33(1): 22—28.
- [12] Hu Lang, Wang Wenzhong, Zhao Ziqiang, et al. Lubricated contact analysis of roller large end-flange in double-row tapered roller bearing [J]. Tribology, 2013, 33(1): 22—28.
- [13] 刘红彬, 邢国玺, 张帅, 等. 圆锥滚子轴承大端面与大挡边弹流润滑分析[A]. 第十一届全国摩擦学大会论文集[C], 兰州, 2013.
- [13] Liu Hongbin, Xing Guoxi, Zhang Shuai, et al. EHL analysis of roller large end-large rib in tapered roller bearing [A]. The Proceedings of the Eleventh National Tribological Conference [C], Lanzhou, 2013.

ANALYSIS METHOD OF RING RIB AND ROLLER END FACE CONTACT OF TAPERED ROLLER BEARING IN WIND TURBINES

Wang Yabiao¹, Sun Wei¹, Zhang Xu², Li Duo¹, Huo Junzhou¹, Sun Zhensheng³

(1. College of Mechanical Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China;

2. School of Mechanical Engineering and Automation, Dalian Polytechnic University, Dalian 116034, China;

3. Wafangdian Bearing Group Co., LTD., Dalian 116300, China)

Abstract: As traditional point-contact hypothesis model cannot obtain the distribution characteristic parameter of contact area. In this paper, a theoretical calculation formula based on bearing geometry and Hertz contact theory for ring rib and roller end face contact model is established, and its effectiveness has proved by finite element calculation results. Bases on this model, the impact of load, roller large end face radius and rib cone angle on contact condition has been studied, then, design graphs for one kind of turbines main bearing rib design has been established. The results showed that contact force has obvious influence on the rib contact condition of turbines main bearing, and the rib cone angle as a sensitivity factor to affect the location of contact area of rib, the turbines main bearing ring rib and roller end face should match design.

Keywords: wind turbines; main bearings; tapered roller bearings; ring rib; contact analysis