



独创性声明

本人声明所呈交的论文是我个人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。尽我所知，除了文中特别加以标注和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得北京工业大学或其它教育机构的学位或证书而使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示了谢意。

签名: 高立新 日期: 2009.11

关于论文使用授权的说明

本人完全了解北京工业大学有关保留、使用学位论文的规定，即：学校有权保留送交论文的复印件，允许论文被查阅和借阅；学校可以公布论文的全部或部分内容，可以采用影印、缩印或其他复制手段保存论文。

(保密的论文在解密后应遵守此规定)

签名: 高立新 导师签名: 高立新 日期: 2009.11

家

摘 要

齿轮箱是高线精轧机的主要零部件之一,因其处于连续工作状态,且工况极其恶劣而易发生故障。因此研究齿轮箱诊断对于降低设备维修费用,提高产品质量和市场竞争力具有重要的工程应用价值。论文主要工作如下:

(1) 针对轧机生产线的关键设备——轧机齿轮箱,重点讨论了齿轮箱主要零部件滚动轴承和齿轮的常见故障形式、故障特征频率,讨论了齿轮箱振动信号调幅和调频的产生机理,并针对首钢高线厂的高速线材轧机,计算了某架机组的故障特征频率。

(2) 针对高速线材轧机齿轮箱的特点,设计了在线监测系统的总体方案,给出了较合理的振动测点和转速测点的设置方案。进而对在线监测系统硬件进行了选型,并简要介绍了常规的故障特征提取方法。

(3) 针对轧机齿轮箱常见的调制信号,分析了 Hilbert 包络解调和能量算子解调的基本原理,并以仿真信号验证了该方法在调制信号解调中的有效性,最终结合工程数据,分析了轧机滚动轴承点蚀和齿轮断齿故障的振动信号,得出了正确的故障判断。

(4) 针对轧机齿轮箱振动信号的非平稳和强噪声特性,介绍了提升小波变换的基本原理,构造了预测器和更新器,并将提升小波和 Hilbert 包络解调及能量算子解调方法有机的结合在一起,成功提取出轧机齿轮箱断齿故障的特征信息。

关键词 故障诊断; Hilbert 变换; 能量算子解调; 特征提取; 高线轧机

Abstract

The gearbox is one key part of high speed rolling mill. Because it often continuously works under scurviness conditions, the fault often occurs. So the fault diagnosis of gearbox has important engineering applying worthness as it can reduce the maintenance costs and improve the product quality. The work accomplished in this thesis is as follows:

(1) Aiming at the rolling mill gearbox, the fault mode, characteristic frequency of rolling bearing and gear are discussed, the mechanism of amplitude and frequency modulation of vibration signal in gearbox is introduced. As an example, the characteristic frequencies of a certain finishing mill in Shougang Group are calculated.

(2) Considering the peculiarity of high speed rolling mill gearbox, the scheme of on-line monitoring system is designed, and the reasonable location of vibration and rotate speed measurement point are confirmed. The hardware of the monitoring system are slected and the common fault feature extraction methods are also presented.

(3) Aiming at the modulated signals in gearbox vibration, the demodulation methods based on Hilbert transformation and energy operator are analysed, and their validity are testified by simulate signals. The engineering signals of rolling bearing spot erode and broken teeth are also analysed and the correct judgement are educed.

(4) Aiming at the nonstationary and strongnoise in gearbox vibration, the basic theory of lifting wavelet is introduced, and the predictor and updater are designed. At the end, the Hilbert transformation and energy operator demodulation methods are combined with lifting wavelet to extract the fault feature of finingshing mill broken teeth, and the result show its efficiency.

Keywords Fault Diagnosis; Hilbert Transformation; Energy Operator Demodulation;
Feature Extraction; High Speed Rolling Mill

目 录

摘 要	I
ABSTRACT	II
第 1 章 绪论	1
1.1 课题的研究背景和来源	1
1.2 国内外研究现状	2
1.3 课题的主要研究内容	6
第 2 章 线材轧机典型结构及故障特征	8
2.1 引言	8
2.2 线材轧机的典型结构	8
2.3 线材轧机齿轮箱的故障特征	9
2.3.1 滚动轴承常见故障形式	9
2.3.2 滚动轴承故障特征频率	11
2.3.3 齿轮常见故障形式	13
2.3.4 齿轮的振动机理	14
2.3.5 齿轮的振动特征	16
2.4 首钢线材轧机齿轮箱的特征频率	18
2.5 本章小结	19
第 3 章 棒线材轧机监测与诊断方法	22
3.1 引言	22
3.2 线材轧机监测系统的总体方案	22
3.3 在线监测系统的硬件选型	24
3.3.1 振动加速度信号的获取	24
3.3.2 设备转速信号的获取	26
3.4 高速线材轧机监测系统的简易诊断方法	26
3.4.1 幅域分析法	26
3.4.2 频域分析法	28
3.4.3 时域相关分析	29
3.5 本章小结	30
第 4 章 线材轧机调制信号处理方法	32

4.1	引言.....	32
4.2	HILBERT 包络解调的基本原理.....	32
4.3	HILBERT 包络解调的工程应用.....	34
4.4	能量算子解调方法的基本原理.....	36
4.5	能量算子解调的工程应用.....	38
4.6	本章小结.....	42
第 5 章	提升小波及其在线材轧机故障诊断中的应用.....	43
5.1	引言.....	43
5.2	提升小波变换的基本原理.....	43
5.3	基于插值细分原理的小波预测器、更新器设计方法.....	44
5.4	基于提升小波的线材轧机故障诊断.....	45
5.5	本章小结.....	49
结 论		50
参考文献		51
攻读学位期间所取得的研究成果		54
致 谢		55

第1章 绪论

1.1 课题的研究背景和来源

从20世纪60年代末开始,以美国海军研究室(ONR)主持创建机械故障预防小组(MFPG)为标志,机电设备故障诊断作为一门科学,进入了有计划的研究和应用阶段。经过国内外众多学者和工程技术人员努力和探索,机电设备状态监测与故障诊断技术在各国国民经济中发挥了重大作用,取得了显著的经济效益和社会效益^[1]。如首钢利用故障诊断技术成功处理了氧气厂三万制氧机组空压机、首秦公司高炉鼓风机等一大批关键动力设备的振动故障,累计创造效益3000多万元;武钢股份有限公司自2002年开展以故障诊断技术为核心的“万点受控工程”以来,主要生产设备事故及故障率由3.31‰降至2.33‰,设备平均利用率由77.8%提高到94.32%,近三年创造直接经济效益1.4亿元。我国在故障诊断技术方面的研究开展比较晚,始于20世纪70年代末。经过近三十年发展,一些高等院校和研究机构在故障诊断的理论研究和工程应用方面取得了很大的进步,并研制出满足工程需求的监测诊断系统和设备仪器,开发出专用的诊断软件,大大缩小了与发达国家的差距,在某些方面甚至达到了国际先进水平。

高速齿轮箱(例如高速线材轧机、高速棒材轧机等)是现代工业的关键设备,若发生突发事故将会产生连锁反应,严重影响企业的生产和经济效益。2004年4月22日,首钢高线厂中轧机6架减速机轴肩突然断裂,停机11个小时,造成直接损失52万元以上,表1-1是该厂近三年发生的事故,造成直接经济损失达168万元以上。2004年10月28日,某棒材厂冷剪直径900毫米的轴突然断裂,停机90小时以上,造成直接损失432万元。某高线厂2006年10月08日突然发生II轴齿轮箱掉齿事故,导致轧机停机53小时25分钟,造成直接损失256万元,图1-1为发生严重断齿故障后的齿轮损坏图。可见,对此类关键设备开展状态监测与故障诊断,已成为大型钢铁企业的迫切需求,将产生巨大的经济和社会效益。

表1-1 首钢高线厂设备停机情况

Table 1-1 The equipments shutdown information in ShouGang Group

时间	故障位置	损坏部位	影响时间(分钟)
2005.09.05	2线10架锥箱	主轴126轴承断裂	230
2005.12.26	3线10架锥箱	纵轴7224轴承烧损	360
2006.09.06	3线10架锥箱	纵轴7224轴承烧损	320
2007.11.08	4线6架锥箱	纵轴7224轴承烧损	410
2007.11.13	1线10架锥箱	纵轴7224轴承烧损	420

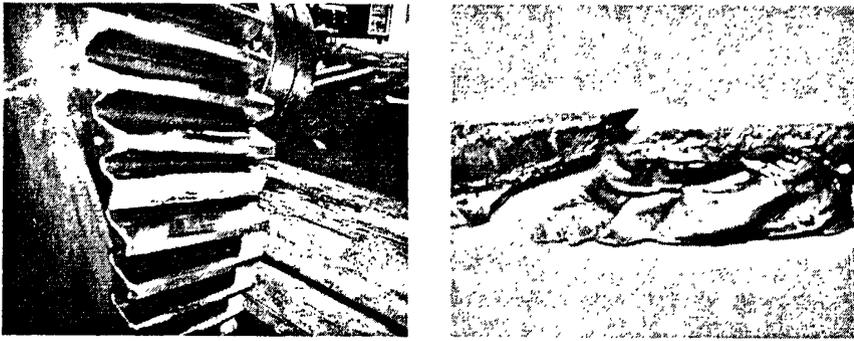


图 1-1 发生断齿故障的高线轧机齿轮

Figure 1-1 The gear with broken teeth in high speed rolling mill

此类设备的突出特点是工作转速高、在运行中承受较大的冲击载荷。如高速线材精轧机输出轴转速在承载轧制力的同时可达每分钟 12000 转，其吐丝机在轧钢甩尾的一瞬间，对轴承的冲击载荷可达 200kN。高速线材轧机的轴承集中了“高速、重载荷、冲击载荷”等最恶劣的工况，要求轴承必须具备高可靠性、长寿命等综合难度最高的技术要求。北京工业大学先进制造技术北京市重点实验室大型机电设备远程诊断研究室在国内的武钢、首钢、安钢、宣钢、新唐钢、承钢、抚钢等多家冶金企业实施了在线监测和故障诊断系统，监测对象包括棒线材轧机、冷轧机、带钢热轧机、高炉炉顶齿轮箱以及炼钢转炉等关键设备的齿轮箱传动系统。截至目前，各系统在实际应用中取得了显著的诊断实效，成功诊断出 100 余例故障。

同时，该课题还受到国家自然科学基金项目（编号：50705001）、国家 863 计划项目（编号：2009AA04Z417）的资助。

1.2 国内外研究现状

在工程应用的信号分析中，许多时域信号可以认为是由一系列幅值大小变化而相位信号不变的信号叠加而成。而另外一些信号可以认为由一系列幅值不变而相位变化的信号组成。前者称之为幅值调制信号而后者称之为频率调制信号。对这些信号进行分析处理实际上可以归结为幅值调制或频率调制信号的解调，例如齿轮啮合频率分析、广播电视传送过程的载波信号等。解调分析能够获得调制信号的包络曲线和包络谱，因此广泛应用于信号处理和故障诊断等诸多领域中。

近二十年来，解调技术在机电设备故障诊断中得到广泛的应用，并吸引了众多学者的研究兴趣。1986 年 P.D.McFADDEN 博士发表了《用啮合振动的幅值、相位解调技术检测齿轮裂纹故障》一文^[2]，各种有关齿轮的局部故障诊断技术得到了迅速地发展。Kaiser 在 1990 年提出了一种非线性算子——Teager 能量算子 (Teager Energy Operator, TEO)，它能有效地提取信号中的“能量”，从而进一

步得到齿轮振动信号的故障特征^[3]。1995年 W.J.Wang 和 P.D.McFADDEN 进一步发展和应用了齿轮振动信号的解调技术,根据齿轮运转的基频把运动误差分为谐波误差和残余误差,用定量的方法描述了齿轮的状态,用高阶加速度(如加速度率)来检测某些齿轮的早期损伤,研究表明这种方法对齿轮的早期故障更加敏感^[4]。1996年 W.J.Staszewski 和 G.R.Tomlinson 提出了采用移动窗函数检测齿轮箱中轮齿的局部故障的方法,有效地对局部齿轮故障进行诊断^[5]。1997年丁康从理论上分析了解调分析在故障诊断中应用的第一种局限性^[6]——将不包括调制信息(故障信息)的两时域相加信号,也以其频率之差作为调制信号而解出,在解调谱上出现无法分析或引起误诊断的频率成分,同时指出先对信号进行带通滤波,将不包括故障信息的时域相加信号滤掉,是避免局限性的有效方法。同年何岭松、杨叔子提出了奇偶带通滤波解调的新算法,将带通滤波、细化选抽有机地结合在一起,提高了细化解调分析的速度^[7]。1997年 D.Brie 等人提出了一种融合信号自适应分解和奇异性检测方法的齿轮裂纹检测新方法,并在齿轮箱裂纹检测实验中得到了验证^[8]。

1998年丁康提出了将带通滤波和细化高通绝对值分析有效地合为一体的优化解调方法,大幅度提高了运算速度,且能避免第一种局限性^[9]。同年朱利民、钟秉林从理论上分析了在检波过程中,载波频率有可能出现高次谐波而产生混频效应,在解调谱上也会出现无法分析频率成分的检波滤波解调方法的第二种局限性^[10]。2000年丁康等系统地分析了解调分析在机械设备故障诊断应用中的三种局限性^[11]。2001年 Wenyi Wang 利用同步平均方法将齿轮振动信号中的啮合频率成分去除掉,再利用带通滤波将残留信号中的故障信息提取出来,仿真信号和实验过程均验证了该方法的有效性^[12]。2002年,希腊的 N. G. Nikolaou 和 I. A. Antoniadis 提出了一种基于 Morlet 小波族的包络解调技术,该方法可将机械设备中的调制信息充分反映出来,并系统地介绍了 Morlet 小波族函数的选择标准^[13]。2003年丁康介绍了平方解调方法的原理、局限性及其在实际中的应用,在理论上分析了其局限性,从根本上避免了工程故障诊断在此方面的误诊断^[14]。2005年丁康等人在理论上分析了调幅和调频共同作用时频谱中调制边频带不对称的原因,并采用广义检波滤波解调方法和循环自相关分析方法对其进行解调,仿真验证理论结果正确,并对滚动轴承实验信号和齿轮箱实测信号进行了分析^[15]。

2006年,印度的 A.R. Mohanty 将幅值包络解调和频率解调方法应用于齿轮箱振动信号中,分别提取齿轮转动的轴频及其啮合频率,同时利用离散小波变换对齿轮信号进行了降噪^[16]。同年, WILSON Q. WANG 等人通过不同的实验方案系统比较了峭度指标、幅值解调、相位解调和小波分析在齿轮故障诊断中的优缺点,文章指出,峭度指标是时域范围内的有力诊断工具,相位解调对齿轮的不完整性非常敏感,但诊断结果要配合幅值解调才能确定,小波分析则提供了一种比较形

象的检测方法^[17]。2006年徐光华等人针对滚动轴承的传统包络解调分析技术需要人工选择参数的缺点,提出一种自适应包络解调分析方法,该方法针对轴承故障在振动信号中表现为冲击衰减波形的特点,采用复平移小波实现冲击特征波形的自动提取,同时,基于小波系数峭度值最大的优化策略,给出小波基函数的中心频率和包络因子的优化方法,从而实现与冲击特征成分的最优匹配,获得较好的包络信号^[18]。2006年Xianfeng Fan等人融合Hilbert变换和小波包变换提出了一种新的解调方法,仿真数据和齿轮箱故障模拟实验均验证了该方法的有效性,证实该方法可有效提取齿轮早期故障特征^[19]。2007年何俊提出利用时延二次变换(信号与时延信号的乘积)打破调频信号边频分量的贝塞尔函数的特殊性,使得变换之后的信号中包含有调制频率,从而实现了调频信号的解调^[20]。2007年王国栋等人利用小波正交分解的多尺度多频带特性将振动信号展开到一系列相邻的小波空间上,使调制现象突显出来易于分析,再借助希尔伯特包络分析技术对小波分解后的包含调制信号的分量进行解调,成功地提取出了故障早期特征^[21]。2007年高金吉等人针对目前往复压缩机气阀故障诊断中存在的问题,提出了采用能量算子对其振动信号进行包络分析,并且指出了能量算子解调方法从运算速度和包络精度上都优于常用的Hilbert变换包络方法,最后将其用于往复压缩机气阀的故障诊断,把包络信号的歪度值和峭度值作为特征指标用于气阀故障判断,取得了满意的效果^[22]。2007年陈安华等人先采用小波基将踏面损伤振动信号变换到时间-尺度域,再对高频段的小波系数采用离散余弦变换进行包络分析,试验结果表明,该方法能快速、准确地检测出机车踏面的损伤,可有效地应用于列车轮对踏面故障的在线监测与诊断^[23]。

2007年Cheng Junsheng首先利用EMD方法将多分量的AM-FM信号分解成若干个基本模式分量,然后对每一个基本模式分量进行能量算子解调,从而提取出多分量的Am-FM信号的幅值和频率信息,并有效地提取出了机械故障振动信号的特征^[24]。2008年Yi Qin提出了一种迭代Hilbert变换的方法用于提取多分量AM-FM信号的特征,并简要分析了该方法的特点^[25]。2008年雷文平等人利用小波变换的特性提取滚动轴承的能量集中的高频调制频带,并利用能量算子法对其实现解调,成功发现滚动轴承的故障源^[26]。2002年,李力基于循环统计理论研究了循环平稳信号的二阶循环统计特性,有效分离出了损伤轴承内、外圈的故障特征频率^[27]。2003年,林瑞仲利用能量算子对故障轴承的高频振动信号进行包络分析,通过试验和应用结果表明能量算子解调法优于希尔伯特变换^[28]。2004年孟涛利用时延相关解调法实现了对轴承振动信号的有效降噪,使得故障信息得以凸现^[29];2007年,吕勇以S变换推导出的时序分解算法为基础,提出了结合希尔伯特变换及时序分解的弱故障特征信号提取算法,采用数值仿真实验及齿轮故障诊断进行了验证,结果表明,此种方法能有效地提取混在强背景信号中的弱故障特征

信号^[30]。据国内外资料介绍,很多故障都是以信号调制为特征信号的,特别是回转机械的故障。对于滚动轴承或齿轮的分布型或集中型缺陷,如疲劳剥落等故障,谱图上会出现在某些特征频率两旁产生的调制变频带,发生故障的部位及程度不同,其边频带亦不同。例如轴承故障在轴承的振动信号频谱的中高频处出现调制边频带,此时用一般的谱分析方法难于对故障的程度作分析。而用解调分析即可求出调制信号,顺利找到故障源。因而在故障诊断,尤其是齿轮箱故障诊断中,解调分析技术具有其他故障检测方法不可替代的作用。

而且在工程中,解调分析方法解决了很多机床、汽车变速器和旋转机械等机械的故障诊断方面的问题,取得了良好的效果,已经成为具有齿轮和滚动轴承类故障振动信号分析的最有效手段之一,具有其他信号处理方法不可比拟的优势。

工程诊断中常用的解调分析方法有:希尔伯特变换、广义检波滤波、共振解调方法等。其核心都是把调制在高频带的低频故障信息,解调到低频进行分析处理,从而提取故障信息。在这个过程中剔出了低频段的信号,而旋转机械的干扰和噪声的能量一般集中在低频段,这样就减少了设备振动信号中低频环境振动干扰和噪声的影响,利用解调分析技术分析高频中的故障信息,可以提高信噪比。

振动参量是机电设备监测诊断中应用最为广泛的信息载体,高速轧机齿轮箱振动信号呈现典型的非线性、非平稳特征。短时傅立叶、Wigner-Ville 分布、Gabor 变换、小波分析、循环平稳、Hilbert-Huang 变换等理论逐渐引入机电设备故障诊断领域,并逐渐得到广泛应用,取得了一大批科研成果,体现了非平稳信号处理方法的优越性。提升小波变换作为一种新的基于提升原理的时域变换方法,继承了经典小波的多分辨特性,具有运算速度快、占用存储空间小、可以完全重构、构造方法灵活等优点,一经提出便在图像处理、数据压缩、信号处理、数值分析与仿真等领域得到应用。将提升小波这一先进的小波方法引入故障诊断领域,无疑会为故障特征提取带来新的动力,有望解决多年来小波技术应用于故障诊断的瓶颈问题。目前,提升小波应用于故障诊断的研究已经引起了国内外学者的关注。加拿大 Akbaryan 和 Bishnoi 为了获得化工过程参数的变化趋势,在对测量数据进行小波包变换之后,再用提升小波对每一个小波包信号分量进行处理,然后重构小波降噪信号获得过程参数的趋势,这种方法分析变化趋势比传统方法更有效^[31]。美国 Samuel 和 Pines 在 Claypoole 自适应小波变换的基础上,提出了一种采用提升小波匹配齿轮故障特征的新方法,并在直升机传动系统的故障诊断中取得了满意的效果^[32]。王海等人将提升小波变换和 Huffman 编码技术结合,并应用到大型水轮机实时监控系统的的海数据压缩,其压缩效率比常用的 Winzip 软件提高 10%以上^[33]。黄天戌等人采用提升小波压缩电力系统故障数据,取得了很好的应用效果^[34]。Ji 等人用自适应提升方法提取输电线高频瞬态故障特征,能够准确、快速地进行故障定位^[35]。张志斌等人提出基于二代小波的线性适应

性信号分解算法和尺度适应性信号分解算法,并将其应用于对含噪的齿轮箱振动信号进行降噪处理,证明使用线性适应性二代小波降噪后的信号具有最佳的信噪比和最低的重构误差^[36]。马波等人以提升小波为基础,根据信号分解后的熵来选择预测滤波器系数和更新滤波器系数,克服了提升小波只能依据信号特征来设计预测滤波器,而不能设计更新滤波器的问题,用于往复机械气阀的振动信号特征提取,有效地提取了气阀的故障特征信号^[37]。西安交通大学对提升小波进行了深入的研究,研究了不同类型的提升小波的降噪效果以及消失矩与降噪效果之间的关系,为选择降噪小波提供了理论依据,用于滚动轴承和齿轮箱振动信号的降噪处理,取得了满意的效果;提出了一种根据故障特征波形的特点来构造相应小波的方法^[38],通过对初始双正交滤波器组进行提升和对偶提升来获得不同的提升算子和对偶提升算子,从而构造出具有理想特性的新小波,较理想地提取出了某炼油厂重催机组转子不平衡、轴系不对中和轻微碰摩的故障特征;建立了提升模式下非抽样小波变换与抽样小波变换的预测器和更新器之间的转换关系,提出非抽样提升小波变换的分解和重构算法,从齿轮箱的振动信号中有效提取幅值调制和瞬态冲击的摩擦故障特征;提出一种采用滑动窗提取瞬态冲击故障特征的方法,采用提升模式构造具有冲击特征的小波,用来获取振动信号中的冲击故障特征,然后采用一种基于回转周期的滑动窗处理小波分解的细节信号,提取每个滑动窗的模最大值作为故障的时域特征,在转子早期碰摩故障和齿轮箱滑动轴承的轴瓦损坏故障的应用中取得了较满意的效果^[39-40]。北京工业大学基于插值细分原理,构造了预测算子和更新算子,并针对边界计算中出现的信号突变问题,采用了一阶平滑边界延拓技术,解决了重构后信号的平滑问题,同时将提升小波变换与相关分析、包络解调等方法有机融合,实现了高速线材轧机轴承早期故障的特征提取和诊断^[41]。崔玲丽等人针对复合故障中滚动轴承微弱冲击性故障特征难于提取的问题,提出基于提升小波和 EMD 的解调方法,进行复合故障的耦合特征分离和轴承损伤性故障微弱信号的特征提取研究,该方法首先应用提升小波分解与重构原始信号,针对分解与重构出的高频段信号进行经验模式分解,得到若干个基本模式分量,然后针对基本模式分量中的高频成分进行 Hilbert 包络解调,准确提取高频调制故障特征,实验结果表明该方法的有效性和实用性^[42]。

1.3 课题的主要研究内容

(1) 介绍了冶金企业高速线材轧机的典型结构,针对轧机生产线的关键设备——轧机齿轮箱,重点讨论了齿轮箱主要零部件滚动轴承和齿轮的常见故障形式、故障特征频率,讨论了齿轮箱振动信号调幅和调频的产生机理,并针对首钢高线厂的高速线材轧机,计算了某架机组的故障特征频率。

(2) 针对高速线材轧机齿轮箱的特点,设计了在线监测系统的总体方案,综

合考虑监测诊断的技术需求和企业经济需求,给出了较合理的振动测点转速测点的设置方案。进而对在线监测系统的加速度传感器、振动信号预处理仪、AD 转换卡等硬件进行了选型,并简要介绍了常规的故障特征提取方法,主要包括幅域分析方法、频域分析方法、时域相关分析等。

(3) 针对轧机齿轮箱常见的调制信号,分析了 Hilbert 变换解调和能量算子解调的基本原理,并以仿真信号验证了该方法在调制信号解调中的有效性,最终结合工程数据,分析了轧机滚动轴承点蚀和齿轮打齿故障的振动信号,得出了正确的故障判断。

(4) 针对轧机齿轮箱振动信号的非平稳和强噪声特性,介绍了提升小波变换的基本原理,够早了预测器和更新器,并将提升小波和 Hilbert 包络解调及能量算子解调方法有机的结合在一起,成功地提取出轧机齿轮箱打齿故障的特征信息。

第2章 线材轧机典型结构及故障特征

2.1 引言

据初步统计,目前我国有五十多条高速线材轧机,每年的线材产量达 2500 万吨以上,产值超过 1100 亿,高线轧制工序利润达 75 亿元以上。高速线材轧机是典型的高度自动化、机械化装备,一旦突发故障,将给正常生产带来严重威胁,损失巨大,按每条高线每年发生一次 57 小时的突发故障计,全年损失可达 7400 万以上。因此,对其展开状态监测和故障诊断已成为冶金企业降低设备维修成本、提高经济效益的重要手段。

2.2 线材轧机的典型结构

高速线材轧机由粗轧机、中轧机、预精轧机和精轧机等主要装置所组成,图 2-1 所示为高速线材轧机生产线的布置图。其中以精轧机组故障率最高,精轧机的传动原理如图 2-2 所示,机架为 V 型互成 90° 布置,10 个机架安放于整体刚性底座上,由一台电机集中驱动。主电机通过增速机输入轴上的大齿轮直接带动两根输出轴,输出轴通过齿形联轴节与两根传动轴相联,分别驱动左右两侧的奇数和偶数机架。每个机架包括一个锥齿轮箱和一个插入式辊箱,每个锥齿轮箱包含一根主传动轴、一根伞齿轮轴和一根空转轴,主传动轴通过一对螺旋伞齿轮带动伞齿轮轴,伞齿轮轴和空转轴通过一对斜齿圆柱齿轮相啮合,这两根轴又各自驱动一根辊轴,最高轧制速度达 120m/s。

高线轧机的精轧机组轧制速度一般可达每秒几十甚至上百米,因此对传动系统中的零部件的冲击较大,造成齿轮、轴承发生故障的几率远远高于其他类型的轧机^[43]。

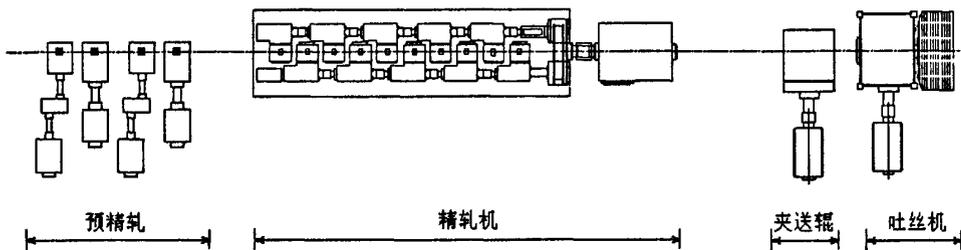


图 2-1 高速线材轧机布置图

Figure 2-1 The location of high speed rolling mill

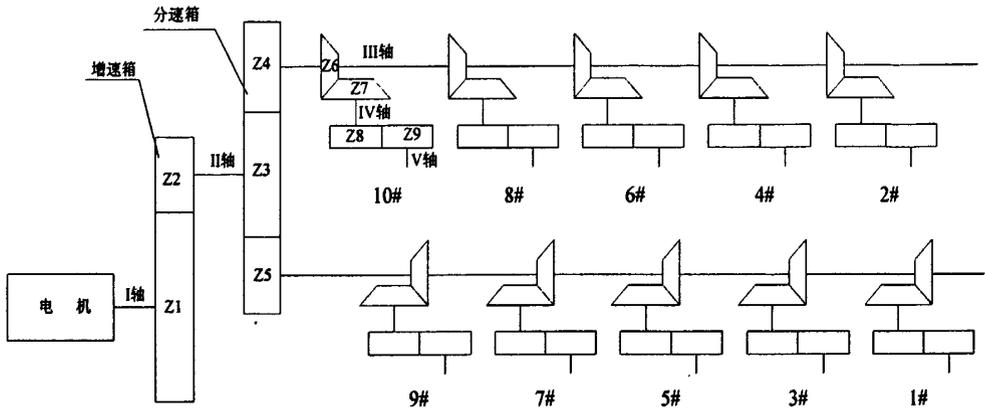


图 2-2 高线精轧机传动简图
Figure2-2 The transmission sketch of high speed finishing mill

高速线材轧机精轧机组的传动原理如图 2-3 所示。

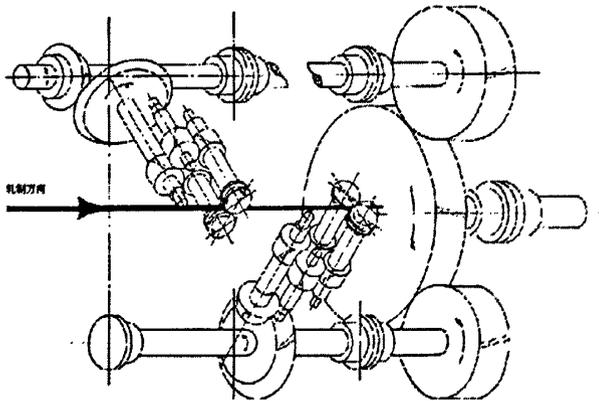


图 2-3 精轧机传动原理图
Figure2-3 The transmission schematic diagram of high speed finishing mill

2.3 线材轧机齿轮箱的故障特征

高速线材轧机中主要零部件包括滚动轴承和齿轮等，且根据北京工业大学多年来已捕获的 100 多起成功案例中，亦以轴承点蚀、断裂及齿轮的点蚀、剥落和断齿为主。

2.3.1 滚动轴承常见故障形式

滚动轴承在运转过程中可能会由于各种原因引起损坏，如装配不当、润滑不良、水分和异物侵入、腐蚀和过载等都会导致轴承过早损坏。即使在安装、

润滑和使用维护都正常的情况下,经过一段时间运转,轴承也会出现疲劳剥落和磨损而不能正常工作。总之,滚动轴承的故障原因是十分复杂的。滚动轴承的主要故障形式与原因如下^[44]。

1) 疲劳剥落

滚动轴承的内外滚道和滚动体表面既承受载荷又相对滚动,由于交变载荷的作用,首先在表面下一定深度处(最大剪应力处)形成裂纹,继而扩展到接触表面使表层发生剥落坑,最后发展到大片剥落,这种现象就是疲劳剥落。疲劳剥落会造成运转时的冲击载荷、振动和噪声加剧。通常情况下,疲劳剥落往往是滚动轴承失效的主要原因。

2) 磨损

由于尘埃、异物的侵入,滚道和滚动体相对运动时会引起表面磨损,润滑不良也会加剧磨损,磨损的结果使轴承游隙增大,表面粗糙度增加,降低了轴承运转精度,因而也降低了机器的运动精度,振动及噪声也随之增大。

3) 塑性变形

当轴承受到过大的冲击载荷或静载荷时,或因热变形引起额外的载荷,或有硬度很高的异物侵入时都会在滚道表面上形成凹痕或划痕。这将使轴承在运转过程中产生剧烈的振动和噪声。而且一旦有了压痕,压痕引起的冲击载荷会进一步引起附近表面的剥落。

4) 锈蚀

锈蚀是滚动轴承最严重的问题之一,高精度轴承可能会由于表面锈蚀导致精度丧失而不能继续工作。水分或酸、碱性物质直接侵入会引起轴承锈蚀。当轴承停止工作后,轴承温度下降达到露点,空气中水分凝结成水滴附在轴承表面上也会引起锈蚀。

5) 断裂

过高的载荷可能会引起轴承零件断裂。磨削、热处理和装配不当都会引起残余应力,工作时热应力过大也会引起轴承零件断裂。

6) 胶合

所谓胶合是指一个零部件表面上的金属粘附到另一个零件部件表面上的现象。在润滑不良、高速重载情况下工作时,由于摩擦发热,轴承零件可以在极短时间内达到很高的温度,导致表面烧伤及胶合。

7) 保持架损坏

由于装配或使用不当可能会引起保持架发生变形,增加它与滚动体之间的摩擦,甚至使某些滚动体卡死不能滚动,也有可能造成保持架与内外圈发生摩擦等。这一损伤会进一步使振动、噪声与发热加剧,导致轴承损坏。

2.3.2 滚动轴承故障特征频率

当轴承运转时,滚动体便在内外圈之间滚动。轴承的滚动表面虽加工得非常平滑,但从微观来看,仍高低不平,特别是材料表面产生疲劳剥落时,高低不平的情况更为严重。滚动体在这些凹凸面上转动,则产生交变的激振力。所产生的振动,既是随机的,又含有滚动体的传输振动,其主要频率成分为滚动轴承的特征频率。

滚动轴承的特征频率(即接触激发的基频),完全可以根据轴承元件之间滚动接触的速度关系建立的方程求得。用它计算的特征频率值往往十分接近测量数值,所以在诊断前总是先算出这些值,作为诊断的依据。

如图 2-4 所示,滚动轴承的几何参数主要有:

轴承节径 D :	轴承滚动体中心所在的圆的直径
滚动体直径 d :	滚动体的平均直径
内圈滚道半径 r_1 :	内圈的平均半径
外圈滚道半径 r_2 :	外圈的平均半径
接触角 α :	滚动体受力方向与内外垂直线的夹角
滚动体个数 z :	滚动体的数目

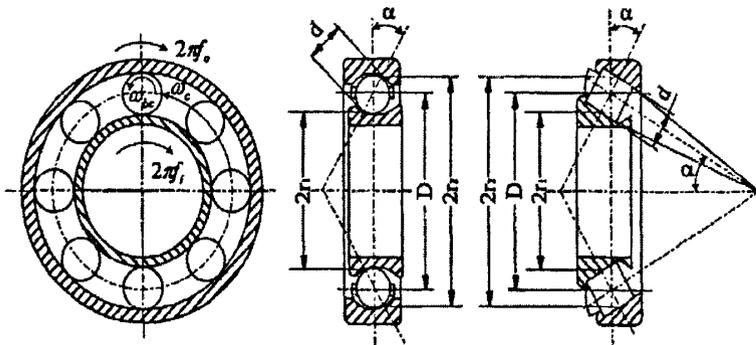


图 2-4 滚动轴承的结构示意图

Figure 2-4 The sketch map of rolling bearing

为分析轴承各部运动参数,先做如下假设:

- (1)滚道与滚动体之间无相对滑动,滚动体表面和内、外圈滚道接触点的速度与内、外圈滚道上对应点的速度相等;
- (2)承受径向、轴向载荷时各部分无变形;
- (3)忽略径向游隙的影响;
- (4)不考虑润滑油膜的作用。

根据几何学条件,可以求得以下几个旋转频率和通过频率:

- (1)内圈滚道回转频率为 f_i

$$f_i = N/60 \quad (N \text{ 为轴的转速}) \quad (2-1)$$

(2)外圈滚道回转频率为 f_o

(3)保持架回转频率 (即滚动体公转频率为 f_c)。

由以上设置, 则滚动轴承工作时各点的转动速度如下:

$$\text{内滑道上一点的速度为: } V_i = 2\pi r_1 f_i = \pi f_i (D - d \cos \alpha) \quad (2-2)$$

$$\text{外滑道上一点的速度为: } V_o = 2\pi r_2 f_o = \pi f_o (D - d \cos \alpha) \quad (2-3)$$

$$\text{保持架上一点的速度为: } V_c = \frac{1}{2}(V_i - V_o) = \pi f_c D \quad (2-4)$$

由此可得保持架的旋转频率 (即滚动体的公转频率) 为:

$$f_c = \frac{V_i + V_o}{2\pi D} = \frac{1}{2} \left[\left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha\right) f_i + \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha\right) f_o \right] \quad (2-5)$$

从固定在保持架上的动坐标系来看, 滚动体与内圈作无滑动滚动, 它的回转频率之比与 d/D 成反比。由此可得滚动体相对于保持架的回转频率 f_{bc} (即滚动体的自转频率, 滚动体通过内滚道或外滚道的频率):

$$f_{bc} = \frac{1}{2} \frac{D}{d} (f_i - f_o) \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 \cos^2 \alpha \right] \quad (2-6)$$

一般情况下, 滚动轴承外圈固定, 内圈旋转, 即 $f_o = 0$ (以下均设定 $f_o = 0$), 这时滚动体自转频率 f_{bc} :

$$f_{bc} = \frac{1}{2} \frac{D}{d} f_i \left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 \cos^2 \alpha \right] \quad (2-7)$$

若考虑到滚动轴承有 z 个滚动体, 则滚动轴承的特征频率如下:

滚动体在外圈上的通过频率 f_{bo} :

$$f_{bo} = z f_{oc} = \frac{1}{2} Z \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha\right) f_i \quad (2-8)$$

滚动体在内圈上的通过频率 f_{bi} :

$$f_{bi} = z f_{ic} = \frac{1}{2} Z \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha\right) f_i \quad (2-9)$$

保持架相对内圈的旋转频率:

$$f_{ci} = \frac{1}{2} f_i \left[1 + \frac{d}{D} \cos \alpha \right] \quad (2-10)$$

保持架相对外圈滚道的旋转频率:

$$f_{co} = \frac{1}{2} f_i \left[1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right] \quad (2-11)$$

通过上述轴承零件之间滚动接触的速度关系建立的运动方程,可以求得轴承滚动接触激发的激频。当轴承零件有故障时,几种特征频率便会在振动信号中体现出来。例如,当内圈有故障时, f_{bi} 应该在信号成分中出现;外圈有故障时应出现 f_{bo} ;而当滚动体有故障时,因为滚动体自旋一次应通过内、外圈各一次,故滚动体故障频率为 $2f_{bc}$ 。

需特别指出的是,以上的故障频率和特征频率相等只是理论上的推导,在实际情况中,由于滚动体除正常公转与自转外,还会发现随轴向力变化而引起的摇摆和横向滚动。因此,尤其是滚动体表面存在小缺陷时,在其滚动过程中缺陷可能时而能碰到内外圈,时而又碰不到,以致产生故障信号的随机性,给故障诊断带来复杂性。

2.3.3 齿轮常见故障形式

齿轮由于结构型式、材料与热处理、操作运行环境与条件等因素不同,发生故障的形式也不同,常见的齿轮故障有以下几类形式^[44]。

(1) 齿面磨损

润滑油不足或油质不清洁会造成齿面磨粒磨损,使齿廓改变,侧隙加大,以至由于齿轮过度减薄导致断齿。一般情况下,只有在润滑油中夹杂有磨粒时,才会在运行中引起齿面磨粒磨损。

(2) 齿面胶合和擦伤

对于重载和高速齿轮的传动,齿面工作区温度很高,一旦润滑条件不良,齿面间的油膜便会消失,一个齿面的金属会熔焊在与之啮合的另一个齿面上,在齿面上形成垂直于节线的划痕状胶合。新齿轮未经磨合便投入使用时,常在某一局部产生这种现象,使齿轮擦伤。

(3) 齿面接触疲劳

齿轮在实际啮合过程中,既有相对滚动,又有相对滑动,而且相对滑动的摩擦力在节点两侧的方向相反,从而产生脉动载荷。载荷和脉动力的作用使齿轮表面层深处产生脉动循环变化的剪应力,当这种剪应力超过齿轮材料的疲劳极限

时, 接触表面将产生疲劳裂纹, 随着裂纹的扩展, 最终使齿面剥落小片金属, 在齿面上形成小坑, 称之为点蚀。当点蚀扩大连成片时, 形成齿面上金属块剥落。此外, 材质不均匀或局部擦伤, 也容易在某一齿上首先出现接触疲劳, 产生剥落。

(4) 弯曲疲劳与断齿

在运行过程中承受载荷的轮齿, 如同悬臂梁, 其根部受到脉冲循环的弯曲应力作用最大, 当这种周期性应力超过齿轮材料的疲劳极限时, 会在根部产生裂纹, 并逐步扩展, 当剩余部分无法承受传动载荷时就会发生断齿现象。齿轮由于工作中严重的冲击、偏载以及材质不均匀也可能会引起断齿。断齿和点蚀是齿轮故障的主要形式。

齿轮故障还可分为局部故障和分布故障。局部故障集中在一个或几个齿上, 而分布故障则在齿轮各个轮齿上都有体现。

2.3.4 齿轮的振动机理

齿轮的故障异常包括齿轮制造误差过大、齿轮装配不良、齿轮损伤。对于齿轮振动机理的研究是为了了解齿轮故障的本质和特征, 利用基础学科建立相应的齿轮振动的物理和数学模型。

文献[45]给出了齿轮振动机理的物理模型, 如图 2-5 所示。一对齿轮传动, 齿轮 1 为主动轮、齿轮 2 为从动轮。其中齿轮具有一定的质量, 可看作是弹簧, 所以以一对齿轮作为研究对象。

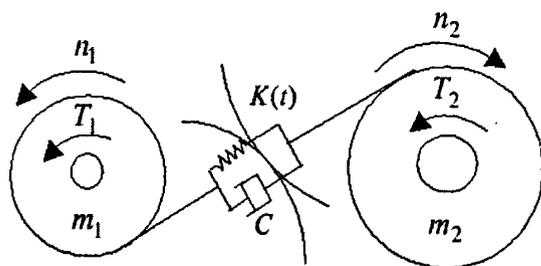


图 2-5 齿轮副力学模型

Figure 2-5 The mechanical model of gear pair

当两齿轮啮合时, 忽略了轴的扭转和轴的横向振动后, 其振动微分方程为:

$$m_1 x'' + Cx' + k(t)[x - e(t)] = (T_2 - iT_1)/r_2 \quad (2-12)$$

式中:

x ——沿作用线方向齿轮的相对位移

C ——齿轮啮合阻尼

T_1, T_2 ——作用于齿轮上的扭矩

r_2 ——齿轮的节圆半径

i ——齿轮副的传动比

$k(t)$ ——齿轮啮合刚度

$e(t)$ ——因轮齿变形、误差和故障而造成的两齿轮在作用线方向上的相对位移

m_r ——换算质量

若忽略齿面摩擦力的影响, 则 $T_2 - iT_1 = 0$, 将 $e(t)$ 分解为两部分:

$$e(t) = e_1 + e_2(t) \quad (2-13)$$

e_1 ——齿轮承载后平均静弹性变形

$e_2(t)$ ——齿轮误差和故障造成的两个齿轮间相对位移

这样, 式 (2-12) 可简化为

$$m_r X'' + cx' + k(t)x = k(t)e_1 + k(t)e_2(t) \quad (2-14)$$

由式 (2-14) 可知, 齿轮的振动属于自激振动, 该公式的左侧代表齿轮本身的振动特征, 右侧为激振函数。由激振函数可以看出, 齿轮的振动来源于两部分: 一部分为 $k(t)e_1$, 它与齿轮的误差和故障无关, 称为常规啮合振动, 或称为刚度激励; 另一部分为 $k(t)e_2(t)$, 它取决于齿轮的综合刚度 $k(t)$ 和故障函数 $e_2(t)$, 称为故障激励, 这一部分可以较好地解释齿轮信号中边频存在以及与故障的关系。

对于重合系数在 1~2 之间的渐开线直齿轮, 在节点附近是单齿啮合, 在节点两侧某部位开始至齿顶, 齿根区段为双齿啮合 (图 2-6)。显然, 在双齿啮合时, 整个齿轮的载荷由两个齿分担, 故此时齿轮的啮合刚度就较大; 同理, 单齿时的啮合频率就较小。

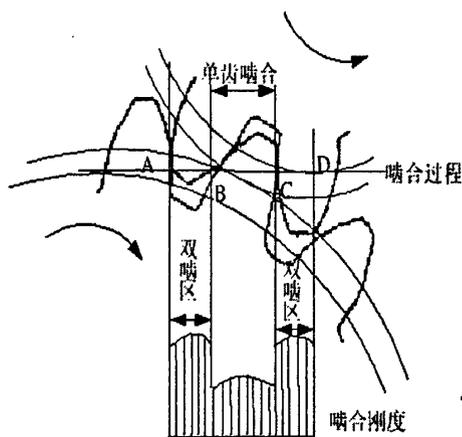


图 2-6 齿轮啮合过程

Figure 2-6 The engagement process of gear

文献[45]认为从一个齿轮开始进入啮合到下一个齿轮进入啮合, 齿轮的啮合刚度就变化一次。由此可计算出齿轮的啮合周期和啮合频率。总的来说, 齿轮的

啮合刚度变化规律取决于齿轮重合系数和齿轮的类型。如图 2-7 所示，直齿轮的刚度变化较为陡峭，而斜齿轮刚度变化较为平缓，较接近正弦波。

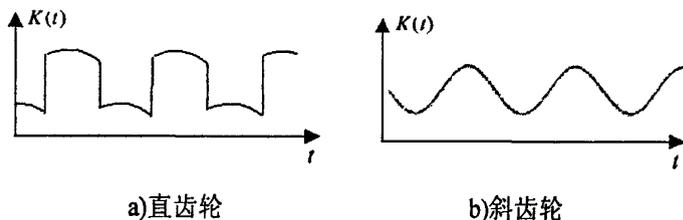


图 2-7 齿轮啮合刚度变化曲线

Figure 2-7 The engagement stiffness curve of gear

若齿轮副主动轮转速为 n_1 、齿数为 z_1 ；从动轮转速为 n_2 、齿数为 z_2 ，则啮合刚度变化频率（即啮合频率）为

$$f_c = f_1 z_1 = f_2 z_2 = \frac{n_1}{60} z_1 = \frac{n_2}{60} z_2 \quad (2-15)$$

无论齿轮处于正常或异常状态下，这一振动成分总是存在的。但两种状态下振动水平是有差异的。因此，利用齿轮振动信号啮合频率分量进行故障诊断是可行的。但由于齿轮信号比较复杂，故障对振动信号的影响也是多方面的，特别是由于幅值调制和频率调制的作用，齿轮振动频谱上通常总是存在众多的边频带结构，给利用振动信号进行故障诊断带来一定的困难。

2.3.5 齿轮的振动特征

齿轮振动信号的调制现象中包含很多故障信息，所以研究信号调制对齿轮故障诊断非常重要。从频域上看，信号调制的结果是使齿轮啮合频率周围出现边频带成分。信号调制可分为两种：幅值调制和频率调制^[46]。

幅值调制是由于齿面载荷波动对振动幅值的影响造成的。从数学上来看，幅值调制相当于两个信号在时域上的相乘；而在频域上，相当于两个信号频谱的卷积。这两个信号中信号 $K(t)$ 称为载波信号，其频率相对来说较高；另一个信号 $E_2(t)$ 称为调制波，其频率相对载波频率来说较低。在齿轮振动信号中，啮合频率成分通常是载波部分，齿轮轴旋转频率成分通常是调制波成分。

以齿轮偏心故障为例，若齿轮啮合振动信号为 $x_c(t) = A \sin(2\pi f_c t + \phi)$ ，齿轮轴转频振动信号为 $a(t) = 1 + B \cos(2\pi f_z t)$ ，则调幅后的振动信号为

$$x(t) = A(1 + B \cos 2\pi f_z t) \sin(2\pi f_c t + \phi) \quad (2-16)$$

式中：

A ——为振幅；

B ——幅值调制指数；

f_z ——调制频率，等于齿轮的旋转频率；

f_c ——载波频率，等于齿轮的啮合频率。

上述调制信号在频域可表示为

$$|X(f)| = A\delta(f - f_c) + \frac{1}{2}AB\delta(f - f_c - f_z) + \frac{1}{2}AB\delta(f - f_c + f_z) \quad (2-17)$$

由此可见，调制后的信号中，除原来的啮合频率分量外，增加了一对分量 $(f_c + f_z)$ 和 $(f_c - f_z)$ 。如图 2-8 所示，它们是以 f_c 为中心，以 f_z 为间距对称分布于两侧，所以称之为边频带。

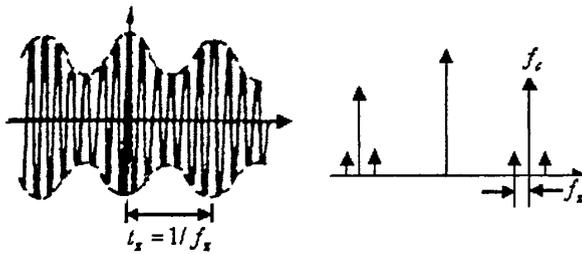


图 2-8 幅值调制产生的边频带

Figure 2-8 The sideband induced by amplitude modulation

齿轮载荷不均匀、齿距不均匀及故障造成的载荷波动，除了对振动幅值产生影响外，同时也必然产生扭矩波动，使齿轮转速产生波动。这种波动表现在振动上即为频率调制（也可以认为是相位调制）。对于齿轮传动，任何导致产生幅值调制的因素也同时会导致频率调制。两种调制是同时存在的，对于质量较小的齿轮副，频率调制现象尤为突出。

频率调制即使在载波信号和调制信号均为单一频率成分的情况下，也会形成很多边频成分。若载波信号为 $g(t) = A\sin(2\pi f_c t + \psi)$ ，调制信号为 $a(t) = \beta \cos(2\pi f_z t)$ ，则频率调制后的信号为

$$f(t) = A\sin[2\pi f_c t + \beta \sin(2\pi f_z t) + \psi] \quad (2-18)$$

式中：

A ——振幅；

β ——调制指数，等于由调制产生的最大相位移；

f_z ——调制频率；

f_c ——载波频率；

ψ ——初相角。

上式可以用贝塞尔 (Bessel) 函数展开，得到调频信号的特性，如图 2-9 所

示。调频的振动信号包含有无限多个频率分量，并以啮合频率 f_c 为中心，以调制频率 f_z 为间隔形成无限多对的调制边频带。

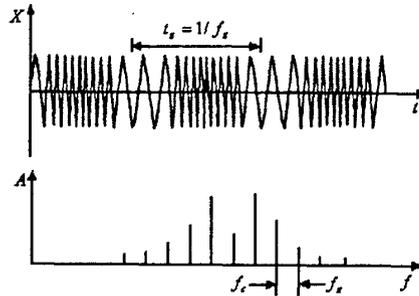


图 2-9 单一频率的相位调制

Figure2-9 The phase modulation by sigle frequency

对于齿轮振动信号而言，频率调制的原因主要是由于齿轮啮合刚度函数因齿轮加工误差和鼓胀的影响而产生了相位变化。这种相位变化由于齿轮的旋转而具有周期性。因此在齿轮信号频率调制中，载波函数和调制函数均为一般周期函数，均包含基频及各阶倍频成分。调制结果是在各阶啮合频率两侧形成一系列的边频带，边频的间隔为齿轮的旋转频率 f_z ，边频带的形状主要取决于调制指数 β 。

2.4 首钢线材轧机齿轮箱的特征频率

高线厂坐落于北京石景山区，是首钢集团的主体单位之一。随着该厂双高产品产量的增加，特别是高碳硬线比例的增加，该厂的主要生产设备连轧机、精轧机、预精轧机等设备的轧制负载比轧制软线时增加了 15%--30%，设备零部件磨损加快。因缺乏高效的监测和分析手段，目前只能靠人工检查完成，从而无法避免突发故障的出现，严重影响了高线产能。随着设备的逐渐老化，问题越发凸显出来，设备突发性故障增多。2004 年高速线材厂二车间在连轧机、精轧机、预精轧机等区域因设备损坏造成的停机工时和对产量的影响见表 2-1。

表 2-1 首钢高线厂停机工时对产量的影响
Table 2-1 The output influence by shutdown in ShouGang Group

年份	停机工时	对产量的影响	直接备件费用损失
2004	近 40 个小时	7 千多吨	大于 600 万元
2005	近 28 个小时	近 4 千吨	大于 300 万元
小计	近 68 个小时	1 万 1 千多吨	大于 900 万元

为适应双高产品生产，特别是减少高碳硬线生产时设备负荷增大造成的设备故障，必须引入先进的设备检测手段，将国际通用的预知维修方式与现有的维修方式有机地结合在一起。

为了对高速线材轧机进行实时的监测和诊断，必须要对设备主要零部件的参数进行统计，并计算主要的特征频率。图 2-10 为首钢高线厂某生产线的典型结构图，我们计算了该生产线上精轧机组的第 10 架轧机的主要特征频率，如表 2-2 所示。

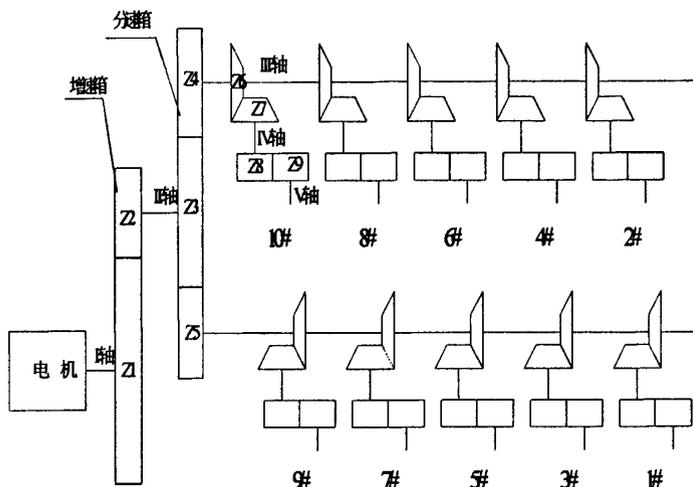


图 2-10 首钢高线厂高速线材轧机典型结构

Figure 2-10 The transmission sketch of high speed finishing mill in ShouGang Group

表 2-2 首钢高线某精轧机组第 10 架的特征参数

Table 2-2 The characteristic parameter of No 10 finishing mill in ShouGang Group

序号	名称	参数	转速	频率	频率描述	备注
1	I 轴		817	13.6	转频	增速箱 1 轴
2	II 轴		2451	40.8	转频	增速箱 2 轴
3	III 轴		3233.9	53.8	转频	分速箱下轴
4	IV 轴		7404.0	123.4	转频	主轴转速
5	V 轴		8827.9	147.1	转频	辊轴转速
6	Z1	132	817	1797.4	啮合频率	增速箱 1 轴
7	Z2	44	2451	1797.4	啮合频率	增速箱 2 轴
8	Z3	95	2451	3880.7	啮合频率	分速箱中轴
9	Z4	88	2645.9	3880.7	啮合频率	分速箱上轴
10	Z5	72	3233.9	3880.7	啮合频率	分速箱下轴
11	Z6	87	3233.9	4689.2	啮合频率	纵轴螺伞
12	Z7	38	7404.0	4689.2	啮合频率	主轴螺伞
13	Z8	31	7404.0	3825.4	啮合频率	主轴斜齿
14	Z9	26	8827.9	3825.4	啮合频率	辊箱斜齿

2.5 本章小结

本章介绍了冶金企业高速线材轧机的典型结构，针对轧机生产线的关键设备

——轧机齿轮箱，重点讨论了齿轮箱主要零部件滚动轴承和齿轮的常见故障形式、故障特征频率，讨论了齿轮箱振动信号调幅和调频的产生机理，并针对首钢高线厂的高速线材轧机，计算了某架机组的故障特征频率。

第3章 棒线材轧机监测与诊断方法

3.1 引言

构成高速线材轧机齿轮箱主体的齿轮、轴承、轴系等部件工作情况复杂，传统的听、摸、看诊断方法，及经常的大拆大卸开箱解体诊断已远不能适应要求，不仅增加了维修成本和维修周期，还经常受主观因素的干扰造成很多误诊。将状态监测与故障诊断技术应用于齿轮箱的故障诊断中，并研究齿轮箱网络化自动监测、诊断的方法和系统已成为一种迫切需要，这将实现齿轮箱由事后维修、定期维修到预知维修的根本转变。

3.2 线材轧机监测系统的总体方案

欲实现高速线材轧机的预知维修，必须借助各种点巡检仪器或在线监测系统对设备进行检测和诊断。首钢委托北京工业大学研制开发了高速线材轧机在线监测诊断系统。该系统通过安装在设备上的测点（加速度传感器），采集设备运行中的振动信号，经信号预处理仪进行必要的放大、滤波，然后进行模-数转换，将加速度传感器经信号预处理仪传送过来的电压模拟信号，转换成能让计算机处理的数字信号。然后借助计算机和先进的诊断技术进行分析和处理，提取振动信号中的各种有用信息，确定设备运行的情况，达到对设备状态的监测、故障诊断的目的。

图 3-1 是构建设备状态监测信号处理的整个过程。

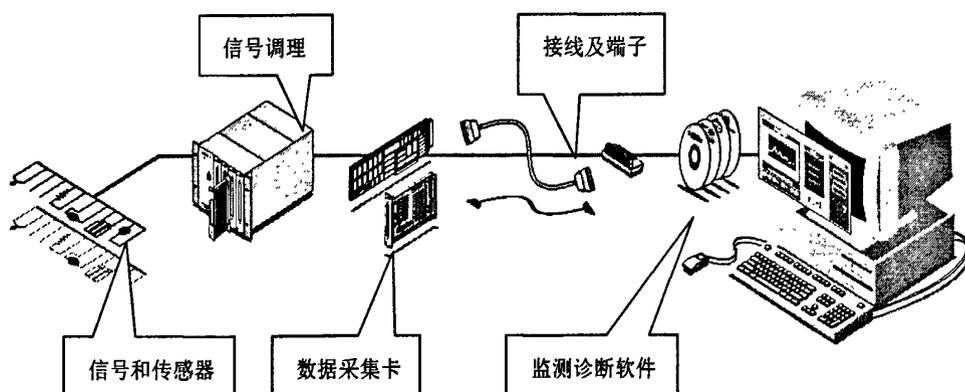


图 3-1 状态监测故障诊断系统结构

Figure 3-1 The structure of condition monitoring and fault diagnosis system

该系统配置是用加速度传感器将被测部位的振动加速度（即与该设备故障有

关的信息)转化为标准的电压信号输出,通过信号预处理仪对信号进行处理(如滤波、隔离、放大等)。由于现场监测柜与计算机距离一般较远,且环境恶劣,信号传递受干扰影响较大,系统信号线一律采用高质量屏蔽导线,其敷设法按《自动化系统防干扰接地》所述方法进行,以排除干扰。由于现场定检、换辊频繁,经常拆卸外壳,容易造成已经安装的监测系统部分金属软管损坏,针对此情况本次设计使用高强内衬金属软管,以适应现场工况。系统配置如图 3-2 所示。

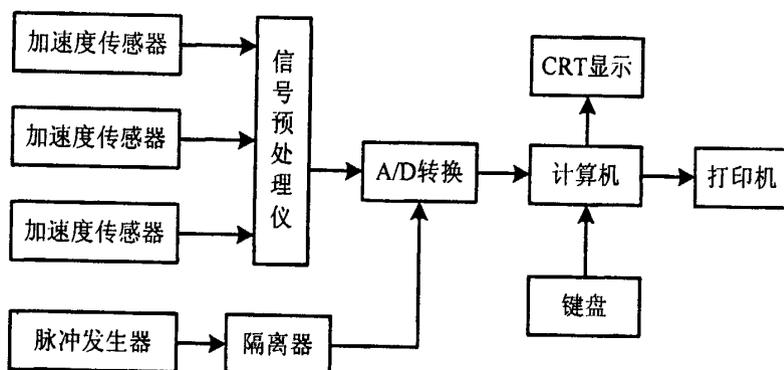


图 3-2 监测系统配置图

Figure3-2 The configuration of the monitoring system

有关监测点情况如下:

(1) 转速测点

提供监测设备的电机转速模拟信号 0-10V, 引入 A/D 模块进行数模转换, 导入计算机。系统转速测点设置如表 3-1 所示。

表 3-1 系统转速测点布置

Figure3-1 The rotate speed measurement point of monitoring system

编号	物理量	单位	位置说明
1	转速	RPM	13#减速机电机转速
2	转速	RPM	一线精轧机电机转速
3	转速	RPM	一线吐丝机电机转速
4	转速	RPM	二线精轧机电机转速
5	转速	RPM	二线吐丝机电机转速
6	转速	RPM	三线精轧机电机转速
7	转速	RPM	三线吐丝机电机转速
8	转速	RPM	四线精轧机电机转速
9	转速	RPM	四线吐丝机电机转速

(2) 振动测点

在部分连轧机、一至四线的部分精轧机齿轮箱和吐丝机上分别各安装一个加速度传感器，共计 22 个振动测点。系统转速测点设置如表 3-2 所示。

表 3-2 监测系统振动测点表

Table 3-2 The vibration measurement point of monitoring system

编号	物理量	单位	传感器型号	位置说明
1	加速度	m/s^2	PCB 601A61	13#齿轮箱输入端
2	加速度	m/s^2	PCB 601A61	13#齿轮箱输出端
3	加速度	m/s^2	PCB 601A61	一线精轧机 8#锥箱水平
4	加速度	m/s^2	PCB 601A61	一线精轧机 9#锥箱水平
5	加速度	m/s^2	PCB 601A61	一线精轧机 10#锥箱水平
6	加速度	m/s^2	PCB 601A61	一线分速箱
7	加速度	m/s^2	PCB 601A61	一线吐丝机
8	加速度	m/s^2	PCB 601A61	二线精轧机 8#锥箱水平
9	加速度	m/s^2	PCB 601A61	二线精轧机 9#锥箱水平
10	加速度	m/s^2	PCB 601A61	二线精轧机 10#锥箱水平
11	加速度	m/s^2	PCB 601A61	二线分速箱
12	加速度	m/s^2	PCB 601A61	二线吐丝机
13	加速度	m/s^2	PCB 601A61	三线精轧机 8#锥箱水平
14	加速度	m/s^2	PCB 601A61	三线精轧机 9#锥箱水平
15	加速度	m/s^2	PCB 601A61	三线精轧机 10#锥箱水平
16	加速度	m/s^2	PCB 601A61	三线分速箱
17	加速度	m/s^2	PCB 601A61	三线吐丝机
18	加速度	m/s^2	PCB 601A61	四线精轧机 8#锥箱水平
19	加速度	m/s^2	PCB 601A61	四线精轧机 9#锥箱水平
20	加速度	m/s^2	PCB 601A61	四线精轧机 10#锥箱水平
21	加速度	m/s^2	PCB 601A61	四线分速箱
22	加速度	m/s^2	PCB 601A61	四线吐丝机

3.3 在线监测系统的硬件选型

3.3.1 振动加速度信号的获取

振动信号的测取是通过加速度传感器来完成的。通过增加安装在轧制线上的

22 个加速度传感器, 采用美国 PCB 公司的产品, 型号为 601A61, 传感器的安装如图 3-3 所示。传感器将轧制线上的振动信号测取出来, 经过抗干扰的屏蔽线路, 将振动信号传送至信号预处理仪进行处理。

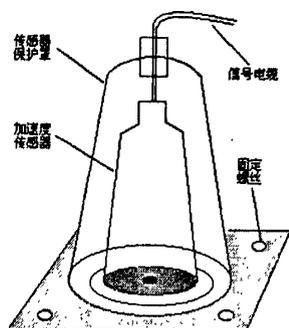


图 3-3 振动传感器安装座示意图

Figure3-3 The sketch map of fixing base for vibration transducer

传感器传送过来的振动信号因功率太小且常包含很多的无用信息(如杂波和噪声等), 必须经信号预处理仪的信号放大和抗混叠滤波后, 才能将振动信号送至 A/D 转换模块进行模/数转换。

振动信号的预处理是通过“振动信号预处理仪”完成的。因加速度传感器传送过来的信号常常很微弱, 且叠加有很多干扰信号, 所以“振动信号预处理仪”对加速度传感器提供恒流电源的同时, 还对加速度传感器传送过来的振动信号进行放大和多阶 Butterworth 滤波。这样可使测取出来的信号更真实有用, 更便于进行故障的诊断。该“振动信号预处理仪”采用美国 QUATECH 公司的 CM4016 信号预处理仪及电源供应箱“QTE-14”, 如图 3-4 所示。

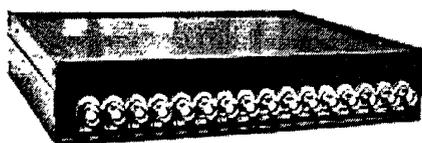


图 3-4 振动信号预处理仪

Figure3-4 The preprocess instrument of vibration signal

因传感器传送过来的信号是模拟信号, 但计算机只能处理数字信号, 所有的信号数据进计算机前都要通过模数转换卡(即 AD 卡), 将模拟信号转变成数字信号。其型号为美国 QUATECH 公司生产的“DAQ1602”模数转换卡。

振动信号经信号预处理仪放大和滤波后, 再传送至 A/D 数据采集卡进行模数转换(即采样), 其采样频率为 14000Hz(此采样频率是根据轧机的转速和各设备的基频来确定的)。为保证采样的灵活性, 采样频率可以程序控制。采样数据经程序处理后存储在硬盘上。

振动信号被采集后, 在计算机中进行处理和分析, 实现 24 小时常规监测和

初级报警。

3.3.2 设备转速信号的获取

为全面反映设备的运行状态,同时对精轧机和夹送辊、吐丝机驱动电机的转速进行监测,进而结合零部件参数计算出各种特征频率,为进一步故障诊断提供有力的依据。转速信号是从直流数字控制器引出 4-20mA 信号,再把其信号送入模拟量输入模块 ADAM4017+,然后经 ADAM4520 通过 COM 输入计算机。

以上硬件配置为提高精轧在线监测系统集成度及诊断精度而设计,使系统更容易标定和维护。

3.4 高速线材轧机监测系统的简易诊断方法

3.4.1 幅域分析法

幅域分析方法是一种早期信号特征分析方法,通过计算信号幅值域诊断参数,来判断齿轮是否处于正常工作状态。常用无量纲幅值域诊断参数作为诊断标准,如波形指标、峰值指标、脉冲指标、裕度指标和峭度指标等,这些诊断参数分别适用于不同的情况,没有绝对优劣之分^[45]。

(1) 峰值 X_p : 峰值是振动物体(或质点)在振动过程中偏离平衡位置的最大距离。峰值对早期故障的敏感性比较高,特别是初期阶段齿轮齿面剥落,非常容易由峰值的变化检测出来。另外,对于转速较低(如 300r/min 以下)的情况,也常采用峰值进行诊断。峰值 X_p 的公式为:

$$X_p = \max\{X_i\} \quad (3-1)$$

(2) 均值 \bar{X} : 均方值反映了信号下 $x(t)$ 相对于零值的波动情况,表示信号的平均能量。均值用于诊断的效果与峰值基本一样,其优点是较峰值稳定,但一般用于转速较高的情况(如 300r/min 以上)。均值 \bar{X} 的公式为:

$$\bar{X} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X_i \quad (3-2)$$

(3) 均方根值 X_{rms} : 均方根值是对时间平均的,因而它适用于像磨损之类的振幅值随时间缓慢变化的故障诊断。用均方根值度量振动量级的优点在于,均方根既考虑到了振动时间变化的经历过程(峰值与时间历程无关),又表示了机械振动能量的大小。但是对于表面剥落或伤痕等具有瞬变冲击振动的异常是不适用的。这是由于冲击波峰的振幅大,但持续时间短,如作时间平均,则有无峰值的

差异几乎表现不出来。对于这种形态的异常,可用峰值进行判断。均方根值 X_{rms} 的公式为:

$$X_{rms} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X_i^2} \quad (3-3)$$

(4) 裕度指标 CL_f : 裕度指标定义为峰值与方根幅值之比。裕度指标是反映信号冲击程度的一个指标,对齿轮和轴承的冲击故障较为敏感,特别是故障早期时,它有明显的增加;但上升到一定程度后,随着故障的逐渐发展,反而会下降,表明它们对早期故障有较高的敏感性,但稳定性不好。裕度指标 CL_f 的公式为:

$$CL_f = X_p / \left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |X_i| \right)^2 \quad (3-4)$$

(5) 峭度指标 K_v : 峭度指标定义为峭度与均方根值的四次幂之比。峭度指标是不够敏感的低阶矩与较敏感的高阶矩之间的一个折中特征量,是反映偏离正态分布程度的一个指标,对信号中的冲击成分特别敏感。当设备状态正常时,振动幅值呈正态分布,峭度指标值为 3,过高的峭度指标通常反映了局部缺陷,而总体缺陷和分布缺陷通常使概率密度分布趋于平缓,因此使峭度指标降低。

$$K_v = \frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X_i^4}{X_{rms}^4} \quad (3-5)$$

以上这些时域特征值,在减速器发生故障时可以反映故障的发生,有时可以反映故障的程度,作为粗略判断的依据。时域指标的敏感度和稳定性比较见表 3-3。

表 3-3 时域指标对比

Table 3-3 Comparison of time domain indexes

序号	幅域参数	敏感度	稳定性
1	波形指标	差	好
2	峰值指标	一般	一般
3	脉冲指标	较好	一般
4	裕度指标	一般	一般
5	峭度指标	好	好
6	均方根值	较差	较好

它们的诊断能力由大到小依次为:峭度因数—裕度因数—脉冲因数—峰值因数—波形因数。在齿轮故障诊断过程中,通过综合利用不同的无量纲参数对不同齿轮故障的不同敏感性,能够把齿面磨损故障和断齿、点蚀或者啮合异常等故障成功区分开来,为齿轮故障的确诊缩小了诊断范围。但无量纲参数只能作为判断故障产生与否及故障的类型,对于多级齿轮传动来说不能判断故障产生的具体部

位，这是无量纲参数的缺陷^[17]。

3.4.2 频域分析法

频谱分析是在频域中对原信号分布情况的描述，是机械故障诊断中应用最广泛的信号处理方法之一，包括以快速傅立叶变换为核心的经典傅立叶频谱分析和适用于非对称、非线性系统的双谱分析方法等。经典傅立叶分析是一种纯频率的分析方法，适用线性高斯稳态信号，反映的是整个信号全部时间段的整体频率特征。无论故障诊断技术如何发展，这种频谱分析技术仍是基础，在实际应用中不可或缺^[46]。

幅值谱分析是直接对采样所得的时域信号进行傅立叶变换，求得关于该时域信号的频率构成信息，其数学表达式为

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-j2\pi ft} dt \quad (3-6)$$

式中， $x(t)$ 为时域信号。

对于周期信号，经过傅立叶变换后得到的幅值谱是离散谱，即构成信号的频率成分是基波及其各次谐波分量。而对于非周期信号，其幅值谱是连续谱，即信号连续分布在一定的频率范围内。幅值谱是在频域中对信号能量分布情况的描述，它表示单位频带内信号幅值随频率的变化情况，也就是说反映信号幅值在频域内的分布情况。对于故障信号，其在幅值谱上经常表现为有较大的峰值出现。根据峰值出现时的频率即可判别是否有故障以及故障的类型。

图3-5为齿轮断齿故障的振动信号幅值谱。从图中可以看到，啮合频率两侧有明显的边频带产生，可以确定齿轮出现故障，但是无法找到调制信号的频率，所以不能准确的判断具体是什么故障。需要运用解调方法，找到调制信号的频率，和特征频率对应就可以找出具体出故障的原因。

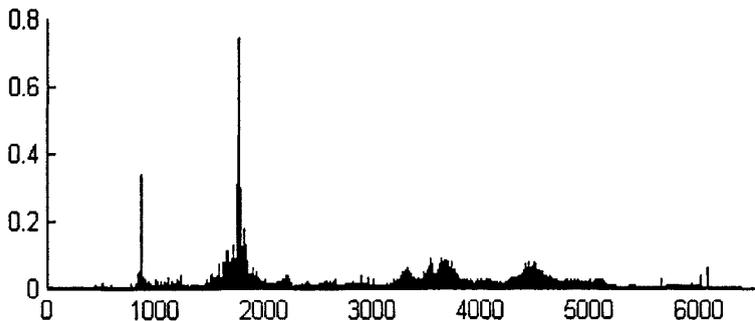


图3-5 断齿齿轮振动信号频谱图

Figure3-5 The vibration spectrum of gear with broken tooth

利用时域参数可以快速实现对设备简易诊断，即判断是否存在故障，故常用于对齿轮箱的在线监测。当需要分析故障类型、故障位置以及故障严重程度时，

就要对齿轮箱的振动信号进行频谱分析。根据频谱图中的频率成分以及各有关频率成分的幅值大小进行进一步诊断。

但作为诊断齿轮箱的技术方法,其不足之处在于:由于齿轮传动的频率成分包含轴频、啮合频率、齿轮箱体固有频率及他们的各次谐频,由箱体表面拾取的振动信号的频谱非常复杂,从频谱图中很难找到与故障相对应的频率成分。

3.4.3 时域相关分析

为了描述随机序列不同时刻状态之间的内在联系以及两个随机序列不同时刻状态之间的彼此联系,常应用相关函数。自相关函数描述的是同一信号中不同时刻的相互依赖关系,其定义式为

$$R_x(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t)x(t+\tau)dt \quad (3-7)$$

其离散化计算公式为

$$R_x(n\Delta\tau) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^n x_i x_{i+n}, \quad n=0,1,2,\dots,m, \quad \text{其中 } m < N \quad (3-8)$$

相关函数是 τ 的函数,称之为时延或时差。因此,相关分析又可称之为时延域分析或时差域分析。对测取的振动信号做相关分析能显著地抑制噪声。

自相关函数具有以下重要特性:

- (1) 自相关函数是偶函数;
- (2) 当 $\tau=0$ 时,自相关函数具有最大值;
- (3) 周期信号的自相关函数仍然是同频率的周期信号,但不具有原信号的相位信息;
- (4) 当随机信号的均值为0时,自相关函数将随 τ 值的增大而很快趋于零。均值不为0时,自相关函数很快趋近于平均值的平方。

由自相关函数的性质可知,在参变量 $\tau=0$ 附近相关函数的值很大,自相关后的剩余噪声多集于此,而对此自相关函数做适当时延,将会进一步抑制噪声。因此,自相关函数可以从随机信号中检测出周期信号,具有显著的降噪效果。

当然,振动信号在做相关分析后会丢失相位信息,如果只研究信号的频谱和包络谱,可不考虑这方面的影响。

利用自相关分析来去除噪声部分、降低信号干扰,从图3-6(a)与图3-6(b)对比可以看出。图3-6(a)是原始振动信号的时域波形及其幅值谱,(b)是自相关降噪之后的信号及其幅值谱(即原始信号的功率谱)。图(b)中的时域波形已经可以看出明显的调制周期性,幅值谱图的噪声干扰也明显降低,达到降噪效果。

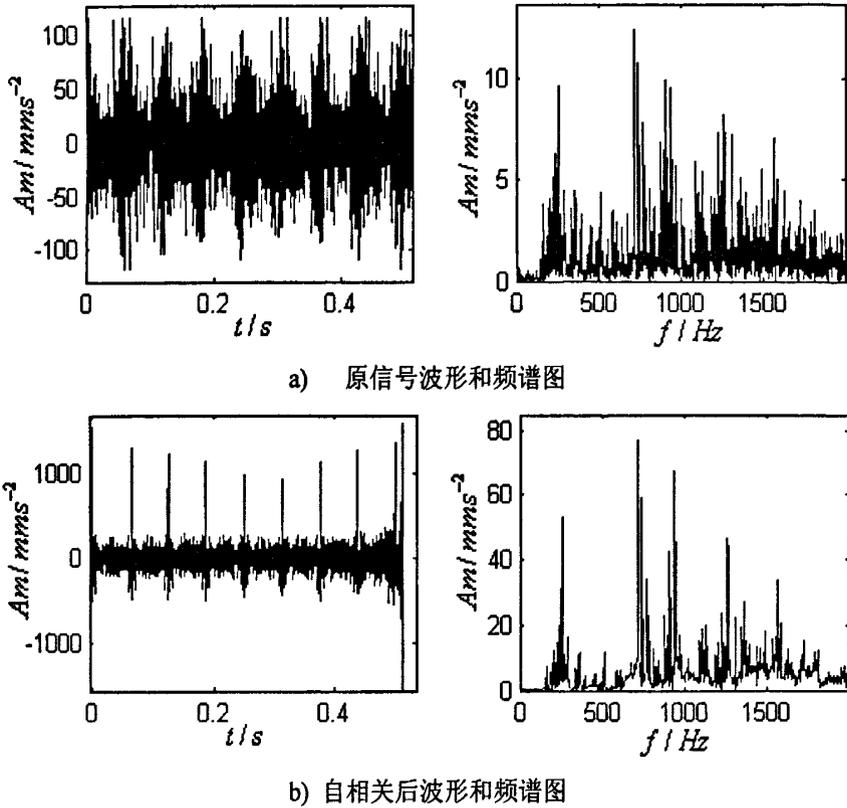


图 3-6 自相关降噪前后的频谱图

Figure 3-6 The spectrum of the signal before and after autocorrelation

3.5 本章小结

本章针对高速线材轧机齿轮箱的特点，设计了在线监测系统的总体方案，综合考虑监测诊断的技术需求和企业经济需求，给出了较合理的振动测点转速测点的设置方案。进而对在线监测系统的加速度传感器、振动信号预处理仪、AD转换卡等硬件进行了选型，并简要介绍了常规的故障特征提取方法，主要包括幅域分析方法、频域分析方法、时域相关分析等。

第4章 线材轧机调制信号处理方法

4.1 引言

齿轮是工程中常用的传动机构,当齿轮发生表面损伤类故障时,会产生突变的脉冲冲击力。该冲击力是一个宽频信号,将激起齿轮和传感器在各自的固有频率上做阻尼衰减振动。经过振动传感器得到的信号是原始周期冲击信号和齿轮以及传感器系统固有振动信号调制而成的响应信号,它的载波信号是齿轮和传感器系统的固有振动信号,调制信号是损伤故障所产生的信号,调制频率为故障所在轴的基频。

4.2 Hilbert 包络解调的基本原理

包络方法对于齿轮箱的故障诊断具有非常显著的优点,它先对信号进行滤波,滤去干扰部分,并从中选择一高频固有振动作为研究对象,通过中心频率等于该固有频率的带通滤波器把固有振动分离出来。然后,通过包络检波器检波,去除高频衰减振动的频率成分,得到只包含故障特征信息的包络信号,对这一包络信号进行频谱分析,便可容易地诊断出齿轮箱中齿轮、轴承和其他零件的故障。

通常的包络分析方法是利用 Hilbert 变换提取信号的包络, Hilbert 包络是时域信号绝对值的包络,它从信号中提取调制信号,分析调制函数的变化,对提取故障特征具有很大的优越性^[20]。

解调的关键是进行 Hilbert 变换。对于时域信号 $x(t)$, 由希尔伯特变换得

$$x(t) = -\frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\bar{x}(\tau)}{t-\tau} d\tau \quad \text{和} \quad \hat{x}(t) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{x(\tau)}{t-\tau} d\tau \quad (4-1)$$

上式为希尔伯特变换对, $\bar{x}(t)$ 为 $x(t)$ 的希尔伯特变换,进而可以得到与 $x(t)$ 相对应的解析信号 $z(t)$

$$z(t) = x(t) + j\bar{x}(t) \quad (4-2)$$

$z(t)$ 的幅值和相位表达式为

$$A(t) = [x^2(t) + \bar{x}^2(t)]^{1/2} \quad \text{和} \quad \varphi(t) = \arctg\left[\frac{\bar{x}(t)}{x(t)}\right] \quad (4-3)$$

幅值 $A(t)$ 便是信号 $x(t)$ 的包络,对其进行频谱分析,便可得到包络谱。

包络法在齿轮箱故障诊断中的应用过程如图 4-1 所示。

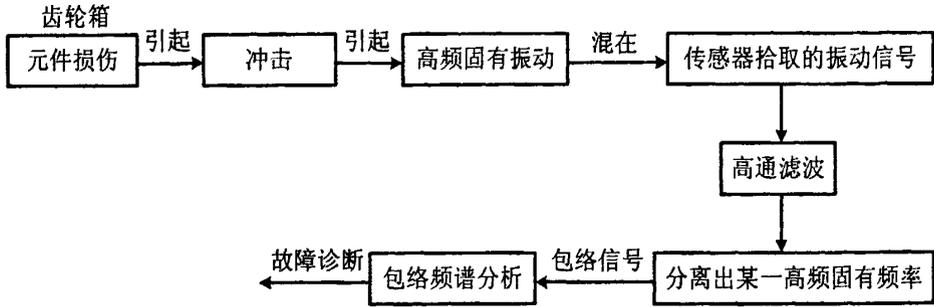


图 4-1 包络法在齿轮箱故障诊断中的应用过程

Figure4-1 The applying process of envelope method in gearbox fault diagnosis

假设 $g(t) = A\sin(2\pi f_c t + \Phi)$ 为齿轮啮合振动信号， $e(t) = B\cos(2\pi f_r t)$ 为齿轮轴的转频振动信号，则调制后的振动信号为

$$x(t) = 2[1 + 0.8\sin(2\pi 10t)]\sin(2\pi 100t) \quad (4-4)$$

式中， A 为振幅， B 为调制系数， f_r 为调制频率（即齿轮的轴频）。

图 4-2(a) 为调制信号 $x(t)$ 的时域波形，(b) 为该调制信号的幅值谱，从中可以发现该幅值谱中存在一个中心频率 100Hz，及两个边频 90Hz 和 110Hz，后两个频率与中心频率的间隔均为 10Hz。该调制信号经过 Hilbert 解调后，可得到包络信号，如图 4-2(c) 所示。该包络信号对应的幅值谱（即原始调制信号的解调谱）如图 4-2(d) 所示。可见，Hilbert 包络是通过分离出信号的低频信息进行解调，因此，由包络分析得到的结果比较清晰直观。

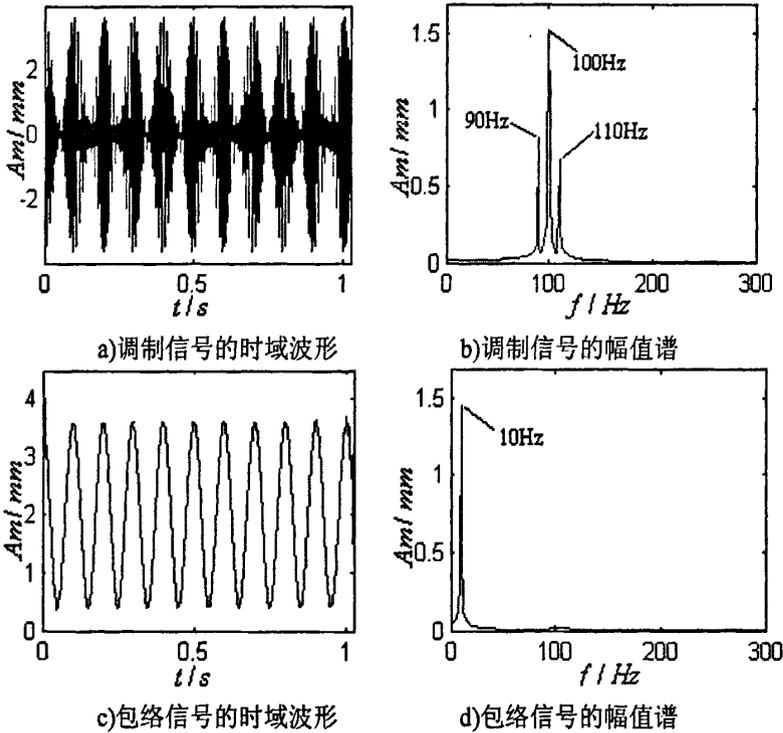


图 4-2 仿真信号的 Hilbert 包络分析

Figure4-2 The Hilbert envelope of simulation signal

4.3 Hilbert 包络解调的工程应用

某钢铁有限公司热轧二厂高速线材厂于2003年4月投产,年产线材50万吨,线材直径为 $\Phi 6.5-10\text{mm}$ 。大多通过吐丝机卷成盘卷供应,也称盘条。线材主要用作钢筋混凝土的配筋和焊接结构件或再加工(如拔丝,制钉等)原料。这条生产线仅仅在精轧机,夹送辊、吐丝机安装了在线监测系统,共计26个振动测点。该精轧机传动链图如图4-3所示,其中精轧6架的输入和输出端各安装了一个测点,在7月的时候精轧6架更换了I轴的轴承,2008.9.21精轧6架开始报警。

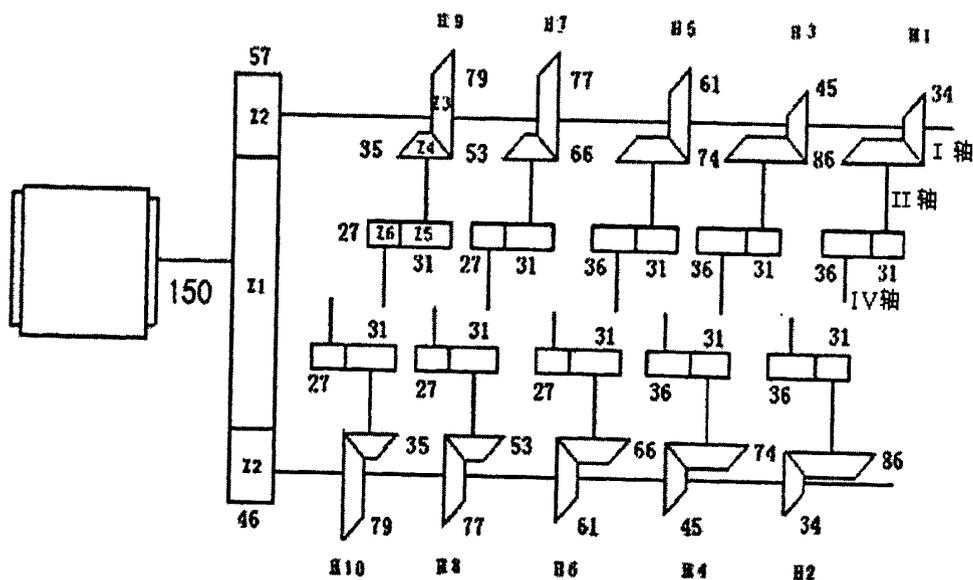


图 4-3 精轧机组传动链示意图

Figure4-3 The transmission sketch of high speed finishing mill

第6架轧机锥箱振动信号9月16日至9月26日的振动峰值趋势如图4-4所示。

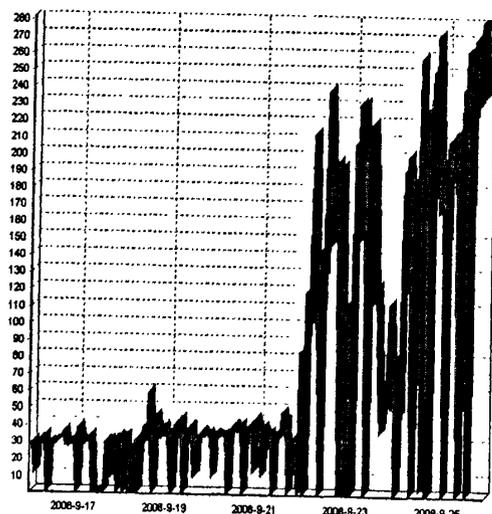


图 4-4 6#锥箱 9月16日到9月26日振动峰值趋势图

Figure4-4 The vibration peak value trend of No.6 taper gearbox from 16 Sept. to 26 Spt.

从图中可以看出，在9月21日以后振动峰值有上升的趋势，最高值达到 280m/s^2 ，已严重超过允许标准。图4-5为6#锥箱9月26日02:11的时域波形和对应的幅值谱。

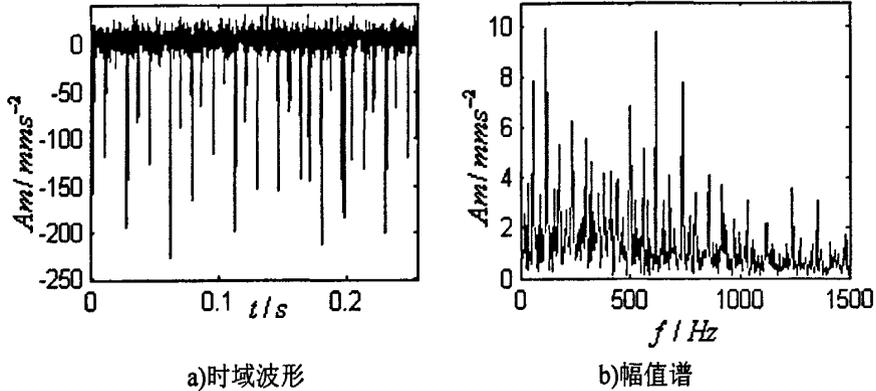


图4-5 6#锥箱9月26日的时域波形和幅值谱

Figure4-5 The waveform and amplitude spectrum of No.6 taper gearbox 26 Sep.

从图4-5可以看出时域波形有周期性冲击信号存在，间隔时间为 0.017s ，所对应的频率为 $1/0.017=58.823\text{Hz}$ ，与I轴的转频(58.152Hz)相接近。从频谱图可以看出I轴转频(58.594Hz)频率特征很明显，并出现了2、3、4、5、6、7、8倍频成份。

图4-6(a)为利用Hilbert变换对图4-5中原始振动信号进行包络分析得到的包络信号，其等时间间隔冲击信号和原始时域波形中同样的明显。(b)为对应的包络谱，可见原始振动信号中的 58.59Hz (I轴转频)和 117.2Hz (I轴转频的2倍频)的低频信号被完美地解调出来。

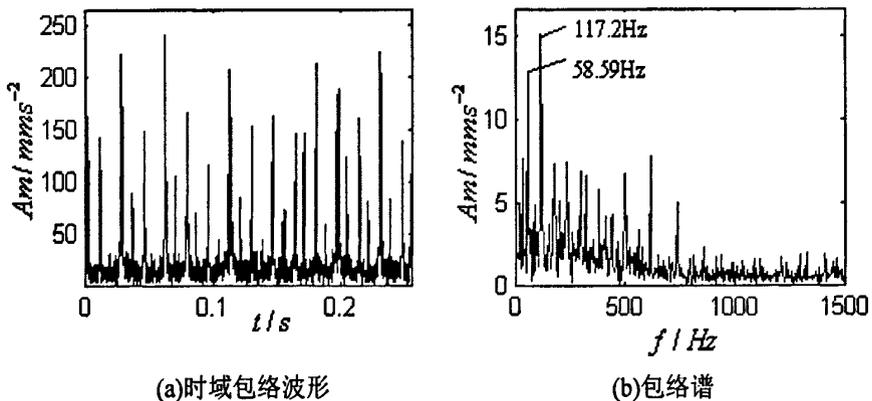


图4-6 6#锥箱振动信号的包络信号和包络谱

Figure4-6 The envelope waveform and spectrum of No.6.

考虑到该振动信号中的齿轮啮合频率并不高，因此判断精轧6架锥箱I轴系统上有严重故障隐患出现，甚至间接的引起了其他的部件损坏，建议厂里密切关

注6架锥箱振动情况,最好立即停车检查修理,准备好锥箱I轴的轴承备品,做好修复的工作准备。

2008年10月6日班组对拆下来的6架精轧机锥箱进行检查,发现锥箱I轴轴承C14有点蚀,图片如图4-7所示。

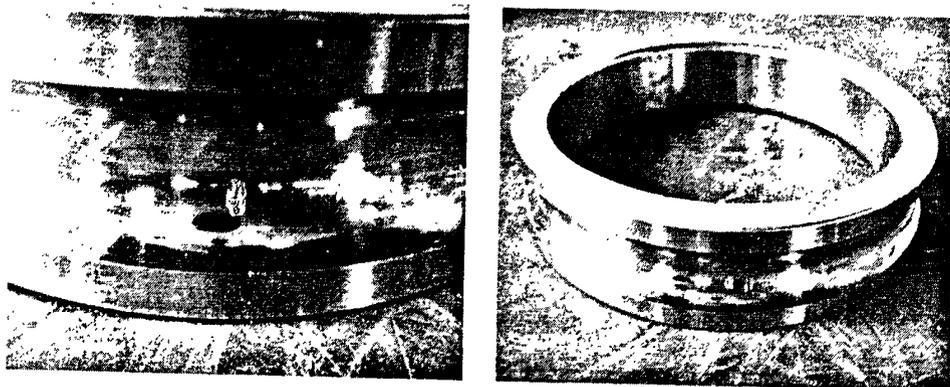


图4-7 6架精轧机锥箱I轴轴承点蚀照片

Figure4-7 The photograph of spot erode rolling bearing in No.6 finishing mill taper gearbox

4.4 能量算子解调方法的基本原理

能量算子是 Teager 在研究非线性语音建模时引入的一个非常简单的数学算法,用于分析和跟踪窄带信号的能量^[22]。连续信号 $x(t)$ 的能量算子定义为

$$\Psi[x(t)] = [x'(t)]^2 - x(t) \cdot x''(t) \quad (4-5)$$

对一个作无衰减自由振荡的线性振子的振动位移 $x(t) = A \cos(\omega_c t + \theta)$, 其中 A 为振幅、 ω_c 为角频率、 θ 为初相, 有

$$\Psi[x(t)] = \Psi[A \cos(\omega_c t + \theta)] = (A\omega_c)^2 \quad (4-6)$$

又知该振子的瞬时总能量是一个常数—— $E = \frac{m}{2}(A\omega_c)^2$, 其中 m 为振子的质量。比较能量 E 与式(4-6)的 Ψ 运算结果, 二者只差一个常数因子 $m/2$, 因此把这种 Ψ 算子称作能量算子(Energy Operator, EO)。

对于离散信号, 能量算子采用差分定义

$$\Psi[x(n)] = x(n)^2 - x(n-1) \cdot x(n+1) \quad (4-7)$$

设有调幅调频信号

$$x(t) = a(t) \cos[\psi(t)] = a(t) \cos[\omega_c t + \omega_m \int_0^t q(u) du + \theta] \quad (4-8)$$

其中, $a(t)$ 为信号 $x(t)$ 随时间变化的幅值, 为带限信号, 最高频率为 ω_a ; $\psi(t)$ 为

信号 $x(t)$ 随时间变化的相位; ω_n 为瞬时频率 $\omega(t)$ 的最大频偏; $q(t)$ 为频率调制信号, 为带限信号, 最高频率为 ω_q ; ω_c 为 $x(t)$ 的载波频率, 且 $\omega_c \gg \omega_a$ 、 ω_n 及 ω_q ; θ 为 $x(t)$ 的初相位。

能量算子作用结果为

$$\Psi[x(t)] = (a\psi')^2 + \frac{a\psi'' \sin(2\psi)}{2} + \cos^2(\psi)\Psi_c(a) \quad (4-9)$$

式中: ψ' 为瞬时频率, $\psi' = \omega_i(t) = \omega_c + \omega_m q$, ψ'' 为频率变化率, $\psi'' = \omega_m q'$ 。

以上各式中 $a(t)$ 、 $q(t)$ 均为带限信号, 其最高频率分别为 ω_a 、 ω_f 。若 $\omega_a \ll \omega_c$ 、 $\omega_f \ll \omega_c$, 则有

$$\Psi_c[x(t)] \approx a^2 \psi'^2 \quad (4-10)$$

经过类似的推导和分析可以得出

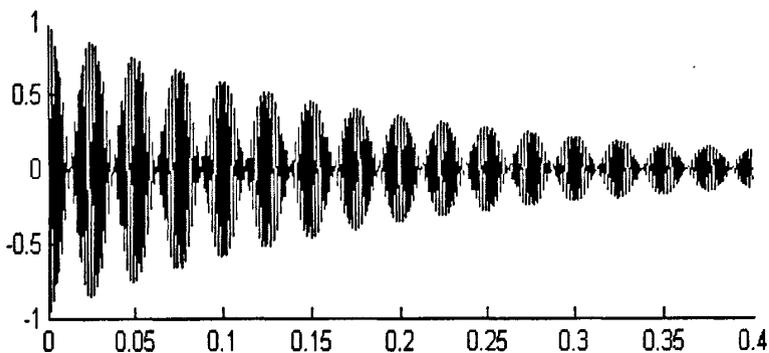
$$\Psi_c[x'(t)] \approx a^2 \psi'^4 \quad (4-11)$$

联立式(4-10)、式 (4-11)两式可得能量算子解调法的两个关键公式

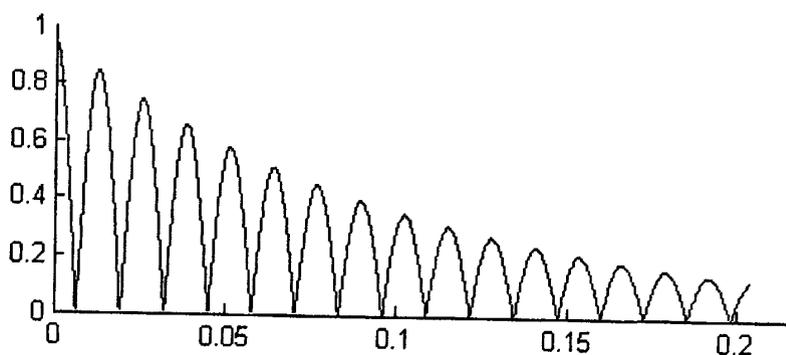
$$|a(t)| = \frac{\Psi_c[x(t)]}{\sqrt{\Psi_c[x'(t)]}} \quad (4-12)$$

$$\omega_i(t) = \sqrt{\frac{\Psi_c[x'(t)]}{\Psi_c[x(t)]}} \quad (4-13)$$

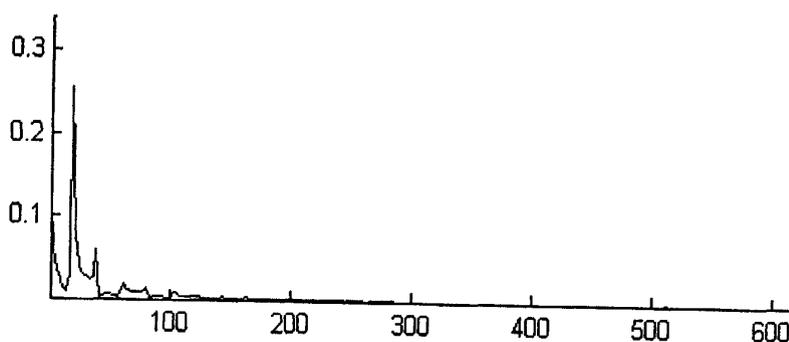
图 4-8 是对仿真信号 $s = e^{-5t} \cdot \cos(2 \cdot \pi \cdot 20 \cdot t) \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 500 \cdot t)$ 做能量算子解调的结果。可见, 能量算子将仿真信号中的低频分量完美地分离出来了。



a) 信号时域图



b) 能量算子包络



c) 能量算子解调谱

图 4-8 能量算子包络解调图

Figure 4-8 The envelope and demodulation of energy operator method

4.5 能量算子解调的工程应用

某钢铁集团棒材有限责任公司的棒材生产线为 2003 年从意大利引进的连轧棒材生产线，设计年产量为 75 万吨，成品规格为 $\Phi 10$ - $\Phi 50$ 棒材，出口速度最大为 18 米/秒，共 18 架轧机，分为初轧 6 架，中轧 6 架，精轧 6 架，其中精轧的 14、16、18 架为平立转换轧机。从 2003 年 10 月开始试轧，运行近一年半。该轧机已成为该集团的一条高效生产线，是公司重要的效益支撑点。

2005 年 12 月，该集团委托北京工业大学研制开发了“棒材轧机在线监测与网络量化点检系统”，其中在线监测系统合计 52 个振动测点，覆盖了该生产线上 1-18 架轧机齿轮箱和 4 台飞剪等主要设备。

2008 年 8 月，第 14 架轧机齿轮箱输入端振动开始增大，并一路攀升，在线监测系统发出黄色报警。图 4-9 为第 14 架轧机齿轮箱传动简图与测点布置图，图中三角为振动传感器的安装位置。

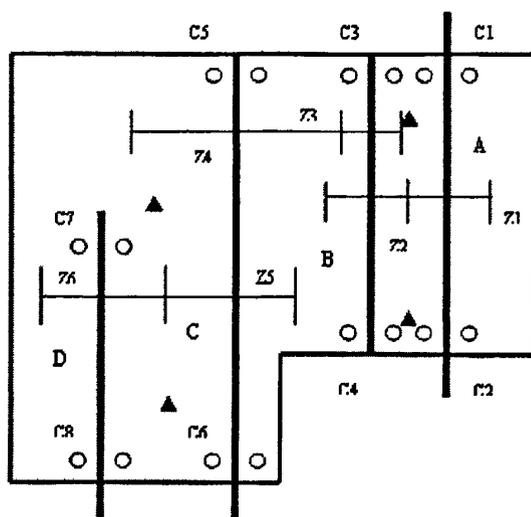


图 4-9 第 14 架轧机传动简图与测点布置图

Figure4-9 The transmission sketch and vibration measurement location of No.14 mill

图 4-10 为该振动测点的峰值变化趋势，从中可以看出从 8 月 23 日开始峰值逐渐增高，到 27 日幅值持续在 115m/s^2 以上，在线监测系统发出黄色报警。

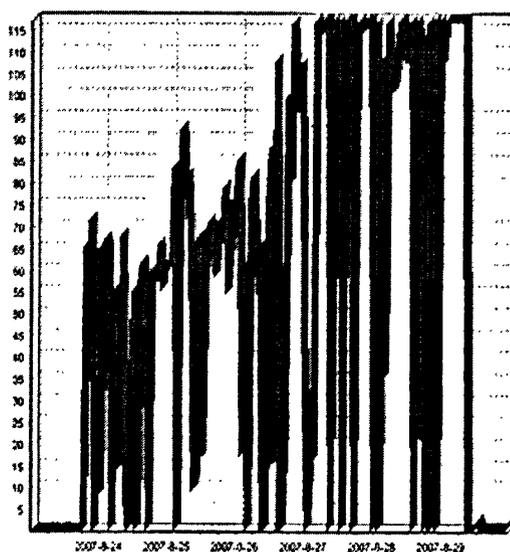
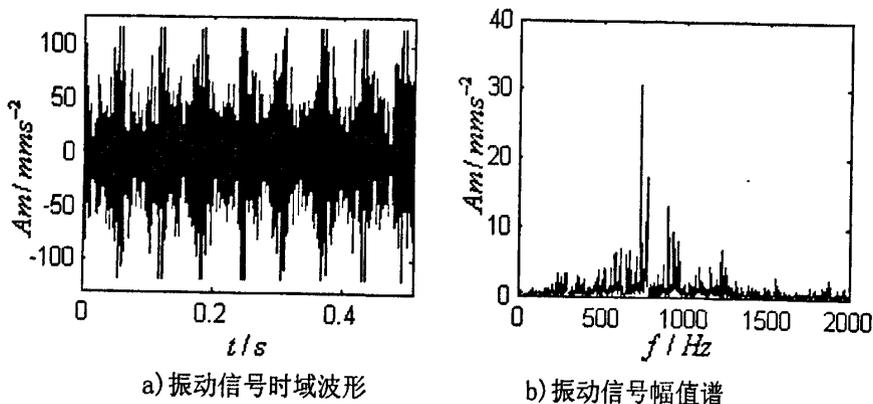


图 4-10 14 架轧机齿轮箱输入端振动峰值趋势图

Figure4-10 The vibration peak value trend of No.14 mill gearbox

图 4-11(a)为第 14 架轧机齿轮箱输入端 2007 年 8 月 29 日 4 点的时域波形，(b)为对应的幅值谱。从图 4-11 中可以看出，时域波形中出现典型的幅值调制信号，幅值变化周期约为 63ms ，对应的频率是 15.873Hz ，与二轴即 A 轴（见图 4-9）的轴频 15.698Hz 基本一致。



a) 振动信号时域波形 b) 振动信号幅值谱
 图 4-11 第 14 架轧机齿轮箱输入端振动信号
 Figure 4-11 The vibration signal of No.14 mill gearbox

对图 4-11 (b) 幅值谱中主要特征频率进行汇总，如表 4-1 和表 4-2 所示。

表 4-1 第 14 架轧机齿轮箱 Z1/Z2 齿轮的啮合频率
 Table 4-1 The mesh frequency of Z1/Z2 gear in No.14 milling gearbox

序号	故障信号频率 (Hz)	计算特征频率 (Hz)	振幅 (m/s ²)	故障部位及性质分析
1	628.906	627.9	2.375	Z1/Z2啮合频率
2	1257.831	1255.8	1.146	Z1/Z2啮合频率2倍频
3	1886.719	1883.7	0.831	Z1/Z2啮合频率3倍频

表 4-2 第 14 架轧机齿轮箱幅值谱边频带
 Table 4-2 The sideband in amplitude spectrum of No.14 milling gearbox

中心频率(Hz)	边频(Hz)	差值(Hz)	特征频率(Hz)	性质分析
628.906	644.531	15.625	15.625 (与二轴转频 15.698Hz 基本一致)	一次边频
	613.28	15.625		一次边频
	660.156	31.25		二次边频
	597.656	31.25		二次边频
	675.781	46.875		三次边频
	583.984	44.922		三次边频
	691.406	62.5		四次边频
	566.406	62.5		四次边频

从表 4-1 和表 4-2 中可以看出：在 Z1/Z2 啮合频率处幅值为 2.375 m/s²，并伴有倍频和边频出现，且边频带宽为 15.625Hz，与二轴（A 轴）轴频基本一致。

对该振动信号进行能量算子解调，得到其时域包络和对应的解调谱，如图 4-12 所示，其中出现了二轴的转频 15.63Hz。对同样的振动信号进行 Hilbert 包络解调分析，得到如图 4-13 所示结果，亦出现了二轴的转频 15.63Hz。可见，在本

案例中，能量算子解调取得了和 Hilbert 包络相类似的结果。

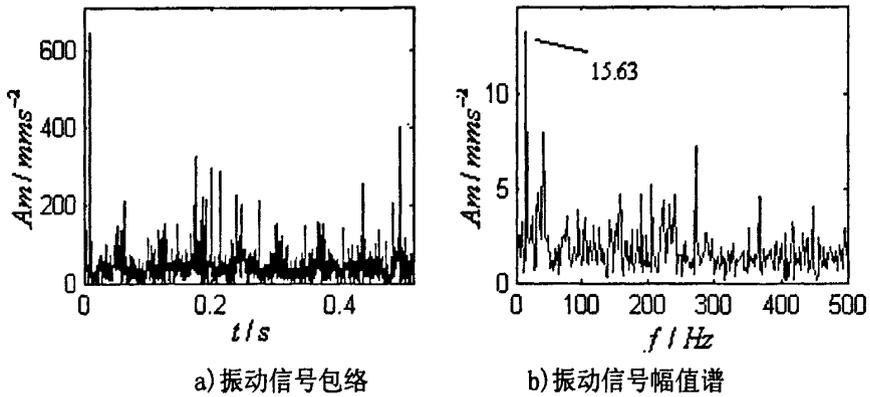


图 4-12 第 14 架轧机齿轮箱输入端振动信号能量算子解调分析
Figure 4-12 The EO demodulation of vibration signal in No.14 milling

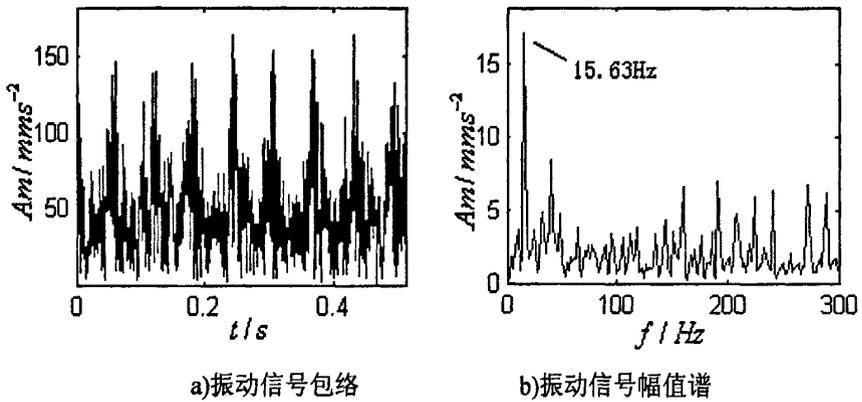


图 4-13 第 14 架轧机齿轮箱输入端振动信号 Hilbert 包络分析
Figure 4-13 The hilbert demodulation of vibration signal in No.14 milling

由以上的分析得知：14 架齿轮箱二轴（即 A 轴）上的齿轮或轴承可能存在故障隐患，建议厂方对 14 架轧机齿轮箱进行检查。图 4-14 为开箱检查的结果，验证了上述结论的正确。

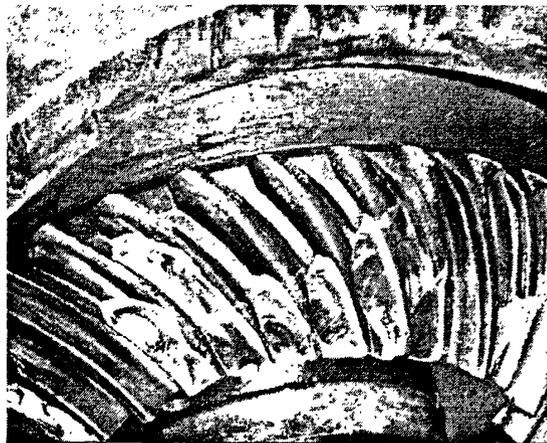


图 4-14 第 14 架轧机齿轮箱打齿实物照片
Figure 4-14 The photograph of broken teeth in No.14 milling

4.6 本章小结

针对轧机齿轮箱常见的调制信号，分析了 Hilbert 变换解调和能量算子解调的基本原理，并以仿真信号验证了该方法在调制信号解调中的有效性，最终结合工程数据，分析了轧机滚动轴承点蚀和齿轮打齿故障的振动信号，得出了正确的故障判断。

第5章 提升小波及其在线材轧机故障诊断中的应用

5.1 引言

小波变换是近二十年信号处理技术的一个重大突破。它提供了包括傅里叶分析所采用的三角基函数以外的多种基函数,是分析非平稳信号的有效工具,被广泛地应用在故障诊断领域。传统小波变换虽然在工程应用方面取得了成功,但在实际应用过程中也暴露出它的不足之处:小波的构造与所分析的信号无关,不能有效地匹配信号的特征;传统小波太过于依赖Fourier变换。

针对传统小波变换的不足,Sweldens于1995年首次提出了提升小波变换的概念(亦可称为第二代小波变换)^[47]。这是一种不依赖Fourier变换、在时域采用提升方法构造小波的方法,借助提升算法可以改善小波性能,获得期望的小波函数,而且这种小波变换总是可以完全重构的^[48]。

本文主要研究了提升小波变换算法及其预测器和更新器的构造方法,基于插值细分原理建立了提升小波分解、重构以及小波降噪的具体算法,并结合工程数据研究了基于提升小波分析的齿轮箱早期故障提取技术。

5.2 提升小波变换的基本原理

提升小波变换分为分解和重构两个过程,其分解过程由剖分、预测和更新组成^[49]。如图 5-1(a)所示,设数据序列 $S = \{s(k), k \in Z\}$,基于提升模式的提升小波变换的分解过程如下:

(1) 剖分,将数据序列 $\{s(k), k \in Z\}$ 分为奇样本序列 $s_o(k)$ 和偶样本序列 $s_e(k)$:

$$s_o(k) = s(2k+1) \quad k \in Z \quad (5-1)$$

$$s_e(k) = s(2k) \quad k \in Z \quad (5-2)$$

(2) 预测,设 $P(\bullet)$ 为预测器,用 $s_e(k)$ 预测 $s_o(k)$,定义预测偏差为细节信号 $d(k)$ 。

$$d(k) = s_o(k) - P[s_e(k)] \quad k \in Z \quad (5-3)$$

则细节信号序列 $D = \{d(k), k \in Z\}$

(3) 更新,设 $U(\bullet)$ 为更新器,在细节信号 $d(k)$ 的基础上更新 $s_e(k)$,其结果定义为逼近信号 $c(k)$ 。

$$c(k) = s_e(k) + U[d(k)] \quad k \in Z \quad (5-4)$$

则逼近信号序列为 $C = \{c(k), k \in Z\}$

提升小波重构过程为分解过程的逆过程, 由恢复预测、恢复更新和合并组成。

$$s_e(k) = c(k) - U[d(k)] \quad k \in Z \quad (5-5)$$

$$s_o(k) = d(k) + P[s_e(k)] \quad k \in Z \quad (5-6)$$

由奇偶样本序列合并构成重构信号 s , 如图5-1(b)所示。

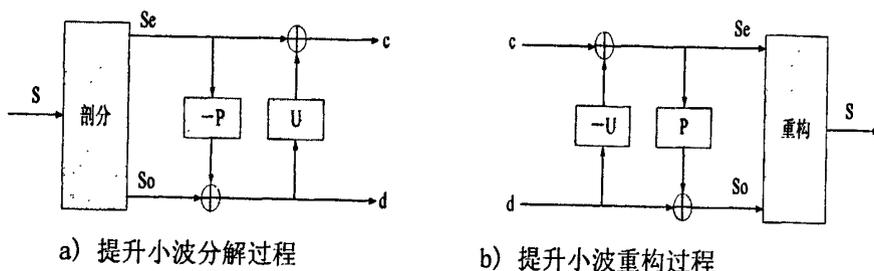


图5-1 提升小波分解重构过程

Fig5-1 the decomposition and reconstruction process of the lifting wavelet

5.3 基于插值细分原理的小波预测器、更新器设计方法

细分方法广泛用于计算机辅助图形设计领域, 用来产生曲线和曲面。它的基本思想是: 对于一个给定的数据序列, 在任意两个相邻的原始样本之间插入一个新的样本值, 形成一个新的数据序列, 而旧的样本值保持不变, 对新的序列重复上述操作^[49]。实际上, 细分就是用已有的样本预测新样本的过程, 也是一个插值过程, 人们很自然地将插值方法引入细分过程, 即插值细分, 算法原理如图5-2所示。

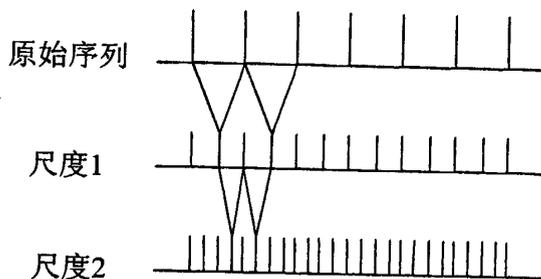


图5-2 插值细分原理

Fig5-2 The interpolating subdivision principle

取 N 个已知的样本, 假定这些样本是等时间间隔采样的, 它们对应的采样时刻分别为 $1, 2, \dots, N$ 。预测器的计算分不受边界影响的情况和受边界影响的情况。当预测器系数不受边界影响时(如图5-3所示), 细分产生的新的采样值处于这些已知样本的中间位置, 此时预测器系数可由式(5-7)确定。

$$p_k = \prod_{\substack{i=1 \\ i \neq k}}^N \frac{(N+1)/2-i}{k-i} \quad k = 1, 2, \dots, N \quad (5-7)$$

假设 $N = 4$ ，求得 $\{p_1, p_2, p_3, p_4\} = \{-0.0625, 0.5625, 0.5625, -0.0625\}$ 。

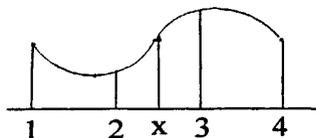


图5-3 不受数据序列边界影响的插值点

Fig5-3 The interpolating value without boundary influence

当预测器系数受到边界影响时，这是可以采用边界延拓技术。边界延拓分为补零延拓、对称延拓、周期延拓、零阶平滑延拓、一阶平滑延拓等。本文采用一阶平滑延拓，最能够满足数学平滑性特点。经一阶平滑延拓处理过的边界，能够解决边界的突变问题，与实际数据的拟合效果非常好。

更新器系数的计算原则为：等长度的更新器系数为预测器系数的一半。

假设预测器长度 $N = 4$ ，更新器长度 $\tilde{N} = 4$ ，则

$$\{u_1, u_2, u_3, u_4\} = \{\frac{1}{2}p_1, \frac{1}{2}p_2, \frac{1}{2}p_3, \frac{1}{2}p_4\} = \{-0.0313, 0.2813, 0.2813, -0.0313\} \quad (5-8)$$

5.4 基于提升小波的线材轧机故障诊断

某钢铁公司一高线25架于2007年8月20号出现齿轮箱 Z5/Z6 齿轮打齿故障，图5-4为事故发生后检修齿轮箱，发现齿轮出现严重的断齿情况，已经无法正常工作，因此停产，造成了较大的经济损失。但是在故障已经到了无法避免的时候之前，齿轮箱在线监测系统并未发出警报，以至于设备维护人员不能够及时发现隐患，及早做出修理。

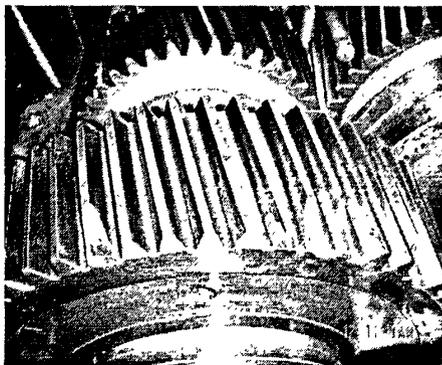


图5-4 精轧机齿轮箱断齿照片

Figure5-4 The photograph of broken teeth in finishing milling gearbox

本文所用到的数据是该公司在线监测系统纪录的原始数据，主要分析的是 6

月7日的,也就是事故发生前一个多月的数据,看能否利用本文所述的信号处理方法,分析实际工程信号,诊断出齿轮的早期故障。

下面我们分别用前述的几种诊断方法对齿轮箱早期数据(6月7日)进行分析。图5-5为6月7日数据的时域波形,图5-6为该振动信号对应的幅值谱。图5-5中时域波形的调制现象并不明显,意即故障早期时域变化并不突出。

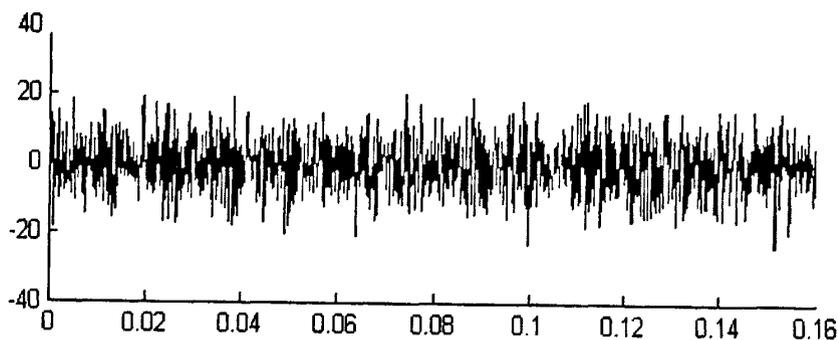


图 5-5 6月7日振动信号波形图

Figure 5-5 The waveform of vibration signal 7 June

图 5-6 的幅值谱中 f_0 为 Z5/Z6 齿轮的啮合频率。啮合频率 f_0 的两侧有明显的边频带产生,可以确定齿轮出现故障,这是由于振动信号被调制的结果,但是我们根本无法找到故障频率,所以不能准确的判断具体是什么故障,需要运用解调方法,找到调制信号的频率,和特征频率对应就可以找出具体出故障的原因。

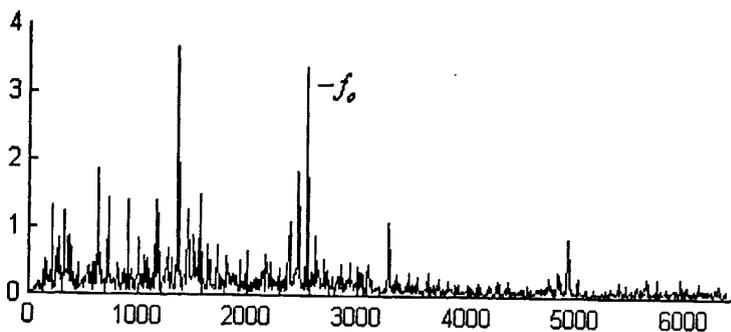


图 5-6 6月7日振动信号幅值谱

Figure 5-6 The amplitude spectrum of vibration signal 7 June

图 5-7(a)为原始振动信号的自相关函数,(b)为经过自相关降噪后的幅值谱图(即原始信号的功率谱),干扰明显减少。在工况恶劣的情况下,齿轮箱故障信号中的干扰非常大,很难找到特征频率。通过自相关降噪,能过更容易的找到需要的信息。

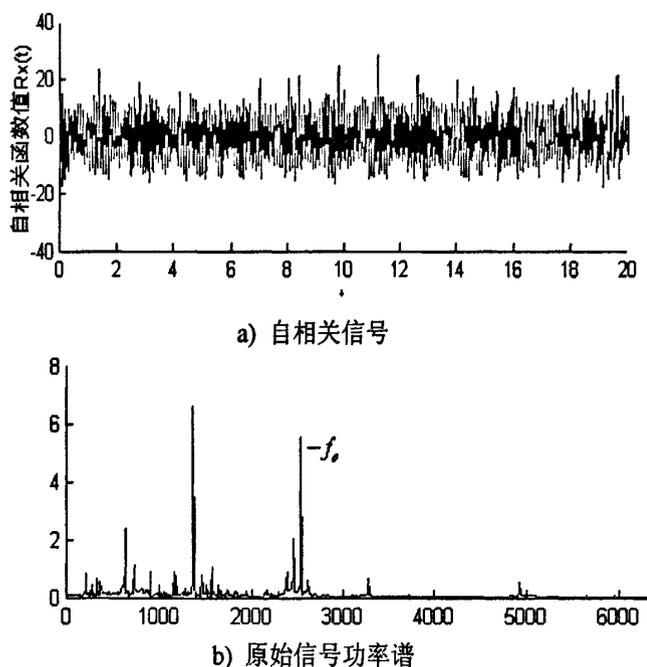


图 5-7 原始振动信号的自相关函数及其功率图

Figure5-7 The autocorrelation and power spectrum of original vibration signal

对原始信号分别进行 Hilbert 解调和能量算子解调, 分别如图 5-8(a)和(b)所示。由于没有经过自相关降噪和小波包分解重构等前序工作, 图 5-8 所示的原始信号经过解调后的频谱图中, 干扰成分比较多, 尽管也能够找到故障特征频率, 但是效果并不理想, Hilbert 解调和能量算子解调的结果相差不多。

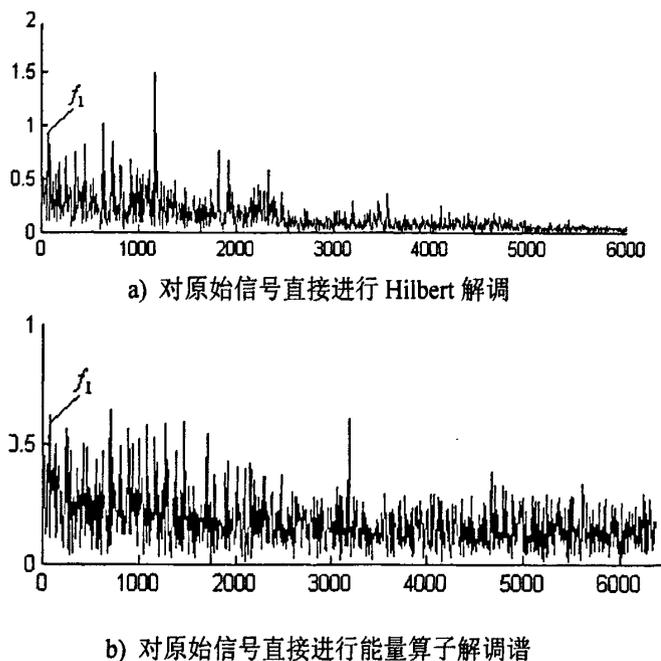
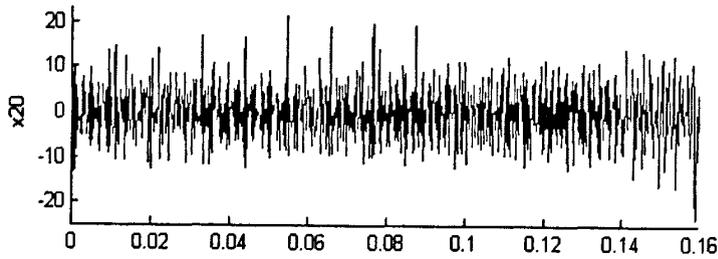


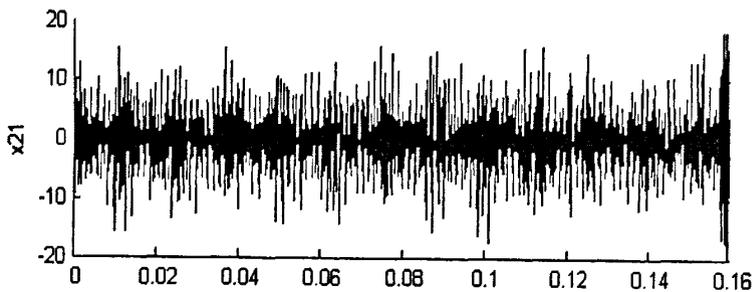
图 5-8 两种解调方法对原始信号的解调分析

Figure5-8 The Hilbert and EO demodulation of original signal

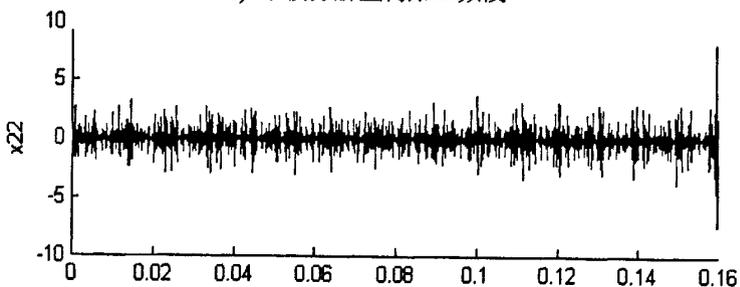
我们先对信号进行 2 层小波包分解和重构，能够得如图 5-9 所示的 4 个频带的信号，分别为 $X_{20}:0\text{Hz}-1500\text{Hz}$ ； $X_{21}:1501\text{Hz}-3000\text{Hz}$ ； $X_{22}:3001\text{Hz}-4500\text{Hz}$ ； $X_{23}:4501\text{Hz}-6000\text{Hz}$ 。特征频段，即啮合频率 ($f_0 \times 2 = 2500\text{Hz}$) 及其边频带，位于第二频段 X_{21} 内。从图 5-9(b)中能看出明显周期， $T \approx 0.012\text{s}$ ，其相应频率 83.3Hz ，即信号啮合频率是被频率为 83.3Hz 的故障信号调制了。



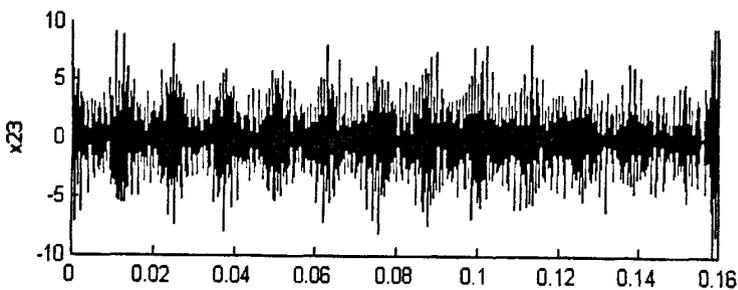
a) 小波分解重构第一频段



b) 小波分解重构第二频段



c) 小波分解重构第三频段



d) 小波分解重构第四频段

图 5-9 小波包分解后重构的 4 个频带

Figure 5-9 The four frequency bands after reconstruction by wavelet packet

对小波包分解之后的信号分别进行 Hilbert 解调和能量算子解调, 结果如图 5-10 所示。可见, 经过两种方法解调之后, 我们都能够很容易的在解调谱上找到调制频率即特征频率 $f_1 = 81.25\text{Hz}$, 而且可以说, 效果都是非常不错的。可以肯定, 对小波包分解后的特征频段进行包络解调, 会比较容易找到故障特征频率, 做出的对故障的正确诊断结果。

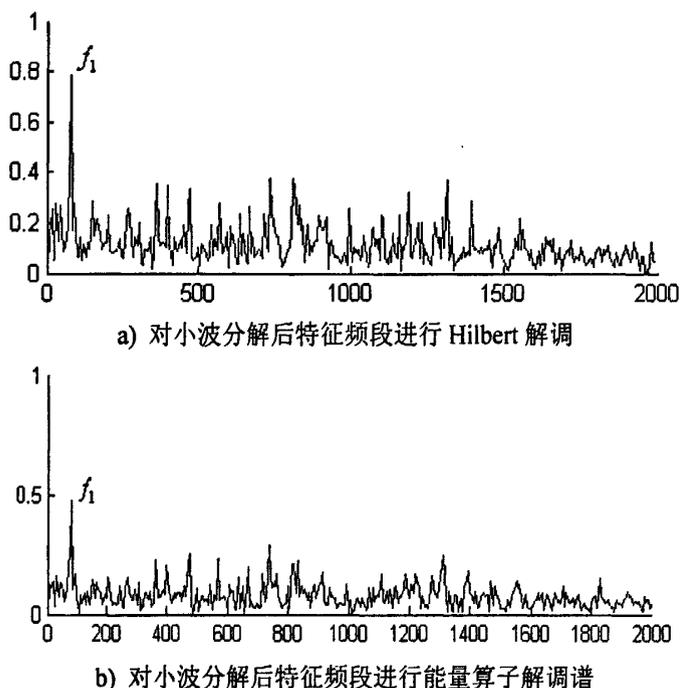


图 5-10 两种解调方法对小波分解后特征频段的解调分析

Figure 5-10 The two demodulation method of frequency band decomposed by wavelet

在时域中, 即使经过自相关降噪后也无法得到周期性冲击的波形, 但是通过计算诊断因数可以发现峰值已经偏高, 且在频域中也已经可以看到在啮合频率周围出现不明显的边频带。经过 2 层小波包分解、重构处理, 我们可以分离出啮合频率所在的特征频段, 着重加以分析, 通过明显的调制周期, 直接找到调制频率。当然, 对特征频段进行两种不同的包络解调方法的解调, 则可以在解调谱上更清晰、准确的找到特征频率谱线。这表明传统的 Hilbert 解调方法和能量算子解调都是比较可行的解调办法, 在诊断事故早期的故障特征中, 能够发挥作用。

5.5 本章小结

本章针对轧机齿轮箱振动信号的非平稳和强噪声特性, 介绍了提升小波变换的基本原理, 够早了预测器和更新器, 并将提升小波和 Hilbert 包络解调及能量算子解调方法有机的结合在一起, 成功地提取出轧机齿轮箱打齿故障的特征信息。

结 论

为了实现棒线材轧机齿轮箱早期故障的诊断目的, 本文通过对棒线材轧机典型结构、常见故障模式、振动机理和故障特征频率、监测系统硬件选型及常见故障诊断方法、解调方法的学习, 完成了如下工作并阐明了对未来工作的展望。

(1) 介绍了冶金企业高速线材轧机的典型结构, 针对轧机生产线的关键设备——轧机齿轮箱, 重点讨论了齿轮箱主要零部件滚动轴承和齿轮的常见故障形式、故障特征频率, 讨论了齿轮箱振动信号调幅和调频的产生机理, 并对首钢高线厂的高速线材轧机, 计算了某架机组的故障特征频率。

(2) 针对高速线材轧机齿轮箱的特点, 设计了在线监测系统的总体方案, 综合考虑监测诊断的技术需求和企业经济需求, 给出了较合理的振动测点和转速测点的设置方案。进而对在线监测系统的加速度传感器、振动信号预处理仪、AD 转换卡等硬件进行了选型, 并简要介绍了常规的故障特征提取方法, 主要包括幅域分析方法、频域分析方法、时域相关分析等。

(3) 针对轧机齿轮箱常见的调制信号, 分析了 Hilbert 变换解调和能量算子解调的基本原理, 并以仿真信号验证了该方法在调制信号解调中的有效性, 最终结合工程数据, 分析了轧机滚动轴承点蚀和齿轮打齿故障的振动信号, 得出了正确的故障判断。

(4) 针对轧机齿轮箱振动信号的非平稳和强噪声特性, 介绍了提升小波变换的基本原理, 构造了预测器和更新器, 并将提升小波和 Hilbert 包络解调及能量算子解调方法有机的结合在一起, 成功地提取出轧机齿轮箱打齿故障的特征信息。

经过国内外学者几十年的研究, 齿轮故障诊断技术有了长足的发展, 新技术、新方法层出不穷, 传统的频谱分析等日趋完善。这些技术和方法各有优缺点, 在实际应用中, 可以扬长避短, 综合运用。

展望: 尽管本文在齿轮箱故障诊断领域中齿轮典型故障诊断方法的应用研究中作了一定的工作, 但是仍有许多问题有待进一步研究。比如: 可以以齿轮传动力学为基础, 建立断齿齿轮故障的数学模型, 并用这些数学模型对故障的动态响应进行数字模拟, 这样就可以从数学方面统计齿轮的振动及故障信息, 和力学分析相辅相成使我们对齿轮啮合过程的认识更加明朗。而且在本文的写作中, 还有很多方面未做考虑, 如: 齿轮传动系统的振动信号在系统的结构中传播受到传播路径的影响, 齿轮箱体表面上某一测量点处的振动信号的理论表达式和怎样用实验方法分析递路径对齿轮振动信号测量值的影响等等。因此, 以后应该在更深入的探讨齿轮故障诊断的过程中, 考虑到更广更深的层面。

参考文献

- 1 崔玉杰. 典型齿轮箱故障振动特征与诊断策略研究. 天津冶金. 2004, 5: 27~36.
- 2 P.D McFADDEN. Detecting Fatigue Cracks in Gears by Amplitude and Phase Demodulation of the Meshing Vibration. ASME Journal of Vibration Stress and Acoustics. 1986, 108(4): 165~170.
- 3 J.F Kaiser. On a Simple Algorithm to Calculate the Energy of a Signal. Proceedings of IEEE International Conference on Acoustics, Speech and Signal Proceeding, Albuquerque, USA, 1990, 381~384.
- 4 W.J.Wang, P.D.McFADDEN. Decomposition of Gear Motion Signals and Its Application to Gearbox Diagnostics. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 1995, 117(3): 363-369.
- 5 W.J.Staszewski, G.R.Tomlinson. Local Tooth Fault Detection in Gearboxes Using a Moving Window Procedure. Mechanical Systems and Signal Processing. 1997,11(3): 331~350.
- 6 丁康, 米林, 王志杰. 解调分析在故障诊断中应用的局限性问题. 振动工程学报. 1997,10(2): 13~20.
- 7 何岭松, 杨叔子. 包络检波的数字滤波算法. 振动工程学报. 1997, 10(3): 362~367.
- 8 D.Brie, M. Tomczak, H. Oehlmann and A. Richard. Gear Crack Detection by Adaptive Amplitude and Phase Demodulation. Mechanical Systems and Signal Processing. 1997, 11(1): 149~167.
- 9 丁康, 胡晓斌, 谢明. 解调分析的一种优化算法. 振动工程学报. 1998, 11(2): 235~240.
- 10 朱利民, 许秉林, 黄仁. 齿轮故障振动信号检波解调分析中的混频效应. 振动工程学报. 1999, 12(3): 331~337.
- 11 丁康, 江利旗. 解调分析在机械振动分析中应用的局限性研究. 机械科学与技术. 2000, 19(5): 722~725.
- 12 Wenyi Wang. Early Detection of Gear Tooth Cracking using the Resonance Demodulation Technique. Mechanical Systems and Signal Processing. 2001, 15(5): 887~903.
- 13 N. G. Nikolaou, I. A. Antoniadis. Demodulation of Vibration Signals Generated by Defects in Rolling Element Bearings using Complex Shifted Morlet Wavelets. Mechanical Systems and Signal Processing. 2002, 16(4): 677~694.
- 14 张帆, 丁康. 平方解调分析原理及在机械信号故障诊断中的应用. 汕头大学学报(自然科学版). 2002, 17(1): 42~47.
- 15 丁康, 孔正国. 振动调幅调频信号的调制边频带分析及其解调方法. 振动与冲击. 2005, 24(6): 9~12.
- 16 Mohanty A.R, C. Kar. Fault Detection in a Multistage Gearbox by Demodulation of Motor Current Waveform. IEEE Transactions on Industrial Electronics. 2006, 53(4): 1285~1297.
- 17 Wilson Q. Wang Fathy Ismail. Assessment of Gear Damage Monitoring Technique using Vibration Measurements. Mechanical Systems and Signal Processing. 2001, 15(5): 905~922.
- 18 梁霖, 徐光华. 基于自适应复平移 Morlet 小波的轴承包络解调分析方法. 机械工程学报. 2006, 42(10):151~155.
- 19 Xianfeng Fan, Ming J. Zuo. Gearbox Fault Detection using Hilbert and Wavelet Packet Transform. Mechanical Systems and Signal Processing. 2006, 20: 966~982.
- 20 何俊, 陈进, 毕果. 振动调频信号的时延二次变换解调研究. 振动与冲击. 2007, 26(7): 36~39.

- 21 王国栋, 张建宇, 高立新. 小波包络解调在轧机故障早期诊断中的应用. 噪声与振动控制. 2007, 1: 61~64.
- 22 高金吉, 冯坤. 能量算子在往复压缩机故障诊断中的应用研究. 机械科学与技术. 2007, 26(6): 696~700.
- 23 陈安华, 余小华, 黄采伦. 离散余弦包络分析法在列车轮对踏面损伤检测中的应用. 振动与冲击. 2007, 26(12): 109~112.
- 24 Cheng Junsheng, Yu Dejie, Yang Yu. The Application of Energy Operator Demodulation Approach based on EMD in Machinery Fault Diagnosis. Mechanical Systems and Signal Processing. 2007, 21: 668~677.
- 25 Yi Qin, Shuren Qin, Yongfang Mao. Research on Iterated Hilbert Transform and its Application in Mechanical Fault Diagnosis. Mechanical Systems and Signal Processing. 2008, 22: 1967~1980.
- 26 雷文平, 韩捷, 孙俊杰. 小波-能量算子解调法的滚动轴承故障诊断. 武汉理工大学学报. 2008, 30(5): 128~131.
- 27 李力, 屈梁生. 二阶循环统计量在机械故障诊断中的应用. 西安交通大学学报. 2002, 36(9): 943~946.
- 28 武和雷, 朱善安, 林瑞仲, 郑剑锋. 基于能量算子解调法的滚动轴承故障诊断. 农业机械学报. 2003, 34(1): 118~120.
- 29 孟涛, 廖明夫. 利用时延相关解调法诊断滚动轴承的故障. 航空学报. 2004, 25(1): 41~44.
- 30 吕勇, 李友荣, 王志刚. 一种弱故障特征信号的提取方法及其应用研究. 振动工程学报. 2007, 20(1): 24~28.
- 31 Akbaryan F, Bishinoi P R. Smooth Representation of Trends by a Wavelet-based Technique. Computers and Chemical Engineering. 2000, 24: 1913~1943.
- 32 Samuel P, Pines D. Helicopter Transmission Diagnostics using Constrained Adaptive Lifting. American Helicopter Society 59th Annual Forum. American Helicopter Society International, Inc. Phoenix, 2003.
- 33 Wang H, Zheng L. A Study on Wavelet Data Compression of a Real-time Monitoring System for Large Hydraulic Machines. J. Comput Sci&Technol. 2001, 16(3): 293~296.
- 34 黄天戌, 汪阳, 吴迪. 基于第二代小波变换的电力系统故障录波数据压缩方法. 电力设备自动化. 2004, 24(3): 59~62.
- 35 Ji Z, Li H, Li Q, et al. Fault Location in Power Transmission Lines using Adaptive Lifting Scheme. Electronics Letters. 2005, 41(7): 56~57.
- 36 张志斌, 郑海起, 唐力伟. 自适应二代小波变换在振动信号降噪中的应用. 机械强度. 2006, 28(S): 48~51.
- 37 马波, 高金吉, 江志农. 自适应提升小波在往复机械故障检测中的应用. 流体机械. 2007, 35(4): 23~27.
- 38 段晨东. 基于第二代小波变换的故障诊断技术研究. 西安交通大学博士论文. 2005.
- 39 姜洪开, 王仲生, 何正嘉. 基于自适应提升小波包的故障微弱信号特征早期识别. 西北工业大学学报. 2008, 26(1): 99~103.
- 40 姜洪开, 王仲生, 何正嘉. 基于改进第二代小波算法的发电机组碰摩故障特征提取. 中国电机工程学报. 2008, 28(8): 127~131.
- 41 胥永刚, 殷海晨, 崔玲丽. 基于提升小波的高线轧机早期故障诊断方法及其应用. 湖南科技大学学报. 2007, 22(S): 23~27.

- 42 崔玲丽, 高立新, 殷海晨. 基于第二代小波和 EMD 的解调方法及其应用研究. 振动与冲击. 2008, 27(6): 1~3.
- 43 高立新, 张雪松, 周凤星. 棒线材轧机齿轮箱故障诊断技术. 北京工业大学学报. 2007, 33(8): 802~808.
- 44 张健. 机械故障诊断技术. 机械工业出版社. 北京. 2008.10.
- 45 盛兆顺, 尹琦岭. 设备状态检测与故障诊断技术及应用. 化学工业出版社, 北京, 2006.06.
- 46 李国华, 张永忠. 机械故障诊断. 化学工业出版社. 北京. 1999.02.
- 47 Sweldens W. The Construction and Application of Wavelets in Numerical Analysis. Belgium: Katholieke Universiteit Leuven, 1995.
- 48 Sweldens W. The Lifting Scheme: A Construction of Second Generation Wavelet Constructions. SIAM J. Math. Anal. 1997, 29(2): 511~546.
- 49 殷海晨. 第二代小波分析在故障诊断中的研究与应用. 北京工业大学硕士论文. 2008.06.

攻读学位期间所取得的研究成果

已发表的文章:

1. 宫能春. AV71-15 高炉鼓风机跳车故障的诊断与分析. 中国设备工程, 2008, 2: 56-58.
2. 宫能春. 旋转设备共振故障的诊断, 设备管理与维修, 2009, 12: 40-43.

已出版的著作:

1. 莽克伦, 王正, 黄昭毅, 常西畅, 蔡肖兵, 宫能春. 现场设备故障诊断, 湖南科学技术出版社, 2009.8.

参与的科研项目:

1. 国家自然科学基金: 间歇性低速重载设备微弱特征提取与早期故障诊断研究, 项目编号: 50705001, 2008.1-2010.12.
2. 国家高技术研究发展计划 863 项目: 基于声-磁信息特征的低速重载装备早期故障预示技术, 项目编号: 2009AA04Z417, 2009.4-2012.4.
3. 首钢高线厂校企横向合作项目: 轧区状态监测系统与工厂过程参数监测系统, 2007.07-2008.07

已获奖励

1. 张英, 吴文溪, 王建文, 曾立, 周大沆, 宫能春, 等. 大型冶金设备基础监测及治理新技术的应用研究. 2008 年首钢科学技术奖二等奖。

致 谢

本论文是在导师高立新教授和李建设高工的亲切关怀和悉心指导下完成的。在三年的学习中，两位老师严谨的治学态度、渊博的学识和学术上的远见卓识等都使学生受益匪浅。特别是老师在本论文研究过程中对学生的严格要求和耐心指导使学生终生受益。老师对科研工作一丝不苟的敬业精神、对自己的严格要求和高尚的人格将影响我的一生。在此，谨向高立新教授和李建设高工表示最诚挚的谢意，祝福老师们永远健康幸福，硕果累累。

感谢实验室一直指导我的胥永刚老师、张建宇老师和崔玲丽老师，他们对我的科研工作给予了很多建设性的意见，对于他们的耐心指导和大力支持下，我的课题工作得以顺利的开展。尤其是胥永刚老师在我论文写作工程中，提出了很多宝贵的意见，给予了很大的帮助，借此机会对他们表示诚挚的谢意。

感谢实验室的殷海晨、汤文亮、马海龙等师兄弟以及负责实验室管理工作的韩老师等人，他们对我的学习和工作给予无私的帮助。

首钢高线厂孙梁、首钢设备部李永生等同志，他们对我学习和工作给予了很多支持和帮助，特别对我课题研究提供了很好的现场条件，在此表示诚挚的谢意。

最后向所有曾给予我关心和帮助的老师、同学、同事和亲人表示衷心的感谢。

