

油膜轴承锥套的计算分析

沈利剑

(绵阳职业技术学院, 四川 绵阳 621000)

摘要:油膜轴承是板带轧机的核心部件, 锥套是油膜轴承中重要的径向承载元件之一, 其键槽、壁厚的分布对承载能力、运转精度有直接影响。应用流体润滑理论、边界元法, 通过对锥套关键部位进行受力分析, 可对锥套结构的优化设计提供依据。

关键词: 轧机; 油膜轴承; 锥套

中图分类号: TH133.3

文献标识码: A

油膜轴承作为轧机的承载元件, 装备于轧机轧辊和轴承座上, 功能是承受轧制压力, 并保证轧机的低能耗运行。现代大型轧机油膜轴承, 以其结构尺寸小、承载能力大及运转精度高等许多独特的优势, 成为迄今所公认的轧机比较理想的轴承。但随着现代轧制工程的发展, 对轧制精度提出了更高的要求, 这就要求油膜轴承在承载力大的情况下, 能够保持运转平稳、径向跳动小等良好的工作性能。

油膜轴承是一种制造精度、表面粗糙度以及各种相关参数(包括润滑油和载荷等)的匹配都非常理想的滑动轴承, 具有承载能力大、使用寿命长、速度范围宽、结构尺寸小、摩擦系数低、抗冲击能力强、抗污染能力强等优点。

油膜轴承结构紧凑, 主要工作部分是套在锥形辊颈上的锥套和用巴氏合金浇铸表面的轴承衬套组成, 通过专用润滑系统有控制地不断往锥套和衬套间隙供油, 借助于轴承间隙内形成的流体动压效应, 形成油膜以承受外载荷^[1]。

油膜轴承在运转中, 形成的最小油膜厚度仅 30 μm 左右, 因而对锥套的形位公差、尺寸公差和粗糙度要求高, 否则锥套衬套会与金属接触。

1 锥套结构

锥套通过键与轧辊连接在一起同步旋转, 内孔锥面与轧辊紧密贴合, 油膜形成于外圆工作面。为满足经常磨辊需要, 锥套经常从轧辊上拆装, 锥套锥度为非自锁角度, 一般为 5°-6°, 锥套内孔加工有油槽, 以方便拆装。锥套的键连接方式有长键、短键、无键三种。

长键结构指锥套与轧辊用一个长键连接, 因此锥套内孔需开一通长键槽, 键槽超过轴承的中心。由于锥套本身是一薄壁圆筒, 通长键槽对锥套的刚性将有很大削弱。当轴承工作时, 在键槽处产生较大的变形, 使油膜压力和轴承弹性变形都发生周期性波动, 影响产品精度(图 1)。

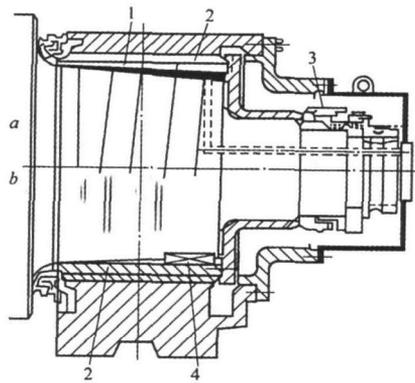


图 1 无键(上)、有键(下)两种支撑辊油膜轴承设计

a 无键轴承; b 有键轴承
1: 衬套; 2 套筒; 3 液压螺母; 4: 键心

短键结构中锥套的键长度比普通长键缩短约 2/3 并用对称双键, 键槽宽度也较小, 这样减小了对轧制力和钢板厚度波动。但锥套位置键槽依然在轴承工作区之内, 影响并未完全消除。

无键结构指工作区无键, 特点是将锥套键槽开在靠法兰端锥辊颈部分之外, 使锥套与轧辊相接触的锥面上没有键槽。当轴承工作时, 油膜压力和轴承弹性变形不会发生周期性波动, 提高了轴承承载力, 也提高了产品

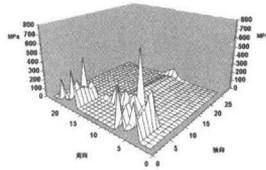


图6 速度为4m/s时接触压力分布

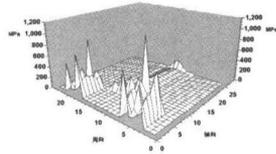


图7 速度为9m/s时接触压力分布

处产生应力集中的原因。为了平衡轧制工况下的弯曲变形,在弯辊力的作用下锥套键槽末端部位的接触压应力发生了异常突变,这是在设计中就应该考虑到的。

图8图9是扩大了100倍后的锥套和辊颈变形图。从锥套的变形图中我们看到,由于锥套与衬套之间的油膜呈楔形分布,所以锥套的变形在圆周方向上也是在楔形分布的载荷峰值处变形也很大,在承载区上的压下变形量比较大。转速不同的情况下,由于同是要平衡外来扭矩的作用,在锥套的键槽部位产生了很大的应力集中,所以在这个部位产生的变形也最大。

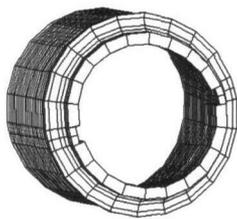


图8 锥套变形图

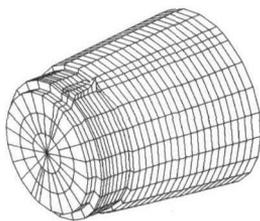


图9 轧辊辊颈变形图

图10是在4000吨轧制力下,锥套的轴向剖面接触压力分布曲线。锥套内表面轴向承载区上的接触压力呈现出阶段性的分布规律。

图11是在4000吨轧制力下,锥套的轴向剖面摩擦力分布曲线。锥套内表面轴向承载区上的摩擦力同样呈现出阶段性的分布规律。

在轧制的过程中轧辊的轧制力要靠锥套与衬套之间的油膜压力来平衡,那么必然产生很大的力偶矩,由于锥套和锥颈之间是靠键联结传递扭矩,所以在键槽部

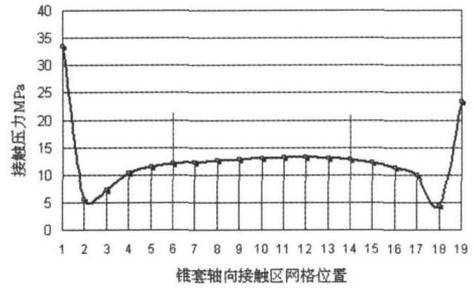


图10 4000吨力下锥套轴向接触压力分布

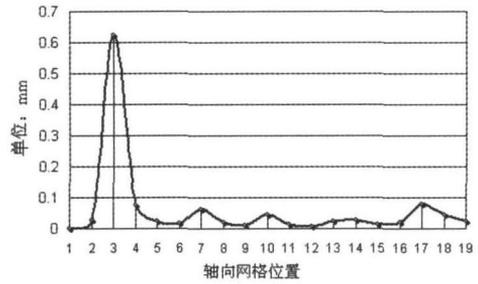


图11 4000吨力下锥套轴向剖面摩擦力分布

位产生很大变形的同时,在锥套与锥颈接触的承载区部位也产生了相对微小的滑动,接触区节点变形后的切向位移如图12所示,从图12中可以看到接触区的节点在切向上都有一个微小的位移量,这是与微小磨损的疲劳机制相符合的,也就是说在微小滑动的同时摩擦力也随之产生,摩擦力如图13所示。

摩擦的存在使锥套和锥颈的接触配合部位势必产生磨损。在不断的转动过程中,油膜轴承承载区压力是交变不间断的作用在锥套的外表面上,锥套与锥颈之间的接触压力也就在不同的接触部位交替地发生着作用。

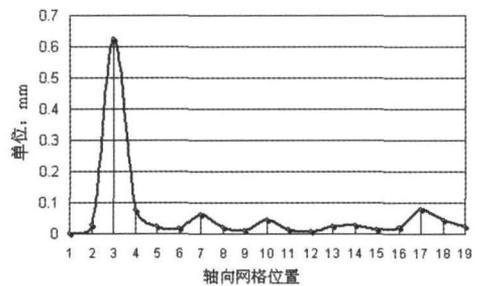
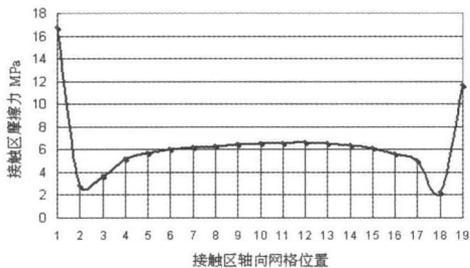


图12 4000吨力下锥套轴向相对位移分布

5 锥套的结构优化

零件的疲劳强度和零件的应力集中、结构尺寸、表面状态、载荷频率和工作环境等息息相关。为了提高轧机油膜轴承锥套的疲劳寿命,就应该从上面的几个因素入手,寻求改进措施来提高锥套的疲劳寿命。在这么多的因素中,应该说结构尺寸是一个非常非常重要的一个因素,因为合理优化的结构必将起到缓解应力集中和降低接触压力的作用。



锥套是一个典型的薄壁套筒, 在巨大轧制力的作用下, 必然产生弹性变形, 增大壁厚可以在一定程度上提高刚性。但锥套壁厚的大小与轧辊、轴承座的大小和强度直接相关, 存在壁厚优化的问题。

锥套键的设计计算, 需要根据轴承工作的实际情况综合各方面因素较为合理地选定各参数。通过对锥套键的应力及变形位移的分析计算, 可看出: 第一, 轴承正常工作时, 锥套由于受压而局部发生对键产生较大挤压作用的大变形, 使键的受力大大增加, 这决定了键的尺寸不能太小, 否则就有被剪切断的危险; 第二, 键的存在及键槽在工作区所处位置不同时, 对锥套的变形 (轧制压力的稳定性) 也有很大影响, 从而严重制约轧机轧制精度的提高。为了消除或减弱由于键槽 (在工作区内) 的存在所带来的不良影响, 将键槽移出承载区, 是一个很好的解决办法。

优化措施:

(1) 为减小锥套的变形, 提高刚性, 可采用优化锥套壁厚的办法, 使锥套最小厚度变为 50 mm。

(2) 将单键结构改为对称双键, 键槽位置移出承载区之外, 键槽尺寸变为 170 mm × 91 mm × 42 mm。

改进前后的结构如图 14 所示。改进前后锥套与锥颈的接触力学模型相同, 只是在前处理中锥套及锥颈的数学离散模型发生了变化。

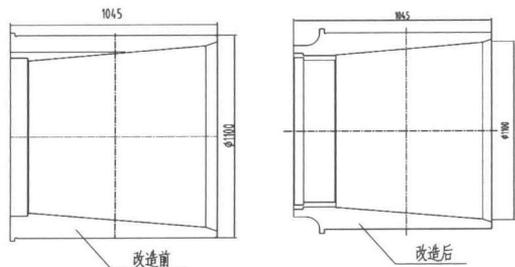


图 14 改进前后锥套结构图

在转速为 9m/s 的轧制工况下, 锥套内表面的接触压力分布如图 15 所示。此时的接触压力分布与图 7 相比较, 整个锥套的受力情况有了很大的改善。

(1) 键槽部位的接触压力峰值由原来的 1183.5 MPa 下降到了 527.9 MPa 既减小了键槽部位的压力载荷, 又缓解了应力集中, 大大提高了键的疲劳寿命。

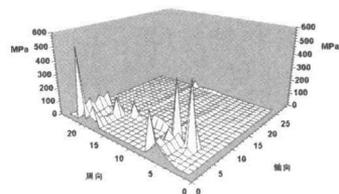


图 15 改造后速度为 9m/s 时锥套接触压力分布

(2) 接触区的接触压力分布也相应的变小, 对于提高锥套的疲劳损伤寿命具有重要意义。锥套结构改进前后接触区轴向剖面的接触压力分布如图 16 所示, 与之相应的轴向剖面摩擦力对比曲线如图 13 所示。从图 16 中看到压力分布的整体趋势大致相同, 但是数值却有所下降, 由于锥套的内径扩大, 锥套与辊颈的接触面积增大, 压强分布随之变小的结果。同时锥套接触区的摩擦力随着接触压力的降低也相应地减小, 随之降低了锥套内表面与锥颈之间的磨损, 对于提高锥套的疲劳损伤寿命具有明显的作用。

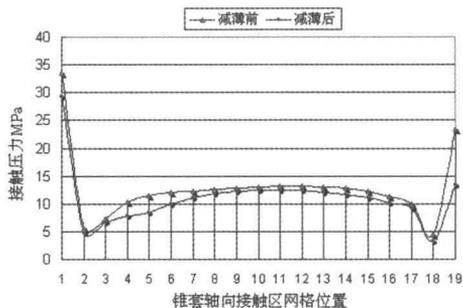


图 16 改造后锥套轴向接触摩擦力分布

通过计算分析及设计结构改进, φ1100 无键结构油膜轴承应用在国内一现代化冷连轧机上, 运行稳定, 满足了各种轧制制度、产品板厚精度的要求。无键轴承的应用代表了在板材轧机上承载轴承设计的突出成就, 无键技术的应用确保了良好的对中性, 提高了运转精度。至关重要是增强了锥套的刚性, 改善了板材壁厚的均匀性^[5]。实践证明, 无键结构油膜轴承是一种理想的现代化板带轧机支承辊轴承。

参考文献:

[1] 傅作宝, 冷轧薄钢板生产 [M]. 北京: 冶金工业出版社, 2005
 [2] 金茨伯格 V B, 高精度板带轧制理论与实践 [M]. 北京: 冶金工业出版社, 2000
 [3] 申光宪, 束学道, 李明. 轧机微尺度理论和实际 [M]. 北京: 科学出版社, 2005.
 [4] 李慧剑, 申光宪, 刘德义. 轧机油膜轴承锥套微动损伤机理和多极边界元法 [J]. 机械工程学报, 2007, 43(1): 95-100
 [5] 黄志坚, 轧机轧辊与轴承使用维修技术 [M]. 北京: 冶金工业出版社, 2008 (下转第 366 页)

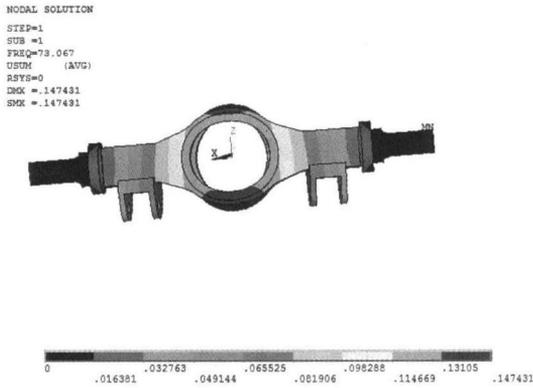


图 4 第一阶振型图

表 1 十阶模态频率表

阶次	固有频率 (Hz)
1	73.067
2	109.38
3	134.83
4	156.20
5	185.03
6	281.69
7	293.66
8	330.77
9	343.22
10	344.34

4 结束语

本文通过对汽车起重机驱动桥桥壳进行静态和动态的分析,其模态分析为进一步完成驱动桥桥壳响应分析提供了重要的模态参数,同时也为改进结构设计提供了理论依据。结果表明该驱动桥桥壳设计符合使用要求,刚度和强度还有一定的余量可以进行进一步结构和尺寸优化。

参考文献:

- [1] 刘惟信. 汽车车桥设计 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2004
- [2] 关长明, 钱立军, 吴阳年. 一种轻型卡车车架的轻量化设计 [J]. 北京汽车, 2008, (3): 25-27.
- [3] 龙凯, 左正兴, 冯慧华, 等. 某重型货车车架结构强度分析与改进 [J]. 汽车技术, 2008, (4): 24-26
- [4] 王文斌. 机械设计手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2004
- [5] 胡玉梅. 车辆结构强度基本理论与 CAE 分析技术 [M]. 重庆: 重庆大学出版社, 2009

Static and Mode Analysis on a Kind of Tandem Axles Shell

XIONG Li, XUH e-lin, REN Jun-hui

(Atlantic China Welding Consumables INC., Zigong 643000, China)

Abstract In this paper Pro/E software is used to carry out the three-dimensional model of the tandem axles shell and link the tandem axles three-dimensional model to the ansys software seamlessly. The static and mode analysis is carried out to the tandem axles shell. The results of the analysis provide basis theoretical for the structure to design, improvement and weight lighten of the tandem axles shell which is of some significance to engineering.

Key words tandem axles shell; FEM model; static analysis; mode analysis

(上接第 363 页)

Calculative Analysis of the Taper Sleeve in Oil Film Bearing

SHEN Li-jian

(Mianyang Vocational Technology College, Mianyang 621000, China)

Abstract The oil film bearing was the core of the strip rolling mill stand, and the taper sleeve, whose distribution of key groove and wall thickness had direct effect on capacity and operative accuracy, was one of the important radial carrying components of oil film bearing. Using liquid-lubrication theory and boundary element method, the force analysis of the key parts of the taper sleeve could be researched and the reference of the optimal design about the structure of the taper sleeve.

Key words strip rolling mill stand; oil film bearing; taper sleeve