

滚动轴承噪声 理论与实践

◆ 夏新涛 颀潭成 等著

滚动轴承噪声理论与实践

夏新涛 颀潭成 孙立明 朱坚民 著



机械工业出版社

这是一本论述滚动轴承振动与噪声的学术专著。本书从理论和实践两方面介绍了轴承振动与噪声研究的发展、轴承振动与噪声的基本原理、轴承振动与噪声的关系、轴承声压级的谐波控制原理、轴承噪声的扩展不确定度、谐波分布理论与应用、低噪声轴承 CAD 系统开发、轴承振动与噪声的综合控制等问题。书中还给出了一些具体的生产实例、应用方法、轴承振动与噪声的纳米材料润滑技术、异常声研究、加工质量与轴承振动的关系、实用的实验数据以及用于研究轴承振动与噪声的计算机源程序代码等内容。

本书可供从事滚动轴承设计、制造、测量理论研究与生产实践的科技人员阅读,也可作为高等院校机械类的研究生和本科生的参考书。

图书在版编目(CIP)数据

滚动轴承噪声理论与实践/夏新涛等著. —北京:机械工业出版社, 2005.1

ISBN 7-111-15468-1

I. 滚... II. 夏... III. 滚动轴承-噪声-研究 IV. TH133.33

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2004)第 107912 号

机械工业出版社(北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037)

策划编辑:吴天培 王英杰 王振国

责任编辑:吴天培 版式设计:冉晓华 责任校对:张媛

封面设计:陈沛 责任印制:李妍

北京机工印刷厂印刷·新华书店北京发行所发行

2005 年 1 月第 1 版第 1 次印刷

787mm × 1092mm $1/16$ · 11.25 印张 · 2 插页 · 273 千字

定价:28.00 元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

本社购书热线电话(010) 68993821、88379646

封面无防伪标均为盗版

序

滚动轴承噪声控制技术是轴承理论界和工程界一直关注的问题，到目前为止，还没有一套成熟的理论体系来指导生产实践，通常用经验和实验技术来控制轴承的噪声。河南科技大学的夏新涛教授、颀潭成和朱坚民副教授以及洛阳轴研科技股份有限公司的研究员级高级工程师孙立明等人，根据多年的科研与教学工作积累完成此书，值得庆贺。

这是一本论述轴承噪声理论及其应用的学术专著，比较系统地介绍了轴承噪声产生与控制的基本原理、应用方法等问题。其中，轴承噪声的谐波控制原理、轴承噪声扩展不确定度的研究具有创新性；关于轴承振动与噪声关系的论述，论据充分，结论独特。该书的特点是注重理论，注重实践，理论与实践密切结合，因此具有较高的学术价值与应用价值。

该书的出版对轴承技术的发展具有重要的意义，相信读者会有所受益，希望该书对国内外轴承噪声的研究起到促进作用。

对轴承噪声的研究还有很多工作要做，例如，噪声寿命及其可靠度、噪声信号分析、非线性问题等。愿读者与作者共同努力，将轴承噪声研究进一步推向前进。

罗继伟
2004年9月于洛阳

前 言

本书是作者承担与完成的原机械工业部技术发展基金项目“轴承降噪研究(97JA0803)”、河南省技术成果“深沟球轴承降噪技术研究及产业化工程(9412003Y0076)”和河南科技大学重大科技前期预研专项“低噪声圆锥滚子轴承技术研究(2003ZD03)”的部分研究成果。基本内容包括:轴承振动与噪声的基本原理,轴承振动与噪声的关系,轴承声压级的谐波控制原理,轴承噪声的扩展不确定度,谐波分布理论与应用,低噪声轴承CAD系统开发,轴承振动与噪声的综合控制等问题。书中还给出了一些具体的生产实例、应用方法、纳米材料润滑技术、异常声研究、加工质量和轴承振动的关系研究、实用的实验数据以及用于研究轴承振动与噪声的计算机源程序代码等内容。

本书的部分内容已经在 Measurement Science and Technology 和 The Journal of Grey System, 以及《机械工程学报》、《声学学报》、《航空动力学报》、《农业机械学报》、《中国机械工程》、《中国工程科学》、《轴承》、《磨床与磨削》、《精密制造与自动化》、《机械制造》、《机床与液压》与《机械》等期刊和国内外学术会议上公开发表,并被 SCI、EI 和 ISTP 等检索系统收录。

本书由河南科技大学(原洛阳工学院)夏新涛、颀潭成与朱坚民以及洛阳轴研科技股份有限公司孙立明撰写,洛阳轴研科技股份有限公司单服兵、刘春浩和马美玲以及人本集团轴承有限公司赵联春和刘雪峰等人参加了项目的部分研究工作,书中有些内容参考了河南科技大学硕士研究生的研究成果和有关参考文献,全书由夏新涛统稿和定稿。

洛阳轴研科技股份有限公司董事长、中国轴承工业协会副理事长、研究员级高级工程师、河南科技大学兼职教授罗继伟博士审阅了全书的内容并欣然作序。机械工业出版社的工作人员为本书的顺利出版付出了大量的心血。在本书出版之际,谨向他们表示衷心的感谢!

感谢作者的家人们在作者的学术研究和著作的写作过程中所给予的理解与支持!

本书所研究的内容远远没有触及到轴承噪声的本质,更不能全面解释轴承噪声问题,而只是一个初步的尝试。书中的缺点与错误在所难免,恳请读者批评指正,使本书更加完善。

作者

2004 年 9 月

于洛阳

目 录

序

前言

第一章 绪论	1
第一节 轴承振动与噪声研究的发展过程	1
第二节 轴承振动与噪声研究中的问题	3
第三节 轴承振动与噪声研究的发展方向	4
第四节 本书研究的内容	5
参考文献	5
第二章 轴承噪声的基本原理	8
第一节 假设条件	8
第二节 数学模型	8
第三节 噪声模型	13
第四节 典型声源结构在轴承噪声模型中的应用	17
第五节 轴承噪声声压级的计算	22
第六节 实验与仿真	23
第七节 基于模型仿真的轴承噪声声压级分析	27
第八节 小结与建议	29
第九节 仿真的原始数据	30
参考文献	33
第三章 轴承噪声的扩展不确定度	36
第一节 扩展不确定度模型	36
第二节 一套轴承噪声的真值及其扩展不确定度估计	37
第三节 一批轴承噪声的期望值及其分布区间估计	40
第四节 与传统统计方法的比较	41
第五节 小结	41
参考文献	42
第四章 轴承振动与噪声的关系	43
第一节 概述	43
第二节 实验安排	43
第三节 噪声的实验数据	44
第四节 加速度有效值和噪声声压级之间的统计关系	46
第五节 速度有效值和噪声声压级之间的统计关系	47

第六节 速度峰值和噪声声压级之间的统计关系	51
第七节 统计结果综合分析	56
第八节 轴承振动与噪声关系的灰分析	57
第九节 小结	64
参考文献	64
第五章 轴承噪声声压级的谐波控制原理	66
第一节 实验的原始数据	66
第二节 轴承滚动表面的谐波分布模型	67
第三节 谐波分布参数对噪声声压级的影响	69
第四节 谐波控制线的优化模型	70
第五节 最优滚动轴承噪声声压级函数	71
第六节 分析与讨论	75
第七节 小结	75
参考文献	76
第六章 谐波分布理论及其应用	77
第一节 概述	77
第二节 谐波的类型与性质	79
第三节 用范数理论估计滚动轴承表面谐波分布参数	81
第四节 谐波分布参数数值计算的计算机程序	84
第五节 用谐波分布理论诊断滚动轴承磨削工艺过程	87
第六节 小结	91
参考文献	91
第七章 轴承振动与噪声的综合控制问题	93
第一节 轴承振动与噪声的频率	93
第二节 轴承各零件的质量要求	94
第三节 轴承装配	97
第四节 润滑剂与润滑	98
第五节 低噪声轴承制造工艺过程	100
第六节 轴承振动的灰色评估	101
参考文献	107
第八章 低噪声轴承 CAD 系统开发	109
第一节 概述	109
第二节 系统开发方案	110
第三节 系统组成与功能	112
第四节 设计例子	118
参考文献	118
第九章 一些问题的探讨	121
第一节 关于谐波的应用	121

第二节 关于轴承振动与噪声研究的疑问	121
第三节 关于轴承噪声研究的基础	122
参考文献	122
附录	123
附录 A 任意类型的 n 元 m 次正交多项式计算机建模程序	123
附录 B SUMT 内点法优化程序	132
附录 C 轴承表面谐波的 FFT 仿真源程序	147
附录 D 低噪声轴承设计与制造工艺实例	149
附录 E 异常声的诊断方法问题	152
附录 F 离散数据的统计学建模	155
附录 G 纳米材料润滑技术	160
附录 H 加工质量和轴承振动的灰关联分析	164
参考文献	168

第一章 绪 论

第一节 轴承振动与噪声研究的发展过程

滚动轴承振动与噪声对环境的污染，一直是国内外轴承工程界关注的问题。早在 1953 年^[1]，为了在电机中以滚动轴承代替滑动轴承，欧洲就已经开始研究滚动轴承的振动与噪声问题。在 20 世纪 60 年代以前，美国、德国、日本、瑞典和中国等国家，已开始将滚动轴承的运转噪声列入质量控制标准^[2-6]。例如，1954 年美国制定了军用标准 MIL-B-17931《舰艇技术条件》，该标准对后来的轴承振动与噪声研究产生了广泛的影响，1960 年日本制定了世界上第一个轴承噪声的国家标准 JISB1548《滚动轴承声压级测量方法》，1970 年美国制定了国家标准《滚动轴承振动与噪声（测量方法）》，相关的产品被称为“低噪声轴承”^[1,3,7]。

考虑到噪声测量受测量环境的限制，在生产实践和理论研究中，大多数国家一般通过控制振动速度或加速度来间接地控制轴承产品的噪声^[3,7,8]，而不直接涉及噪声问题。因此，所谓的“低噪声轴承”，实际上是“低振动轴承”^[8]。而且，问题的研究仍然拘泥于振动学领域，而不是噪声学领域。目前 NSK 标准^[1]（见表 1-1）和我国滚动轴承“十五”规划中提出的“静音轴承”和“超静音轴承”这些新名称，仍然不是真正意义上的“低噪声轴承”。

表 1-1 NSK 各种振动等级轴承的用途

序号	振动等级代号	典型用途	备注
1	标准	汽车发动机、洗衣机和摩托车	
2	E	洗衣机、摩托车、吸尘器、抽油烟机和电动工具	
3	ER (MCR)	空调器、洗衣机和吸尘器	静音轴承，MCR 用于电机轴承
4	EF (MCF)	空调器	超静音轴承，MCF 用于电机轴承

随着超静音机械技术的迅猛发展及其产品的不断涌现，工作主机对滚动轴承的噪声指标要求越来越高，人们开始聚焦噪声的直接控制问题。20 世纪 80 年代左右，便捷式滚动轴承噪声测量仪申请了专利^[8]。这给轴承噪声的生产现场测量与控制带来了一线希望，并使大批量生产低噪声轴承成为可能。1989 年以来，洛阳工学院对轴承滚动表面谐波生成理论和控制理论、轴承振动的谐波控制理论以及低噪声轴承 CAD 技术等问题的系列研究^[18,20,25-34]，为轴承振动和噪声的理论和应用奠定了必要的基础。在 1997 年，我国机械工业部技术发展基金资助的项目“轴承降噪研究”，由洛阳轴承研究所、洛阳工学院和人本集团轴承有限公司联合攻关，全面地研究了轴承噪声声压级的产品设计、制造、测量和标准等问题，标志着我国已经正式启动了低噪声轴承的研究和开发工作。

轴承噪声的主要技术指标为轴承以一定转速转动时所产生声音的强度和频率（统称噪声）以及强度和频率保持的时间（称为噪声寿命）。在测量噪声时，使用高质量的麦克风作传声器，在规定的背景噪声环境下，以一定的距离和方向提取轴承噪声的时域信号。轴承振动和噪声的测量方法示意图分别如图 1-1 和图 1-2 所示。日本 JISB1548《滚动轴承声压级测量方法》中的主要内容见表 1-2^[1]。该标准适用范围为深沟球轴承、角接触球轴承和圆锥滚

子轴承，采用标准规定的声压计或具有同等综合功能的仪器在消声室里测量轴承的噪声声压级。传声器方向为传声器中心线通过轴承前端中心且与驱动轴轴心线呈 45°角。

噪声测量标准的制定标志着轴承工业已具有真正意义上的“低噪声轴承”，有人称之为“高品质低噪声轴承”^[9,10]，相应的研究涉及轴承噪声的声场问题。

多年来，对轴承噪声声场的研究主要用于主轴系统性能的监视和故障诊断^[8]。一种先进的方法是 AE（Acoustic Emission）监控法^[11~12]，可以估计轴承内部零件表面缺陷的严重性。噪声的直接测量也被用于检测滚动轴承内部零件的缺陷^[13]，借助声压测量，可以研究表面不规则性在滚动接触时对噪声的影响^[14]，还可以研究无故障的好轴承所产生的声压^[15,16]。

然而，轴承在制造中产生的缺陷和在工作中产生的故障是不同的，轴承工业必须设计和制造出符合用户要求的无故障的低噪声轴承。目前，在轴承工程界和理论界，低噪声轴承的噪声产生机理和工程应用问题仍处于探讨阶段^[8]，相关研究是以声学为基础的。声学理论认为^[17]，结构振动辐射声特性取决于激励力强度、响应及结构响应，声音的强度依赖于它的声强级（或声压级）和频率。因此，从理论上讲，轴承噪声的研究应当考虑两个概念：声压级和频率。

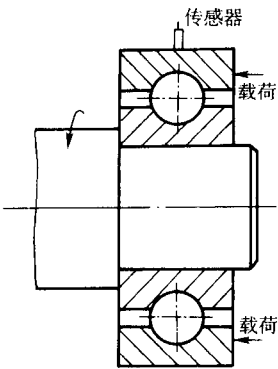


图 1-1 振动测量

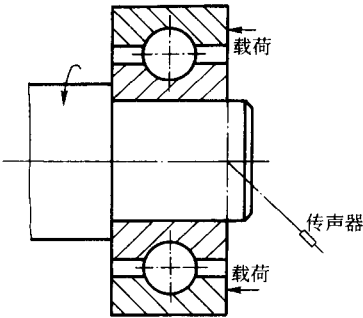


图 1-2 噪声测量

表 1-2 噪声测量的主要内容

轴承外径 D/mm		测量转速 / (r/min)	深沟球轴承和角接触球轴承		圆锥滚子轴承	
超过	到		传声器距离/mm	轴向载荷/N	传声器距离/mm	轴向载荷/N
—	30 (不含 30)	3600	50	10	—	—
30	50	1800	70	20	100	40
50	80	1800	100	40	100	40
80	120	1800	100	40	100	80
120	180	1200	150	80	150	80

虽然轴承噪声机理和轴承振动机理有明显的差异^[9]，但噪声和振动的关系不是可以截然分开的^[17]。在研究轴承振动的漫长过程中，“谐波”这个数学概念是逐渐被研究者所接受的，到现在，已经占据了十分重要的地位^[4,6,8,10,18~20]，轴承振动的谐波控制理论也用于生产

实践。然而,在轴承噪声研究的初始阶段,滚动表面的谐波误差和轴承产品噪声的关系问题就倍受关注^[9-10,20,31,32],最新的成果是建立了谐波分布参数和轴承噪声声压级的函数关系^[33-34]。

第二节 轴承振动与噪声研究中的问题

1. 非线性振动与快速傅里叶变换 (FFT)

具有单一频率的声音叫纯音。轴承噪声中的纯音是罕见的。传统的观点认为轴承噪声可以看作是由不同强度和不同频率的纯音复合而成的,统称复音;因而可以用FFT方法研究轴承噪声的频谱图。但是,即使是一个简单的矩形或 δ 时域脉冲,在FFT频谱图中就可以表现为丰富的谐波成分,而由该具有丰富谐波成分的FFT频谱图,却不能惟一判断出时域信号是否是矩形或 δ 脉冲。尤其是,由于FFT属于一种拘泥于线性的频率变换方法,所以仅能真实反映线性振动的幅频关系,而歪曲非线性振动的幅频关系。不幸的是,至少是非线性接触变形^[2]可以导致轴承振动是非线性振动,因而不宜采用FFT方法分析噪声频率的构成。

除了钢球和套圈沟道的非线性接触变形以外,钢球和保持架的相互摩擦与碰撞、轴承游隙的变化、轴承套圈的柔性以及油脂动态特性等因素都具有非线性特征,同时,轴承中每一个零件相对其理想运动都有多个运动自由度,因此,滚动轴承在工作中的运动必然属于 n 维非线性动力学范畴。而目前国际轴承工程界对轴承动态性能的研究^[21],基本上仍处于早期的线性理论范畴。于是出现了许多问题。例如,理论模型解的周期性和实验信号的不确定性有较大差异,理论上的激励频率和实验中的亚谐振频率相差甚远,振动和噪声时域信号的不确定性等问题很难用线性理论解释。有人称之为动态性能的随机行为,由随机误差引起。这是不恰当的。因为随机误差可以表现为不确定性,但不确定性并非仅仅来源于随机误差。现代非线性动力学理论指出:确定的动力学方程也会产生不可预见性,即所谓的混沌现象。尤其在高速旋转机械中,时有分岔、混沌^[22]、振幅跳跃和亚共振现象发生^[23,24]。这样,在FFT频谱图上的某些呈现出某种规律的谐波、低频谐波和不确定谐波(看起来像随机谐波误差)等,实际上来自非线性振动。因此,完全可以用非线性动力学理论解释上述问题。

多次测量一套轴承时,其噪声时域信号的不重复性,是非线性的重要表现之一。对于确定的非线性系统而言,初始条件不同,系统的输出具有不同的特征。对于同一套轴承,某次测量噪声时,至少是整个轴承的初始位置状态以及内部零件的相对位置状态和另一次测量时不完全相同,这就形成了不同的初始输入条件。如果用随机现象解释轴承噪声时域信号的不重复性,则无法说明为什么每次测量的噪声分贝值也有较大的差异,因为噪声分贝值是一个统计量,而一定的随机系统的统计量基本上是一个常量,变化很小。

2. 异音与频率

和低振动轴承相类似,低噪声轴承也存在异音问题。异音可认为是一种人耳主观感觉不舒服的声音。它是噪声的组成部分之一,属于音调异常问题。

影响异音的主要因素是噪声频率。

一般而言,轴承的固有噪声频率和轴承的 m 阶固有频率有关,并且也可能构成异音因素。因为轴承内部相互独立的、相互耦合的、线性的、非线性的质点与连续体的并非单自由

度的振动, 和固有摩擦、碰撞等相互影响, 会产生复杂频率和振幅的阻尼振动、拍频振动和不可预见性振动等。这些振动使轴承产生接近 m 阶固有频率的声源, 而固有摩擦和碰撞本身也是声源。这就是说, 即使一个无制造误差的轴承也会产生异音。当外部条件固定时, 改变轴承内部结构尺寸和材料可以减轻或消除异音。

对具有制造误差的轴承而言, 异音问题远比无制造误差的轴承复杂。仅从径向振动来看, 轴承各零件的制造质量对振动加速度的影响是难分主次的。而径向振动是一种噪声源。因此, 不能过分强调某一个零件的重要性, 应当全面考虑每一个零件, 并注意各零件制造质量的相互协调和依赖关系。另一方面, 对一个零件而言, 现行的制造质量标准中, 一般仅包含误差的大小, 而忽略了误差的其他构成要素。应当引起注意, 一个误差至少由三个要素构成: 幅值(大小)、方向和变化频率。这三个要素直接影响声音的强度, 其中, 误差的变化频率是影响声音音调的主要因素。例如, 在同样的强度下, 一个冲击声音要比一个纯周期声音难听很多。单一频率的误差变化频率是指在单位周期内误差往复变化(取最大或最小值)的次数。例如, 对沟道截形的圆度误差要素来说, 纯粹的椭圆形和三棱形可以具有同样的幅值和方向, 但频率构成却不同。表面粗糙度误差要素和表面跳动误差要素等, 都有频率成分。

另外, 产品的退磁与清洗质量、油脂的内在质量及动态特性也是影响轴承噪声的重要因素。随机分布的片状、线状和点状等内在微粒或粗大的异物将在强度尤其在频率方面对噪声有大的贡献。

3. 振动与噪声

从定义来看, 噪声与振动是有区别的。一般而言, 影响振动的因素几乎都影响噪声, 反之则不然。例如, 套圈的纯轴向跳动, 不能反映为轴承振动仪显示的振动, 但能反映为轴承噪声仪显示的噪声; 线性振动被认为是可以线性叠加的, 而噪声声压级不可以; 振动仪喇叭发出的声音实质上仍属于轴承径向振动的时域信号, 并非轴承的真正噪声等。这些表明低噪声轴承的噪声机理和低振动轴承的振动机理的明显差异。

人耳的听阈范围是 $20 \sim 20000\text{Hz}$, 噪声的评价应当在此范围中进行, 轴承振动速度的评价范围包含三个波段: $50 \sim 300\text{Hz}$, $300 \sim 1800\text{Hz}$ 和 $1800 \sim 10000\text{Hz}$ 。可以看出, 轴承振动和噪声在测量范围上的区别。

在工作中, 对于超静音机械(例如, 空调器等)而言, 一般将声音的 dB 值作为性能指标要素, 这是低振动轴承难以胜任的, 应当代之以低噪声轴承。在当前社会环境下, 如果仍一味注重振动仪喇叭所发出的声音问题, 则很难生产出真正意义上的低噪声轴承, 更不可能与国外知名公司竞争。

第三节 轴承振动与噪声研究的发展方向

1. 噪声的测量和测量标准

主要是研制便携式噪声测量仪, 实现噪声的现场测量和分析。该问题的解决是批量生产低噪声轴承的基本条件。国外虽然研制出了便携式噪声测量仪, 但除了使用不方便外, 最重要的问题还是没有攻克研制这种噪声测量仪的两个主要难点: 背景噪声的隔离效果和噪声时域信号的拾取误差。传声器相对测量轴承的角度和距离是测量标准必须考虑的。

2. 轴承噪声声压级的不确定度

在轴承噪声测量中, 测量不确定度的评估是一个很重要的问题, 要研究小样本测量轴承噪声声压级的扩展不确定度, 以此来评价每一套轴承噪声声压级的扩展不确定度, 并预测大批量生产低噪声轴承的声压级的范围。

轴承噪声的不确定度将依赖于模糊集合理论、灰色系统理论、最大商原理或者贝叶斯理论等, 其难点在于少的测量数据和未知的概率分布密度函数^[35~37]。

3. 噪声机理和噪声诊断理论的研究

必须突破轴承振动研究的现状, 引入摩擦振动与声学、冲击振动与声学以及非线性动力学等理论, 注重研究不确定信息的有序性和随机性问题。FFT 频谱图上那些看似随机误差的谐波构成, 不能不怀疑是非线性因素的表现。

钢球的质量(重量)是噪声机理和噪声诊断理论研究不能回避的因素。钢球和套圈沟道的非线性接触变形必然引起钢球的非线性振动。保持架的运动、兜孔间隙以及钢球运动等之间的相互作用(碰撞、摩擦等)是噪声机理和噪声诊断理论研究的难点。许多非量化和模糊性因素(例如, 清洗、润滑脂等)对噪声贡献的定量描述仍然是噪声理论和噪声实践相统一的屏障。

轴承噪声的谐波设计与工艺控制是有效的方法之一。其中, 谐波的大小、方向和频率这三要素将全部出现在工艺文件中, 而日益引人注目的要素是“频率”(“整次谐波”或“非整次谐波”的次数)。

必须指出, 尤其应当研究噪声的传播与能量问题。该问题的研究成果可以实现低噪声轴承噪声的实用设计和工艺控制。

4. 噪声标准的制定

噪声标准是亟待解决的问题。目前, 可以参照国际知名公司(例如, NSK、SKF、NTN 等)的产品和用户的要求寻求相对标准。噪声标准的制定不能不考虑国内轴承行业的普遍状态, 但是, 也必须立足于高的起点, 努力接近国际先进水平。

5. 噪声寿命设计

噪声寿命设计在目前条件下只能靠试验完成, 理论上的解决仍然需要一个漫长的过程。噪声寿命可靠性研究, 不仅对滚动轴承设计, 而且对可靠性理论也是新颖的。这显然是一个不同于传统的轴承寿命可靠性的问题。

第四节 本书研究的内容

本书将从理论和实践两方面论述轴承振动与噪声的最新研究成果, 内容包括: 轴承振动与噪声的基本原理、轴承振动与噪声的关系、轴承声压级的谐波控制原理、轴承噪声的扩展不确定度、谐波分布理论与应用、轴承振动与噪声的综合控制以及低噪声轴承 CAD 系统开发等问题。

参 考 文 献

- 1 杨晓蔚. 国外低噪声轴承技术发展. 轴承, 2002 (4): 31~34
- 2 Tallian L D, Gustafsson O G. Progress in Rolling Bearing Vibration Research and Control. ASLE Trans, 1965, 8

- (3): 195 ~ 207
- 3 哈尔姆 G. 向心球轴承噪声起因及噪声测量的现状. 模具技术, 1966, 21 (11): 693 ~ 695
- 4 小林政弘, 桥本正义. 滚动轴承的噪声和振动问题 (2). 机械の研究, 1968, 20 (2): 316 ~ 320
- 5 洛阳轴承研究所, 洛阳轴承厂. 滚动轴承生产. 北京: 机械工业出版社, 1979
- 6 Oswald B. Noise and Vibrational Behaviour of Rolling Bearing, Ball and Roller Engineering. Industrial Engineering (FAG), 1989, 28: 4 ~ 11
- 7 周福章, 夏新涛, 周近民等. 滚动轴承制造工艺学. 西安: 西北工业大学出版社, 1993
- 8 Tandon N, Choudhury A. A Review of Vibration and Acoustic Measurement Methods for the Detection of Defects in Rolling Element Bearings. Tribology International, 1999, 32: 469 ~ 480
- 9 邓四二, 夏新涛, 颌谭成等. 高品质低噪声滚动轴承. 洛阳工学院学报, 2000, 21 (1): 29 ~ 31
- 10 夏新涛, 邓四二, 李向明等. 滚动轴承磨削谐波控制理论及应用. 北京: 兵器工业出版社, 2000
- 11 Yoshioka T, Fujiwara T. A New Acoustic Emission Source Locating System for the Study of Rolling Contact Fatigue. Wear, 1982, 81: 183 ~ 186
- 12 Tandon N, Nakra B C. Defect Detection in Rolling Element Bearing by Acoustic Emission Method. J Acoustic Emission, 1990, 198 (C8): 127 ~ 130
- 13 Igarashi T, Yabe S. Studies on the Vibration and Sound of Defective Rolling Bearing (Second Report: Sound of Ball Bearing With one Defect). Bull JSME, 1983, 26 (220): 1791 ~ 1798
- 14 Anantapadmanaban T, Radhakrishnan V. An Investigation of the Role of Surface Irregularities in the Noise Spectrum of Rolling and Sliding Contacts. Wear, 1982, 83: 399 ~ 409
- 15 Jayarasm V D. Experimental Studies on Ball Bearing Noise. Wear, 1978, 46: 321 ~ 326
- 16 Nagamatsu A, Fukuda M. Sound Noise Generated From Ball Bearing in High Speed Rotation. Bull JSME, 1978, 21 (158): 1306 ~ 1310
- 17 Morse P M. Vibration and Sound. McGraw-Hill, 1948
- 18 夏新涛. 滚动轴承振动的谐波控制方法. 中国机械工程, 1998, 9 (7): 4 ~ 7
- 19 Kanai H, Abe M, Kido K. Estimation of the Surface Roughness on the Race or Balls of Ball Bearing by Vibration Analysis. ASME Trans, 1987, 109: 60 ~ 68
- 20 李旭东, 夏新涛. 滚动轴承磨削表面谐波控制理论的发展. 洛阳工学院学报, 2000, 21 (2): 28 ~ 31
- 21 Harris T A. Rolling Bearing Analysis. New York: John Wiley & Sons INC, 1991
- 22 Adams M L. Exploratory Research on Chaos Concepts as Diagnosis Tools for Assessing Rotating Machinery Vibration Signatures. Proceedings of the Fourth International Conference on Rotor Dynamics. Chicago, USA, 1994
- 23 David Logan, Joseph Mathew. Using the Correlation Dimension for Vibration Fault Diagnosis of Rolling Element Bearing-1. Basic Concepts Mechanical Systems and Signal Processing, 1996, 10 (3): 241 ~ 250
- 24 Hsieh S R. The Dynamic Stability and Nonlinear Resonance of a Flexible Connecting Rod: Continuous Parameter Model. Nonlinear Dynamics 1993, 4: 573 ~ 603
- 25 夏新涛. 支承式无心磨削稳定性分析. 洛阳工学院学报, 1989, 10 (1): 30 ~ 40
- 26 夏新涛. 无心磨削的准动力学谐波生成机理. 磨床与磨削, 1995, (1): 40 ~ 45
- 27 张重成. 球轴承振动研究: [硕士论文]. 洛阳: 洛阳工学院, 1990
- 28 赵联春. 深沟球轴承振动机理与控制: [硕士论文]. 洛阳: 洛阳工学院, 1992
- 29 张青雷. 轴承磨削表面谐波的诊断与控制: [硕士论文]. 洛阳: 洛阳工学院, 1998
- 30 李如强. 轴承磨削表面谐波的计算机控制方法研究: [硕士论文]. 洛阳: 洛阳工学院, 1999
- 31 王建平. 滚动轴承噪音研究 [硕士论文]. 洛阳: 洛阳工学院, 2001
- 32 贾晨辉. 滚动轴承降振降噪技术研究及 CAD 软件开发: [硕士论文]. 洛阳: 洛阳工学院, 2002
- 33 夏新涛, 颌谭成, 邓四二等. 基于谐波控制理论的滚动轴承噪声声压级函数. 中国机械工程, 2002, 13

(15): 1277 ~ 1280

- 34 夏新涛, 颀谭成, 邓四二等. 滚动轴承噪声的谐波控制原理. 声学学报, 2003, 28 (3): 255 ~ 261
- 35 Qin Ping, Wang Zhongyu. ON Non-Statistic Uncertainty in Dynamic Measurement, Proc 1st International Symposium on Instrumentaion Science and Technology, 1999: 228-232, Luoyang, China
- 36 Xintao Xia, Zhongyu Wang, Yongsheng Gao. Estimation of Non-Statistical Uncertainty Using Fuzzy Set Theory. Measurement Science & Technology, 2000, 11 (1): 430-435, UK
- 37 王中宇, 夏新涛, 朱坚民. 测量不确定度的非统计理论. 北京: 国防工业出版社, 2000。

第二章 轴承噪声的基本原理

振动学是研究声源的理论基础,在研究中,滚动轴承噪声声压级模型是以轴承振动系统为主要声源和基础的。本章主要以图 1-2(而不是以图 1-1)为研究对象,首先论述轴承振动的数学模型,然后用声学原理建立噪声模型^[1~41],并结合实验结果对模型进行修正,最后,经过计算机模型仿真进一步分析影响轴承噪声的结构参数和谐波参数等因素。

第一节 假 设 条 件

本章研究基于以下基本假设:

- 1) 假定套圈具有弯曲刚性,即不考虑套圈的弯曲变形,所有的变形仅为弹性接触变形,变形规律符合 Hertz 弹性接触理论^[1]。
- 2) 钢球与滚道之间为平面接触,钢球在滚道上做纯滚动,不考虑滑动。
- 3) 假定外圈不绕其轴线转动,外圈只有五个自由度。
- 4) 驱动轴轴线不发生位移。
- 5) 假定驱动轴转速恒定,即不考虑转速的波动,假定内圈与轴颈刚性配合。
- 6) 不考虑保持架的质量。

第二节 数 学 模 型^[2~7]

1. 球轴承的几何模型

(1) 套圈 如图 2-1 所示,内外套圈沟道的表面形貌分别用三个参数来描述。参数的上角标用 1,2,⋯,6 标识,外圈用单数号,内圈用偶数号。

$P_{(\theta)}^{(1)}, P_{(\theta)}^{(2)}$ ——外圈、内圈沟道的沟曲率半径;

$P_{(\theta)}^{(3)}, P_{(\theta)}^{(4)}$ ——外圈、内圈沟道底部半径即沟道半径;

$P_{(\theta)}^{(5)}, P_{(\theta)}^{(6)}$ ——外圈、内圈沟曲率中心的轴向位置量,是圆周位置角的函数。

$P_{(\theta)}^{(s)} (s = 1, 2, \dots, 6)$ 可用数学表达式描述为

$$P_{(\theta)}^{(s)} = P_0^{(s)} + \Delta P^{(s)}(\theta) \quad (2-1)$$

式中 $P_0^{(s)}$ ——参数 $P^{(s)}$ 的公称值或理想值;

$\Delta P^{(s)}(\theta)$ ——参数 $P^{(s)}$ 的工艺误差(也可以包括其他缺陷)。

工艺误差 $\Delta P^{(s)}(\theta)$ 可以描述为

$$\Delta P^{(s)}(\theta) = \sum_{\lambda \geq 1}^{\infty} R_{\lambda}^{(s)} \cos(\lambda \theta + \Psi_{\lambda}^{(s)}) \quad (2-2)$$

参数的误差由一系列谐波组成。 λ 是沟道圆周上分布的谐波波数, $R_{\lambda}^{(s)}$ 是相应谐波的幅值, $\Psi_{\lambda}^{(s)}$ 是谐波的相位角。

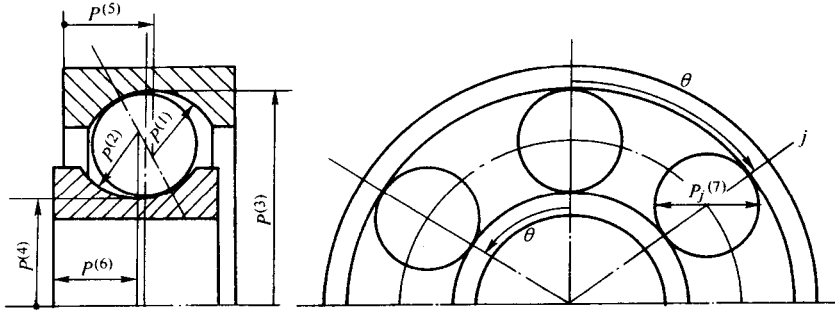


图 2-1 结构参数示意图

(2) 球 一组球直径有所不同,且各球有形状误差,为简化起见,假定各球在过其球心的任意截面内的轮廓相同。这样,第 j 号球的直径可以描述为

$$P_j^{(7)} = P_0^{(7)} + \Delta j + \sum_{\lambda \geq 1} R_{j\lambda} \{ \cos(\lambda\theta + \Psi_{j\lambda}) + \cos[\lambda(\theta + \pi) + \Psi_{j\lambda}] \} \quad (2-3)$$

式中 $P_0^{(7)}$ ——钢球的公称直径,或钢球组的平均直径;

Δj —— j 号球直径与公称直径的相对偏差;

$R_{j\lambda}$ —— j 号球的谐波幅值,相应的相位角用 $\Psi_{j\lambda}$ 表示。

式(2-3)可以改写为

$$P_j^{(7)} = P_0^{(7)} + \Delta P_j^{(7)} \quad (2-4)$$

$$\Delta P_j^{(7)} = \Delta j + \sum_{\lambda \geq 1} 2R_{j2\lambda} \cos(2k\theta + \Psi_{j2k}) \quad (2-5)$$

这样,将 $\Delta P_j^{(7)}$ 称为钢球误差。它包含球径偏差和表面谐波误差。

(3) 球圆周分布 为简化起见,假定 N 个球均匀分布在沟道上,钢球间距角为 $2\pi/N$ 。

2. 球轴承物理模型

建立轴承物理模型的步骤是:求出整个轴承系统的弹性变形势能 E_p 和动能 E_k ,再利用动力学方法和第二类拉格朗日方程建立轴承运动的微分方程。解微分方程,得到外圈 x, y, z, α, β 五个自由度的方程解。

(1) 弹性势能

1) 坐标系 如图 2-2 所示, $xyzO$ 为固定坐标系, z 轴与内圈轴线重合, x 轴铅垂向上, y 轴水平, x, y 和 z 轴方向符合右手螺旋法则。 $\xi\zeta\eta O'$ 为动坐标系,固连于外圈, η 轴穿过外圈轴心,各轴方向仍属于右手螺旋系。外圈不发生自旋,仅绕 x, y 轴转动。当外圈先绕 y 轴转过 β 角再绕 x 轴转 α 角后, $\xi\zeta\eta O'$ 坐标系与 $xyzO$ 坐标系之间的变换关系可通过二次坐标旋转变换而得。首先, $\xi\zeta\eta O'$ 绕 y 轴正转 β 角,动坐标系中 (ξ, ζ, η) 点在固定坐标系中的位置为

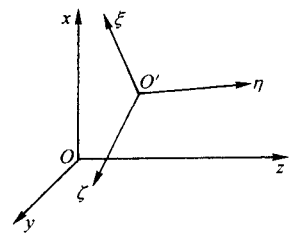


图 2-2 空间坐标系

$$\begin{cases} x = \eta \sin \beta + \xi \cos \beta \\ y = \zeta \\ z = \eta \cos \beta - \xi \sin \beta \end{cases} \quad (2-6)$$

然后,再绕 x 轴正转 α 角,其位置又变为