



学 校 代 码 10459

学号或申请号 201212202358

密 级

# 郑 州 大 学

## 硕 士 学 位 论 文

### 大型平行轴斜齿轮减速器可靠性分析

作 者 姓 名：赵敏敏

导 师 姓 名：刘竹丽 副教授

学 科 门 类：工 学

专 业 名 称：机械设计及理论

培 养 院 系：机械工程学院

完 成 时 间：2015 年 5 月

A thesis submitted to  
Zhengzhou University  
For the degree of Master

**Reliability Analysis of the Large Parallel Shaft  
Helical Gear Reducer**

By Minmin Zhao  
Supervisor: Prof. Zhuli Liu  
Mechanical Design and Theory  
School of Mechanical Engineering  
May 2015



## 摘要

齿轮传动装置的可靠性是影响机械设备使用寿命及其工作性能的一个至关重要的因素，所以对大型传动装置的可靠性进行分析对大型机械设备的安全使用至关重要。此外，由于工程上的结构，无论是材料参数还是载荷参数以及尺寸参数等方面都存在着不确定性，所以在有限元计算中考虑随机因素已经成为必然的趋势。本文利用基于随机有限元的可靠性分析方法和RD新理论分别对某大型平行轴斜齿轮减速器各零部件以及整个系统的可靠性进行了分析，其分析方法对其他大型传动装置的可靠性分析具有重要的指导意义。本文在ANSYS中首先对该大型减速器中各零部件的强度进行了分析，然后在强度分析的基础上进一步对各零部件以及整个系统的可靠性进行了分析，主要内容如下：

(1) 阐述了大型传动装置、齿轮研究以及基于随机有限元法的可靠性研究现状。简要介绍了结构可靠性分析的一般内容，总结归纳了基于随机有限元法的可靠性分析基本理论，主要包括4种随机有限元法、5种基于随机有限元法的单一零部件可靠性分析方法以及用于系统可靠性分析的RD新理论。

(2) 以某海上石油平台升降系统传动装置为例，在ANSYS中对组成该减速器的各零部件的强度进行了分析，其中，一级斜齿轮副接触强度分析表明，无论是双齿啮合还是单齿啮合，其接触强度均满足设计要求。此外，通过计算，其他零部件的强度也都满足设计要求。

(3) 对该减速器中各单一零部件的可靠度进行了分析，除了一级斜齿轮副接触强度和一级大齿轮弯曲强度可靠度比较小之外，其余各零部件原则上在其寿命期内是可靠的。通过计算，一级斜齿轮副接触强度可靠度为83.6%，所以即使强度满足设计要求，在寿命期内，零部件也不一定完全可靠，因此，在设计过程中，只进行安全系数的计算是不够的，有必要进行结构可靠性设计。

(4) 在单个零部件可靠性计算的基础上，利用RD新理论对整个减速器系统的可靠性进行了分析。主要包括系统分析及简化、单个零部件可靠度计算、主次相关系数的计算以及系统可靠度的计算；通过计算，得到系统可靠度为73.2%。

**关键词：**大型传动装置；ANSYS；强度；可靠性；随机有限元

## Abstract

The reliability of the gear transmission largely determined the life and performance of the machinery equipment, so analyzing the reliability of the large gear transmission is essential to the safe use of large machinery. In addition, because there are uncertainties in all aspects of structural engineering, whether material or load and size, etc. so, considering the uncertainty in the finite element calculation has become an inevitable trend. By using the reliability analysis method of single components which basing on the stochastic finite element method and the RD new theory ,every important component and the whole transmission's reliability are analyzed here, and the methods have important guiding significance for the reliability analysis of other large-scale transmission. In this paper, strength of the components in a large gear transmission are analyzed firstly in ANSYS, then on the basis of the strength analysis, we analyzed the reliability of the parts and the whole system of this gear transmission, the details are as follows:

(1) Describes research status of the large gears, gear research and reliability analysis basing on stochastic finite element method; Then introduced some general content for structural reliability analysis, and summarized the basic theory of reliability analysis basing on the stochastic finite element method, which include four kinds of stochastic finite element method, five kinds of reliability analysis method which basing on the stochastic finite element method for the single components and the new RD theory for the system reliability analysis.

(2) Taking the lift system of the offshore oil platform as a example, we analyzed the strength of the components which comprised the gear transmission in ANSYS, among this, the contact strength analysis results of the gears show that whether the double or single tooth meshing engagement, the contact strength are all meeting the design requirements. Besides, according to the results of calculation, The strength of other components are also meeting the design requirements.

(3) Analyzed the reliability of the single components in the transmission. Except the contact stress of the first helical gears and the bend stress of the first big gear

reliability are relatively small, the rest of the parts is reliable in principle in its lifetime. By calculating, the contact stress reliability of the first helical gears is 83.6%, we can see that, even the strength is meeting the design requirements, the parts is not necessarily entirely reliable in its lifetime, This shows that in the design process, only considering the safety factor in calculation formula is not enough, there is a need for structural reliability design.

(4) On the basis of the reliability calculation of the individual components, we analyzed the reliability of the entire system by using the RD new theory, including system analysis and simplified, single component reliability calculation, calculation of primary and secondary correlation coefficient and the reliability calculation of system; By calculation ,the reliability of the system is 73.2%.

**Keywords:** Large gear transmission; ANSYS; Strength; Reliability; Stochastic finite element

# 目录

1	绪论 .....	1
1.1	课题研究背景及意义 .....	1
1.2	国内外研究现状 .....	1
1.2.1	大型传动装置研究现状.....	2
1.2.2	齿轮强度分析研究现状.....	2
1.2.3	基于随机有限元法可靠性研究现状.....	4
1.3	课题来源及算例介绍 .....	6
1.3.1	课题来源 .....	6
1.3.2	自升式海上石油平台及其传动装置概述.....	6
1.4	本文研究的主要内容 .....	8
2	基于随机有限元法可靠性分析理论基础 .....	10
2.1	结构可靠性分析的一般内容 .....	10
2.2	随机有限元法理论基础 .....	12
2.3	基于随机有限元的单个零部件可靠性分析方法 .....	16
2.4	系统可靠性分析方法 .....	19
2.5	本章小结 .....	21
3	减速器单一零件静强度分析 .....	22
3.1	斜齿轮副接触强度分析 .....	22
3.1.1	斜齿轮副有限元模型的建立.....	22
3.1.2	接触对的建立 .....	26
3.1.3	约束及载荷的施加 .....	27
3.1.4	斜齿轮副接触计算及结果分析.....	28
3.1.5	接触分析关键设置 .....	30
3.2	斜齿轮弯曲强度分析 .....	31
3.2.1	最恶加载线位置的确定以及有限元模型的建立.....	32
3.2.2	弯曲强度计算及结果分析.....	33
3.3	其他零件静强度分析 .....	34

3.4 本章小结 .....	37
4 减速器单一零件可靠性分析 .....	38
4.1 单一零件可靠性分析过程 .....	38
4.1.1 各随机变量的数学描述 .....	38
4.1.2 基于 ANSYS 的单一零件可靠性分析 .....	38
4.2 单一零件可靠性分析算例 .....	39
4.2.1 一级斜齿轮副各随机因素的数学描述 .....	39
4.2.2 一级斜齿轮副接触强度可靠性计算及结果分析 .....	43
4.3 本章小结 .....	45
5 减速器系统可靠性分析 .....	47
5.1 系统分析 .....	47
5.2 相关系数及系统可靠度的计算 .....	49
5.3 本章小结 .....	52
6 结论与展望 .....	54
6.1 结论 .....	54
6.2 展望 .....	55
参考文献 .....	56
个人简历、在学期间发表的学术论文与研究成果 .....	60
致谢 .....	61



## 图和附表清单

图 1.1	升降单元安装位置图 .....	7
图 1.2	传动装置三维模型 .....	8
图 1.3	平行轴斜齿轮减速器三维图.....	8
图 2.1	可靠性评定工作流程图 .....	11
图 2.2	应力与强度分布曲线之间的相互关系.....	16
图 3.1	齿廓曲线生成示意图 .....	23
图 3.2	齿轮基圆柱及其展开面示意图.....	23
图 3.3	螺旋线起点和终点坐标计算示意图.....	24
图 3.4	一级斜齿轮副有限元模型 .....	26
图 3.5	一级斜齿轮副某一接触对 .....	27
图 3.6	施加约束及载荷后的一级斜齿轮副模型.....	28
图 3.7	两对齿接触时等效应力图和接触对接触应力图.....	28
图 3.8	一对齿接触时等效应力图和接触对接触应力图.....	29
图 3.9	ANSYS 非线性分析迭代过程图.....	30
图 3.10	施加约束及载荷后的轮齿模型.....	33
图 3.11	一级大齿轮弯曲强度等效应力图和位移云图.....	34
图 3.12	二级齿轮轴弯曲强度等效应力图和位移云图.....	35
图 3.13	一级键强度等效应力图和位移云图.....	35
图 3.14	箱体等效应力图和位移云图.....	37
图 4.1	极限状态函数的累积分布函数图.....	43
图 4.2	极限状态函数的样本历史曲线图.....	44
图 4.3	转矩的分布直方图 .....	44
图 4.4	可靠度分析结果文件 .....	45
图 4.5	各随机因素对极限状态函数灵敏度图.....	45
图 5.1	传动装置结构示意图 .....	47
图 5.2	系统可靠性分析框图 .....	48
表 3.1	一级齿轮副基本参数 .....	25
表 4.1	尺寸分布类型与特征参数 .....	41
表 4.2	密度、弹性模量和泊松比分布类型和特征参数.....	42
表 4.3	载荷因素分布类型与特征参数.....	43
表 5.1	传动系统元素的分类 .....	48
表 5.2	各关键零部件的可靠度 .....	49
表 5.3	各关键零件主要失效模式及其功能函数.....	50
表 5.4	各失效模式间相关系数的表达式.....	51

# 1 绪论

## 1.1 课题研究背景及意义

齿轮传动有效率高、结构紧凑、传动比稳定以及工作可靠等优点，是机械传动中最为关键的传动之一<sup>[1]</sup>。随着经济的发展，机械设备向大型、高效、高强度等方向发展，对大型齿轮传动装置的性能要求也越来越高，齿轮传动装置的可靠与否是影响机械设备使用寿命及其工作性能的一个至关重要的因素，所以对大型传动装置的可靠性进行分析对大型机械设备的安全使用至关重要<sup>[2]</sup>。

以往对大型齿轮传动装置的研究主要集中在结构设计和结构优化方面，对可靠性的研究较少；而且到目前为止，基于随机有限元可靠性分析方法主要应用于对薄板、薄壁箱梁、框架结构、空间板梁<sup>[3]</sup>等结构的分析，应用于齿轮传动装置的研究较少；此外，由于工程上的结构，无论是材料还是载荷以及尺寸等方面都存在着不确定性，用以往确定性有限元方法对结构进行研究与实际情况不符，所以在有限元的计算中考虑不确定的因素已经成为必然的趋势<sup>[4]</sup>。因此，本课题利用基于随机有限元的可靠性分析方法对大型齿轮传动装置的可靠性进行分析具有重要的实际意义。

## 1.2 国内外研究现状

可靠性作为衡量产品质量的一个重要指标，人们对其研究由来已久，美国是继德国之后最早对可靠性进行研究的国家，第二次世界大战期间，雷达系统发展非常迅速，然而其中的电子元件却频频发生故障，所以，最初人们对可靠性的研究主要集中在电子元件方面。60 年代初期，当时由于在航天方面机械故障引起的事故较多，损失也比较大，所以，人们开始对机械零件的可靠性的进行研究，美国宇航局（NASA）从 1965 年开始对机械可靠性进行研究。1956 年，日本从美国引进了可靠性研究技术，并将其推广应用到了民用工业部门，使其具有高可靠性的产品如汽车、照相机、电冰箱等畅销全世界。1962 年，英国出版了《Reliability And Microelectronics》杂志，法国也在同一年成立“可靠性中心”，1964 年，由苏联和东欧许多国家组织的第一届可靠性学术会议在匈牙利召开<sup>[5]</sup>。

在国内，最早进行可靠性研究的也是电子工业部门。1985 年《航空技术装

备寿命与可靠性工作暂行规定》由国防科工委颁发；1987 年，国务院和中央军委联合颁发了《军工产品质量管理条例》。

早期，人们对可靠性只是从定性的方面去理解的，并没有定量的来描述它，直到第二次世界大战末期，德国专家 R. Lusser 才第一次提出了利用概率乘积来计算系统可靠度，对产品的可靠度进行了定量描述，但是一直到 50 年代初期，可靠性的定量描述才得到广泛的应用<sup>[6,7]</sup>。

### 1.2.1 大型传动装置研究现状

大型传动装置广泛应用于建筑桥梁工程、船舶海洋工程以及航天航空工程等领域，是机械传动系统中的重要组成部分<sup>[8]</sup>，为了改进齿轮传动装置的结构以及性能，国内外学者针对不同对象、应用不同方法对齿轮各种失效模式以及齿轮传动整个系统都进行了相关的研究<sup>[9,10]</sup>。但是，以往人们对大型传动装置的研究仅局限于结构设计及优化方面，对其可靠性的研究很少，如：2005 年，成都大学的段钦华、杨实如等在太阳轮上安装了一磁力制动器，得到了一个新的传动装置，并给出此类传动装置的设计和计算公式<sup>[11]</sup>；2008 年，大连松辽船厂的赵素丽综合考虑了机械传动、液压设计等方面的关键技术，对大连松辽船厂的高速船用大型齿轮传动装置的结构进行了深入研究，设计出了一种满足高速船用特殊要求的传动装置<sup>[12]</sup>；2011 年，中钢邢机设备制造公司的杨会芳对焦罐运载车传动装置的结构进行了优化设计，改进了干熄焦运载车电机位置，解决了电机维护的困难及安装时调整困难的难题<sup>[13]</sup>；2013 年，朱晓虹以体积，质量，可靠性以及稳定性为目标，用 MATLAB 对某一斜齿轮传动进行了多目标优化，并通过例子对该优化方法的实际效果进行了验证<sup>[14]</sup>。

### 1.2.2 齿轮强度分析研究现状

齿轮作为机械设备中应用最广泛的零部件之一，其强度一直以来都是人们研究的重点，现代齿轮强度计算以 Hertz 公式和 Lewis 公式为基础，根据文献<sup>[15]</sup>，到目前为止，应用比较广泛的用于齿轮设计的公式有 4 种，分别为 ISO（International Organization for standardization）公式、AGMA（American Gear Manufacturers Association）公式、BS（British Standard Specification）公式以及 JGMA（Japan Gear Manufacture Association）公式<sup>[15]</sup>；这些公式或者考虑了影响齿轮强度的各种不同因素，或者是融入了大量的实际经验，再或者是结合当时

社会发展的现状而制定的，虽然这些公式都具有一定的适用性，但其使用也具有一定的局限性，比如，由于大部分公式是基于经验的，其精确度就受到一定的影响。

大多数齿轮，无论是直齿轮还是斜齿轮，其齿廓曲线均为渐开线，齿根过渡曲线参数方程都比较复杂，因此，许多软件都无法对渐开线齿轮进行精确建模。此外，齿轮啮合过程是柔性体接触的过程，属于高度非线性过程，计算需要大量的计算机资源<sup>[16]</sup>，这使得齿轮接触强度研究的发展受到了一定的限制。

有限单元法的引入为齿轮强度计算提供了新的平台。虽然将有限元法应用于齿轮强度计算仅仅有几十年的历史，但是其发展却极为迅速，再加上随着社会的发展，大型有限元软件不断出现，为齿轮强度研究提供了很大的便利<sup>[17]</sup>。从国外到国内，许多学者从不同角度对齿轮的接触强度和弯曲强度进行了一定的研究，到目前为止，对齿轮接触和弯曲强度的研究相对而言还是比较充分的，但是以往人们所研究的齿轮，尺寸都是比较小的，如汽车变速箱里面的齿轮等，对大型齿轮的研究还是很有限的。

1999 年，美国密西根大学的 Y. Zhang 和 Z. Fang 对交错轴的斜齿轮齿面接触和载荷分布进行了一定的研究，他们提出了一种用于研究交错轴斜齿轮轮齿接触和齿面载荷分布的方法，该方法考虑了齿廓修形、齿轮制造加工误差以及齿轮在啮合过程中所发生的变形对齿轮接触模型的影响，在此基础上，还提供了一种定量测定传动误差的方法，研究结果表明，通过对轮齿齿廓进行修形可提高交错轴齿轮啮合质量以及改善齿面载荷分布<sup>[18]</sup>；2005 年，英国贝尔法斯特女王大学的 H. Ou 和来自重庆大学的 Tengjiao Lin 等人建立了一种用于三维静态接触和动态冲击分析的齿轮有限元模型，在文章中，他们介绍了一种自动生成啮合齿轮的程序，该程序能使相啮合的两齿轮在任何结合位置自动生成网格，使得对齿轮分析更加方便快捷<sup>[19]</sup>；2006 年，来自于坦佩雷理工大学的 Juha Hedlund 和 Arto Lehtovaara 两人对存在齿变形的斜齿轮三维模型进行了研究，主要介绍了一种斜齿轮接触分析的计算模型，该模型应用三维有限元模型对斜齿轮的弯曲、剪切以及轮齿变形都进行了研究，研究结果表明轮齿基体的柔度在两啮合齿之间的载荷分布中起着重要的作用，而接触面的柔度所起的作用则很小，而且，通过使两柔性齿刚性接触则可使接触力在接触线上均匀分布<sup>[20]</sup>。

在国内，针对齿轮强度也进行了不少研究。2007 年，林吉靓，郭志平，张志功等人基于大型有限元分析软件 ANSYS 的参数化设计语言（APDL）在

ANSYS 中直接生成了齿轮的三维有限元模型,并对该模型进行了弯曲应力分析,最后将有限元计算结果与传统设计计算结果进行了比较,研究表明,有限元分析结果更符合齿轮的实际受力状态<sup>[21]</sup>;2011年,秦春红利用 ANSYS 的 APDL 语言对汽车变速器齿轮的接触强度和弯曲强度进行了分析,并利用 ANSYS 二次开发语言开发出了专门用于齿轮强度分析的有限元分析模块,最后其以某一货车变速器为例,应用该模块对齿轮强度进行了分析<sup>[22]</sup>;2013年,来自于大连理工大学的乔福瑞利用 ANSYS 对影响齿轮接触应力和啮合刚度的因素进行了研究,他首先分别精确建立了具有理想齿廓的齿轮和具有误差齿廓的齿轮的有限元模型,然后研究了齿轮的制造误差对齿轮接触应力的影响,最后研究了齿轮制造误差以及其他齿轮参数对齿轮啮合刚度的影响<sup>[23]</sup>。虽然国内外众多学者对齿轮强度从不同角度进行了不少研究,但是其研究主要集中在汽车变速器或其他小型齿轮上,对用于船舶等大型设备上的齿轮强度的研究并不多。所以,本文针对用于海上石油平台上的大型传动装置中的齿轮进行研究具有一定的新颖性。

### 1.2.3 基于随机有限元法可靠性研究现状

由于工程上的结构,无论是材料还是载荷以及尺寸等方面都存在着不确定性,所以用以往确定性有限元方法对结构进行研究与实际情况不符,因此,在有限元的计算中考虑不确定的因素已成为必然趋势,随机有限元法就应运而生。多年来,基于随机有限元法的可靠性研究已应用于不同领域,2006年,A.K. Onkar, C.S. Upadhyay, D. Yadav 等人在考虑了材料性能随机性的前提下,对层状板材进行了屈曲分析,研究了层状板材的弯曲应力受预弯曲应力的影响,研究结果有如下三点,首先,在预弯曲应力下,板材的应力分布是不均匀的,所以,在预弯曲应力下板材应力分布均匀的假设是无效的;其次,预弯曲应力受边界条件、材料主要性能以及板材厚度等参数的影响;最后,在设计阶段就需要考虑材料性能参数的标准差对弯曲应力分布的影响<sup>[24]</sup>;2000年,S.C. Lin 利用随机有限元法对层状复合材料的可靠度进行了研究,文中使用了三种方法对层状复合材料在不同工况下的可靠性进行了研究,结果表明,三种方法都能得到较好的计算结果,都适用于层状复合材料可靠性的研究,此外,优化设计对提高层状复合材料的可靠度具有重要作用<sup>[25]</sup>;2013年 Gasser F., Abdelal • Jonathan E., Cooper • Antony J. Robotham 等人利用随机有限元法对三维空间框架结构的可靠度进行

了预估, 他们指出, 设计空间参数的不确定性对功能函数的影响很大, 降低设计空间参数的不确定性对提高结构可靠性具有重要意义<sup>[26]</sup>; 2010 年, K. Smolders, H. Long, Y. Feng 等人对风电齿轮机的可靠度进行了分析与预估, 提出了一种用于风电齿轮箱可靠度预估的通用模型, 通过一些公式和测量数据对影响齿轮箱可靠度的关键零部件的失效概率进行了评估<sup>[27]</sup>; 2013 年, Samroeng Netpu 和 Panya Srichandr 等人对某一发电厂的斜齿轮进行了失效研究, 分别对该失效齿轮的显微结构和显微硬度进行了观察与测量<sup>[28]</sup>。

国内对基于随机有限元法的可靠性研究也有不少: 1996 年, 清华大学的姚耀武和申超利用随机有限元理论和可靠度分析理论, 以二维弹塑性问题为研究对象, 推导出了用于解决材料非线性问题的计算公式, 并编写了随机有限元程序, 其所编写的程序不但考虑了材料的非线性, 而且考虑了其他参数的不确定性, 其分析方法可用于其他弹塑性问题的可靠度分析<sup>[29]</sup>; 2003 年, 杨小刚, 沈兆普利用一次可靠度算法(FORM), 推导出了随机有限元的控制方程与相关矩阵的梯度矩阵, 并在该基础上编写了基于随机有限元的可靠度分析程序, 且用此程序对某大型斜拉桥进行了可靠度计算和灵敏度分析, 研究了不同的参数变异系数对桥梁可靠度的影响<sup>[30]</sup>; 在同一年, 邓尚敏依据随机场理论、蒙特卡罗法、随机变分原理以及可靠度理论等, 建立了用于对随机结构进行分析的数值理论和方法, 提出了基于一维离散有限元法的薄壁箱梁随机分析理论, 对薄壁箱梁结构的可靠度进行了分析和计算<sup>[31]</sup>; 2008 年, 王社锋, 赵洪伦运用随机有限元理论, 在考虑了材料强度、板元厚度以及外载荷均为随机变量的条件下, 编制了用于解决二维平面问题的随机有限元程序, 并研究了该程序在板壳结构可靠度计算中的应用, 并对某一实例进行了结构可靠性分析, 最后用 Monte-Carlo 法验证了所述方法和编制程序的有效性<sup>[32]</sup>; 同一年, 四川大学的王东, 陈健康, 王启智等将三参数统一强度理论引入了随机有限元程序, 建立了三维非线性随机有限元结构可靠性分析模型, 结果表明, 采用该可靠性分析模型具有收敛效果好、效率高、成本低、可靠度指标满足精度要求等优点<sup>[33]</sup>; 2010 年, 东北大学的杨周在其博士论文里对非正态分布参数的机械构件的可靠性灵敏度与可靠性稳健设计进行了研究, 他采用摄动随机有限元法、四阶矩技术以及灵敏度分析方法, 建立了可靠性灵敏度的分析方法, 并对设计参数的改变对机械零件的可靠性影响进行了研究<sup>[34]</sup>; 2012 年, 戚毅婷以随机有限元理论为基础, 对框架结构的可靠性进行了研究, 并结合相关标准, 进行了一些参数变量的比较分析<sup>[35]</sup>

虽然国内外对基于随机有限元法的可靠性研究有很多，但是其研究对象主要集中在薄板、薄壁箱梁、框架结构、空间板梁等结构，应用随机有限元法对大型传动装置进行的可靠性研究很少。

### 1.3 课题来源及算例介绍

#### 1.3.1 课题来源

本课题为 2012 年郑州市产学研合作促进计划项目。

结构系统的可靠性分析越来越受到重视，目前，在建筑桥梁工程、船舶海洋工程以及航天航空工程等领域，结构可靠性分析已成为研究热点。自升式平台是一种海上钻井装备，是目前我国海洋石油开采中使用最广泛的一种钻井平台，由于其定位和稳定性好，在大陆架海域石油开采中居主要地位。平台的升降装置是在拖航、钻井、风暴保持等工况下确保平台安全工作的至关重要的组成部分。其性能的好坏直接影响到平台的安全使用，所以对平台升降系统传动装置的可靠性进行研究至关重要<sup>[2]</sup>。

本项目在上述背景的前提下，结合郑州天时海洋石油装备有限公司的生产实际，以应用于海上石油平台的大型传动装置为研究对象，利用基于随机有限元的可靠性计算方法来分析传动装置各主要零件的可靠度，并根据各主要零件的可靠度进一步得到系统可靠度。

#### 1.3.2 自升式海上石油平台及其传动装置概述

自升式海上石油平台的主要结构包括平台主体、桩腿、升降系统、钻井系统（包括动力及起重设备）以及生活楼（包括直升飞机平台）等<sup>[2]</sup>。其工作过程大致可分为以下 6 个阶段：

- ①平台移动到工作地点，准备进行升降作业；
- ②平台从浮动状态开始桩腿升降，升降系统启动，齿轮带动齿条向下运动，使桩腿向下运动，直到接触到海底；
- ③升降系统继续运转，使平台脱离海平面向上运动；
- ④平台到达预压高度，升降系统停止运转，锁紧系统锁紧齿条，使平台处于预定高度位置不变，进行预压操作；

⑤预压结束，锁紧系统松开桩腿齿条，升降系统运转，使平台提升至作业高度；

⑥平台升到作业高度，升降系统停止工作，锁紧系统开始工作，使平台处于作业高度静止不动。

从以上平台工作过程可以看出，平台升降系统是使平台正常安全工作的重要组成部分，所以对平台升降系统中传动装置的可靠性进行研究具有重要意义。本文以郑州天时海洋石油装备制造有限公司生产的型号为 SJ450 的传动装置为例，对该传动装置中的平行轴斜齿轮减速器部分进行了可靠性分析。

本算例升降系统中每一个升降单元均由一个 4 级平行斜齿轮减速装置和一个 2 级行星齿轮传动装置组成，其在平台上的安装位置如图 1.1 所示，每条桩腿安装有 18 套，三条桩腿共安装有 54 套升降单元。



图 1.1 升降单元安装位置图

该升降单元的主要技术参数为：额定升降载荷 200 吨，预压载荷 318 吨，风暴保持载荷 454 吨，升降速度 0.46m/min，工作环境温度 $-20^{\circ}\text{C}\sim +50^{\circ}\text{C}$ ，额定升降寿命 500h，预压载升降寿命 26h，电机功率 25kW，额定转速 1765r/min，制动力矩  $250\text{N}\cdot\text{m}$ ，传动比 6696，重量 5890Kg（不含润滑油）。从其技术参数可以看出，该传动装置载荷状态为低速重载，工作环境较为恶劣，传动比较大，且传动装置工作寿命较短，属于有限寿命设计。



该传动装置的三维模型如图 1.2 所示，本文仅针对前面平行轴斜齿轮减速器部分进行研究，其三维模型如图 1.3 所示。

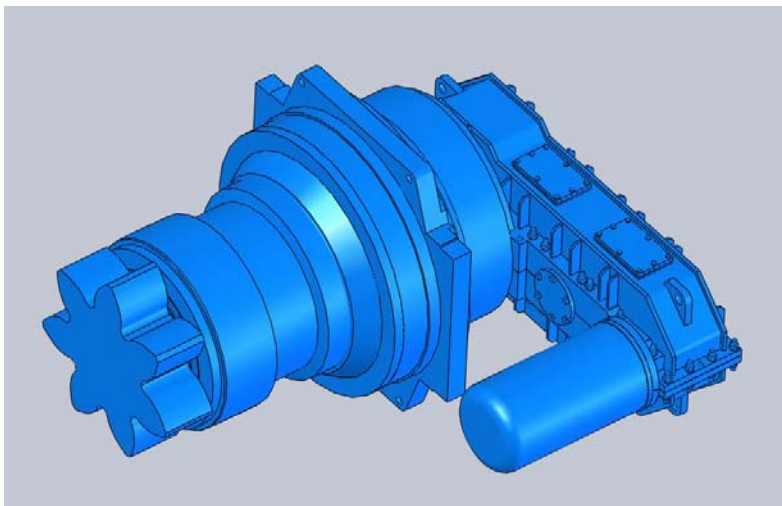


图 1.2 传动装置三维模型

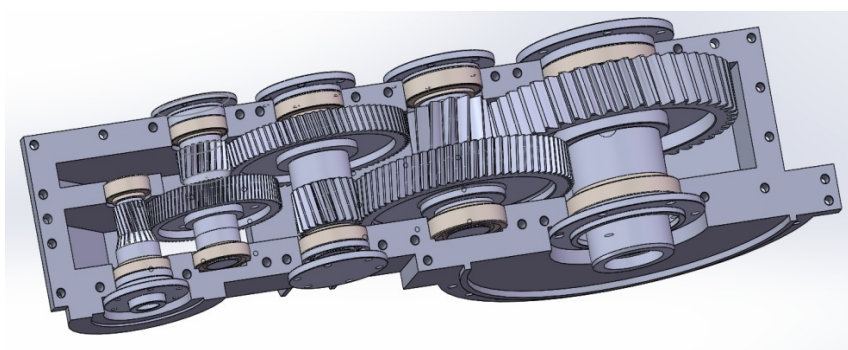


图 1.3 平行轴斜齿轮减速器三维图

#### 1.4 本文研究的主要内容

本文根据该大型斜齿轮减速器的实际应用背景，利用有限元分析软件 ANSYS 对该大型平行轴斜齿轮减速器各主要零部件的强度和可靠性进行了分析，此外，在求得各主要零部件可靠度的基础上，最后分析了整个大型斜齿轮减速器系统可靠性。

本文主要研究的内容如下：

第一章论述了课题的研究背景和意义，介绍了大型传动装置、齿轮接触强度与弯曲强度以及基于随机有限元法的可靠性研究的现状。此外，给出了本课

题的来源、算例的介绍以及本论文的主要研究内容。

第二章主要归纳总结了基于随机有限元法的可靠性分析理论，主要包括结构可靠性分析的一般内容、几种不同的随机有限元分析方法及其应用范围以及基于随机有限元的单个零部件的可靠性分析方法和系统可靠性分析方法。

第三章和第四章主要介绍了大型平行轴斜齿轮减速器各零部件的有限元静强度分析和可靠性分析，主要有一级斜齿轮副接触强度和一级大齿轮弯曲强度分析以及接触强度和弯曲强度可靠性分析；箱体、齿轮轴、键的强度分析及可靠性分析。其中在各主要零部件静强度分析中包括有限元模型的建立、约束及载荷的施加以及计算结果及分析；在各主要零部件可靠性分析中包括各随机变量分布类型与特征参数的确定、可靠性分析文件的创立等内容。

第五章首先对大型平行轴斜齿轮减速器整个系统进行了分析，利用多模相关 RD 新理论的相关知识对大型平行轴斜齿轮减速器的系统可靠度进行了研究。

第六章对大型斜齿轮减速器可靠性研究工作进行了总结和展望。

## 2 基于随机有限元法可靠性分析理论基础

### 2.1 结构可靠性分析的一般内容

对结构可靠性的研究主要包括可靠性设计、可靠性预计及分配、可靠性试验、可靠性评估以及随着有限元技术发展而来的基于随机有限元法的可靠性分析。其中，可靠性设计即在设计过程中规定可靠性指标，可靠度预计是根据所得失效率数据来预报结构可能达到的可靠度，可靠度试验即为通过实验的方法来获得结构的实际可靠度，可靠性评估是在 FMEA 基础上确定合适的数学模型来对可靠性进行定量化的研究。

现役结构系统中对零部件的可靠性分析一般有以下 3 部分内容：

#### (1) 可靠性的预计及分配

1) 可靠性预计即运用以前的工程经验、失效数据，并且结合当前的技术水平，特别是以零部件的失效概率为依据，来预报产品实际可能达到的可靠度。零部件的可靠性预计主要分为以下几个步骤：

##### ①确定零部件的基本失效率 $\lambda_G$ ：

零部件的基本失效率是在一定的试验和使用条件下得出的，设计时可以从手册、资料中查得。

##### ②根据使用条件来确定零部件的使用失效率：

零部件的使用失效率即零部件在工作过程中的失效率，其既可以直接使用工作中测得的失效率数据，也可以根据不同使用环境来选取相应的修正系数值  $K_F$ ，并按式 (2.1) 求出零部件的应用失效率。

$$\lambda(t) = K_F \lambda_G \quad (2.1)$$

其中， $K_F$ ——修正系数；

$\lambda_G$ ——零部件基本失效率；

$\lambda(t)$ ——零部件使用失效率。

##### ③确定零部件可靠度：

求出零部件的应用失效率后，可根据式 (2.2) 可求得零部件的可靠度

$$R(t) = \exp \left[ - \int_0^t \lambda(t) dt \right] \quad (2.2)$$

式中,  $R(t)$ ——零部件可靠度;

$\lambda(t)$ ——零部件应用失效率。

2) 可靠性分配是指将设计过程中指定的系统可靠度合理地分配给各个组成系统的零部件, 以此来确定各个组成零部件的可靠度。可靠性分配的方法有等分配法、再分配法和比例分配法等<sup>[5]</sup>。

## (2) 可靠性试验及评估

### 1) 可靠性试验

可靠性试验有不同的分类方法, 例如按试验的项目分可以分为筛选试验、环境应力试验、可靠性增长试验以及寿命试验等, 按试验的性质分可以分为破坏性和非破坏性试验, 按试验地点分可分为现场试验和实验室试验, 按试验的应力及强度分可以分为恒定应力、步进应力、序进应力、加速应力试验等, 按试验所处的阶段分可以分为可靠性增长试验、可靠性鉴定试验以及可靠性验收试验等, 不同的对象可采用不同的试验方法来获得其实际可靠度。

### 2) 可靠性评估

可靠性评估是一种量化的可靠性分析, 其基本的工作流程如图 2.1 所示。可靠性评估一般是对产品寿命进行预估。

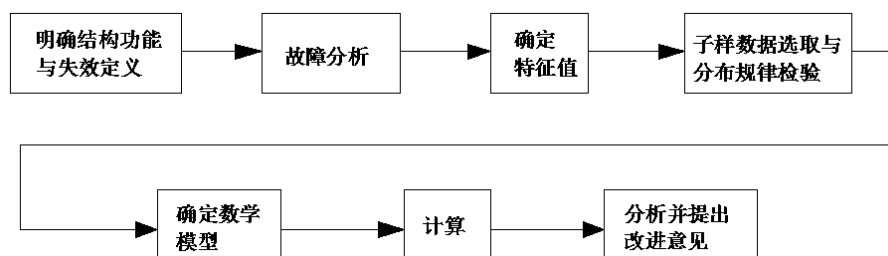


图 2.1 可靠性评定工作流程图

## (3) 基于随机有限元法的可靠性分析

随着有限元技术发展而来的随机有限元法完美地将随机分析理论与有限元法相结合, 能够解决普通可靠性分析方法无法解决的结构可靠性分析, 基于随机有限元的可靠性分析是以随机有限元理论为基础的, 所以本文首先介绍了随机有限元的基本理论, 在此基础上归纳总结了几种常用的基于随机有限元的可靠性分析方法, 为论文第 4 章单一零部件的可靠性分析奠定了基础。

## 2.2 随机有限元法理论基础

随着有限元技术的发展,出现了许多高精度元,这使得有限元计算的精度越来越高,而结构性能参数如结构尺寸、材料性能参数以及外加载荷等都存在很大的不确定性,这就使得在有限元中考虑各因素的不确定性成为有限元技术发展的必然趋势<sup>[36]</sup>。

最初是将蒙特卡洛法与有限元法直接结合,称为直接蒙特卡洛法<sup>[37]</sup>。直接蒙特卡洛法是以确定性有限元计算为基础的,对于复杂结构,计算量比较大,所以人们在最初的直接蒙特卡洛法的基础上,进一步研究衍生出了其他随机有限元法,主要包括 Taylor 展开随机有限元法(TSFEM)、摄动随机有限元法(PSFEM)以及 Neumann 展开随机有限元法(NSFEM)等,虽然这些随机有限元方法都各有优势,但是蒙特卡洛随机有限元法,作为最传统的计算方法,存在许多上述三种随机有限元法没有的优势,下面就针对以上四种随机有限元法,分别对其数学模型和优缺点进行简要的说明。

### (1) 直接蒙特卡洛法

直接蒙特卡洛法是将 Monte-Carlo 法与有限元方法直接结合,其基本控制方程即为确定性有限元控制方程  $F = KU$

直接蒙特卡洛法具有的优势有:

①对有限元模型有很好的适用性,所以无论何种物理模型,都不需要对其输入随机参数进行假设性条件的限制,只要循环仿真的次数足够多,就可以满足计算精度的要求;

②直接蒙特卡洛法每一次循环都是相互独立的,所以其很适合应用并行计算的理论。

直接蒙特卡洛法的不足之处为其是以大量的确定性有限元程序为基础的,所以对于尺寸大,结构比较复杂的模型,其需要消耗较大的计算机资源<sup>[38]</sup>。

### (2) Taylor 展开随机有限元法(TSFEM)

Taylor 展开随机有限元法的基本思想是将有限元控制方程中的控制量如位移、应力等,在随机变量的均值点处 Taylor 展开,然后再经过适当数学处理而得出所需要的控制量的均值和方差<sup>[38,39]</sup>。

Taylor 展开随机有限元法,其控制量的均值和方差的计算公式推导如下:

假设基本输入随机参数为  $Z = (Z_1, Z_2, \dots, Z_n)^T$ , 在静载荷作用下, 有限元的控制方程为:

$$F = KU \quad (2.3)$$

式中,  $F$ ——载荷矩阵;

$K$ ——刚度矩阵;

$U$ ——位移矩阵。

将位移矩阵  $U$  在基本输入随机变量的均值点处  $\bar{Z} = (\bar{Z}_1, \bar{Z}_2, \dots, \bar{Z}_n)^T$  作 Taylor 展开, 然后同时在两边作均值计算, 可以得到:

$$E[U] \approx \bar{U} + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n \frac{\partial^2 U}{\partial Z_i \partial Z_j} \bigg|_{Z=\bar{Z}} COV(Z_i, Z_j) \quad (2.4)$$

其中,  $COV(Z_i, Z_j)$  是  $Z_i, Z_j$  的协方差, 它的计算公式为

$$COV(Z_i, Z_j) = E\{[Z_i - E(Z_i)][Z_j - E(Z_j)]\} \quad (2.5)$$

位移  $U$  的方差为:

$$Var[U] \approx \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n \frac{\partial U_i}{\partial Z_i} \bigg|_{Z=\bar{Z}} \times \frac{\partial U_j}{\partial Z_j} \bigg|_{Z=\bar{Z}} \times COV(Z_i, Z_j) \quad (2.6)$$

将上述计算公式中的位移换为应力, 同样可以得到类似于上述计算公式的应力的均值和方差的表达式。

从上述推导过程可以看出, Taylor 展开随机有限元法具有的优势有:

- ①公式推导简单明了;
- ②计算效率高;
- ③编程较容易。

该方法的不足之处有:

- ①对输入随机参数的变异性有一定的限制, 原因是在其计算过程中忽略了二次以上的高阶项;
- ②当随机参数数目比较多的时候, 它的计算量将会很大, 所以随机参数数目比较多的场合, 一般不选用 Taylor 展开随机有限元法。

### (3) 摄动随机有限元法(PSFEM)

摄动随机有限元法假设随机参数在其均值点处有很微小的摄动, 然后把随机参数表示为确定部分和波动部分的和, 从而将非线性的有限元控制方程转化为线性的递推方程组, 求解该递推方程组就可以得到控制量位移的统计规律, 进一步可以求得应力的统计规律。

摄动随机有限元法的公式推导如下：

线性有限元控制方程为

$$[K][U]=[F] \quad (2.7)$$

将刚度矩阵、位移矩阵和载荷矩阵都表示为确定性部分与波动部分之和

$$[K] \approx [\bar{K}] + [\Delta K], [U] \approx [\bar{U}] + [\Delta U], [F] \approx [\bar{F}] + [\Delta F] \quad (2.8)$$

式中,  $[\bar{K}]$ ——刚度矩阵的均值;

$[\bar{U}]$ ——位移矩阵的均值;

$[\bar{F}]$ ——载荷矩阵的均值;

$[\Delta K]$ ——刚度矩阵波动部分;

$[\Delta U]$ ——位移矩阵波动部分;

$[\Delta F]$ ——载荷矩阵的波动部分。

然后代入线性有限元控制方程得

$$[\bar{K}][\bar{U}] + [\bar{K}][\Delta U] + [\Delta K][\bar{U}] + [\Delta K][\Delta U] \approx [\bar{F}] + [\Delta F] \quad (2.9)$$

省去二阶无穷小量后整理得

$$\begin{aligned} [\bar{K}][\bar{U}] &= [\bar{F}] \\ [\bar{K}][\Delta U] &= [\Delta F] - [\Delta K][\bar{U}] \end{aligned} \quad (2.10)$$

通过求解上述确定性有限元线性方程组和波动部分有限元线性方程组, 就可以得到控制量位移的统计特性, 进一步可以求得应力的统计规律。此外, 上述确定部分有限元线性方程组可由现有有限元程序求解, 波动部分有限元线性方程组的求解有两种方法, 一是自编程序进行求解, 二是利用现有有限元程序进行求解, 但是, 需要注意的是第二种方法只适用于载荷随机的情况。

从上述推导过程可以看出, 摄动随机有限元法具有的优势有:

- ①在概念上比 Taylor 展开随机有限元法更明确, 更容易考虑问题的非线性;
- ②摄动随机有限元法计算效率也较高。

其缺点为:

- ①对随机参数的摄动量也有一定的要求, 原因是摄动随机有限元法也忽略了二次以上的高阶项;
- ②在计算精度要求比较高, 随机参数摄动量比较大的情况下, 摄动随机有限元法同样不适用;
- ③其波动部分的求解需要自编程序来实现, 这就使其使用范围受到了一定的限制<sup>[38,39]</sup>。

## (4) Neumann 展开随机有限元法(NSFEM)

Neumann 展开随机有限元法就是将 Neumann 展式引入 Monte-Carlo 随机有限元法, 假设刚度矩阵  $K$  在随机变量波动值的影响下可以表示为:

$$K \approx K_0 + \Delta K \quad (2.11)$$

其中,  $K_0$ ——随机参数在均值点处的刚度矩阵;

$\Delta K$ ——随机参数在均值点处的波动量。

在引入 Neumann 展式后, 刚度矩阵的逆  $K^{-1}$  可写为:

$$K^{-1} = (K_0 + \Delta K)^{-1} = (I - P + P^2 - P^3 + \cdots)K_0^{-1} \quad (2.12)$$

式中,  $I$  为单位矩阵,  $P = K_0^{-1}\Delta K$ ,  $K_0^{-1}$  为常矩阵,  $\Delta K$  是变化的  
又因为

$$U = K^{-1}F \quad (2.13)$$

$$U_0 = K_0^{-1}F \quad (2.14)$$

将式 (2.12) 代入之后可得

$$U = U_0 - PU_0 + P^2U_0 - P^3U_0 + \cdots = U_0 - U_1 + U_2 - U_3 + \cdots \quad (2.15)$$

由 (2.15) 式可知

$$PU_{i-1} = U_i \quad (2.16)$$

将  $P = K_0^{-1}\Delta K$  代入 (2.16) 式, 两边同时乘以  $K_0$  可得

$$\Delta KU_{i-1} = K_0U_i \quad (2.17)$$

由 (2.14) 式算出  $U_0$  之后, 即可由 (2.17) 式计算出  $U_i$ , 进而得到位移的统计规律。

Neumann 展开随机有限元法具有很多优势, 如:

- ①因其利用了蒙特卡洛随机抽样技术, 所以其不受随机参数波动值的影响;
- ②其计算精度较一次 Taylor 展开随机有限元法和一次摄动随机有限元法高;
- ③Neumann 展式的引入, 使得在计算中考虑二次以上的高阶项成为可能;
- ④从适用性方面看, 其可以比较方便的利用现有有限元程序, 所以其适用性也比较广。

因此, Neumann 展开随机有限元法常常作为一个校核的工具应用于实际问题中<sup>[39]</sup>。

本文通过比较以上四种随机有限元方法的优缺点, 最终以蒙特卡洛随机有限元法为基础对传动装置各零部件的可靠性进行了分析。



### 2.3 基于随机有限元的单个零部件可靠性分析方法

“可靠度”指的是产品在规定条件下和规定时间内，完成所规定的功能的概率。从 1950 年到现在，许多学者利用统计方法和概率概念对可靠性进行了大量的研究，总结其研究成果，可以得出，基于随机有限元的单个零部件的可靠性分析方法主要有以下几种：应力强度积分法、功能函数积分法、可靠度指标计算法、随机抽样法以及响应面法等，现将这几种方法分述如下。

#### (1) 应力强度积分法<sup>[5,40]</sup>

该方法的基础即为应力强度干涉理论。应力-强度干涉理论认为，机械零部件的强度和其受载后的应力呈现一定随机性，这是因为影响零部件强度的因素，如材料性能参数、尺寸参数等，均为随机变量，而影响零部件工作应力的因素，如载荷参数、应力集中参数、工作时的温度等参数，也均为随机变量的缘故。

在设计中，强度和应力有相同量纲，所以可将其概率密度曲线绘制于同一坐标系中。一般情况下，设计时要求零部件的强度大于其工作时的应力，但是由于零部件强度值和应力值的离散性，使得在一定的条件下应力和强度的概率密度曲线可能会相交，这个相交的区域如图 2.2 右图的阴影部分所示。

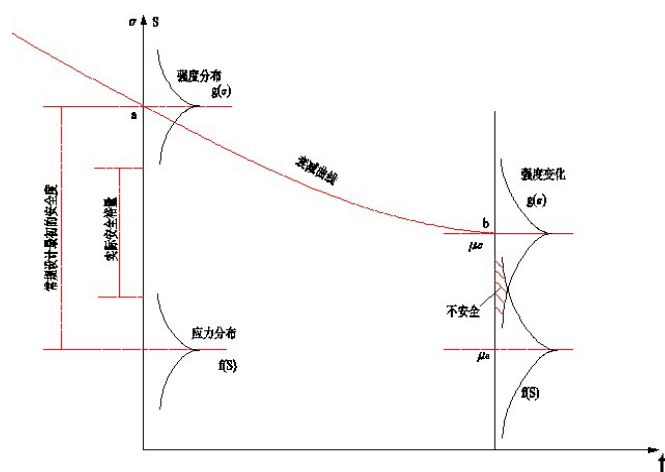


图 2.2 应力与强度分布曲线之间的相互关系

图中阴影线的部分，即为零部件可能产生失效的区域，称为干涉区。即使在设计中，零部件的强度比其工作时的应力大的多，而使两个分布曲线不相交，如图 2.2 的左图所示，则该零部件在工作的初期，其强度总是大于应力的，不会发生失效。但是，该零部件在动载、疲劳载荷、磨损等的长期作用下，强度会

逐渐衰退, 很可能会由图 2.2 所示中的位置 a 移动到位置 b, 此时应力和强度的分布曲线也会出现干涉。

从应力和强度的干涉模型还可以看出, 当零部件的强度和工作时的应力离散程度增大时, 干涉部分也会随之增大, 零部件的失效率也就增大, 当材料性能好、工作应力稳定, 且应力和强度分布离散度比较小时, 干涉区域会随之减小, 零部件的可靠度就随之增大。此外, 从该干涉模型也可以看出, 即便在安全系数大于 1 时, 零部件仍会存在一定程度的不可靠性。所以按以往传统的安全系数的设计方法是不够的, 还需要进一步对零部件进行可靠度计算<sup>[40]</sup>, 而应力强度积分法就是基于上述理论而得出的计算可靠度的一种方法。

应力强度积分法计算零部件可靠度的过程为: 首先根据零部件材料、几何尺寸以及载荷参数的分布规律确定其强度和应力的分布规律, 然后根据式(2.18)计算零部件的可靠度。

$$R = \int_{-\infty}^{\infty} f(s) ds \int_s^{\infty} f(r) dr \quad (2.18)$$

式中,  $R$ ——零部件可靠度;

$f(s)$ ——应力概率密度函数;

$f(r)$ ——强度概率密度函数。

## (2) 功能函数积分法

功能函数积分法与应力强度积分法相类似, 只是功能函数积分法在求得应力强度的分布规律后, 进一步求得了功能函数  $G = r - s$  (一般为强度与应力的差, 也可以是强度和应力的商) 的分布规律  $f(G)$ ,  $f(G)$  大于 0 的概率即为零部件可靠度, 即:

$$R = \int_0^{\infty} f(G) dG \quad (2.19)$$

式中,  $R$ ——零部件可靠度;

$f(G)$ ——功能函数概率密度函数。

## (3) 可靠度指标计算法

### 1) 根据可靠度指标计算式计算可靠度

可靠度指标  $\beta$  是人为定义的一个参数, 人们将可靠度指标  $\beta$  的标准正态函数定义为零部件可靠度, 所以要获得零部件可靠度, 只要先求得可靠度指标, 然后再查取标准正态函数表即可。可靠度指标的定义式为:

$$\beta = \frac{\mu_G}{\sigma_G} \quad (2.20)$$

其中,  $\mu_G$ ——功能函数均值;

$\sigma_G$ ——功能函数标准差, 其计算式为

$$\mu_G = \mu_r - \mu_s \quad (2.21)$$

$$\sigma_G = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_s^2} \quad (2.22)$$

其中,  $\mu_r$ ——强度均值;

$\mu_s$ ——应力均值;

$\sigma_r$ ——强度标准差;

$\sigma_s$ ——应力标准差。

求得可靠度指标后, 零部件可靠度为:

$$R = \Phi(\beta) \quad (2.23)$$

式中,  $\Phi(\cdot)$ ——标准正态函数。

## 2) 根据可靠度指标 $\beta$ 的几何意义计算可靠度

可靠度指标  $\beta$  的几何意义为正态坐标系中原点到极限状态方程 (功能函数) 所确定的空间曲面的最短距离。所以可以用优化算法求得一验算点, 该验算点满足既在极限状态函数所确定的空间曲面上又到原点的距离最短。确定该验算点后, 即可求得该最短距离, 从而进一步求得各零部件的可靠度。

### (4) 随机抽样法

随机抽样法计算零部件可靠度的一般过程为: 首先根据模型各个随机参数的分布规律, 在计算机上产生一组随机数, 然后选择合适的抽样方法 (如蒙特卡洛直接抽样法), 对各个随机参数进行随机抽样, 再将随机抽样所获得的随机数一组一组地代入功能函数, 求得功能函数各随机解, 最后统计分析各随机解, 然后根据功能函数积分法给出问题的可靠度<sup>[41,42]</sup>。

### (5) 响应面法<sup>[43,44]</sup>

在可靠度求解过程中, 由于功能函数 (或极限状态函数) 大多比较复杂, 而且是隐性的, 其具体表达式很难确定, 所以就出现了基于以简代繁的原理的响应面法。响应面法就是通过一系列的确定性试验, 用多项式响应面函数代替复杂的极限状态函数, 然后通过待定系数法求得响应面函数 (近似极限状态函数) 的表达式, 再根据功能函数积分法确定零部件的可靠度<sup>[45]</sup>。在 ANSYS 中也可以通过响应面法来求解零部件的可靠度。需要注意的是以上单一零部件可靠

度计算方法中，其应力和强度分布规律的求解方法即为前面所述随机有限元法。

## 2.4 系统可靠性分析方法

一般的系统可靠度计算方法是基于以下两个假设的：

- ①假设系统及组成其的各单元都可能具有正常和失效两种状态；
- ②各组成单元之间是相互独立的。

但是在实际中，即便是串联系统，组成系统的各单元之间也不可能是完全独立的，各单元之间都存在一定的相关性，所以一般的系统可靠性计算方法应用范围比较局限。

本文所研究的传动装置为串联系统，组成该传动装置的各零部件之间并不是相互独立的而是彼此之间存在的一定的相关性，所以一般的系统可靠性的计算方法已不适用，本文所采用的系统可靠性计算方法为多模相关可靠性设计新理论（RD 新理论）。

新理论同样基于两个基本假设，一是组成系统的各零部件的可靠度是介于独立假设理论和薄弱环节理论之间的过程，二是系统可靠度与主相关系数是呈线性关系的。假设各零部件单一模式的可靠度分别为  $R_1, R_2, R_3, \dots, R_n$ ，并且  $R_1 \leq R_2 \leq R_3 \leq \dots, R_n$ ，RD 新理论对可靠度的计算分为两种情况，一种是低可靠度（ $R_1 < 0.9$ ）的计算，另一种是中高可靠度（ $R_1 \geq 0.9$ ）的计算<sup>[46]</sup>。

（1）低可靠度计算

当  $0 \leq \rho_{1,2} < 0.1$  时

$$R = 10 \left( R_{0.1} - \prod_{i=1}^n R_i \right) \rho_{1,2} + \prod_{i=1}^n R_i \quad (2.24)$$

当  $0.1 \leq \rho_{1,2} < 0.9$  时

$$R = 1.25(R_{0.9} - R_{0.1})(\rho_{1,2} - 0.1) + R_{0.1} \quad (2.25)$$

当  $0.9 \leq \rho_{1,2} < 1$  时

$$R = -10(R_1 - R_{0.9})(1 - \rho_{1,2}) + R_1 \quad (2.26)$$

以上各式中， $R$ ——系统可靠度；

$\rho_{1,2}$ ——主次相关系数；

$R_{0.1}, R_{0.9}$ ——相关系数为 0.1 和 0.9 时的系统可靠度；

$R_i$ ——组成系统的各零部件的可靠度。

其中， $R_{0.1}$  和  $R_{0.9}$  的计算公式为：

$$R_{0.1} = \frac{[(1-R1)\Phi(0.1\beta_1 - \beta_2)\prod_{i=3}^n Ri + (1-R2)\Phi(0.1\beta_2 - \beta_1)]\left(\prod_{i=3}^n Ri + 1\right) + R1 + R2 - 1}{2} \quad (2.27)$$

$$R_{0.9} = \frac{[(1-R1)\Phi(2.06\beta_1 - 2.29\beta_2)\prod_{i=3}^n Ri + (1-R2)\Phi(2.06\beta_2 - 2.29\beta_1)]\left(\prod_{i=3}^n Ri + 1\right) + R1 + R2 - 1}{2} \quad (2.28)$$

式中,  $R1, R2$ ——组成系统的各零部件可靠度的最小的两个可靠度值;

$\beta_1, \beta_2$ ——对应于  $R1$  和  $R2$  的可靠度指标;

$\Phi(\cdot)$ ——标准正态函数。

(2) 中高可靠度计算

当  $0 \leq \rho_{1,2} < 0.6$  时

$$R = \frac{5}{3} \left( R_{0.6} - \prod_{i=1}^n Ri \right) \rho_{1,2} + \prod_{i=1}^n Ri \quad (2.29)$$

当  $0.6 \leq \rho_{1,2} < 1$  时

$$R = -\frac{5}{2} (R1 - R_{0.6}) (1 - \rho_{1,2}) + R1 \quad (2.30)$$

$R_{0.6}$  为相关系数为 0.6 时系统的可靠度, 其计算式为:

$$R_{0.6} = \frac{[(1-R1)\Phi(0.75\beta_1 - 1.25\beta_2)\prod_{i=3}^n Ri + (1-R2)\Phi(0.75\beta_2 - 1.25\beta_1)]\left(\prod_{i=3}^n Ri + 1\right) + R1 + R2 - 1}{2} \quad (2.31)$$

式中各参数的含义与  $R_{0.1}$  和  $R_{0.9}$  的计算式中各参数含义相同。

多模相关可靠度设计新理论有以下几个特点:

①当主次相关系数为 0 时, 即主要失效模式之间不相关时, 系统可靠度为

$$R = \prod_{i=1}^n Ri \text{ 符合独立假设理论;}$$

②当主次相关系数为 1 时, 即主要失效模式之间完全相关时, 系统可靠度为  $R=R1$ , 符合薄弱环节假设;

③多模相关可靠性设计新理论计算方便, 且更贴近于实际;

④系统可靠度与主次相关系数为线性关系<sup>[46,47]</sup>。

本文利用多模相关可靠性设计新理论对 1.3.2 节中介绍的用于海上石油平台上的大型减速器进行了可靠性分析, 其具体分析过程在第 5 章有详细描述。

## 2.5 本章小结

本章首先介绍了现役结构可靠性分析的一般内容，主要包括可靠性设计、可靠性预计与分配、可靠性试验与评估以及基于随机有限元的可靠性分析方法。然后详细描述了四种不同随机有限元方法的数学模型以及其优缺点，四种随机有限元法分别为直接蒙特卡洛法、Taylor 展开随机有限元法、摄动随机有限元法以及 Neumann 展开随机有限元法。

其次又介绍了单个零部件可靠度计算的 5 种方法，分别为应力强度积分法、功能函数积分法、可靠度指标计算法、随机抽样法以及响应面法，需要注意的是，单个零部件可靠度计算方法是以前面四种随机有限元方法为基础的。

最后针对用于系统可靠性分析的可靠性设计新理论，从其数学模型和所具有的特点两方面作了简要的说明，从中可以看出，可靠性设计新理论比一般的可靠性分析理论适用性更好，也更符合系统实际情况。

### 3 减速器单一零件静强度分析

当前,在工程实际问题中比较常用的数值模拟方法有三种,分别为有限元法、差分法和边界元法<sup>[48]</sup>。其中,有限元法由于具有实用性强和处理灵活方便等优点而在工程技术领域应用最为广泛。

ANSYS 参数化设计语言 APDL (ANSYS Parametric Design Language) 用智能化分析的手段,为用户提供了自动完成有限元分析的功能,即无论是模型的建立、网格的划分还是约束及载荷的施加都可以通过 APDL 语言来自动完成<sup>[49]</sup>。本章以 1.3.2 节中所述的平行轴斜齿轮减速器为例,利用 ANSYS 参数化设计语言 APDL 对其中一级斜齿轮副、一级大齿轮、一级键、二级齿轮轴以及箱体等单一零部件的强度进行了研究。

#### 3.1 斜齿轮副接触强度分析

对闭式齿轮传动来说,其主要失效模式为齿面的点蚀与轮齿的折断。齿面点蚀是由于齿面在交替的接触应力作用下,由于疲劳破坏而产生的损伤。因此,引起点蚀的主要原因为交替的接触应力,所以对齿轮传动装置中轮齿接触强度进行分析至关重要。

##### 3.1.1 斜齿轮副有限元模型的建立

###### (1) 端面齿廓曲线的生成<sup>[50,51]</sup>

斜齿轮三维模型的建立,关键在于端面齿廓曲线的生成。斜齿轮端面齿廓曲线为渐开线,其生成方法有许多,本文齿廓曲线的生成方法如下:

①从齿根圆(若基圆大于齿根圆则从基圆开始)到齿顶圆,计算不同半径处的齿厚所对应的圆心角;

②将不同的半径分别乘以其对应的圆心角一半的余弦值,作为渐开线上某一点的 y 坐标值,正弦值作为 x 坐标值,按相同方法建立一系列的点;

③用样条曲线连接所建立的点,生成一侧齿廓,然后通过镜像生成另一侧齿廓;

④生成齿顶圆弧和齿根圆弧,齿根过度曲线用过度圆角代替。其齿廓曲线

生成示意图如图 3.1 所示。

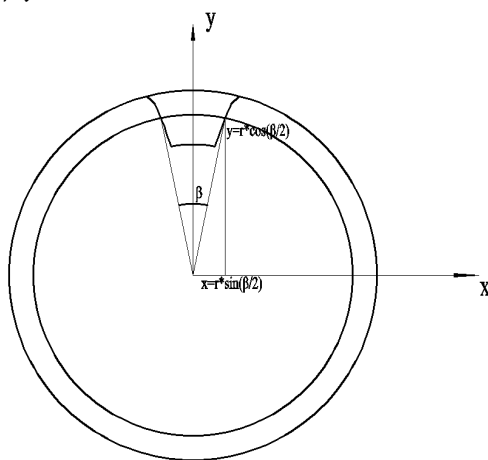


图 3.1 齿廓曲线生成示意图

### (2) 螺旋线的建立<sup>[52]</sup>

斜齿轮螺旋线由于齿宽小而螺距大，故可以用一段斜直线来代替。设想展开斜齿轮的基圆柱面成一个矩形 MNOP，如图 3.2 所示，假设斜齿轮螺旋线的导程为  $l$ ，基圆柱直径为  $d_B$ ，基圆柱螺旋角为  $\beta_B$ ，则有： $l = \pi d_B / \tan \beta_B$ ，根据  $\triangle CDO \sim \triangle ANO$ ，可以得：

$$\frac{CD}{AN} = \frac{OD}{ON} \Rightarrow \frac{B}{l} = \frac{OD}{\pi d_B} \quad (3.1)$$

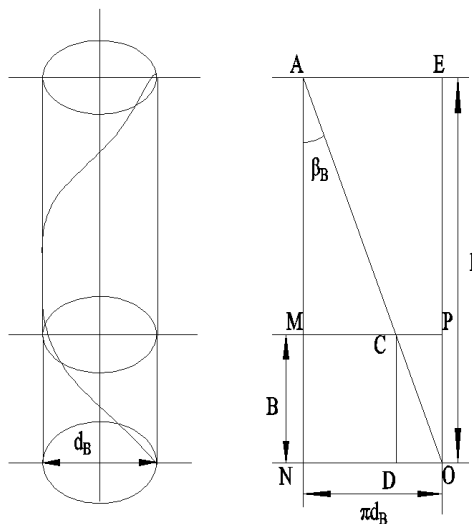


图 3.2 齿轮基圆柱及其展开面示意图

$\pi d_B$  为基圆柱底圆周长；导程  $l$  对应的中心旋转角为  $2\pi$ ，设齿宽  $B$  对应的中心



旋转  $\theta$ ，代入 (3.1) 式可得：

$$\frac{B}{l} = \frac{\theta}{2\pi} \quad (3.2)$$

将  $l = \pi d_B / \tan \beta_B$  代入式 (3.2) 得到齿宽对应的中心旋转角，即螺旋线在齿宽长度时对应的中心旋转角  $\theta$  为：

$$\theta = \frac{B \tan \beta_B}{r_B} \text{ 或 } \theta = \frac{B \tan \beta}{r} \quad (3.3)$$

式中， $r_B$ ——基圆半径，mm；

$r$ ——分度圆半径，mm。

得到螺旋线在齿宽长度所对应的中心旋转角，就可以算得代替螺旋线的斜线的起点和终点的坐标，在直角坐标系下，从螺旋线起点到终点，其转过的角度为  $\theta$ ，其示意图如图 3.3 所示，则斜线的起点和终点坐标分别为： $(r, 0, 0)$  和  $(r \cos(b \tan(\beta) * 180 / (r * \pi)), r \sin(b \tan(\beta) * 180 / (r * \pi)), b)$ 。

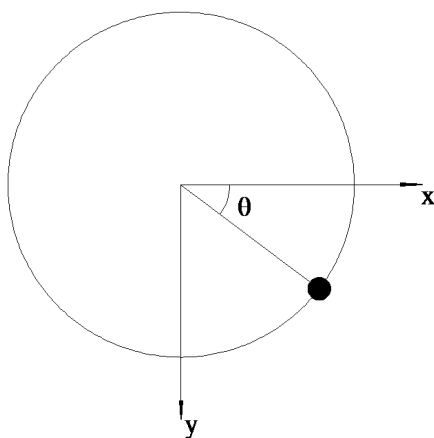


图 3.3 螺旋线起点和终点坐标计算示意图

### (3) 斜齿轮三维模型的生成<sup>[53]</sup>

斜齿轮三维模型的生成过程如下：

- ①以齿顶圆直径为直径，以斜齿轮宽度为高度，使用“CYL4”命令建立一实心圆柱体，作为该斜齿轮毛坯体；
- ②按 3.1.1 (1) 中所述建立端面齿廓的方法在齿轮毛坯上建立端面齿廓；
- ③按 3.1.1 (2) 中所述建立螺旋线的方法，在垂直于端面齿廓的方向建立螺旋线；
- ④将所建立的端面齿廓沿所建立的螺旋线轴向拉伸，生成齿槽体，然后通

过“VGEN”命令将齿槽体圆周复制，最后切除齿槽体生成斜齿轮模型；

⑤以相同方法生成配对齿轮。

考虑到计算效率及分析需要，本文仅建立部分齿模型。本文以 1.3.2 节中介绍的自升式海上石油平台传动装置中一级斜齿轮副为例，在 ANSYS 中建立了其三维模型，齿轮副相关参数如表 3.1 所示，其中齿轮副输入功率为 25kW。

表 3.1 一级齿轮副基本参数

参数	大齿轮	小齿轮
精度等级	7	7
齿数 $z$	95	22
法向模数 $m_n/\text{mm}$	3	3
螺旋角	$10^\circ$	$10^\circ$
法向压力角	$20^\circ$	$20^\circ$
齿宽 $B/\text{mm}$	50	60

斜齿轮三维模型建好之后，就可以定义材料参数，选择合适的单元大小和单元类型进行网格划分。ANSYS 所提供的实体单元有很多种，其中应用较为广泛的有以下 7 种，分别为 SOLID45/46、SOLID64/65、SOLID70、以及 SOLID186/187 等，其中 SOLID45 是 8 节点三维结构实体单元，每个节点有三个方向的移动自由度，一般的实体结构模型均可用其来模拟；SOLID46 是 SOLID45 的可分层版本，分层的厚壳和可分层的实体可用其来模拟；SOLID64 是 8 节点三维各向异性结构实体单元，可用来模拟材料为各向异性的结构；SOLID65 应用于含钢筋或不含钢筋三维实体单元，它主要应用于混凝土材料的研究；SOLID70 是三维实体热单元，主要应用于结构的热分析；SOLID186/187 两种单元相类似，其中 SOLID186 有 20 个节点，每个节点有三个方向的移动自由度；SOLID187 为 10 节点四面体单元，各个节点也只有三个方向的移动自由度<sup>[54]</sup>。

综合比较以上几种实体单元，根据其用途不同，可以选择 SOLID45 和 SOLID186/187 当中的一种单元来进行斜齿轮副的接触分析，但是由于计算机资源的限制，SOLID186/187 由于节点数目较多而需要耗费大量的计算机资源，综合考虑效率与计算精度的要求，最终决定选择 SOLID45 单元对斜齿轮副三维模型进行网格划分，设置单元大小为 3mm，生成的一级斜齿轮副有限元模型如图 3.4 所示。

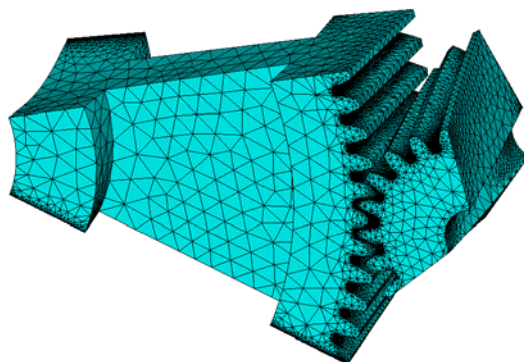


图 3.4 一级斜齿轮副有限元模型

### 3.1.2 接触对的建立

在斜齿轮副有限元模型建立好之后，需要识别出潜在的接触对然后定义接触，轮齿接触属于面面柔性体接触，一个接触对由一个目标面和一个接触面组成，一个面，把它定义成目标面还是定义成接触面的基本原则如下：

- ①若为大面与小面接触，则定义大面为目标面，小面为接触面；
- ②若一个面刚度比另一个面刚度大，则定义刚度大的面为目标面；
- ③若是一个凸面与平面或者是凸面与凹面相接触，则定义平面或凹面为目标面，凸面为接触面；
- ④若是一个网格较粗的面与一个网格较细的面接触，则定义网格较粗的面为目标面，较细的面为接触面；
- ⑤若相接触的两个面，一个表面划分为高次单元，另一个为低次单元，则定义高次单元为接触面，低次的为目标面<sup>[52]</sup>。

根据上述原则①，由于本分析算例小齿轮齿面大，大齿轮齿面小，所以定义小齿轮齿面为目标面，大齿轮齿面为接触面；对于三维接触对，通常使用 TARGE170 和 CONTA173、CONTA174、CONTA175、CONTA176 以及 CONTA177 来分别定义目标面和接触面，本接触分析选择 TARGE170 为目标面，CONTA174 为接触面来定义接触。需要注意的是，接触对是通过实常数来进行识别的，同一接触对的目标面和接触面需要定义相同的实常数。

选择好接触面和目标面之后，需要对接触对的一些属性进行设置，包括实常数和关键选项值的定义。ANSYS 用命令“R”和“RMORE”来定义实常数，可以

定义的实常数包括法向接触刚度比例因子 FKN、最大渗透范围 FTOLN 以及最大接触压力 TAUMAX 等。关键选项值得定义用 KEYOPT 来定义,其中 KEYOPT(2)为接触算法的选择,KEYOPT(5)为初始穿透与间隙的设置等。在上面这些实常数中,最为关键的就是接触刚度比例因子 FKN,因为接触分析需要定义合适的接触刚度,接触刚度过大会导致刚度矩阵畸变而使计算结果不收敛,刚度过小又会导致接触对互相穿透而使计算结果不准确,通常 FKN 的取值在 0.01-10 之间,值越大表示接触刚度越大,通过试算,本接触分析算例 FKN 值取 0.5。当所有的控制选项都设置好之后,就可以用“ESURF”命令来在目标面和接触面上生成接触单元,到此就完成了接触对的建立,本算例所建立的接触对如图 3.5 所示。

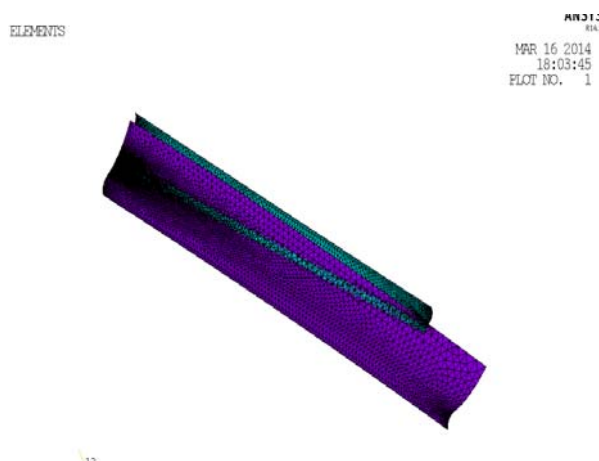


图 3.5 一级斜齿轮副某一接触对

### 3.1.3 约束及载荷的施加

齿轮接触分析时,约束及载荷的施加方式为主动轮施加扭矩,从动轮固定,该约束和载荷的施加在 ANSYS 中的实现方式有三种:一是首先将全局坐标系转换为柱坐标系,然后旋转主动轮和从动轮中心孔节点坐标系,使其与全局坐标系相平行,最后再添加约束,施加的约束为:从动齿轮中心孔全约束,主动齿轮约束径向和轴向方向的自由度,在圆周方向施加节点切向力。二是利用刚性区域在主动轮上施加扭矩,如可在主动轮外建立一刚性点,然后将这一刚性点通过约束方程与主动轮相连接,最后在这一刚性节点上施加扭矩即可。三是可以利用表面效应单元来在主动齿轮中心孔表面施加切向力<sup>[55,56]</sup>。本文利用方法一来在主动轮和从动轮上施加约束和载荷,施加约束和载荷后的有限元模型如图 3.6 所示。

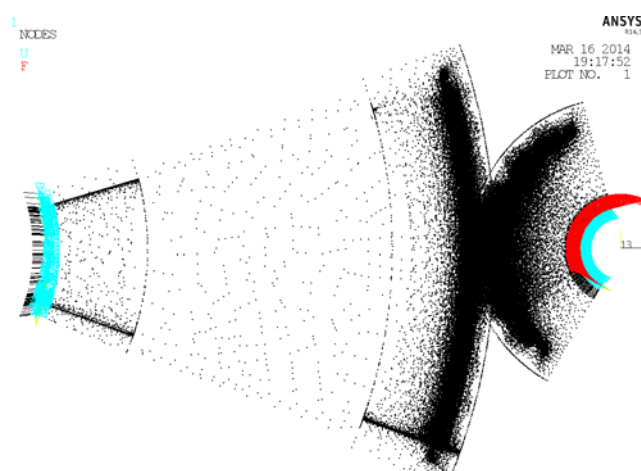


图 3.6 施加约束及载荷后的一级斜齿轮副模型

### 3.1.4 斜齿轮副接触计算及结果分析

通过上述有限元模型的建立、接触对的生成以及约束及载荷的施加等过程，本文以 1.3.2 节中所述的一级斜齿轮副为例，对其接触强度进行了分析。由于一级斜齿轮副的端面重合度为 1.665，大于 1 小于 2，所以在其啮合线上，在进入啮合和脱离啮合的某一区域上为双齿啮合区，中间区域为单齿啮合区，为了准确研究斜齿轮在双齿啮合和单齿啮合时的接触应力的分布，本文分别建立了不同的接触面进行了接触分析。当有两对齿相啮合时，其接触分析等效应力图和接触对接触应力图分别如图 3.7 的(a)和(b)所示。

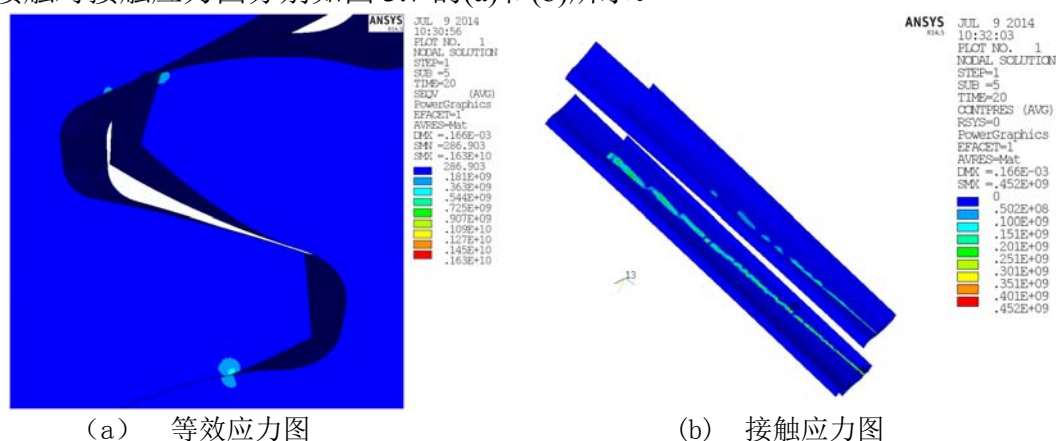


图 3.7 两对齿接触时等效应力图和接触对接触应力图

由图 3.7 可以看出，当两对齿接触时，其最大等效应力为 1630MPa，在接触区域由内而外，接触应力逐渐减小，两对齿接触时接触对最大接触应力为

452MPa，其接触区域的分布为倾斜的矩形区域。当只有一对齿啮合时，其接触分析等效应力图和接触对接触应力图分别如图 3.8 的(a)和(b)所示。

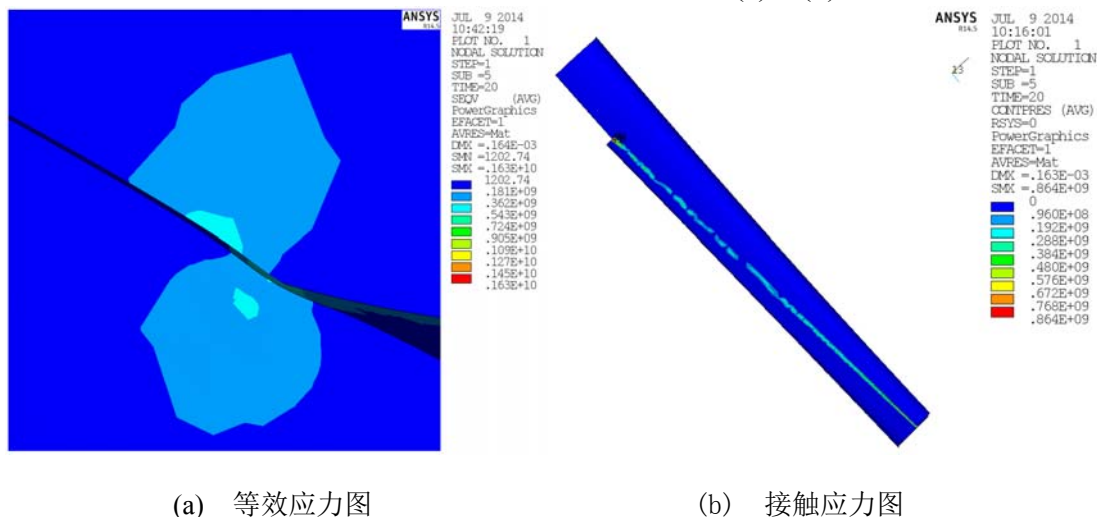


图 3.8 一对齿接触时等效应力图和接触对接触应力图

由图 3.8 可以看出，当只有一对齿接触时，其等效应力最大仍为 1630MPa，接触对最大接触应力为 864MPa，接触区域应力大致呈对称分布，其接触应力大小变化趋势和接触区域的分布与两对齿接触时相似。斜齿轮材料为 20Cr2Ni4a，由于该斜齿轮副为有限寿命设计，所以其许用接触应力比较大，为 2016MPa，因此，无论是一对齿接触还是两对齿接触，其接触强度均满足要求。

传统的齿轮理论分析是建立在弹性力学基础上的，对于齿轮接触强度计算均以两平行圆柱体接触的赫兹公式为基础<sup>[56]</sup>，传统计算方法接触应力计算公式<sup>[1]</sup>为：

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{KF_t}{bd_l \varepsilon_\alpha} \frac{u \pm 1}{u}} Z_H Z_E \quad (3.4)$$

式中， $F_t$ ——齿轮所受圆周力，N；

$K$ ——载荷系数；

$b$ ——齿宽，mm；

$d_l$ ——主动轮分度圆直径，mm；

$u$ ——齿数比；

$\varepsilon_\alpha$ ——端面重合度；

$Z_H$ ——区域系数；

$Z_E$ ——弹性影响系数,  $\text{MPa}^{1/2}$ ;

$\sigma_H$ ——接触应力,  $\text{MPa}$ 。

将以上各参数代入公式可得传统计算方法计算的接触应力为  $683\text{MPa}$ 。

由以上计算结果可知, 当斜齿轮副处于单齿啮合时, 有限元计算出的接触应力值大于传统计算值; 当处于双齿啮合时, 有限元计算出的接触应力值小于传统计算值。传统接触应力计算值仅是在计算公式中将重合度和齿间载荷分配系数作为一个影响系数来考虑, 并没有考虑斜齿轮副的实际啮合状态。事实上, 当重合度大于 1 小于 2 时, 在齿轮啮合线上既有双齿啮合区又有单齿啮合区。由此看来, 相比于传统计算结果而言, 有限元计算结果更为准确。

### 3.1.5 接触分析关键设置

#### (1) ANSYS 非线性分析迭代收敛准则

接触问题属于典型的非线性问题, 非线性求解的关键问题之一就是其迭代收敛准则, 接触求解过程中, 在每载荷步的计算中, ANSYS 均要计算非线性的收敛判别准则和其计算残差, 其中计算残差即为所有单元内力的二范数, 只有计算残差小于判别准则时, 迭代才算收敛, 如图 3.9 所示, 虽然两个迭代都收敛, 但是图 (a) 的收敛性比图 (b) 要好的多。

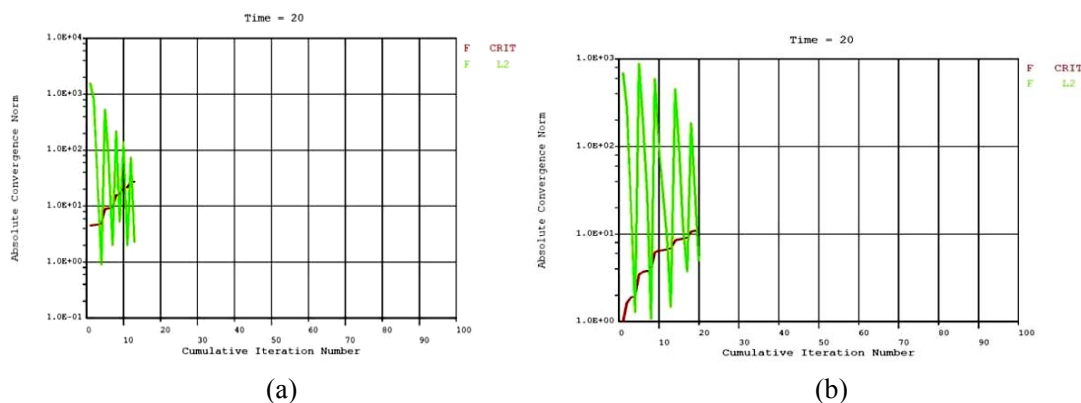


图 3.9 ANSYS 非线性分析迭代过程图

#### (2) 接触分析方法选择增强的拉格朗日方法的原因

接触算法有四种:

##### ① 罚函数法:

其基本方程为

$$F_{\text{contact}} = K_{\text{contact}} x_{\text{penetration}} \quad (3.5)$$

其中,  $F_{contact}$  ——接触力;  
 $K_{contact}$  ——接触刚度;  
 $x_{penetration}$  ——穿透量。

要使分析结果较为准确,则需使穿透量趋向于 0,根据上述基本方程,穿透量趋于 0,那么接触刚度就要趋于无穷大,而实际接触刚度是无法趋于无穷大的,所以用罚函数法进行接触分析是无法实现零穿透的,因此,其计算结果就不是很准确。

#### ②拉格朗日乘子法:

基本方程为

$$F = Kx + F_{contact} \quad (3.6)$$

其将接触力直接作为一个独立自由度进行求解,所以拉格朗日乘子法可以实现零穿透,但是其使用会受到一定的限制,如求解算法的限制等。

#### ③增强的拉格朗日乘子法:

基本方程为

$$F_{contact} = K_{contact}x_{penetration} + \lambda \quad (3.7)$$

它是罚函数法和拉格朗日乘子法的结合,由于补偿因子  $\lambda$  的存在,使其既可以实现零穿透,也没有一般拉格朗日乘子法的使用限制。

#### ④多点约束法 (MPC):

多点约束法需要建立比较复杂的约束方程,一般情况下不推荐使用该方法。

#### (3) 接触分析中出现齿轮的齿相互嵌入的情况或是提示约束不足的情况

在接触分析中,很多次遇到提示约束不足的情况,原因是接触刚度定义过大,接触对可能发生了振动而错开。齿轮的齿相互嵌入的原因之一也是接触刚度定义过大,发生振动,二是时间步长设置太大,ANSYS 检测不到接触对。

### 3.2 斜齿轮弯曲强度分析

无论是闭式齿轮传动,还是开式齿轮传动,轮齿折断都是影响齿轮使用寿命的主要因素。轮齿折断有许多种形式,但是最主要的还是齿根弯曲疲劳折断,原因是齿轮在工作时,在齿根处会产生最大弯曲应力,而且在齿根处会出现截面突变和加工刀痕等,这将在齿根处引起严重的应力集中作用,当轮齿受到重复的脉动载荷后,在齿根处就会出现裂纹,当裂纹扩展到一定程度时就会发生



轮齿折断。相对于直齿轮，斜齿轮更容易发生局部轮齿折断，所以对斜齿轮的弯曲疲劳强度进行分析对研究齿轮的失效模式和提高齿轮的使用寿命均有重要意义。

### 3.2.1 最恶加载线位置的确定以及有限元模型的建立

斜齿轮当端面重合度大于 1 小于 2 时，在其啮合线上有两段是属于双齿啮合，一段属于单齿啮合，当轮齿进入啮合或是退出啮合时，其处于啮合线上的双齿啮合区，此时虽然弯矩的力臂最大，但是齿根处的弯矩并不是最大的。根据研究，齿根处的最大应力出现在从双齿啮合区到单齿啮合区的过渡点上，也就是单齿啮合的最高点上，所以齿轮的弯曲强度应该按照载荷都作用于单齿啮合的最高点上来计算，该单齿啮合最高点的位置就叫做最恶加载线位置。

本文根据文献[57]中所述最恶加载线位置的确定方法<sup>[57]</sup>，以 1.3.2 节中介绍的海上石油平台传动装置中的一级大齿轮为例，确定了其最恶加载线两端点的坐标分别为 M (2.4,144.6,0) 和 N (10.2,147.3, -50)。

最恶加载线的位置确定之后，接下来就需要建立适合于齿轮弯曲强度分析的有限元模型。当相互啮合的齿轮处于单齿啮合最高点时，齿轮上只有一个轮齿承受载荷，且其余轮齿对其受载情况影响很小，所以在综合考虑了计算效率和计算精度之后，本文只建立一个齿来研究齿轮的弯曲强度。其三维模型的建立与齿轮接触强度分析时三维模型建立的方法类似，不同之处在于弯曲强度三维模型是直接建立端面齿廓，然后按螺旋线轴向拉伸而得，并没有通过建立齿轮毛坯然后切除齿槽来获得。三维模型建立好之后，仍然选择 SOLID45 单元对其进行网格划分。

根据所建立的三维模型，齿轮弯曲强度分析约束及载荷的施加方法如下：在该轮齿的两个侧面和底面施加全约束，在轮齿啮合面上的最恶加载线位置附近切割出来一小块矩形区域，用来施加切向载荷。由于轮齿的啮合面为空间曲面，所以仅根据最恶加载线两端点坐标所确定的直线是无法对该空间曲面进行分割的。本文所采用的方法是过与最恶加载线平行并距离最恶加载线为 0.1 的两条直线，作两个平面，用这两个平面来分割轮齿啮合面，在所分割出来的矩形区域上施加切向载荷，施加约束及载荷后的轮齿模型如图 3.10 所示。

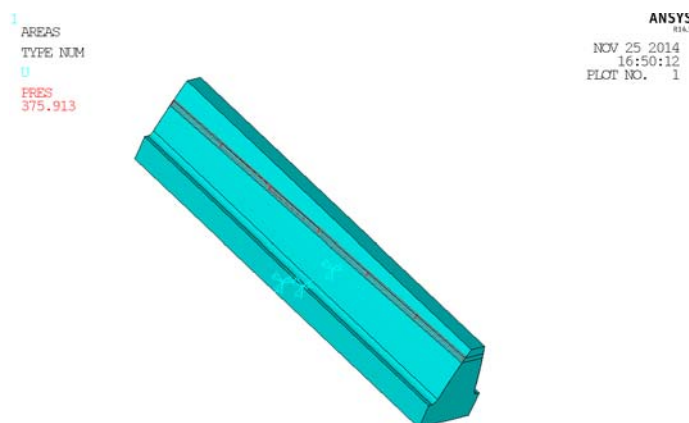


图 3.10 施加约束及载荷后的轮齿模型

### 3.2.2 弯曲强度计算及结果分析

本文以 1.3.2 节中所述的平行轴减速器中一级大齿轮为例，利用 3.2.1 中所述方法建立了该斜齿轮的单齿有限元模型，然后施加约束及载荷后进行求解。一级大齿轮在受载后的等效应力图和位移图分别如图 3.11 的(a)和(b)所示。

从两图中可以看出，一级大齿轮在受载后最大等效应力约为 185MPa，发生于啮合面的最恶加载位置处，最大等效应力出现在此处而没有出现在齿根处是由于加载后单元与单元之间发生了错位。其齿根处最大应力约为 144MPa，一级大齿轮受载后所发生的最大位移约为 7 $\mu$ m，发生于齿顶处。

利用传统的计算方法计算得到一级大齿轮齿根弯曲应力的理论值为 132MPa，与有限元计算相差 12MPa，差值百分比为 8.89%。有限元计算值比理论计算值大的原因是理论计算过程中有许多假设，与实际不太相符，而且理论计算值只是粗略的考虑了重合度的影响而将所有载荷全部加在了齿顶，而有限元则比较准确地计算了最恶加载线的位置，且将所有载荷经过换算之后都加在了最恶加载位置，相比于理论计算值，有限元计算值更符合齿轮的实际受载情况，对齿轮的设计、制造以及结构改进意义重大。此外，通过计算，齿轮的许用弯曲应力为 899MPa，所以无论是理论计算值还是有限元计算值，一级大齿轮弯曲强度均满足设计要求。

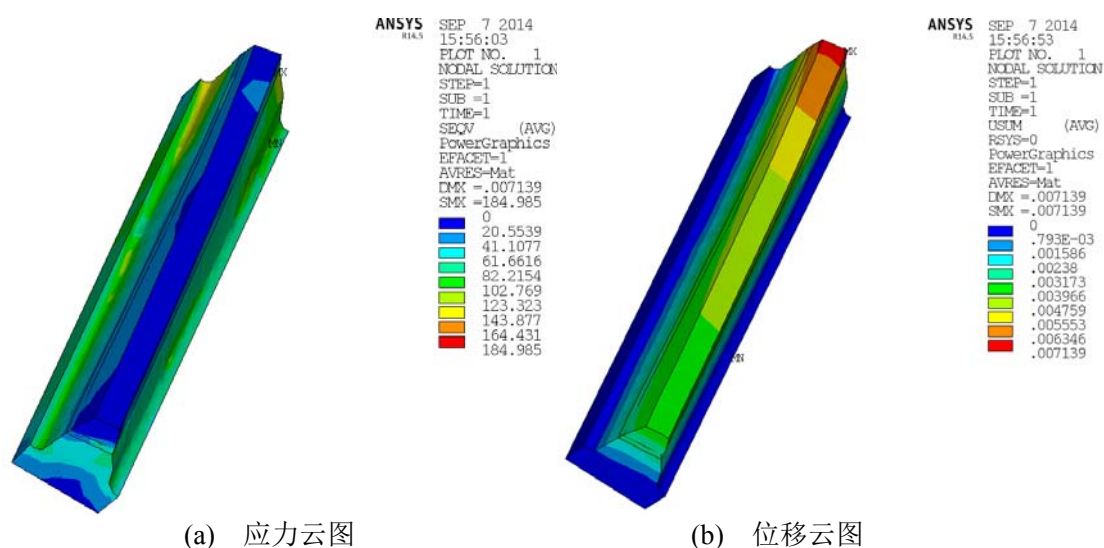


图 3.11 一级大齿轮弯曲强度等效应力图和位移云图

### 3.3 其他零件静强度分析

在传动装置中，除了齿轮之外，还有箱体、键、轴以及轴承等关键零部件，这些零部件重要性虽不及齿轮，但其强度失效也会引起整个传动装置的失效，影响机器设备的正常工作进度，所以对这些零部件的强度进行分析也是至关重要的。

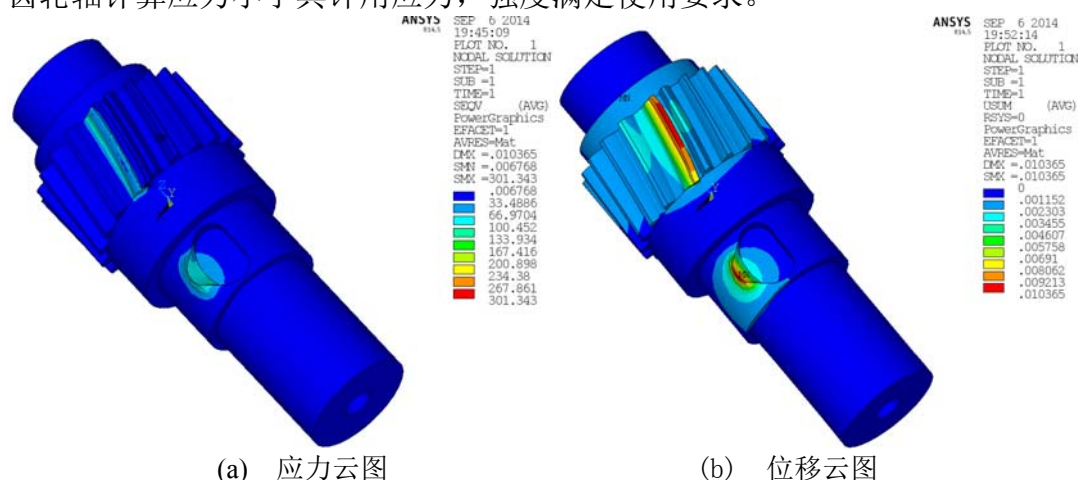
这些零部件的有限元静强度分析过程和方法与齿轮强度分析过程和方法相类似。本文以 1.3.2 节所述的平行轴减速器中二级齿轮轴、一级键以及箱体为例，对其进行了静强度分析，分析结果分述如下：

#### (1) 齿轮轴强度算例分析

齿轮轴强度分析的方法与齿轮弯曲强度分析方法类似，不同之处在于齿轮轴除了在轮齿啮合面上施加载荷外，在键槽部位也要施加载荷。通过计算，二级齿轮轴受载后的等效应力图和位移图分别如图 3.12 的(a)和(b)所示，从图中可以看出，二级齿轮轴最大等效应力约为 301MPa，发生于轮齿与阶梯轴相连接的地方，由于在此处结构的形状和尺寸都发生了巨大的改变，出现应力集中的现象，所以应力较大，齿根处和键槽处的最大等效应力约为 167MPa，齿轮轴最大位移约为 10 $\mu$ m，出现在轮齿齿顶和键槽受载处。由于齿轮轴材料与齿轮材料相同，均为 20Cr2Ni4a，其屈服极限为 1080MPa，海上石油平台升降装置在正常工作工况下的安全系数的设定值为 1.5，所以其许用应力为 720MPa，

### 3 减速器单一零件静强度分析

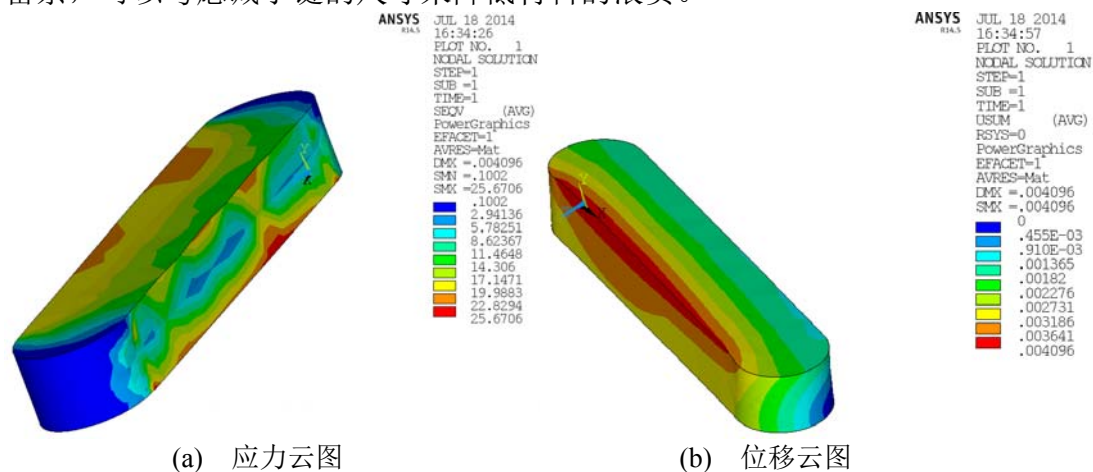
齿轮轴计算应力小于其许用应力，强度满足使用要求。



(a) 应力云图 (b) 位移云图  
图 3.12 二级齿轮轴弯曲强度等效应力图和位移云图

#### (2) 键强度算例分析

键的有限元模型以及约束及载荷的施加都比较简单。通过计算，一级键受载后的等效应力图和位移图分别如图 3.13 的(a)和(b)所示。平键连接传递转矩时，其主要失效形式是工作面的压溃，所以一般情况下是按照工作平面上的挤压应力来校核其强度的。由图中可以看出，一级键的最大等效应力约为 26MPa，最大位移约为 4 $\mu$ m，键的许用挤压应力为 120-150MPa，因此一级键连接强度有所富余，可以考虑减小键的尺寸来降低材料的浪费。



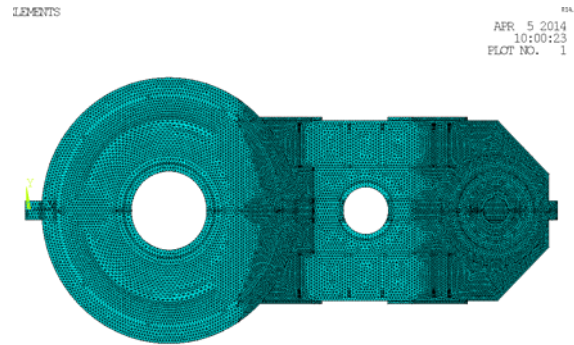
(a) 应力云图 (b) 位移云图  
图 3.13 一级键强度等效应力图和位移云图

#### (3) 箱体静强度算例分析

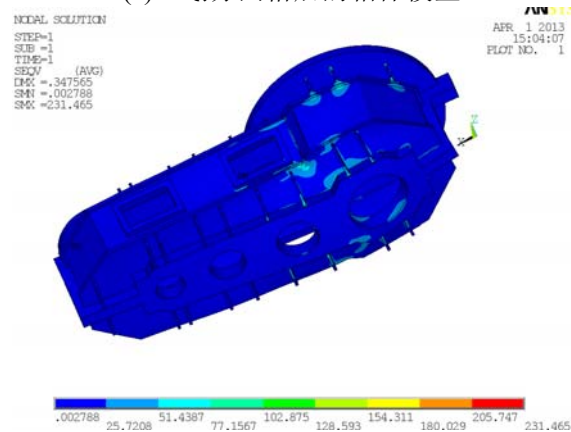
本文以海上石油平台传动装置斜齿轮部分的箱体为例，对其进行了静强度

### 3 减速器单一零件静强度分析

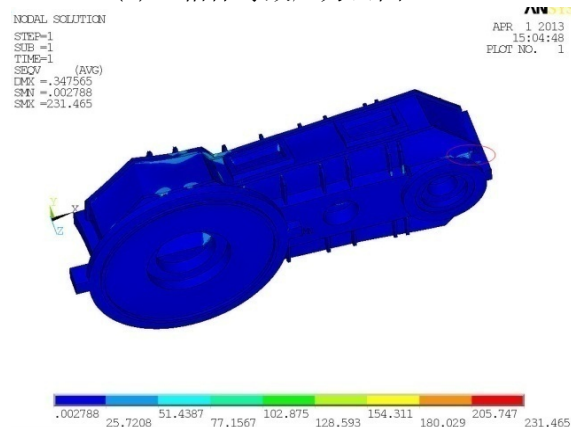
分析。由于箱体尺寸过于庞大，而且最大尺寸和最小尺寸比值很大，如果对整个箱体都划为比较小的网格尺寸，则计算不仅费时而且浪费计算机资源，所以本文对箱体进行分块网格划分，在尺寸小的地方网格尺寸小，大的地方网格尺寸大，经过网格划分后的箱体有限元模型以及经过计算后的等效应力图和位移图如图 3.14 所示。



(a) 划分网格后的箱体模型



(b) 箱体等效应力云图 (1)



(c) 箱体等效应力图 (2)

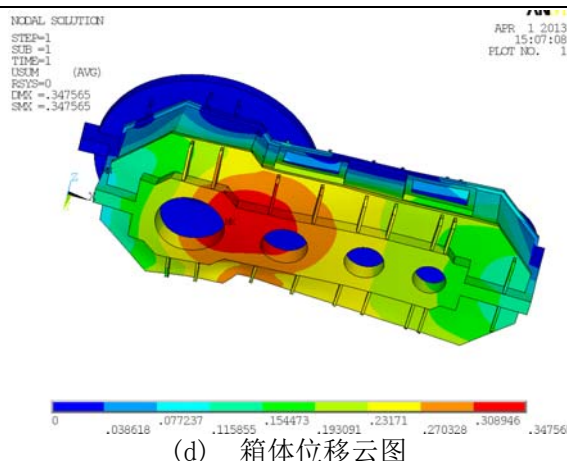


图 3.14 箱体等效力图和位移云图

其最大等效应力约为 231MPa，出现在图（c）的椭圆圈标示处，该部位应力比较大是因为结构出现了尖角，产生了应力集中现象。箱体其他部位的应力都比较小，最大大约在 77MPa 左右，箱体材料为 HT250，其抗拉强度为 250MPa，所以除了应力集中处外，箱体强度富余值也较多。

### 3.4 本章小结

本章以 1.3.2 节中介绍的传动装置为例，对该传动装置中单一零部件的静强度进行了仿真分析。首先介绍了基于 ANSYS 的斜齿轮副接触模型的建立、接触对的定义以及接触强度分析的方法与步骤，给出了一级斜齿轮副分别在双齿啮合和单齿啮合状态下的接触应力；然后介绍了斜齿轮在最恶加载位置时的齿根弯曲应力的计算方法及过程，并将有限元计算所得的齿轮接触应力和弯曲应力与传统设计计算公式计算所得的接触应力和弯曲应力进行了比较，结果表明，无论是有限元计算结果还是传统公式的计算结果，齿轮强度均满足要求。但是，相比传统计算，有限元计算更接近零部件的实际工作状态。最后对传动装置中其他主要零部件的强度进行了仿真分析，其分析结果为后面传动装置中单一零部件的可靠性分析做好了准备。



## 4 减速器单一零件可靠性分析

### 4.1 单一零件可靠性分析过程

根据第2章2.3节所述单一零件可靠性分析方法,本文采用随机抽样法,利用ANSYS中的PDS模块对减速器中各主要零部件的可靠性进行了分析。可靠性分析是建立在随机有限元理论基础上的,随机有限元理论认为结构各尺寸参数、材料参数以及所受载荷参数都是随机的,不确定的,所以在可靠性分析之前,首先需要对各随机因素进行数学描述,然后再进行可靠性分析。

#### 4.1.1 各随机变量的数学描述

影响结构可靠性的参数主要有以下几类:

①材料性能参数,包括弹性模量、泊松比及密度等;

②几何尺寸参数,主要是结构各部分的尺寸等;

③载荷参数,包括工作载荷、环境载荷以及材料的许用强度极限等<sup>[58]</sup>。对上述不确定参数的分布形式可以用正态分布、三角分布、均匀分布、威布尔分布等不同分布形式来表示,不同的参数应该有不同分布规律。一般情况下,可根据以下三种方法来确定各随机参数的分布规律,一是在所开发的分析软件中设定各种分布形式,由有经验的设计人员根据实际情况来做选择;二是根据企业各个批次原材料和产品出入库检测数据的积累,来获得真实的分布形式;三是根据精度设计要求,来获得各随机参数的特征值。使用第一种方法若设计者经验不足,就会对随机参数的分布形式给出错误的估计,第二种方法若是企业出入库检测数据的数量太少,就无法获得随机变量的真实分布形式,所以本文利用第三种方法,即根据精度设计要求,获得了各随机参数的分布规律与特征参数。

#### 4.1.2 基于ANSYS的单一零件可靠性分析

当确定了各随机变量的分布规律之后,就可进行结构可靠性分析了。ANSYS的PDS模块可进行结构可靠性分析,所采用的概率分析方法有蒙特卡洛法和响应面法<sup>[59,60]</sup>;ANSYS结构可靠性分析主要包括生成分析文件、可靠性分析和可

可靠性结果输出等，具体分为以下 5 个步骤：

- ①指定工作目录；
- ②创建可靠性分析文件；
- ③运行可靠性分析文件，执行初始化的分析过程；
- ④进入可靠性分析模块（PDS）进行可靠性分析，具体包括：
  - (1)指定分析文件
  - (2)定义随机输入参数
  - (3)定义随机输出参数
  - (4)选择概率分析方法
  - (5)执行概率循环仿真计算
- ⑤查看概率分析结果。

需要注意的是，所创建的可靠性分析文件为后缀为`.mac` 的宏文件，在该宏文件中主要包括初始化设计变量模块、结构静力分析模块以及可靠性分析模块。其中，初始化设计变量模块主要使用“`*SET`”命令来定义各随机变量的初始值；结构静力分析模块与一般的结构有限元静强度分析相同，同样包括模型建立、网格划分、约束及载荷施加以及求解等内容；ANSYS 通过命令“`/PDS`”来进入可靠性分析模块，通过“`*CREATE`”来创建宏，通过“`PDEXE`”来执行宏。

## 4.2 单一零件可靠性分析算例

本文通过 ANSYS/PDS 模块，采用蒙特卡洛直接抽样法对 1.3.2 节中所述的减速器中各主要零部件的可靠性进行了分析，为后续的系统可靠性分析作了准备。需要注意的是各零部件的可靠性分析所采用的方法是相同的，所以下面只以一级斜齿轮副接触强度可靠性分析为例来说明结构可靠性分析的一般过程，其余零部件的可靠度只在第 5 章给出其结论，未具体说明其分析过程。

### 4.2.1 一级斜齿轮副各随机因素的数学描述

影响斜齿轮副接触强度可靠性的不确定因素包括结构尺寸参数（如主从动轮分度圆直径、齿顶圆和齿根圆直径、中心距以及齿轮宽度等）、材料参数（弹性模量、泊松比和密度）和载荷参数（输入功率、转速、转矩以及许用接触疲劳极限）三个方面。本文根据斜齿轮副的精度设计要求，得到了海上石油平台



传动装置一级斜齿轮副在尺寸方面、材料方面以及载荷方面各随机变量的分布类型与特征参数, 齿轮尺寸、材料、载荷分布类型与特征参数的确定过程如下。

(1) 各尺寸分布类型与特征参数的确定过程:

①确定齿轮各公差组的精度等级

第 II 公差组精度等级由齿轮圆周速度决定:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{1000 \times 60} = \frac{3.14 \times 22 \times 3 \times 1765}{1000 \times 60} \approx 6.1 \quad (4.1)$$

其中,  $v$ ——主动轮圆周速度, m/s;

$d_1$ ——主动轮分度圆直径, mm;

$n_1$ ——输入轴转速, r/min。

根据文献[61], 选用齿轮第 II 公差组等级为 8 级, 一般减速器齿轮, 对运动传递的准确性要求不是很高, 因此第 I 公差组也为 8 级, 动力对齿轮接触精度有一定要求, 所以第 III 公差组选 7 级<sup>[61]</sup>。

②确定各公差组的检验组

③确定齿厚上下偏差的代号

齿厚上偏差为

$$E_{ss} = -(f_a \tan \alpha_n + \frac{j_{n\min} + K}{2 \times \cos \alpha_n}) \quad (4.2)$$

式中,  $f_a$ ——中心距极限偏差, mm;

$\alpha_n$ ——节圆法向压力角;

$j_{n\min}$ ——齿轮副最小极限侧隙, mm;

$K$ ——齿轮加工和安装误差对减小侧隙的影响, mm;

$E_{ss}$ ——齿厚上偏差, mm。

将以上参数代入齿厚上偏差公式可得齿厚上偏差为  $E'_{ss} \approx -0.072$  mm, 根据文献[61]取齿厚上偏差代号为  $F$ , 所以齿厚上偏差为 -0.08 mm。齿厚下偏差为

-0.155 mm。所以齿厚均值和标准差分别为  $\mu_s = 4.68$  mm,  $\sigma_s = \frac{T_s}{6} = 1.25 \times 10^{-2}$  mm。

主动轮分度圆直径的均值和标准差分别为  $\mu_{d1} = 67.02$  mm,  $\sigma_{d1} = 1.23 \times 10^{-2}$  mm, 从动轮分度圆直径的均值和标准差分别  $\mu_{d2} = 289.4$  mm,  $\sigma_{d2} = 2.17 \times 10^{-2}$  mm<sup>[61]</sup>。

根据分度圆均值和标准差以及分度圆与齿顶圆、齿根圆、齿宽之间的关系依次可得齿顶圆、齿根圆、齿宽的均值和标准差, 主要公式有:

$$\left. \begin{aligned} b_2 &= \phi_d \times d_1 \\ d_{a1} &= d_1 + 2h_a \\ d_{a2} &= d_2 + 2h_a \\ d_{f1} &= d_1 - 2h_f \\ d_{f2} &= d_2 - 2h_f \\ z &= x + y \quad \mu_z = \mu_x + \mu_y, \sigma_z = (\sigma_x^2 + \sigma_y^2)^{1/2} \end{aligned} \right\} \quad (4.3)$$

其中,  $b_2$ ——从动轮齿宽, mm;

$d_{a1}$ ——主动轮顶圆直径, mm;

$d_{a2}$ ——从动轮顶圆直径, mm;

$d_{f1}$ ——主动轮根圆直径, mm;

$d_{f2}$ ——从动轮根圆直径, mm;

$d_1$ ——主动轮分度圆直径, mm;

$d_2$ ——从动轮分度圆直径, mm;

$\phi_d$ ——齿宽系数;

$h_a$ ——齿顶高系数;

$h_f$ ——齿根高系数。

根据以上公式可计算得一级斜齿轮副各尺寸分布类型与特征参数如表 4.1 所示。

表 4.1 尺寸分布类型与特征参数

尺寸/mm	分布类型	均值/mm	标准差/mm
主动轮分度圆直径 $d_1$	正态分布	67.02	0.0123
从动轮分度圆直径 $d_2$	正态分布	289.4	0.0217
主动轮顶圆直径 $d_{a1}$	正态分布	73.02	0.0123
从动轮顶圆直径 $d_{a2}$	正态分布	295.4	0.0217
主动轮根圆直径 $d_{f1}$	正态分布	59.52	0.0123
从动轮根圆直径 $d_{f2}$	正态分布	281.9	0.0217
从动轮齿宽 $b_2$	正态分布	46.91	0.0086
节圆齿厚 $s$	正态分布	4.680	0.0125
中心距 $a$	正态分布	178.2	0.0105

(2) 各材料参数分布类型与特征参数确定过程:

弹性模量只与材料的化学成分和温度有关, 齿轮最高工作温度为  $150^\circ\text{C}$ , 通过插值得  $150^\circ\text{C}$  时 20Cr2Ni4a 的弹性模量为  $2 \times 10^5 \text{MPa}$ , 室温时为  $2.07 \times 10^5 \text{MPa}$ , 所以弹性模量的均值和标准差分别为  $\mu_E = 2.04 \times 10^5 \text{MPa}$ ,  $\sigma_E = 1.167 \times 10^3 \text{MPa}$ , 材料参数分布类型与特征参数如表 4.2 所示。

表 4.2 密度、弹性模量和泊松比分布类型和特征参数

参数描述	分布类型	均值	标准差
弹性模量 $E/\text{MPa}$	正态分布	$2.04 \times 10^5$	$1.167 \times 10^3$
泊松比 $\mu$	正态分布	0.29	0.03
密度 $\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	均匀分布	$1/7.88 \times 10^3$	0

(3) 各载荷参数分布类型与特征参数确定过程:

电机额定功率波动范围控制在 20%之内, 所以可得额定功率的均值和标准差分别为  $\mu_{P1} = 25\text{kW}$ ,  $\sigma_{P1} = 1.67\text{kW}$ , 此外, 异步电动机的同步转速即为旋转磁场的转速, 同步转速  $n_0$  只与电流频率 (工频)  $f_1$  和旋转磁场的极对数  $p$  有关, 即:

$$n_0 = \frac{60f_1}{p} \quad (4.4)$$

式中,  $n_0$ ——电机同步转速, r/min;

$f_1$ ——电流频率, Hz;

$p$ ——磁极对数。

电机工频为 60Hz, 旋转磁场极对数为 2, 所以同步转速为:

$$n_0 = \frac{60 \times 60}{2} = 1800 \quad (4.5)$$

电机转子转速  $n$  (即额定转速) 与同步转速  $n_0$  之间存在一个转差率  $s$  的关系, 即:

$$n = (1 - s) \times n_0 \quad (4.6)$$

其中,  $n$ ——电机额定转速, r/min;

$s$ ——转差率。

通常异步电动机转差率的变动范围为 1%~9%, 所以可得额定转速的变化范围为 1638r/min~1782r/min, 所以转速的均值为  $\mu_{n1} = 1710\text{r/min}$ , 标准差为  $\sigma_{n1} = 24\text{r/min}$ 。因为主动轮所受到的转矩为  $T1 = 9550P1/n1$ , 所以根据功率和转速的均值和标准差可得转矩的均值为  $\mu_{T1} = 139.62\text{N} \cdot \text{m}$ , 标准差为  $\sigma_{T1} = 9.53\text{N} \cdot \text{m}$ 。齿轮材料接触疲劳极限服从正态分布, 其均值 2106MPa, 标准差为 87MPa, 各载荷参数分布类型与特征参数如表 4.3 所示。

表 4.3 载荷因素分布类型与特征参数

载荷描述	分布类型	均值	标准差
功率 $P1/(kW)$	正态分布	25	1.67
转速 $n1/(r \cdot \min^{-1})$	正态分布	1710	24
转矩 $T1/(N \cdot m)$	正态分布	139.62	9.53
许用接触疲劳极限/MPa	正态分布	2106	87

#### 4.2.2 一级斜齿轮副接触强度可靠性计算及结果分析

在分析计算斜齿轮副接触强度可靠性时,为节约计算机资源,缩短计算的时间,在保证计算结果精度的前提条件下,只建立部分轮齿模型来进行斜齿轮副接触强度可靠性分析。

分析过程中所采用的概率分析方法为 Monte- Carlo 直接抽样法,抽样次数为 200 次,计算结果的置信水平为 95%。经过计算,斜齿轮副极限状态函数 ( $detss=[\sigma_H]-\sigma_{max}$ ) 的累积分布函数如图 4.1 所示,其中,中间的线为极限状态函数的累积分布函数,上下两条线为置信区间。累积分布函数在任一点的函数值为数据出现在该点以下的概率,如以该曲线的起点为例,其含义为极限状态函数小于-1800 的概率大约为 2%,它可作为可靠性的一个初级查看工具。

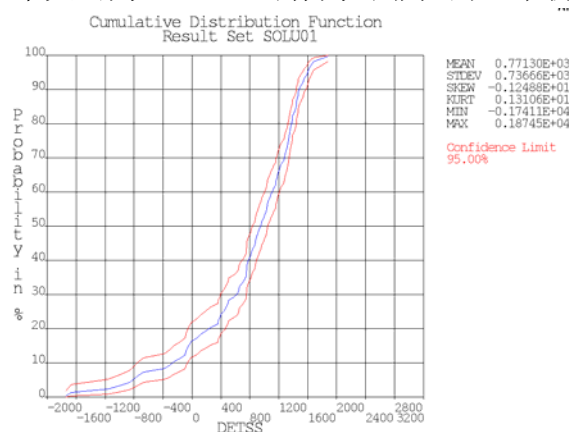


图 4.1 极限状态函数的累积分布函数图

图 4.2 为极限状态函数的样本历史曲线,样本历史曲线比较密集,说明抽样次数基本满足精度要求,样本可以比较准确的反映总体特性,某一随机变量(转矩)的分布直方图如图 4.3 所示。

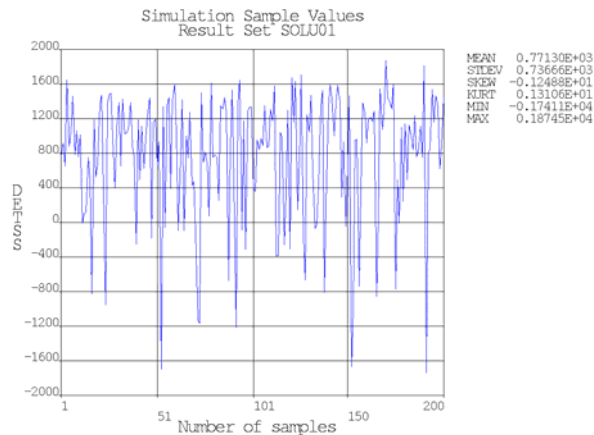


图 4.2 极限状态函数的样本历史曲线图

生成的可靠度分析文件如图 4.4 所示，从图中可以看出，极限状态函数（*detss*）的样本均值约为  $7.7 \times 10^2$ ，样本标准差约为  $7.4 \times 10^2$ ，样本最小值约为  $-1.7 \times 10^3$ ，最大值约为  $1.9 \times 10^2$ ；偏态系数（*skewness coefficient*）约为 -1.2，偏态系数是描述随机系列分配不对称程度的统计参数，它以平均值与中位数之差对标准差之比来衡量偏斜的程度，偏态系数小于 0，则均值在众数之左，为左偏分布，虽然参与计算得各随机变量都属于正态分布，但是随机变量经过了乘除计算，所以极限状态函数并不属于正态分布，因此，在可靠性结果文件中才会用偏态系数来描述随机系列的偏斜程度；峰度系数（*kurtosis coefficient*）约为 1.3，峰度系数是用来反映概率分布曲线顶端尖峭或扁平程度的指标；极限状态函数 *detss* 大于 0 的概率为 83.6%，即一级斜齿轮副的接触强度可靠度为 83.6%，其物理意义为该斜齿轮副在其寿命期内能够正常工作的概率为 83.6%。

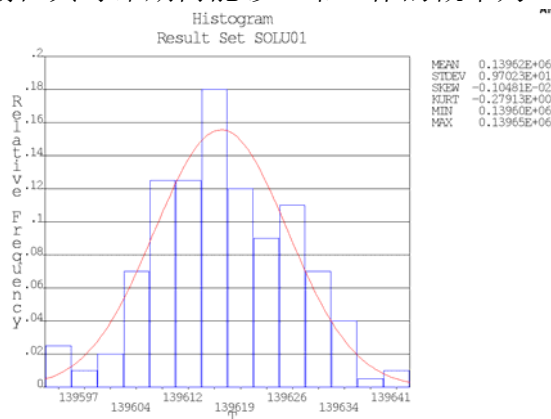


图 4.3 转矩的分布直方图

图 4.5 为各随机因素对极限状态函数灵敏度图,从图中可以看出,从动轮分度圆直径对极限状态函数的影响较大,为正相关,其他随机变量对其影响很小,所以可适当增大从动轮分度圆直径来进一步提高斜齿轮副接触强度可靠度。

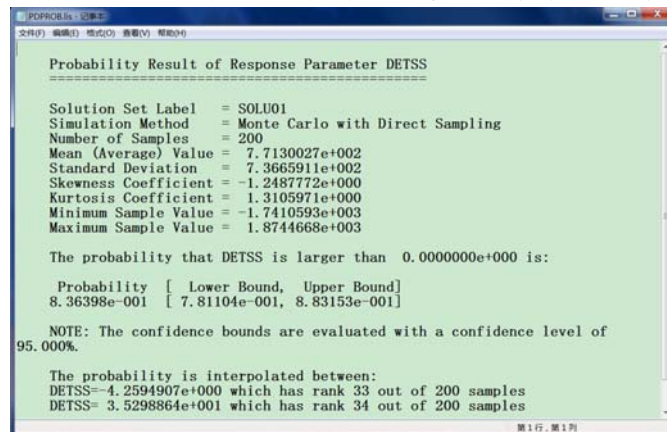


图 4.4 可靠度分析结果文件

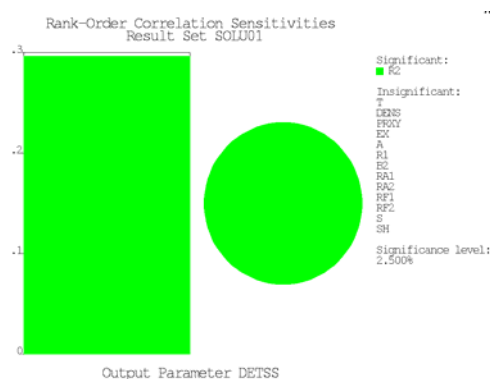


图 4.5 各随机因素对极限状态函数灵敏度图

其他零部件可靠性分析过程与斜齿轮副接触强度可靠性分析过程相同,只是不同的结构所对应的随机参数不同,需要对不同结构的各随机参数分别进行统计分析。

### 4.3 本章小结

本章介绍了单一零部件可靠性分析过程,主要包括:

(1) 随机变量的数学描述方法,对随机变量进行数学描述的方法有三种,本文利用斜齿轮精度设计的方法确定了结构各随机变量的分布类型与特征参数。

(2) 基于 ANSYS 的可靠性分析过程, 基于 ANSYS 的可靠性分析有 5 个步骤, 其中, 最重要的就是创建可靠性分析宏文件。

(3) 单一零部件可靠性算例分析, 本章以 1.3.2 节中介绍的减速器中一级斜齿轮副接触强度可靠性为例, 详细介绍了单一零部件可靠性分析的方法与过程。分析结果表明, 虽然一级斜齿轮副的计算接触应力小于其许用接触应力, 接触强度满足设计要求, 但其可靠度仅为 83.6%, 说明按照传统的机械设计方法只进行安全系数的计算是不够的, 即使通过传统的安全系数计算得到零部件的强度满足设计要求, 但是根据应力—强度干涉理论, 该零部件在其寿命期内也不一定完全可靠。所以, 为了进一步提高零部件的使用性能, 须对零部件进行必要的可靠性设计与分析。此外, 由各随机因素对极限状态函数的灵敏度分析可知, 通过适当地增大从动轮分度圆直径, 即可有效地提高一级斜齿轮副的接触强度可靠度。最后对传动装置中其他零部件的可靠度进行了一定的说明。本章分析结果为后续系统可靠性分析奠定了基础。

## 5 减速器系统可靠性分析

该减速器属于串联系统，但是整个减速器系统的可靠度不能按照一般的串联系统直接将各零部件的可靠度相乘而得到，这是因为组成该减速器的各零部件的可靠度之间具有一定的相关性，在分析系统可靠度时，势必要考虑各零部件之间的相互关系，所以一般的串联系统可靠性分析方法不适用于本减速器。本文采用可靠性设计新理论（RD 新理论）对该大型平行轴斜齿轮减速器系统的可靠度进行了定性以及定量的分析。

利用 RD 新理论进行系统可靠性分析的一般步骤为<sup>[46]</sup>：

- （1）系统分析，确定系统关键零部件及其主要失效模式，并对系统进行必要的简化；
- （2）计算各关键零部件主要失效模式的可靠度；
- （3）确定各零部件的主次失效模式；
- （4）求主次失效模式间的相关系数；
- （5）将关键零部件主次失效模式的可靠度和相关系数代入可靠性设计新理论计算公式，计算系统可靠度。

### 5.1 系统分析

该减速器由四对斜齿轮、箱体、键以及轴承等零部件组成，其结构示意图如图 5.1 所示。

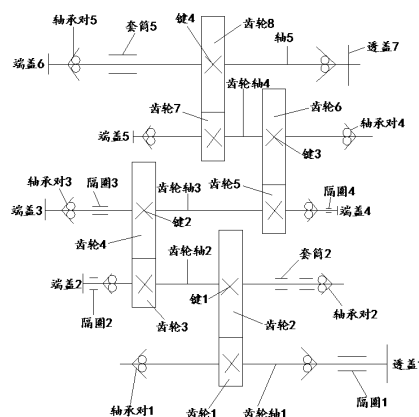


图 5.1 传动装置结构示意图



由于各个系统元素对系统可靠性的影响因子不同，没必要同等看待所有的系统元素，所以，根据各系统元素对系统可靠性影响的大小，将各个系统元素进行分类，按重要性依次分为 I、II、III 三类，在计算传动系统可靠度时只考虑 I 类元素的影响，对 II 类及 III 类元素在计算时不予考虑<sup>[46]</sup>。本传动系统元素的分类如表 5.1 所示，分类之后，就可以绘制出只考虑 I 类系统元素的传动装置可靠性分析系统框图，该框图中各单元内容即为传动装置各关键零部件的主要失效模式，系统可靠性分析框图如图 5.2 所示。

表 5.1 传动系统元素的分类

系统元素	性质	系统元素	性质	系统元素	性质	系统元素	性质
箱体	II	齿轮 3 点蚀	I	键 2	I	齿轮 6 点蚀	I
箱体螺栓	II	齿轮 3 折断	I	齿轮轴 3	I	齿轮 6 折断	I
箱体密封圈	III	齿轮轴 2	I	齿轮 5 点蚀	I	端盖 6	III
透盖 1	III	齿轮 2 点蚀	I	齿轮 5 折断	I	轴承对 5	II
隔圈 1	III	齿轮 2 折断	I	隔圈 4	III	套筒 5	III
齿轮轴 1	I	键 1	I	端盖 4	III	键 4	I
齿轮 1 点蚀	I	套筒 2	III	端盖 5	III	齿轮 8 点蚀	I
齿轮 1 折断	I	端盖 3	III	轴承对 4	II	齿轮 8 折断	I
轴承对 1	II	轴承对 3	II	齿轮 7 点蚀	I	轴 5	I
端盖 2	III	隔圈 3	III	齿轮 7 折断	I	透盖 7	III
隔圈 2	III	齿轮 4 点蚀	I	齿轮轴 4	I		
轴承对 2	II	齿轮 4 折断	I	键 3	I		

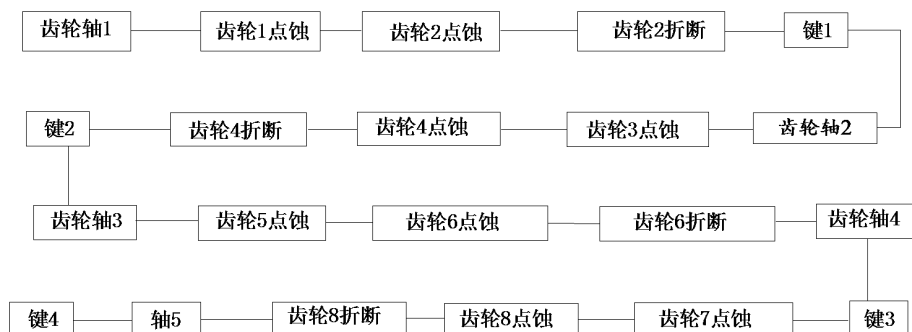


图 5.2 系统可靠性分析框图

到此,就完成了传动装置系统分析和系统简化,系统可靠性分析的第二步就是计算各关键零部件主要失效模式的可靠度,这部分内容在第4章中单一零部件可靠性分析中已作了详细描述,在此只列出传动装置各关键零部件主要失效模式可靠度计算结果,并将各关键零部件的可靠度按从小到大的顺序排序,排序后的各关键零部件的可靠度如表5.2所示。

表 5.2 各关键零部件的可靠度

主要失效模式	齿轮 1,2 接触	齿轮 2 弯曲	齿轮轴 1 弯曲	键 1 可靠度
符号表示	R1	R2	R3	R4
可靠度	0.836	0.998	1	1
主要失效模式	齿轮轴 2 弯曲	齿轮 3,4 接触	齿轮 4 弯曲	键 2 可靠度
符号表示	R5	R6	R7	R8
可靠度	1	1	1	1
主要失效模式	齿轮轴 3 弯曲	齿轮 5,6 接触	齿轮 6 弯曲	齿轮轴 4 弯曲
符号表示	R9	R10	R11	R12
可靠度	1	1	1	1
主要失效模式	键 3 可靠度	齿轮 7,8 接触	齿轮 8 弯曲	输出轴 5
符号表示	R13	R14	R15	R16
可靠度	1	1	1	1

## 5.2 相关系数及系统可靠度的计算

### (1) 相关系数的计算

零件失效模式也受到3个因素的影响:(1)尺寸因素;(2)载荷因素;(3)材料因素。

对于尺寸因素,由于零件尺寸的变异系数很小,故计算零件之间的相关系数时,可忽略尺寸因素影响;此外,因为在同一个机械系统中,零件所用材料是不一样的,而且各零件安装于不同位置,所以,材料因素并不是使零件之间相关的原因。即使零件是由相同的材料制造的,但由于其受力情况不同,材料性能也不可能依循同样的变化规律。因此,材料因素来自于不同的随机源,在计算中,也不考虑零件材料对零件之间相关性的影响。对于载荷因素,因为在同一个子系统中,零件所受载荷通常是由同一个电机产生的,零件载荷的变

化和电机驱动力的变化依循相同的变化规律，所以载荷是来自同一个随机源的，其成为影响零件之间相关性的关键因素<sup>[46]</sup>。

各主要失效模式间相关系数的计算步骤如下：

- (1) 列出零件的主要失效模式；
- (2) 求出各零件主要失效模式的功能函数；
- (3) 将功能函数代入相关系数计算公式进行相关系数的计算。

本传动装置各关键零件主要失效模式及其功能函数如表 5.3 所示。

表 5.3 各关键零件主要失效模式及其功能函数

零件	主要失效模式	功能函数
齿轮	齿轮接触疲劳失效	$g_1(x) = \frac{k_N \sigma_{H\lim}}{S} - \sqrt{\frac{2kT_1}{bd_1^2 \varepsilon_\alpha} \frac{u \pm 1}{u}} Z_H Z_E$
	齿轮弯曲疲劳失效	$g_2(x) = \frac{k_N \sigma_{F\lim}}{S} - \frac{2kT_1 Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\beta}{bd_1 m_n \varepsilon_\alpha}$
轴	强度失效	$g_3(x) = [\sigma] - \sigma_{\max}$
键	挤压失效	$g_4(x) = [\sigma]_p - \frac{2T \times 10^3}{k_{key} l d}$

表中各参数含义如下：

$g_1(x)$ ——齿轮接触疲劳强度功能函数，MPa；

$k_N$ ——寿命系数；

$\sigma_{H\lim}$ ——齿轮接触疲劳极限，MPa；

$S$ ——接触和弯曲疲劳安全系数；

$k$ ——载荷系数；

$T_1$ ——输入转矩，Nmm；

$u$ ——传动比；

$b$ ——齿轮宽度，mm；

$\varepsilon_\alpha$ ——斜齿轮端面重合度；

$Z_H$ ——区域系数；

$Z_E$ ——弹性影响系数， $\text{MPa}^{1/2}$ ；

$g_2(x)$ ——齿轮弯曲疲劳强度功能函数；

$\sigma_{F\lim}$ ——齿轮弯曲疲劳极限，MPa；

$Y_{Fa}$ ——齿形系数；

$Y_{Sa}$ ——应力校正系数；

$Y_\beta$ ——螺旋角影响系数;

$m_n$ ——齿轮法面模数, mm;

$g_3(x)$ ——轴功能函数;

$[\sigma]$ ——轴许用应力, MPa;

$\sigma_{\max}$ ——轴上最大计算应力, MPa;

$g_4(x)$ ——键功能函数;

$[\sigma]_p$ ——键的许用挤压应力, MPa;

$T$ ——键传递的转矩, N·mm;

$k_{\text{key}}$ ——键与键槽的接触高度, mm;

$l$ ——键的工作长度, mm;

$d$ ——安装键位置的轴的直径, mm。

列出功能函数之后就可以进行相关系数的计算了, 相关系数的计算公式为:

$$\rho_{g_1, g_2} = \frac{\text{Cov}(g_1, g_2)}{\sigma_{g_1} \sigma_{g_2}} \quad (5.1)$$

其中,  $g_1, g_2$ ——分别为任意两失效模式的功能函数;

$\rho_{g_1, g_2}$ —— $g_1, g_2$  相关系数;

$\text{Cov}(g_1, g_2)$ —— $g_1, g_2$  的协方差;

$\sigma_{g_1} \sigma_{g_2}$ ——分别为功能函数的标准差。

设  $g_1 = \sigma_1 - s_1$ ,  $g_2 = \sigma_2 - s_2$ ,  $\sigma_1, \sigma_2$  分别为两种失效模式中零部件的强度,  $s_1, s_2$  分别为其应力,  $s_1, s_2$  为载荷的函数, 所以设  $s_1 = f_1(T_1), s_2 = f_2(T_1)$ 。

根据以上相关系数的表达式, 可以计算出各失效模式间相关系数的表达式如表 5.4 所示。

表 5.4 各失效模式间相关系数的表达式

序号	相关模式	相关系数表达式
1	齿轮接触疲劳失效与弯曲疲劳失效	$\frac{2k(u \pm 1)}{2bd_1^2 \varepsilon_\alpha u \sqrt{\frac{2kT_1(u \pm 1)}{bd_1^2 \varepsilon_\alpha u}}} Z_H Z_E \times \frac{2kY_{Fa}Y_{Sa}Y_\beta}{d_1 b m_n \varepsilon_\alpha} \sigma_{T_1}^2$ $\frac{\sqrt{\sigma_{\sigma_1}^2 + \sigma_{s_1}^2} \times \sqrt{\sigma_{\sigma_2}^2 + \sigma_{s_2}^2}}{\sqrt{\sigma_{\sigma_1}^2 + \sigma_{s_1}^2} \times \sqrt{\sigma_{\sigma_3}^2 + \sigma_{s_3}^2}}$
2	齿轮接触疲劳失效与轴强度失效	$\frac{2k(u \pm 1)}{2bd_1^2 \varepsilon_\alpha u \sqrt{\frac{2kT_1(u \pm 1)}{bd_1^2 \varepsilon_\alpha u}}} Z_H Z_E \times \frac{\partial \sigma_{\max}}{\partial T_1} \sigma_{T_1}^2$ $\frac{\sqrt{\sigma_{\sigma_1}^2 + \sigma_{s_1}^2} \times \sqrt{\sigma_{\sigma_2}^2 + \sigma_{s_2}^2}}{\sqrt{\sigma_{\sigma_1}^2 + \sigma_{s_1}^2} \times \sqrt{\sigma_{\sigma_3}^2 + \sigma_{s_3}^2}}$

续表

序号	相关模式	相关系数表达式
3	齿轮接触疲劳失效与键挤压失效	$\frac{2k(u \pm 1)}{2bd_1^2 \varepsilon_\alpha u \sqrt{\frac{2kT_1(u \pm 1)}{bd_1^2 \varepsilon_\alpha u}}} Z_H Z_E \times \frac{2 \times 10^3}{kld} \sigma_{T_1}^2$ $\frac{\sqrt{\sigma_{\sigma_1}^2 + \sigma_{s_1}^2} \times \sqrt{\sigma_{\sigma_4}^2 + \sigma_{s_4}^2}}{\sqrt{\sigma_{\sigma_2}^2 + \sigma_{s_2}^2} \times \sqrt{\sigma_{\sigma_3}^2 + \sigma_{s_3}^2}}$
4	齿轮弯曲疲劳失效与轴强度失效	$\frac{2kY_{Fa}Y_{Sa}Y_\beta}{d_1bm_n\varepsilon_\alpha} \times \frac{\partial \sigma_{\max}}{\partial T_1} \sigma_{T_1}^2$ $\frac{\sqrt{\sigma_{\sigma_2}^2 + \sigma_{s_2}^2} \times \sqrt{\sigma_{\sigma_4}^2 + \sigma_{s_4}^2}}{\sqrt{\sigma_{\sigma_3}^2 + \sigma_{s_3}^2} \times \sqrt{\sigma_{\sigma_4}^2 + \sigma_{s_4}^2}}$
5	齿轮弯曲疲劳失效与键挤压失效	$\frac{2kY_{Fa}Y_{Sa}Y_\beta}{d_1bm_n\varepsilon_\alpha} \times \frac{2 \times 10^3}{k_{key}ld} \sigma_{T_1}^2$ $\frac{\sqrt{\sigma_{\sigma_2}^2 + \sigma_{s_2}^2} \times \sqrt{\sigma_{\sigma_4}^2 + \sigma_{s_4}^2}}{\sqrt{\sigma_{\sigma_3}^2 + \sigma_{s_3}^2} \times \sqrt{\sigma_{\sigma_4}^2 + \sigma_{s_4}^2}}$
6	轴强度失效与键挤压失效	$\frac{\partial \sigma_{\max}}{\partial T_1} \times \frac{2 \times 10^3}{k_{key}ld} \sigma_{T_1}^2$ $\frac{\sqrt{\sigma_{\sigma_3}^2 + \sigma_{s_3}^2} \times \sqrt{\sigma_{\sigma_4}^2 + \sigma_{s_4}^2}}{\sqrt{\sigma_{\sigma_3}^2 + \sigma_{s_3}^2} \times \sqrt{\sigma_{\sigma_4}^2 + \sigma_{s_4}^2}}$

表中,  $\sigma_{T_1}$ ——转矩标准差, Nmm;

$\sigma_{\sigma_n}$  ( $n=1,2,3,4$ )——各失效模式强度标准差, MPa;

$\sigma_{s_n}$  ( $n=1,2,3,4$ )——各失效模式应力标准差, MPa。

该传动装置中, 可靠度最小的两个失效模式即为系统的主次失效模式。由表 5.2 可知, 最小的两个可靠度分别为  $R_1=83.6\%$ ,  $R_2=99.8\%$ , 他们分别是齿轮 1,2 接触疲劳可靠度和齿轮 2 弯曲疲劳可靠度, 所以系统的主失效模式和次失效模式分别为齿轮 1,2 接触疲劳失效和齿轮 2 弯曲疲劳失效。根据表 5.4 中第一个相关系数的计算公式可计算得主次相关系数约为  $\rho_{1,2} \approx 0.025$ 。

## (2) 系统可靠度计算

得到系统主次相关系数之后, 就可以利用第 2 章所述的可靠度设计新理论中系统可靠度的计算公式 (2.24) 来计算本传动装置的系统可靠度, 该传动装置系统的可靠度为  $R=73.2\%$ , 其物理意义为该传动装置在其寿命期内能够正常工作的概率为 73.2%。

## 5.3 本章小结

本章根据可靠度设计新理论, 确定了系统可靠度计算的一般步骤, 系统可

靠度计算的步骤为:

- ①系统分析;
- ②计算各关键零部件主要失效模式的可靠度;
- ③计算主次相关系数;
- ④系统可靠度计算。

通过系统分析及各关键零部件主要失效模式可靠度的计算,确定了该传动装置系统的主次失效模式,其主次失效模式分别为齿轮 1,2 接触疲劳失效和齿轮 2 的弯曲疲劳失效,然后根据相关系数的计算公式,计算出了该传动装置系统的主次相关系数约为 0.025。最后根据 RD 新理论中系统可靠度的计算公式对该传动装置系统的可靠度进行了的计算,计算所得的系统可靠度为 73.2%。

## 6 结论与展望

### 6.1 结论

本文以 1.3.2 节中介绍的大型平行轴斜齿轮减速器为例, 主要对该减速器各零部件的强度和可靠性以及整个减速器系统的可靠性进行了研究。本文的研究成果对其他传动装置的设计以及故障的诊断都有一定的指导意义。

本文的主要研究成果如下:

(1) 论述了结构可靠性分析的一般内容, 对基于随机有限元法的单一零部件的可靠性分析方法以及基于可靠性设计新理论的系统可靠性分析方法进行了总结, 描述了 4 种随机有限元法以及 5 种单一零部件可靠性分析方法的数学模型和使用优缺点, 并通过对各种方法在使用方便、计算精度和计算效率等方面的比较, 最终选择了一种合适的单一零部件的可靠性分析方法来对传动装置各组成零部件的可靠性进行了分析。

(2) 以 1.3.2 节中介绍的海上石油平台升降系统中的大型平行轴斜齿轮减速器为例, 对各组成零部件的静强度进行了分析。主要包括斜齿轮副接触与弯曲强度分析, 齿轮轴强度分析, 箱体以及键的强度分析。一级斜齿轮副接触分析结果表明, 在接触区域, 齿轮等效应力从内而外逐渐减小, 且由于齿轮为柔性体, 其接触区域为一倾斜的矩形区域, 其倾斜角度大致与齿轮螺旋角相同。此外, 从分析结果可以看出, 有限元计算与传统的齿轮接触强度计算相比, 有限元计算更为准确。其他零部件的强度分析与斜齿轮副接触强度分析相类似, 结果表明, 该传动装置各零部件的强度原则上均满足设计要求。

(3) 对组成该减速器的各零部件的可靠性进行了分析, 主要有斜齿轮副接触强度可靠性, 齿轮弯曲强度可靠性以及其他零部件的可靠性。斜齿轮副接触强度可靠性计算结果表明虽然该斜齿轮副实际接触应力小于其许用接触应力, 接触强度满足使用要求, 但是其可靠度仅为 83.6%, 说明按照传统的机械设计方法只进行安全系数的计算是不够的, 即使通过传统的安全系数计算得到零部件的强度满足设计要求, 但是根据应力—强度干涉理论, 该零部件在其寿命期内也不一定完全可靠。所以, 为了进一步提高零部件的使用性能, 须对零部件进行必要的可靠性设计与分析。此外, 由各随机因素对极限状态函数的灵敏度分

析可知,通过适当地增大从动轮分度圆直径,即可有效地提高一级斜齿轮副的接触强度可靠度,其他零部件的可靠性分析与斜齿轮副接触强度可靠性分析相类似。

(4) 利用 RD 新理论对整个减速器系统的可靠性进行了分析。其主要过程包括系统分析及简化、各零部件可靠性计算、主次相关系数计算以及系统可靠度的计算,通过计算,该海上石油平台升降系统用大型平行轴斜齿轮减速器的可靠度为 73.2%。

## 6.2 展望

(1) 本文对齿轮强度以及其他零部件强度的分析都是静态的,而齿轮以及其他零部件在工作过程中所受到的动载荷也是影响零件寿命的主要因素,所以,今后可进一步研究齿轮以及其他零部件的动态特性。此外,对齿轮的接触分析,只研究了不同接触状态下的接触对接触应力情况,未考虑齿轮模型的齿廓准确度对接触应力的影响,今后可进一步研究齿廓修型对减小齿轮接触应力的作用。

(2) 本文所用随机有限元法为直接蒙特卡洛法,因为其可直接调用 ANSYS 现有程序,不需要进行算法程序的编写,下一步可尝试编写其他随机有限元程序,并将其嵌入 ANSYS 现有程序中,然后比较采用不同随机有限元法所计算的可靠度之间的差异并分析原因。

(3) 系统可靠性分析是利用可靠性设计新理论进行数学计算而得,下一步可考虑在 ANSYS 中通过局部坐标系之间的关系来建立整个传动装置系统的整体模型,然后进行可靠性分析,并将 ANSYS 计算结果与利用 RD 新理论所计算的结果进行比较分析。

(4) 由于基于 ANSYS 的齿轮强度分析和可靠性分析应用范围比较广,所以可考虑在 ANSYS 中开发一套专门用于齿轮强度分析和可靠性分析的系统,这样即可实现仅修改齿轮的基本参数,就可以完成不同尺寸、不同类型的齿轮的强度和可靠性分析。



## 参考文献

- [1] 濮良贵, 纪名刚, 陈国定等. 机械设计[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006: 186~226
- [2] 孙景海. 自升式平台升降系统研究与设计[D]. [硕士学位论文]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2010
- [3] 龙兵, 宋政吉, 姜兴渭等. 基于随机有限元法空间梁板结构系统可靠性分析[J]. 强度与环境. 2003, 30(1): 54~57
- [4] 刘炽. 概率有限元法及其在齿轮可靠性设计中的应用[D]. [硕士学位论文]. 沈阳: 东北大学, 2002
- [5] 宋保维. 系统可靠性设计与分析[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2007: 1~12
- [6] Mary Gerardine Immaculate, Alex Zachariah C., Jenkins Lawrence. Reliability Analysis of Controller Area Network Based Systems[J]. Int. J. Communications, Network and System Sciences, 2013, 6: 155~166
- [7] Nazir Muddassir, Khan Faisal, Amyotte Paul. Fatigue reliability analysis of deep water rigid marine risers associated with Morison-type wave loading[J]. Stoch Environ Res Risk Asses, 2008, 22: 379~390
- [8] 陶慧明. 冶金机械齿轮传动装置的制造技术与发展趋势[J]. 宝钢技术, 2002, (5): 1~3
- [9] 孔德文. 大型齿轮传动装置动力学及故障诊断技术研究[D]. [博士学位论文]. 长春: 吉林大学, 2008
- [10] Fakhfakh Tahar, Walha Lassâad, Louati Jamel eg. Effect of manufacturing and assembly defects on two-stage gear systems vibration[J]. Int J Adv Manuf Technol, 2006, 29: 1008~1018
- [11] 段钦华, 杨实如. 大型带式输送机传动装置的设计研究[J]. 成都大学学报, 2005, 24(3): 186~187.
- [12] 赵素丽. 高速船用齿轮传动装置的结构探讨[J]. 中国大连国际海事论坛, 2008, 32(1): 243~246
- [13] 杨会芳. 运载车传动装置的优化设计[C]. 冶金设备管理经验交流会, 2011: 263~265
- [14] 朱晓虹. 基于 MATLAB 大型齿轮传动装置设计的多目标优化设计[J]. 煤矿机械, 2013, 34(9): 19~21.
- [15] 高小茜. 风电齿轮箱轮齿接触有限元分析[D]. [硕士学位论文]. 大连: 大连理工大学. 2008
- [16] 庞晓琛, 汤文成. 齿轮接触的有限元分析[J]. 机械制造与自动化, 2007, 36 (6): 38~40
- [17] Li Eric, He Z.C., Xu Xu. An edge-based smoothed tetrahedron finite element method (ES-T-FEM) for thermomechanical problems[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 66: 723~73

- [18] Zhang Y., Fang Z. Analysis of tooth contact and load distribution of helical gears with crossed axes[J]. Mechanism and Machine Theory, 1999, 34: 41~57
- [19] Lin Tengjiao, Ou H., Li Runfang. A finite element method for 3D static and dynamic contact/impact analysis of gear drives[J]. Comput. Methods Appl. Mech. Engrg, 2005, 196: 1716~1728
- [20] Juha Hedlund, Arto Lehtovaara. Modeling of helical gear contact with tooth deflection[J]. Tribology International, 2006, 40: 613~619
- [21] 林吉靓, 郭志平, 张志功等. 基于 ANSYS 的齿轮参数化建模和弯曲应力分析[J]. 制造业信息化, 2007, 10 (2): 96~97
- [22] 秦春红. 汽车变速器齿轮强度的分析与评价[D]. [硕士学位论文]. 长春: 吉林大学, 2011
- [23] 乔福瑞. 基于 ANSYS 的齿轮接触应力与啮合刚度研究[D]. [硕士学位论文]. 大连: 大连理工大学, 2013
- [24] Onkar A.K., Upadhyay C.S., Yadav D. Generalized buckling analysis of laminated plates with random material properties using stochastic finite elements[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2006, 48: 780~798
- [25] Lin S.C. Reliability predictions of laminated composite plates with random system parameters[J]. Probabilistic Engineering Mechanics, 2000, 15: 327~338
- [26] Gasser F., Abdelal • Jonathan E., Cooper • Antony J. Robotham. Reliability assessment of 3D space frame structures applying stochastic finite element analysis[J]. Int J Mech Mater Des, 2013, 9: 1~9
- [27] Smolders K., Long H., Feng Y. Reliability Analysis and Prediction of Wind Turbine Gearboxes[C]. European Wind Energy Conference, 2010
- [28] Samroeng Netpu, Panya Srichandr. Failure of a helical gear in a power plant[J]. Engineering Failure Analysis, 2013, 32: 81~90
- [29] 姚耀武, 申超. 非线性随机有限元法及其在可靠度分析中的应用[J]. 岩土工程学报, 1996, 18 (2): 37~46
- [30] 杨小刚, 沈兆普. 基于随机有限元的大跨度桥梁可靠度分析[C]. 第二十届全国桥梁学术会议, 2012, 315~321
- [31] 邓尚敏. 基于随机有限元法的薄壁箱梁结构可靠性分析[D]. [硕士学位论文]. 南宁: 广西大学, 2003
- [32] 王社锋, 赵洪伦. 基于随机有限元的薄板结构可靠度研究[J]. 机械设计与研究, 2008, 24 (5): 19~21
- [33] 王东, 陈健康, 王启智等. Monte-Carlo 随机有限元结构可靠度分析新方法[J]. 四川大学学报, 2008, 40 (3): 20~26
- [34] 杨周. 非正态分布参数的机械构件的可靠性灵敏度与可靠性稳健设计[D]. [博士学位论文]. 沈阳: 东北大学, 2010
- [35] 戚毅婷. 基于随机有限元的框架结构可靠性分析[D]. [硕士学位论文]. 昆明: 昆明理工大学, 2012

- [36] M.Ka min ski ,P. Świta. Structural stability and reliability of the underground steel tanks with the Stochastic Finite Element Method[J]. Archives of Civil and Mechanical Engineering, 2015, 15 (2): 593~602
- [37] 刘军. 基于递推随机有限元法的结构可靠度研究[D]. [硕士学位论文]. 武汉: 武汉理工大学, 2006
- [38] Mellah R., Auvinet G., Masrouri F. Stochastic finite element method applied to non-linear analysis of embankments[J]. Probabilistic Engineering Mechanics, 2000, 15: 251~259
- [39] 刘宁. 随机有限元及其工程应用[J]. 力学进展, 1995, 25 (1): 114~126
- [40] 郝静如, 米洁, 李启光. 机械可靠性工程[M]. 北京: 国防工业出版社, 2008: 34~45
- [41] Eamon Christopher D., Michel Thompson, Michel Zhenyu. Evaluation of accuracy and efficiency of some simulation and sampling methods in structural reliability analysis[J]. Structural Safety, 2005, 27, 356~392
- [42] José A. Díaz-García, Rogelio Ramos-Quiroga. Optimum allocation in multivariate stratified random sampling: stochastic matrix mathematical programming[J]. Statistica Neerlandica, 2012, 66 (4): 492~511
- [43] 郝志强. 基于有限元的响应面法在重力坝可靠性分析中的应用[D]. [硕士学位论文]. 昆明: 昆明理工大学, 2008
- [44] 赵洁. 机械可靠性分析的响应面法研究[D]. [硕士学位论文]. 西安: 西北工业大学, 2006
- [45] 王永菲, 王成国. 响应面法的理论与应用[J]. 中央民族大学学报, 2005, 14 (3): 236~240
- [46] 李会霞. 多级齿轮传动系统的参数化建模与系统可靠性分析[D]. [硕士学位论文]. 沈阳: 东北大学, 2010
- [47] 郭小林, 王家序, 肖科等. 新型少齿差减速器传动系统可靠性分析及结构集成设计[J]. 机械传动, 2010, 34 (7): 44~47
- [48] 王新荣, 陈永波, 李小海. 有限元法基础及 ANSYS 应用[M]. 北京: 科学出版社, 2008: 1~24
- [49] 龚曙光, 谢桂兰, 黄云清. ANSYS 参数化编程与命令手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009: 1~29
- [50] 李学艺, 王权, 刘风景. 基于 ANSYS 的渐开线变位斜齿轮副参数化造型方法研究[J]. 煤矿机械, 2010, 31 (4): 219~222
- [51] 包家汉, 张玉华, 薛家国. 基于 ANSYS 的渐开线斜齿轮副参数化建模[J]. 机械传动, 2006, 30 (1): 54~56
- [52] 于少春. 变速器齿轮齿面接触分析建模与仿真[D]. [硕士学位论文]. 长春: 吉林大学, 2006
- [53] 袁安富, 郑祺. 基于 APDL 的斜齿轮造型技术[J]. 机械传动, 2009, 33 (2): 53~55
- [54] 凌桂龙, 沈再阳. ANSYS 结构单元与材料应用手册[M]. 北京: 清华大学出版社. 2013: 188~214
- [55] 尹长城. 不同加载方式的斜齿轮接触分析[J]. 湖北汽车工业学院学报, 2011, 25 (2): 28~31

## 参考文献

---

- [56] 凡增辉, 赵熙雍, 晏红文. 基于 ANSYS 的斜齿轮接触有限元分析[J]. 机械传动, 2010, 34 (4): 38~70
- [57] 顾守丰, 连小珉, 丁能根. 斜齿轮弯曲强度三维有限元分析模型的建立及其程序实现[J]. 机械科学与技术, 1996, 15 (2): 167~171
- [58] Woo Lee Byung, Lim O Kaung. Application of stochastic finite element method to optimal design of structures[J]. Computers and Structures, 1998, 68 (5): 491~497
- [59] 赵晓光, 魏志卿. 基于 ANSYS 的结构可靠性分析[J]. 国外建材科技, 2008, 29 (5): 94~96
- [60] 周德高, 卫家骏, 杨小军. 基于 ANSYS-PDS 模块的集装箱结构可靠性分析[J]. 物流科技, 2014, (3): 21~24
- [61] 张琳娜. 精度设计与质量控制基础[M]. 北京: 中国计量出版社. 2007: 161~180



## 致谢

本论文的完成离不开导师刘竹丽副教授的悉心指导。刘老师治学严谨，学识渊博，对学生耐心负责，这些都让我感到由衷的敬佩，三年中，刘老师丰富的教学经验和项目经历都使我受益匪浅，在老师那里我不仅学到了扎实的专业知识和综合科研的能力，也学到了很多待人处世的优良品质。无论在学习还是生活上，导师都给了我很大帮助，在此，我衷心的感谢刘老师给予我的无尽关怀与指导。

感谢课题组秦东晨老师、陈江义老师、袁峰老师、朱强老师、徐一村老师、武红霞老师、王迎佳老师等对论文研究所提出的宝贵意见。

感谢师姐李梦丽、师兄张国丕、课题组同学谢银倩、潘守晨、杨清涛、师弟周浩、马朋朋、王祝新等对我在学习上的帮助和生活上的关心。感谢所有机械设计教研室的同学们。

感谢我的父母和亲人多年来对我的支持和鼓励，也感谢朋友们的陪伴与督促以及给予我的无尽关怀。

最后感谢在百忙之中抽出宝贵时间来评阅和评审论文的专家、学者们。

作者：赵敏敏  
2015年4月