

滚动轴承和齿轮振动信号分析与故障诊断方法

摘 要

滚动轴承和齿轮是机械设备中最常见的零部件。它们的运行状态直接影响到整台机器的功能。本文总结分析了滚动轴承与齿轮典型故障的故障机理及其振动特征，详细介绍了滚动轴承和齿轮振动信号分析与故障诊断的方法，比较了各种方法的特点，并提出了滚动轴承和齿轮故障诊断的相关解调法。针对滚动轴承和齿轮的典型故障特征，采用了时域分析与频谱分析相结合的诊断方法，基于 Windows 平台，利用面向对象的 Delphi 5.0，编制了滚动轴承和齿轮的振动信号分析与故障诊断软件 BGMD1.0。

使用仿真信号和实测信号对系统所采用的方法进行了功能验证。实验结果表明，利用时域振动信号分析技术并辅以传统的频谱分析方法，对滚动轴承和齿轮进行故障诊断，效果良好。

【关键词】： 滚动轴承 齿 轮 故障诊断
 Hilbert 变换 包络分析 相关解调法

Vibration Signal Analysis and Fault Diagnosis of Rolling-element Bearing and Gears

Abstract

Rolling-element bearing and gears are common components in machineries. Their running state will influence the performance of the whole machine directly. In this paper, the fault mechanism and the vibration characteristics of rolling-element bearing and gears are generalized, and the methods of vibration signal analysis and fault diagnosis for these components are introduced in detail, in the mean while, the characteristics of these methods are compared, and then, give a new method of demodulation, Correlation-Envelope analysis. Aim at their typical fault characteristics, we take use of both time-domain analysis and spectrum analysis, base on Windows interface, and use object-oriented Delphi5.0, work out a software system named BGMD1.0 for the vibration signal analysis and fault diagnosis. The experimental verification of this software system is validated by experiment. The results show that there will be good effect to use the time-domain vibration signal analyses, with the help of the spectrum analyses, to diagnose the fault of rolling-element bearing and gears.

Keywords: Rolling-Element bearing Gears Fault Diagnosis
Hilbert transform Envelope Analysis
Correlation-Envelope Analysis

目 录

第一章 绪 论.....	1
1.1 概述.....	1
1.2 现状与趋势	3
1.3 本文内容简介.....	5
第二章 滚动轴承的故障特征分析.....	6
2.1 概述.....	6
2.2 滚动轴承失效的基本形式.....	6
2.2.1 滚动轴承的磨损失效	6
2.2.2 滚动轴承的疲劳失效	7
2.2.3 滚动轴承的腐蚀失效	7
2.2.4 滚动轴承的断裂失效	7
2.2.5 滚动轴承的压痕失效	7
2.2.6 滚动轴承的胶合失效	8
2.3 滚动轴承的振动类型及故障特征分析	9
2.3.1 滚动轴承的旋转机构	9
2.3.2 滚动轴承的振动类型	10
2.3.2.1 滚动轴承的固有振动频率	11
2.3.2.2 滚动轴承的缺陷特征频率	11
2.3.2.3 滚动轴承的振动及其故障特征	12
2.4 滚动轴承的振动监测方法.....	17
2.4.1 测量位置和方向的选择.....	17

2.4.2 测量参数的选择	18
2.4.3 测量周期的确定	18
2.4.4 测量标准的确定	18
第三章 齿轮故障特征分析.....	20
3.1 概述.....	20
3.2 齿轮的失效形式	20
3.2.1 齿轮的疲劳断裂失效	20
3.2.2 齿轮的磨料磨损失效	21
3.2.3 齿轮的粘附磨损或擦伤失效	21
3.2.4 齿轮的剥落失效	21
3.3 齿轮的振动类型及故障特征	23
3.3.1 齿轮的固有振动	23
3.3.2 齿轮的啮合振动	23
3.3.3 齿轮磨损引起的振动	23
3.3.4 齿轮偏心引起的振动	24
3.3.5 齿轮不同轴引起的振动.....	25
3.3.6 齿轮局部异常引起的振动	25
3.4 齿轮振动信号的特征	25
3.4.1 啮合频率及其各次谐波.....	26
3.4.2 隐含成分	26
3.4.3 调制效应产生边频带	26
3.4.3.1 幅值调制	27
3.4.3.2 调频效应	27
3.4.4 轴速频率及其低次谐波.....	27
3.4.5 啮合频率及其各次谐波的分析	27
3.4.6 边带分析	28

第四章 滚动轴承与齿轮的振动信号分析及故障诊断方法 30

4.1 时域统计分析方法.....	30
4.1.1 有效值和峰值判断法	30
4.1.2 峰值指标	31
4.1.3 歪度指标和峭度指标	31
4.1.4 其它无量纲示性指标	32
4.2 相关分析方法.....	32
4.2.1 自相关函数的快速傅利叶变换计算方法.....	34
4.2.2 互相关函数的快速傅利叶变换计算方法.....	34
4.3 功率谱分析方法	35
4.3.1 功率谱密度函数的数学分析	36
4.3.1.1 通过有限范围快速傅利叶变换计算功率谱密度函数的估计 公式	36
4.3.1.2 功率谱密度函数泄漏及加零处理.....	37
4.3.1.3 数字功率谱估计的误差与平滑	38
4.3.1.4 谱分析的基本步骤	40
4.3.1.5 互功率谱密度函数分析	40
4.4 包络分析方法.....	41
4.4.1 包络分析法进行故障诊断的原理	42
4.4.2 希尔伯特变换.....	42
4.4.3 希伯尔变换的解调原理.....	43
4.4.4 希伯尔变换的计算方法.....	44
4.5 相关解调法	45
4.5.1 相关函数的降噪特性	45
4.5.2 相关函数的调制特性	46
4.5.3 相关解调法	46
4.5.4 两种解调方法的实验比较	47
4.5.5 结论	47

4.6 倒频谱分析方法	50
4.6.1 倒频谱	51
4.6.2 倒频谱与解卷积	51
4.7 齿轮振动信号的周期分段采样分析法	52
4.8 齿轮振动信号的时域平均法	53
 第五章 系统设计及软件实现	54
5.1 系统设计要点	54
5.1.1 所设计的系统应具有吸收利用新技术的能力	54
5.1.2 所设计的系统应充分保证诊断结果的准确性和可靠性	54
5.1.3 所设计的系统应具有完善的为实现诊断而必须的各种功能	54
5.1.4 操作使用尽可能地简单方便	55
5.1.5 系统应具有合理的性能价格比	55
5.2 系统设计及实现	56
5.2.1 系统概述	56
5.2.2 系统组成及功能设计	56
5.2.2.1 数据采集	57
5.2.2.2 数据预处理	57
5.2.2.3 幅值域参数计算	58
5.2.2.4 频域分析	58
5.2.2.5 时域分析	59
5.2.2.6 趋势分析	59
5.3 软件实现	59
 第六章 实验验证	64
6.1 概述	64
6.2 信号仿真验证	64

6.3 实验室功能验证	64
6.3.1 转子系统	64
6.3.2 测量系统	70
6.3.3 功能验证	71
 第七章 结论及建议	 76
7.1 结论	76
7.2 建议	77
 参考文献	 78
致 谢	80

第一章 绪 论

1.1 概述

现代机械的主流之一是被称为“传动系统”的动力机械和传动机械。而传动系统最关键、最重要的部件则是轴承和齿轮。这两种部件相对于整台机械来说是价格低廉的部件，但却是故障率最高的部件。据有关统计资料，机械设备的故障 70%是振动故障，而振动故障中的 70%是由轴承和齿轮引起的故障。这是因为轴承和齿轮是机械设备中工作条件最为恶劣的部件。它们在机械设备中起着承受载荷、传递载荷的作用，因而其运行状态直接影响到整台机器的功能。这两种部件故障所造成的整台设备损坏、引发灾难性事故、造成重大经济损失的事例不胜枚举^{[1][3][13]}！

作为基础零部件的滚动轴承和齿轮广泛应用于各种机械设备中。滚动轴承和齿轮运行状态的识别与诊断一直是人们关注的研究课题。研究滚动轴承、齿轮的缺陷和故障识别技术及方法无疑具有重要的意义。

滚动轴承和齿轮在运行过程中，受到力、热、以及摩擦磨损等多种作用，其运行状态不断发生变化。一旦发生故障，往往会导致严重的后果。因此，必须在事故发生以前就能诊断出故障并加以消除，即必须在滚动轴承和齿轮运行过程中对其运行状态及时作出判断，采取相应的对策，杜绝事故的发生。这样做，就可大大提高机器运行的可靠性，进一步提高机器的使用率。

因此滚动轴承和齿轮故障诊断要识别滚动轴承及齿轮运行状态，研究其运行状态的变化在诊断信息中的反映。它的内容包括对滚动轴承和齿轮运行状态的识别、故障预测和故障监视等，概括为以下 5 个方面^{[2][4][14][15]}：

- (1) 信号测取：根据滚动轴承和齿轮的工况，选择并测取能够反映滚动轴承和齿轮工作情况或状态的信号；
- (2) 特征(征兆)提取：从状态信号中提取与滚动轴承和齿轮故障对应的特征信息(征兆)；
- (3) 状态识别：根据特征信息，识别滚动轴承和齿轮的故障(故障识别)；

(4) 状态分析：根据滚动轴承和齿轮运行时的征兆和故障，进一步分析故障的部位、类型、原因和趋势等；

(5) 决策干预：根据滚动轴承和齿轮的故障及其发展趋势，作出评价和决策，包括控制、自诊治、调整、维修、继续监测等措施。整个诊断过程如图 1-1 所示。

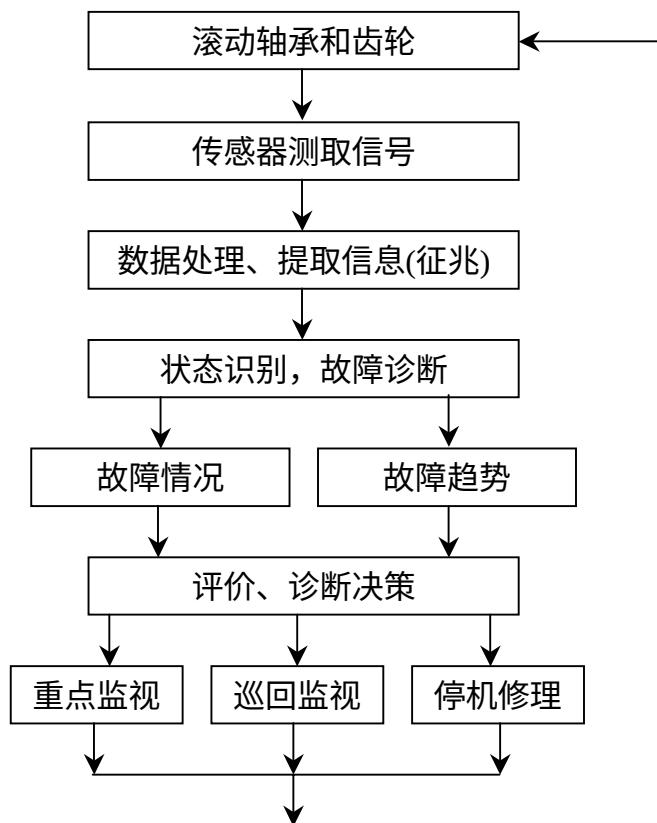


图 1.1 滚动轴承和齿轮故障诊断的过程

基于振动信号分析的机械监测诊断技术，目前仍然是轴承、齿轮诊断的主要手段之一。振动法是通过安装在轴承座或齿轮箱体适当方位的振动传感器监测轴承和齿轮的振动信号，并对此信号进行分析处理来判断轴承和齿轮的状况和故障。由于振动法具有：①适用于各种类型、各种工况的轴承和齿轮；②可以有效诊断出早期故障；③信号测试与处理简单直观；④诊断结果相对可靠等优点，所以在实际中得到了广泛的应用。

与滚动轴承和齿轮缺陷、故障有关的振动有以下两个主要特征：

1) 周期性重复冲击。例如，当轴承元件的缺陷或齿轮的个别齿有损伤时，在机器运行过程中将对系统产生周期性冲击，这种冲击重复地激发系统的阻尼固有振动。因而振动信号中通常存在具有一定周期的重复冲击衰减波形。

2) 幅值和频率调制。由于滚动轴承的特有结构,轴承元件缺陷产生的冲击振动常常受到转动频率和保持架运转频率的调制,因而振动信号中常包含有幅值调制特征。对于齿轮振动,由齿轮偏心等缺陷引起的振动不仅会产生调幅信号,而且在一定条件下还会出现频率调制现象。

所以振动信号是轴承和齿轮故障的载体。理论上可通过轴承和齿轮振动信号的分析与处理诊断出所有类型的故障。但是实际上,通过传感器拾取的振动信号除反映有关轴承和齿轮本身的工作情况和信息外,还包含了大量的机械中其它运行部件和结构的振动信息,这些信息对于研究轴承和齿轮本身的工况与故障来说,属于背景噪声。由于实际中背景噪声往往比较大,所以发生在轴承和齿轮上故障所特有的信息往往被淹没在背景噪声中,很难被发现和提取出来。因此,采用什么样的振动监测与信号处理技术来提高信噪比,突出故障特征信息,抑制背景噪声,从而有效地诊断出滚动轴承与齿轮故障成为轴承和齿轮振动监测与诊断技术的关键所在。

对以上两类振动特征的识别将为轴承和齿轮故障诊断提供重要的依据。周期性重复冲击振动和调制信号两者有一个共同的特点——不仅与频率有关,而且与时间有着密切的关系。如果单从时域或频域分析这两类信号,由于割裂了时域与频域的联系,很难获得有关信号特征的全貌。而从联合的时频域来识别这两类信号,提供时域和频域的综合信息,无疑会提高诊断的准确性和可靠性。

1.2 现状与趋势

目前,国内对滚动轴承和齿轮进行监测和诊断常用两种方法:一是采用专用的监测分析仪器系统;二是采用微机监测系统。专用仪器系统硬件所占比例大,处理速度快,但这类仪器价格较高,专用性强,处理功能固定,不易作进一步的开发,对分析结果的判定需要工程技术人员具有丰富的经验。近年来,随着微型计算机的普及和应用,以微机为核心的信号分析与故障诊断系统得到了很大的发展。微机信号分析与故障诊断系统不但具有灵活性高、适应能力强、易于维护和升级的特点,而且易于推广应用,是高质量、高效率、低成本地发展机械设备故障诊断的新途径。

由于滚动轴承和齿轮所组成的传动系统结构复杂、传动元件多。尤其是各

传动元件间故障联合作用时，其振动信号的频率成分多而复杂，所以要充分提取故障信息，准确判断滚动轴承和齿轮的故障性质和故障源，依赖于某一种信号处理方法很难奏效。

传统的滚动轴承和齿轮故障诊断方法有频域分析方法和时域分析方法，它们对滚动轴承和齿轮的分布式故障有很好的效果。但是对于局部缺陷，这些诊断方法的应用效果不太理想，尤其是在故障的初期。近年来，新的诊断方法不断涌现，其中包括时频分析方法^{[6][9]}。时频分析方法可以有效地应用于非平稳信号的分析，弥补了传统的基于快速傅利叶变换的频谱分析只适用于平稳信号分析的缺陷。常用的时频分析方法有短时傅利叶变换、Wiger-Ville 分布和小波分析等。小波分析是近几年才开始应用于振动信号处理的时频分析方法，它能同时提供振动信号的时域和频域的局部化信息。小波分析还具有多尺度性和“数学显微”特性，这些特性使得小波分析能够识别振动信号中的突变信号。另外，由于当齿轮或轴承存在缺陷时，振动信号中将包含有与故障相关的幅度调制信号，故在滚动轴承和齿轮的故障诊断中振动信号解调分析是一种很有效的方法。

许多机械设备在带故障运行时，都要伴随振动和冲击的发生。振动和冲击的发生也常常反映了机械的故障。因此目前的故障诊断方法大都以振动理论为基础。共振解调技术是近年来发展起来的对滚动轴承的点蚀、剥落、擦伤和裂纹等所谓元件工作表面损伤类故障行之有效的方法。齿轮的故障与滚动轴承的故障很相似，因此从理论上来说完全可以将共振解调技术推广应用到齿轮的故障诊断中。有关研究也表明该方法在齿轮故障诊断中是完全可行和有效的。

最近两年，有关专家在总结齿轮故障诊断成果的基础上，提出了一种用于齿轮故障诊断的综合方法——“三谱二域法”。“三谱”是指原始谱、解调频谱、细化频谱；“二时域”是指原始时域和包络时域^{[23][34]}。齿轮的各类故障在时域波形中都有典型的特点，由时域波形的分析，可以大致得到三方面的故障信息：即时域函数的类型(确定性的还是随机的)，波形中频率成分是否复杂；振动幅值是否变化，变化规律如何；波形中有无明显的冲击和调制成分。而时域特征值分析则为故障诊断提供了定量参考。所以，借助于时域分析可对有无故障进行直观的初步判断。但要准确地判断齿轮故障的性质、程度、部位和原因，还需借助频谱分析、解调分析、细化谱分析等方法。

综上所述，滚动轴承和齿轮的振动信号处理及故障诊断的发展趋势是采用

时频域分析的方法。当前许多专家学者正在对小波分析和共振解调分析技术的理论进行更进一步的研究，并逐步应用到工程实践中。

1.3 本文内容简介

本文从分析研究了滚动轴承和齿轮的常见失效故障模式及其特征，针对其故障模式，分析总结了滚动轴承和齿轮振动信号分析处理及故障诊断的方法，采用较为先进、成熟的故障诊断方法，面向滚动轴承和齿轮的故障特征，基于中文 Windows 操作系统，利用面向对象的 Delphi 高级编程语言，开发出了滚动轴承和齿轮振动信号分析处理及故障诊断系统 BGMD1.0 软件，并通过了实验室的考核验证。

本文的主要内容如下：

第一章是绪论，简要介绍了研究滚动轴承和齿轮振动信号分析处理及故障诊断方法的意义、必要性、研究的内容及方法、研究的现状和趋势以及主要的工作内容。

第二章和第三章分别进行了滚动轴承、齿轮的故障特征分析，详细介绍了滚动轴承和齿轮的失效模式及特征。

第四章着重介绍了滚动轴承和齿轮振动信号分析处理方法，并对各种时域、频域诊断方法的特点作了比较，同时提出了一种新的滚动轴承和齿轮故障诊断方法——相关解调法。

第五章为软件设计，阐述了软件设计的思想、程序的结构及框图。

第六章实验考核验证。用仿真信号和实测信号对软件进行了考核，验证结果表明，软件系统真实反映了滚动轴承的故障。

第七章小结了论文的工作，并给出了一些结论及建议。

第二章 滚动轴承的故障特征分析

2.1 概述

滚动轴承是旋转机械主要基础部件之一。它具有效率高、摩擦阻力小、装配较为方便、润滑易实现等优点。因此，在中、小型旋转机械上应用较为普遍。

滚动轴承在正常工作条件下，由于受到载荷、安装、润滑状态等因素的影响，运转一段时间后将会产生各种类型的失效。因此滚动轴承是旋转机械中较为薄弱的环节。滚动轴承产生失效的初始阶段，由于失效程度较为轻微，往往不易被人们发现。只有当失效发展到明显过热、强烈振动或滚动噪声足够大时才会被人们发现。由于发现不及时往往引起设备停机或设备损坏，造成生产上不应有的损失。

轴承故障的监测与诊断一直是机械故障诊断技术中的重要内容。据统计，约30%的旋转机械故障是由于滚动轴承的损坏引起的。由于设计不当，或零件的加工和安装工艺不好，或轴承工作条件欠佳，或载荷的冲击，使轴承在承载运转一段时间后会产各种各样的缺陷，并且在继续运行中其缺陷还会进一步扩展，使轴承运转状态逐渐恶化以至完全失效。滚动轴承失效形式较多，可能的故障种类有磨损、剥落、压痕、胶合和裂纹等，其中典型故障是由于疲劳剥落引起的损伤。从实践中可知，滚动轴承的故障大部分可归结为表面的劣化，进而使振动加剧。这些故障引起的振动特征表现在振动信号中存在着冲击脉冲。在时域中，冲击使信号的均值、方差和高阶矩等发生变化；在频域中，信号高频成分明显增多，信号的能量分布发生变化。

2.2 滚动轴承失效的基本形式

2.2.1 滚动轴承的磨损失效

磨损是滚动轴承最常见的一种失效形式，是轴承滚道、滚动体、保持架、座

孔或安装轴承的轴颈，由于机械原因或润滑杂质引起的表面磨损。在工作环境恶劣的情况下，许多杂质会混杂在润滑油中，进入轴承，从而就会在滚动体和滚道上产生磨料磨损，在滚动体和滚道上出现不均匀的划痕。磨料的存在，是轴承磨损的基本原因。

2.2.2 滚动轴承的疲劳失效

疲劳是滚动轴承的另一种失效形式，常表现为滚动体或滚道表面剥落或脱皮。初期是在表面上形成不规则的凹坑，以后逐渐延伸成片。滚动轴承在工作时，由于滚动体与内、外圈接触面积很小，因此接触应力很大。在高速旋转时，由于巨大交变接触应力多次反复作用，轴承元件金属表面就会发生疲劳，产生剥落，形成小凹坑。造成剥落的主要原因是载荷引起的交变应力，有时是因为润滑不良或强迫安装。

2.2.3 滚动轴承的腐蚀失效

由于湿气或水分浸入轴承或由于使用了品质不好的润滑油，就会在轴承表面形成腐蚀。轴承零件表面的腐蚀是由下面三种原因造成的：第一种是润滑油水分或湿气的腐蚀；第二种是电腐蚀；第三种是微振腐蚀。

2.2.4 滚动轴承的断裂失效

轴承零件的破断与裂纹主要是由于磨削或热处理引起的，也有的是由于运行时载荷过大、转速过高、润滑不良或装配不善，使轴承某个部位发生应力集中，产生裂纹，最后导致轴承元件断裂。

2.2.5 滚动轴承的压痕失效

压痕是由于轴承过载、撞击或异物进入滚道内使得滚动体或滚道表面上产生局部变形而出现的凹坑。其原因主要是由于装配不当，有时也可能是过载或撞击造成。

2.2.6 滚动轴承的胶合失效

胶合发生在滚动接触的两个表面间, 为一个表面上的金属粘附到另一个表面的现象。当滚子在保持架内卡住, 由于润滑不良、速度过高和惯性力的影响, 保持架的材料粘附到滚子端面上形成螺旋型污斑状的胶合。

表 2.1 归纳总结了滚动轴承失效的类型及其原因。

表 2.1 滚动轴承失效类型和原因分析

	持续重载	对中不良	转动速度过高	制造和材料缺陷	设计不当
滚动体与滚道剥落	接触应力增大造成疲劳	增加疲劳损伤的可能性	增加应力周期, 加速表面疲劳	金相组织不良、表面疲劳	承载力不足引起疲劳
	持续重载		对中不良		
滚动体与滚道接触边缘剥落	轴向力使滚动体侧移		边缘受到重载大大增加接触应力		
	持续重载	对中不良	润滑不足或润滑剂不良	制造和材料缺陷	环境温度过高
受力表面较大面积压光和微观剥落	引起薄的油膜破裂	滚子使滚道边缘部分油膜破裂	油膜强度丧失引起金属与金属接触	表面粗糙度大造成表面油膜破坏	丧失油膜强度
	对中不良	载荷过轻	润滑不足或润滑剂不良	转动速度过高	设计不当
滚动体和滚道严重污痕和变色	引起滚子滑动和螺旋运动	牵引不足, 导致滚动体打滑	滚动体不能在油膜上滚动	轻载时增加打滑趋势	内部游隙过大导致打滑
	持续重载	冲击载荷	设计不当		
滚动体和滚道产生椭圆形凹痕斑和摩擦腐蚀	负载超过静承载能力	能引起永久性凹痕	抗腐蚀能力差		
			振动		
滚道上出现长划痕和摩擦腐蚀			轴承失效, 内部有间隙而油膜阻尼小时可能出现		
	对中不良	润滑不足或润滑剂不良	转动温度过高		
保持架严重磨损与断裂	使保持架受到破坏性载荷	保持架引导面无油膜分离	保持架引导面受离心力		
			油封不良		
内部油隙增加、表面变粗、微观凹痕损痕			沾染金属引起接触表面摩擦损伤		

	润滑不足或润滑剂不良	油封不良	有电流通过
滚动体和滚道点蚀和锈斑腐蚀	油中的腐蚀物或氧化物侵袭表面引起损伤	腐蚀剂如水等损坏表面	表面大面积点蚀
	润滑不足或润滑剂不良	转动速度过高	环境温度过高
温升、轴承变色、咬合烧伤	散热能力不足	增加所产生的热量	使轴承散热不良
		装配不当	
配合面上有锈蚀带变色，发光，微振磨损		配合过松导致徐动和微振腐蚀	
	冲击载荷	制造和材料缺陷	装配不当
滚动体与轴承圈裂纹	淬透钢脆裂	热处理不当导致滚动体与轴承圈产生裂纹	配合过紧使轴承圈产生裂纹
		操作不当	
轴承上有刻痕、凹痕和划痕		粗糙和错误的操作可能引起损伤，缩短寿命	
	润滑不足或润滑剂不良	设计不当	装配不当
圆锥滚子轴承挡边磨损过大	引起金属滑动接触	控制端部游隙配合制定不正确或预加载荷不当	配合不正确使滚子端部受载增加

2.3 滚动轴承的振动类型及故障特征分析

2.3.1 滚动轴承的旋转机构

滚动轴承是由内圈、外圈、滚动体和保持架等元件组成。内圈、外圈分别与轴颈及轴承座孔装配在一起。在大多数情况下外圈不动，而内圈随轴回转。滚动体是滚动轴承的核心元件，它使相对运动表面间的滑动摩擦变为滚动摩擦。滚动体的形式有球形、圆形、锥柱形和鼓形等等。滚动体可在内、外圈滚道上进行滚动。图 2.1 所示为滚动轴承（球轴承、滚子轴承）的旋转机构示意图，图中所用符号的意义如下：

D ——轴承的节径； d ——滚动体直径； r_1 ——内环滚道的半径；
 r_2 ——外环滚道的半径； α ——接触角。

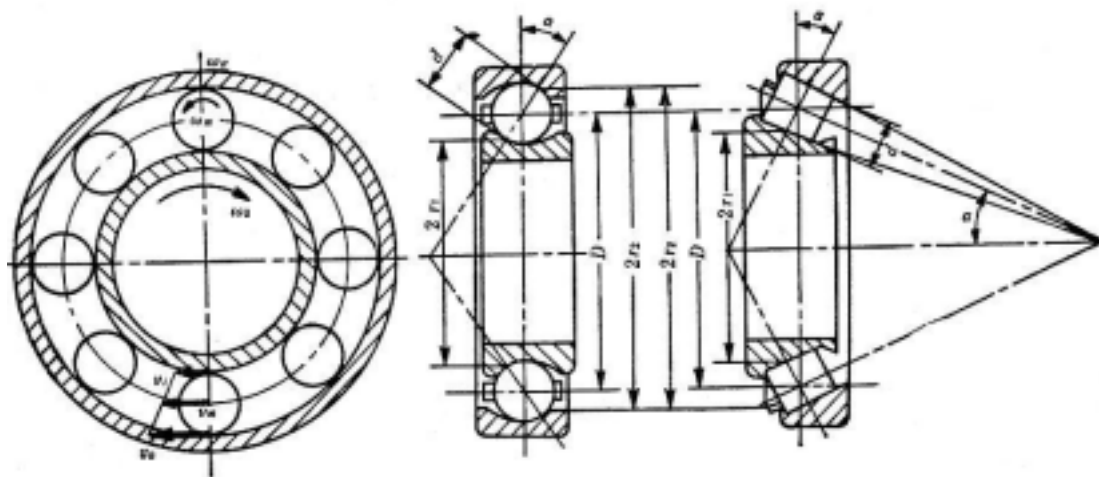


图 2.1 滚动轴承旋转机构示意图

2.3.2 滚动轴承的振动类型

滚动轴承的振动复杂多样，它所造成的振动大致分为以下三类：

- (1) 与轴承变形的有关振动。轴承是一弹性变形体，轴承承受载荷时，由于承载滚动体的不断变换使得轴承在运行时发生弹性振动。它与轴承的异常状态无关。
- (2) 与轴承加工有关的振动。轴承各元件在加工中不可避免地出现加工误差。如表面波纹、轻微的擦痕、装配误差等均会引起轴承振动。
- (3) 轴承在运行时发生故障而引起的振动。轴承在实际运行过程中，由于发生破碎、断裂、剥落等故障而产生振动反应了轴承的损伤情况，所以是我们所感兴趣的，这类振动所产生的振动信号是我们监测分析的对象。

滚动轴承在运转时，由于轴的转动，滚动体便在内、外圈之间滚动。当滚动表面发生损伤时，滚动体在这些表面上转动就会产生一种交变的激振力。由于滚动表面的损伤形状是无规则的，所以激振力产生的振动，将是由多种频率成分组成的随机振动。从轴承滚动表面状况产生振动的机理可以看出：轴承滚动表面损伤的形态和轴的旋转速度决定了激振力的频谱；轴承和外壳决定了振动系统的传递特性。最终的频谱，由上述二者共同决定。即轴承异常所引起的振动频率，是由轴的旋转速度、损伤部位的形态及轴承与外壳振动的传递特性所决定的。

2.3.2.1 滚动轴承的固有振动频率

滚动轴承在运转时，即使是新轴承也会产生振动，它主要是由下列两种振动组合而成的。第一种是由于轴承滚动元件的不圆度、凹凸不平的粗糙度和波纹度引起的振动，这种粗糙不平的起伏是随机的，因而所引起的振动也是随机的，但振级较小；第二种是由于外力的激励而引起的轴承某个元件在其固有频率上的振动。各轴承元件的固有频率与轴承的外形、材料和质量有关，而与轴的转速无关。对各种轴承元件，其固有频率有一确定的范围，可按下式计算求得：

滚动体刚球的固有频率为：

$$f_b = \frac{0.424}{r} \sqrt{\frac{E}{2\rho}} \quad (2-1)$$

式中， r 为钢球半径 (m)； ρ 为材料密度 (kg/m^3)； E 为材料弹性模量 (N/m^2)。

轴承套圈在圈平面内的固有频率为：

$$f_r = \frac{n(n^2 - 1)}{2\pi\sqrt{n^2 + 1}} a^{-2} \sqrt{\frac{EI}{M}} \quad (2-2)$$

式中， I 为套圈截面绕中性轴的惯性矩 (m^4)； a 为回转轴线到中性轴的半径 (m)； M 为套圈单位长度的质量 (kg/m)， n 为节点数， E 为材料弹性模量 (N/m^2)。

当滚动轴承为钢材时，其内、外圈的固有频率可用下式计算：

$$f_n = 9.40 \times 10^5 \times \frac{h}{D^2} \times \frac{n(n^2 - 1)}{\sqrt{n^2 + 1}} \quad (2-3)$$

式中， h 为圆环的厚度 (mm)， D 为圆环中性轴的直径 (mm)， n 为节点数。

轴承元件的固有频率的可能范围大致在 20—60kHz。人们往往利用此段频率作为诊断频带，因为轴承元件的缺陷或其不规则表面在运转中引起的脉冲冲击能激发轴承某个元件以其固有频率振动，从而使故障信号在此频带中得到放大，提高了故障信号的信噪比。

2.3.2.2 滚动轴承的缺陷特征频率

当内圈、外圈、滚子出现点蚀等故障时，会产生一定（特征）频率的冲击，引起轴承振动，机器运行会出现周期性脉冲。这种周期性脉冲作用时间短，形状陡峭。根据轴承产生缺陷零件的不同，滚动轴承的缺陷特征频率为：

外环缺陷：

$$f_o = \frac{zN}{120} \left(1 - \frac{d \cos \alpha}{D} \right) \quad (2-4)$$

内环缺陷：

$$f_i = \frac{zN}{120} \left(1 + \frac{d \cos \alpha}{D} \right) \quad (2-5)$$

滚子缺陷：

$$f_b = \frac{DN}{60d} \left(1 - \frac{d^2 \cos^2 \alpha}{D^2} \right) \quad (2-6)$$

保持架不平衡：

$$f_c = \frac{N}{120} \left(1 - \frac{d \cos \alpha}{D} \right) \quad (2-7)$$

式中， d 为滚动体直径， D 为轴承节径， α 为接触角， z 为滚动体数量， N 为工作转速。当轴承出现故障后，在其振动频谱中会出现其特征频率的谱峰。但在实际中，谱峰的频率并不总是精确地等于理论计算值。这主要是因为滚动体并非纯滚动等因素（如实际轴承的几何尺寸的误差、轴承安装后变形）造成的。所以在频谱图上寻找各特征频率时，需在计算的频率值的上下找其近似的值来作诊断判断。另外，上面各特征频率的计算公式都是以一个剥落坑与一个滚动体接触为前提的。所以在实际应用时，在上述计算公式上还得乘上滚动体数 z 。此外，随着故障程度的增加，经常还会出现一些以特征频率为主频，以轴频为差值的调制边频现象，而当内圈、外圈和滚子同时出现故障时，由频谱分析明确诊断故障比较困难。

2.3.2.3 滚动轴承的振动及其故障特征

由于润滑不良和混入异物等原因使滚动元件表面劣化，致使滚动表面原来的凹凸不平程度变得更加厉害，这种凹凸不平仍具有随机性。因此由此而引起的振动也保持其随机性，只是由于凹凸形状的变大，相应的激振力也会增大。因此由此产生的振动，其振幅也会相应增大。当轴承的滚动体表面上产生剥落和裂纹等局部缺陷时，随着轴承的运转，缺陷部分每当与其它元件表面接触一次就会产生一个冲击脉冲力，该冲击具有明显的周期性，这种周期性脉冲一旦出

现,就说明该轴承的某个元件已产生了某种缺陷。

轴承内、外圈上出现裂纹或点蚀后,轴承产生振动的波形是不同的。当轴承外表面产生剥落时,由于外圈固定不动,其承受力不变,时域波形呈现出一串等幅值脉冲波形;而当轴承内圈产生剥落时,由于内圈随轴旋转,因此承受的压力具有周期性的变化,其时域波形呈现出脉冲幅值受到某一低频信号的调制现象。

(1) 由滚动轴承的构造所引起的振动 (见表 2.2)

当滚动轴承加上一定的载荷时,旋转轴的中心(轴心)随着滚动体的位置变动,这是因为载荷使内、外环和滚动体产生了弹性变形。随着轴心的变动,同时产生振动。这时的振动称为滚动体的传输振动,它由滚动体的公转而产生。这个振动的主要频率成分为 zf 。(其中 z 为滚动体数; f_0 为滚动体频率)。

对于旋转轴弯曲或轴承与轴装歪的情形,此时将发生具有 $zf_0 \pm f$ (其中 f 为轴的旋转频率) 频率成分的振动。

当滚动体直径不一致,一个滚动体的直径比其它滚动体大时,轴心随滚动体的频率 f_0 而变动;另外, f_0 因轴向的刚性不同而产生差别,发生包括 f_0 及 $nf_0 \pm f$ (其中 $n=1, 2, \dots$) 两种频率成分的振动。这些振动的频率一般在一千赫兹以下,没有象固有振动频率那样的频率成分。

表 2.2 轴承构造引起的振动 (低频)

异常原因	发生频率	备注
轴弯曲或轴装歪时	$zf_0 \pm f$	发生左栏频率的振动
滚动体的直径不一致时	f_0 及 $nf_0 \pm f$	发生左栏频率的振动

(2) 滚动体的非线性伴生振动

滚动轴承是靠滚道与滚动体的弹性接触来承受载荷的,因此具有“弹簧”的性质。这个“弹簧”的刚性很高,当轴承的润滑状态不良时,就出现非线性弹簧的特性,因而发生振动。轴向非线性伴生振动频率为轴的旋转频率 (f)、高次谐波 ($2f, 3f, \dots$) 及分谐波 ($\frac{1}{2}f, \frac{1}{3}f, \dots$)。而径向非线性伴生振动是 zf 的各次谐波及其分谐波成份。但是,这种振动,特别是深槽球轴承所发生的振动,在自动调心轴承和滚子轴承上不常发生。

(3) 由精加工面波纹引起的振动 (表 2.3)

制造时如在滚道或滚动体的精加工面上留有波纹，当凸起数达到某一量值时，就会产生特有的振动。但是此表对于有径向间隔并在此方向承受载荷的轴承，多数是不适用的。当由于有精加工留下的波纹而可听到高频声时，它便成为旋转轴发生振摆的原因。

表 2.3 精加工面波纹引起的振动

异常原因	发生频率	备注
内环的波纹	$nzf_i \pm f$	波纹凸起数为 $nz \pm 1$ 时，发生左栏频率的振动
外环的波纹	nzf_o	波纹凸起数为 $nz \pm 1$ 时，发生左栏频率的振动
滚动体的波纹	$2nf_b \pm f_o$	波纹凸起数为 $2n$ 时，发生左栏频率的振动

(4) 因滚动轴承不同轴引起的振动 (表 2.4)

当轴承不对中或轴承装配不良时都会发生如下表所示的低频振动。

表 2.4 轴承的不同轴引起的振动 (低频，特别是球轴承更容易发生)

异常原因	发生频率	备注
① 两个轴承不对中 ② 轴承架内表面划伤或进入异物 ③ 轴承支架的装配部分松动 ④ 轴承本身装配不良	$\frac{1}{2}f$	发生左栏频率的振动，球轴承容易发生振动。
① 内环面的圆度差 ② 轴径圆度差 ③ 轴径面划伤或进入异物	$2f$	发生左栏频率的振动，球轴承容易发生振动。

(5) 因滚动轴承损伤而引起的振动 (表 2.5)

a) 轴承有偏心时的振动。如图 2.2 所示，当轴承有偏心时，例如当轴承的内环严重磨损或开裂时，轴的中心（内环中心） O' 便以外环中心 O 为中心作振摆。这时发生的振动情况如图 2.3 所示。此时振动的频率为 nf 。(f。为旋转频率， $n=1, 2, 3, \dots$)。

b) 内环有点蚀的振动。如图 2.4 所示，当滚动轴承内环的某个部分存在剥落、裂纹、压痕、损伤等点蚀情况时，便会发生如图 2.5 所示的振动(频率)。

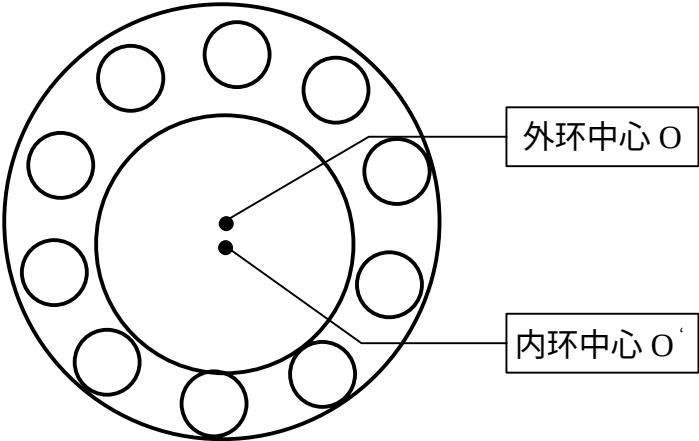


图 2.2 滚动轴承的偏心

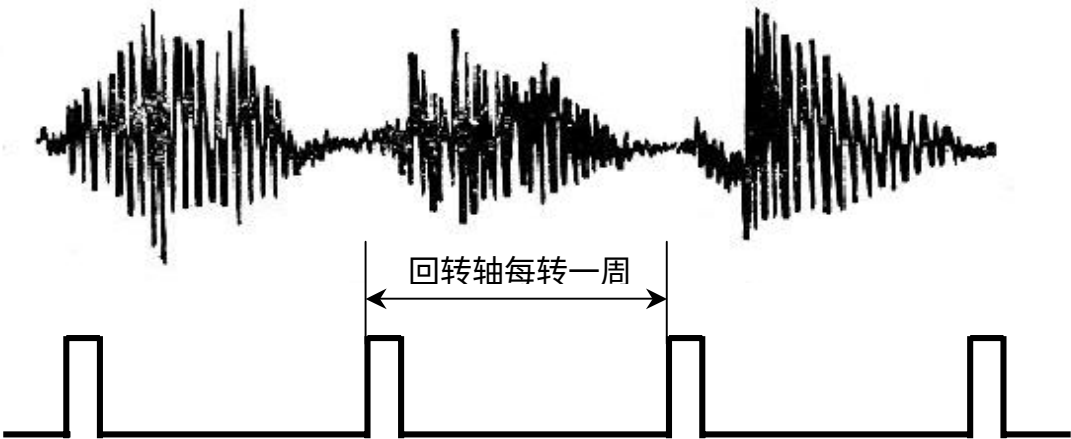


图 2.3 滚动轴承偏心时的振动

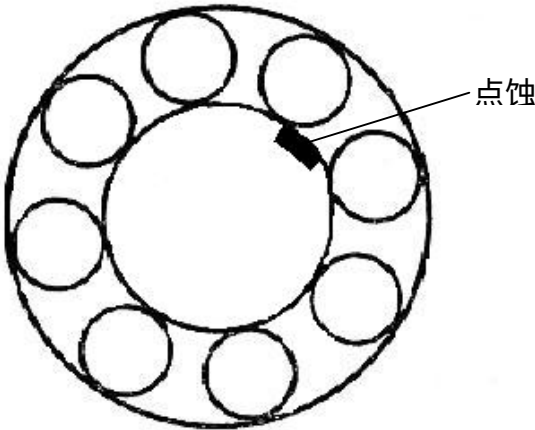


图 2.4 滚动轴承内环的点蚀

由于轴承通常都有径向间隙，根据点蚀部分和转动体发生冲击的位置，振动的振幅发生变化，其中多数与旋转频率和滚动体的公转频率的振幅调制有关。

所发生的振动频率见表 2.5。

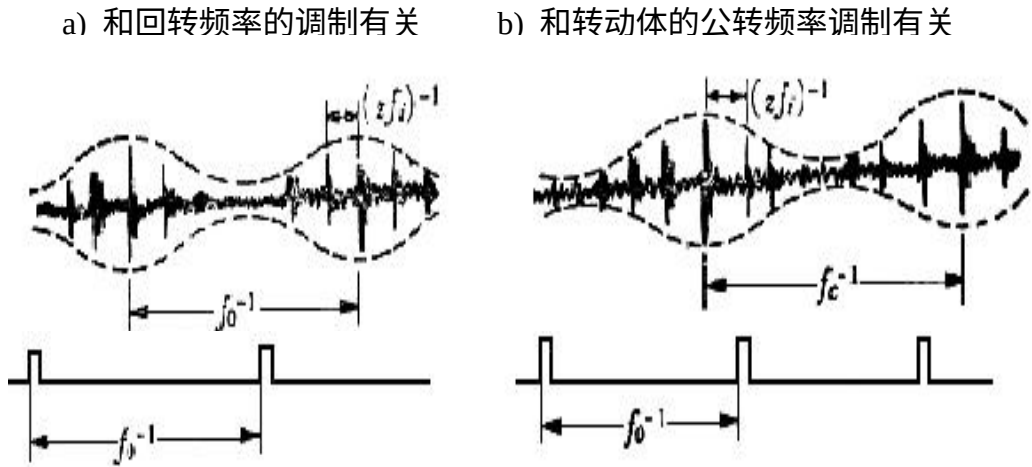


图 2.5 内环存在点蚀的振动

表 2.5 因轴承损伤引起的振动（高频）

异常原因	发生频率	备注
内环偏心	Nf	都发生固有振动频率和高次谐波
内环点蚀	Nzf_i 、 $nzf_i \pm f$ 、 $nzf_i \pm f_0$	
外环点蚀	Nzf_0	发生固有振动频率和高次谐波
滚动体点蚀	$2nf_b \pm f_0$ 、 $2nf_b$	发生固有振动频率和高次谐波

c) 外环有点蚀的振动。如图 2.6(a)所示，如在外环上发生点蚀时，则产生如图(b)所示的振动。其产生的振动频率是外环的一点和（单一）转动体相接触的基本频率（ f_0 ）再乘以转动体数（ z ）的乘积（ zf_0 ）及其高次谐波 nzf_0 。由于损伤处的位置与承载方向之间的位置关系是一定的，所以与振幅调制无关。

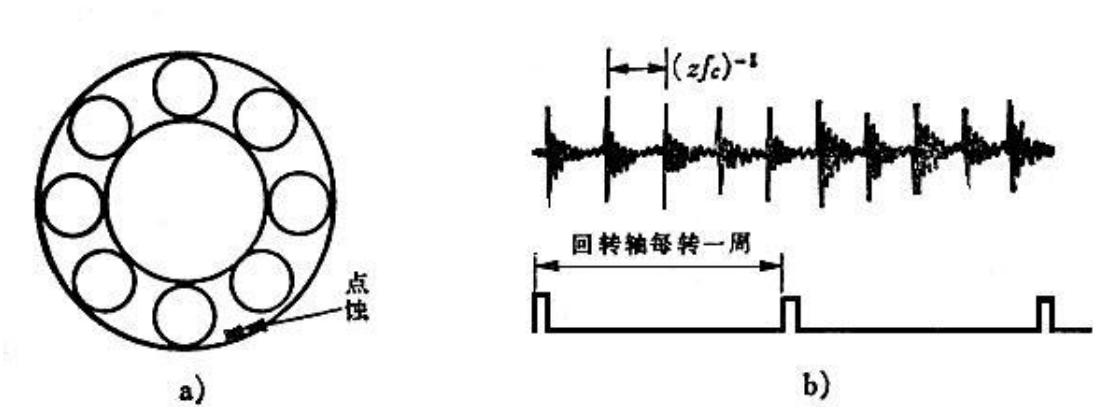


图 2.6 外环的点蚀和存在点蚀时的振动

d) 滚动体上有点蚀的振动。当转动体上有点蚀时,发生的振动及其频率如图 2.7 所示。这种情况与内环点蚀一样由于轴承通常存在径向间隙,随点蚀与滚动体发生冲击的位置而产生的振动的振幅发生变化,它是以转动体的公转频率调制的振幅。其振动频率见表 2.5。

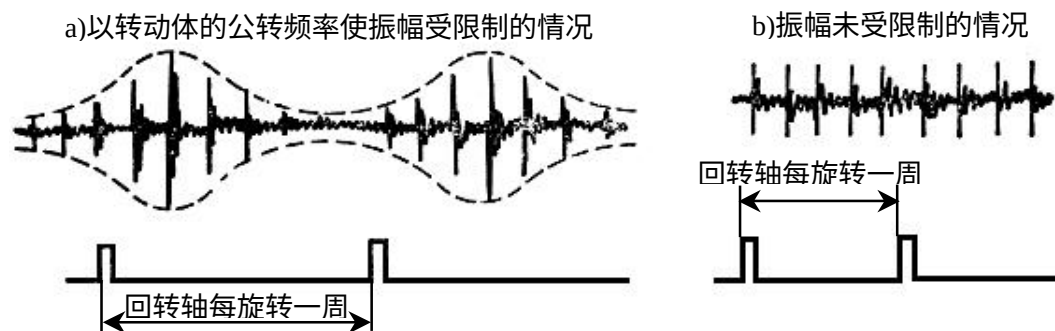


图 2.7 转动体存在点蚀时的振动

2.4 滚动轴承的振动监测方法

如前所述,滚动轴承在工作过程中会产生各种各样的异常和损伤,多数故障都会使轴承的振动加剧。这样振动信号就成为诊断轴承故障的主要信息。振动诊断法的主要优点有:

- (1) 可以检测出各种类型轴承的异常现象;
- (2) 在故障初期就可以发现异常,并可在线测定;
- (3) 由于振动信号发自轴承本身,所以不需要特别的信号源;
- (4) 信号检测和处理比较简单。

2.4.1 测量位置和方向的选择

若轴承座露在外面,测量位置应选在轴承座上;若轴承座装在内部,测量位置应选在与轴承座相连刚性高的部分或基础上。测量时应在测量位置作出标记,每次测量不要改变位置,并注意测量部分表面的光滑性。

测量位置通常在水平 (x)、垂直 (y)、轴向 (z) 三个方向上。测量时,由于设备构造和安全等方面的限制,有时三个方向不可能同时都进行,这时可在 x 与 z 或 y 与 z 两个平面方向上测量。对于高频振动,一般因无方向性,也可在一个方向上进行。

2.4.2 测量参数的选择

滚动轴承所发生的振动，包含 1kHz 以下的低频振动和数 kHz 乃至数十 kHz 的高频振动。振动的频率范围与故障的类型有关，所以用振动信号对轴承的故障进行诊断时，通常选用振动速度或振动加速度作为测量参数。但应注意，利用振动速度和振动加速度所能测出的故障种类是不同的。

2.4.3 测量周期的确定

为发现初期异常，需要进行定期测量。测量周期确定的原则是根据劣化的速度，应不致忽略严重的异常情况，并尽可能缩短。通常先确定一个基本的测量周期，当发现测量数据的变化征兆，就应开始缩短测量周期，以符合实际情况的需要。如果条件允许，也可采用连续测量。

2.4.4 测量标准的确定

测量方针确定以后，就应确定测量标准以判断测出的值是正常还是异常。在轴承振动诊断中，常用的标准有三类：

a) 绝对标准

绝对标准是在规定了正确的测量方法后而制订的标准。它包括国际标准、国家标准、部颁标准、行业标准和企业标准等等。使用绝对标准，必须用相同仪表、在同一部位、按相同条件进行测量。选用绝对标准，必须注意掌握标准适用的频率范围和测量方法等。

b) 相对标准

相对判断标准是对同一部位定期进行测量，并按时间先后进行比较，以正常情况下的值为基准值，根据实测值与基准值的倍数比来进行判断的方法。

对于低频振动，通常规定实测值达到基准值的 1.5—2.0 倍时为注意区，约 4 倍时为异常区；对于高频振动，当实测值达到基准值的 3 倍时为注意区，6 倍左右时为异常区域。

应用相对判断标准，其测量值必须在相同条件下、用相同的仪器、在同一位置进行定期测量而获得。

c) 类比标准

类比判断标准是指将同型号的轴承,在同一时期内相同条件下的测定值进行比较,以判断异常发生的程度。

使用上述三种判断标准时,一般优先选用绝对标准,但有时为了提高判断的准确度,也可将三类标准相互结合,综合利用。

第三章 齿轮故障特征分析

3.1 概述

现代机械设备虽然多种多样，但齿轮传动仍是目前广泛采用的主要传动形式之一。由于齿轮传动具有结构紧凑、效率高、寿命长、工作可靠和维修方便等特点，所以在运动和动力传递以及变更速度等各个方面得到了普遍应用。但是齿轮传动也有明显的缺点。由于其特有的啮合传力方式造成两个突出问题：一是振动、噪声较其它传动方式大；二是当其制造工艺、材质、热处理、装配等因素未达到理想状态时，常成为诱发机器故障的重要因素，且诊断较为复杂。齿轮传动多以齿轮箱的结构出现，齿轮是各类机械设备通常具备的变速传动部件，齿轮和齿轮箱工作状态的好坏直接影响整个机械系统的工作，它们的故障往往是造成系统不能正常运转的常见原因之一，所以它们的制造质量、工作平稳性和噪声是机器制造质量的重要标志。据统计，齿轮在齿轮箱种类零件失效中所占的比例为 60%，齿轮本身的失效比重最大。这说明在齿轮箱中齿轮本身的制造和装配质量及其运行维护是关键。齿轮本身作为高度复杂的成形零件，其制造和装配精度往往低于其它零件。在高速、重载下运行的齿轮，其工作条件也比其它零件恶劣得多。因此研究齿轮的振动监测技术，对提高齿轮箱运行的可靠性有着重要的意义。

3.2 齿轮的失效形式

一般情况下，常见的齿轮失效形式有四种：即断裂、磨料磨损、粘附磨损或擦伤以及疲劳剥落。

3.2.1 齿轮的疲劳断裂失效

齿轮在运行过程中，齿轮承受的载荷，如同悬臂梁，在其根部的弯曲应力最大。由于过载，特别是受冲击载荷时，会引起整个齿轮与其相应部位断裂。

当齿轮受到过高的交变周期应力时，也会引起疲劳断裂。

3.2.2 齿轮的磨料磨损失效

当齿轮工作面间有金属微粒，金属氧化物或其它硬质磨料存在时，会引起磨料磨损。这些外界的硬质微粒，开始先嵌入一个工作表面，然后以微粒切削的形式，从另一工作表面挖去金属的微小微粒或在塑性流动下引起变形。一般情况下，也只有当在润滑油料中夹杂有直径 $30\ \mu\text{m}$ 以上的磨料时，齿轮才会在运行中引起磨料磨损，这种现象在实际工程中也许是最严重而简单的磨损原因。

3.2.3 齿轮的粘附磨损或擦伤失效

当两个啮合齿轮的端面由于相对滑动，使两齿轮面间的润滑油膜破裂，滑动面间摩擦系数增加，在摩擦和表面压力的作用下产生高温，使接触区内的金属塑化，由于接触时所产生的热量不散而进一步增加金属表面熔化。由此在齿面上留下的伤痕是这种故障形式的症状。一般说来，当润滑油粘度过低、转速过低、运行温度过高、齿面上单位面积载荷过大、相对滑动速度过高，以及接触面积过小，均会使油膜破裂而造成齿面擦伤。

3.2.4 齿轮的剥落失效

齿面疲劳剥落是由于材料疲劳引起的。当齿面的接触应力超过材料所允许的疲劳极限时，在表面层开始产生微细的裂纹，继之由小块剥落扩大成整块剥落，当剥落面积不断增大，齿面上剩余的工作面积无法再继续承受外部载荷，从而使整个齿产生断裂。

另外，齿轮在实际啮合过程中，既有相对滚动，又有相对滑动。因此齿面的疲劳裂纹是由于两种应力综合作用的结果。在滚动中，齿面接触区内的正压力使表面层深处产生剪切力，当此剪切力最大值超过材料的强度极限时，开始出现裂纹。观察多数疲劳裂纹的形态，裂纹与齿面呈近 45° 的交角，这就证明了裂纹的产生是属于剪切破坏。另一方面，齿面的相对滑动，又会使表面产生拉应力。可见，齿轮的疲劳裂纹，是由于齿轮啮合的相对滚动产生的正压力与

相对滑动产生的拉应力综合作用形成的。

表 3.1 列出了几种齿轮失效的类型和原因分析。

表 3.1 齿轮失效的类型和原因分析

	持续重载	对中不良	制造和材料缺陷	齿轮设计不当
齿面剥落	接触应力增大造成疲劳	增加疲劳损伤的可能性	材料过软、晶粒过大、排列不良可能引起齿面剥落	齿轮几何曲线不良造成应力过高
	润滑不足	制造和材料缺陷	安装不当	环境温度过高
滚动方向上擦伤	油膜强度不足，会引起金属滚动接触	表面粗糙度过高，引起油膜破裂	侧隙不当可能造成齿轮失效	可能引起油膜破裂
		撞击载荷	齿轮设计不当	
齿面尾部和轮廓线上有疲劳裂纹		可能超过弯曲应力允许值	运行状态下弯曲应力不足	
		对中不良	安装不当	
齿尖断裂		引起过大的局部弯曲应力	使齿轮的对中不良	
			制造和材料缺陷	
齿轮上有裂纹			热处理不良	
	撞击载荷	制造和材料缺陷	齿轮设计不当	
向轮轂方向碎裂和扭曲	足够严重时会损坏齿轮本体	齿轮体太薄、心部太软造成损坏	齿轮体厚度不足	
		持续重载	对中不良	
齿面上有辗压、撞击引起的波浪形隆起		引起塑性流动	可能有局部的塑性流动	
			油封不完善	
表面变粗糙、有细微压痕、齿侧磨损		金属杂质可能造成轮齿磨料磨损		
		润滑不足	油封不完善	
齿面腐蚀造成锈斑和点蚀		润滑油中的腐蚀性介质和氧化物可能侵蚀齿面	由于水一类杂质引起的腐蚀损坏表面	
		润滑不足	环境温度过高	
齿轮升温、变色和软化		散热能力不足	造成散热困难	
			操作不当	
齿面上有刻痕、凹痕和划痕			粗糙和错误的操作可能引起损伤	

3.3 齿轮的振动类型及故障特征

3.3.1 齿轮的固有振动

齿轮在啮合过程中，因受周期性冲击载荷的作用，产生振动的高频分量就是齿轮的固有振动频率。齿轮的固有振动频率可用下式计算：

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3-1)$$

式中， m 和 k 为齿轮的等效质量和刚度系数，其值可以根据经验或有关手册来确定。

齿轮的固有振动频率在齿轮处于正常或异常状态时都会发生，它的固有频率一般比轴承的固有频率低，大约为 1kHz—10kHz。齿轮共振往往使齿轮振动水平很高，最终导致齿轮发生疲劳断裂。因此，准确地测出固有频率，可以为齿轮的故障诊断提供一个重要参数。

3.3.2 齿轮的啮合振动

齿轮在运转过程中，大、小齿轮相互啮合，其啮合频率可按下式计算：

$$f_z = Z_1 \frac{N_1}{60} = Z_2 \frac{N_2}{60} \quad (3-2)$$

式中， Z_1 为大齿轮的齿数； N_1 为大齿轮的转速（rpm）； Z_2 为小齿轮的齿数； N_2 为小齿轮的转速（rpm）。

3.3.3 齿轮磨损引起的振动

当齿轮的所有齿面都产生均匀磨损而使齿隙增大时，会造成或者一端，或者齿面上出现裂痕、点蚀、剥落等损伤，则如图 3.1 所示，因啮合而产生的冲击振动的振幅会明显增大，且振幅几乎具有相同的振动水平。冲击脉冲频率通常为 1kHz 以上的高频信号。



图 3.1 齿轮磨损后引起的振动(高频)

与此同时, 正弦波中低频啮合频率及其高次谐波的幅值呈增大的趋势。此外, 随着磨损的发展, 齿轮刚性(弹性系数)表现出非线性的特点, 振动波形作如图 3.2 所示的变化, 在频率成分中产生出为啮合频率的 2 倍、3 倍…的分数谐波, 或 $1/2$ 、 $1/3$ …的分数谐波。还有, 在齿轮加减速时有时也会出现如图 3.3 所示的具有非线性振动特点的阶跃现象。

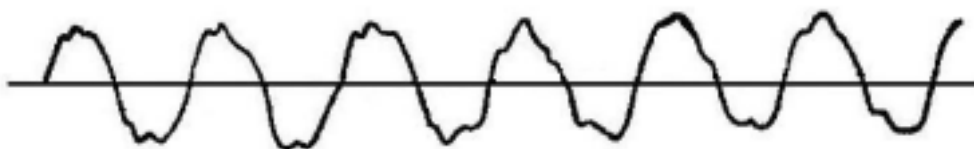


图 3.2 齿轮磨损后引起的振动(低频)

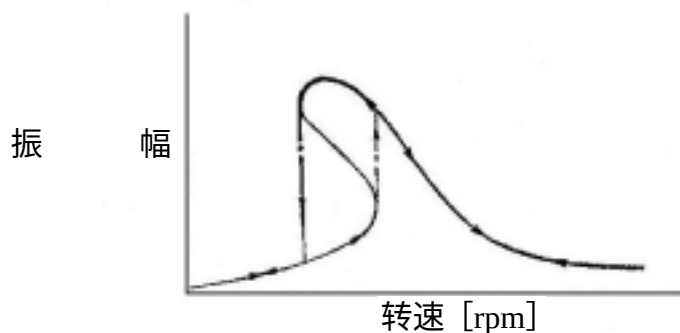


图 3.3 阶跃现象

3.3.4 齿轮偏心引起的振动

齿轮有偏心 and 周节误差时, 高频域的振动波形如图 3.4 所示。一般说来齿轮偏心会使齿轮旋转频率的振幅增大, 而周节误差会使齿轮啮合频率的振幅增大。当既有偏心又有周节误差时, 将会出现调制波形, 其高频振动包含旋转频率的一次和高次谐波成分、啮合频率成分及其边带。



图 3.4 有偏心、周节误差的齿轮发生的振动(高频)

3.3.5 齿轮不同轴引起的振动

齿轮不同轴时,会发生低、高频的啮合频率及其边带。图 3.5 所示为低频域振动波形。

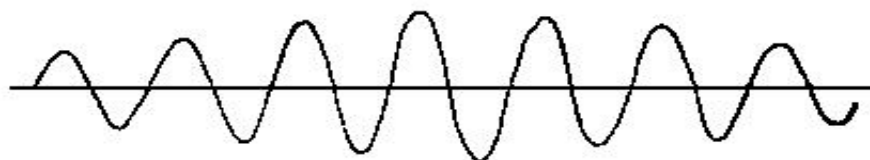


图 3.5 齿轮轴不同轴时的振动(低频)

3.3.6 齿轮局部异常引起的振动

当齿轮发生折损、齿根部有大裂纹等局部异常时,会在高频域产生如图 3.6 所示的振动。其振动波形比较复杂,只有对波形作进一步的处理,才能从中寻找出相应的缺陷。

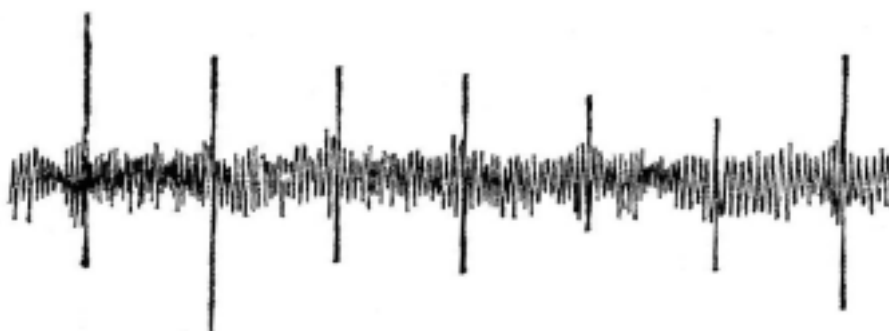


图 3.6 局部有异常的齿轮发生的振动

3.4 齿轮振动信号的特征

齿轮在运转过程中,传感器拾到的振动信号,不论是时域的还是频域的,

通常都非分复杂，但它不外乎是由下列一些成分综合而成。

3.4.1 啮合频率及其各次谐波

标准渐开线轮廓的齿轮，在节线附近是单齿啮合，在节线两侧的某个部位开始（其确切位置由重叠系数而定）至齿顶和齿根的两个区段为双齿啮合。因此，每个轮齿在啮合过程中，载荷的分配是变化的，载荷的变化会引起轮齿刚性的变化，从而引起轮齿的振动，该振动在频谱图上会出现啮合频率及其各次谐波成分。此外，两啮合轮齿的齿面相对滑动速度及摩擦力，在节线处要改变方向，从而形成交变的摩擦力，而且齿廓的制造误差等原因都会在啮合频率及其各次谐波上产生振动分量，特别是齿面均匀磨损后，这些成分会变得格外地突出。均匀磨损后，啮合频率及其各次谐波振动分量的幅值都会上升，需要注意的是，它的基波成份增长较慢，而各次谐波分量的增长比基波要快得多。

3.4.2 隐含成分

如同啮合频率一样，一对新齿轮传动时，在其振动的频谱图上会出现某一频率的基波及其低次谐波成份，我们称之为隐含成分，也叫做鬼线。其实它是制作该齿轮时所用的加工机床的分度齿轮的啮合频率。该频率有如下两个特点：它不受载荷的影响；当齿轮运转一段时间后，由于齿轮均匀磨损，啮合频率各次谐波的振动分量逐渐增加，而隐含成份及其各次谐波却逐渐下降。隐含成份对齿轮的故障诊断没有直接的观察效果，但它的各次谐波分量的下降却给出了该齿轮轮齿齿廓磨损的信息。

3.4.3 调制效应产生边频带

在一对齿轮啮合过程中，其啮合频率及其各次谐波可以看作一个高频振荡，即把它看作载波。而那些在每周呈现一次或二次的振动信号，如齿面上的点蚀、剥落所引起的振动信号可视为缓变信号，即调制信号。两种信号同时出现时，就会产生调制效应。调制效应从数学的观点上看，是两个函数（信号）的相乘，而在频域中则表现为两函数的卷积。在频谱图中，两频线间的间隔即为其调制信号的频率——这是非常有价值的诊断信号，找出调制信号的频率即可判断其

相应的故障。调制又可分为两类：幅值调制；频率调制。

3.4.3.1 幅值调制

幅值调制简称调幅。齿轮齿矩的周期性变化、载荷的波动及局部或均布故障的出现都会产生幅值调制效应。

- A) 局部缺陷：当齿轮缺陷局部发生时，就相当于齿轮每转一圈产生一个脉冲激励，齿轮的啮合频率被一个短的周期脉冲所调制。在频谱中表现为在啮合频率两侧的大量的边频带，其幅值较低且均匀而平坦。
- B) 均布缺陷是一种比较均匀分布的缺陷，它相当于时域包络线比较宽的脉冲。因此，它在频域中表现为在啮合频率两边产生了一簇幅值较高。起伏较大，分布较窄的边频带。

3.4.3.2 调频效应

调频效应是由于齿矩周期性变化及载荷波动引起的。事实上，一个齿轮上的载荷发生波动就会引起速度的波动，所以在调幅的同时也必然会产生频率调制效应，调频的结果同样引出一簇边频带，其间距的含义与调幅时相同。从理论上讲，由调幅、调频效应所产生的边频带对载波应是对称的。但在实际上，由于经常是调幅和调频效应同时产生，而且还有相位等综合影响的结果，在谱图上会形成不对称的边频带，尽管如此，但只要仔细分析，同样能找出其特征频率——边频带的谱线间隔。

3.4.4 轴速频率及其低次谐波

这是由于齿轮轴每旋转一周重复产生的附加脉冲而引起的，失衡、不对中及机械松动等缺陷都会引起附加脉冲。附加脉冲与调幅、调频效应不同，后者对称于零线，前者不对称于零线，这在时域信号中有明显的特征。在频谱中，调制信号表现为啮合频率两侧的边频带，而附加脉冲只是轴频的低次谐波。

3.4.5 啮合频率及其各次谐波的分析

啮合频率：

$$f_m = n \times \frac{N}{60} \times Z \quad (3-3)$$

式中： n 为谐波次数； N 为齿轮轴的转速(rpm)； Z 为齿轮的齿数。

齿轮运转时，其振动频谱上都含有啮合频率及其谐波分量。随着齿轮的磨损，频谱上的啮合频率及其各次谐波都会上升，即幅值增大。但值得注意的是，啮合频率高次谐波的幅值要比基波的幅值上升得快。

啮合频率是齿轮振动中比较突出的成分，它既是齿轮齿廓磨损的一个灵敏指标，同时齿面上产生点蚀、剥落等损伤也会在啮合频率及各次谐波成分上表现出来。

对于一对新齿轮来说，其频谱的整个振动能量水平较低，啮合频率的基波及其第二、三次谐波幅值依次减小。对于具有中等点蚀故障的齿轮，其频谱随着点蚀的增加，整个谱的水平都随之增加，且啮合频率高次谐波幅值将超过基波。另一个特点是啮合频率的二次谐波两边的边频带愈加丰富。当齿面出现重度点蚀时，谱噪声总量急剧上升，且啮合频率的谐频延伸到七次以上。

啮合频率分析也有其不足之处，它毕竟是众多齿轮振动能量的平均值，因此在局部轮齿呈现损伤时，其幅值的增长就不那么明显，只有大多数轮齿受到磨损或出现点蚀、剥落等损坏时才有明显的增量。

3.4.6 边带分析

对齿轮的故障诊断来说，在频谱图上对啮合频率成分两侧的边频带分析是一个很重要的环节，它含有丰富的齿轮故障信息，齿轮传动中的许多缺陷是以边带的形式呈现出来的。实际上，它是由于故障或缺陷所产生的振动频率对啮合频率调制的结果。根据这些边频带的存在、边频带所呈现的形式及谱线的间隔，可以对故障的存在及其部位作出判断。

- 当齿轮偏心、齿距的周期变化及载荷波动等缺陷存在时，齿轮每旋转一周就会产生一次或几次振动，这些缺陷的频率与该齿轮轴的轴频 f_n 成正比。因此，在频谱上，会在啮合频率的两侧产生 $f_m(\text{啮合频率}) \pm nf_n$ 的一簇边频带。要注意的是：与齿轮偏心有关联的边频带常常是下边带，即它仅有 $f_m - nf_n$ 的成分。

- 转轴上联轴节不平衡、不对中等故障，会在啮合频率的两侧产生 $f_m(\text{啮合$

频率) $\pm nf_n$ 或 f_m (啮合频率) $\pm 2nf_n$ 的一簇边频带。

- 齿面的剥落、裂纹及断齿会产生周期脉冲。频谱上除呈现其脉冲频率外，还会在啮合频率两侧产生边频带。由于局部缺陷和均布缺陷所引起的脉冲宽度不一样，有时还会呈现出低次轴频的谐波。

- 不少实验验证，啮合频率的第四次谐波对故障反应较灵敏，在该次谐波成分两侧的边频带分布也极为丰富，是信息的汇集之处。

第四章 滚动轴承与齿轮的振动信号分析及故障诊断方法

4.1 时域统计分析方法

4.1.1 有效值和峰值判断法

滚动轴承和齿轮振动的瞬时值随着时间在不断地进行变化,作为表现这种振动变化大小的方法广泛地使用有效值。信号 $x(t)$ 的均方值 $E[x^2(t)]$, 或称为平均功率 ψ_x^2 , 其表达式为:

$$\psi_x^2 = E[x^2(t)] = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt \quad (4-1)$$

ψ_x^2 表达了信号的强度, 其正平方根称为均方根值, 又称为有效值 x_{rms} , 也是信号的平均能量的一种表达。

如 $x(t)$ 经采样后得离散数字信号 $x(t_1)$ 、 $x(t_2)$ 、 $x(t_3) \cdots x(t_n)$, 其均方根值表示为:

$$\psi_x^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^n x(t_i)^2 \quad (4-2)$$

式中: n 为样本数据个数。

由于有效值是对时间的平均, 所以对具有表面裂纹无规则振动波形的异常, 可对其测量值作出恰当的评价。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。

峰值是在某个时间内振幅的最大值。其表达式为:

$$\hat{x} = \max|x(t)| \quad (4-3)$$

它对瞬时现象也可得出正确的指示值。特别对初期阶段轴承表面剥落, 很容易由峰值的变化检测出来。但它对滚动体对保持架的冲击及突发性外界干扰、

或灰尘等原因引起的瞬时振动比较敏感。所以比起有效值来，测量值的变化可能很大。

4.1.2 峰值指标

峰值指标（波峰系数）表示波形是否有冲击的指标，其表达式为：

$$C = \frac{\hat{x}}{x_{rms}} \quad (4-4)$$

式中， $\hat{x}$ 为峰值。

一般说来，正常轴承振动的峰值指标为 4--5。当滚动轴承出现剥落、裂纹、碎裂时，峰值指标达到 10 以上。所以用该方法也较容易对滚动轴承的异常作出判断。

该方法的最大特点是：由于波峰的值不受轴承尺寸、转速及负荷的影响，所以正常异常的判断可非常单纯地进行；此外，峰值指标不受振动信号的绝对水平所左右，所以传感器或放大器的灵敏度即使变动，也不会出现测量误差。但这种方法对表面裂纹或磨损之类的异常几乎没有检出能力。

4.1.3 歪度指标和峭度指标

歪度指标是概率密度函数不对称度的度量；峭度指标是概率密度分布峭度程度的度量，表示振动波形中是否有冲击或尖锐程度的值。它们的定义为：

$$\text{歪度指标：} \alpha_3 = \int_{-\infty}^{\infty} x^3 p(x) dx \quad (4-5)$$

$$\text{峭度指标：} \alpha_4 = \int_{-\infty}^{\infty} x^4 p(x) dx \quad (4-6)$$

根据概率密度求歪度指标和峭度指标的方法为：

$$\text{歪度指标：} \alpha_3 = \frac{\int_{-\infty}^{\infty} x^3 p(x) dx}{\sigma^3} \quad (4-7)$$

$$\text{峭度指标：} \alpha_4 = \frac{\int_{-\infty}^{\infty} x^4 p(x) dx}{\sigma^4} \quad (4-8)$$

式中： x 为瞬时幅值； $p(x)$ 为概率密度函数； σ 为标准差（方差）。

离散化后的表达式为：

$$\text{歪度指标：} \alpha_3 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^n \frac{x_i^3}{\sigma^3} \quad (4-9)$$

$$\text{峭度指标：} \alpha_4 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^n \frac{x_i^4}{\sigma^4} \quad (4-10)$$

对于正态分布来说，其歪度为零，对于一般的实际信号来说，歪度也接近于零，高阶偶次矩对信号中冲击特性较敏感，而峭度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，如果轴承圈出现裂纹，滚动体或轴承边缘剥裂等在时域波形中都可能引起相当大的脉冲度，用峭度作为故障诊断特征量是有效的。

4.1.4 其它无量纲示性指标

当时间信号中包含的信息不是来自一个零件或部件，而是属于多个元件时，如在多级齿轮的振动信号中往往包含有来自高速齿轮、低速齿轮以及轴承等部件的信息，在这种情况下，可利用下列一些无量纲示性指标进行故障诊断或分析：

$$\text{波形指标：} K = \frac{x_{rms}}{\mu_x} \quad (4-11)$$

$$\text{脉冲指标：} I = \frac{\hat{x}}{\mu_x} \quad (4-12)$$

$$\text{裕度指标：} L = \frac{\hat{x}}{x_r} \quad (4-13)$$

式中 μ_x 为均值； x_r 为方根幅值。

4.2 相关分析方法

两个信号 $x(t)$ 、 $y(t)$ 互相关函数的定义为：

$$R_{xy}(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)y(t-\tau)dt \quad (4-14)$$

$$R_{yx}(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} y(t)x(t-\tau)dt \quad (4-15)$$

显然，互相关函数是两信号之间时差 τ 的函数。如果 $x(t)=y(t)$ ，则上式变为自相关函数：

$$R_x(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)x(t-\tau)dt \quad (4-16)$$

如果 $x(t)$ 和 $y(t)$ 为功率信号，则其相应的相关函数定义为：

$$R_{xy}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} x(t)y(t-\tau)dt \quad (4-17)$$

$$R_{yx}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} y(t)x(t-\tau)dt \quad (4-18)$$

$$R_x(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} x(t)x(t-\tau)dt \quad (4-19)$$

由以上分析可知，能量信号与功率信号的相关函数的量纲不同，前者为能量，而后者为功率。

对于离散信号 $x(t)$ 和 $y(t)$ ，其直接计算方法可按下式进行：

$$R_{xy}(m) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x(n)y(n-m) \quad (4-20)$$

$$R_x(m) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x(n)x(n-m) \quad (4-21)$$

相关函数描述了信号波形的相关性（或相似程度），揭示了信号波形的结构特性。利用相关函数可以从几乎被看作只是噪声的波形中测出有规则的信号，甚至还能将信号的周期等也测出来。它作为信号的时域分析方法之一，为工程应用提供了重要信息，特别是对于在噪声背景下提取有用信息，更显示了它的实际应用价值。

相关函数的计算有直接计算法和间接计算法。间接法是用快速傅利叶变换计算功率谱密度函数，然后计算它的傅利叶逆变换，进而得到相关函数。与直接法相比可压缩运算次数和时间，具有突出的优越性。

4.2.1 自相关函数的快速傅利叶变换计算方法

计算过程如下：

- ①取 N 个采样数据($N=2i$)得 $\{x_k\}$, ($k=0,1,2,\dots,N-1$), 加上 N 个零点, 得 $2N$ 个点的新序列 $\{x_{2k}\}$;
- ②对 $2N$ 个点数据作快速傅利叶变换, 求得 $X(n)$, ($n=0,1,2,\dots,N-1$);
- ③计算 $2N$ 点的功率谱密度函数 $G(n)$;
- ④计算 $G(n)$ 的傅利叶逆变换并乘上比例因子 $N/(N-r)$, ($r=0,1,2,\dots,N-1$);
- ⑤仅保留前 N 个点的值即可得到 $R_x(r)$;

4.2.2 互相关函数的快速傅利叶变换计算方法

与自相关函数相类似, 互相关函数的快速傅利叶算法, 也是先用 FFT 方法计算互功率谱密度函数:

$$G_{xy}(n) = \frac{2h}{N} |X^*(n)Y(n)| \quad (4-22)$$

然后再计算 $G_{xy}(n)$ 的逆变换, 从而得到互相关函数。

对样本记录 $x(t), y(t)$ 作 $N=2^l$ 的 FFT 计算, 可有两种方法: 其一是对 $x(t)$ 、 $y(t)$ 各自作离散傅利叶变换, 然后计算互功率谱, 再作逆变换得到相关估计; 其二是先假设一个复数序列 z_k , 使 $z_k = x_k + jy_k$ 。然后对 z_k 作离散傅利叶变换得到 $Z(n)$, 依据离散傅利叶变换的性质, $X(n)$ 和 $Y(n)$ 可由下式确定:

$$\left. \begin{aligned} X(n) &= \frac{Z(n) + Z^*(N-n)}{2} \\ Y(n) &= \frac{Z(n) - Z^*(N-n)}{2j} \end{aligned} \right\} \quad (4-23)$$

得到 $X(n)$ 和 $Y(n)$ 后, 即可求得互功率谱密度函数估计 $G_{xy}(n)$ 。这种方法是实际分析中常用的。其步骤如下:

- ①将 x_k, y_k 分别存于 $z_k = x_k - jy_k$ 的实部和虚部中, ($k=0,1,2,\dots,N-1$);
- ②在实部和虚部分别加上 N 个零点, 得到新的 $2N$ 点的 $\{z_{2k}\}$ 序列;
- ③用 FFT 方法计算 $2N$ 点的 $Z(n)$, ($n=0,1,2,\dots,N-1$);
- ④计算 $X(n)$ 和 $Y(n)$;

⑤计算互功率谱密度函数估计 $G_{xy}(n)$ ；

⑥ 计算 $G_{xy}(n)$ 的傅利叶逆变换并乘比例因子 $N/(N-r)$ ，取前 N 点 ($r=0,1,2,\dots,N-1$)，即可得到互相关函数的估计值 $R_{xy}(r)$ 。

4.3 功率谱分析方法

利用幅值域参数指标可以实现对滚动轴承和齿轮箱的简易诊断，即判断滚动轴承和齿轮是否有故障。由于这些指标计算简单、快速，所以常常用于滚动轴承和齿轮的在线监测。一旦监测发现有故障，要判断到底是什么类型的故障，故障发生在哪个元件上，以及故障的严重程度等比较精确的信息，就需要对滚动轴承和齿轮箱的信号进行频域分析。根据频谱图中的频率成分以及各有关频率成分处幅值的大小进行精确诊断。

功率谱分析法可确定滚动轴承和齿轮振动信号的频率构成和振动能量在各频率成分上的分布，是一种重要的频域分析方法。

虽然幅值谱也能进行类似的分析，但由于功率谱是幅值的平方关系，所以功率谱比幅值谱更能突出齿轮啮合频率及其谐波等线状谱成分而减少了随机振动信号引起的一些“毛刺”现象。

齿轮振动信号的功率谱中一般有三种频率结构，分别对应于不同的原因：

1. 线状谱：主要产生原因是齿轮的啮合频率及其谐波，也可能为电噪声干扰。
2. 山状谱：主要产生原因是结构共振，如齿轮轴横向振动固有频率。
3. 随机谱：主要产生原因是随机振动信号。

正常运转的齿轮箱的功率谱中可能同时有这 3 种频率结构，不过幅值相对较小，随着齿轮故障的产生，其线状谱部分的幅值会上升，因此在功率谱中可设定一些阈值，当幅值达到或超过时可认定出现了显著的故障。或规定一些综合参数，如平均幅值变化系数、平均相对幅值变化系数或陡度、峭度等，也用是否达到或超过所规定的阈值判断是否出现了故障。

功率谱分析作为目前振动监测和故障诊断中应用最广的信号处理技术在齿轮箱的故障诊断中发挥了较大的作用，它对齿轮的大面积磨损、点蚀等均匀故障有比较明显的分析效果，但对齿轮的早期故障和局部故障不敏感，因而应采

用其它分析方法来分析齿轮的早期及局部故障。

4.3.1 功率谱密度函数的数学分析

对于平稳随机数据，计算功率谱密度函数最常用的两个数学方法是：

(1) 标准方法（布拉克门—图基（Blackman-Tukey）方法）。即通过自相关函数作傅利叶变换，计算功率谱密度函数。

(2) 通过原始数据的有限范围快速傅利叶变换计算功率谱密度函数的直接方法，也叫库利—图基（Cooley-Tukey）方法。

从计算效率来看，后一种计算方法较好。

4.3.1.1 通过有限范围快速傅利叶变换计算功率谱密度函数的估计公式

取 $T = Nh$ （ N ——采样点数； h ——采样间隔），用 $X_k(f, T)$ 表示平稳随机过程 $x_k(t)$ 的有限傅利叶变换，根据有限的傅利叶变换与连续傅利叶变换的关系， $X_k(f, T)$ 的离散形式为：

$$X_k(f, T) = h \sum_{n=0}^{N-1} x_n e^{-j2\pi f n h} \quad (4-24)$$

计算 $X_k(f, T)$ 时，一般选择离散频率值为：

$$f_k = kf = \frac{k}{T} = \frac{k}{Nh}, (k = 0, 1, 2, \dots, N-1) \quad (4-25)$$

在这些频率上，变换值确定了傅利叶变换分量 $X_k(f, T) = X_k(f_k, T)$ ，即：

$$X_k = \frac{X_k(f_k, T)}{h} = \sum_{n=0}^{N-1} x_n (Nh) e^{-j2\pi k n / N}, (k = 0, 1, 2, \dots, N-1) \quad (4-26)$$

上式中 n 表示时域中时间序列的个数， k 则表示频域中频率的个数。

所以功率谱的原始估计为：

$$\tilde{G}_k = \tilde{G}_x(f_k) = \frac{2}{Nh} |X_k(f_k, T)|^2 = \frac{2h}{N} |X_k|^2 \quad (4-27)$$

此即库利—图基（Cooley-Tukey）方法计算功率谱密度函数的公式。

按上式计算 $\tilde{G}_k$ 时 k 值的范围是 $k=0, 1, \dots, N-1$ 。但实际上只有 $k=0, 1, \dots$,

$N/2-1$ 时 $\tilde{G}_k$ 值是独立的, 因为 N 个 x_k 中只有 $N/2$ 个是独立的。故时域采样容量为 $N=1024$ 时谱线数为 512。但为了作快速逆傅利叶变换 (IFFT) 的需要, 以后仍规定 $k=0, 1, \dots, N-1$ 。计算 $\tilde{G}_k$ 可通过 FFT 算法来完成。

4.3.1.2 功率谱密度函数泄漏及加零处理

一般将时间函数 $x(t)$ 称为截断函数, 又称数据窗, 其傅里叶变换称为谱窗或窗函数。由于离散 (采样) 波形需要截断, 波形被离散与截断后的傅利叶逆变换等于窗函数与波形截断前的傅利叶逆变换的卷积。截断后的谱图对于真实谱来说, 只是一个近似, 称为估计谱。这是由于截断原始数据使频率域函数产生了畸变而造成的。同时还造成了能量的漏失。这种效应就叫做泄漏效应。

为了减少泄漏, 就要考虑选用一种时域截断函数 (数据窗), 即它对应的频域函数与 $\sin f/f$ 型函数比较, 具有较小的旁瓣值, 后者值越小, 泄漏对于傅利叶变换的影响也越小。

在谱分析中, 如不强调或明确指出加某种窗函数时, 就是加矩形窗。在时域内截断时, 除矩形窗外, 其它窗函数都会引起波形畸变。所以要对谱值加以修正。各种时窗修正因子的数值如下表所示:

名称	修正因子 a_G	第一旁瓣高度/主瓣高度
矩形窗	1.0	21%
汉宁窗	0.375	2.5%
海明窗	0.397	0.8%
钟形窗	0.25	—

加不同的窗函数可以改变泄漏的效果, 同时也产生了不良的影响, 即谱线变宽而模糊了, 因此必须根据需要选用合适的窗函数, 从减小泄漏和避免谱线过分加宽综合考虑, 汉宁窗还是比较好的。

由于采用 FFT 直接计算功率谱密度函数, 则要求数据点 N 必须是 2 的整次幂。在瞬态冲击试验中经常遇到数据点不足的情况, 这就要求将数据点加零而使数据点 N 符合一定的要求。

用 DFT 对原始信号 $x(t)$ 采样时, 采样容量 N 的确定方法为:

- ①根据采样定理确定采样间隔 h ;

②根据问题需要确定所求功率谱密度函数的精度，一般用统计误差 ε 表示；

③估计所要求的频率分辨率，据此规定最大有效分析带宽 B_e 。例如，要求分辨率为 1.0Hz， B_e 就应该小于 1.0Hz，如取 0.9Hz。

④按式 $\varepsilon = \sigma/\mu \approx 1/\sqrt{B_e T}$ 求样本长度。

⑤按式 $N=T/h$ 求采样容量 N 。

因 N 应该是 2 的整次幂，但上述方法所确定的 N 一般不是 2 的整次幂，故要在数据 $x(t)$ 的后边增加一些零值点（例如增加 L 个零点）使得： $N+L=2^l$ 。

对数据增加零点，会对分析工作带来如下影响：

1) 样本长度增大到 $(N+L)/N$ 倍，即： $T_L = \frac{N+L}{N}T$

2) 作 DFT 后频率分辨率提高，谱线增多。

4.3.1.3 数字功率谱估计的误差与平滑

在数字分析中，由于只能截取有限长一段记录进行分析，分析的精度依然依赖于分析时间长度和有效带宽 B_e 。所谓有效带宽，是指保持谱窗的能量（均方值）不变，非矩形窗相当于矩形谱窗的带宽。

对于数字谱来说，误差公式为：

$$\frac{\sigma}{\mu} \approx \frac{1}{\sqrt{B_e T}} \quad (4-28)$$

式中： B_e 为给定谱窗函数的有效带宽； T 为分析时间长度。

由于在一般情况下，许多谱窗的有效带宽 $B_e \approx \frac{1}{T}(\text{Hz})$ ，因此， $B_e T \approx 1$ ，则 $\sigma/\mu \approx 1$ 。这时谱分析中的标准差近似等于其平均值，表明分析精度很差。如果增加记录长度 T ，由于 $B_e T \approx 1$ ， B_e 相应的减小，而精度也不能提高。

为了减小误差，一般要求 $B_e T \gg 1$ ，实现这个要求的方法是对估计谱进行平滑，平滑有如下几种方式。

1) 频率平滑

频率平滑，即对单个样本记录 $x(t)$ 原始谱估计的 L 个邻近附近频率分量进行

平均。平均后的平滑谱估计 $\hat{G}_k$ (原始谱估计为 $\tilde{G}_k$) 为：

$$\hat{G}_k = \frac{1}{L} [\tilde{G}_k + \tilde{G}_{k+L} + \dots + \tilde{G}_{k+L-1}] = \frac{1}{L} \sum_{n=0}^{L-1} \tilde{G}_{k+n} \quad (4-29)$$

可以看出, 由于平滑后, 有效带宽扩大了 L 倍 ($B'_e = f_{k+L} - f_k$), 即 $B'_e = LB_e$ (因为每条谱线的间隔 $B_e = 1/T$)。所以有：

$$\frac{\sigma}{\mu} = \frac{1}{\sqrt{B'_e T}} = \frac{1}{\sqrt{LB_e T}} = \frac{1}{\sqrt{L} \cdot \sqrt{B_e T}} \quad (4-30)$$

这样做了之后, 统计误差虽然降低了, 但在谱图上的分辨率却也降低了 L 倍。这就是说频率平滑虽然在降低误差 (提高精度) 方面有所得, 但在分辨率上有所失。

2) 总体平滑

总体平滑即总体平均, 也称分段平均。对 q 个独立样本记录 $x(t)$ 分为 q 段, 分别计算出功率谱的原始估计值。然后在各个频率 f_k 上作 q 个估计值平均 (集合平均或分段平均)。用公式表示如下：

$$\hat{G}_{nk} = \frac{1}{q} [\tilde{G}_{1k} + \tilde{G}_{2k} + \dots + \tilde{G}_{qk}] = \frac{1}{q} \sum_{n=0}^q \tilde{G}_{nk} \quad (4-31)$$

式中 $\tilde{G}_{nk}$ 为第 n 个时间段上 f_k 频率处的原始谱估计。 $\hat{G}_{nk}$ 为第 n 个时间段上 f_k 频率处的平滑谱估计。

由于总的采样时间 (每个采样段时间之和) 加长了, 即 $T' = qT$, 故：

$$\frac{\sigma}{\mu} = \frac{1}{\sqrt{B_e T'}} = \frac{1}{\sqrt{q B_e T}} = \frac{1}{\sqrt{q} \cdot \sqrt{B_e T}} \quad (4-32)$$

由上式可见, 统计误差降低了 $1/\sqrt{q}$ 倍, 但分辨率仍保持不变。为了保持分辨率, 常采用总体平滑。

3) 综合平滑

如同时采用频率平滑与总体平滑则称为综合平滑。由上述分析可知, 综合平滑的误差应为：

$$\frac{\sigma}{\mu} = \frac{1}{\sqrt{lq} \cdot \sqrt{B_e T}} \quad (4-33)$$

即统计误差降低了 $1/\sqrt{Lq}$ ，同时分辨率降低了 L 倍。

由上述可知，分辨率与统计误差是一对矛盾，经过平滑后不可能在两方面都同时受益。具体应用时应根据问题性质而定采用哪一种平滑。如为了寻找信号成分及振源，要求频率定性，要有较高的分辨率，应加大采样周期，宜采用总体平均。若为了了解振动强度、能量分布等，希望有较高的估计精度，则宜采用频率平滑。

4.3.1.4 谱分析的基本步骤

为了保证谱和信号处理的精度及可靠性，实际分析时，可采用如下的步骤：

- 1) 估计要分析信号中需要的频率范围和频率上限；
- 2) 选定采样间隔 h ，使采样频率 $f_s \geq 2f_c$ ；
- 3) 决定分析要求的精度 $\varepsilon = \sigma/\mu$ ；
- 4) 决定分析要求的频率分辨率或有效带宽 B_e ；
- 5) 决定记录长度： $T = 1/(B_e(\sigma/\mu)^2)$ ；
- 6) 确定采样点数： $N=T/h$ ；
- 7) 增加必要的零点数 L ，使 $(N+L)$ 满足最接近 2 的整次幂；
- 8) 根据 FFT 算法求 X_k （选择合适的窗函数）；
- 9) 计算原始估计谱： $\tilde{G}_k = \frac{2h}{N}|X_k|^2$ ；
- 10) 修正 $\tilde{G}'_k = \tilde{G}_k/a_G$ ；
- 11) 根据加零点后的记录长度 $T_L = \frac{N+L}{N}T$ 计算频率域分辨带宽 B'_e ：

$$B'_e = \frac{1}{T_L} = \frac{N}{(N+L)T}；$$
- 12) 根据 B'_e 及所要求的 B_e 计算平滑谱的谱线数；
- 13) 按照分析需要进行其它函数的计算。

4.3.1.5 互功率谱密度函数分析

互谱的直接 FFT 算法的具体步骤：

- 1) 截断两数据序列 $\{x_n\}$ 、 $\{y_n\}$ (或增加零点), 使每个序列的容量 $N=2^i$, i 为正整数;
- 2) 为了减少泄漏, 用时窗函数 u_n 对序列 $\{x_n\}$ 、 $\{y_n\}$ 进行加权处理;
- 3) 用 FFT 方法对加权后的序列计算离散谱:

$$\left. \begin{aligned} X_k^* &= \sum_{n=0}^{N-1} x_n u_n e^{j2\pi kn/N} \\ Y_k &= \sum_{n=0}^{N-1} y_n u_n e^{-j2\pi kn/N} \end{aligned} \right\} (k=0,1,2,\dots,N-1) \quad (4-34)$$

- 4) 计算单边互谱的估计离散值:

$$(\tilde{G}_{xy})_k = \frac{2h}{N} (X_k^* Y_k) (k=0,1,2,\dots,N-1) \quad (4-35)$$

$(\tilde{G}_{xy})_k$ 是复数, 可直接得到其实部、虚部, 也可换算成模与相角;

- 5) 为消除因加时窗对互谱幅值产生的影响, 所得互谱离散值, 包括实部、虚部或幅值, 都应除以系数 a_G 进行修正;
- 6) 用平滑方法得到互谱的平滑估计值 $(\hat{G}_{xy})_k$, 具体作平滑时, 可按实部、虚部或模分别进行。

4.4 包络分析方法

分析高频冲击的有效方法之一是共振解调 (包络处理), 即取振动时域波形的包络线, 然后对包络线进行频谱分析。由于包络线处理可找出反复发生振动的规律, 根据轴承的特征频率, 就可诊断出轴承或齿轮故障的部位。研究表明, 当轴承或齿轮无故障时, 在共振解调频谱中没有高阶谱线; 有故障时, 共振解调频谱中出现高阶谱线。

当齿轮发生疲劳裂纹时, 齿轮刚度的变化会引起齿轮振动噪声信号瞬时频率 (相位) 和幅值的变化。但裂纹由于只影响齿轮刚度, 齿形无大变化, 故振动噪声信号在频域中无明显征兆, 因此频谱分析对裂纹诊断基本无效。可采用时域平均法分析。如果齿轮同时存在其它类型的故障, 则时域平均法的可靠性不高。此时可试用希尔伯特变换或自适应滤波技术提取相位信息, 也可试用共振解调分析技术即包络谱分析法。

4.4.1 包络分析法进行故障诊断的原理

当轴承或齿轮某一元件表面出现局部损伤时,在受载运行过程中要撞击与之相互作用的其它元件表面,产生冲击脉冲力,由于冲击脉冲力的频带很宽,就必然激起测振系统的高频固有振动。根据实际情况,可选择某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该固有振动分离出来。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低频包络信号,对这一包络信号进行频谱分析便可容易地诊断出故障来。其原理示意图如图 4.1 所示。

包络分析法能将故障有关的信号从高频调制信号中提取出来,从而避免了与其它低频干扰的混淆,并能快速而正确地诊断出轴承或齿轮的故障及发生的部位,因而是目前最常用,最有效地诊断滚动轴承和齿轮故障的方法之一。

包络分析法的具体步骤:

- (1) 将信号通过适当的带通滤波器,以衰减其背景噪声;
- (2) 求得由脉冲序列引起的包络线,即进行希尔伯特变换,构成以该脉冲信号为基础的某个复变函数;
- (3) 对所感关注的频率,分析其包络线,检出重复的频率。

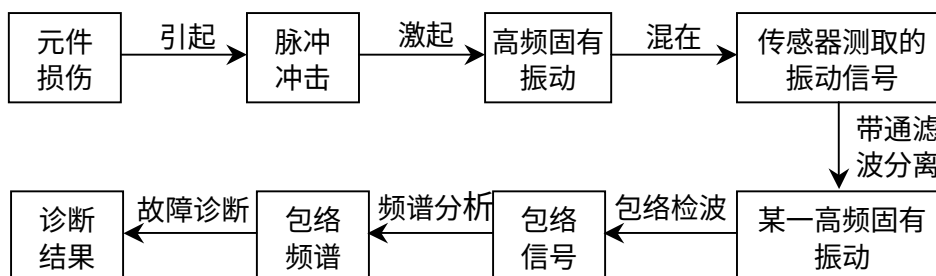


图 4.1 包络分析诊断原理示意图

4.4.2 希尔伯特变换

由于因果性的限制,系统函数的实部与虚部或模与相角之间将具备某种互相制约的特性,这种特性以希尔伯特变换的形式表现出来。

对于因果系统,其冲击响应 $h(t)$ 在 $t < 0$ 时等于 0, 仅在 $t > 0$ 时存在, 因此:

$$h(t) = h(t)u(t) \quad (4-36)$$

$h(t)$ 的傅利叶变换即系统函数 $H(\omega)$ 可分解为实部 $R(\omega)$ 和虚部 $jx(\omega)$ 之和：

$$H(j\omega) = F[h(t)] = R(\omega) + jx(\omega) \quad (4-37)$$

对上式运用傅利叶变换的频域卷积定理得：

$$F[h(t)] = \frac{1}{2\pi} \{F[h(t)] * F[u(t)]\} \quad (4-38)$$

于是有：

$$\begin{aligned} R(\omega) + jx(\omega) &= \frac{1}{2\pi} \left\{ [R(\omega) + jx(\omega)] * \left[\pi\delta(\omega) + \frac{1}{j\omega} \right] \right\} \\ &= \frac{1}{2\pi} \left\{ R(\omega) * \pi\delta(\omega) + x(\omega) * \frac{1}{\omega} \right\} + \frac{j}{2\pi} \left\{ x(\omega) * \pi\delta(\omega) - R(\omega) * \frac{1}{\omega} \right\} \\ &= \left\{ \frac{R(\omega)}{2} + \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{x(\lambda)}{\omega - \lambda} d\lambda \right\} + j \left\{ \frac{x(\omega)}{2} - \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{R(\lambda)}{\omega - \lambda} d\lambda \right\} \end{aligned} \quad (4-39)$$

解得：

$$\begin{aligned} R(\omega) &= \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{x(\lambda)}{\omega - \lambda} d\lambda \\ x(\omega) &= \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{R(\lambda)}{\omega - \lambda} d\lambda \end{aligned} \quad (4-40)$$

以上两式称为希尔伯变换对，它说明了具有因果性的系统函数 $H(\omega)$ 的一个重要特性：实部 $R(\omega)$ 唯一地确定虚部 $x(\omega)$ ，反过来也是一样。

4.4.3 希尔伯变换的解调原理

希尔伯变换的一个重要应用就是处理带通信号的解调。用希尔伯特变换把一个实信号表示成一个复信号（即解析信号），不仅使理论讨论方便，更重要的是可以研究实信号的包络，瞬时相位和瞬时频率。

一个实信号 $x(t)$ 经希尔伯特变换后可获得一个该信号的适配虚部 $\hat{x}(t)$ ，由此可构造一个解析信号 $u(t)$ ：

$$u(t) = x(t) + j\hat{x}(t) \quad (4-41)$$

从而实信号 $x(t)$ 的包络为

$$a(t) = \sqrt{x^2(t) + \hat{x}^2(t)} \quad (4-42)$$

$x(t)$ 的瞬时相位为：

$$\theta(t) = \arctg \frac{\hat{x}(t)}{x(t)} \quad (4-43)$$

频率调制信号为：

$$f(t) = \frac{d\varphi(t)}{dt} = \frac{d\theta(t)}{dt} - 2\pi f_s \quad (4-44)$$

用希尔伯特变换进行数字解调的原理如图 4.2 所示。

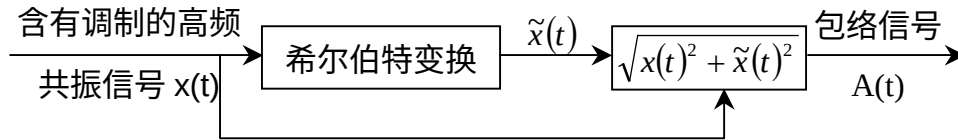


图 4.2 希尔伯特变换进行包络解调的原理框图

4.4.4 希尔伯特变换的计算方法

由上述可知，实信号 $x(t)$ 的希尔伯特变换 $\hat{x}(t)$ 定义为：

$$\hat{x}(t) = H[x(t)] = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{x(\tau)}{t - \tau} d\tau = x(t) * (1/\pi t) \quad (4-45)$$

式中 $H[\]$ 表示对括号内的信号进行希尔伯特变换。

即 $x(t)$ 的希尔伯特变换是 $x(t)$ 与 $1/\pi t$ 的卷积。又由于 $1/\pi t$ 的傅利叶变换为：

$$F\left[\frac{1}{\pi t}\right] = -j \times \text{sign}(f) \quad (4-46)$$

其中 $\text{sign}(f)$ 为符号函数，表示为：

$$\text{sign}(f) = \begin{cases} 1 & f > 0 \\ -1 & f < 0 \end{cases} \quad (4-47)$$

设 $x(t)$ 的傅利叶变换为： $F[x(t)] = X(f)$

由卷积定理 $\hat{x}(t)$ 的傅利叶变换为：

$$F[\hat{x}(t)] = \hat{X}(f) = F[x(t)] \bullet F\left[\frac{1}{\pi t}\right] = -j \text{sign}(f) \bullet X(f) \quad (4-48)$$

即 $\hat{x}(t)$ 的傅利叶变换是信号 $x(t)$ 在频域作相移，在正频内延迟 $\pi/2$ ，在负频域内超前 $\pi/2$ 。

因此，计算信号的希尔伯特变换，可采用对应的频域移相法，其具体步骤如下：

- 1) 对 $x(t)$ 作 FFT 得 $X(f)$ ；
- 2) 对 $X(f)$ 移相得 $\hat{X}(f)$ ；
- 3) 对 $\hat{X}(f)$ 作逆 FFT 得 $\hat{x}(t)$ 。

4.5 相关解调法

由以上讨论可知，当滚动轴承和齿轮出现故障时，其振动信号一般表现出调制特征。因此，很多情况下利用包络解调方法对所测信号进行解调，获取故障特征，以诊断轴承和齿轮故障。但在实测时，所测信号包含大量的噪声。对原始信号进行直接解调分析，噪声不会受到抑制，解调结果将受到噪声的影响。

相关函数一方面具有降噪的效果，另一方面不改变信号的调制性质。相关函数解调方法就是利用这一特点，先对原始信号进行相关分析，得到相关函数。再对相关函数进行 Hilbert 变换，最后得到解调结果。利用实测数据对现行的包络解调法和相关解调法进行了比较。结果表明：相关解调法具有明显的降噪效果，所得到的包络谱线较现行的方法，特征显著得多。因此，相关解调法将为轴承和齿轮故障诊断提供有效的技术支持。

4.5.1 相关函数的降噪特性

对于宽带随机信号 $\xi(t)$ ，其自相关函数如图 4.3 所示，随着 τ 的增大很快衰减为 0。

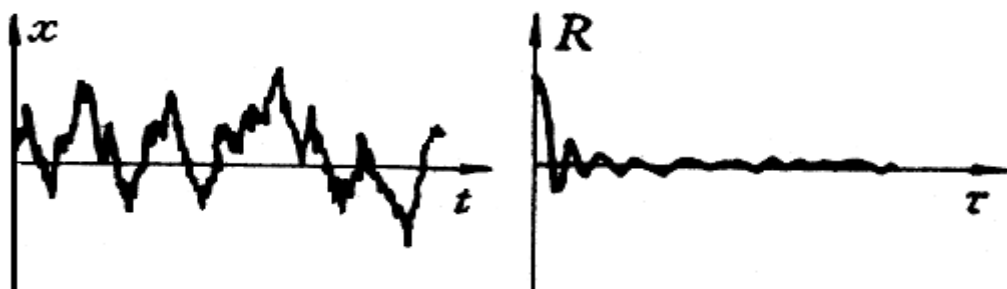


图 4.3 宽带随机信号及其自相关函数图

图 4.4 为一正弦信号加随机噪声的自相关函数。可见，当 τ 较大时，自相关函数为与原信号同频率的正弦信号。噪声衰减为 0。

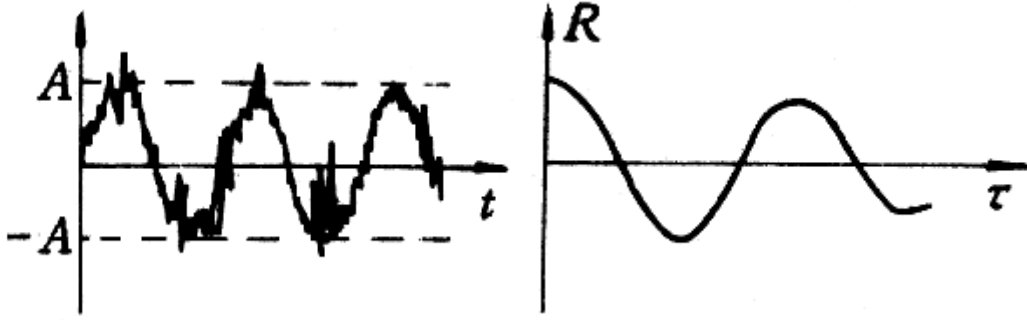


图 4.4 正弦随机信号及其自相关函数图

因此，对测量信号进行自相关分析，并取较大的时延 τ ，就可大幅地抑制噪声。

4.5.2 相关函数的调制特性

设调幅信号为：

$$x(t) = Ae^{j\omega t} e^{j\Omega t} \quad (4-49)$$

其中 ω 为调制频率， Ω 为载波频率， A 为常数。

$x(t)$ 的自相关函数为：

$$R_x(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \int_0^T x^*(t) x(t + \tau) dt \quad (4-50)$$

其中 $x^*(t)$ 为 $x(t)$ 的共轭函数。

代入式 (4-49) 后得：

$$R_x(\tau) = A^2 e^{j\omega \tau} e^{j\Omega \tau} \quad (4-51)$$

可见，调幅信号的自相关函数仍为调幅信号，调制频率与载波频率均不改变。

4.5.3 相关解调法

根据相关函数的上述性质，首先对测得的振动信号进行相关分析，以降低背景噪声。然后对振动信号的自相关函数 $R_x(\tau)$ 进行 Hilbert 变换，即：

$$\hat{R}_x(\tau) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{R_x(\lambda)}{\tau - \lambda} d\lambda \quad (4-52)$$

进而构造包络函数 $p(\tau)$ ：

$$p(\tau) = \sqrt{R_x^2(\tau) + \hat{R}_x^2(\tau)} \quad (4-53)$$

然后再对 $p(\tau)$ 进行频谱分析就可得到实测振动信号的相关解调包络谱。

4.5.4 两种解调方法的实验比较

利用实测的振动信号对传统的包络解调法和相关函数包络解调法进行了比较。图 4.5 和图 4.6 为实测信号的时域波形图和频谱图，图 4.7 为直接解调的结果图，图 4.8 为相关解调法的结果图。由图可见，相关解调法与直接解调法所得到的频谱成分是相同的，但噪声要小得多，谱线明显清晰。

4.5.5 结论

由于在实际应用中，所测量的信号往往存在大量的背景噪声，齿轮与滚动轴承的故障往往不易诊断。本文提出了相关解调法可实现调制信号的降噪解调，为齿轮和滚动轴承的故障诊断提供了一种有效的手段。实验验证表明，该方法与直接解调法相比，噪声影响大幅减小，谱线明显清晰。

但同时应该出的是，这种方法也有可能在一定的条件下，削弱故障特征信息，这主要跟数据来源以及数据的采集方法有关。因此要针对不同的情况采用相应的故障诊断方法来准确地提取故障信息。

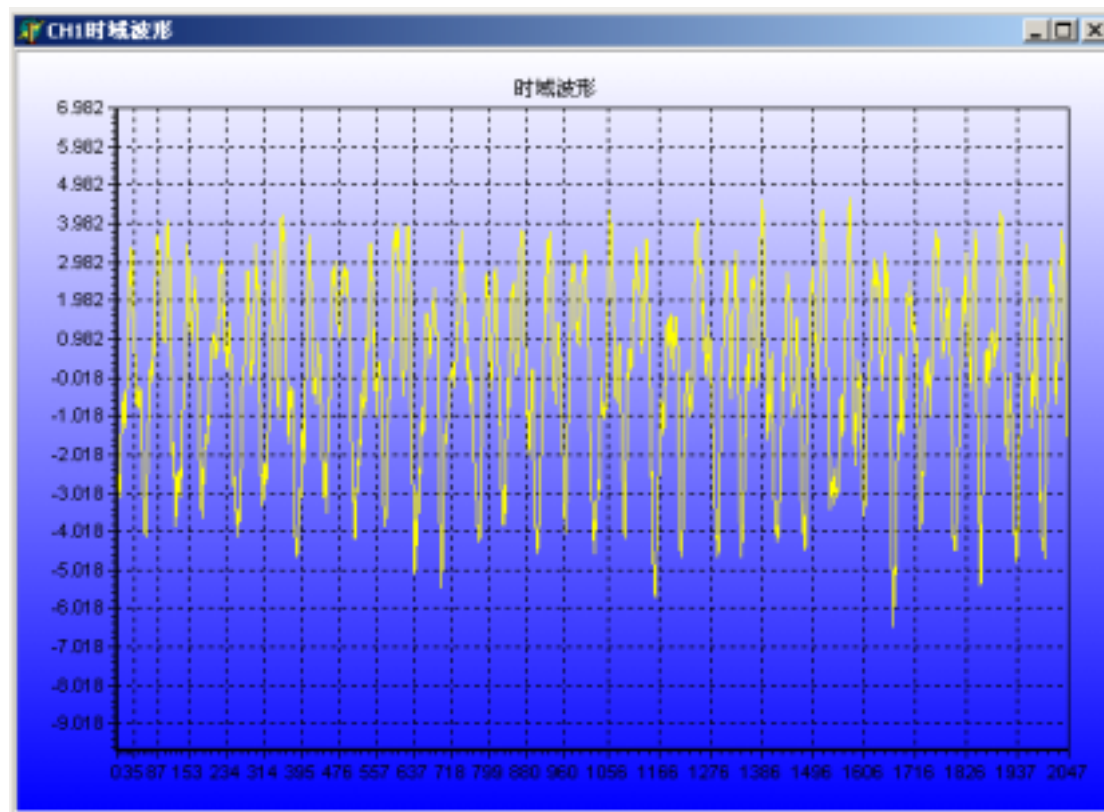


图 4.5 某研究所 B710 试车台齿轮箱测量信号时域波形图

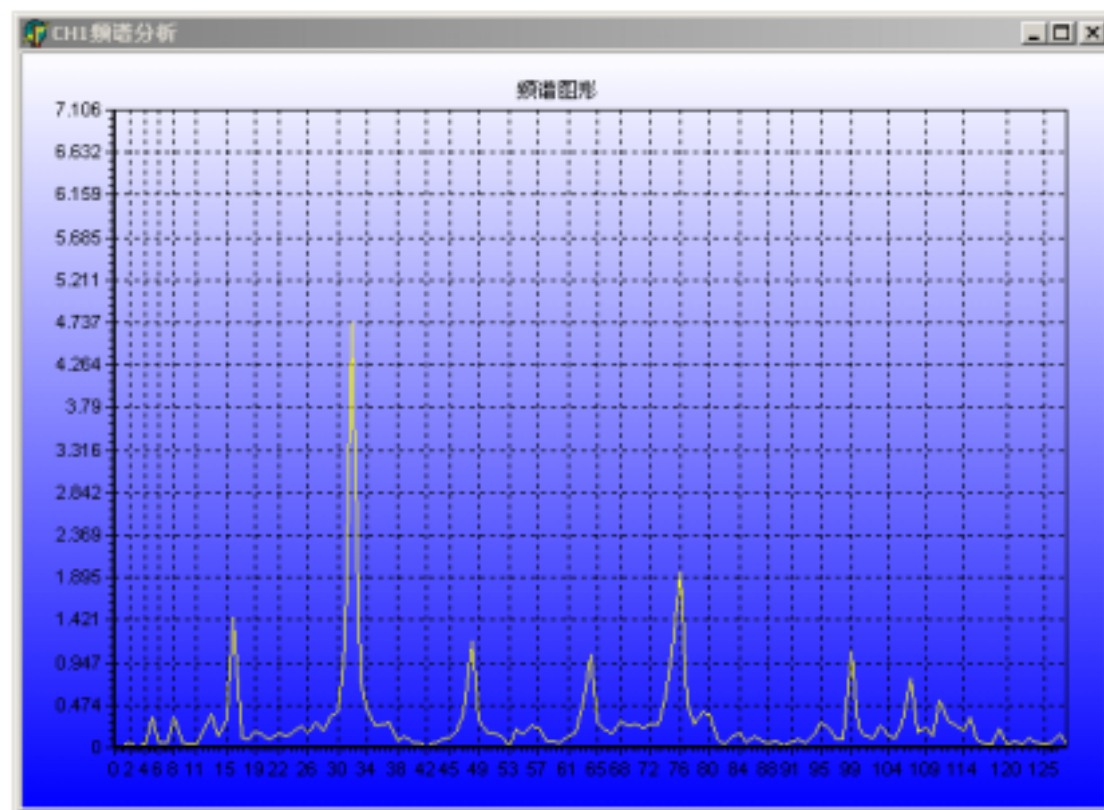


图 4.6 某研究所 B710 试车台齿轮箱测量信号频谱图

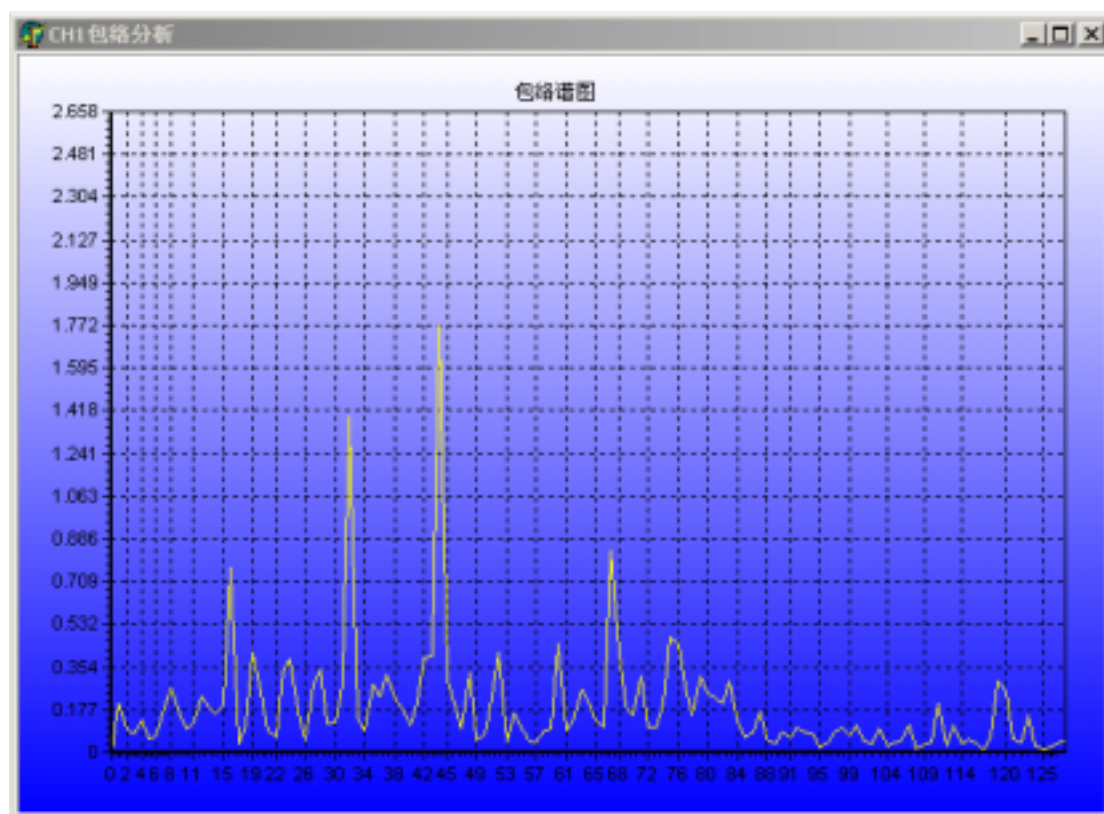


图 4.7 某研究所 B710 试车台齿轮箱测量信号包络解调谱图

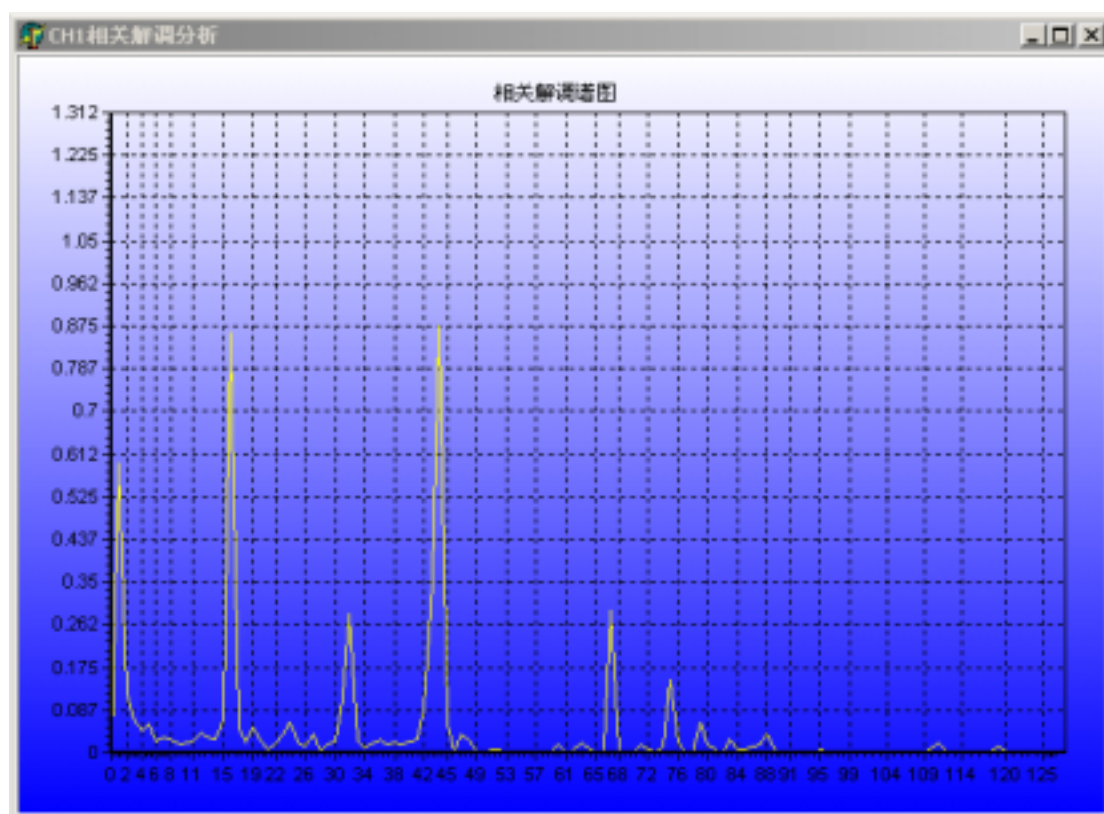


图 4.8 某研究所 B710 试车台齿轮箱测量信号相关解调谱图

4.6 倒频谱分析方法

在滚动轴承和齿轮的故障诊断中，倒频谱法成为目前最常用的方法之一，其主要优点是：

- 受传输途径的影响小。当两个传感器装在齿轮箱上两个不同的位置时，由于传输途径不同会形成两个传递函数，其输出谱也会不同。但在倒频谱中，由于信号源的输入效应与传递途径的效应被分离开来，两个倒频谱中一些重要的分量几乎完全相同，而只是倒频谱较低的部分有少许不同，这就是传递函数差异的影响。
- 倒频谱能将原来谱上成簇的边频带谱线简化为单根谱线，以便分析观察功率谱中肉眼难以识别的周期性信号。
- 倒频谱能提取功率谱上的周期特征。在故障诊断过程中，实测的振动信号往往包含有调制的成分。若信号 s_1 被信号 s_2 所调制，则将在功率谱上形成以调制信号 s_2 的频带为间隔的分布在信号 s_1 频率两边的一簇边频带，从而出现周期结构。由于这些频带往往携带大量的故障信息，因此利用功率谱上的这些边频带，不仅可以诊断出有无故障，而且还可以准确判断出产生故障的原因和部位。但若信号 s_1 被多种信号调制，则形成的边频带非常复杂，在功率谱图上难以分辨，而倒频谱能将原来谱上成簇的边频带谱线简化为单根谱线，不同的调制信号，由于其形成的边频带间隔不同，那么在倒频谱上的谱线位置不一样，从而将不同的调制信号区别开来。

由于一般齿轮箱中都有很多齿轮和转轴，因而有很多不同的转轴速度和齿轮啮合频率。每一个轴速度都有可能在每一个啮合频率周围调制出一个边带信号。因此，在齿轮箱振动的功率谱中，就可能有很多调制频率不同的边带信号，即功率谱图中包含很多大小和周期都不同的成分，在功率谱图上都混在一起，很难分离，即很难直观看出其特点。

如果对具有连带信号的功率谱本身再做一次谱分析，则能把连带信号分离出来，因为功率谱中的周期分量在第二次谱分析的谱图中是离散谱线，其高度就反映原功率谱中周期分量的大小。这就是倒谱谱分析法。

当轴承内、外圈或滚动体出现故障时，产生的冲击信号大小受到轴的转动、

保持架转动以及载荷情况的调制。因而在频谱图上出现差频以及和频成分，组成一系列间隔一定的边频带，经过对数运算后，被平滑为近似周期信号。这样，在倒频谱图上即能反映出这些信号的成分，即基本倒频率对应于频谱图上边带间隔频率的倒数。倒频谱的应用解决了从常规谱分析中直接识别故障特征频率的困难。

4.6.1 倒频谱

倒频谱分析也称为二次频谱分析，是近代信号处理中的一项新技术，是检测复杂频谱图中周期分量的有效工具。

时域信号 $x(t)$ 经过傅利叶变换可变为频域函数 $X(f)$ 或功率谱密度函数 $G_x(f)$ 。当频谱图上呈现出复杂的周期结构时，如果再进行一次对数的功率谱密度函数傅利叶变换并取平方，则可得到倒频谱函数 $C_p(q)$ (power cepstrum)，其数学表达式为：

$$C_p(q) = \left| F^{-1} \{ \log G_x(f) \} \right|^2 \quad (4-54)$$

工程上常用的是取上式的开方，即：

$$C_a(q) = \sqrt{C_p(q)} = \left| F^{-1} \{ \log G_x(f) \} \right| \quad (4-55)$$

$C_a(q)$ 称为幅值倒频谱。自变量 q 称为倒频率，它具有与自相关函数 $R_x(\tau)$ 中的自变量 τ 相同的时间量纲。单位为 s 或 ms。

倒频谱是频域函数的傅利叶再变换，与相关函数不同只差对数加权。对功率谱函数取对数的目的，是使再变换以后的信号能量格外集中，同时还可解析卷积成分，易于对源信号的识别。

4.6.2 倒频谱与解卷积

工程上实测的振动、噪声信号往往不是振源信号本身，而是振源信号 $x(t)$ 经过传递系统 $h(t)$ 到测点的输出信号 $y(t)$ 。

对于线性系统 $x(t)$ 、 $h(t)$ 、 $y(t)$ 三者的关系可用卷积公式表示，即：

$$y(t) = x(t)h(t) = \int_0^\infty x(\tau)h(t-\tau)d\tau \quad (4-56)$$

在时域上信号经过卷积一般给出的是一个比较复杂的波形，难以区分源信号(振动信号)与系统的响应。为此，需要对上式继续作傅利叶变换，在频域上进行频谱分析：

$$Y(f) = X(f)H(f) \quad (4-57)$$

或：

$$G_y(f) = G_x(f)G_h(f) \quad (4-58)$$

然而，有时即使在频域上得出谱图，但也难以区分源信号与系统响应，故需对上式两边取对数则有：

$$\log G_y(f) = \log G_x(f) + \log G_h(f) \quad (4-59)$$

若再进一步作傅利叶变换，则可得幅值谱：

$$F\{\log G_y(f)\} = F\{\log G_x(f)\} + F\{\log G_h(f)\} \quad (4-60)$$

或：

$$|F\{\log G_y(f)\}| = |F\{\log G_x(f)\}| + |F\{\log G_h(f)\}| \quad (4-61)$$

即：

$$C_y(q) = C_x(q) + C_h(q) \quad (4-62)$$

上式在倒频域上表示，由两部分组成：一部分是高倒频率，在倒频谱上形成波峰；另一部分是低倒频率，在倒频谱左侧，靠近零倒频率。前者表示源信号特征，而后者表示系统响应，各自在倒频谱图上占有不同的频率范围，倒频谱提供了清晰的分析结果。

4.7 齿轮振动信号的周期分段采样分析法

此方法适用于齿轮早期故障诊断。当齿轮只在个别的轮齿上产生了如齿根裂纹的故障时，一般谱分析方法对它是不敏感的。因为，在傅利叶变换中，频谱的各频率成分，如啮合频率等实际上为其全部轮齿振动能量的平均值，它虽然包含了故障信息，但却被大大削弱了。这时，识别本来就淹没在复杂背景噪声中的故障信息无疑是困难的，基于谱分析方法的局限性，提出了周期分段采样分析法，

将传感器拾取到的振动信号的每一个周期按齿数 Z 分为 Z 段，对这 Z 段进行各种分析处理。如果齿轮是正常运转的，忽略各种随机干扰，这 Z 段的每一段分析结果应基本上没什么异样；如果其中某一轮齿产生裂纹，则分析结果将明显地反应出该齿的所在段与其它段的结果有所不同。由此可判断出故障的存在与否。两段信号的异同可借助于两信号的互相关函数或功率谱函数来判断。

4.8 齿轮振动信号的时域平均法

时域平均法能够从混有干扰噪声的信号中提取周期性的信号。即对振动噪声信号经带通滤波后，以齿轮一转的时间分段进行叠加平均，消除非周期的干扰信号。当某齿轮出现裂纹后，它产生的振动信号由于相位滞后而使时域波距增大。由此特征可以诊断出齿轮的某个轮齿存在裂纹。这是因为随机干扰信号的不相关性，经多次叠加平均后便趋向于零。而其中确定的周期分量仍被保留下来，以达到提高信噪比的目的。时域平均法的原理图如图 4.9 所示。

在时域平均法中需要拾取两个信号：一个是齿轮箱的加速度信号；另一个是转轴回转一周的时标信号。时标信号经过扩展或压缩运算，使原来的周期转换为 T' ，相当于被检齿轮转过一整转的周期。这时加速度信号就可以此周期 T' 进行截段叠加平均。这种平均过程实质上是在所摄取的原始信号中消除其它噪声的干扰，提取有效信号的过程。最后，再经过光滑化滤波，即可得到被检齿轮的有效信号。



图 4.9 时域平均法

一般说来，当滚动轴承和齿轮存在多种故障时，难以从中诊断出故障的种类。但从实用角度，能够诊断出滚动轴承和齿轮故障的存在及程度已经足够了。对于复杂的工况和环境，在诊断时应考虑多种方法并用，以增加诊断的可靠性。

第五章 系统设计与软件实现

5.1 系统设计要点

以微机为主体的状态监测与故障诊断系统在进行设计时,应充分保证其可靠性、先进性和实用性。因此其设计要点主要包括以下几点:

5.1.1 所设计的系统应具有吸收利用新技术的能力

设备的监测与诊断系统,是一门正在形成和高速发展的边缘学科,其诊断功能的发展速度和诊断方法的更新速度均高得惊人。因此在进行设计时,无论在硬件配置和软件设计方面,都应充分考虑系统的适应性、灵活性、可扩性,以便根据需要,不断扩充或更新系统。为此,在系统的硬件和软件设计时应考虑:

- (1)选用的微机结构,必须具备必要的、进一步开发的功能;
- (2)软件结构设计上采用模块化的设计方法,模块间的联系应尽可能地少,模块可根据需要进行删除和增加;
- (3)硬件配置采用拼装式积木结构,这样可根据需要随时更换和增加必要的部分;

5.1.2 所设计的系统应充分保证诊断结果的准确性和可靠性

在进行系统诊断方法的设计时,可采用综合评判的方法、模糊诊断的思想和数学方法等,以保证诊断结果的可靠性和准确性。

5.1.3 所设计的系统应具有完善的为实现诊断而必须的各种功能

一般情况下,计算机监测诊断系统应具有下列基本功能:

- (1)实时在线采集功能:实时采样是进行实时分析、自动监测及自动诊断的基础;
- (2)文件管理功能:对系统涉及的各种文档进行管理;

- (3) 数据处理分析功能；
- (4) 系统的自动控制和管理功能：系统应具有学习操作人员的操作步骤和记忆每一步骤的运行参数，并把它们作为系统的控制管理文件存入磁盘的能力。之后计算机就可在无人干预的情况下，按系统控制文件的内容，自动地对系统进行控制和管理；
- (5) 自动进行状态判别和故障诊断功能：即系统可自动区分故障的有无、故障的类型、位置、程度、原因及发展趋势等；
- (6) 人机对话功能：即操作人员能利用键盘实现人机对话，指示计算机提供各种信息，进行各种分析等。也可向计算机提供更多的信息，帮助计算机进行更好地进行诊断，不断增加系统的功能；
- (7) 进行定期巡检、连续监测的能力；
- (8) 分时诊断功能：即可对多个对象进行分时诊断，这些对象的诊断方案可以互不相同，计算机可以根据情况自动选择；
- (9) 多样化的结果显示、输出与报警功能：即可进行声、光报警及保护、控制；屏幕上的图形显示、光标定位、打印输出等等，给使用者分析、观察提供方便；

5.1.4 操作使用尽可能地简单方便

系统应具有自动控制和管理水平，内容选择应尽量采用菜单驱动方式，菜单尽量采用汉字提示，以满足不同层次操作人员的需要。

5.1.5 系统应具有合理的性能价格比

为使系统具有合理的性能价格比，在设计时应注意：

- (1) 尽量采用通用计算机加自编软件的方式，这样可充分利用各企业已有的计算机，减少再投资；
- (2) 使诊断对象专一化，诊断形式移动化。即既能用作集中诊断系统，又可作为移动式诊断系统。
- (3) 使系统多功能化。即系统在诊断之余，还能完成各种计算、管理工作，实现一机多用，提高经济性。

5.2 系统设计与实现

根据上节所述的系统设计思想以及第二、三、四章所论及的滚动轴承和齿轮的振动信号分析与故障诊断方法,针对故障机理及特征,进行了“滚动轴承和齿轮箱振动信号分析与故障诊断系统 BGMD1.0”的系统设计及软件实现工作。

5.2.1 系统概述

本系统主要适用于对滚动轴承和齿轮箱振动信号的采集分析和故障诊断。采用高速 A/D 进行数据的采集,保证了数据分析所需的数据量。能实现对采集数据的幅值域、时域和频域分析。系统软件使用面向对向的 DELPHI5.0 进行编程,运用 MDI(多文档界面)技术进行软件的界面设计,使得系统有良好的人机界面,使用非常方便。软件采用模块化设计思想,系统的维护、改进和功能扩展十分方便,还可进一步推广到其它振动信号的采集和分析。

5.2.2 系统组成及功能设计

系统由软件系统和硬件系统组成,具有信号采集、数据预处理、信号分析、故障诊断待等主要功能。硬件系统配置如图 5.1 所示。

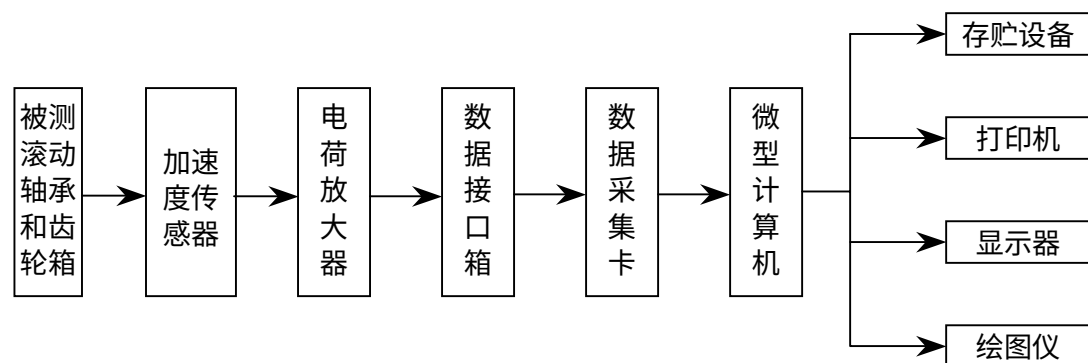


图 5.1 系统硬件框图

前面已经提及,滚动轴承和齿轮的振动信号都属高频信号,因此应用加速度传感器进行信号的测取。但由加速度测得的信号较弱,必须经过电荷放大器处理。经电荷放大器处理后的信号通过信号接口箱进行数据预处理,而后由数据采集卡进行 A/D 转换送到计算机处理分析,并作出故障预报和诊断。最后由输出设备将结果输出存档。系统功能及工作流程图如 5.2 所示。主要功能如下:

5.2.2.1 数据采集

采用美国 National Instruments 公司的 PCI-MIO-16E-4 型 A/D 卡, 它所具备的通道数为单端 16 通道, 双端 8 通道, 数据采样分辨率为 12 位, 最大采样速率 1.25M/S, 信号输入范围可从 $\pm 50\text{mV}$ - $\pm 10\text{V}$, 数据传送方式有 DMA、中断和可编程 I/O 三种, 因此可满足高速数据采集和数据采集容量的要求。数据采样子程序通过调用 AD 板所带的动态链接库(DLL)进行采样, 设计可进行整周期和连续采样两种方式。主程序通过调用 DLL 得到原始数据值作进一步的处理。

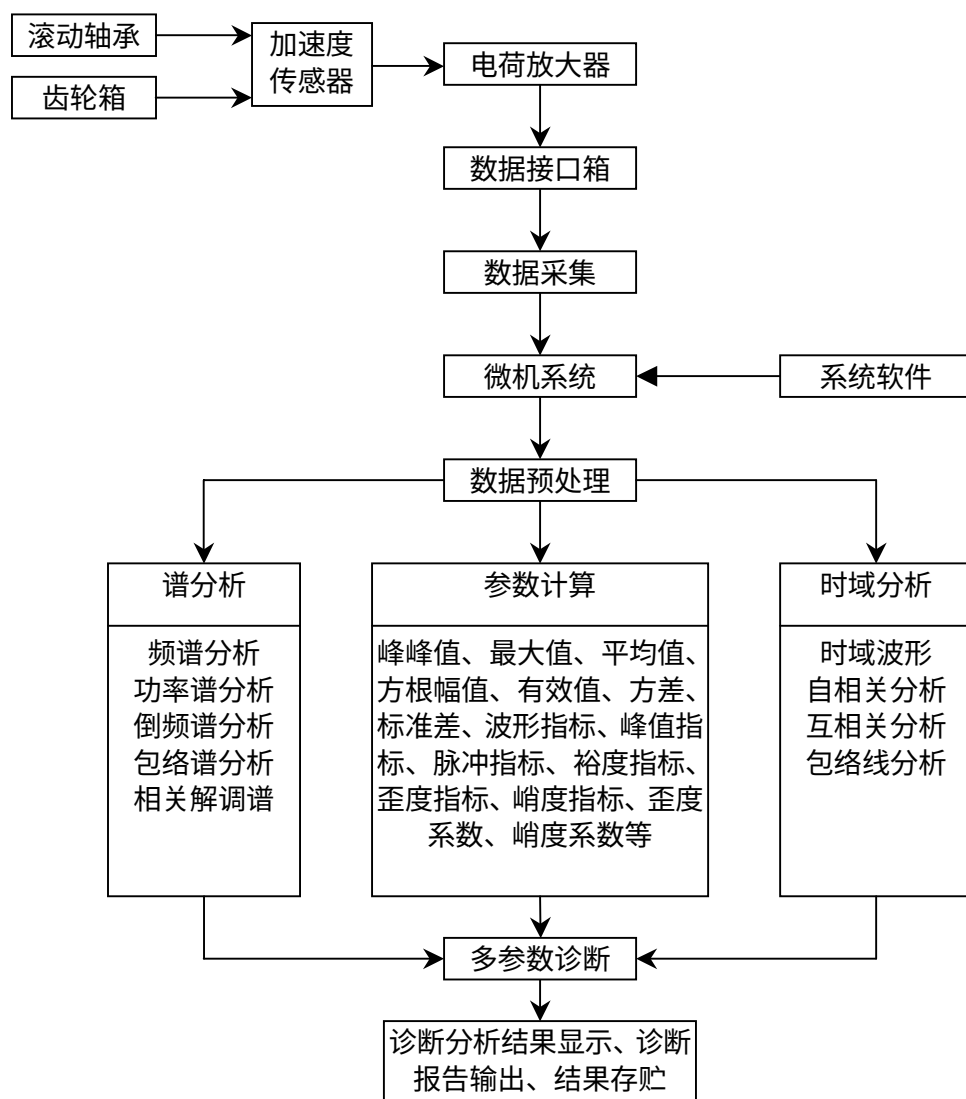


图 5.2 系统功能及工作流程框图

5.2.2.2 数据预处理

由 AD 所采得的是十进制的电压值, 因此要将电压值通过计算转换为实际值,

即进行单位标定处理。为了分析的方便，常常希望振动时间历程的均值为零。这样要把这个直流分量从全部数据中扣除，扣除直流分量后，相当于把坐标轴移到平均值 μ_x 处。而按新的坐标轴来描述的曲线，其均值为零。这叫做零均值化处理，其示意图如图 5.3 所示。

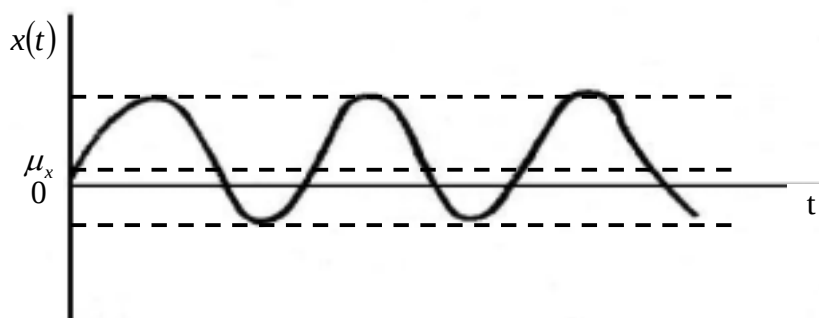


图 5.3 动态测试波形的零均值化处理

5.2.2.3 幅值域参数计算

数据经过预处理后，进行了峰峰值、最大值、平均值、方根幅值、有效值、方差、标准差、波形指标、峰值指标、脉冲指标、裕度指标、歪度指标、峭度指标、歪度系数、峭度系数等幅值域参数的计算，以上各参数可从各个角度反映滚动轴承和齿轮所处的状态。一般说来，反映振动能量的参数如有效值、平均值和方根幅值等，对设备的磨损和整体状况的恶化敏感；而一些无量纲参数如波形指标、峰值指标、脉冲指标、峭度指标等，对冲击脉冲比较敏感。在选择上述各示性指标时，按其诊断能力从大到小排列，大体上为：峭度指标→裕度指标→脉冲指标→峰值指标→波形指标。

5.2.2.4 频域分析

包括频谱分析、自功率谱分析、互功率谱分析、倒频谱分析、包络谱分析和相关解调谱分析等功能，并可同时显示各图形。可进行在线或离线分析。通过数据选择和通道选择能对任一通道数据和存盘数据进行分析。能在图形上读出具体的数据值，并可对图形进行放大、缩小处理。

5.2.2.5 时域分析

包括时域波形分析、自相关函数分析、互相关函数分析、包络线分析等功能。同时具有频域分析所具备的有关对数据和图形操作的功能。

5.2.2.6 趋势分析

在线或离线对各幅值域参数进行趋势分析，给出各幅值域参数随时间变化的曲线，以监测各参数的变化情况。

5.3 软件实现

根据系统设计思想和系统功能设计，使用 DELPHI 高级编程语言完成了软件的编制工作。主程序框图如图 5.4 所示。

由于采用了 MDI(多文档)界面编程技术，使得显示界面所包含的信息量非常丰富，在主窗口内可同时显示多个子窗口。这样在程序运行过程中，可同时监测滚动轴承和齿轮的多个状态特征，并且因为数据共享，相互之间可实现信息的交互。子窗口间的转换也十分的方便，直接用鼠标点击即可完成。幅值域参数信息及通道信息也随着当前活动窗口的改变而显示出对应的数据。另外，在每一图形子窗口设计了弹出式菜单，单击鼠标右键可完成数据选择、通道选择及图形的打印功能。主菜单下还设计了一组快捷键完成数据选择、数据保存、在线监测、离线分析和数据打印功能。图 5.5 为系统软件使用时的一个图例。

图中左边有两个页面分别显示的是当前活动窗口所对应通道的通道设置信息和特征数据。在其下方给出了转速、时间日期以及鼠标读数信息。每一子窗口的图形可用鼠标拖动进行放大、缩小处理，双击鼠标还能读出图形的具体数值。

为了存取、改变系统测试硬件的有关信息，设计了“参数设置”模块，分为“测量设置”和“通道设置”，其主要内容和相关功能如图 5.6 和图 5.7 所示。所设置的数据按主从关系存贮在 Windows 注册表中，每次系统启动时将自动从注册表中调出最近一次所使用的设置信息。

作为系统的辅助功能，还设计了滚动轴承频率成分计算模块，分为“固有

频率计算”和“特征频率计算”。通过输入滚动轴承的相关参数，可计算出它的固有频率和特征频率，并用数据库的形式将所计算的数据保存在数据库中。需要时还可从数据库中调出所计算数据查看。滚动轴承固有频率和特征频率计算窗口如图 5.8 和图 5.9 所示。

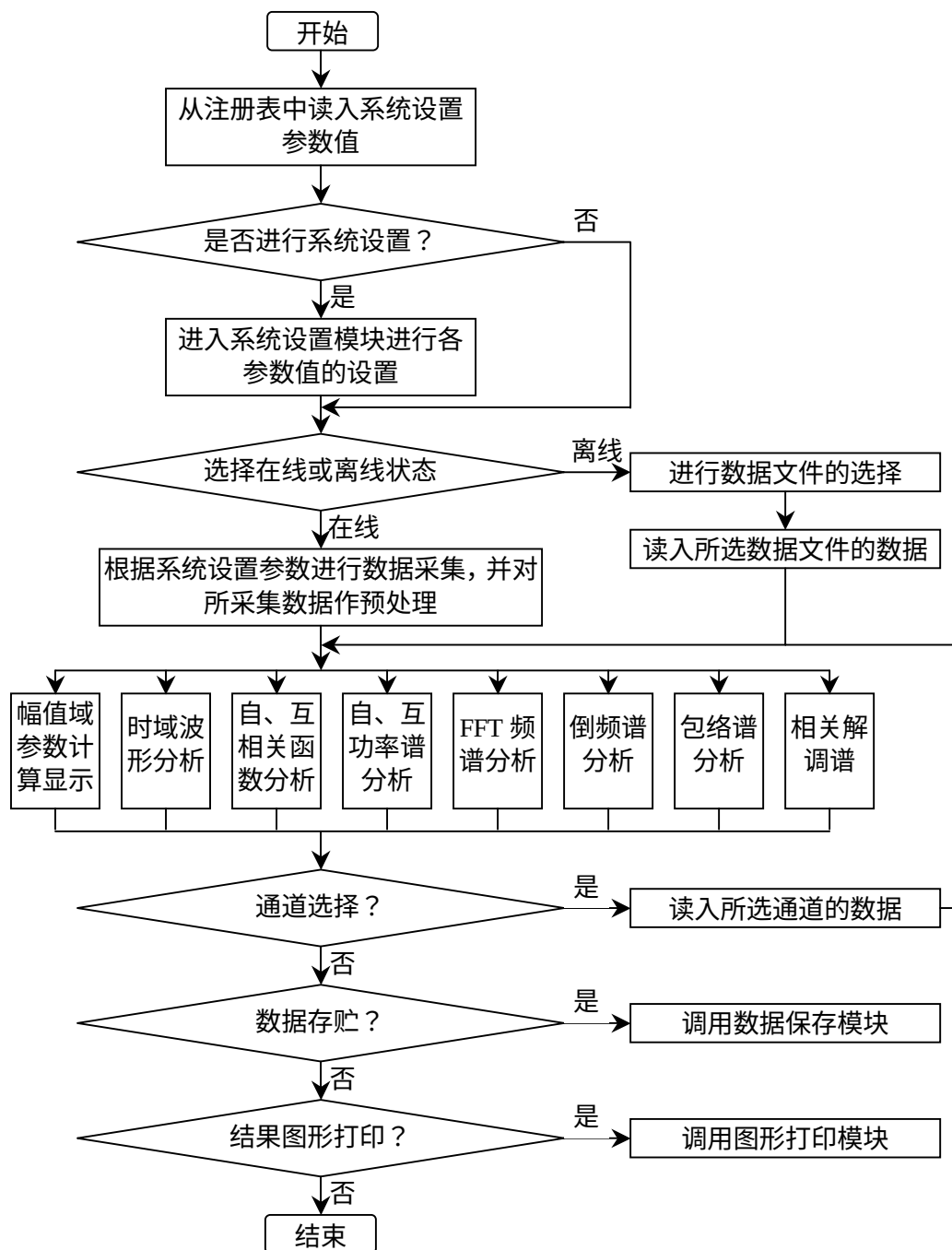


图 5.4 系统软件主程序框图

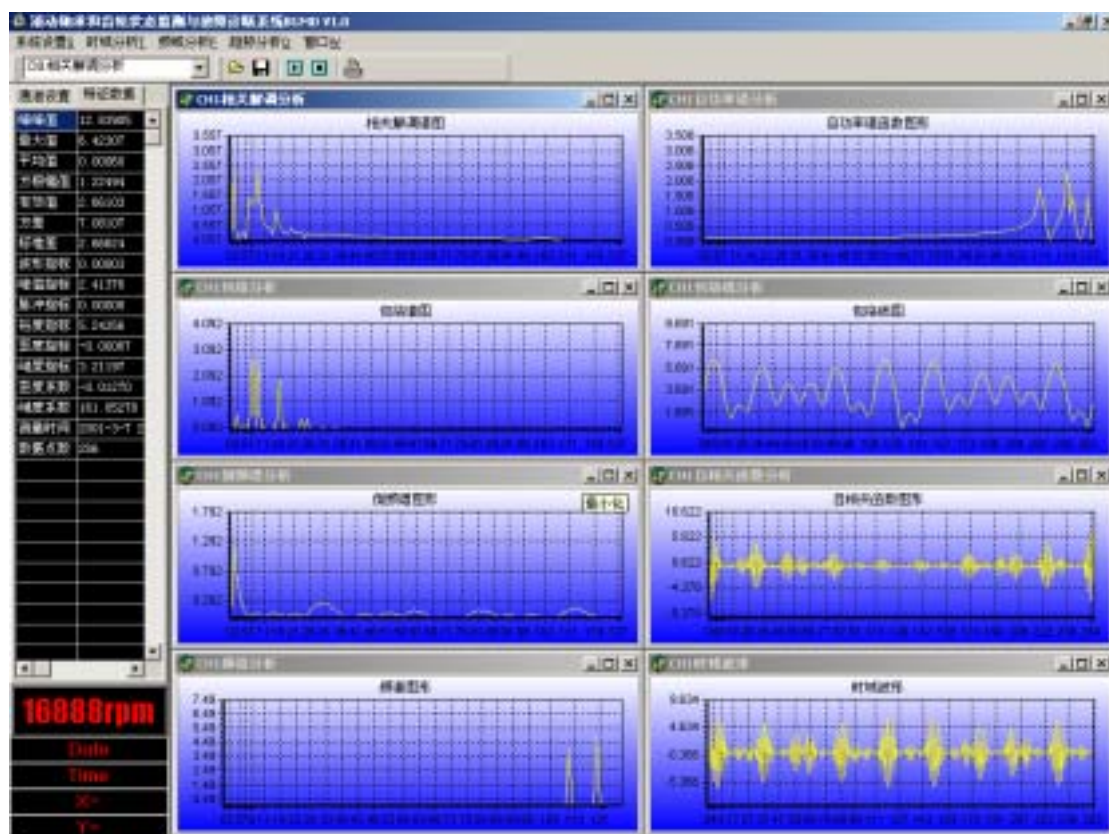


图 5.5 软件界面图例

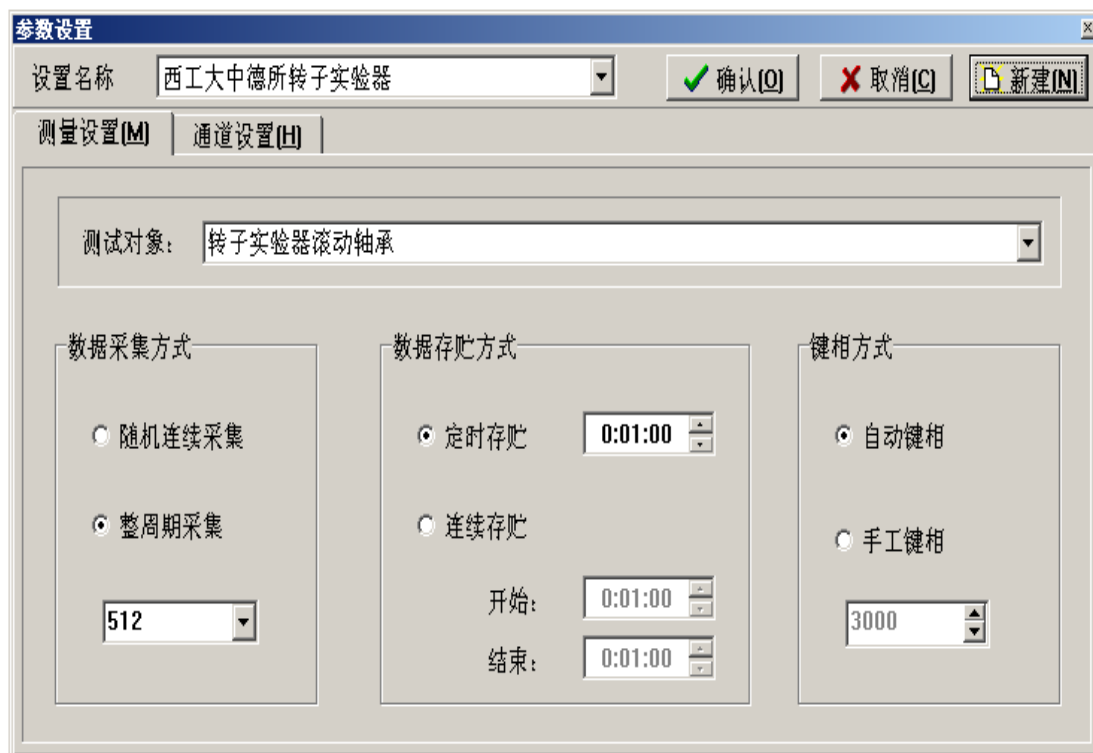


图 5.6 系统参数设置之测量设置窗口

参数设置

设置名称: 西工大中德所转子实验器 确认(O) 取消(C) 新建(N)

测量设置(M) 通道设置(H)

通道名称	通道量纲	校正因子	放大倍数	报警值	备注
CH1	mm/s2	1	1	1000	传感器1
CH2	mm/s2	1	1	1000	传感器2
CH3	mm/s2	1	1	1000	传感器3
CH4	mm/s2	1	1	1000	传感器4
CH5	mm/s2	1	1	1000	传感器5
CH6	mm/s2	1	1	1000	传感器6
CH7	mm/s2	1	1	1000	传感器7
CH8	mm/s2	1	1	1000	传感器8

图 5.7 系统参数设置之通道设置窗口

滚动轴承固有频率成分计算

滚动轴承固有频率 滚动轴承特征频率

输入参数

滚动体参数:

钢球半径: m

材料密度: kg/m³

弹性模量: N/m²

轴承套圈参数:

圆环厚度: mm

中性轴直径: mm

节点数:

计算

计算结果

滚动体固有频率:

轴承套圈固有频率:

计算

确认(O) 查看(B) 保存(S) 取消(C)

图 5.8 滚动轴承固有频率计算窗口

滚动轴承频率成分计算

滚动轴承固有频率 滚动轴承特征频率

输入参数

滚动体直径: m

轴承节径: m

接 触 角: 度

滚动体数量:

工作转速: rpm

计算

计算结果

外环缺陷频率:

内环缺陷频率:

滚子缺陷频率:

保持架不平衡:

确认(O) 查看(V) 保存(S) 取消(C)

图 5.9 滚动轴承特征频率计算窗口

第六章 实验验证

6.1 概述

为了考核系统的可行性和可靠性，利用仿真信号和实测信号对系统软件进行了功能性验证。由于条件所限，未能对系统进行故障模拟实验。实验证明，本文的工作基本达到了预期的研究目标。

6.2 信号仿真验证

利用计算机产生如下式所示的包含的相加和相乘的复合信号：

$$x(t) = 4.0 \sin(2 \times 62.5\pi t) \sin(2 \times 4500\pi t) + 2.5 \sin(2 \times 4500\pi t)$$

采样频率为 5kHz，采样点数为 1024 点。其时域形如图图 6.1 所示，图 6.2 一图 6.10 分别给出了其自相关函数图、互相关函数图、包络线图、自功率谱图、互功率谱图、频谱图、倒频谱图、包络谱图及相关解调谱图。由第二、三章的讨论可知，滚动轴承和齿轮箱的振动信息通常是调制信息，因此用上述调制信号可模拟滚动轴承和齿轮箱的振动信号。从图中可看出，在这种复合信号的情况下，共振解调法将不包括故障的时域相加信号频率成分滤掉，大大提高了解调精度。

6.3 实验室功能验证

图 6.11 给出了用于对系统进行功能验证的实验系统总图。该系统主要由转子和测量系统两大部分组成。

6.3.1 转子系统

本实验的转子系统包括转子、柔性联轴器、电机、电机控制器、滚动轴承及其支座等部件及设备。

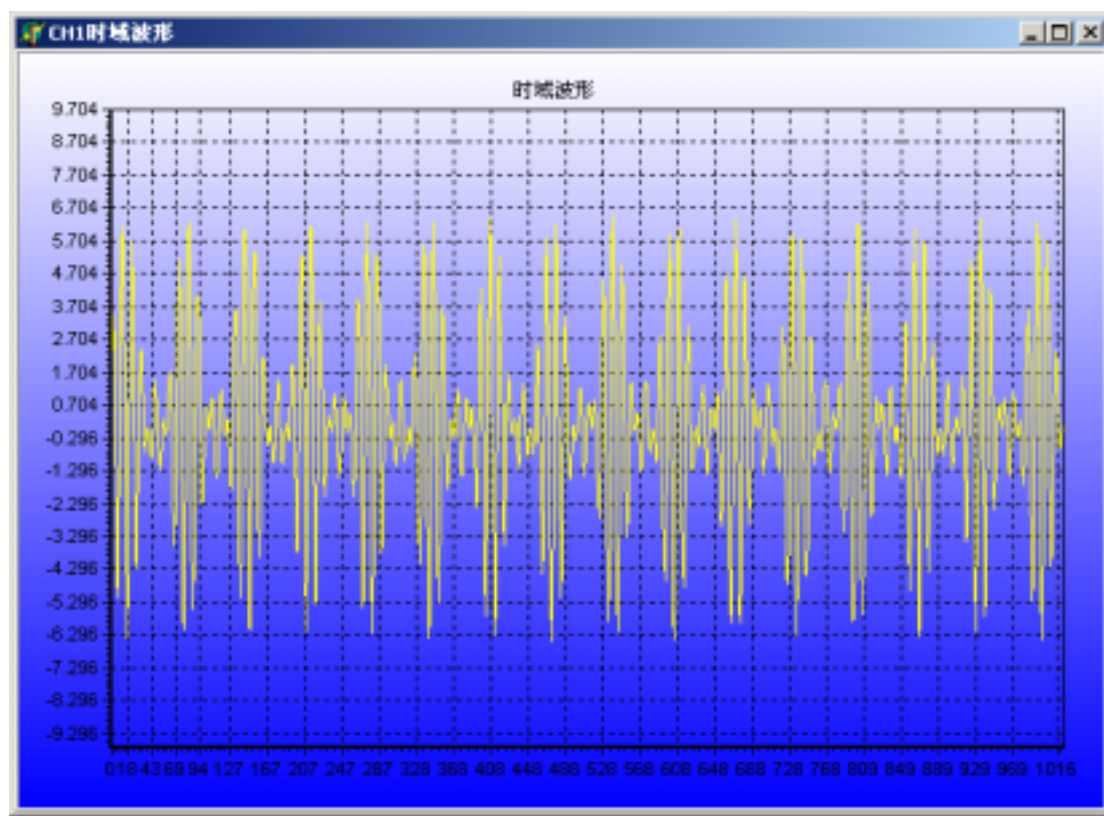


图 6.1 仿真信号时域形图

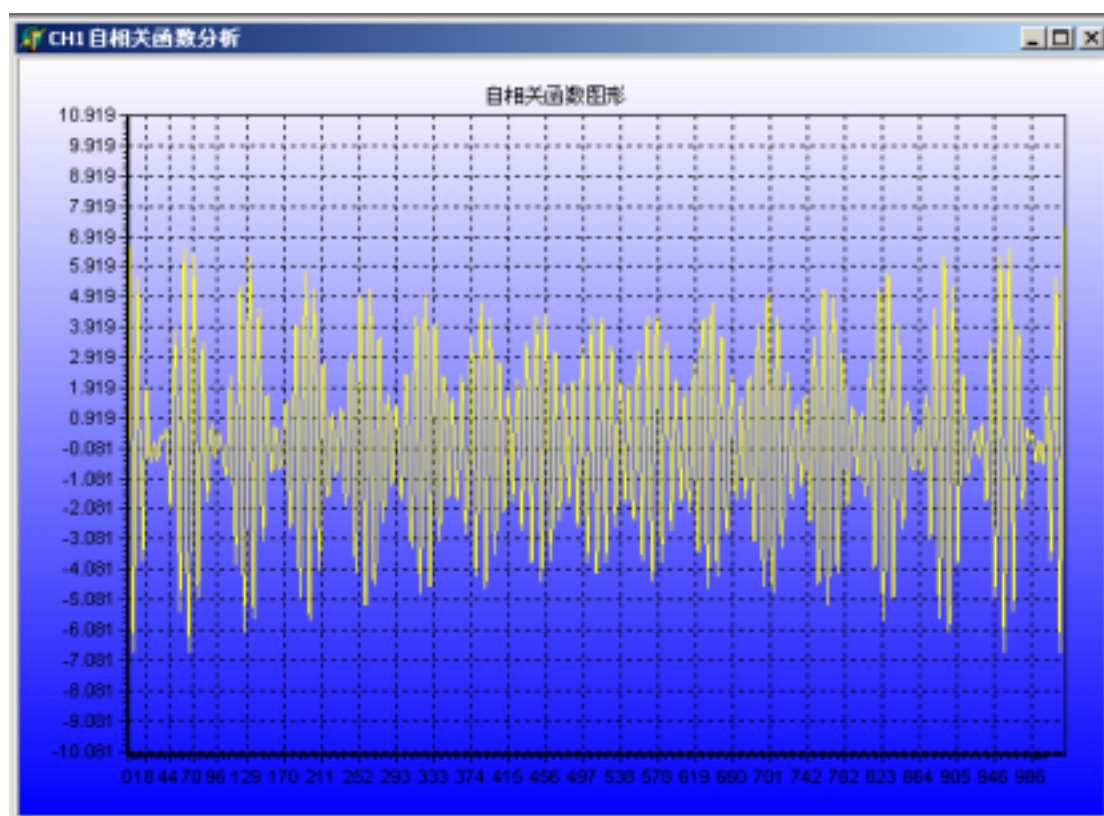


图 6.2 仿真信号自相关函数函数图

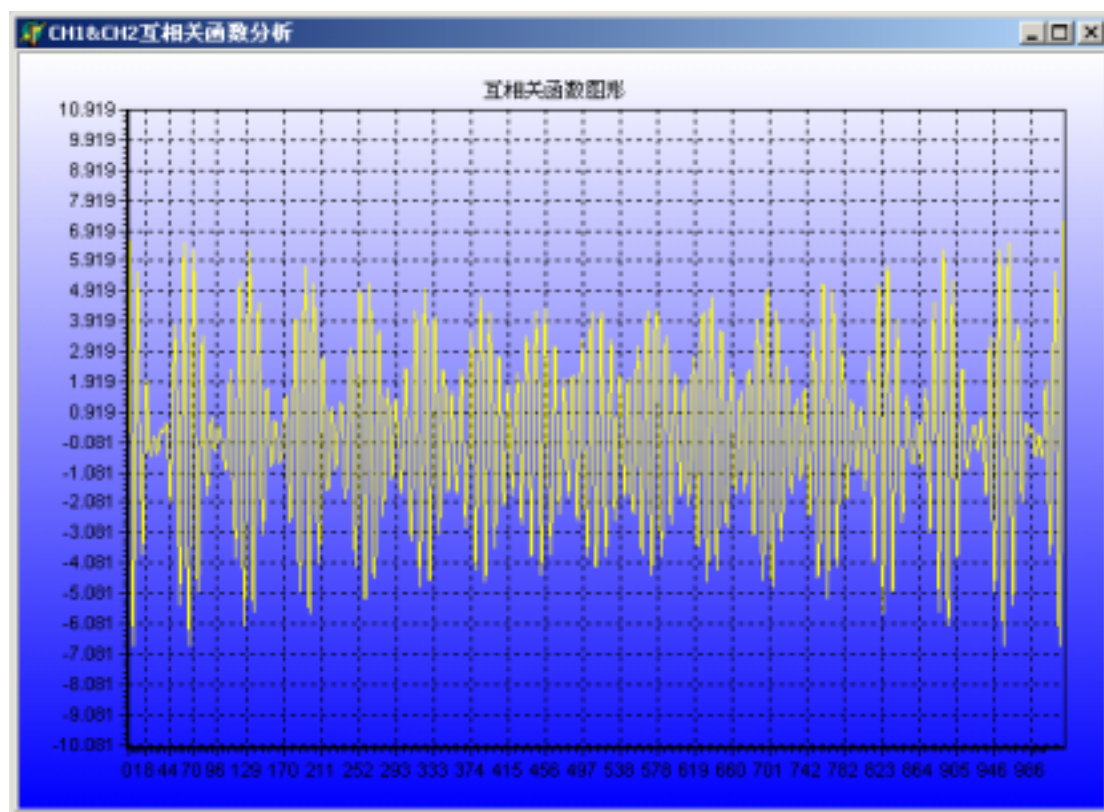


图 6.3 仿真信号互相关函数图

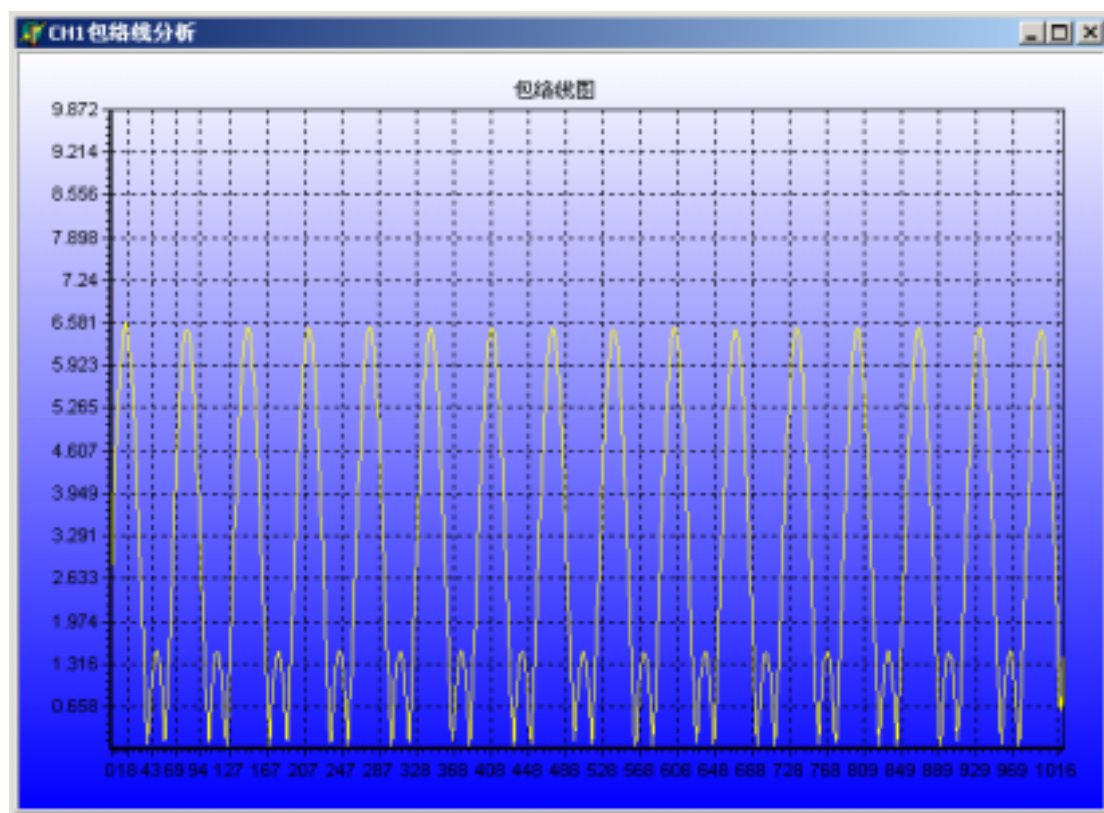


图 6.4 仿真信号包络信号图

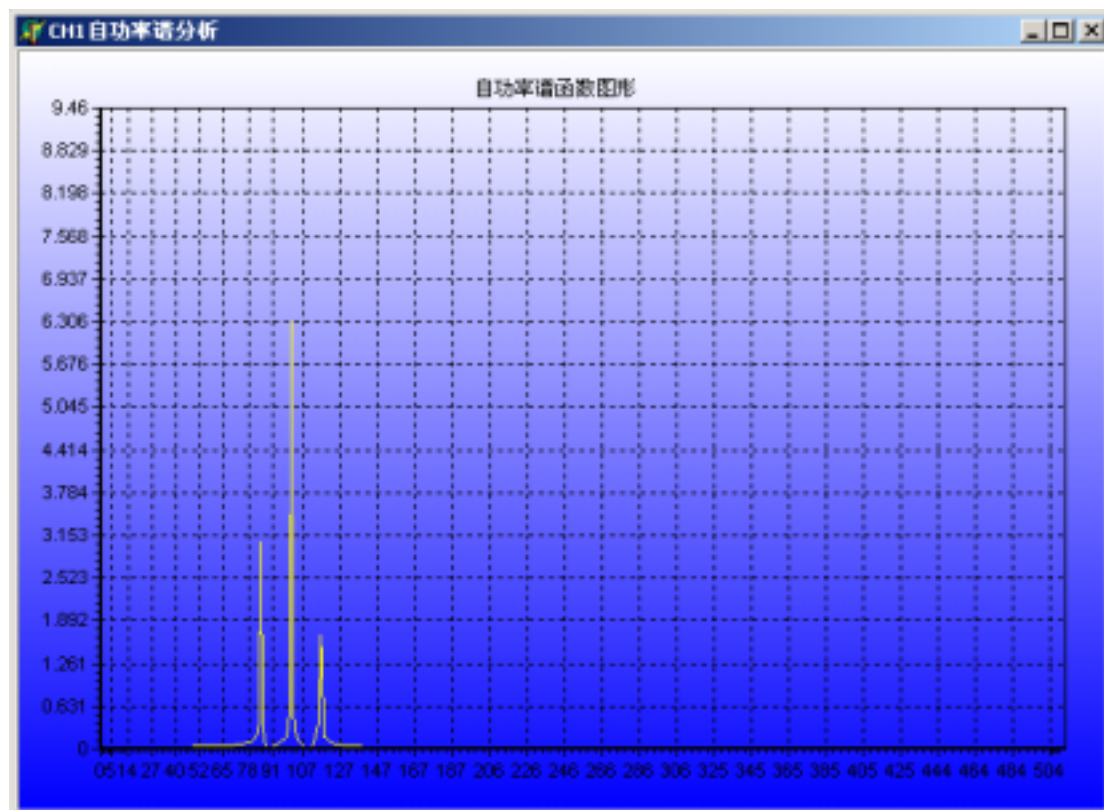


图 6.5 仿真信号自功率谱图

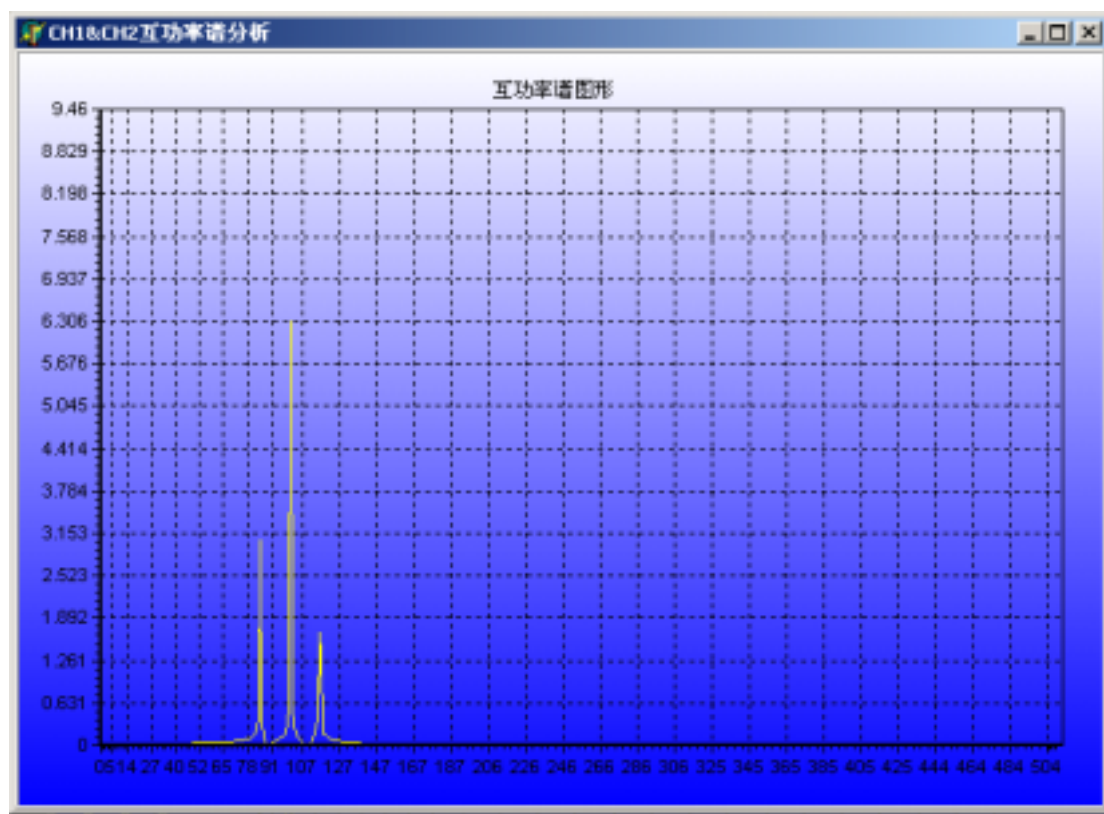


图 6.6 仿真信号互功率谱图

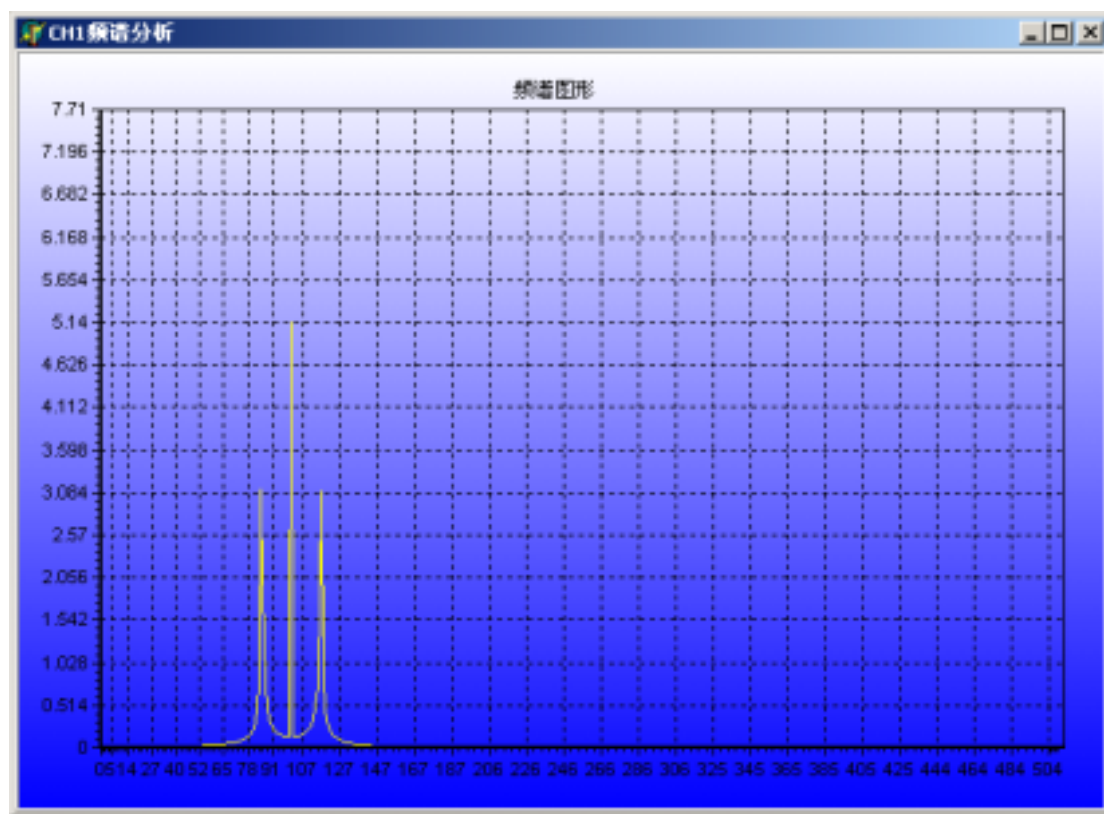


图 6.7 仿真信号频谱图

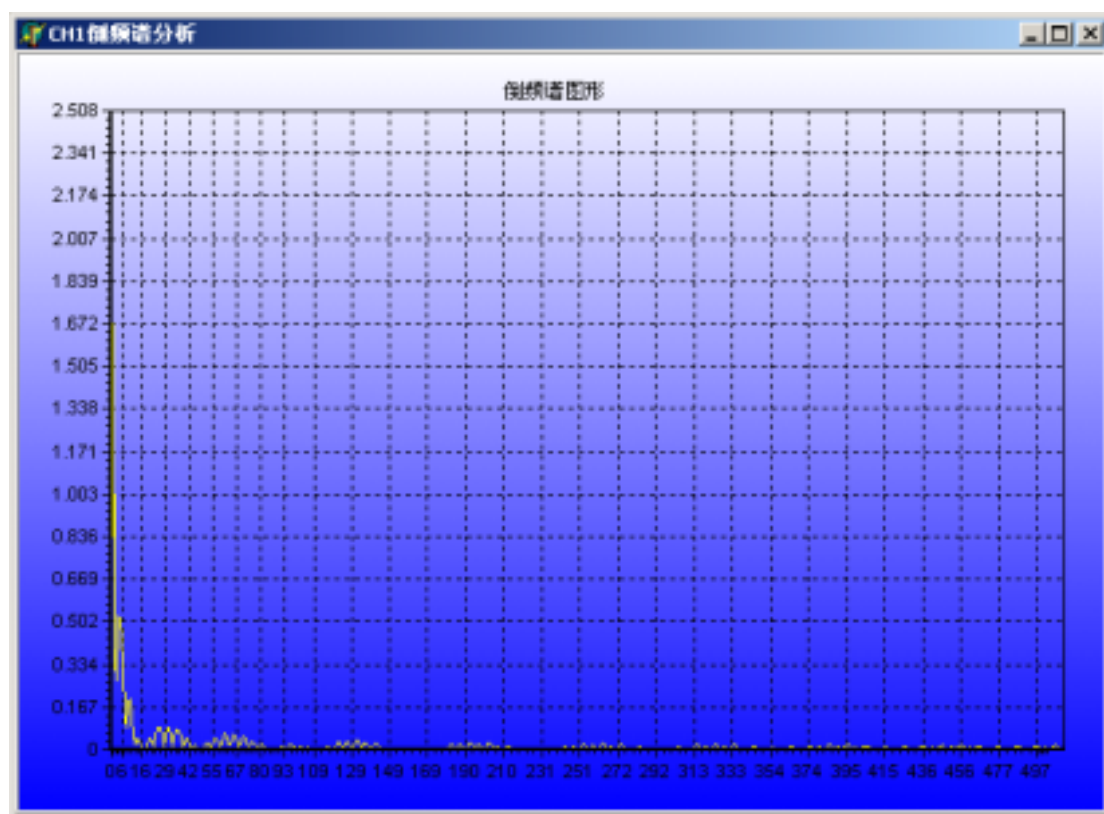


图 6.8 仿真信号倒频谱图

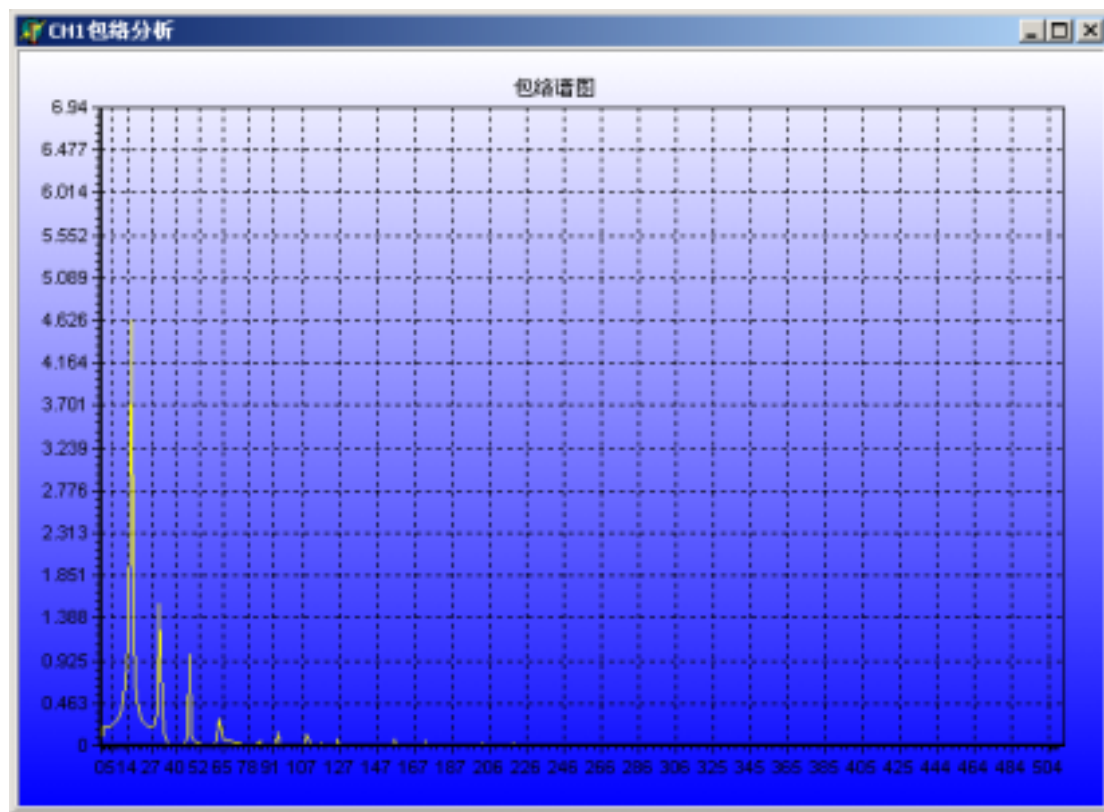


图 6.9 仿真信号包络谱图

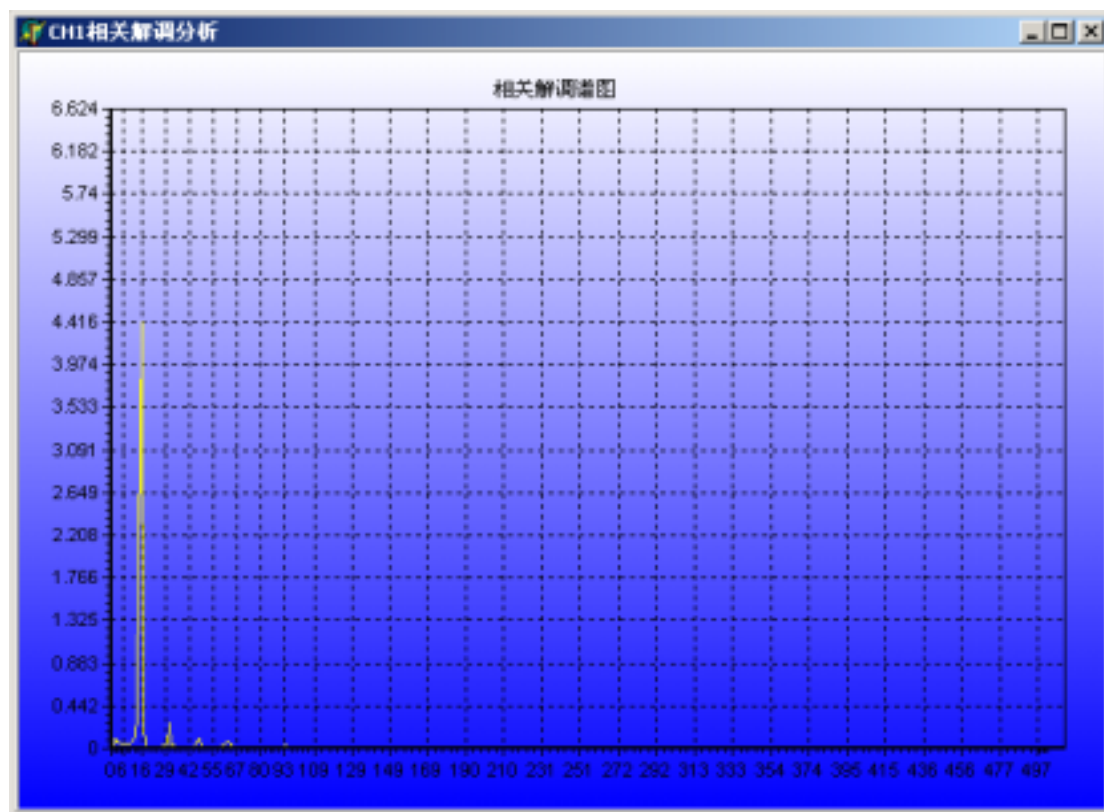


图 6.10 仿真信号相关解调谱图

转子由一个圆柱体及两个轴段组成，圆柱体两端可加、减平衡螺钉，转子轴支撑在两个滚动轴承上，并通过柔性联轴器与一直流电机联接，圆柱体两侧设置了两个橡胶阻尼。由电机带动转子转动。

实验所用电机为 5kw 的直流电机，转速可调，最大转速为 6000 转/分。本实验电机控制器设定的电机最大转速为 3000 转/分。利用电机控制器可自动使电机从 0 转/分均匀增速到 3000 转/分，亦可手动调节电机控制器使电机从一转速增速（或减速）到另一转速。在任意转速点上，通过反馈调节，转速漂移不超过 1 转/分。

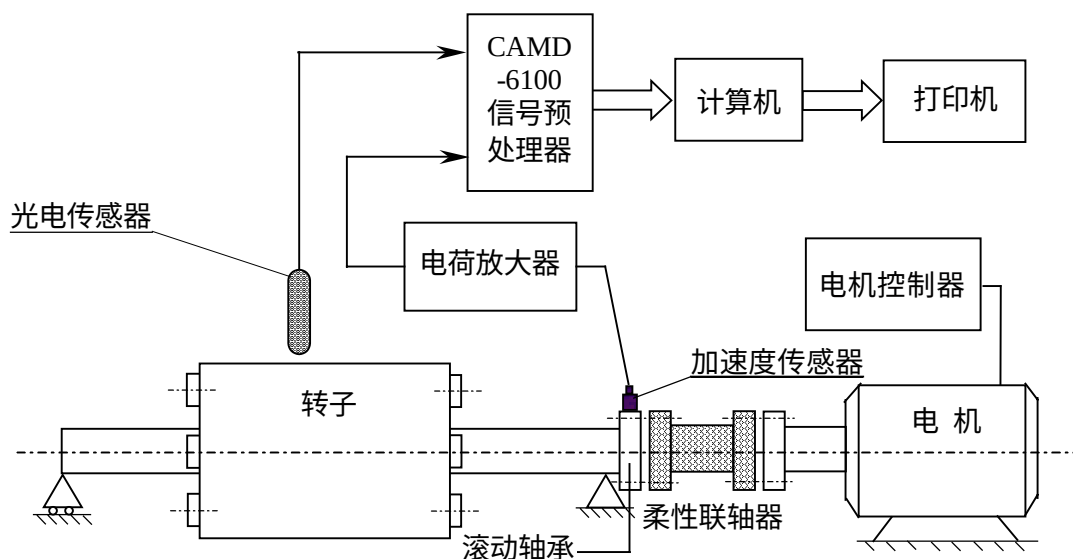


图 6.11 用于系统功能验证的实验系统示意图

6.3.2 测量系统

本实验所用的测量系统为本文所述的 BGMD 1.0 滚动轴承和齿轮状态监测与故障诊断系统。它由硬件部分和软件部分组成。

硬件部分采用加速度传感器，用来测量振动信号；一个光电传感器，用来测量转子的键相信号及转速；一台 CAMD-6100 信号预处理器，用来对所测的振动信号和键相信号的数据预处理；一台 Pentium II-300 大屏幕工业控制机（内装 NI 公司的数据采集卡）及一台 HP LaserJet 6L 打印机。

软件部分采用本论文所完成的软件—BGMD 1.0 滚动轴承和齿轮状态监测与故障诊断软件系统。

6.3.3 功能验证

功能验证就是通过实验的方法来验证软件是否具备要求的功能及是否实现预期的设计目标。

利用前一节所述的实验装置，对各个功能菜单进行功能验证。首先启动实验装置，将转速稳定在 1632RPM，用软件进行数据采集，将所采到的原始数据存盘，供进一步分析使用。

图 6.12 为所测数据的时域波形图。

图 6.13 为系统对所测原始数据进行的自相关分析图。

图 6.14 为系统对所测原始数据进行的自功率谱分析图。

图 6.15 为系统对所测原始数据进行的频谱分析图。

图 6.16 为系统对所测原始数据进行的倒频谱分析图。

图 6.17 为系统对所测原始数据进行的包络信号分析图。

图 6.18 为系统对所测原始数据进行的包络解调谱分析图。

图 6.19 为系统对所测原始数据进行的相关解调谱分析图。

实验证明，所设计的程序软件基本具备了要求的功能，且实现了论文研究的目标。

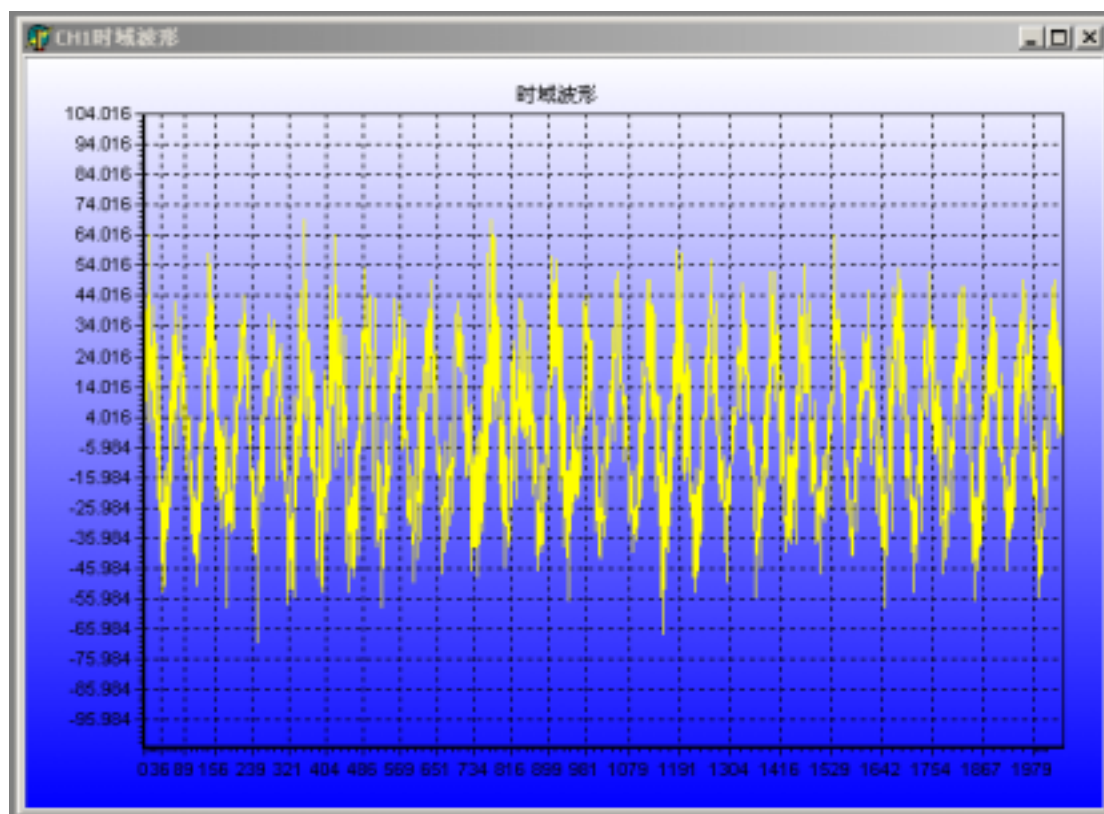


图 6.12 实测信号时域波形图

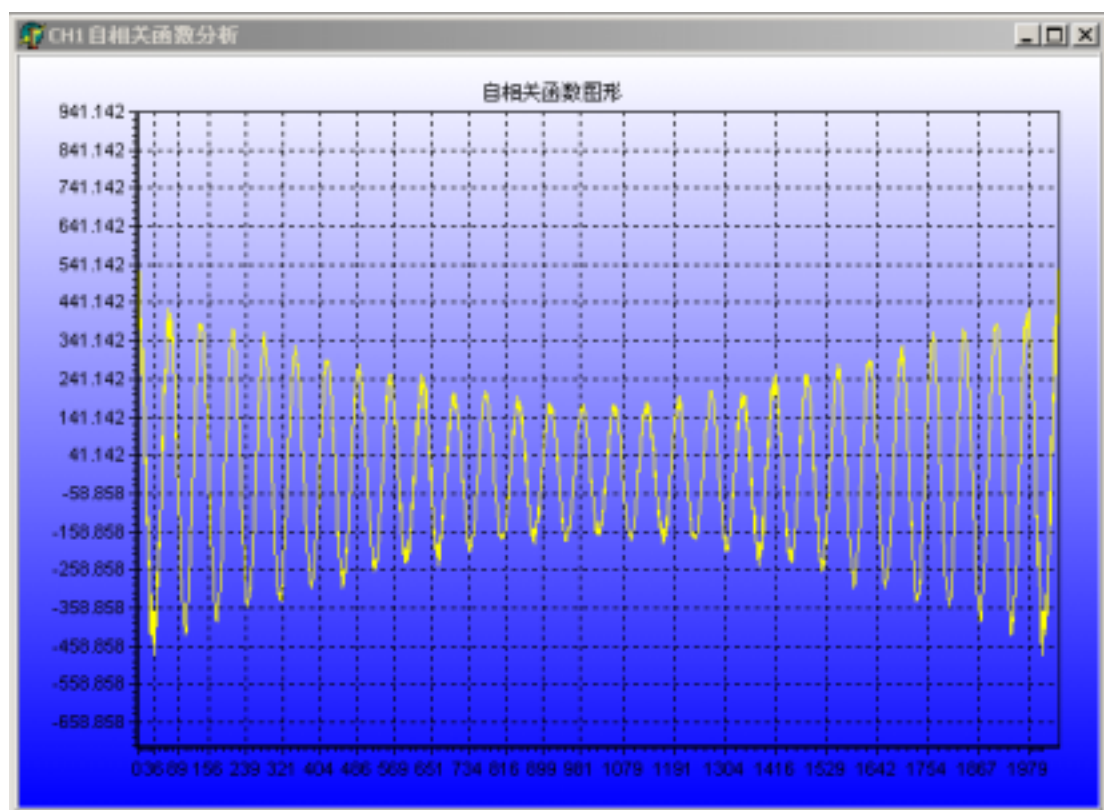


图 6.13 实测信号自相关函数图

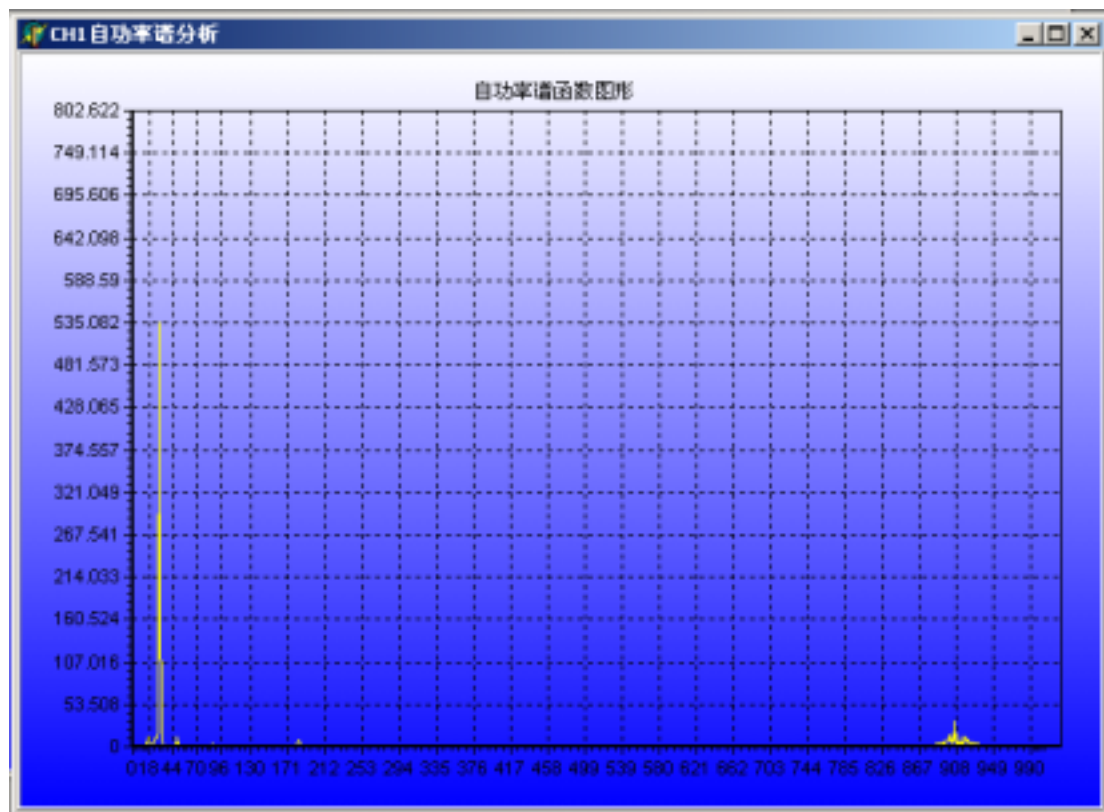


图 6.14 实测信号自功率谱图

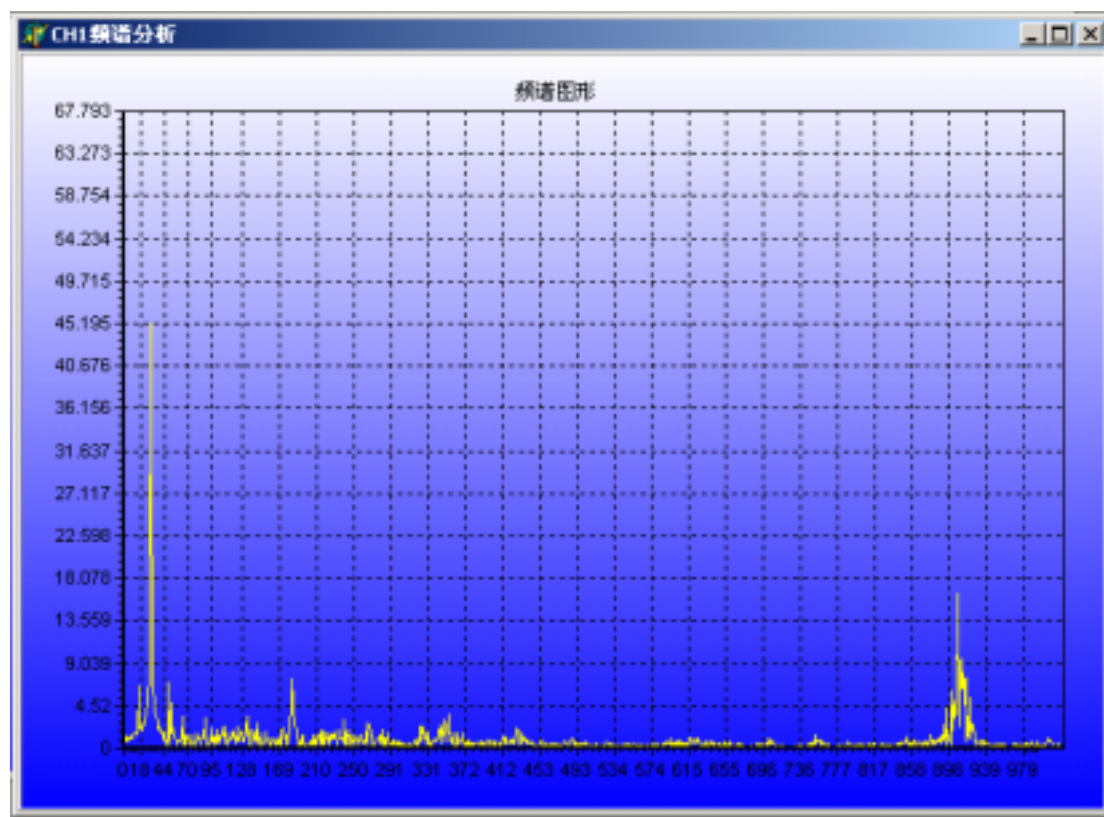


图 6.15 实测信号频谱图

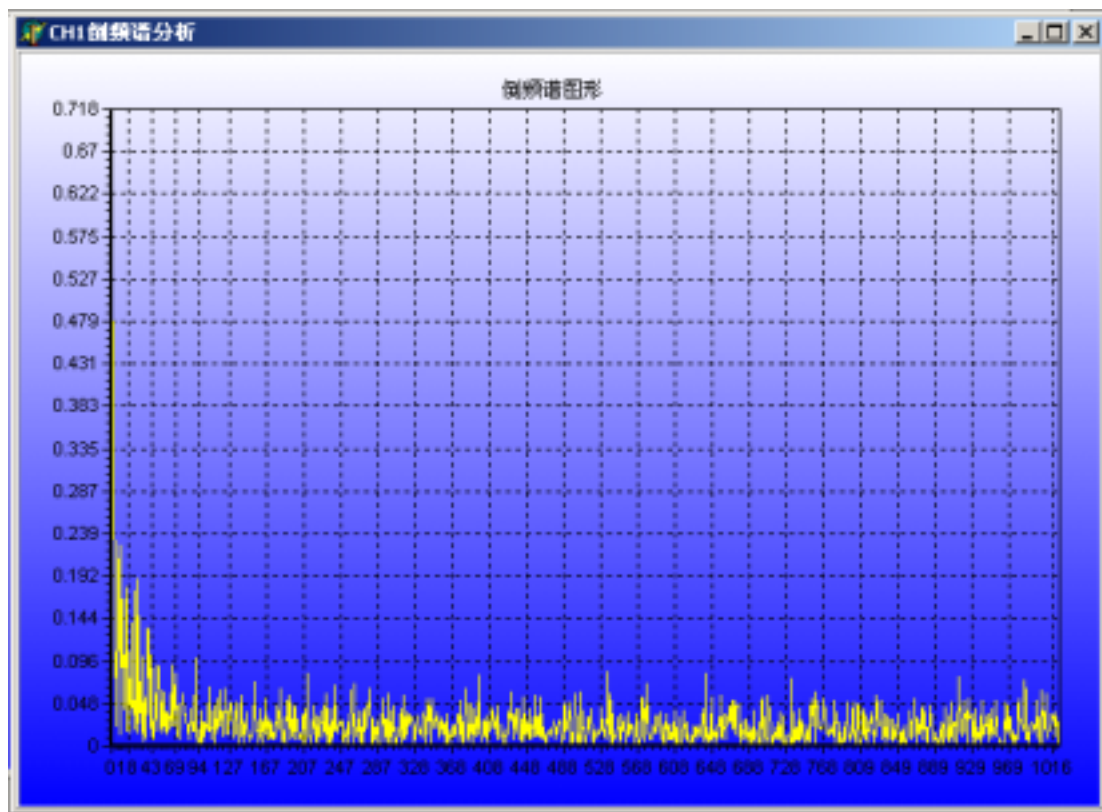


图 6.16 实测信号倒频谱图

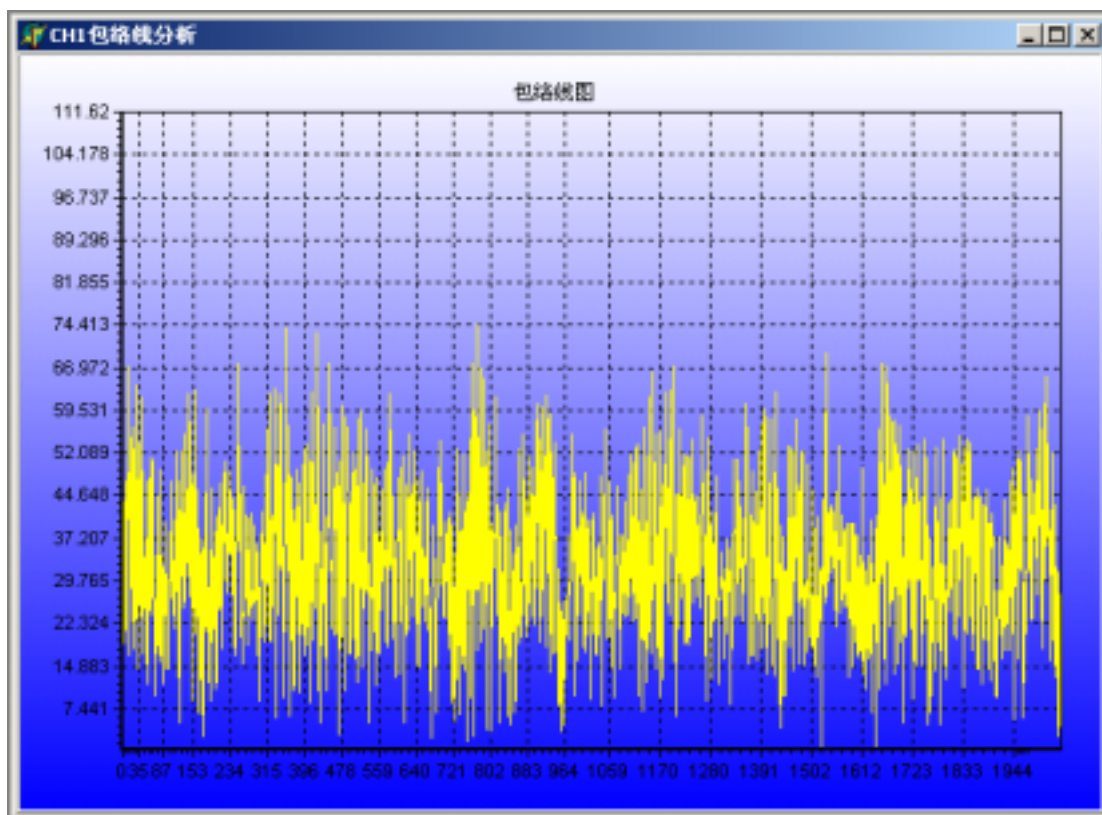


图 6.17 实测信号包络线图

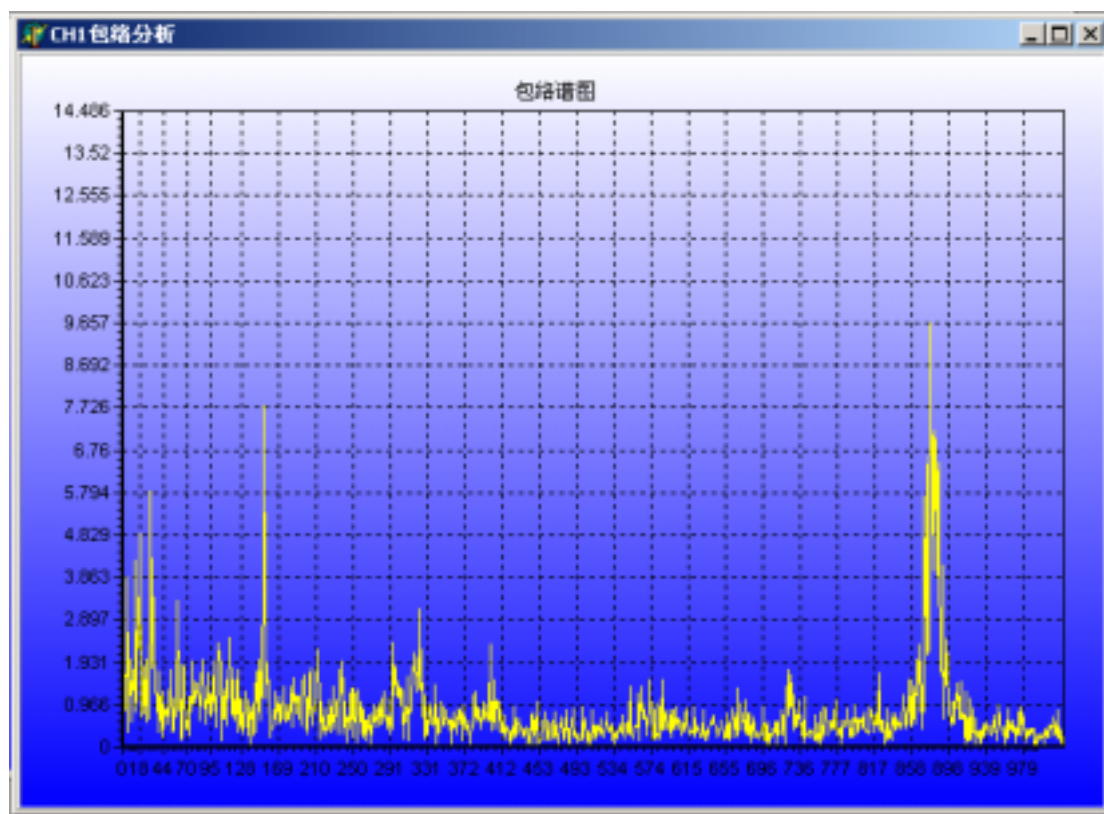


图 6.18 实测信号包络谱图

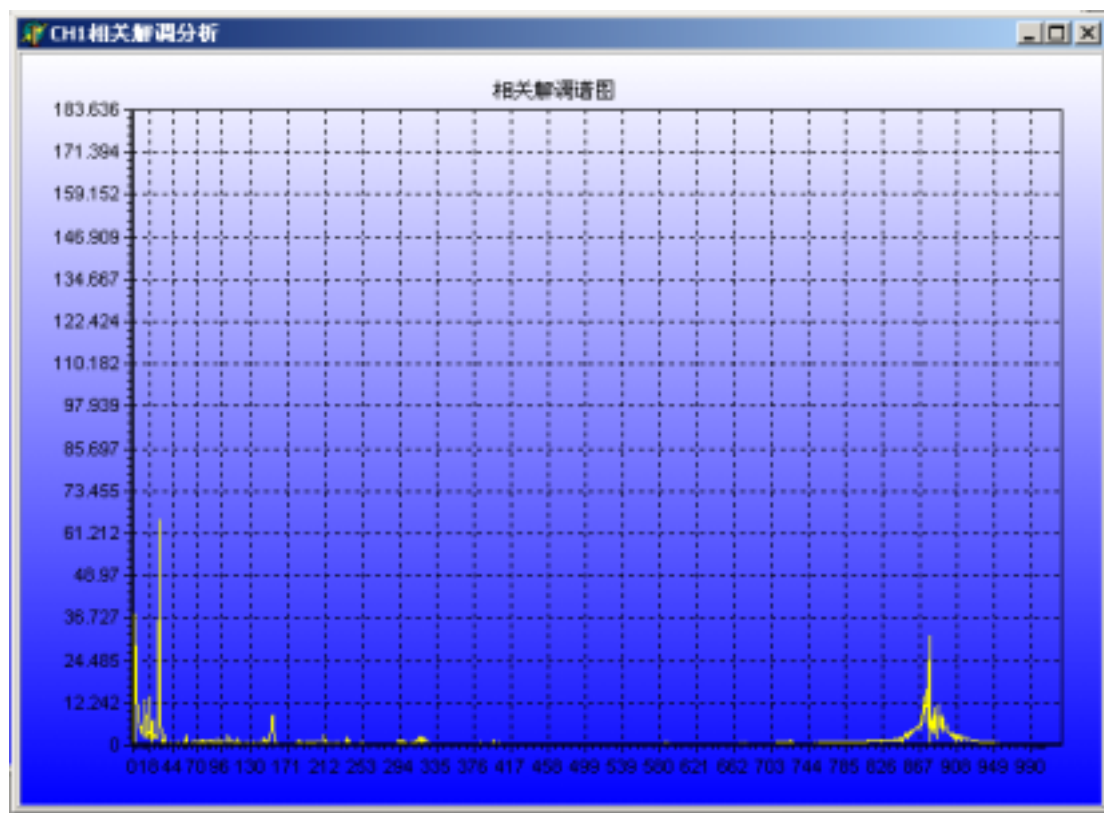


图 6.19 实测信号相关解调谱图

第七章 结论及建议

7.1 结论

本文从理论上分析总结了滚动轴承典型故障和齿轮典型故障产生的机理，采用滚动轴承和齿轮故障监测与诊断的谱分析及时域分析方法来提取滚动轴承和齿轮典型故障的故障特征，并提出了一种新的滚动轴承和齿轮故障诊断方法——相关解调法，结合振动信号测试与信息处理技术及计算机技术，完成了滚动轴承和齿轮箱故障诊断系统 BGMD1.0 的软件编制。

通过以上的的工作，可得出如下结论：

- 1) 在通常情况下，滚动轴承和齿轮箱的振动信号相当复杂，各种干扰源加剧了信号的混叠，识别为困难，因此应选择最佳监测状态如转速、测点、采样频率等，以减少各种干扰因素的影响，提高信号的可比性。而基于振动信号分析的机械监测诊断技术，是轴承、齿轮诊断的主要手段之一。
- 2) 旋转机械中滚动轴承和齿轮箱等振动信号大多情况下是调幅或调频（或调相）以及调幅调频同时存在，它们都有一个共同的特点，就是在频谱图上形成在中心频率周围分布着以调制频率为间隔的边带，而中心频率与故障频率往往没有对应关系。
- 3) 对于滚动轴承和齿轮箱的振动信号，采用频域分析的方法不太容易发现故障前后的变化。而信号的时变特性能够提供更为直观、有用的信息。通过对信号的时域分析，往往可以得到更多的收获。而时域包络则集中地携带了它们的工况信息，所以包络分析对诊断滚动轴承和齿轮故障是一有效的手段。因此从联合的时频域来识别这类信号，提供时域和频域的综合信息，无疑会提高诊断的准确性和可靠性。
- 4) 本文建立的相关解调法可实现降噪解调。相关函数一方面具有降噪的效果，另一方面不改变信号的调制性质。相关函数解调方法就是利用这一特点，先对原始信号进行相关分析，得到相关函数。再对相关函数进行 Hilbert 变换，最后得到解调结果。利用实测数据对现行的包络解调法和

本文提出的相关解调法进行了比较。结果表明：相关解调法具有明显的降噪效果，所得到的包络谱线较现行的方法，特征显著得多。因此，相关解调法将为轴承和齿轮故障诊断提供有效的技术支持。

- 5) 系统软件能够对采集的信号作幅值域、时域和频域分析，并提供了良好的人机界面，操作十分方便，不仅可应用于滚动轴承和齿轮箱的状态监测与故障诊断，还可推广应用于其它机械振动的信号采集与分析。经过实验验证，软件系统基本达到了预期的研究目标。

7.2 建议

- 1) 虽然对软件系统进行了实验室功能验证，但由于时间和条件的限制，未能对软件系统进行滚动轴承和齿轮的故障模拟试验，今后应进一步完善软件系统。
- 2) 小波变换作为一种新的数字信号处理方法，已逐步应用到滚动轴承和齿轮的故障诊断当中。随着小波变换理论的日趋成熟，今后应将小波变换加入到软件系统中，增强软件系统的功能。
- 3) 如何建立一套基本的、准确的滚动轴承和齿轮故障诊断专家系统，即针对滚动轴承和齿轮不同的条件及工况，建立有效的故障评测手段，也是今后研究的重要方向。

参考文献

- 1) 沈水福、高大勇编著, 设备故障诊断技术, 科学出版社, 1990
- 2) 萧汉年主编, 机械工况监测与故障诊断, 人民交通出版社, 1994
- 3) 丰田利夫(日)著, 设备现场诊断的开展方法, 机械工业出版社, 1985
- 4) 屈梁生、何正嘉编著, 机械故障诊断学, 上海科学技术出版社, 1986
- 5) 寇惠、原培新编, 故障诊断中的信号处理, 冶金工业出版社, 1989
- 6) 虞和济、韩庆大、原培新编, 振动诊断的工程应用, 冶金工业出版社, 1992
- 7) 廖伯瑜主编, 机械故障诊断基础, 冶金工业出版社, 1995
- 8) 张贤达著, 现代信号处理, 清华大学出版社, 1995
- 9) 张安华主编, 机电设备状态监测与故障诊断技术, 西北工业大学出版社, 1995
- 10) Gudonavicius R, On Diagnostics of Bearings by Statistical Parameters of Their High Frequency Vibrations, Vibration Engineering, 1988
- 11) Martin R A, Vibration Monitoring of Machines, Maintenance Management International, 1989
- 12) Talor J I, Identification of Bearing Defects by Spectral Analysis, Journal of Mechanical Design, Trans. of ASME, 1980
- 13) 唐德尧著, 共振解调技术在我国的发展应用, 设备管理与维修, 1991
- 14) 卢文祥、杜润生, 工程测试与信息处理, 华中理工大学出版社, 1992
- 15) 黄文虎、夏松波、刘瑞岩等编著, 设备故障诊断原理、技术及应用, 科学出版社, 1997
- 16) 徐士良主编, C 常用算法程序集, 清华大学出版社, 1996
- 17) 王华、梁志刚、王众等编著, Delphi 5 编程实例与技巧, 机械工业出版社, 1999
- 18) 李力、李薇、董恒编著, Delphi 4.0 实用编程指南, 四川大学出版社, 1998
- 19) 雷继尧, 丁康, 轴承故障诊断, 西安交通大学出版社, 1991
- 20) 寇惠、韩庆大编, 故障诊断的振动测试技术, 冶金工业出版社, 1988
- 21) 寇惠、付润兰、原培新编, 故障诊断的振动理论基础, 冶金工业出版社, 1988
- 22) 陈进, 信号处理在机械设备故障诊断中的应用, 振动与冲击, 第 18 卷第 2 期, 1999 年

-
- 23) 王文利、黄世琦, 一种齿轮箱信号分析与故障诊断系统, 重庆大学学报, 第 22 卷第 4 期, 1999 年 7 月
 - 24) Stephane C S, Rolling Bearing Vibrations—The Effect of Geometrical Imperfections and Wear, Journal of Sound and Vibration, 1985
 - 25) Harker R G, Sandy J L, Rolling Element Bearing Monitoring and Diagnostic Techniques, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Trans. of ASME, 1989
 - 26) 杨树莲、杨文献, Hilbert 变换及其在机械故障诊断中的应用, 山西矿业学院学报, 第 15 卷第 2 期, 1997 年 6 月
 - 27) 王新晴、王耀华、陈六海、唐文标等, 齿轮传动中几种典型故障的振动图谱分析, 机械传动, 1999 年 3 月
 - 28) 田振华、陆爽、田彦等, 高频共振法在滚动轴承故障诊断中的应用, 吉林工业大学自然科学学报, 1999 年第 2 期
 - 29) 张中民、卢文祥、杨叔子、张英堂等, 滚动轴承故障振动模型及其应用研究, 华中理工大学学报, 第 25 卷第 3 期, 1997 年 3 月
 - 30) 王萍辉, 现场齿轮箱内齿轮故障的振动法诊断, 长沙电力学院学报(自然科学版), 第 14 卷第 1 期, 1999 年 2 月
 - 31) 王文利、黄世琦、谢志江、李红宇等, 实现滚动轴承损伤类故障自动诊断的一种简便方法, 机械工程师, 1999 年 2 月
 - 32) 杜设亮、张云、李剑、陈子辰、麦云飞等, 频谱分析法在齿轮故障诊断中的应用研究, 机电工程, 1999 年第 5 期
 - 33) 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, 第 10 卷第 1 期, 1997 年 3 月
 - 34) 田振华、谢春、田彦, 滚动轴承振动信号的计算机测试系统, 吉林工学院学报, 第 18 卷第 4 期, 1997 年 12 月
 - 35) 彭玉山、李明荣、张建华, 滚动轴承振动的监测与诊断技术, 工业仪表与自动化装置, 1999 年第 4 期

致 谢

本论文的工作是在指导教师廖明夫教授的悉心指导和热情帮助下完成的。在两年的学习中，导师严谨的治学态度和对学术刻苦钻研的精神，是我今后工作学习中的榜样。在论文完成过程中，尽管导师担负着繁忙的科研、教学和生产任务，但仍抽出时间给予了精心的教诲和无私的帮助，在此，谨向导师表示衷心的感谢和崇高的敬意！

对刘启洲教授在日常学习和论文完成过程中所给予的指导和帮助表示深深的谢意！

借此机会感谢胡壁刚教授和株洲 608 所唐德尧研究员高工及王平高工的指导和帮助。对杨伸记高工在论文的实验过程中所给予的指导和帮助及生活上的关怀和照顾表示感谢。

最后对本论文完成工作提供帮助的所有同学表示感谢。