

浙江理工大学

Zhejiang Sci-Tech University

硕士学位论文

Master's Thesis



中文论文题目: 2.5MW 风电齿轮箱可靠性分析

英文论文题目: Reliability Analysis of 2.5 MW Wind Turbine Gearbox

学科专业: 机械工程

作者姓名: 郑朝朋

指导教师: 陈文华

递交日期: 2015 年 6 月 10 日

浙江理工大学学位论文独创性声明

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

学位论文作者签名：郑朝明

签字日期：2015年6月10日

摘要

目前,在各种新能源中,风电是经济上最可行、技术上最成熟的可再生清洁能源。我国经济正处于高速发展阶段,能源与环境的压力日益增大,开发新能源、研究使用新能源技术刻不容缓。风电机组可以将风能转换为电能,其主要由叶片、齿轮箱、发电机和偏航装置等组成,其中齿轮箱是风电机组的关键部件,主要实现提速功能。由于风电机组安装在海上、高山等偏远地区,维修不便且所需成本高昂,因此一般要求使用寿命 20 年。同时随机风载变化大,造成齿轮箱故障频发,严重影响了风电机组的稳定可靠运行。本文以 2.5MW 风电齿轮箱为研究对象,进行失效模式及影响分析(FMEA),确定其主要失效模式及原因;通过风场实测载荷得到 LDD 载荷谱,利用 Romax Designer 软件建模并得到齿轮应力分布,并研究考虑相关性时齿轮的可靠性。具体研究工作如下:

首先,阐述了论文的研究背景及意义;综述了国内外风力发电和风电齿轮箱的发展现状;分析总结了齿轮传动系统动力学和可靠性研究现状;并在此基础上提出了本文研究内容。

其次,分析了某齿轮箱厂生产的 2.5MW 风电齿轮箱的结构、工作原理和工作环境条件;根据试验和现场失效情况对该齿轮箱进行了失效模式及影响分析(FMEA),明确了齿轮点蚀、胶合、磨损、断齿是齿轮箱的主要失效模式,随机风载是引起齿轮箱失效的主要原因。

第三,针对风场长年监测数据,利用雨流计数法得到了其 LDD 载荷谱;简述了 Romax Designer 软件的功能、特点和优势,利用其建立了 2.5MW 风电齿轮箱的刚柔耦合模型,应用上述载荷谱计算了齿轮箱各齿轮的接触应力、弯曲应力,并统计得到了各接触应力与弯曲应力的分布,为后续疲劳可靠度计算奠定了基础。

第四,简述了 Copula 函数的特点及常用 Copula 函数;应用应力-强度干涉模型和 S-N 曲线,基于 Copula 函数建立了考虑接触疲劳和弯曲疲劳相关性的齿轮疲劳可靠性计算模型;利用离差平方和最小值原理和 matlab 优化工具箱估计了 Copula 函数的参数,并计算得到了各齿轮疲劳可靠度。

最后,对全文的研究内容进行了总结,并指出了风电齿轮箱可靠性需要进一步研究的内容。

关键词: 风电齿轮箱; 疲劳可靠性; 载荷谱; Copula 函数

Abstract

At present wind power is the most economically feasible and mature technology renewable clean energy in all kinds of new energy. The exploration and research of new energy technology allow no delay for the increasing energy and environment pressure with the rapid development of our country's economics. Wind turbines can convert wind power into electrical energy. It includes turbine blades, gear box, generator and yaw controller and its key components are gear box, which can realize acceleration. The wind turbines should run for twenty years for its remote installation sites like marine and mountain which bring inconvenience maintenance and high costs. Meanwhile the great random wind load variation lead to the frequent gearbox malfunctions which climbed to 60 percent and this has severely impacted its steady and reliability. In this thesis, the main failure mode and failure cause are determined by failure models and effects analysis(FMEA) in a 2.5 megawatt(MW) wind turbine gearbox. The gear stress distribution are obtained by load duration distribution(LDD) in a experiment wind load and Romax Designer to get the correspondence model. Meanwhile the reliability of the gear is researched under dependence factors. The main contents are as follows:

Firstly, the background and significance of the paper are described. The development status of the wind power and wind turbine gearbox are reviewed. Gear transmission system dynamics and the research of reliability are summarized and analysed. Then the main research contents are proposed.

Secondly, construction, work principle and ambient working conditions of 2.5 MW wind turbine gearbox produced by a gearbox factory are analysed. FMEA are realized based on the failure instance of wind turbine gearbox in using and testing environment. Then the main failure model, pitting fault, gear scuffing, gear wearing, and gear fracture are determined and random wind load is one of the main reasons of the wind turbine gearbox.

Thirdly, based on the many years monitoring data of experiment wind load, the LDD are determined with the Rain-flow Method. Then the characteristic and main function of Romax Designer are briefly reviewed. And the 2.5 MW wind turbine flexible multi-body model are

obtained based on the software. Contact stress and bending stress are calculated by taking LDD into the flexible multi-body model. So the distribution of contact and bending stress are determined with statistic method which establishes the foundation for the subsequent fatigue-reliable computation.

Fourthly, the characteristic and the comment Copula function are briefly viewed. Based on the function the gear fatigue contact calculation model are determined under the dependency between contact fatigue and bending fatigue with the use of stress-strength interference model and fatigue life curve(S-N). The gear fatigue reliability is calculated with residual square sum(RSS) and Copula function parameter estimated by optimized MATLAB toolbox.

Finally, it summarizes the whole text and views the prospect of the wind turbine gearbox reliability.

Key words: Wind turbine gearbox; fatigue reliability; Load spectrum; Copula function

目 录

摘要	I
第一章 绪论	3
1.1 研究的背景和意义	3
1.2 风力发电机发展现状	3
1.3 齿轮传动动力学研究现状	7
1.4 齿轮传动可靠性研究现状	8
1.5 本文研究内容	10
第二章 2.5MW 风电齿轮箱故障模式及机理	12
2.1 引言	12
2.2 2.5MW 风电齿轮箱的结构和设计参数	12
2.3 风电齿轮箱工作条件	14
2.4 风电齿轮箱失效模式和影响分析	15
2.5 本章小结	20
第三章 风电齿轮箱传动系统建模	21
3.1 引言	21
3.2 风电齿轮箱载荷谱	21
3.3 Romax Designer 齿轮应力计算方法	23
3.4 齿轮弯曲应力和接触应力计算	23
3.5 2.5MW 型风电增速箱的建模	27
3.6 应力计算	32
3.7 本章小结	37
第四章 基于 copula 分析方法计算齿轮可靠度	38
4.1 引言	38
4.2 Copula 函数简介	38
4.3 齿轮疲劳可靠性计算	40
4.3.1 疲劳可靠度理论	40
4.3.2 齿轮可靠度计算	42

4.4 本章小结	45
第五章 总结与展望	46
5.1 总结	46
5.2 展望	47
参考文献	48
致谢	51
攻读硕士学位期间的研究成果和参与项目情况	52
附录 载荷谱（部分）	53

第一章 绪论

1.1 研究的背景和意义

当今世界,无论是工业发展还是人类基本生活都离不开能源。传统的能源是石油和煤炭,然而这两种能源有两个弊端:一是资源有限,二是环境污染,这两个弊端严重阻碍了人类的可持续发展。随着能源与环境压力的日益增大,发展新能源在各个国家受到高度重视。风能是太阳发热辐射到地球表面,由于地貌和辐射不同所形成,因此风能是一种可再生的清洁能源^[1]。但风能不能直接利用,需要将风能转化为机械能,再转换为电能。风电机组可以将风能转换为电能,其主要由叶片、齿轮箱、发电机和偏航装置等组成,其中齿轮箱是风电机组的关键部件,主要实现提速功能。风电机组需建在风能充足的地方,例如海上、高山。同时,风能是随机的,这就导致风电机组受到的载荷也是随机的。另外加上环境条件的变化,致使风电齿轮箱运行环境十分恶劣,造成齿轮箱故障频发,其故障占比高达 60%,严重影响了风电机组的稳定可靠运行。随着风电机组向大功率发展,风电齿轮箱的功率也逐渐提高,其结构方式也向采用功率分流、柔性轴等技术方向发展,使其可靠性问题进一步突显,因此有必要开展风电齿轮箱的可靠性分析研究。

0 本课题来源于国家国际科技合作专项项目《风电齿轮箱可靠性设计与健康监测技术合作研究》。项目由浙江理工大学、加拿大阿尔伯特大学和杭州前进齿轮箱股份有限公司合作承担。本文以 2.5MW 风电齿轮箱为研究对象,进行失效模式及影响分析(FMEA),确定其主要失效模式及原因;通过风场实测载荷得到 LDD 载荷谱,利用 Romax Designer 软件建模并得到齿轮应力分布,并研究考虑相关性时齿轮的可靠性,将为提高大兆瓦级风电齿轮箱的可靠性水平提供依据,不仅具有重要的工程应用价值,也具有一定的理论意义。

1.2 风力发电机发展现状

根据全球风能协会发布的报告显示:2014 年全球风机新增装机容量 51473MW,其中中国、德国、美国、巴西、印度、加拿大、英国、瑞典、法国和土耳其十个国家的新增装机容量排在全球前列,总容量为 44620MW,是全球新增装机容量的 87%。中国装机新增容量 23196MW 占到 45%,位列第一。到 2014 年为止,全球累计装机容量为 369597MW,其中中国、美国、德国、西班牙、印度、英国、加拿大、法国、意大利、巴西十个国家的

累积装机总容量为 311124MW，占全球累积装机容量的 84.2%，其中中国为 114609MW，美国为 65879MW，德国 39165MW，这三个国家累积装机容量的比例超过了 50%。从全球来看，1997 年一年新增装机容量仅仅为 1530MW，到 2014 年一年的装机容量已经达到 51473MW。从数据来看，近十年来风能发电发展非常迅猛，尤其是在近六年，每年的装机容量都在 35692MW 以上。1997 年，全球累积装机为 7600MW，2014 年，全球累积装机容量已经是 1997 年的 48 倍。如下图 1.1 和 1.2 所示：

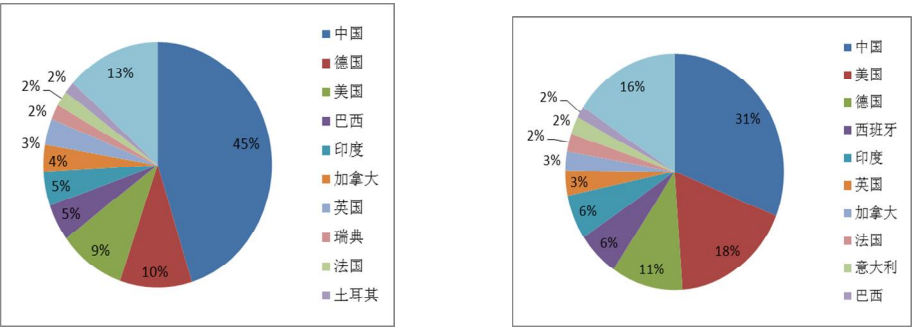


图 1.1 2014 年全球新增装机统计

图 1.2 全球累积装机统计

近几十年来，随着能源问题日益突出，风力发电机发展十分迅猛。2007 年 8 月，我国发布了《可再生能源中长期发展规划》^[2]据最新风能资源评价，全国陆地可利用风能资源 3 亿千瓦，加上近岸海域可利用风能资源约 7 亿千瓦。根据中国风能协会统计^[3]，2014 年中国风电产业发展势头良好，新增风电装机量刷新历史记录。据统计，全国（除台湾地区外）新增安装风电机组 13121 台，新增装机容量 23196MW，同比增长 44.2%；累计安装风电机组 76241 台，累计装机容量 114609MW，同比增长 25.4%。如下图 1.3 所示：

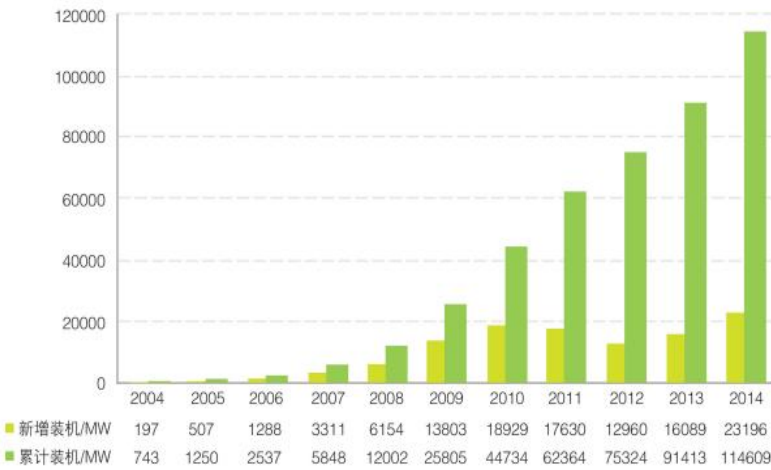


图 1.3 2004-2014 新增装机和累积装机容量

从 2004 年到 2014 年，我国累积装机容量从 743MW 增加到 114609MW，增加了

113866MW，是十年前的 154 倍。特别是近六年来，每年的新增装机容量在 12960MW 以上，这表明国家对于风力发电机的发展越来越重视。

风力发电机由叶片、塔架、轮毂、齿轮箱和发电机等组成。如图 1.4 所示为浙江省舟山市金塘一风场风力发电机。按照风力发电机的运行特点，可以分为恒速风力发电机、有限变速风力发电机和变速风力发电机。恒速风力发电机采用笼型异步发电机，只能在一定范围内工作；有限变速发电机采用绕线式异步发电机，转差率可达 10%；变速风力发电机分为有刷双馈异步发电机、电励磁同步发电机及永磁同步发电机，双馈异步发电机转差率可达 30%，其中电励磁同步发电机和永磁同步发电机采用直驱结构。直驱方式没有齿轮箱，但发电机的体积很大，成本很高^[4]直驱方式是发展的趋势，但目前并不是主流驱动方式。

风电齿轮箱依然处于不可替代的位置，因此风电齿轮箱技术研究具有重要意义。



图 1.4 舟山金塘风场

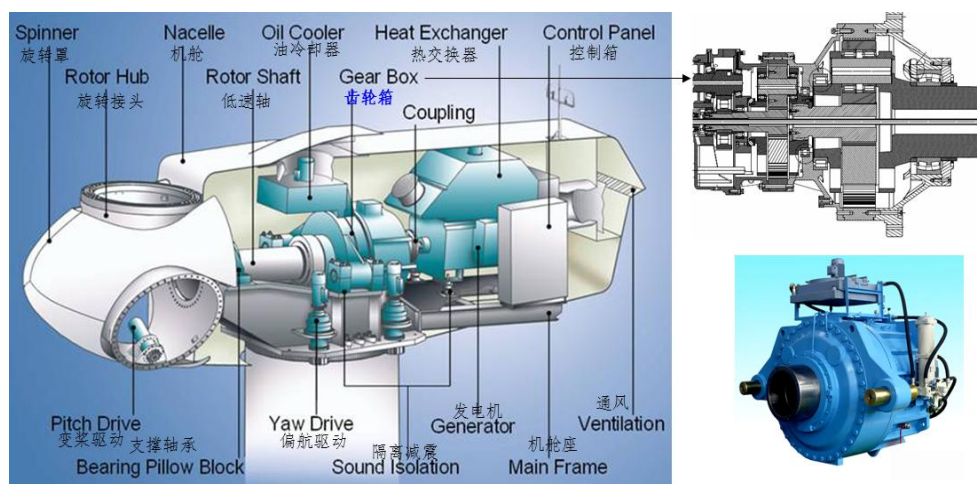


图 1.5 风力发电机机舱示意图

国外 RENK 和 FLENDER 等齿轮箱公司已经积累了多年经验,在风电齿轮箱设计、制造方面处于领先地位^[5]。我国在加工及装配精度方面与国外技术还有一定差距,近几年国内装机容量不断攀升也刺激了国内企业的发展,例如南高齿、杭齿等除了引进先进技术外,不断的加强自主研发。

目前,500KW-2500KW 的风电齿轮传动系统主要是一级行星加两级平行的结构(如图 1.6 所示),而 2.5MW 以上的风电齿轮传动系统基本上采用两级行星加一级平行的结构,并且采用功率分流(如图 1.7 所示)和柔性轴技术。柔性轴技术主要是通过行星轮安装在行星轴上起到均载的作用,其原理是一个套筒与轴配合,受力时产生变形而使得轴产生的弯曲变形减小,从而使啮合线长度增大以避免应力集中。功率分流主要是通过差动轮系实现,差动轮系的传动比较大,因此在相同的尺寸中通过利用功率分流技术可以得到比较大的传动比,从而解决尺寸和重量太大问题^[6]。

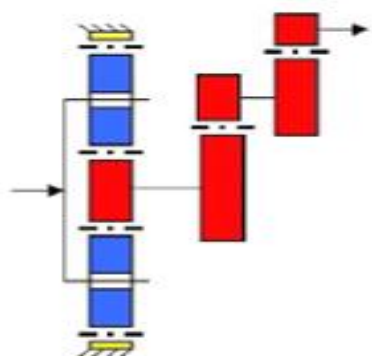


图 1.6 一级行星+两级平行

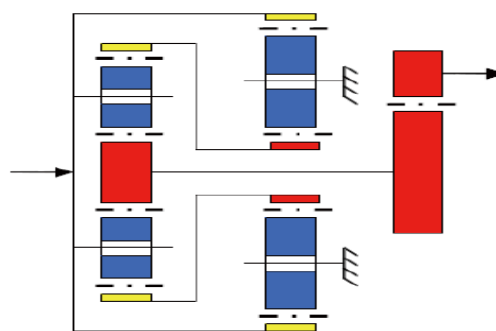


图 1.7 MAAG 式功率分流传动示意图

风电齿轮箱和其他工业齿轮箱不同,它安装的位置一般是在海上、山顶或者沙漠,这些地方的气候、环境都致使齿轮箱故障频发,德国统计的风电装备关键零部件故障及停机状况^[7],齿轮箱占成本的 14%—17%,仅少于叶片的 20%—30%;齿轮箱失效比例高达 9.8%;齿轮箱失效造成的停机时间占 19.4%,也处于最高(如图 1.7-1.8 所示)。根据重庆齿轮箱厂的统计:齿轮箱中齿轮出现故障比例为 60%,轴承故障比例是 19%,轴断裂或磨损的比例为 10%,箱体变形或裂开的比例是 7%,紧固件断裂的比例是 3%,油封磨损的比例是 1%。风电齿轮箱安装人烟稀少的地方且在十几米高的塔上,维修很不便,维修成本非常高。一般要求齿轮箱具有 20 年寿命,然而受到环境制约,很难达到预期寿命。因此,本文主要围绕风电齿轮箱的可靠性问题开展研究。

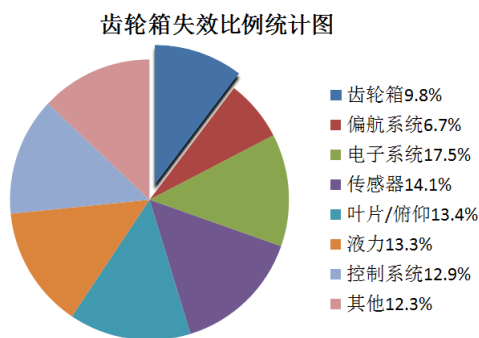


图 1.8 齿轮箱失效比例统计图

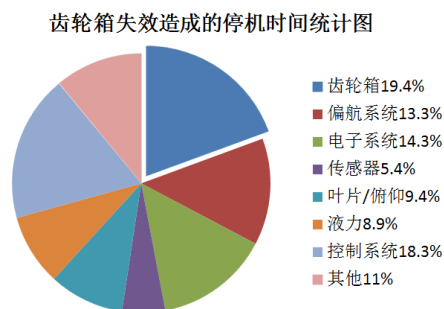


图 1.9 齿轮箱失效造成的停机时间统计图

1.3 齿轮传动动力学研究现状

国内比较权威的研究齿轮传动系统的是郑州机械研究所，高校比较出名的是重庆大学、华北电力大学、大连理工大学等，高校通常采用与企业合作的方式来开展研究。重庆大学李润方教授^[8]在著作中系统阐述了齿轮系统动力学体系。著作中指出系统建模的方法有集中参数法、有限元法、传递矩阵法及动态结构综合法。著作主要运用集中参数法建立模型，将齿轮副、轴承、传动轴所组成的系统看成一个复杂的弹性机械系统。齿轮副、支撑轴承及传动看作是由质量块、阻尼与弹簧组成的弹性系统建立弹性动力学模型，并说明阻尼、弹簧刚度都是随时间历程变化的，时变的阻尼、弹簧是系统的内部激励。研究内部激励和外部激励（扭矩）共同作用下整个系统的响应，以输出的动态响应为依据计算动载系数、振动与噪声评价、状态监测等。朱才朝^[9]等建立了齿轮-传动轴-轴承-箱体非线性耦合动力学模型，利用有限元软件计算齿轮的时变刚度拟合曲线，再带入耦合的非线性动力学模型求解响应，求出系统的固有频率。颜克君^[10]利用有限元软件对 1.5MW 风电齿轮箱箱体进行了静力学分析，并考虑刚度激励、误差激励及冲击激励对齿轮箱模态及响应进行了仿真分析。然而，集中参数法来建模现在还处于研究阶段，因为啮合刚度、阻尼都是时变的，很难用确定的表达式来描述。

陶泽光^[11]采用有限元软件建立了单机齿轮减速器的有限元动力学模型来研究齿轮传动系统的固有特性。张志宏^[12]针对 1.5MW 的风电齿轮传动系统利用 CAE 方法分析了行星架各截面的应力和变形规律。Gloded 等人^{[13][14][15][16][17]}利用解析法计算齿面接触疲劳，并用有限元和解析结合的方法计算弯曲疲劳，但模型均为二维模型，不能准确的反映真实情况。然而用一般的有限元软件计算齿轮传动系统是有缺陷的，比如轴承建模十分困难，对

于传动系统的优化都比较困难。与一般的有限元软件相比, Romax 是一款针对齿轮箱设计的专业软件, 采用系统建模与分析的思想计算传动系统变形及各部件上的载荷情况, 进而能够进行齿轮强度, 轴承寿命, 周疲劳, 齿轮修形, 齿轮接触应力, 箱体柔性与强度, 齿轮参数优化, 系统振动噪声 (NVH) 预估等方面的设计分析内容。并且对于齿轮是根据 ISO6336 和 AGMA 2001 标准的齿轮额定因子计算^[18]。康传章^[19]在 Romax 中建立了五档式变速箱模型, 对变速箱的振动特性和噪声进行了分析, 并分析了不同修行方法对传动误差的影响, 探究了修行与传动误差的关系。胥良^[20]在 Romax 中建立了兆瓦级风电齿轮箱模型, 在极限载荷及额定载荷工况下, 对齿轮箱进行了静力学根系, 得到行星架应力云图和极限载荷系数, 并研究了耦合系统的固有频率。谭昕^[21]利用 Romax 软件针对 750KW 的风电齿轮箱建模, 并考虑箱体、传动轴及行星架发生柔性变形的基础上进行了模态分析和振动特性分析。然而, 目前还没有人运用 Romax 计算传动系统应力分布并进行可靠性分析。

秦大同等^[22]假设输入风速为正弦函数, 正弦函数作为外部激励来求解动力学方程。林腾蛟^[23]在对风电齿轮箱中齿轮进行疲劳寿命计算时, 对真实载荷谱 20 中工况的载荷工况进行雨流计数, 得到载荷循环数, 以此为依据计算齿轮的疲劳寿命。但 20 年的风载简化为 20 中工况, 显然不能描述风载的实际情况。张红磊^[24]在进行齿轮箱齿轮疲劳计算时, 利用 Romax 建立风电传动系统模型, 在 LDD 载荷谱进行疲劳计算。德国劳氏船级社风机认证指导书^[25]中规定用 LDD (Load Duration Distribution) 计算齿轮、轴承及轴的负载。本文是利用 LDD 载荷谱来求解齿轮的啮合力。综合上述, 利用集中参数法建立齿轮系统的传动模型时, 齿轮副的啮合刚度、阻尼很难确定, 本文采用了 Romax 建模, 根据实测载荷计算齿轮接触应力和弯曲应力, 并对接触应力和弯曲应力进行统计, 得到应力的分布。

1.4 齿轮传动可靠性研究现状

Savage, M^[26]以齿圈固定的行星齿轮为对象, 假设齿轮应力分布和强度分布均为威布尔分布, 利用强度干涉模型计算各个零件的可靠性。Rao, S.S^[27]等人在研究汽车传动系统可靠性时, 考虑齿轮的接触疲劳、弯曲疲劳失效和轴的弯曲疲劳、扭转疲劳失效等, 并且考虑齿面宽度、轴承尺寸及材料机械性能等因素随机性, 建立串联系统汽车传动系统的可靠性模型。黄洪钟^[28]认为传统的可靠性评估理论是基于真实的寿命数据进行研究的, 然而多数情况下寿命数据是模糊的。他利用贝叶斯定理进行模糊数据的可靠性评估, 利用一个隶

属函数来进行可靠性计算, 并且利用人工神经网络近似的进行参数估计和可靠性预测。Oyadiji, S.O^[29]针对减速装置进行研究, 对点蚀失效模式进行研究, 假设接触应力和系统模型的分布均为威布尔分布, 建立可靠性模型。Lv, S. Z^[30]等人考虑齿轮强度退化是导致齿轮失效的重要原因, 建立了在强度退化的基础上齿轮的可靠性模型, 并且指出疲劳强度退化、腐蚀和老化等因素都可能导致齿轮的可靠性降低。孙淑霞^[31]运用极限状态理论, 假设各个变量服从威布尔分布, 通过改变各随机变量的均值和方差来观察可靠度的变化。通过各个变量的灵敏度分析得到影响可靠度因素较大的变量, 用于指导设计、制造及维修。Sarper, H^[32]研究齿轮传动系统时, 假设齿轮接触应力、弯曲应力服从指数分布, 同时齿轮强度与轴的强度也服从指数分布进行可靠性计算。但实际中应力和强度服从指数分布的很少, 因此这种假设有很强的局限性。这些人在计算齿轮传动系统的可靠性没有考虑零件失效模式的相关性。王正^[33]运用泊松随机过程来表述机械零件的随机载荷, 并以此为依据统计得到载荷的概率分布, 推导出零件动态可靠性模型。

王明清^[34]利用一次二阶矩方法齿根弯曲疲劳和齿面接触疲劳的概率计算公式, 并推导出他们的联合概率密度函数。谢里阳^{[35][36]}考虑到齿轮的接触疲劳与弯曲疲劳的失效是串联系统, 同时他们具有相关性, 采用次序统计的方法计算齿轮的可靠度。上述文献提出了多种关于相关系统的建模方法, 但主要是研究了线性相关问题, 并没有考虑到非线性相关, 有很大的局限性。因此, 韩文钦等^{[37][38]}利用 copula 函数来解决具有非线性相关性的系统。Copula 函数又被称为连接函数, 它连接了各个随机变量的边缘函数和联合分布函数。在表述相关性问题时, 它比线性相关系数的应用更加广泛^[39]。本文中所研究的风电齿轮箱是一个具体的对象, 因此需要根据实际的载荷谱进行应力计算, 然后统计其分布, 而不是假设。其次, 齿轮的弯曲疲劳失效和接触疲劳失效之间的关系是非线性的, 因此本论文中运用 copula 函数来解决相关问题。

马海全^[40]以已经失效的风电齿轮箱为对象, 进行断口分析发现裂纹源在工作面向内 4mm 深处, 并对其进行能谱分析。结果表明失效性质是弯曲疲劳断裂, 失效的原因是断裂部位存在夹杂缺陷。Guo, Y 等人^[41]研究风电齿轮箱时考虑了时变啮合刚度、轴承游隙、轴弯曲和重力等因素, 发现轴承游隙和轮轴弯曲是行星轴承微点蚀的主要因素, 当输入扭矩比较小时, 行星轴承容易打滑, 当输入转矩超过额定转矩时, 行星轴承更容易产生疲劳。张立勇^[42]指出风电齿轮箱的工作环境恶劣, 载荷复杂, 国内目前缺少复杂载荷数据且处理

方法不成熟,制动载荷和极限载荷的处理是根据经验估算,此外交变载荷是利用线性累积损伤原理,不符合零件失效规律。由于随机载荷的作用,齿轮很容易出现微动磨损,从而造成早期点蚀,合理的修行可以有效的预防早期点蚀。Winkelmann^[43]人研究了微点蚀对齿轮的危害,微点蚀会带来材料的转移,这些细小的可以随油液进入啮合面,会使啮合面产生刮痕,进而使齿轮的可靠度降低。研究中发现齿轮的表面粗糙度越大,他们之间的油膜就越薄,在啮合过程中相应的会产生更大摩擦力,容易产生微点蚀,另外润滑油的温度及添加剂会对油膜的厚度产生较大的影响。赵玉良^[44]对风电齿轮箱微点蚀的影响因素进行了分析,发现不仅润滑,而且在设计和制造过程中对微点蚀也会有影响。Evans^[45]在对齿面接触疲劳研究时,运用微观弹流润滑理论建模,并进行了试验,发现试验时接触疲劳损伤的位置集中靠近齿面,这与预测的结果基本吻合,是产生微点蚀的主要原因。王辉^[46]认为低速强载荷的冲击对齿轮箱的危害非常大,同时在阵风情况下,齿轮箱的机舱会产生摆动,进而产生振动。与此同时,零部件的制造工艺及材料也是影响齿轮箱可靠度的重要因素,齿轮制造过程中的缺陷是多数疲劳失效的主因。美国国家可再生能源试验室,2007 年开展齿轮箱可靠性协作项目^{[47][48][49]},建立了风电齿轮箱的失效数据库,并对齿轮、轴承和轴等关键零部件进行分析,发现轴承和齿轮的失效案例最多,另外发现轴承的主要失效模式是淬火裂纹、磨损(表面磨损)、粘结(材料的胶合、焊接和撕裂),齿轮的主要失效模式是微震腐蚀和高周疲劳。简单的诱因可能会导致复杂的危害,在运行和维修过程中要尽量减少漏油的概率,同时应避免由装配所引起的危害。秦大同^[50]针对 1.5MW 的风电齿轮传动系统建立了考虑时变啮合刚度和轴承时变刚度的动力学模型,在此基础上采用次序统计的方法对传动系统的可靠性进行计算。陈涛等人^[51]针对风电齿轮箱传动系统进行故障树分析,找出系统失效的原因,并利用灰色关联度建立基本事件之间的可靠性关系,进而运用蒙特卡罗抽样模拟方法,求解传动系统的可靠性。

1.5 本文研究内容

本文以 FZCR2500 型风电齿轮箱为对象,通过失效模式及影响分析(FMEA),得到风电齿轮箱关键零部件的失效模式及原因,并对齿轮箱进行三维建模,利用实测载荷谱计算齿轮传动系统关键零件的应力,并对应力统计得到应力分布,再考虑到齿轮失效模式具有相关性,构造 Copula 函数,估计 Copula 函数的参数,利用 Copula 函数计算行星齿轮的可

靠度。本文主要研究内容如下：

1) 阐述论文的研究背景及意义；综述国内外风力发电和风电齿轮箱的发展现状；分析总结齿轮传动系统动力学和可靠性研究现状。

2) 分析某齿轮箱厂生产的 2.5MW 风电齿轮箱的结构、工作原理和工作环境条件；根据试验和现场失效情况对该齿轮箱进行失效模式及影响分析 (FMEA)，明确齿轮箱的主要失效模式及主要原因。

3) 针对风场长年监测数据，利用雨流计数法得到其载荷谱；简述 Romax Designer 软件的功能、特点和优势，利用其建立 2.5MW 风电齿轮箱的刚柔耦合模型，应用上述载荷谱计算齿轮箱各齿轮的接触应力、弯曲应力，并统计得到各接触应力与弯曲应力的分布，为后续疲劳可靠度计算奠定基础。

4) 简述 Copula 函数的特点及常用 Copula 函数；应用应力-强度干涉模型和 S-N 曲线，基于 Copula 函数建立考虑接触疲劳和弯曲疲劳相关性的齿轮疲劳可靠性计算模型；利用离差平方和最小值原理和 matlab 优化工具箱估计 Copula 函数的参数，并计算各齿轮疲劳可靠度。

第二章 2.5MW 风电齿轮箱故障模式及机理

2.1 引言

风电齿轮箱是风力发电机组中的一个关键机械部件。在自然风的作用下，风轮的转速通常只能达到 14rpm，达不到发电机发电所要求的转速。因此，必须通过齿轮箱将风轮在风力作用下所产生的动力传递给发电机并将风轮的转速提升至发电所需转速，故也将齿轮箱称之为增速箱。开展可靠性研究工作时，首要任务是确定风电齿轮箱故障模式及机理。

本文是以杭齿生产的 FZCR2500（2.5MW）风电增速箱为研究对象,首先其的结构、工作原理和环境状况进行了简介和分析；其次根据资料和现场数据，建立风电齿轮箱 FMEA 表，得到风电齿轮箱的全部失效模式、影响及原因；最后，根据 FMECA 得到风电齿轮箱的主要失效模式，确定影响风电齿轮箱可靠性的主要因素。

2.2 2.5MW 风电齿轮箱的结构和设计参数

根据机组的总体设计方案，2.5MW 有时将与风轮轮毂直接相连的传动轴（俗称大轴）与齿轮箱合为一体，其间利用胀紧套装置或联轴节连接的结构。为增加机组的制动能力，常常在齿轮箱的输入端或输出端设置制动装置，配合叶尖制动（或变桨距制动装置共同对机组传动系统进行制动。2.5MW 风电增速箱技术参数如表 2.1 和表 2.2 所示。如图 2.1 所示，该齿轮箱由三级传动组成，第一级定轴传动、第二级差动行星轮系和第三级斜齿轮啮合传动的定轴轮系。第二级传动系统中的二级大齿圈和二级行星架为输入，二级太阳轮为输出。

表 2.1 2.5 MW 风力发电机技术参数

额定输入功率	P=2750KW
额定输入转速	N=13.9r/min
额定输入扭矩	T=1884KN.m
额定输出转速	N=1200 r/min
增速比	I=1:86.1
机械效率	97%
运行温度	-40℃～50℃
质量	约 27T
润滑油	约 550L

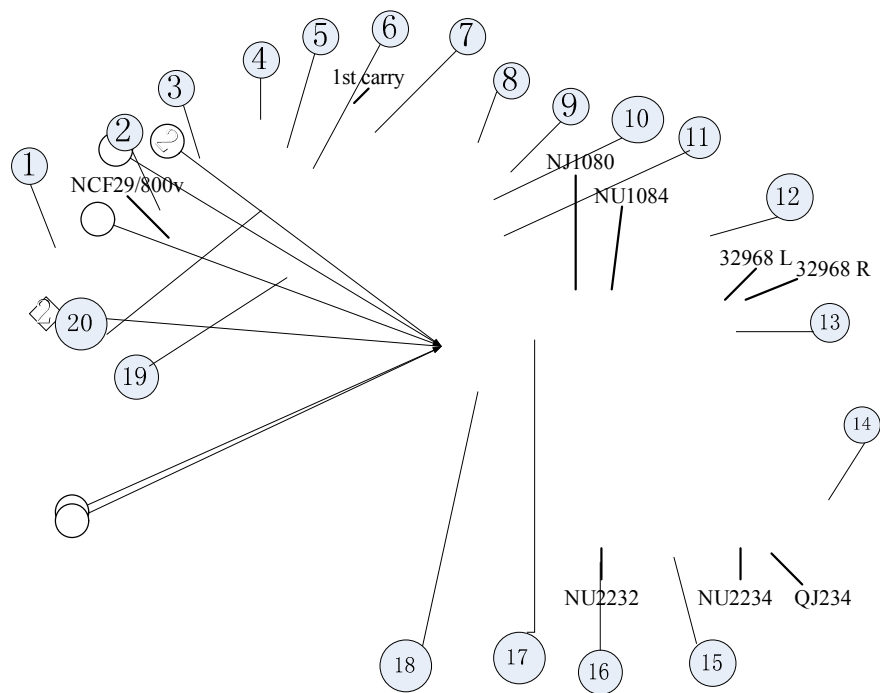


图 2.1 风电齿轮箱传动系统示意图

1.主轴；2.主轴轴承；3.一级法兰；4.一级齿圈；5.一级中间齿轮；6.一级中间齿轮轴
承；7.一级支承架；8.二级齿圈；9.二级行星轮；10.二级行星轮轴承；11.二级行星轮轴；
12.三级主动齿轮；13.三级主动轮轮轴；14.输出轴；15.三级从动齿轮；16.输出轴轴承；17.
二级太阳轮轮轴；18.二级太阳轮；19.一级中心轮；20.一级中心轮轮轴。

表 2.2 FZCR2500 齿轮参数

	齿数	模数	压力角	螺旋角	材料
一级中心轮	66	11.25	25°	0°	18CrNiMo7-6
一级中间轮	37	11.25	25°	0°	18CrNiMo7-6
一级齿圈	142	11.25	25°	0°	31CrMoV9
二级太阳轮	26	11.25	25°	0°	18CrNiMo7-6
二级行星轮	55	11.25	25°	0°	18CrNiMo7-6
二级齿圈	138	11.25	25°	0°	31CrMoV9
三级主传动齿轮	27	7.95	25°	12.5°	18CrNiMo7-6
输出齿轮	131	7.95	25°	12.5°	18CrNiMo7-6

表 2.3 FZCR2500 轴承类型

FZCR2500	TYPE
输入轴	NCF29/800
一级中间销	FAG R32048-X
二级行星销	FAG 32052-X
高速中间轴	FAG NU1084-M1
高速中间轴	32968/DF
输出轴	FAG NU2232-E-M1
输出轴	FAG NU2234-E-M1
输出轴	FAG QJ234-N2-MPA

2.3 风电齿轮箱工作条件

风力发电机需要充足的风力资源才能稳定将风能转化为电能，切入风速一般需要 3.5m/s 以上。因此，风力发电机机组通常安装在戈壁、山顶或者海上以保证有充足的风力资源。这就导致，风电齿轮箱的运行环境十分恶劣，其工作环境特点如下：

1) 气流随机波动导致了齿轮箱的输入载荷复杂。风的产生是由于空气的温度不同而产生的对流现象，因此风速是随机的，并且经常会出现阵风，阵风会导致齿轮箱的输入载荷突变，这对于齿轮箱的可靠性是个很大的挑战。齿轮箱一直处于交变载荷、过载下运行，甚至会达到它的极限载荷，长期在这样恶劣的工况下，容易导致齿轮箱零件发生故障。

2) 风电齿轮箱运行时，周围温度、湿度等气候因素变化会对零件性能退化产生影响。由于戈壁、山地和海上的昼夜温差很大，会导致零件热胀冷缩，使得零件本身性能退化，且可能产生集中应力，这对相互配合的零件很不好。同时在高温情况下会是润滑油性能改变，造成齿轮、轴和轴承之间的油膜较薄，甚至出现干摩擦现象，使得零件寿命缩短。

3) 风电齿轮箱安装在几十米高塔之上，因阵风会产生振动，降低齿轮箱的寿命。此外，由于齿轮箱安装的地方偏远且在高塔之上，使得齿轮箱的维修费用很高，如果风电齿

轮箱发生故障，单单拆卸和运输费用往往高达几十万。

2.4 风电齿轮箱失效模式和影响分析

失效模式和影响分析（FMEA）是对系统进行分析，以识别潜在失效模式、失效原因及其对系统性能（包括组件、系统或过程的性能）影响的系统化程序。

本文以杭州前进齿轮箱厂提供的相同结构风电齿轮箱潜在失效模式和后果分析为依据，进行 FMEA 分析：

1) 研究风电齿轮箱，确定各零部件功能、结构、制造装配工艺。风电齿轮箱中包括了齿轮传动系统、润滑系统、加热、冷却系统及油泵等部件。风电齿轮箱中必须有润滑系统对齿轮啮合、轴承等进行压力润滑，润滑油可以避免齿轮直接摩擦，油膜的厚度是齿轮是否产生点蚀的关键因素，同时油液在循环过程中可以将异物带走以避免齿轮、轴承刮伤。加热、冷却系统也是齿轮箱不可或缺的部分，因为昼夜温差、季节变化是的齿轮箱环境温度变化很大，同时齿轮传动过程中也会产生热量，这些温度的变化都需要通过温度传感器来控制加热、冷却系统，以却保证零部件正常工作。油泵重要是为齿轮箱供油提供动力的。齿轮传动系统包括了轴、轴承、齿轮、行星架等零件，这些零件失效是最多的，往往必须及时停机进行维修。此外还有箱体，箱体是来保护其他系统的，因此需要密封性好以防止异物进入。

2) 确定零部件各失效模式及其原因。结合杭齿提供的调试、运行、维修记录资料进行分析，确定各个零件的失效模式，并且找出导致这些失效模式的原因。这些原因分为外部原因和内在原因，外部原因指的是齿轮箱在运行过程中对零件失效造成影响的因素，例如齿轮点蚀的外部原因是载荷过大、温度、油膜厚度等；内部原因指的是设计、制造、装配对于零部件失效有影响的因素。

3) 分析失效模式对风电齿轮箱系统的影响，填写风电齿轮箱 FMEA 表格。如 表 风电齿轮箱的 FMEA 表格包括零部件名称、失效模式、失效影响以及失效原因，失效原因包括外部原因和设计、工艺原因。

表 2.4 2.5MW 风电齿轮箱 FMEA

零部 件名 称	失效模 式	失效影响	失效原因	
			外部原因	设计、工艺原因

主轴	弯曲变形	齿轮折断; 齿轮箱振动加剧	载荷过大	刚度未达到使用要求, 承载能力不够; 箱体同轴度设定不合理
	断裂	风机停运	载荷突变过大	强度未达到使用要求, 承载能力不够, 安全系数设定不合理; 退刀槽部位因设计了较小的过渡 R 角, 导致应力集中; 轴花键根部尖角产生应力集中
			扭振	硬化层深度等热处理特性确定不合理; 箱体同轴度设计缺陷;
主 轴 轴 承	胶合	主轴振动	油位过低润滑油污染	轴承选型不合理
一 级 齿 圈	齿 轮 折 断	齿 轮 箱 停 运	夹杂物进入啮合区	热处理特性确定不合理, 如硬化层要求过浅或过深
			轴弯曲	齿根处拉应力过大、偏载修形参数设置不合理
	疲 劳 损 伤	齿 轮 箱 振 动 加 剧	载荷过大	接触疲劳损坏 (强度未达到使用要求, 承载能力不够, 安全系数设定不合理)
		影 响 其 他 部 件 寿 命 及 风 机 效 率	硬质夹杂物进入啮合区	偏载修形参数设置不合理、齿轮材质选用不合理
			油位过低	硬化层深度等热处理特性确定不合理, 如芯部硬度要求低等
	齿 面 胶 合	箱 体 振 动	润滑不良	
		影 响 其 他 部 件 寿 命 及 风 机 效 率	油温过高	
	花 键 部 位 断 裂	风机停运	较大载荷冲击	花键退刀槽结构不合理

一级中间轮	点蚀	一级齿圈崩齿	接触疲劳	接触疲劳损坏（强度未达到使用要求，承载能力不够，安全系数设定不合理）
			硬质夹杂物进入啮合区	偏载修形参数设置不合理、齿轮材质选用不合理
		齿轮箱传动效率降低	油位过低	硬化层深度等热处理特性确定不合理，如芯部硬度要求低等
	齿轮折断（疲劳折断、冲击折断）	风机停运	硬质夹杂物进入啮合区	热处理特性确定不合理，如硬化层要求过浅或过深
			冲击载荷导致齿根应力过大	偏载修形参数设置不合理
	一级中心轮	齿面点蚀	齿轮崩齿	接触疲劳
齿轮箱传动效率降低			硬质夹杂物进入啮合区	偏载修形参数设置不合理、齿轮材质选用不合理
			油位过低	硬化层深度等热处理特性确定不合理，如芯部硬度要求低等
花键部位断裂		风机停运	较大载荷冲击	花键退刀槽结构不合理
齿面胶合		箱体振动	润滑不良	
		影响其他部件寿命及风机效率	油温过高	
齿轮折断（疲劳折断、冲击折断）		风机停运	冲击载荷导致齿根应力过大	热处理特性确定不合理，如硬化层要求过浅或过深
			硬质夹杂物进入啮合区	偏载修形参数设置不合理

二 级 齿 圈	齿 轮 折 断	齿 轮 箱 停 运	夹杂物进入啮合区	热处理特性确定不合理,如硬化层要求过浅或过深
			轴弯曲	齿根处拉应力过大、偏载修形参数设置不合理
	疲 劳 损 伤	齿 轮 箱 振 动 加 剧	载荷过大	接触疲劳损坏(强度未达到使用要求,承载能力不够,安全系数设定不合理)
		影 响 其 他 部 件 寿 命 及 风 机 效 率	硬质夹杂物进入啮合区	偏载修形参数设置不合理、齿轮材质选用不合理
			油位过低	硬化层深度等热处理特性确定不合理,如芯部硬度要求低等
	齿 面 胶 合	箱 体 振 动	润滑不良	
		影 响 其 他 部 件 寿 命 及 风 机 效 率	油温过高	
二 级 太 阳 轮	齿 面 点 蚀	齿 轮 崩 齿	接触疲劳	接触疲劳损坏(强度未达到使用要求,承载能力不够,安全系数设定不合理)
		齿 轮 箱 传 动 效 率 降 低	硬质夹杂物进入啮合区	偏载修形参数设置不合理、齿轮材质选用不合理
			油位过低	硬化层深度等热处理特性确定不合理,如芯部硬度要求低等
	齿 面 胶 合	箱 体 振 动	润滑不良	
		影 响 其 他 部 件 寿 命 及 风 机 效 率	油温过高	

	齿 轮 折 断（疲 劳 折 断、冲 击 折 断）	风机停运	冲击载荷导致齿根应力过大	热处理特性确定不合理，如硬化层要求过浅或过深
			硬质夹杂物进入啮合区	偏载修形参数设置不合理
三 级 齿 轮	崩齿	齿 轮 箱 振 动 加 剧	冲击载荷过大	热处理特性确定不合理，如硬化层要求过浅或过深、偏载修形参数设置不合理
	齿 面 磨 损 点 蚀		接触疲劳	接触疲劳损坏（强度未达到使用要求，承载能力不够，安全系数设定不合理）
			硬质夹杂物进入啮合区	偏载修形参数设置不合理、齿轮材质选用不合理
			油位过低	硬化层深度等热处理特性确定不合理，如芯部硬度要求低等
输 出 轴	输出轴断裂	风机停运	扭振	度未达到使用要求，承载能力不够，安全系数设定不合理、硬化层深度等热处理特性确定不合理、箱体同轴度设定不合理
输 出 轴 承	胶合	齿 轮 箱 振 动 加 剧	油温过高	轴承选型不合理（如轴承寿命设置不当、轴承轴向和径向载荷不准确等）
			油位过低	
机 械 泵	油泵阻塞供油不畅	齿 轮、轴 承 润 滑 不 足	润滑油夹杂物颗粒较大的异物	
	油泵过载	油泵损坏	油温低，润滑油粘度高，油泵启动时负载较重；油泵密封老化	

	漏油	外部灰尘进入油泵而污染润滑油	油封磨损	密封结构不合理
螺栓	螺栓松动	齿轮箱振动加剧	齿轮箱有强烈振动	连接件未达到要求的拧紧力矩
密封系统	漏油、渗油	加剧齿轮、轴承磨损	工作温度超出油封本身耐热极限,过热导致密封件磨损	密封件有配合间隙,配合结构不合理

依据表 2.4 的 FMEA 结果，可以得出以下结论：

由于随机载荷的作用，过载时可以引起主轴弯曲、断裂；引起各级齿轮疲劳损伤严重，主要表现为点蚀、表面压碎、齿面脱落，甚至断齿；并且随机载荷对多个零件失效都有影响，证明零件失效具有相关性；当润滑系统出现故障时，油位较低使齿轮啮合处油膜过薄，导致啮合表面摩擦力大，容易对齿轮表面产生刮痕，这对于齿轮传动时很不利的。同时，由于输出轴转速很快，油膜低会使输出短轴承极易发生微点蚀，进而加剧齿轮箱的振动；当冷却系统出故障时，润滑油温度迅速升高，会使齿轮、轴承发生胶合；密封系统不好时，会使硬质异物进入传动系统致使运行不平稳，严重的会损坏齿轮、轴承表面，使他们的接触疲劳强度下降；设计、制造、装配过程不合理也是导致齿轮箱零部件失效的重要因素，尤其是设计时没有考虑齿轮箱的随机载荷和阵风引起的过载时，齿轮箱就达不到预期的 20 年寿命。总之，随机风载对齿轮寿命影响最大。

2.5 本章小结

本章首先分析了某齿轮箱厂生产的 2.5MW 风电齿轮箱的结构、工作原理和工作环境条件，根据试验和现场失效情况对该齿轮箱进行了失效模式及影响分析（FMEA），明确了齿轮点蚀、胶合、磨损、断齿是齿轮箱的主要失效模式，随机风载是引起齿轮箱失效的主要原因。

第三章 风电齿轮箱传动系统建模

3.1 引言

Romax Designer 软件, 主要应用于齿轮传动系统虚拟样机的设计和分析, 在传动系统设计领域享有盛誉, 目前已成为汽车、风电及轴承应用领域行业标准软件。Romax Designer 采用系统建模与分析的思想计算传动系统变形及各部件上的载荷情况, 进而能够进行齿轮强度, 轴承寿命, 低周疲劳, 齿轮修形, 齿轮接触应力, 箱体柔性强度, 齿轮参数优化, 系统振动噪声 (NVH) 预估等方面的设计分析内容。

本章针对风场长年监测数据, 利用雨流计数法得到了其 LDD 载荷谱; 利用 Romax Designer 建立了 2.5MW 风电齿轮箱的刚柔耦合模型。在此基础上, 将载荷谱应用于计算齿轮箱各齿轮的接触应力、弯曲应力, 并统计得到了各接触应力与弯曲应力的分布, 为后续疲劳可靠度计算奠定了基础。

3.2 风电齿轮箱载荷谱

风力发电机一般建在高山、沙漠或者海上, 并且要求寿命达到 20 年。风力发电机的环境比较恶劣, 受季节、天气和昼夜的影响很大, 因此风力的波动很大。在研究风电齿轮箱的可靠性时, 必须有一个可信的输入载荷, 才能准确的根据模型计算各个零件的受力情况。所以, 输入载荷的准确性对于风电齿轮箱零部件计算及其重要。

风力发电机载荷的来源共分为四类:

1) 惯性力和重力载荷: 它们是由于振动、转动、地球引力和地震的共同作用引起的, 并将其作用于风力发电机组上的动态和静态载荷。

2) 空气动力载荷: 由于空气流与风力发电机组的不动和运动部件的相互作用, 从而在风力发电机组的不动和运动部件上产生静态和动态载荷。气流取决于风轮转速、通过风轮表面上的平均风速、湍流、空气密度和风力发电机组上的零部件气动外形以及其相互影响(包括气动弹性效应)。在能源学中, 风轮是指将风能转化成为机械能的风力发电机组部件。由于风轮在气流的作用下发生转动, 从而使作用在叶片上的重力的分力会发生变化, 进而引起

弯矩的改变,最终会在叶片上形成交变载荷。而在交变载荷的作用下,会使叶片产生疲劳,并最终导致风力发电机因疲劳强度的增加而出现故障。

3)冲击载荷:是由风力发电机组的运行和控制产生的。冲击载荷是由于发电机/变流器的接通和脱开、风轮的起动和停转、偏航和变距机构的激励以及机械刹车等情况下的响应而引起的瞬态载荷。而在各种情况下的响应和载荷计算中,应考虑冲击力的有效范围,尤其是机械刹车摩擦力、压力或弹性力的影响,与此同时还应该考虑温度和老化的影响"

4)其他载荷:通过风能产生的其它载荷,应该考虑可能会产生的尾流载荷、波浪载荷等。

本文所采用的载荷谱风场经过长年监测转化得到,具有较高的可靠性。这个载荷谱包含了惯性力和重力载荷、空气动力载荷、冲击载荷等。在以往的研究中,都是假设载荷具有一定的分布或者分了几十情况。事实上,由于风场的位置不一样,气候不一样,风速分布是有很区别的,别的文献中数据借鉴意义并不大。本文中所采用的载荷谱来源的风场,也是风机安装的位置。因此,基本可以反映出真实的风载。附录二是载荷谱部分数据

载荷谱一共分为 140 个工况,扭矩的范围是-1635kNm~2655kNm,统计得到每个工况下工作的时间和主轴的转数。图 3.1 为载荷谱中扭矩与转数的关系

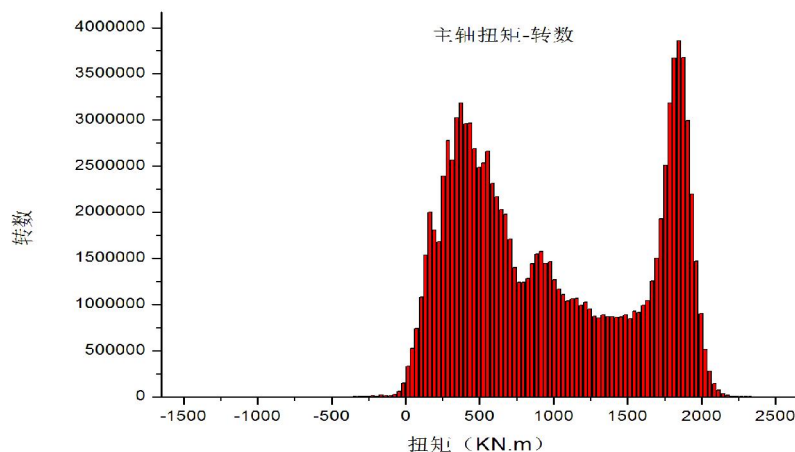


图 3.1 扭矩与转数的关系

从图中可以看出在 20 年的运行中,扭矩为负值时转数总和很小,原因是扭矩为负值的时候是齿轮传动系统反方向运转,在实际运行过程中所占用的时间很少。同时正转与反转的接触应力和弯曲应力受力面不同。因此本文在软件中输入的载荷谱将反转部分忽略了。

3.3 Romax Designer 齿轮应力计算方法

Romax Designer 软件，主要应用于齿轮传动系统虚拟样机的设计和分析，在传动系统设计领域享有盛誉，目前已成为汽车、风电及轴承应用领域行业标准软件。Romax Designer 采用系统建模与分析的思想计算传动系统变形及各部件上的载荷情况，进而能够进行齿轮强度，轴承寿命，低周疲劳，齿轮修形，齿轮接触应力，箱体柔性强度，齿轮参数优化，系统振动噪声（NVH）预估等方面的设计分析内容。

目前有很多国家标准和一个国际标准。Romax 中包括了国际标准 ISO-6336、德国标准 DIN -3990、美国齿轮技术规范 AGMA -2001。在欧洲 ISO-6336 是最通用的标准之一，并且我国渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法的标准 GB/T 3480-1997 在一定程度上等同于国际标准 ISO-6336，因此本文的齿轮计算标准选择的是 ISO-6336。

ISO-6336 中包含齿轮两种主要失效失效模式，分别是弯曲失效和接触失效（点蚀）。常用的齿轮材料有典型的负载-循环曲线，用它来计算齿轮的损伤率和安全系数。

3.4 齿轮弯曲应力和接触应力计算

名义弯曲应力的计算采用 30° 切线断裂的假设，假定齿轮负载方式与悬臂梁类似；断裂通常发生在与垂线成 30° 的齿根圆角相切点，这一点称之为临界点；需要知道齿根圆角曲率半径和圆角临界弦齿厚。

实际弯曲应力的计算是在名义弯曲应力的基础上乘以一系列的修正因素，这些因素包括使用工作条件、动载荷的影响、啮合错位的影响及齿间载荷分布的误差。

① 齿轮弯曲应力计算：

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_s \cdot Y_\beta \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fa} \quad 3- (1)$$

式中， Y_F 是无因次量，只与轮齿的齿廓形状有关系，而与齿轮的模数无关，因此成为齿形系数；

Y_s 是当载荷作用于齿顶部分时的应力校正系数；

Y_β 是螺旋角影响系数；

K_A 是考虑外部附加动载荷的系数，也称为使用系数；

K_V 是考虑内部附加载荷的系数，也称为动载系数；

$K_{F\beta}$ 是考虑载荷沿着齿宽方向受力不均匀的系数，也称作齿向载荷分布系数；

$K_{F\alpha}$ 是考虑载荷的同时啮合的齿对分配不均系数，也称作齿间载荷分配系数；并且
 载荷系数 $K = K_A \times K_V \times K_{F\beta} \times K_{F\alpha}$

上述齿轮弯曲应力计算式中各系数表达式为：

$$1) \text{ 齿根系数} \quad Y_F = \frac{\frac{6h_{Fe}}{m_n} \cdot \cos \alpha_{Fan}}{\left(\frac{S_{Fn}}{m_n}\right)^2 \cdot \cos \alpha_n} \quad 3- (2)$$

式中， h_{Fe} 是弯曲臂在单对齿面接触的外部界限的应用负载；

m_n 是模数；

S_{Fn} 是临界区的齿根弦长；

α_{Fan} 是啮合角。

2) 应力校正系数

$$Y_s = (1.2 + 0.13L) \cdot q_3^{\left(\frac{1}{1.21 + \frac{2.3}{L}}\right)} \quad 3- (3)$$

$$\text{式中} \quad L = \frac{S_{Fn}}{h_{Fe}},$$

3) 螺旋角影响系数

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120^\circ} \quad 3- (4)$$

式中， β 是螺旋角，当 $\varepsilon_\beta > 1$ 时，取 $\varepsilon_\beta = 1$ ；并且当 $\beta > 30^\circ$ 时，取 $\beta = 30^\circ$

② 齿轮接触应力计算：

齿轮齿面接触强度评价包括三个应力的计算：

1) 计算接触应力（名义接触应力）：当无误差齿轮承受名义静弯矩时产生的最大的齿

面接触压应力。

2) 实际接触应力: 计算接触应力乘以一组系数, 这样就增加了应力。这些考虑了应力计算、动态影响、误差。

3) 许用接触应力: 在一定循环条件下的失效, 许用接触应力和实际接触应力之比为安全系数。

名义接触应力的计算是基于两个圆柱在接触区域的接触运用赫兹应力理论来计算的。

如图 3.2 所示:

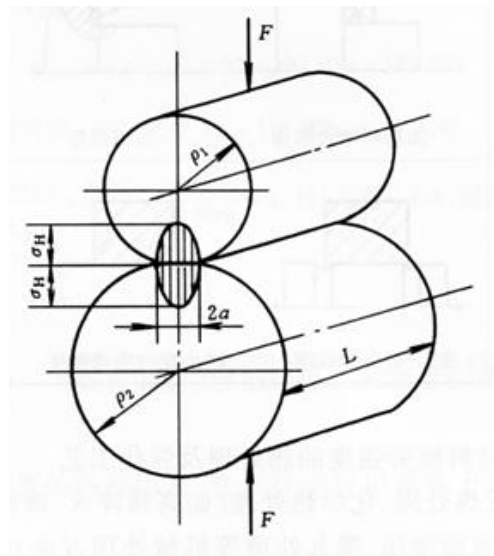


图 3.2 两圆柱体接触受理后的变形

用赫兹应力理论分别计算两个齿轮接触应力

接触区域宽度:

$$b_h = \sqrt{\frac{16F \left(\frac{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}{\pi b (1/r_1 + 1/r_2)} \right)}{\pi b (1/r_1 + 1/r_2)}} \quad 3- (5)$$

接触应力:

$$\sigma_{HO} = \frac{4F}{\pi b_h b} \quad 3- (6)$$

计算运用的基本假设 $\nu_1 = \nu_2 = \nu$, 则

$$\sigma_{HO} = \sqrt{\frac{F}{\pi \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) b} \cdot \frac{1}{(1-\nu^2)} \cdot \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)} \quad 3- (7)$$

载荷区域系数

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\cos^2 \alpha_t \tan \alpha_{at}}} \quad 3- (8)$$

材料的弹性系数

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)} \cdot \frac{1}{(1-\nu^2)}} \quad 3- (9)$$

重合度系

当 $\varepsilon_\beta \geq 1$ 时,

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \quad 3- (10)$$

当 $\beta=0$ 时,

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}} \quad 3- (11)$$

当 $\varepsilon_\beta < 1$ 时,

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3} (1-\varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} \quad 3- (12)$$

倾斜度系数

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} \quad 3- (13)$$

则名义接触应力最终表达式为

$$\sigma_{HO} = Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \left(\frac{u+1}{u} \right)} \quad 3- (14)$$

实际接触应力计算是在前面计算得到的名义接触应力的基础上乘以一系列的修正因素得到的。考虑的因素包括使用工作条件、动载的影响、啮合错位的影响和齿间载荷分布的影响。则实际接触应力的计算式为:

$$\sigma_H = Z_B \sigma_{HO} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad 3- (15)$$

式中, K_A , K_V 和 $K_{H\beta}$ 的计算与前面弯曲应力的计算相同。

3.5 2.5MW 型风电增速箱的建模

基于 Romax Designer 对 FZCR2500 型风电增速箱的建模步骤如下：

第一，齿轮概念建模：行星齿轮在建模中可以采用概念行星齿轮建模，也可以采用分别建立各个齿轮概念模型，再根据齿轮间配合及定位关系组成行星齿轮。本文研究对象是一级行星+一级平行传动，并且二级行星轮系是差动结构，因此在建模中采用方法是后者；

第二，创建轴并添加轴承；

第三，行星架的建立：行星架的结构比较复杂，在 Romax 中不能直接建立，需要现在三维软件建立，再导入有限元软件进行网格划分并保存为 bdf 文件，bdf 文件可以导入 Romax Designer 中，以备连接轴或轴承；

第四，将轴放入 Romax Designer 中，并与各级齿轮按照图纸进行装配，之后将概念齿轮、轴承转化为详细齿轮及轴承，并输入详细参数；

第五，将一级支撑架、二级行星架的网格文件导入 Romax Designer，并且进行连接。

其各个零件主要建模步骤如下

(1) 轴及轴承建模步骤：

第一，添加轴装配件，然后根据零件图填写轴的细节，细节包括名称、公称外径、公称内径、材料表面处理方式等信息。如图 3.3 和 3.4 所示：

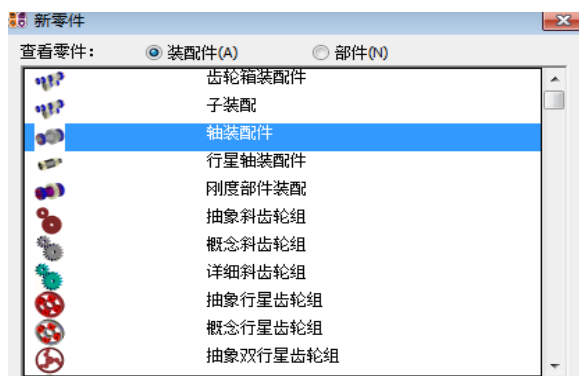


图 3.3 添加轴装配件

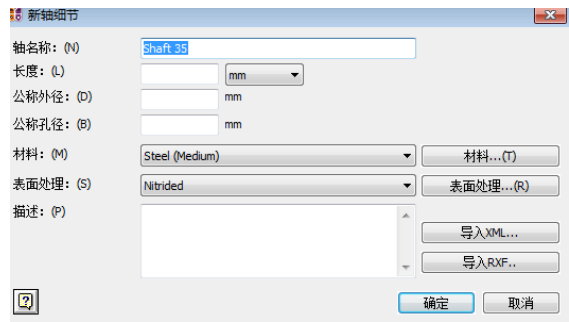


图 3.4 填写轴的细节

第二，将轴按照零件图分段，并修改每段轴细节，细节包括外径、孔径、材料等信息。如图 3.5 所示：



图 3.5 修改轴段细节

第三，根据工程图，在轴上添加轴承（Romax 软件中提供了 FAG、SKF、INA 等轴承常见型号），选择需要的轴承，然后根据需要对轴承细节修改（包括游隙、内圈安装、外圈安装等细节），如图 3.6 和 3.7 所示：



图 3.6 添加轴承

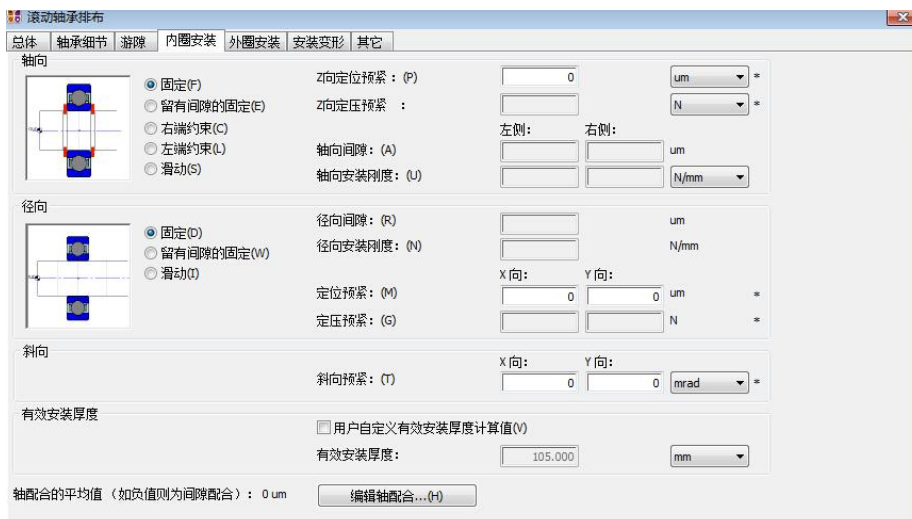


图 3.7 轴承细节修改

下图为输入轴（含轴承）的二维图与三维图，如图 3.8 和 3.9 所示：

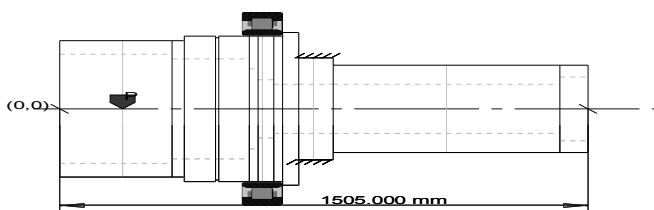


图 3.8 输入轴(含轴承)二维图

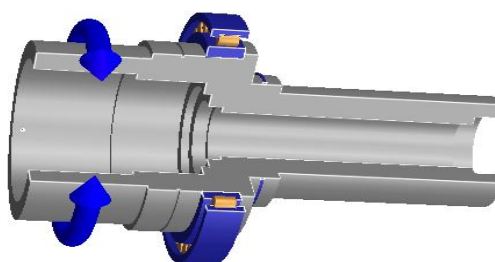


图 3.9 输入轴（含轴承）三维模型

(2) 行星齿轮建模：

Romax 软件提供了概念斜齿轮组，概念行星齿轮组等多种形式的齿轮组。本论文多研究的齿轮传动采用了功率分流及柔性轴技术，细节具有特殊性，因此行星轮系建模没有通过概念行星齿轮组直接建模，而是首先通过概念斜齿轮组建模，再将他们按照图纸要求装配，然后转化为详细齿轮组，对齿轮细节、柔性轴及行星架详细建模。

第一，添加概念行星齿轮组，填写齿数、模数齿宽及名称等信息，并定义大齿圈、行星轮、太阳轮的装配关系。如图 3.10 所示。

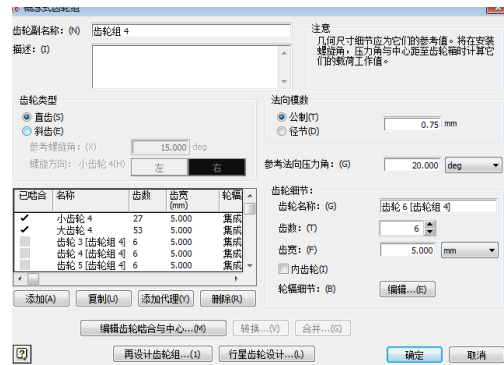


图 3.10 添加概念行星齿轮组

第二，行星轴装配建模

行星轴装配由行星轴，轴承，安装轴承外圈的轴组成。如图 3.11 和 3.12 所示。

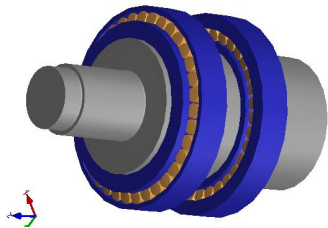


图 3.11 行星轴装配建模

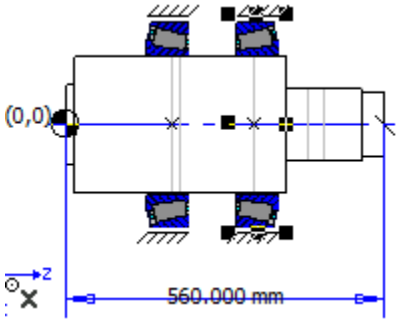


图 3.12 行星轴装配结构示意图

行星架装配各组成部分的三维模型如下图 3.13 所示。

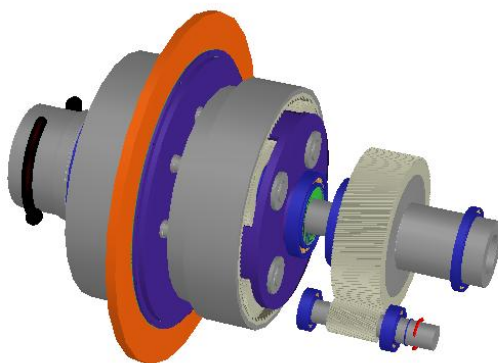


图 3.13 行星架装配件各组成部分的三维模型

第三，将行星轮与各行星轴装配，并在行星轴上添加概念行星架，定义行星架直径，将各个行星轴均匀的分布在行星架上。

第四，将大齿圈安装在大齿圈轴上，将太阳轮安装在太阳轮轴上。

第五，将行星齿轮转化为详细齿轮组。质量标准选择 ISO1328:1995，选择精度等级；并设定载荷分布、材料、表面粗糙度等细节值。如图 3.14 所示。

第六，将所有零件按照装配图逐步装配起来。

第七，在 Pro/E 中对行星架建模，并在 Hypermesh 中对行星架划分网格并保存为 bdf 格式。如下图 3.15 和 3.16 所示：

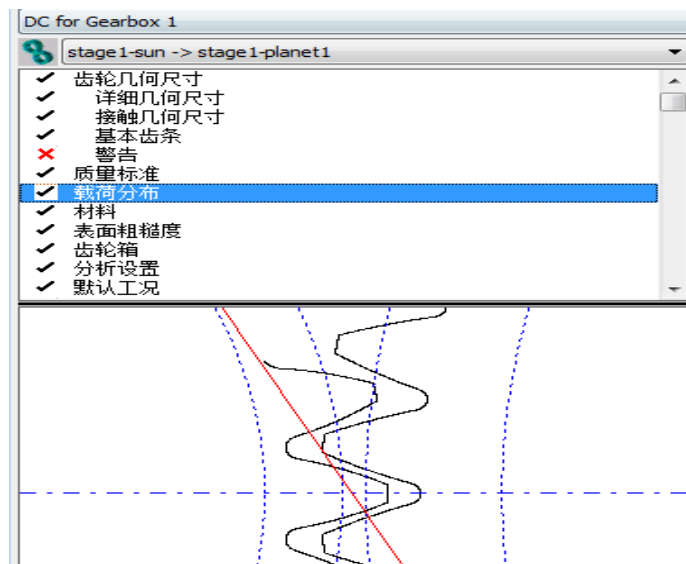


图 3.14 将行星齿轮转化为详细齿轮组

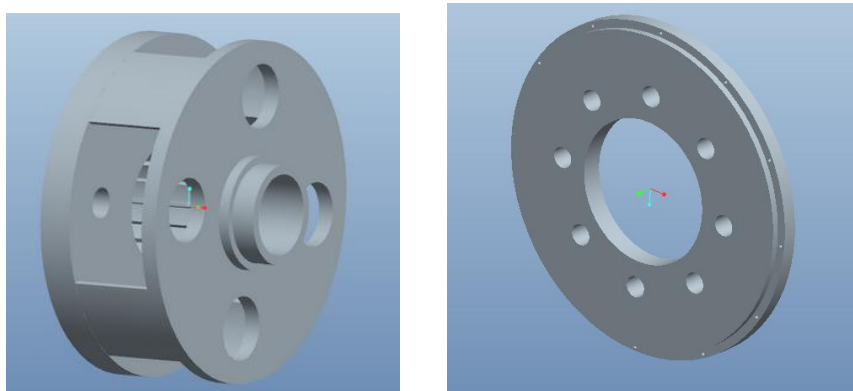


图 3.15 Pro/E 建模

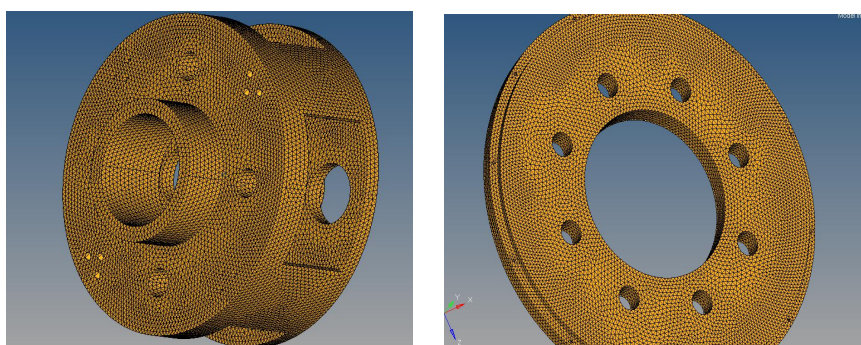


图 3.16 Hypermesh 中网格划分

第八，将 bdf 格式的有限元文件导入 Romax，定位位置，并且连接节点，进行缩聚得到刚度矩阵，然后输入材料。

第九，完成之后进行位置尺寸检查，输入一组扭矩和速度并运行功率流，与实际情况对比，确保模型准确无误。

3.6 应力计算

载荷谱中给出的是扭矩、时间、转数之间的关系，将载荷谱转化为扭矩与速度关系表。额定功率 2750KW 工况下，各齿轮的接触应力如图 3.17 所示。

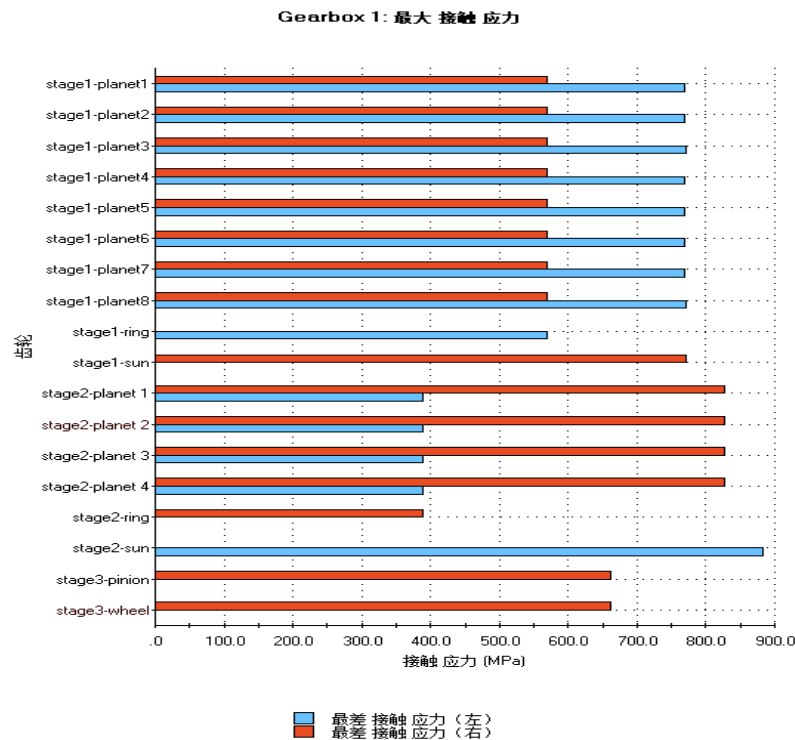


图 3.17 各齿轮的接触应力

如图 3.17 所示为齿轮传动系统在额定功率下的接触应力情况，蓝色代表的是左最大接触应力，红色代表右最大接触应力，这是由于行星齿轮与齿圈和太阳轮同时啮合，因此行星轮处于双向受力状态。在计算行星齿轮的受力情况时，选择比较大的接触应力。

在额定功率 2750KW 工况下，各齿轮的接触应力和弯曲应力如下表 3.1 所示：

表 3.1 各齿轮的接触应力和弯曲应力

齿轮	接触应力		弯曲应力	
	左 (MPa)	右 (MPa)	左 (MPa)	右 (MPa)
三级主传动轮	0	661.389701	0	202.352003
三级输出轮	0	661.389701	0	196.357699
二级齿圈	0	388.329334	0	331.475067
二级太阳轮	882.383210	0	247.138399	0
二级行星轮	388.329334	827.799239	234.195983	238.130996
一级中心轮	0	770.346796	0	181.504195
一级齿圈	569.097014	0	234.369553	0
一级中间轮	770.128404	568.935676	189.879803	193.633953

额定功率下的载荷的计算结果发现齿轮的接触应力和弯曲应力都比较高，再结合第二章的失效分析，本章研究个齿轮的接触应力和弯曲应力分布。由于在风力发电机中，载荷的复杂性导致输入载荷是变化的，进而齿轮的接触应力和弯曲应力都不是定值，随着输入

扭矩的变化而变化。如下图 3.18 和 3.19 所示：

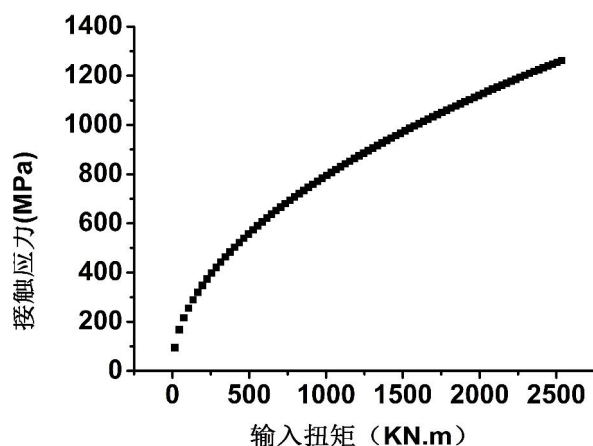


图 3.18 输入扭矩与一级行星轮接触应力关系图

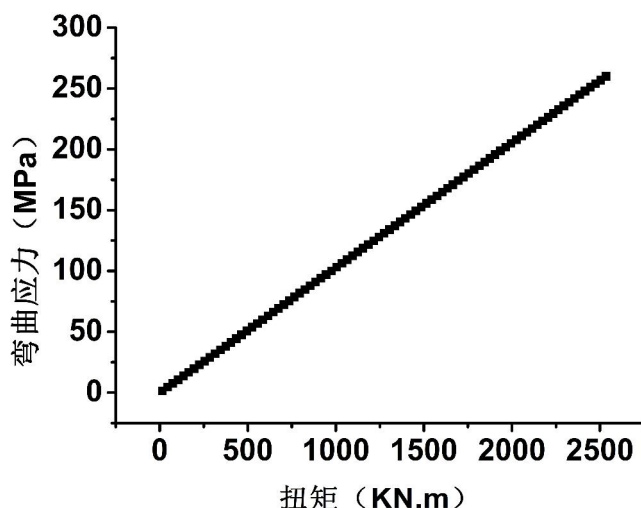


图 3.19 输入扭矩与一级行星轮弯曲应力图

由于每一种应力下，所对应的概率是不一样的，因此扭矩-弯曲应力图及扭矩-接触应力图只能反映力的大小而不能反映力的分布。因此需要根据概率的大小计算接触应力和弯曲应力的分布。由于输入的扭矩是离散的点，因此输出的应力也是离散的点。然而应力出现的次数是不一样的，我们要求分布必须考虑出现的次数。事实上，LDD（载荷区间分布谱）中每一个扭矩下的转数，代表的意思是在当前扭矩附近一个区间内转的转数。为了得到更准确的应力分布，利用 Matlab 生成区间内随机数的方法来解决。Matlab 中 `Unifrnd` 命令可已生成（连续）均匀分布随机数，这里按照每个区间的转数来生成相应区间内的随机数。将各个区间内的随机数汇总到一个数列，这个数列也就是所有的应力，再通过统计得

出接触应力和弯曲应力的分布。如下图 3.20~3.33 所示:

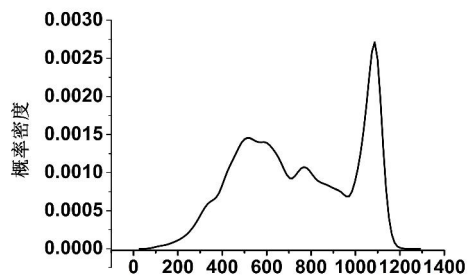


图 3.20 一级中间轮接触应力概率密度曲线

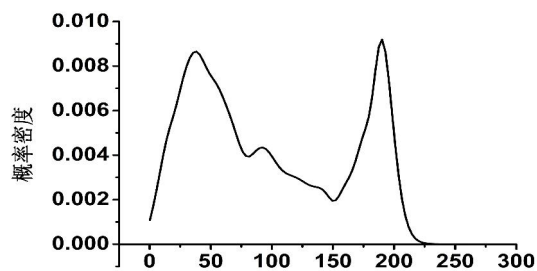


图 3.21 一级中间轮弯曲应力概率密度曲线

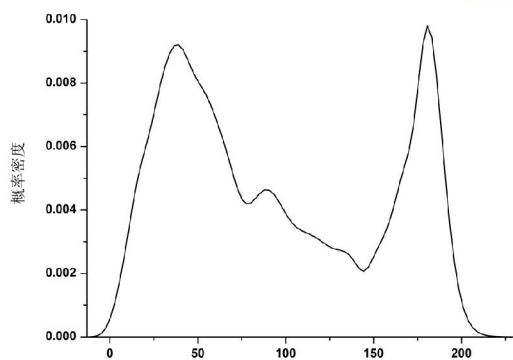


图 3.22 一级中心轮弯曲应力概率密度曲线

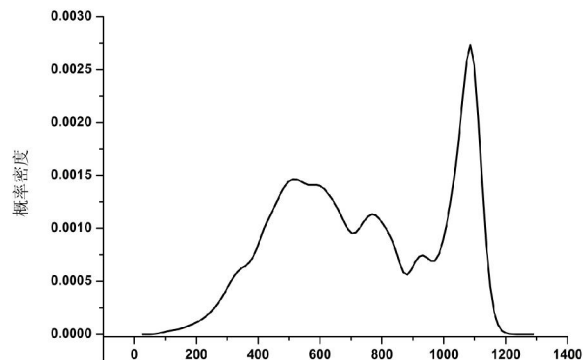


图 3.23 一级中心轮接触应力概率密度曲线

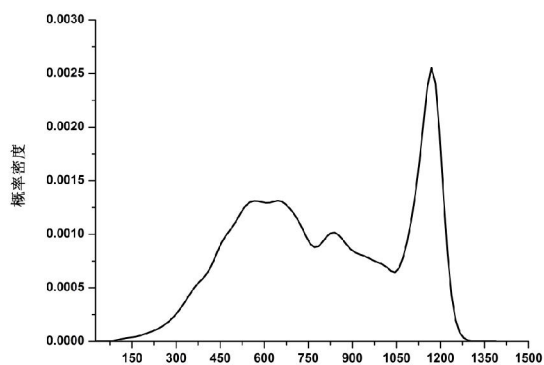


图 3.24 二级行星轮接触应力概率密度曲线

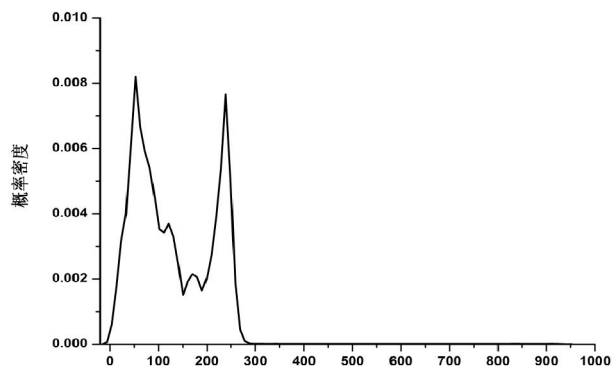


图 3.25 二级行星轮弯曲应力概率密度曲线

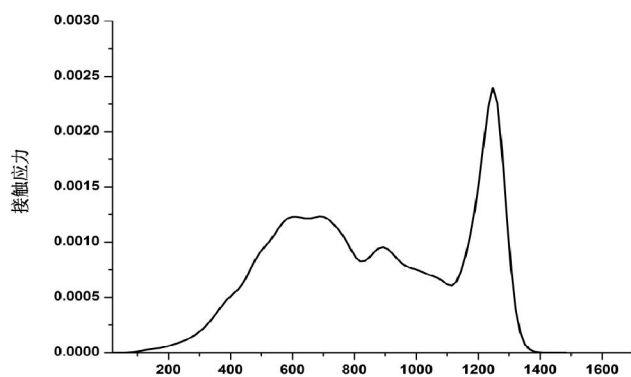


图 3.28 二级太阳轮接触应力概率密度曲线

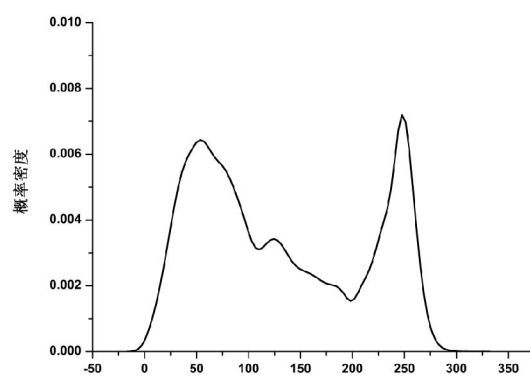


图 3.29 二级太阳轮弯曲应力概率密度曲线

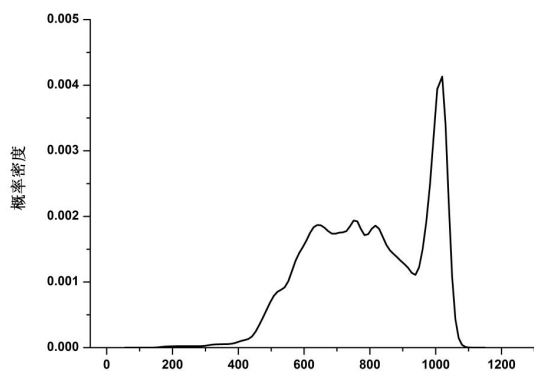


图 3.30 三级小齿轮接触应力概率密度曲线

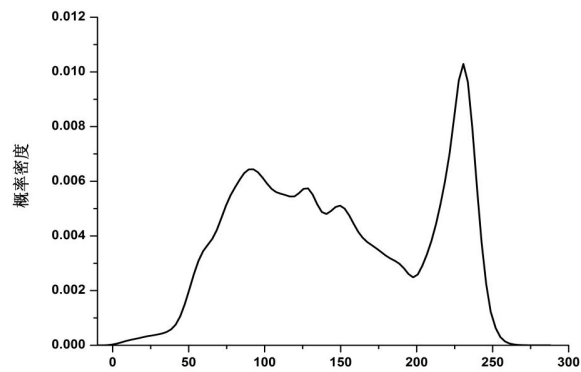


图 3.31 三级小齿轮弯曲应力概率密度曲线

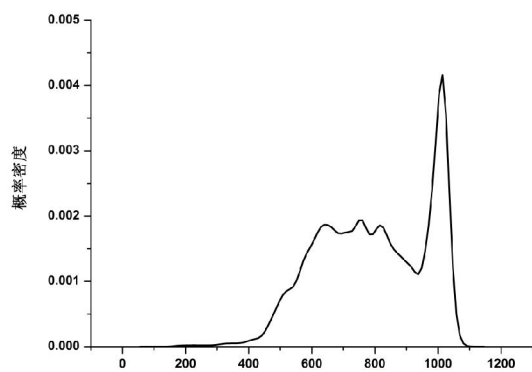


图 3.32 三级大齿轮接触应力概率密度曲线

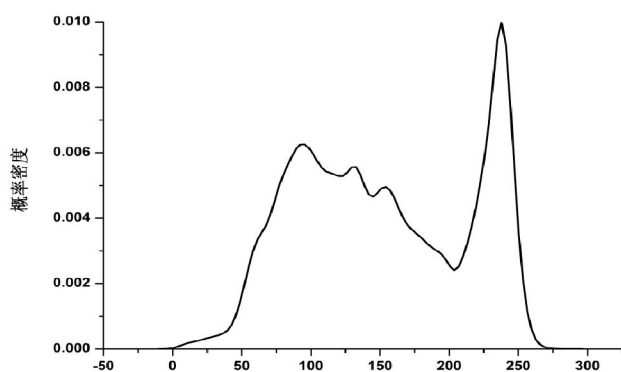


图 3.33 三级大齿轮弯曲应力概率密度曲线

3.7 本章小结

针对风场长年监测数据，利用雨流计数法得到了其 LDD 载荷谱；简述了 Romax Designer 软件的功能、特点和优势，利用其建立了 2.5MW 风电齿轮箱的刚柔耦合模型，应用上述载荷谱计算了齿轮箱各齿轮的接触应力、弯曲应力，并统计得到了各接触应力与弯曲应力的分布，为后续疲劳可靠度计算奠定了基础。

第四章 基于 copula 分析方法计算齿轮可靠度

4.1 引言

在实际运行中, 齿轮存在多种失效模式, 各种失效模式的功能函数中含有相同变量, 例如随机载荷、结构尺寸和材料性能。而这些变量具有一定的分布, 导致齿轮各个失效模式之间具有相关性。具有多种失效模式的零件, 如果在可靠性计算中忽略了它们之间的相关性, 可能会造成较大的误差。因此, 定量分析齿轮失效相关性, 对具有相关性失效模式的齿轮进行可靠性研究十分重要。

本章简述 Copula 函数的特点及常用 Copula 函数; 应用应力-强度干涉模型和 S-N 曲线, 基于 Copula 函数建立了考虑接触疲劳和弯曲疲劳相关性的齿轮疲劳可靠性计算模型; 利用离差平方和最小值原理和 matlab 优化工具箱估计了 Copula 函数的参数, 并计算得到了各齿轮疲劳可靠度。

4.2 Copula 函数简介

Copula 函数对于解决相关问题具有简洁、灵活的特点, 本章针对齿轮失效模式的相关性, 利用混合 Copula 函数对一级行星轮进行了可靠性建模和分析, 并计算得到一级行星轮的可靠度。Copula 函数是一个连接函数, 它可以将多维随机变量中各个变量的边缘函数与他们的联合分布函数相连。Copula 函数在经济学得到广泛的应用, 但在机械可靠性方面还处于探索性使用阶段。

Copula 理论基于 Sklar 定理: 功能函数 $Y_j = g_j(X_1, X_2, \dots, X_n), (j=1, 2, \dots, k)$, 4-(1)

令 H 为 k 维联合分布函数, 其边缘分布函数分别为 F_1, F_2, \dots, F_k , 则存在唯一的 k -copula 函数 C 使得对于 $\forall X = (X_1, X_2, \dots, X_n)^T$ 有

$$H(Y_1, Y_2, \dots, Y_k) = C(F_1(X), F_2(X), \dots, F_k(X)) \quad 4-(2)$$

通过 Sklar 定理可知, 利用各功能函数的边缘分布可以构造这些变量的多维联合分布函数, 这些个联合分布函数用来刻画变量之间复杂的相关性。

由 Sklar 定理可知, 如果 Copula 函数的表达式是已知的, 就可以简洁、灵活的构造

出多维联合分布函数，并且边缘分的形式是任意的。目前有很多 Copula 函数族，这些函数族有一个或者多个参数。本文用到的是 Archimedean 族的 Copula 函数和 Clayton 族 Copula 函数。

Archimedean copula 函数为：

$$C_1(\mu, \nu, \alpha) = \exp \left\{ - \left[(-\ln \mu)^\alpha + (-\ln \nu)^\alpha \right]^{1/\alpha} \right\} \quad 4-(3)$$

其中 $\alpha \in [1, \infty)$ ，当 $\alpha \rightarrow 1$ 时，随机变量趋近于独立，当 $\alpha \rightarrow \infty$ 时，随机变量趋近于完全相关。如下图 4.1 所示：

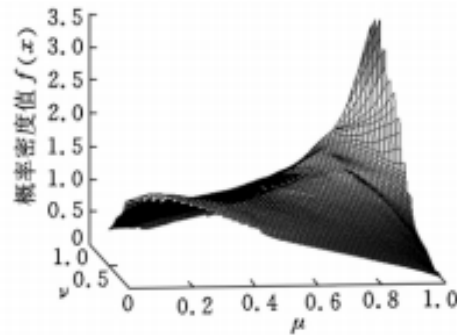


图 4.1 Archimedean copula 函数概率密度值

Clayton copula 函数为：

$$C_2(\mu, \nu, \theta) = (\mu^{-\theta} + \nu^{-\theta} - 1)^{-1/\theta} \quad \theta \in (0, \infty) \quad 4-(4)$$

当 $\theta \rightarrow 0$ 时，随机变量 μ, ν 趋于独立，当 $\theta \rightarrow \infty$ 时，随机变量 μ, ν 趋近于完全相关。如下图 4.2 所示：

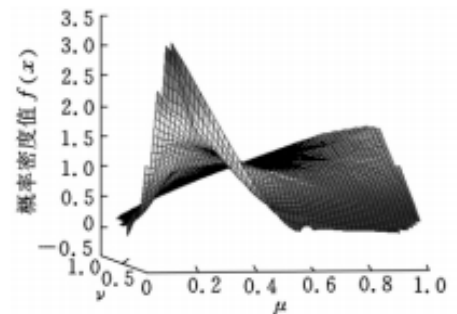


图 4.2 Clayton copula 函数概率密度值

选择合适的 copula 函数是解决相关性的关键，由于 copula 函数族类型很多，不同的函

数族所含有的信息有很大不同。因此,选择能够准确的反映变量之间相关模式的 copula 函数很重要。

多数机械零部件的多失效模式之间的相关性是非对称的,很难用单一的 copula 函数来描述它们之间的关系,此时可以通过几个不同的 copula 函数线性组合构造一个比较满意的函数。

韩文欣等在失效模式相关的机械结构可靠性研究中,利用 Archimedean copula 函数和 Clayton Copula 函数构造了混合 Copula 函数。混合 Copula 函数的形式为

$$C(\mu, \nu) = \varepsilon C_1(\mu, \nu, \alpha) + (1 - \varepsilon) C_2(\mu, \nu, \theta) \quad 4-(5)$$

其中 $0 \leq \varepsilon \leq 1$, 系数 ε 是两个函数的加权系数。

机械零件的失效模式有多种时,研究齿轮的可靠性问题需要知道多种失效模式的联合失效概率分布。

4.3 齿轮疲劳可靠性计算

4.3.1 疲劳可靠度理论

引起工程结构和构件失效的原因有很多,疲劳断裂是其中的主要因素之一。当结构中的交变应力大于强度极限或屈服极限时,会出现零部件的失效断裂。但在实际情况中,结构中的交变应力在小于强度极限或屈服极限的低应力水平下都可能发生疲劳断裂。随着人们对于传统静强度的认识的增加,工程中强度设计的实践经验也十分丰富,疲劳断裂引起的失效问题在工程中越发突出。

材料的疲劳性能可通过 S-N 曲线反映,描述了在一定的应力比 r 下,疲劳极限 S_{\max} 与应力循环次数 N 的关系曲线,即 S-N 曲线。一般可分为:低周疲劳区(LCF)、高周疲劳区(HCF)、亚疲劳区(SF)。大多数通用机械零件及专用零件的失效都是由高周疲劳引起的。

传统疲劳计算中,通过循环次数和大小来计算材料的累积损伤,认为材料剩余强度是一个定值。

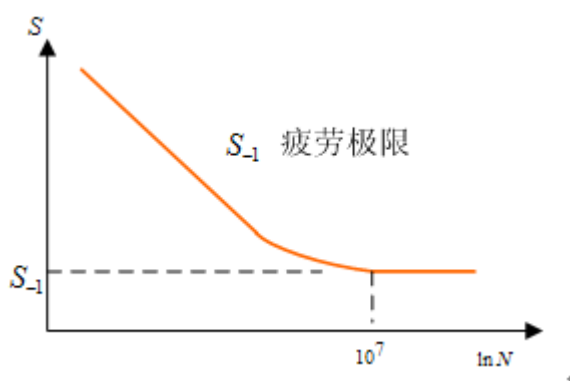


图 4.3 S-N 曲线

应力-强度干涉模型（如图 4.4 所示）：材料的性能由很多因素共同组成，这些因素是随机变量，因此强度 δ 具有一定分布，概率密度函数为 $g(\delta)$ 。影响应力大小的因素也很多，这些因素有一定分布，则应力 S 是随机函数，概率密度函数是 $f(S)$ 。如图所示，可靠度计算公式为：

$$R = P(\delta > S) = \int_{-\infty}^{\infty} f(S) \left[\int_{\sigma}^{\infty} g(\delta) d\delta \right] dS \quad 4-(6)$$

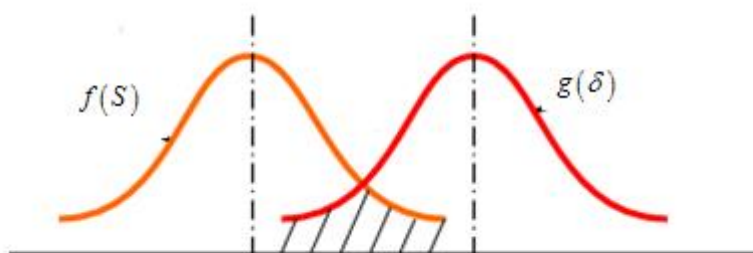


图 4.4 应力-强度干涉模型

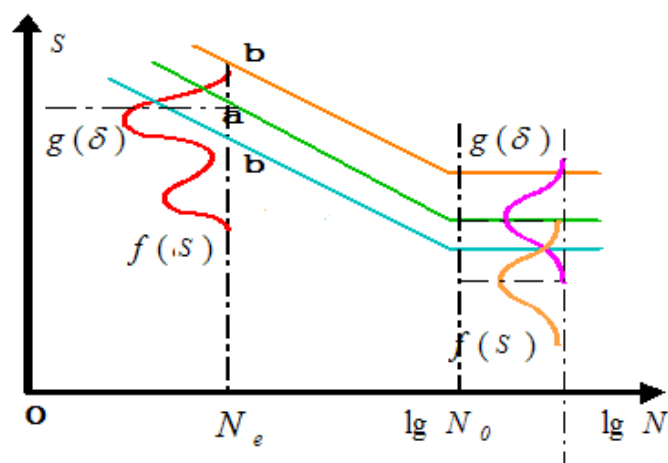


图 4.5 P-S-N 曲线

无限疲劳寿命区：在 P-S-N 曲线（如图 4.5 所示）中，当寿命大于疲劳循环基数 N_0 时，进入了无限疲劳寿命。在无限疲劳寿命区，可靠度由极限强度分布与应力分布决定。

4.3.2 齿轮可靠度计算

机械零件失效模式对应多种不同的失效模式，其功能函数可表示为

$$Y_j = g_j(X_1, X_2, \dots, X_n) \quad j=1, 2, \dots, k \quad 4-(7)$$

假设 E_j 表示第 j 个失效模式，则有

$$E_j = [g_j(X_1, X_2, \dots, X_n) \leq 0] \quad 4-(8)$$

零件的失效概率可表示为：

$$P_{fs} = \int_{(E_1 \cup \dots \cup E_k)} \dots \int f_{X_1, X_2, \dots, X_n}(x_1, x_2, \dots, x_n) dx_1 dx_2 \dots dx_n \quad 4-(9)$$

由式 4-(7) 可知，零件的失效概率的公式是一个多重积分，并且各随机变量的联合概率密度计算困难。因此，计算零件的失效概率往往不能直接利用公式，而是使用蒙特卡罗模拟法。

齿轮的两种失效模式是串联系统，也就是说任意一个失效模式出现就认识齿轮失效。

令 P_{f1} 与 P_{f2} 分别是点蚀和弯曲疲劳的失效概率， $C(P_{f1}, P_{f2})$ 为构造的 copula 函数，则齿轮失效概率为

$$\begin{aligned} P_{fs} &= P(g_1(X_1, X_2, \dots, X_n) \cup g_2(X_1, X_2, \dots, X_n) \leq 0) = \\ &P(g_1(X_1, X_2, \dots, X_n) \leq 0) + P(g_2(X_1, X_2, \dots, X_n) \leq 0) - \\ &P(g_1(X_1, X_2, \dots, X_n) \leq 0 \cap g_2(X_1, X_2, \dots, X_n) \leq 0) = \\ &P_{f1} + P_{f2} - C(P_{f1}, P_{f2}) \end{aligned}$$

4-(10)

利用混合 copula 函数计算可靠度，必须先计算出混合 Copula 的参数

由载荷谱可知每个扭矩下主轴转的转数，可以计算出主轴 20 年内总的转数是 1.15×10^8 转。一级大齿圈齿数为 142，一级中间齿轮的齿数为 37，他们的传动比为 3.83，可以计算得到 20 年内一级中间齿轮转数约为 4.4×10^8 转，而在《渐开线圆柱齿轮承载能力》的国家标准中指出齿轮的弯曲极限 σ_{Flim} 指的是齿轮经过长期的重复载荷作用（循环次数为 3×10^6 ）后，齿根保持不破坏的极限应力。从数量级上看，风电齿轮箱中二级行星轮转数和疲劳极限载荷的次数相差了 2 个数量级。因此，在风电齿轮箱中计算齿轮的可靠性时，弯曲疲劳强度和接触疲劳强度应当选择他们的疲劳极限值，分别是 σ_{Flim} 和 σ_{Hlim} 。 σ_{Flim} 最好通过齿轮运转的试验结果统计得到。在没有数据的情况下，根据材料的和齿面硬度查表得到。一级中间齿轮、二级行星轮、一级中心轮、二级太阳轮材料是 18CrNiMo7-6，调质、机加工、渗碳淬硬、精加工。二级齿圈齿轮材料是调质、机加工、高温去应力、精加工、氮化；假设接触强度，弯曲强度都服从正态分布分布。零件接触疲劳极限，弯曲疲劳极限的均值与方差如表 4.1 所示。

表 4.1 零件接触疲劳极限弯曲疲劳极限的均值与方差

零件名	接触强度（Mpa）		弯曲强度（Mpa）	
	均值	方差	均值	方差
一级中心轮	1275	50	275	24
一级中间轮	1275	50	275	24
二级太阳轮	1275	50	275	24
二级行星轮	1275	50	275	24
二级齿圈	1350	50	375	24
三级主传动齿轮	1275	50	275	24
输出齿轮	1275	50	275	24

齿轮失效有接触疲劳与弯曲疲劳两种失效模式，其功能函数分别是：

$$g_1 = \sigma_{F\lim} - \sigma_F \quad 4-(11)$$

$$g_2 = \sigma_{H\lim} - \sigma_H \quad 4-(12)$$

利用蒙特卡罗对 $\sigma_{F\lim}$ ， σ_F ， $\sigma_{H\lim}$ ， σ_H 抽样，第 i 次抽样结果为

$$g_1(i) = \sigma_{F\lim}(i) - \sigma_F(i) \quad (i=1, \dots, n) \quad 4-(13)$$

$$g_2(i) = \sigma_{H\lim}(i) - \sigma_H(i) \quad (i=1, \dots, n) \quad 4-(14)$$

利用 Matlab 软件将功能函数序列值 $g_1(i)$ ， $(i=1, 2, \dots, n)$ 和 $g_2(i)$ ， $(i=1, 2, \dots, n)$ 统计，得出相应的经验分布 $F(1)_i$ 、 $F(2)_i$ 及他们的联合分布 $F_{emp}[F(1)_i, F(2)_i]$ 。

Copula 函数 $C(\mu, \nu) = \varepsilon C_1(\mu, \nu, \alpha) + (1 - \varepsilon) C_2(\mu, \nu, \theta)$ 的参数采用离差平法和最小准则 (RSS) 估计，公式为

$$RSS = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(F_{emp}[F(1)_i, F(2)_i] - C[(F(1)_i, F(2)_i)] \right)^2} \quad 4-(15)$$

其中 $C[(F(1)_i, F(2)_i)]$ 是混合 Copula 函数值，在 Matlab 中，优化工具箱中的 fmincon 功能用于求解多约束的最小值问题，通过 fmincon 函数求出式中的参数 ε 、 α 和 θ 。

由于齿轮的接触疲劳失效和弯曲疲劳失效是串联系统，所以失效率为

$$P_{fs} = P_{f1} + P_{f2} - C(P_{f1}, P_{f2}) \quad P_{fs} = P_{f1} + P_{f2} - C(P_{f1}, P_{f2}) \quad 4-(16)$$

$$R = 1 - P_{fs} \quad 4-(17)$$

由式 4-(4)、4-(5)、4-(11)、4-(12)、4-(13)、4-(14)、4-(15)、4-(16)、4-(17)

联立可以得到各个齿轮可靠度如表 4.2。

表 4.2 齿轮可靠度

零件名	寿命 20 年条件下的疲劳可靠度
一级中心轮	99.680807%
一级中间轮	99.990424%
二级太阳轮	93.527259%
二级行星轮	98.237583%
二级齿圈	99.461760%
三级主传动齿轮	98.377230%
输出齿轮	98.431638%

4.4 本章小结

建立考虑串联系统相关性的可靠性模型；根据功能函数及变量的分布得到功能函数值的边缘概率分布和联合概率分布；利用离差平方和最小值原理并用 Matlab 优化工具箱估计 Copula 函数的参数；利用 Copula 函数根据无限寿命可靠性设计得到各个边缘分布函数，利用含有 Copula 函数的串联系统可靠性模型计算无限疲劳寿命区的失效概率。

第五章 总结与展望

5.1 总结

目前,在各种新能源中,风电是经济上最可行、技术上最成熟的可再生清洁能源。我国经济正处于高速发展阶段,能源与环境的压力日益增大,开发新能源、研究使用新能源技术刻不容缓。风电机组可以将风能转换为电能,其主要由叶片、齿轮箱、发电机和偏航装置等组成,其中齿轮箱是风电机组的关键部件,主要实现提速功能。由于风电机组安装在海上、高山等偏远地区,维修不便且所需成本高昂,因此一般要求使用寿命 20 年。同时随机风载变化大,造成齿轮箱故障频发,其故障占比高达 60%,严重影响了风电机组的稳定可靠运行。本文以 2.5MW 风电齿轮箱为研究对象,进行失效模式及影响分析(FMEA),确定其主要失效模式及原因;通过风场实测载荷得到 LDD 载荷谱,利用 Romax Designer 软件建模并得到齿轮应力分布,并研究考虑相关性时齿轮的可靠性。主要结论概括如下:

1) 分析了某齿轮箱厂生产的 2.5MW 风电齿轮箱的结构、工作原理和工作环境条件;根据试验和现场失效情况对该齿轮箱进行了失效模式及影响分析(FMEA),明确了齿轮点蚀、胶合、磨损、断齿是齿轮箱的主要失效模式,随机风载是引起齿轮箱失效的主要原因。

2) 针对风场长年监测数据,利用雨流计数法得到了其 LDD 载荷谱;简述了 Romax Designer 软件的功能、特点和优势,利用其建立了 2.5MW 风电齿轮箱的刚柔耦合模型,应用上述载荷谱计算了齿轮箱各齿轮的接触应力、弯曲应力,并统计得到了各接触应力与弯曲应力的分布,为后续疲劳可靠度计算奠定了基础。

3) 简述了 Copula 函数的特点及常用 Copula 函数;应用应力-强度干涉模型和 S-N 曲线,基于 Copula 函数建立了考虑接触疲劳和弯曲疲劳相关性的齿轮疲劳可靠性计算模型;利用离差平方和最小值原理和 matlab 优化工具箱估计了 Copula 函数的参数,并计算得到了各齿轮疲劳可靠度。

5.2 展望

通过本文的研究，可以看出对风电齿轮箱的可靠性研究工作取得了一定的成果，但还有很多值得深入研究的地方，具体表现如下：

1. 风电齿轮传动在运行一段时间之后，点蚀等因素造成齿轮表面不完整。即使在同样的输入下，啮合力也是不同的。有待于对受损零件性能研究。
2. 本文的疲劳极限是从文献得到，疲劳极限会受到表面粗糙度、热处理等因素影响，最好是通过试验得到。
3. 在计算可靠度是没有计算系统的可靠性，各零件之间是串联系统，但他们不是独立的，有必要深入研究。

参考文献

- [1]Burton T, Sharpe D, Jenkins N, et al. Wind energy handbook[M]. John Wiley & Sons, 2001.
- [2]国家发展和改革委员会. 可再生能源中长期发展规划. 可再生能源. 2007, 25(6)
- [3]中国风能协会 <http://www.cwea.org.cn/upload/2014.pdf>
- [4]程明, 张运乾, 张建忠. 风力发电机发展现状及研究进展[J]. 电力科学与技术学报, 2009, 24(3): 2-9.
- [5]马海全, 于洋, 姜涛, 等. 风机齿轮箱齿轮失效分析[J]. 材料工程, 2009, 11: 021.
- [6]生伟凯, 刘卫, 杨怀宇. 国内外风电齿轮箱设计技术及主流技术路线综述与展望[J]. 风能, 2012 (4).
- [7]Crabtree C J, Feng Y, Tavner P J. Detecting incipient wind turbine gearbox failure: a signal analysis method for on-line condition monitoring[C]//Proceedings of European Wind Energy Conference (EWEC 2010), Warsaw, Poland. 2010: 20-23.
- [8]齿轮系统动力学[M]. 科学出版社, 1997.
- [9]朱才朝, 黄泽好, 唐倩, 等. 风力发电齿轮箱系统耦合非线性动态特性的研究水[J]. 机械工程学报, 2005, 4(8).
- [10]颜克君. 1.5 兆瓦风电增速齿轮箱静动力有限元分析[J]. 机械传动, 2009, 33(6): 49-52.
- [11]陶泽光, 李瑞方, 林腾蛟. 齿轮箱固有特性数值模拟和试验研究[J]. 机械科学与技术, 2001, 20(2): 278-279.
- [12]张志宏, 刘忠明, 张和平, 等. 大型风电齿轮箱行星架结构分析及优化[J]. 机械设计, 2008, 25(9): 54-56.
- [13]Heege A, Betran J, Bastard L, et al. Computation of dynamic loads in wind turbine power trains[J]. Mecanica Computacional, 2007, 26: 2985-3004.
- [14]Glodež S, Aberšek B, Flašker J, et al. Evaluation of the service life of gears in regard to surface pitting[J]. Engineering fracture mechanics, 2004, 71(4): 429-438.
- [15]Šraml M, Flašker J. Computational approach to contact fatigue damage initiation analysis of gear teeth flanks[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2007, 31(11-12): 1066-1075.
- [16]Kramberger J, Šraml M, Potrč I, et al. Numerical calculation of bending fatigue life of thin-rim spur gears[J]. Engineering fracture mechanics, 2004, 71(4): 647-656.
- [17]Kramberger J, Šraml M, Glodež S, et al. Computational model for the analysis of bending fatigue in gears[J]. Computers & structures, 2004, 82(23): 2261-2269.
- [18]Manual R D U. Romax Technology Ltd[J]. Nottingham, UK, 2003.

- [19]康传章. 2T101 手动变速箱齿轮的减振降噪研究[D]. 重庆大学, 2013.
- [20]胥良. 基于载荷谱的兆瓦级风电齿轮箱动态特性研究[D]. 重庆大学, 2013.
- [21]谭昕, 陈定方. 风力发电机齿轮箱虚拟样机建模与动态特性分析[J]. 湖北工业大学学报, 2010, 25(4): 13-15.
- [22]秦大同, 邢子坤, 王建宏. 基于动力学和可靠性的风力发电齿轮传动系统参数优化设计[J]. 机械工程学报, 2008, 44(7): 24-31.
- [23]林腾蛟, 沈亮, 赵俊渝. 风电增速箱输出级齿轮副疲劳寿命有限元分析[J]. Journal of Chongqing University, 2012.
- [24]张红磊. 大型风电机组齿轮箱疲劳特性数值模拟[D]. 华北电力大学 (北京), 2010.
- [25]Lloyd G. Guideline for the certification of offshore wind turbines[J]. 2005.
- [26]Savage M, Knorr R J, Coy J J. Life and reliability models for helicopter transmissions[J]. 1982.
- [27]Rao S S, Tjandra M. Reliability-based design of automotive transmission systems[J]. Reliability Engineering & System Safety, 1994, 46(2): 159-169.
- [28]Huang H Z, Sun Z Q, Zuo M J, et al. Bayesian reliability assessment of gear lifetime under fuzzy environments[C]//Reliability and Maintainability Symposium, 2005. Proceedings. Annual. IEEE, 2005: 232-237.
- [29]He X, Oyadiji S O. A study of practical reliability estimation method for a gear reduction unit[C]//Systems, Man, and Cybernetics, 1999. IEEE SMC'99 Conference Proceedings. 1999 IEEE International Conference on. IEEE, 1999, 1: 948-953.
- [30]Lv S Z, Liu H N, Zhang D W, et al. Reliability calculation model of gears considering strength degradation[C]//Industrial Engineering and Engineering Management, 2009. IE&EM'09. 16th International Conference on. IEEE, 2009: 1200-1203.
- [31]孙淑霞, 李良巧, 孙志礼, 等. 齿轮可靠度计算中随机因素影响程度的计算分析[J]. 机械传动, 2008, 32(3): 80-82.
- [32]Sarper H. Reliability analysis of descent systems of planetary vehicles using bivariate exponential distribution[C]//Reliability and Maintainability Symposium, 2005. Proceedings. Annual. IEEE, 2005: 165-169.
- [33]王正, 谢里阳, 李兵. 随机载荷作用下的零件动态可靠性模型[J]. 机械工程学报, 2008, 43(12): 20-25.
- [34]王明清, 陈作越. 齿轮传动多模式失效的时变可靠性分析[J]. 机械传动, 2011, 35(4): 50-53.
- [35]谢里阳, 姜永军. 齿轮失效概率分析的串联系统相关失效模型[J]. 失效分析与预防, 2006, 1(1): 25-27.

- [36]谢里阳, 刘建中, 吴宁祥, 等. 风电装备传动系统及零部件疲劳可靠性评估方法[J]. 机械工程学报, 2014, 50(11): 1-8.
- [37]韩文钦, 周金宇, 孙奎洲. 失效模式相关的机械结构可靠性的 Copula 分析方法[J]. 中国机械工程, 2011, 22(3): 278-282.
- [38]赵婷. Copula 理论及其在金融分析上的应用[D]. 湖南大学, 2011.
- [39]唐家银, 何平, 宋东利. 基于 Copula 函数的失效相关构件可靠度计算[J]. 机械强度, 2010 (5).
- [40]马海全, 于洋, 姜涛, 等. 风机齿轮箱齿轮失效分析[J]. 材料工程, 2009, 11: 021
- [41]Guo Y, Keller J, LaCava W. Combined effects of gravity, bending moment, bearing clearance, and input torque on wind turbine planetary gear load sharing[C]//AGMA fall technical meeting, Dearborn. 2012.
- [42]张立勇, 王长路, 刘法根. 风力发电及风电齿轮箱概述[J]. 机械传动, 2009, 32(6): 1-4.
- [43]Winkelmann L, El-Saeed O, Bell M. The effect of superfinishing on gear micropitting[J]. Gear Technol, 2009, 2: 60-65.
- [44]赵玉良, 徐鸿钧, 姜永涛. 风电齿轮的微点蚀研究[J]. 能源工程, 2010 (4): 41-44.
- [45]Evans H P, Snidle R W, Sharif K J, et al. Analysis of Micro-Elastohydrodynamic Lubrication and Prediction of Surface Fatigue Damage in Micropitting Tests on Helical Gears[J]. Journal of Tribology, 2013, 135(1): 011501.
- [46]王辉, 李晓龙, 王罡, 等. 大型风电齿轮箱的失效问题及其设计制造技术的国内外现状分析[J]. 中国机械工程, 2013, 11: 023.
- [47]Errichello R, Muller J. Gearbox reliability collaborative gearbox 1 failure analysis report[J]. Contract, 2012, 303: 275-3000.
- [48]Munch K, McDade M. Gearbox reliability collaborative: gearbox inspection metadata[M]. National Renewable Energy Laboratory, 2010.
- [49]Sheng S, McDade M, Errichello R. Wind Turbine Gearbox Failure Modes: A Brief[M]. National Renewable Energy Laboratory, 2011.
- [50]秦大同, 周志刚, 杨军, 等. 随机风载作用下风力发电机齿轮传动系统动态可靠性分析[J]. 机械工程学报, 2012, 48(3): 1-8.
- [51]陈涛, 孙伟, 张旭. 基于灰色关联度的风电齿轮箱传动系统故障树分析[J]. 太阳能学报, 2012, 10: 002.

致谢

本论文是在导师陈文华教授悉心指导下完成的，他渊博的专业知识、诲人不倦的育人作风、严谨的治学态度、孜孜不倦的工作精神，使我受益匪浅。在攻读硕士学位期间，无论是在科研上还是做人做事方面，导师都给与我耐心的指导和帮助，给我留下了深刻的印象，也将使我在未来的工作和学习中终生受益。在此，向导师致以最崇高的敬意，并表示衷心的感谢。

感谢潘骏教授、贺青川讲师与李奇志博士后在学习、科研和生活上给予的关怀及指导，感谢课题组李剑敏教授、陈换过副教授、钱萍副教授、任锟副教授、魏义敏讲师等老师在学习上对我的悉心指导。

感谢杭州前进齿轮箱厂潘晓东高工与孟高强工程师在项目中大力支持。

感谢朱兵斌、李小辉、徐超、王孟、韩俊昭等师兄在生活、科研过程中给我的鼓励与帮助。

感谢杜胜利、张文、许成彬、徐瀚辉、周孟绍及师弟在学习和生活中提出的建议与帮助。

特别感谢我的父母，哥哥，弟弟在我攻读硕士学位学习期间的理解与支持。这三年的求学生涯是我人生中一笔最宝贵的财富。

在此，我谨向给予我大力支持和帮助过的老师、同学表示最由衷的感谢，我会在以后的生活和工作中继续努力！

郑朝朋

二零一五年六月四日

攻读硕士学位期间的研究成果和参与项目情况

参与项目

- [1] 国家国际科技合作专项项目资助：风电齿轮箱可靠性设计与健康监测技术合作项目
(2015DFA71400)

附录 载荷谱（部分）

Torque	Revs	Time	Torque	Revs	Time
[kNm]		[Sec]	[kNm]		[Sec]
-1635	6.30E-01	3.00E+00	-555	4.94E+01	4.03E+02
-1605	1.46E+00	7.00E+00	-525	8.53E+01	7.72E+02
-1575	6.23E-01	3.00E+00	-495	1.73E+02	1.48E+03
-1545	4.70E+00	2.40E+01	-465	1.30E+02	1.36E+03
-1515	4.21E+00	2.00E+01	-435	1.45E+02	1.49E+03
-1485	6.35E-01	3.00E+00	-405	3.92E+02	4.28E+03
-1455	2.30E+00	1.00E+01	-375	4.54E+02	4.83E+03
-1425	1.73E+00	9.00E+00	-345	1.17E+03	1.09E+04
-1395	4.81E+00	2.50E+01	-315	3.06E+03	2.63E+04
-1365	3.99E+00	2.20E+01	-285	6.24E+03	5.18E+04
-1335	3.69E+00	1.80E+01	-255	9.78E+03	8.35E+04
-1305	1.77E+00	1.00E+01	-225	1.09E+04	9.57E+04
-1275	3.64E+00	1.70E+01	-195	5.59E+03	6.09E+04
-1245	1.10E+01	5.00E+01	-165	1.94E+04	2.05E+05
-1215	8.18E+00	4.40E+01	-135	1.15E+04	1.46E+05
-1185	8.94E+00	4.50E+01	-105	1.18E+04	1.52E+05
-1155	8.75E+00	4.50E+01	-75	2.83E+04	3.03E+05
-1125	1.65E+01	8.70E+01	-45	5.68E+04	5.76E+05
-1095	8.23E+00	4.20E+01	-15	1.48E+05	3.44E+07
-1065	8.66E+00	4.70E+01	15	3.31E+05	3.43E+07
-1035	9.06E+00	5.30E+01	45	5.22E+05	3.71E+06
-1005	1.34E+01	7.30E+01	75	7.38E+05	5.24E+06
-975	1.04E+01	6.00E+01	105	1.08E+06	7.65E+06
-945	7.74E+00	5.00E+01	135	1.53E+06	1.09E+07
-915	1.49E+01	7.60E+01	165	2.00E+06	1.41E+07
-885	9.37E+00	4.90E+01	195	1.81E+06	1.28E+07
-855	1.25E+01	8.00E+01	225	1.68E+06	1.18E+07
-825	9.83E+00	6.40E+01	255	2.39E+06	1.64E+07
-795	9.79E+00	6.00E+01	285	2.78E+06	1.86E+07
-765	1.30E+01	7.20E+01	315	2.57E+06	1.65E+07
-735	8.09E+00	5.20E+01	345	3.02E+06	1.84E+07
-705	1.45E+01	9.50E+01	375	3.18E+06	1.86E+07
-675	1.20E+01	8.00E+01	405	2.96E+06	1.67E+07
-645	8.55E+00	6.50E+01	435	2.97E+06	1.62E+07
-615	4.72E+01	3.44E+02	465	2.69E+06	1.42E+07
-585	1.07E+01	1.05E+02	495	2.49E+06	1.26E+07