

普通高等院校机电工程类规划教材

轴承制造技术

马亚良 陈仁竹 编著

清华大学出版社

普通高等院校机电工程类规划教材

内容简介

本书以设计实例为线索，系统地介绍了滚动轴承的选型、计算、校核、装配、调试、维护、故障诊断等知识。全书共分8章，第1章介绍滚动轴承的组成、类型、代号、公差、配合、润滑、密封、安装、拆卸、维护、故障诊断等知识；第2章介绍滚动轴承的选型、计算、校核、装配、调试、维护、故障诊断等知识；第3章介绍滚动轴承的选型、计算、校核、装配、调试、维护、故障诊断等知识；第4章介绍滚动轴承的选型、计算、校核、装配、调试、维护、故障诊断等知识；第5章介绍滚动轴承的选型、计算、校核、装配、调试、维护、故障诊断等知识；第6章介绍滚动轴承的选型、计算、校核、装配、调试、维护、故障诊断等知识；第7章介绍滚动轴承的选型、计算、校核、装配、调试、维护、故障诊断等知识；第8章介绍滚动轴承的选型、计算、校核、装配、调试、维护、故障诊断等知识。

清华大学出版社 010-62786389 13701151838

图书在版编目(CIP)数据

轴承制造技术 / 马亚良, 陈仁竹 编著. — 北京: 清华大学出版社, 2008.10
(普通高等院校机电工程类规划教材)

轴承制造技术

马亚良 陈仁竹 编著

清华大学出版社 北京 邮编 100084

电话 010-62786389

http://www.tup.com.cn

010-62786389

010-62786389

010-62786389

010-62786389

010-62786389

010-62786389

010-62786389

清华大学出版社

北京

内 容 简 介

本书从轴承生产企业的各个环节系统地论述提高轴承产品质量的有效途径和方法,努力打造精品轴承。内容包括滚动轴承疲劳寿命和优化设计;滚动轴承制造技术,生产设备使用与维护、生产人员培训;轴承检测技术;质量管理体系的应用轴承失效分析与故障诊断;几种特殊轴承的制造技术等。

本书结合多年来轴承制造及检测的生产、教学及科学研究,反复精选内容,在兼顾理论的同时,突出解决轴承质量问题的有效方法,吸收了国内外的最新研究成果。

本书适合轴承生产人员、工程技术人员学习参考,也可作为高等工科院校轴承专业的教材。

版权所有,侵权必究。侵权举报电话:010-62782989 13701121933

图书在版编目(CIP)数据

轴承制造技术/马亚良,陈仁竹编著. —北京:清华大学出版社,2008.10

(普通高等院校机电工程类规划教材)

ISBN 978-7-302-18456-0

I. 轴… II. ①马… ②陈… III. 轴承—制造—高等学校—教材 IV. TH133.3

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2008)第 131784 号

普 通 高 等 院 校 机 电 工 程 类 规 划 教 材

责任编辑:庄红权

责任校对:赵丽敏

责任印制:李红英

出版发行:清华大学出版社

地 址:北京清华大学学研大厦 A 座

<http://www.tup.com.cn>

邮 编:100084

社 总 机:010-62770175

邮 购:010-62786544

投稿与读者服务:010-62776969, c-service@tup.tsinghua.edu.cn

质 量 反 馈:010-62772015, zhiliang@tup.tsinghua.edu.cn

印 刷 者:北京密云胶印厂

装 订 者:北京市密云县京文制本装订厂

经 销:全国新华书店

开 本:185×260 印 张:17.25 字 数:398 千字

版 次:2008 年 10 月第 1 版 印 次:2008 年 10 月第 1 次印刷

印 数:1~4000

定 价:32.00 元

本书如存在文字不清、漏印、缺页、倒页、脱页等印装质量问题,请与清华大学出版社出版部联系调换。联系电话:(010)62770177 转 3103 产品编号:027257-01

前 言

滚动轴承是应用广泛的机械基础件,它的质量直接影响到机器的使用性能。随着科学技术的迅速发展,滚动轴承的设计应用理论、制造水平、材料科学也在不断更新与发展,各项滚动轴承的标准也在不断修订与更新。为了适应其发展形势,提高滚动轴承质量,达到精品轴承的制造水平,本书力图从滚动轴承制造企业的各个环节来控制其质量,包括设计、制造(工艺与设备)、人员培训和管理等。

全书共分 10 章。第 1 章介绍滚动轴承的疲劳寿命机理及其影响因素,低振动轴承结构优化设计方法。第 2~5 章系统地介绍轴承制造过程中工艺、设备方面的内容,特别讲述了当出现制造质量问题时的处理方法。第 6 章介绍轴承设备及工装的维护、员工培训方面的内容。第 7 章介绍轴承检测仪器和检测方法。第 8 章介绍如何将 ISO 9001 质量管理体系应用到生产企业上,以提高企业管理水平。第 9 章介绍轴承失效分析与故障诊断。第 10 章介绍几种特殊轴承的制造技术,特别是低振动与低噪声轴承,用实例从管理、工艺、设计等方面来考虑其制造技术,比较实用有效。

本书由马亚良编写第 1~6、10 章,陈仁竹编写第 7~9 章。

本书主要供从事滚动轴承生产的各类工程技术人员、生产人员使用,也可作为高等工科院校师生的教学用书。

本书在编写过程中参阅了大量国内外同行的教材、杂志、资料与文献,在此谨致谢意。限于编者的水平,书中定有不少错误与不妥之处,恳请读者批评指正。

编 者

2008 年 10 月

目 录

1	滚动轴承疲劳寿命与优化设计	1
1.1	滚动轴承疲劳寿命的机理与计算公式	1
1.2	影响滚动轴承疲劳寿命的因素	3
1.3	提高滚动轴承疲劳寿命的主要技术措施	5
1.4	滚动轴承的磨损寿命	8
1.5	轴承振动的优化设计	8
2	滚动轴承制造的一般工艺过程	12
2.1	滚动轴承的生产过程	12
2.2	滚动轴承的工艺文件	12
2.3	原材料的选用与检验	22
3	滚动轴承套圈的制造技术	30
3.1	套圈毛坯锻造	30
3.2	套圈车削加工	54
3.3	套圈热处理	74
3.4	套圈磨削加工	84
3.5	套圈滚动表面超精研加工	113
4	滚动轴承保持架、钢球和滚子的制造技术	129
4.1	保持架加工	129
4.2	钢球加工	148
4.3	滚子加工	168
5	滚动轴承的装配、清洗与防锈	191
5.1	轴承装配	191
5.2	轴承清洗与防锈	198
6	生产设备使用与维护、生产人员培训	201
6.1	生产设备的使用与维护	201
6.2	轴承生产人员的技能培训	203

7 轴承检测技术	205
7.1 轴承检测仪器及其应用	205
7.2 轴承成品的检测	217
8 ISO 9001: 2000 质量管理体系的应用	224
8.1 生产流程的策划	224
8.2 实现过程的监视和测量	227
8.3 生产中的数据分析	233
8.4 预防措施的策划与实施	237
9 轴承故障诊断与失效分析	240
9.1 轴承的失效分析	240
9.2 轴承故障诊断	243
10 特殊轴承制造技术	247
10.1 低噪声低振动轴承	247
10.2 微型轴承	261
10.3 汽车轮毂轴承	267
参考文献	270

1 滚动轴承疲劳寿命与优化设计

1.1 滚动轴承疲劳寿命的机理与计算公式

滚动轴承的早期失效形式主要有破裂、塑性变形、磨损、腐蚀和疲劳,在正常条件下主要是接触疲劳。自从 1947 年和 1952 年瑞典科学家 Lundberg 和 Palmgren 提出最大动态切应力理论以来,一般认为接触表面下平行于滚动方向的最大动态切应力是促使轴承疲劳失效的主要诱因,即裂纹首先在出现最大动态切应力处发生,继而扩展到表面,产生接触疲劳剥落。Lundberg 和 Palmgren 给出了以下经验公式:

$$\ln \frac{1}{S} \propto \frac{\tau_0^c N^e V}{z_0^h} \quad (1.1)$$

式中, S 为疲劳失效概率; τ_0 为最大动态切应力; z_0 为最大动态切应力所在的深度; c, e, h 为由轴承试验数据确定的指数; N 为应力循环次数,相当于寿命; V 为受应力体积。

由式(1.1)可以看出,在一定的失效概率 S 下,此式右边为一常数。当 V 和 z_0 值一定时, N 与 τ_0 成反比。

继 Lundberg 和 Palmgren 之后, Ioannides 等人将表面下最大 Von Mises 应力 τ_{Mmax} 、最大静态切应力 τ_{st} 、最大八面切应力 τ_{Omax} 作为接触疲劳裂纹的发生和扩展的诱导因素。

静态切应力作用在与 y 轴和 z 轴成 45° 的平面上,大小为

$$\tau_{yz} = (\sigma_x - \sigma_y)/2 \quad (1.2)$$

式中, σ_x 和 σ_y 分别为沿 x 轴和 y 轴方向的正应力。

滚动体沿接触滚道滚过时表面下某一深度 z_{st} 处,静态切应力达到最大值 τ_{st} ,其他深度点的静态切应力将在 $0 \sim \tau_{st}$ 之间变化,图 1.1 给出了 τ_{st}/p_0 (p_0 为接触椭圆中心的压力)、 z_{st}/b 与接触椭圆形状 k (椭圆短长轴比 b/a) 的关系。

最大动态切应力 τ_0 及其所在深度 z_0 可以用 p_0 和 k 表示:

$$\frac{\tau_0}{p_0} = \frac{\sqrt{2t-1}}{2t(t+1)} \quad (1.3)$$

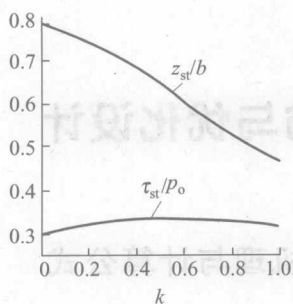
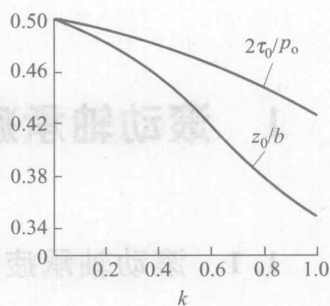
$$\frac{z_0}{b} = \frac{1}{(t+1)\sqrt{2t-1}} \quad (1.4)$$

式中, t 由 $k = \sqrt{(2t-1)(t^2-1)}$ 决定,图 1.2 给出了变化幅值 $2\tau_0/p_0$ 、深度 z_0/p_0 与 k 的关系。

一般认为滚动轴承的疲劳寿命应按 Von Mises 应力来计算,其应力 τ_{Mises} 为

$$\tau_{Mises} = \left\{ \frac{1}{6} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2] + \tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2 \right\}^{1/2} \quad (1.5)$$

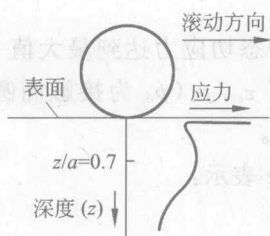
在滚动点接触时, τ_{Mises} 的最大值 τ_{Mmax} 出现在表面下 $z/a=0.7$ 的深度处;当接触表面的润滑剂有污染颗粒时, τ_{Mises} 的最大值 τ_{Mmax} 出现在邻近接触表面区域,如图 1.3 所示。

图 1.1 $\tau_{st}/p_o, z_{st}/b$ 与 k 的关系图 1.2 $\tau_o/p_o, z_o/b$ 与 k 的关系

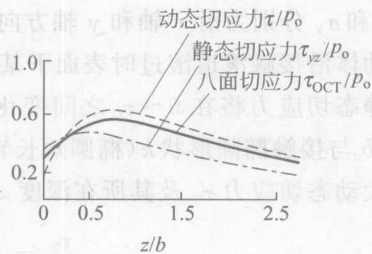
八面切应力 τ_{OCT} 在接触表面下某一点的值可通过下式计算：

$$\tau_{OCT} = \frac{1}{3} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)]^{1/2} \quad (1.6)$$

在滚动接触中,同静态切应力一样,表面下某一深度 z_{Omax} 处,八面切应力达到最大值 τ_{Omax} ,其他深度点的切应力将在 $0 \sim \tau_{Omax}$ 之间变化。滚道下的最大静态切应力比最大八面切应力要大,而在表面上 τ_{yz} 的值为 0。对于一般的点接触球轴承, $\tau_{Omax} \approx 0.28p_o$, 大约比 τ_{st} 小 15%, 而位于表面下的深度大致相同 ($z_{Omax} = 0.73b, z_{st} = 0.79b$)。在接触表面上, $\tau_{OCT} \approx 0.17p_o$ 。在没有较大表面切应力的情况下,疲劳失效总是从表面下开始的,因此,将 τ_{st} 作为疲劳诱发应力是比较合理的。但是几乎所有的实验都显示,在膜厚比小于 1 时,表面摩擦力较大,疲劳裂纹都是从表面上诱发的,因此将 τ_{st} 作为疲劳诱发应力是不合理的,而应将 τ_{OCT} 作为疲劳诱发应力。图 1.4 是 $\tau/p_o, \tau_{yz}/p_o, \tau_{OCT}/p_o$ 与相对深度 z/b 的对应值比较。

图 1.3 有污染点接触滚动中心下 V_{on}

Mises 应力变化(6309 深沟球轴承)

图 1.4 $\tau/p_o, \tau_{yz}/p_o, \tau_{OCT}/p_o$

与相对深度 z/b 的比较

在无摩擦线接触情况下,最大动态切应力 τ_o 、最大静态切应力 τ_{st} 、最大 Mises 等效应力 τ_{Mmax} 和最大八面切应力 τ_{Omax} 与接触椭圆中心压力 p_o 的关系分别为

$$\tau_o = 0.250p_o, \quad \tau_{st} = 0.300p_o, \quad \tau_{Mmax} = 0.322p_o, \quad \tau_{Omax} = 0.263p_o \quad (1.7)$$

同样,对应的应力深度 z 也可由下式算出:

$$z_o = 0.496b, \quad z_{st} = 0.785b, \quad z_{Mmax} = 0.704b, \quad z_{Omax} = 0.704b \quad (1.8)$$

1.2 影响滚动轴承疲劳寿命的因素

1. 切向力

轴承在实际运转中沿接触表面存在着切向摩擦阻力,在弹流润滑时,存在切向摩擦力。切向力的存在使得静态切应力与动态切应力数值增大,且距表面深度变小。线接触时,当摩擦系数大于 0.11 时,最大静态切应力发生在接触表面上;点接触时,当摩擦系数为 0.25 时,最大静态切应力发生在接触表面上。

2. 残余应力和环向应力

轴承钢在热处理时由残余奥氏体向马氏体转变的过程中都会产生残余应力。此外,应力循环次数的增加也会影响到测量的表面残余应力。分析表明,在最大剪切应力的深度上存在残余压应力会使最大剪切应力减小,从而提高轴承的寿命。例如,残余应力使最大剪切应力降低 10%,则可使滚动轴承疲劳寿命提高 1 倍。而残余拉应力会减少轴承的寿命。

当轴承的过盈配合选择过紧或转速过高而产生离心力时,会在滚动体和套圈中产生环向应力,环向力对内圈和整套轴承的寿命有较大影响。例如,内径为 40mm 的角接触球轴承,转速为 1500r/min 时,寿命大约降低 11%~17%;而在 3000r/min 转速下,寿命大约可降低 21%~22%。这种额外的应力有可能使轴承的寿命降低 90%之多。

3. 疲劳极限应力

Ioannides 等人提出了基体材料的疲劳极限概念,且认为失效体积中不应只考虑最大动态切应力上方的体积,而应当将整个应力体积的影响考虑进去。并且如果受应力体积内的最大应力小于材料的疲劳应力,材料就不会出现疲劳现象,此时零件将显示几乎无限的疲劳寿命。只有当受应力体积内的最大应力大于材料的疲劳极限应力时,材料才具有有限的疲劳寿命。但 Zaretsky 认为,疲劳极限的引入会提高寿命-载荷指数,从而高估轴承的寿命。

4. 表面粗糙度和 EHL 润滑(膜厚比)

表面粗糙度和 EHL 润滑对寿命的影响是通过膜厚比 Δ 获得的。如图 1.5 所示,当 $\Delta > 3$ 时,轴承的寿命比额定寿命 L_{10} 要大,这种状态称为完全弹流状态。在实际中使用的轴承大多在部分弹流状态($\Delta = 1 \sim 2$)。

5. 表面处理

滚动体和套圈的表面处理技术可以改变滚子表层的硬度、残余应力分布和材料的整体强度,从而提高轴承的寿命。对于高频淬火、激光淬火、渗碳硬化处理的滚子,硬化层越深,滚子疲劳强度不一定越大,而是存在一个最优硬化深度。对于氮化、软氮化的滚子,滚子疲劳强度随着硬化深度的加大而增加。此外,表面硬化处理还应考虑表面粗糙度和残余应力的

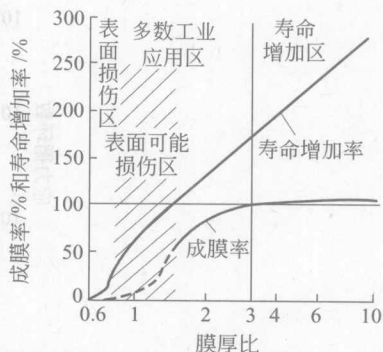


图 1.5 轴承寿命、成膜率与膜厚比的关系

影响。

6. 润滑油中的污染颗粒

如果润滑油中的污染颗粒进入接触表面,就会在滚道表面产生压痕。当滚动体经过压痕时,压痕的边缘会产生应力集中并由此产生裂纹,裂纹随着应力循环的不断重复而逐渐扩展,最终出现表面剥落。实际工业使用中的轴承大部分因这种表面剥落而最终导致失效。

污染颗粒越大、硬度越高,寿命降低也越多。污染颗粒对寿命的影响还必须和接触椭圆参数结合起来,接触椭圆参数越小,对寿命的影响越大。

7. 温度

轴承经过持续运转后,会伴有一定的温升,温升对轴承的疲劳寿命会有影响,特别是接触区的发热。这种温升的幅度与接触副间的润滑油膜厚度、接触零件的表面特征以及载荷、运转速度等参量有关。

8. 运转速度

研究表明,轴承疲劳寿命直接与瞬时接触时间,即在最大载荷接触下滚动体在内圈上滚过时与内圈滚道接触椭圆宽度接触所需的时间有关。随着瞬时接触时间的增加,轴承的疲劳寿命也增加,另外,瞬时接触时间的长短还会影响到表面残余应力,从而间接地对疲劳寿命产生影响。

9. 不失效寿命

对于生存率 S (即疲劳失效概率) 在 $0.4 \sim 0.93$ 范围内的轴承,其寿命服从二参数 Weibull (韦布尔) 分布。若超出此范围,则需将不失效寿命 (轴承最小寿命) 引入到寿命分布式中,从而得到三参数 Weibull 寿命分布,即

$$S = \exp \left[- \left(\frac{L_i - L_{10}}{\beta} \right)^e \right] \quad (1.9)$$

式中, L_i 为疲劳失效寿命; L_{10} 为额定寿命; β 为寿命分散度; e 为韦布尔系数。

10. 材料纯净度 (含氧量)

材料纯净度越高,轴承寿命越高,图 1.6 所示为 AISI52100 钢、表面渗碳钢的含氧量与疲劳寿命的关系。

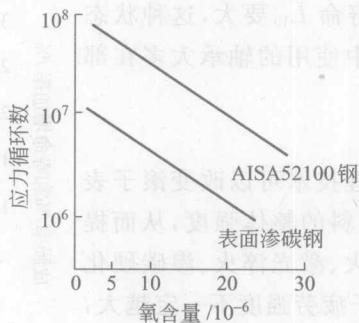


图 1.6 AISI52100 钢、表面渗碳钢的含氧量与疲劳寿命的关系

1.3 提高滚动轴承疲劳寿命的主要技术措施

从疲劳机理、失效形式等因果效应出发,可以采取相应的技术措施,以保证和提高轴承的疲劳寿命。

1. 设计技术

在轴承设计技术方面,主要通过综合优化设计,以保证轴承寿命的提高。具体措施如下:

- (1) 增大滚动体尺寸(球直径 D_w 、滚子有效直径 D_{we} 和有效长度 L_{we})。
- (2) 增加滚动体数量。
- (3) 选取合适的滚动体与沟(滚)道接触参数。例如,对于深沟球轴承,一般应使内沟曲率系数 $f_i \leq 0.52$,外沟曲率系数 $f_o \leq 0.53$,而且,还应注意 f_i 和 f_o 之间的匹配,如 $f_o - f_i = 0.02$; 特殊用途时,也应尽量选取较小的沟曲率系数及合适的匹配。等应力(内外滚道等接触应力)和等强度(内外滚道等疲劳强度)等先进设计思想可以考虑采用。对于滚子轴承,应选择合适的滚子及滚道凸形与凸度,以避免接触应力集中的现象发生。

(4) 调整获取较大的 f_c ($f_c = D_w \cos \alpha / D_{pw}$, 式中 α 为接触角, D_w 为球直径, D_{pw} 为球组或滚子组的节圆直径)值。如对于深沟球轴承,将 f_c 尽量向 0.18~0.20 方向调整; 对于调心球轴承,将 f_c 尽量向 0.36 方向调整; 对于 $\alpha = 45^\circ$ 的推力球轴承,将 f_c 尽量向 0.22 方向调整; 对于向心滚子轴承,将 f_c 尽量向 0.18 方向调整; 对于其他类型的轴承,将 f_c 尽量向增大方向调整。

- (5) 适当减小滚道油沟尺寸。

(6) 在充分考虑剩余游隙(安装因素影响)、有效游隙(温度因素影响)和工作游隙(载荷因素影响)的基础上选取合适的初始游隙。工作游隙应尽可能小,以使轴承的载荷区尽可能大。研究表明,工作游隙略为负值时,轴承寿命最长。一般使用时,为保险起见,取接近于零的正值游隙。

- (7) 紧配合的套圈,应取较大的壁厚。

(8) 选取较小且最佳的保持架兜孔间隙(例如,对于中小型深沟球轴承,取 0.1~0.15mm)及引导间隙,兜孔间隙应大于引导间隙。

(9) 选用工程塑料保持架。工程塑料保持架具有质量轻、韧性高、有一定弹性、吸振、自润滑和磨粒软等优点,有利于轴承寿命的提高。尤其是高速运转时,比钢板冲压保持架可提高轴承寿命约 1.5 倍。

需要特别指出的是,在采用上述措施时,要注意避免“过犹不及”的负面效应。如:

(1) 在追求额定动载荷 C 最大时,若滚动体增大增多,则会使得保持架过梁等部位变窄,从而导致保持架强度不够而先于滚动体或套圈沟道破坏; 滚动体增大还会使得套圈壁厚减薄,套圈过薄时,会由于刚度不够而导致轴承在轴上或座孔内安装后变形,使轴承寿命降低。

(2) 追求轴承游隙最小时,应考虑轴承内、外径加工偏差的离散性,特别是相配的轴、座孔的加工方式的粗放性和加工偏差的离散性; 还应考虑工作温度和载荷的极端状况,

避免游隙过小甚至为负值,从而导致轴承过热卡死。

2. 制造技术

在轴承制造技术方面,主要通过强化加工和精密加工等手段来提高轴承寿命。具体措施如下:

(1) 采用冷辗扩工艺加工套圈,可使金属流线完整,材料致密度提高。

(2) 采用表面强化滚动体,以及采用光饰、液体润滑剂喷丸等表面强化工艺处理轴承套圈。

(3) 利用磨超加工等终加工技术,尽量使沟(滚)道表面产生较大的压应力。

(4) 尽量降低轴承滚动接触表面的粗糙度,使油膜参数 Λ 至少达到 1.5 以上,最好达到 4 以上。

(5) 提高轴承制造精度,特别是沟(滚)道圆度、壁厚差、滚道直线度、滚子与滚道凸度和一组滚动体的相互尺寸差等制造精度,以避免出现滚动体载荷不均匀和偏心载荷的现象。否则,对于向心轴承,额定动载荷将会降低 10%~38%;对于推力轴承,额定动载荷将会降低约 60%。

(6) 尽量将油沟加工尺寸控制在最小,以增大滚道有效尺寸。

(7) 滚动体与套圈沟(滚)道的硬度要有合适的匹配。一般而言,滚动体硬度最好高出套圈沟(滚)道硬度 1~2HRC。

(8) 对轴承内径、外径、游隙和沟(滚)道的尺寸与形位偏差,要尽量控制其离散度,以保证轴承寿命的稳定性。

(9) 防止在滚动接触表面出现裂纹、烧伤、擦伤、磕碰伤和磨削变质层等缺陷。

(10) 对冲压钢板保持架进行碳氮共渗或氮化处理等表面强化处理,以免由于保持架的失效,使轴承不能实现其疲劳寿命。

3. 材料技术

在轴承材料技术方面,主要通过材料选用、材质保证和热处理等手段,来保证轴承寿命的提高。

由于轴承材料是影响轴承寿命最重要的因素,一般可高达影响程度的 50% 以上。因此,所采取的措施如果得当,将是最有效的。主要措施如下:

(1) 采用氧含量低、夹杂物少、洁净度最高的真空脱气轴承钢。研究表明,采用真空脱气钢,当氧含量为 15×10^{-6} 左右时,轴承寿命比采用普通电炉钢(氧含量约为 30×10^{-6} 左右)时约提高 3~5 倍;当氧含量为 6×10^{-6} 左右时(如日本长寿命 Z 级钢及超长寿命 EP 钢),轴承寿命可提高 8~15 倍;当氧含量为 3×10^{-6} 左右时,轴承寿命约提高 30 倍。特殊用途时,还可采用真空重熔或电渣重熔轴承钢,轴承寿命可稳定提高 5 倍以上。

(2) 采用渗碳轴承钢。渗碳钢表面硬,心部韧,因而耐疲劳、耐磨损和耐冲击。特别是渗碳表层处于压应力状态,可有效防止疲劳裂纹的扩展,非常有利于轴承寿命的提高。有关研究表明,表面硬度为 60HRC 以上,最大静态切应力作用处的硬度为 58HRC 以上,心部硬度为 30~45HRC 时,材料具有最佳的疲劳强度。渗碳层有效深度要远大于最大动态切应力深度,且小于零件横截面高度的 20% 时,才能保证渗碳钢表面硬、心部韧这一优良特性的实现。车辆轴承、内燃机轴承和轧机轴承等宜采用渗碳轴承钢制造。

(3) 采用高强度(基体经强化的)轴承钢。如日本的 GT 轴承钢,以 SUJ2 钢的化学成分为基础,提高 Ni 含量至 1.5% 以提高韧性,提高 Si 含量至 1.0% 以在强化基体的同时提高回火稳定性,可使轴承寿命提高 2~6 倍。

(4) 采用控制气氛热处理或真空热处理。

(5) 对轴承钢进行碳氮共渗,以形成表面压应力。

(6) 轴承滚动接触表面硬度应高于 58HRC 以上。否则,根据经验公式 $C_H = (\text{HRC}/58)^{3.6}$,轴承额定动载荷(为 $C_H C$)将会降低。

(7) 根据轴承的工作温度进行相应的稳定热处理,以避免轴承使用时发生尺寸与形状变形。需要特别指出的是,优质材料必须与良好润滑相结合,否则,再好的材料特性也难以发挥作用。这是因为,在滚动接触处若无足够厚的润滑油膜相隔离,接触材料之间将会产生不同程度的直接接触,即出现混合摩擦现象。当润滑条件良好,即滚动接触处能产生足够厚的弹性流体动力润滑油膜时,失效原因主要是由于接触表面下的材料薄弱环节所致。而当润滑条件不良,即出现混合摩擦时,失效原因则主要是由于接触表面上的损伤所致。材料的优良特性被混合摩擦所制约和抵消,即使洁净度再高的材料也难以提高疲劳寿命。这也是关于材料的寿命修正系数 a_2 和关于运转条件的寿命修正系数 a_3 一般需要联合使用,即 $a_2 a_3 = a_{23}$ 的原因。在 ISO 281/1 即 GB/T 6391 标准中,对此也有特别说明:“不能假定,性能经改善的材料能够克服润滑不足之缺陷”,“不能设想,润滑不充分可以由改进的材料来克服”。

4. 润滑技术

在轴承润滑技术方面,主要通过润滑剂和润滑方式的选用来保证轴承寿命的提高。

在轴承设计技术、制造技术和材料技术不断完善、普遍提高的现阶段,润滑剂作为轴承组成的“第 5 大件”已成为广泛共识,润滑技术已成为提高轴承寿命的最关键因素之一。特别是对于密封轴承,润滑脂寿命已成为轴承使用寿命的另一代名词,即润滑脂寿命就是轴承使用寿命。通过润滑技术提高轴承寿命的措施如下:

(1) 根据不同的工况条件(转速、温度、载荷)及安装维护条件,选择合适的润滑方式,如油润滑(包括油气和油雾润滑)、脂润滑和固体润滑。

(2) 应保证在工作温度下或转速 n 特别低($d_m \cdot n < 10\,000$, d_m 为轴承的内外径平均值)时润滑剂的黏度 γ_1 的值。对于球轴承, γ_1 应大于 $13 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$; 对于滚子轴承, γ_1 应大于 $2 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ (其中,对于推力调心滚子轴承, γ_1 应大于 $32 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$)。

(3) 采用高清洁度润滑脂和润滑油。研究表明,无论污染物微粒尺寸如何,当其含量极高时,轴承寿命将降低至额定寿命的 5%~10%; 含量较低时,轴承寿命将降低至额定寿命的 40%~60%。

(4) 采用系列化长寿命润滑脂,如锂基脂或聚脲脂,特别是带 EP 添加剂的锂基脂或聚脲脂。

(5) 采用合适的装脂量。例如,对于密封轴承,轴承内径 $d \leq 9 \text{ mm}$ 时,装脂量为轴承空腔的 50%; $10 \text{ mm} \leq d \leq 50 \text{ mm}$ 时,为 35%; $d > 50 \text{ mm}$ 时,为 30%。

(6) 采用较好的密封材料和密封结构,以防外部污物侵入及内部油脂流失。

轴承疲劳寿命是一个多因素综合影响的结果,以上仅从设计、制造、材料和润滑技术

方面提出了相应的保证与提高措施,但正确安装、良好使用和注意维护却是十分重要的前提条件,否则,再好的技术措施也将事倍功半。

随着现代轴承综合技术水平的提高,轴承疲劳寿命向“长寿命化”发展已成为普遍现实。轴承具有“无限疲劳寿命”的新概念,即是基于大量的事实而提出的。近十几年来,有关轴承寿命的研究,在许多应用领域已超越疲劳寿命问题,而逐渐向磨损寿命、烧伤寿命、噪声寿命和精度寿命等方面发展。但是,疲劳寿命依然是轴承使用性能中的一个最重要的指标,有关疲劳寿命的研究依然是轴承技术领域中的一个最基本问题,不断提高轴承疲劳寿命依然是研究者长期不懈追求的目标。

1.4 滚动轴承的磨损寿命

滚动轴承中存在的磨损形式有黏着磨损、磨粒磨损、腐蚀磨损、微动磨损等。在润滑不良下相对运动表面易发生黏着磨损,甚至烧伤;轴承外部灰尘进入、润滑剂含有杂质、轴承清洗不洁等,将产生磨粒磨损;湿气、水分及酸或碱溶液侵入轴承会发生腐蚀磨损;轴承不旋转而长期处于微小振动状态下将发生微动磨损。

磨损使轴承零件表面粗糙,径向游隙增大,旋转精度降低,振动噪声增大,摩擦力矩增大,最终导致失效。常将轴承由于磨损而丧失其正常工作性能的累计总转数,或在一定转速下的工作小时数作为轴承的磨损寿命。

目前只是把磨损引起的轴承径向游隙增加量作为轴承磨损程度的指标,根据轴承类型、尺寸和主机对轴承的技术要求,可确定许用径向游隙增加量,在轴承达到许用径向游隙增加量之前的工作小时数就是轴承的磨损寿命。

1.5 轴承振动的优化设计

轴承内部结构参数的设计对轴承的振动及寿命等性能有重要影响,特别是轴承结构主参数(如球径、球数、中心径、沟曲率等)对轴承振动的影响至关重要,这是因为轴承设计对振动的影响是固有的,是在以后的加工中无法消除的。轴承主参数对轴承振动的影响可以通过滚动体的振动来进行分析,而保持架对振动的影响十分复杂,目前尚无成熟的分析模型。下面讨论主参数的优化设计,而保持架的设计根据经验和简单的力学分析进行。

1.5.1 振动优化设计

1. 滚动体通过振动

如图 1.7 所示,轴承内圈旋转,并受径向负荷 F_r ,使轴承中心产生的径向位移,在位置(a)时设为 $0.5G_r + \Delta r$,在位置(b)时设为 $0.5G_r + \Delta r'$ (G_r 为轴承的径向游隙, Δr 和 $\Delta r'$ 分别为轴承旋转至位置(a)、(b)时中心的位移量)。由于两位置时滚动体的位置、偏角及受载滚动体个数不同,因此 Δr 和 $\Delta r'$ 是不等的,这样,内圈从位置(a)到位置(b)的过程中,轴承中心产生位移 $|\Delta r - \Delta r'|$ 。当高速旋转时,轴承中心的这种通过位移轨迹所产生的振动称为滚动体通过振动。

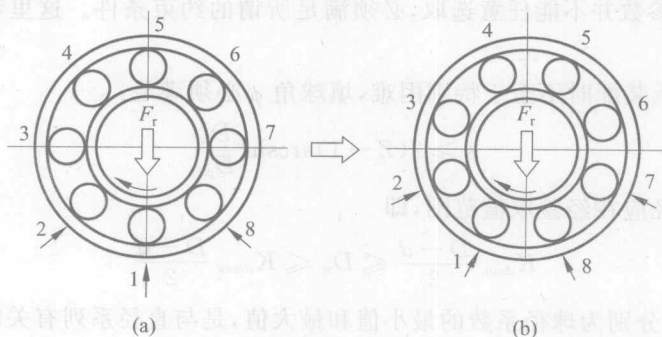


图 1.7 滚动体通过振动

2. 目标函数

为降低滚动体通过振动,即减少位移 $|\Delta r - \Delta r'|$ 的幅值,必须研究影响该振动的因素。不考虑轴承旋转过程中的离心力、陀螺力矩等动力矩,认为套圈只做局部变形,根据力平衡,在图 1.7(a)所示位置时,有

$$\begin{aligned} \frac{F_r}{K} = & \Delta r^{\frac{3}{2}} + 2 \left[\left(\frac{G_r}{2} + \Delta r \right) \cos \gamma - \frac{G_r}{2} \right]^{\frac{3}{2}} \cos \gamma + 2 \left[\left(\frac{G_r}{2} + \Delta r \right) \cos 2\gamma - \frac{G_r}{2} \right]^{\frac{3}{2}} \cos 2\gamma + \dots \\ & + 2 \left[\left(\frac{G_r}{2} + \Delta r \right) \cos n\gamma - \frac{G_r}{2} \right]^{\frac{3}{2}} \cos n\gamma + \dots \end{aligned} \quad (1.10)$$

这里, n 直到使 $\left(\Delta r + \frac{G_r}{2} \right) \cos n\gamma - \frac{G_r}{2} \leq 0$ 。

在图 1.7(b)所示位置时,有

$$\begin{aligned} \frac{F_r}{K} = & \Delta r'^{\frac{3}{2}} + 2 \left[\left(\frac{G_r}{2} + \Delta r' \right) \cos \frac{\gamma}{2} - \frac{G_r}{2} \right]^{\frac{3}{2}} \cos \frac{\gamma}{2} + 2 \left[\left(\frac{G_r}{2} + \Delta r' \right) \cos \left(\gamma + \frac{\gamma}{2} \right) - \frac{G_r}{2} \right]^{\frac{3}{2}} \\ & \times \cos \left(\gamma + \frac{\gamma}{2} \right) + \dots + 2 \left[\left(\frac{G_r}{2} + \Delta r' \right) \cos \left(n\gamma + \frac{\gamma}{2} \right) - \frac{G_r}{2} \right]^{\frac{3}{2}} \cos \left(n\gamma + \frac{\gamma}{2} \right) + \dots \end{aligned} \quad (1.11)$$

这里, n 直到使 $\left(\Delta r' + \frac{G_r}{2} \right) \cos \left(n\gamma + \frac{\gamma}{2} \right) - \frac{G_r}{2} \leq 0$ 。

式(1.10),式(1.11)中, F_r 为径向负荷; K 为轴承径向刚度; γ 为偏转角, $\gamma = 360^\circ/z$ (z 为滚动体数量)。由此,振动优化的目标函数为

$$\min f(X) = \min |\Delta r - \Delta r'| \quad (1.12)$$

3. 设计变量(主参数)

设计变量是指轴承设计中首先需要的内部矛盾结构参数,这种参数的选取在很大程度上直接影响设计所追求的目标函数值,因此称为主参数。根据以往经验,取钢球直径 D_w 、钢球数 Z 、中心圆(节圆)直径 D_{pw} 三个主参数组成一个三维向量 $\mathbf{X}$ 作为主参数,即用 $\mathbf{X} = [D_w, Z, D_{pw}]$ 来进行目标函数的优化。

4. 约束条件

为降低目标函数(滚动体通过振动)的值,必须选择适当的主参数,这是一个逐步寻优

的过程。但是主参数并不能任意选取,必须满足所谓的约束条件。这里考虑了如下约束条件:

(1) 为使轴承装配时不至于特别困难,填球角 ϕ 必须满足:

$$\phi \geq 2(Z-1)\arcsin \frac{D_w}{D_{pw}} \quad (1.13)$$

(2) 钢球直径应在经验取值范围,即

$$K_{dmin} \frac{D-d}{2} \leq D_w \leq K_{dmax} \frac{D-d}{2} \quad (1.14)$$

式中, K_{dmin} 、 K_{dmax} 分别为球径系数的最小值和最大值,是与直径系列有关的经验常数; D 、 d 分别为轴承的外径和内径。

(3) 为使钢球组与保持架相适应,以保证轴承有较好的旋转灵活性,钢球中心圆直径 D_m (等于 D_{pw}) 与轴承平均直径 $(D+d)/2$ 之差应小于规定值,即

$$D_m - (0.5 - e)(D+d) \geq 0 \quad \text{或} \quad (0.5 - e)(D+d) - D_m \geq 0 \quad (1.15)$$

式中, e 为规定的常数。

(4) 钢球中心圆直径通常大于轴承平均直径,此时外圈的绝对壁厚不能过小,必须大于某个值,即为

$$0.5(D - D_m - D_w) \geq \epsilon D_w \quad (\epsilon \text{ 为一常数}) \quad (1.16)$$

(5) 一般地,设计还应满足下列两个条件:

$$f_i \geq 0.5, f_o \geq 0.5 \quad \text{或} \quad f_i = 0.515, f_o = 0.525 \quad (1.17)$$

(6) 轴承为密封轴承时,主参数的选取必须使轴承沿宽度方向有足够的空间,以便装入密封圈或防尘盖,而不使它们与保持架干涉,即

$$B - D_w \geq 2S - K_b - 2b_1 \quad (1.18)$$

式中, B 为轴承宽度; S 为保持架钢板厚度; K_b 为保持架兜孔间隙; b_1 为密封件的厚度。

5. 振动优化模型

根据上述讨论,用数学方法表示的优化模型是:寻找 X , 使 $f(X)$ 取极小,并满足 $G_i(X) \geq 0$,

或

$$\min f(x), \quad X \in \mathbf{R}^n$$

且

$$G_i(X) \geq 0, \quad i \in I = \{1, 2, \dots, m\}$$

式中, n 为主参数个数,这里 $n=3$; $\mathbf{R}^n$ 为 n 维实空间; m 为约束条件的个数,这里 $m=11$; I 为一整数集合。

具体可表示成:

$$\text{目标函数: } \min f(X) = \min |\Delta r - \Delta r'|$$

$$\text{主参数: } \mathbf{X} = [D_w, Z, D_{pw}]$$

$$\text{约束条件: } G_1(X) = \frac{186}{2\arcsin \frac{D_w}{D_{pw}}} - Z + 1 \geq 0$$

$$G_2(X) = 2D_w - 0.45(D-d) \geq 0$$

$$G_3(X) = 0.6(D-d) - 2D_w \geq 0$$

$$G_4(X) = D_{pw} - 0.5(D+d) \geq 0$$

$$G_5(X) = 0.515(D+d) - D_{pw} \geq 0$$

$$G_6(X) = 0.5(D - D_{pw} - D_w) - 0.2 \geq 0$$

$$G_7(X) = f_i - 0.5 \geq 0$$

$$G_8(X) = f_o - 0.5 \geq 0$$

$$G_9(X) = B - D_w - 2S - K_b - 2b_1 \geq 0$$

优化过程中,对上限也做了限制,因此还应附加两个约束条件:

$$G_{10}(X) = 0.53 - f_i \geq 0 \quad G_{11}(X) = 0.54 - f_o \geq 0$$

这里, Δr 和 $\Delta r'$ 分别通过迭代方法求得。这样就构成了一个完整的约束条件的单目标优化问题,即三参数振动优化问题。

1.5.2 振动优化的数学方法

解决约束优化的数学方法大致可分为两类:一类是将约束优化问题转化为无约束优化问题,这可以通过各种乘子法、惩罚函数法等方法来实现;另一类则为直接求解方法。

这里涉及的设计变量不多(3个),可用随机约束法(一种直接优化法),过程是:

(1) 利用用户提供的主参数初值和随机函数,产生一个可行点(n 维空间的一个点,它满足优化问题的约束条件);

(2) 从此可行点出发,利用随机函数,产生一个可行点附近的可行方向(两个可行点构成的一个向量(方向)),沿此方向目标函数值下降;

(3) 由上述可行点和可行方向,构造一个新的可行点,该点的函数值已下降;

(4) 判断是否满足收敛条件,如不满足则转(2),否则结束,如图 1.8 所示。

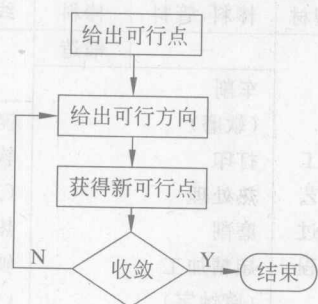


图 1.8 随机约束法计算框图

实例:选取 Z 、 D_w 、 D_{pw} 为主参数,用 C 语言编程对 6202-2Z 进行三参数优化设计,考虑 D_w 和 Z 的离散性,故对其进行圆整,圆整后的主参数取 $D_w = 5.953$, $Z = 8$, $D_{pw} = 25.5$ 。

1.5.3 其他内部结构设计的考虑

(1) 内外圈沟道与挡边交接处增加小倒角。

(2) 增大内圈挡边高度。

(3) 增加保持架的包容角。

(4) 减小保持架钢板厚度。

(5) 铆钉最好采取锥铆钉。