

中文摘要

变速器是汽车传动系统的重要组成部分，其结构对汽车的动力性、经济性、操纵的可靠性与轻便性、传动的平稳性与效率等都有直接的影响。近年来随着汽车技术的发展，汽车发动机的设计趋向大扭矩、高速化，对汽车变速器承载能力以及工作可靠性的要求越来越高，变速器的结构振动问题也日益突出。本文应用实验模态分析技术结合有限元分析对汽车变速器箱体等主要零部件进行了动态特性研究，并应用有限元计算分析方法对变速器主要承载零部件的强度进行了研究。

本文使用三维造型软件 Unigraphics 建立实体模型，使用有限元软件 ANSYS 进行分析计算。首先建立了精确的变速器箱体、轴系、渐开线斜齿轮的实体模型，并根据有限元分析的要求对模型进行了简化。根据各零部件不同的结构特点，分别通过 Parasolids 接口和 UG 的 Structure 模块建立了 ANSYS 的有限元计算模型。

对变速器动态特性的研究，应用实验模态分析技术结合有限元模态分析的方法，首先通过实验模态分析获取了箱体及各轴的模态频率、模态阻尼、振型等参数，并在相同的边界条件下进行了有限元模态分析计算，获得的模态参数基本吻合，证明了所建有限元模型的正确性，为进一步的优化分析、动力响应计算奠定了基础。

对变速器在发动机最大输出扭矩时，箱体、二轴、5 档齿轮副的受载和约束情况进行了分析，重点介绍了渐开线斜齿轮啮合最恶加载线的定义，并根据此定义对变速器 5 档齿轮副的最恶加载线进行了计算和齿轮实体模型最恶加载线的确定。根据分析结果对各有限元模型施加相应的载荷和约束。使用 ANSYS 求解器进行了求解计算，对各零部件的应力分布和变形分布状况进行了研究，根据不同的强度理论对各零部件的强度和刚度进行了校核。有限元分析计算的结果经设计方认证表明具有较高的精度。

关键词：变速器；模态分析；有限元法；齿轮；最恶加载线；强度

Abstract

Transmission constitutes one of the important parts of automobile power train, whose structure has a direct influence on automobile's quality of momentum and economy, controlling quality of reliability and portability, and driving quality of placidity and efficiency. During recent years, with the development of automobile technology, the design of automobile engine tends to be high torque and high speed, thus the demands for the carrying capacity of automobile transmission and the reliability of operating become higher than ever, and the problem of structural vibration of automobile transmission become increasingly outstanding. In the thesis, the technology of experimental modal analysis combined with finite element analysis is used to carry out the research on the main components such as the box of automobile transmission. Finite element method is also used in the study of the intensity of the main carrying components of transmission.

In the thesis, the 3D modeling software Unigraphics is used to establish entity model, and the FEA software ANSYS is used in analyzing and calculating. In the first place the accurate entity model of transmission box, shafts, and the helical gear are established, and the models are simplified in accordance with the requirements of the FEA. The finite element-calculating model of ANSYS is established through Parasolids port and UG Structure model respectively according to the different structural characteristics of the components.

The technology of experimental modal analysis combined with finite element analysis is applied in the study of transmission dynamic characteristics. First of all, the parameters of the box and the modal frequency, modal damp and vibration type of each axis are obtained by the means of experimental modal analysis. Then the modal parameters obtained through the FEA calculating under the same critical conditions basically inosculate, which testified the correctness of the established FEA mode and built the foundation for the optimizing analysis and dynamical response calculation on the higher stage.

In the thesis, the carrying capacity and the restricting conditions of the box, the 2nd shaft, 5th gears are studied when the transmission is in the biggest output torque of the engine. The definition of the worst load line of helical gear is introduced as an emphasis, and the calculation of the worst load line of 5th gears and the confirm of the worst load line of the gear entity model are carried out according to the definition.

The corresponding carrying capacity and restriction are inflicted on each FEA model according to the analysis result. The ANSYS solver is used in the answer solving calculation and the study of stress distribution and distortion distribution conditions of each components. The intensity and stiffness of each components are also checked according to the intensity theory. The result of FEA calculation is proved to have a relatively high precision with the authentication of the design side.

Keywords: transmission;modal analysis;FEM;gear; the worst load line; intensity

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和取得的研究成果，除了文中特别加以标注和致谢之处外，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 天津大学 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了谢意。

学位论文作者签名： 徐雪松 签字日期： 2004年 1月 10日

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解 天津大学 有关保留、使用学位论文的规定。特授权 天津大学 可以将学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，并采用影印、缩印或扫描等复制手段保存、汇编以供查阅和借阅。同意学校向国家有关部门或机构送交论文的复印件和磁盘。

(保密的学位论文在解密后适用本授权说明)

学位论文作者签名： 徐雪松

导师签名： 毕凤荣

签字日期： 2004年 1月 10日

签字日期： 2004年 1月 10日

第一章 前言

1.1 变速器结构动态特性分析及强度研究的必要性

汽车问世百余年来,特别是从汽车产品的大批量生产及汽车工业的大发展以来,汽车已为世界经济的大发展、为人类进入现代生活,产生了无法估量的巨大影响,为人类社会的进步作出了不可磨灭的巨大贡献。

汽车变速器作为汽车传动系统的关键总成,其主要的功能是转变发动机曲轴的转矩及转速,以适应汽车在起步、加速、行驶以及克服各种道路障碍等不同行驶条件下对驱动车轮牵引力及车速的不同要求的需求。变速器的结构对汽车的动力性、经济性、操纵的可靠性与轻便性、传动的平稳性与效率等都有直接的影响。

变速器按其传动比的改变方式分为有级、无级和综合式的。有级变速器按其前进档的档位数分为三、四、五档及多档变速器;而按其轴中心线的位置又分为固定轴线式、旋转轴线式(行星齿轮)式和综合式变速器;固定轴线式变速器又分为两轴式、三轴式和多轴式变速器;按其操纵方式又分为自动式、半自动式、预选式、指令式、直接操纵式和远距离操纵式。本文所研究的 M5ZR1 变速器是一种三轴式手动机械换档的 5 档变速器。

为保证变速器具有良好的工作性能,变速器的设计一般有以下要求:

1. 必须正确选择变速器的档位数和传动比,使之与发动机的参数优化匹配。
2. 操纵简便、迅速省力。
3. 传动效率高,工作平稳,低噪声。
4. 体积小、质量轻、承载能力强,工作可靠。
5. 使用寿命长等。

近年来随着汽车技术的发展,对汽车变速器承载能力以及工作可靠性的要求越来越高,变速器设计研究工作中对变速器主要零部件的强度、刚度的计算、校核其意义十分重大。用有限元法对变速器主要零部件进行强度分析可以综合考虑变速器的所有结构参数,全面掌握变速器的受力状况和应力水平。使用有限元分析软件 ANSYS 对变速器进行强度分析,可对变速器的强度设计提供可靠的依据。

由于现代发动机的高速化设计和变速器的轻量化,使得变速器的结构振动问题日益突出。汽车传动系统是一个多质点的弹性扭转振动系统,其载荷随汽车使用工况而变化并承受冲击载荷,往往变速器一轴的载荷会超过发动机的最大扭矩。汽车行驶时,来自发动机和路面的的干扰力,以及传动系构件转速变化产生的惯性力矩,都会引起传动系的扭振和载荷变化。例如传动轴转动不平衡时,会引起弯振。汽车在起步、换档、制动等非稳定工况下,传动系因受非周期的冲击性干扰而受激振动,产生很大的动载荷。即使在稳定的工况下,传动系也会有来

自发动机、传动系本身等周期性干扰力的作用下发生强迫振动。因此，除应采取减少振动外，在设计中，应尽量避免引起共振，应使传动系的固有频率远离汽车经常工作的转速范围，并使传动系统本身具有吸振功能。因此作为汽车传动系的主要部件，变速器的结构动态特性研究是变速器减振降噪及可靠性研究的重要组成部分。

1.2 变速器结构动态特性分析及强度研究的主要方法及研究现状

变速器结构动态特性及强度研究主要包括两部分内容：变速器主要零部件的动态特性分析问题和变速器主要零部件的强度计算问题。

1.2.1 结构动态特性研究的主要方法和现状

系统的结构动态特性是指其受随时间变化的输入（激励）作用下所表现出来的性能。目前国外在结构动态分析领域的研究十分活跃，特别是美国、欧洲等工业发达国家，十分重视关于结构动态分析的研究。而我国在这一领域的研究与发达国家相比还存在一定的差距。结构动态特性研究的内容十分丰富，涉及现代动态分析方法、计算机技术、结构力学理论、设计方法学的许多学科领域。

结构振动系统的建模问题是结构动态特性研究的基础，目前建模的一种常用方法是建立结构有限元模型，这种方法首先将连续的弹性体离散化，然后从能量原理出发建立整体控制方程，利用数值方法求解，获得结构的动态特性参数。该方法的优点是可在结构设计之初，根据设计图纸预知产品的结构动态性能，预估振动、噪声的强度和其他动态问题，并可在图纸阶段改变结构以消除或抑制这些问题。这种方法是一种近似解法，但其计算精度基本能够满足使用者的要求，对于复杂结构的动态特性研究不失为一种有效的方法。随着计算机软件技术的发展，建立在有限元理论基础上的结构分析软件已经相当成熟（如：IDEAS、NASTRAN、SAP、ANSYS 等），它们已卓有成效的应用于航空、航天、船舶、汽车和机床等工程结构的结构动态分析。

但是对于复杂的大型结构而言，由于离散化的误差、材料物理参数的不确定性、边界条件的近似处理、连接、接头处的连接参数估计不准确以及缺乏阻尼参数等原因，要想直接依据设计图纸直接建立一个准确反映结构动态特性的有限元模型是比较困难的。近 10 多年来，随着振动测试技术的不断提高，振动实验建模技术也得到了很大的发展，因此结构动态特性分析的另一种有效方法是实验模态分析。该方法是建立在实验基础上的确定结构动态特性的一种较为有效的方法。它是在实验结构上选择有限个测点，在一点或多点进行激励，在所有点测量系统的输出响应，通过对测量数据的分析和处理，建立结构系统离散的数学模型。这种结构模型能较准确的描述实际系统，分析结果也比较可靠，因此广泛的应用

于工业领域。

鉴于上述两种方法的优缺点,现代的发展趋势是将有限元模态计算和实验模态分析有机的结合起来,用有限元方法建立先验模型,然后用实测的动态实验数据通过不同方法对先验模型进行修正,利用修正后的有限元模型计算结构的动态特性和响应。^[1]目前实验模态分析技术和有限元动态特性分析技术在发动机、汽车车身的动态特性研究领域已经取得了大量的研究成果,如南京汽车研究所、东南大学、同济大学对汽车白车身进行的振动特性分析^{[2]~[4]}、天津大学对玉柴6108G柴油机整机降噪课题所进行的机体动态特性分析等等,用实验模态分析结果修正机体、车身有限元模型的方法已经在机体、车身的有限元建模过程中得到了应用。由于目前对汽车变速器进行的动态特性研究国内外还比较少,其方法也多是单独使用有限元分析或是模态实验技术,如江苏理工、重庆大学等科研单位在变速器模态分析方面做的一些研究工作^{[5]~[7]},因此这些相关领域的研究成果对变速器动态特性的研究也有着一定的指导意义。

基于实验数据的结构有限元模型修正,近30年来国内外学者提出了大量的修正方法,这些方法从修正的对象上来看,大致可分为矩阵型和设计参数型两大类。矩阵型方法的基本思想是:根据一定的准则和结构动力学关系来修正有限元模型的质量矩阵和刚度矩阵,使修正后的有限元模型计算的模态参数与实验结果一致。这类方法首先由Berman等人于1971年提出,而由Caesar(1986年)、Kaba(1985年)和Chang(1988年)等设法改进。虽然在数学上该方法可达到由修正后的有限元模型计算的结果与实验结果相一致的目的,但其修正后的质量矩阵和刚度矩阵已经失去了明确的物理意义,因此修正后的模型很难用于结构的动态设计。而设计参数型的基本思想是直接对结构的材料、截面形状和几何尺寸等结构参数进行修正,该类方法可直接用于结构动态设计,例如Colluins(1974年)等人曾用实验模态参数辨识结构的设计参数,Ewins(1990年)、Link(1992年)曾经用频率响应函数进行结构设计参数的识别。此方法属于基于“逆问题”直接求解的动态设计方法。关于结构动态设计的“正问题”即结构修改与修改结构的重分析,是目前较为广泛的结构动态设计方法^[8]。

1.2.2 变速器强度计算的主要方法

变速器工作过程中的主要受载部件包括齿轮、变速器轴以及变速器箱体等,其中变速器齿轮起着传递发动机转矩的作用,并且由于车速的不断变化和频繁的换档,其工况较为复杂多变且工作环境较为恶劣,对其进行科学的强度计算十分必要。变速器轴在工作中承受着转矩及来自齿轮啮合力引起的弯矩,其刚度、强度条件都必须加以关注。变速器箱体在工作过程中承受的载荷比较小,但是由于其变形会对变速器的正常工作有影响,也必须对其进行强度校核。

目前,研究变速器强度的方法主要有两种:一是试验研究,以变速器零部件的实际试验数据、结果为基础,分析强度和变形,这种方法实用性较强;二是分析计算,利用经典力学、有限元、边界元等方法,通过建立零部件的模型,以计算结果为基础研究其强度。由于试验研究需要花费较长的时间和高昂的费用,而且,试验研究只能在已制成的产品上进行,设计阶段则无法进行。因此,人们很早就致力于用分析计算的方法研究变速器的强度。

本世纪五十年代以前,分析机械结构强度问题的方法主要是利用经典力学,将复杂的实际结构简化为较为简单的力学模型,再寻找一些途径使较复杂的高次超静定或非线性力学模型变为根据当时的条件能够计算的静定、线性或低次超静定模型,从而获得解答。但是,这种方法一般只适用于各向同性体在弹性范围内的小变形问题,而且由于计算模型构造过于简单,导致计算结果与实际情况相差较大。

随着科学技术的发展,有限元法和边界元法开始获得广泛地应用。

有限元法是一种离散化数值分析方法。一个复杂的弹性体可以看成是由无限个质点组成的连续体,它具有无限个自由度,为了进行计算,将此弹性体简化为由有限个单元组成的集合体,这些单元是在有限个节点上链接的,因此,这个集合体具有有限个自由度,这就为计算提供了可能。有限元方法可以求解结构形状和边界条件均很复杂的力学问题,应用领域相当广泛。利用有限元方法,可以获得变速器零部件的应力分布、变形分布等数据,应用这些数据可以对零部件如变速器箱体、变速器轴、变速器齿轮等进行强度校核、寿命计算、优化设计等工作。

有限单元法的基本思想—离散化概念早在40年代就已经提出来了,1943年R. Courant从数学角度提出了有限单元法的基本观点。限于当时的计算机发展水平,离散化的概念没有引起重视。1953年Argyris运用网格思想成功的进行了结构分析,同时期美国的R. W. Clough使用三角形单元对飞机结构进行了计算。由于分析飞机复杂结构的需要,从结构力学中产生了结构分析的矩阵方法,并引入了矩阵代数作为分析的工具。60年代以来,随着电子计算机技术的发展与应用,有限单元法得到很大的发展。由弹性力学平面问题扩展到空间问题与板壳问题;由静力平衡问题扩展到稳定性与动力学问题;由弹性问题扩展到弹塑性与粘弹性问题、疲劳与断裂问题等。

在工程领域,有限单元法首先应用于航空航天工程,现在已经迅速推广到汽车、机械制造、船舶、建筑等多种工程领域,并从固体力学领域扩展到流体、电场、电磁场、振动等学科。

边界元方法产生于20世纪50年代,60年代末引入到弹性力学工作领域,到70年代该方法从求解线性问题发展到求解非线性问题和与时间变量有关的问题。

题。边界元法是基于积分的问题描述,通过对研究结构边界的建模和分割,建立边界的状态方程。由于边界元方法只需要对三维结构的表面和二维结构的边界进行分割,与有限元法相比,降低了研究问题的维数,所以建模比较简单,结构的自由度也大大减少。但是边界元方法对模型边界的积分描述造成方程组的系数矩阵是一个非对称满阵,大大增加了求解的时间。目前边界元法也用来对零部件进行应力、温度场和热应力等的分析,但它更多地应用在声场分析方面。

有限元技术的出现,为工程设计领域提供了一个强有力的计算工具,经过约半个世纪的发展,它已日趋成熟,在几乎所有的工程设计领域发挥着越来越重要的作用。变速器零部件的设计研究是有限元技术应用较为广泛的领域之一。有限元技术的应用提高了变速器零部件设计的可靠性,缩短了设计周期,已成为一种常规的设计手段。目前国内众多科研院所都应用有限元分析方法对变速器设计进行研究,如中国北方车辆研究所进行的变速箱有限元强度计算与优化研究^[9]、同济大学对 Santana 轿车主减速齿轮的有限元分析^[10]等等。近几年来,随着计算机软硬件水平的提高,变速器零部件有限元分析向着更加精确细致的方向发展。

1.3 本文的研究目的和主要内容

本文以 M5ZR1 5 档变速器为研究对象,利用大型有限元分析软件 ANSYS,对变速器主要零部件进行了结构动态特性分析以及强度的计算。

本文的主要内容包括以下几个方面:

1. 对 M5ZR1 变速器的主要零部件:箱体、变速器轴、变速器齿轮副在三维造型软件 Unigraphics 环境下进行三维实体建模,重点研究了变速器渐开线斜齿轮的精确建模方法。

2. 利用实验模态分析技术对变速器的箱体及轴系进行了实验模态分析,并与有限元分析的结果进行了对比。

3. 根据变速器各主要零部件的特点、以及有限元分析前处理工作的实际需要,分别使用了两种方法将 UG 实体模型与 ANSYS 建立联系,即对于较简单的轴和齿轮的模型采用直接模型数据交换的方法,使用 Parasolids 接口将实体模型导入 ANSYS 后建立有限元模型;而对于变速器箱体则采用第二种方法,利用 Ug 的结构分析模块 Structure 的前置处理功能对实体模型进行划分网格和加载工作,再生成批处理命令流 inp 文件导入 ANSYS 直接构造有限元模型。

4. 利用建立的变速器主要零部件的有限元模型,进行了箱体和各轴的有限元模态分析。并将得到的分析结果与实验模态分析的结果进行了比较和修正。

5. 根据齿轮啮合最恶加载线的定义,对变速器 5 档齿轮的最恶加载线进行了计算并确定了齿轮实体模型的最恶加载线。

6. 对变速器在 5 档工况发动机最大输出扭矩时,变速器箱体、二轴、5 档齿

轮副的受载和约束情况进行了分析，并对其有限元模型施加相应的载荷和约束。使用 ANSYS 求解器进行了求解计算。

7. 对变速器箱体、二轴及 5 档齿轮副的应力、变形分布进行了讨论，对各零部件的强度、刚度进行了计算校核。

第二章 变速器有限元分析的理论基础和软硬件环境

2.1 有限元法的基本思想

有限元法的基本思想是通过节点或单元描述,把复杂的结构合理的划分为可以计算的微小单元,通过有限个单元的组合求出由单元描述的结构整体行为。古代的人们把圆周简化为由有限个直线组成的多边形,可说是有限元法的最早应用。有限元法的具体应用可概括为如下几个步骤:

1、物体的离散化

就是将拟分析的物体假想地分成有限个分区、分块或分块的集合体表示原来的物体,籍此建立起单元力学分量与未知分量的关系式,集成结构分析方程式。如图 2.1 所示的物体被分割成许多的单元。

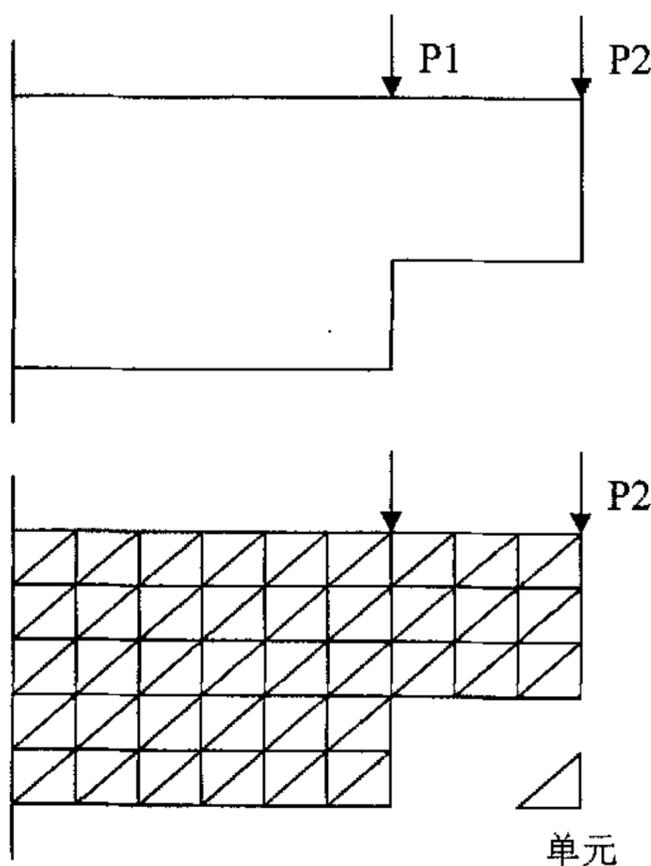


图 2-1 物体的离散化

2、挑选形函数或插值函数

物体或结构离散化后,用被称为位移模式或位移函数的近似函数对单元内的一些力学量进行描述,单元的位移模式需满足一定的条件。

3、确定单元的性质

所谓确定单元的性质就是对单元的力学性质进行描述。一般用单元的刚度矩阵(或柔度矩阵)来描述单元的性质,确立单元节点力与位移的关系。

4、组成物体的总性质方程组

组成物体的总性质方程组就是由单元刚度矩阵集成表示整个物体性质的总刚度矩阵(或总柔度矩阵),从而建立起整个物体已知量—总节点荷载与整个物体

的未知量——总节点位移或应力的关系。

5、解方程组

上述所形成的总性质方程组往往数目庞大，可能是几十个、几百个、甚至于成百上千万个，对于这些方程组需要运用一定的计算数学方法解出其未知数。

6、进一步计算

在求得整个结构物的未知量后，可进一步求得单元的未知量。

在有限元法的物理-数学描述中，一般有两种求解微分方程的方法：力法和位移法。由于位移法可以满足动力学的协调性，并且通过借助于与时间有关的位移矢量，可用于动态和非线性问题，同时通过与地点有关的附加函数可保证满足几何的边界条件，所以有限元法一般都采用位移法求解。由上面的过程还可以看出，用有限元法解决问题工作量很大，不借助于电子计算机的帮助，有限元法的广泛应用是相当困难的。

2.2 有限元平面问题的基础理论

2.2.1 基本未知量和基本方程的矩阵表示

在有限元法中，为了简洁、清晰地表示各个基本量以及他们之间的关系，也为了便于应用计算机进行实际计算，广泛采用矩阵表示和矩阵运算。

在平面问题中，物体所受的体积力可用列阵表示为

$$\{p_v\} = \begin{Bmatrix} p_{v_x} \\ p_{v_y} \end{Bmatrix} = [p_{v_x} \quad p_{v_y}]^T \quad (2-1)$$

式中上标 T 表示矩阵转置。

同样，物体所受的表面力可用矩阵表示为

$$\{p_s\} = [p_{s_x} \quad p_{s_y}]^T \quad (2-2)$$

一点的位移可用列阵表示为

$$\{f\} = [u \quad v]^T \quad (2-3)$$

一点的应变分量可用列阵表示为

$$\{\varepsilon\} = [\varepsilon_x \quad \varepsilon_y \quad \gamma_{xy}]^T \quad (2-4)$$

一点的应力分量可用列阵表示为

$$\{\sigma\} = [\sigma_x \quad \sigma_y \quad \tau_{xy}]^T \quad (2-5)$$

由几何方程，式 (2-4) 所表示的应变分量可以写成

$$\{\varepsilon\} = \left[\frac{\partial u}{\partial x} \quad \frac{\partial v}{\partial y} \quad \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right]^T \quad (2-6)$$

弹性力学中,平面问题可划分为平面应力问题和平面应变问题。对于弹性力学的平面应力问题,物理方程可用矩阵形式表示为

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \end{Bmatrix} = \frac{E}{1-\mu^2} \begin{bmatrix} 1 & \mu & 0 \\ \mu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\mu}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} \quad (2-7)$$

式中 E 、 μ 分别为弹性模量和泊松比。上式可简写为

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} \quad (2-8)$$

其中

$$[D] = \frac{E}{1-\mu^2} \begin{bmatrix} 1 & \mu & 0 \\ \mu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\mu}{2} \end{bmatrix} \quad (2-9)$$

称为平面应力问题的弹性矩阵。对于平面应变问题,物理方程也可以用式(2-8)

表示,但需将式(2-9)所示的弹性矩阵 $[D]$ 中的 E 换成 $\frac{E}{1-\mu^2}$, μ 换为 $\frac{\mu}{1-\mu}$ 。

2.2.2 单元分析

以下对平面应力问题中的三角形单元进行分析,建立单元的刚度矩阵。

1. 结点位移

图 2-1 所示弹性体用三角形单元进行离散以后,取任一单元进行分析,其节点 i, j, m 按逆时针方向排列。每个节点位移在单元平面内有两个分量:

$$\{\delta_i\} = [u_i \quad v_i]^T \quad (i, j, m) \quad (2-10)$$

式中 u_i 、 v_i 为节点沿 x 轴和 y 轴方向的位移分量。记号表示其他节点的位移可以按下标 i, j, m 轮换得到。

一个三角形单元有 3 个结点,共有 6 个结点位移分量,它们可用列阵表示为

$$\{\delta\}^e = [\delta_i^T \quad \delta_j^T \quad \delta_m^T]^T = [u_i \quad v_i \quad u_j \quad v_j \quad u_m \quad v_m]^T \quad (2-11)$$

2. 位移模式

假设单元体中任意一点的位移分量是 x, y 的函数。选择最简单的线性函数作为位移模式,即

$$u = \alpha_1 + \alpha_2 x + \alpha_3 y \quad v = \alpha_4 + \alpha_5 x + \alpha_6 y \quad (2-12)$$

式中 $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_6$ 为待定常数,可以由单元的结点位移确定。

设结点 i, j, m 的坐标分别为 $(x_i, y_i), (x_j, y_j), (x_m, y_m)$ ，结点位移为 $(u_i, v_i), (u_j, v_j), (u_m, v_m)$ 。将它们代入式(2-12)，有

$$\begin{aligned} u_i &= \alpha_1 + \alpha_2 x_i + \alpha_3 y_i & v_i &= \alpha_4 + \alpha_5 x_i + \alpha_6 y_i \\ u_j &= \alpha_1 + \alpha_2 x_j + \alpha_3 y_j & v_j &= \alpha_4 + \alpha_5 x_j + \alpha_6 y_j \\ u_m &= \alpha_1 + \alpha_2 x_m + \alpha_3 y_m & v_m &= \alpha_4 + \alpha_5 x_m + \alpha_6 y_m \end{aligned} \quad (2-13)$$

联立求解上述公式左边的 3 个方程，可以求出待定系数 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ 为

$$\alpha_1 = \frac{1}{2A} \begin{vmatrix} u_i & x_i & y_i \\ u_j & x_j & y_j \\ u_m & x_m & y_m \end{vmatrix} \quad \alpha_2 = \frac{1}{2A} \begin{vmatrix} 1 & u_i & y_i \\ 1 & u_j & y_j \\ 1 & u_m & y_m \end{vmatrix} \quad \alpha_3 = \frac{1}{2A} \begin{vmatrix} 1 & x_i & u_i \\ 1 & x_j & u_j \\ 1 & x_m & u_m \end{vmatrix} \quad (2-14)$$

式中 A 为三角形单元 ijm 的面积，

$$A = \frac{1}{2} \begin{vmatrix} 1 & x_i & y_i \\ 1 & x_j & y_j \\ 1 & x_m & y_m \end{vmatrix} \quad (2-15)$$

为使求得面积的正值，结点 i, j, m 的次序必须是逆时针转向，至于将哪个结点作为起始结点 i ，则没有关系。

将式(2-14)代入式(2-12)的第一式，整理后得

$$u = \frac{1}{2A} [(a_i + b_i x + c_i y)u_i + (a_j + b_j x + c_j y)u_j + (a_m + b_m x + c_m y)u_m] \quad (2-16a)$$

同理可得

$$v = \frac{1}{2A} [(a_i + b_i x + c_i y)v_i + (a_j + b_j x + c_j y)v_j + (a_m + b_m x + c_m y)v_m] \quad (2-16b)$$

式中

$$\begin{aligned} a_i &= x_j y_m - x_m y_j \\ b_i &= y_j - y_m & (i, j, m) \\ c_i &= -x_j + x_m \end{aligned} \quad (2-17)$$

如令

$$N_i = \frac{1}{2A} (a_i + b_i x + c_i y) u_i \quad (i, j, m) \quad (2-18)$$

则位移模式(2-16)可以简写为

$$u = N_i u_i + N_j u_j + N_m u_m \quad v = N_i v_i + N_j v_j + N_m v_m \quad (2-19)$$

式中 N_i, N_j, N_m 是坐标的函数，反映了单元的位移形态，因而称为位移函数的形

函数，其形式将在下面进一步讨论。

由式 (2-19) 和 (2-3)，单元中一点的位移可用结点位移表示为下列矩阵形式

$$\{f\} = [N]\{\delta\}^e \quad (2-20)$$

式中 $[N]$ 称为单元形函数矩阵，其维数为 2×6 ，进一步可写为分块形式

$$[N] = [N_i \quad N_j \quad N_m] \quad (2-21)$$

其中子矩阵

$$[N_i] = \begin{bmatrix} N_i & 0 \\ 0 & N_i \end{bmatrix} = N_i I \quad (i, j, m) \quad (2-22)$$

式中 I 为 2 阶单位矩阵。

根据形函数的定义式 (2-18)，容易证明形函数具有以下性质：
形函数在结点上的值等于 1，在其他结点上的值等于 0，即

$$N_i(x_i, y_i) = 1 \quad N_i(x_j, y_j) = 0 \quad N_i(x_m, y_m) = 0$$

对于 N_j, N_m 也有同样的表达式。

在单元中任一点，三个形函数之和等于 1，即

$$N_i(x, y) + N_j(x, y) + N_m(x, y) = 1$$

在三角形单元边界 ij 上一点 (x, y) ，有形函数公式

$$N_i(x, y) = 1 - \frac{x - x_i}{x_j - x_i} \quad N_j(x, y) = \frac{x - x_i}{x_j - x_i} \quad N_m(x, y) = 0$$

形函数 N_i 在单元上的面积分和边界 ij 上的线积分公式为

$$\iint_A N_i dx dy = \frac{A}{3} \quad \int_j N_i dl = \frac{1}{2} \bar{ij} \quad (2-23)$$

式中 \bar{ij} 为边 ij 的长度。

3. 单元应变和应力

有了单元的位移模式，就可以应用几何方程求得单元的应变。将式 (2-16) 代入式 (2-6)，得到应变和结点位移的关系式

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = \frac{1}{2A} \begin{bmatrix} b_i & 0 & b_j & 0 & b_m & 0 \\ 0 & c_i & 0 & c_j & 0 & c_m \\ c_i & b_i & c_j & b_j & c_m & b_m \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \\ \dots \\ u_j \\ v_j \\ \dots \\ u_m \\ v_m \end{Bmatrix} \quad (2-24)$$

上式简写为

$$\{\varepsilon\} = [B]\{\delta\}^e \quad (2-25)$$

式中 $[B]$ 为单元应变矩阵（又称为几何矩阵），其维数为 3×6 。它可以写成分块形式

$$[B] = [B_i \quad B_j \quad B_m]$$

其中子矩阵

$$[B_i] = \frac{1}{2A} \begin{bmatrix} b_i & 0 \\ 0 & c_i \\ c_i & b_i \end{bmatrix} \quad (i, j, m) \quad (2-26)$$

式（2-24）是用结点位移表示的单元应变的矩阵方程。由于 $A, b_i, c_i, b_j, c_j, b_m, c_m$ 与 x, y 无关，都是常量，因此 $[B]$ 矩阵也是常量。单元中任一点的应变分量是 $[B]$ 矩阵与结点位移的乘积，因而也都是常量。因此，这种单元被称为常应变单元。

在平面问题的物理方程式（2-7）中，将式（2-25）代入，得

$$\{\sigma\} = [D][B]\{\delta\}^e \quad (2-27)$$

上式也可写成为

$$\{\sigma\} = [S]\{\delta\}^e \quad (2-28)$$

这就是应力与结点位移的关系式。其中 $[S]$ 称为单元应力矩阵，并且

$$[S] = [D][B] \quad (2-29)$$

因为 $[D]$ 是 3×3 矩阵， $[B]$ 是 3×6 矩阵，因此 $[S]$ 也是 3×6 矩阵。它可写为分块形式：

$$[S] = [S_i \ S_j \ S_m] \quad (2-30)$$

由于(2-9)所表示的平面应力问题的弹性矩阵, 以及由式(2-26)所表示的应变矩阵, 可得式(2-30)中应力矩阵的子矩阵

$$[S_i] = [D][B] = \frac{E}{2(1-\mu^2)A} \begin{bmatrix} b_i & \mu c_i \\ \mu b_i & c_i \\ \frac{1-\mu}{2} c_i & \frac{1-\mu}{2} b_i \end{bmatrix} \quad (i, j, m) \quad (2-31)$$

对于平面应变问题, 只要将上式中的 E 换成 $\frac{E}{(1-\mu^2)}$, μ 换成 $\frac{\mu}{1-\mu}$, 就得到应力矩阵的子矩阵

$$[S_i] = \frac{E(1-\mu)}{2(1+\mu)(1-2\mu)A} \begin{bmatrix} b_i & \frac{\mu}{1-\mu} c_i \\ \frac{\mu}{1-\mu} b_i & c_i \\ \frac{1-2\mu}{2(1-\mu)} c_i & \frac{1-2\mu}{2(1-\mu)} b_i \end{bmatrix} \quad (i, j, m) \quad (2-32)$$

由于三角形单元中的 $[D]$ 、 $[B]$ 矩阵都是常数矩阵, 所以 $[S]$ 矩阵也是常数矩阵。也就是说, 三角形单元内的应力分量也是常量。当然, 相邻单元的 E 、 μ 、 A 和 b_i 、 c_i (i, j, m) 一般是不完全相同的, 故它们将具有不同的应力, 这就造成在相邻单元的公共边上存在着应力突变现象。但是随着网格的细分, 这种突变将会迅速减小, 有限元法的解答将收敛于正确解答。

4. 单元刚度矩阵

设三角形单元结点力向量为 $\{F\}^{(e)}$, 则 $\{F\}^{(e)}$ 可写成

$$\{F\}^{(e)} = [F_i^T \ F_j^T \ F_m^T]^T = [U_i \ V_i \ U_j \ V_j \ U_m \ V_m]^T \quad (2-33)$$

由虚位移原理得

$$\{\delta^*\}^{(e)T} \{F\}^{(e)} = \iint \{\varepsilon^*\}^T \{\sigma\} t dx dy \quad (2-34)$$

式中, “*” 表示虚设状态, t 为厚度。上式可改写成

$$\begin{aligned} \{\delta^*\}^{(e)T} \{F\}^{(e)} &= \iint \{\varepsilon^*\}^T \{\sigma\} t dx dy \\ &= \iint \{\delta^*\}^{(e)T} [B]^T \{\sigma\} t dx dy = \{\delta^*\}^{(e)T} \iint [B]^T \{\sigma\} t dx dy \end{aligned} \quad (2-35)$$

由于虚位移 $\{\delta^*\}^{(e)}$ 是任意的, 故得

$$\{F\}^{(e)} = \iint [B]^T \{\sigma\} t dx dy = [B]^T \{\sigma\} t A = [B]^T [D][B] \{\delta\}^{(e)} t A = [k]^{(e)} \{\delta\}^{(e)} \quad (2-36)$$

式中, A 为三角形单元面积, $A = \iint dx dy$, $[k]^{(e)} = [B]^T [D] [B] tA$, 称为单元刚度矩阵。

2.2.3 整体分析

前面从结构中取出一个典型的三角形单元进行了单元分析, 再把各个单元组合成结构, 进行整体分析。

首先不考虑结构的具体支承情况, 由结点位移 $\{\delta\}$ 求结点力 $\{F\}$ 时, 转换关系可写成:

$$\{F\} = [K]\{\delta\} \quad (2-37)$$

式中, $[K]$ 称作整体刚度矩阵, 它可由单元刚度矩阵按刚度集成法^[11]得到。

然后引入支承条件和受力情况, 便可解方程组, 求出结点位移, 进一步可求出应力。

2.3 有限元三维机械应力问题的基础理论

对于弹性连续体, 设其零应力状态的温度为 T_0 , 线性热膨胀系数为 β , 扬氏弹性模量为 E , 泊松比为 μ , 剪切弹性模量为 G , 弹性连续体上的一微元体, 其沿 x_1 、 x_2 、 x_3 方向的体力为 X_1 、 X_2 、 X_3 , 边界上受力为 \bar{X}_1 、 \bar{X}_2 、 \bar{X}_3 , 工作温度为 T , 则弹性体应满足以下方程:

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} - \{\varepsilon_0\} \quad (2-38)$$

其中

$$[D] = E_1 \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \mu & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \mu_1 & \mu_1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mu_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \mu_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \mu_2 \end{bmatrix}$$

$$\begin{cases} \{\sigma\} = \{\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{xz}\}^T \\ \{\varepsilon\} = \{\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \varepsilon_{xy}, \varepsilon_{yz}, \varepsilon_{xz}\}^T \\ \{\varepsilon_0\} = \beta(T - T_0)\{1, 1, 1, 0, 0, 0\}^T \end{cases}$$

其中 $E_1 = E(1 - \mu) / [(1 + \mu)(1 - 2\mu)]$; $\mu_1 = \mu / (1 - \mu)$; $\mu_2 = (1 - 2\mu) / [2(1 - \mu)]$; $[D]$

为弹性矩阵, $\{\sigma\}$ 、 $\{\varepsilon\}$ 和 $\{\varepsilon_0\}$ 分别为应力列阵、总应变列阵和热应变列阵。

弹性体的边界条件分为位移边界条件、力边界条件和混合边界条件:

位移边界条件为

$$u_{si} = \bar{u}_i \quad (i = 1, 2, 3) \quad (2-39)$$

力边界条件为

$$\bar{X}_i = l_j \sigma_{ij} \quad (i = 1, 2, 3) \quad (2-40)$$

其中 (l_1, l_2, l_3) 是边界外法线方向 N 的方向余弦。

混合边界条件只给定边界上部分力分量和部分位移分量，针对具体问题，利用 (2-39)、(2-40) 两式来表达。

由虚位移原理得

$$\int \sigma_{ij} \varepsilon_{ij}^* dv = \int X_i u_i^* dv + \int_{S_1} \bar{F}_{ni} u_i^* dS + \int_{S_2} \bar{F}_{ni}^* \bar{u}_i^* dS \quad (2-41)$$

式中， S_1 为力边界区域， S_2 为位移边界区域， F_{ni} 为力边界上力张量。虚位移原理式 (2-41) 可表达为变分形式

$$\int \sigma_{ij} \delta \varepsilon_{ij}^* dv = \int X_i \delta u_i^* dv + \int_{S_1} \bar{F}_{ni} \delta u_i^* dS \quad (2-42)$$

令：

$$\Pi = \int U dv - \int X_i u_i dv - \int_{S_1} F_{ni} u_i dS \quad (2-43)$$

其中 U 为应变能密度，满足 $\sigma_{ij} = \partial U / \partial \varepsilon_{ij}$ ， Π 称为许可位移下受力弹性系统的总势能泛函。由虚位移原理得到最小势能原理，对于给定的弹性力学问题，在一切许可位移场中，真解使系统的总势能 Π 取极小值，且使总势能 Π 取极小值者必为真解，其数学表达为

$$\delta \Pi = 0 \quad (2-44)$$

有限元法研究三维弹性问题，先将所研究的弹性体分割为一系列的单元体，单元可以是四面体、五面体或六面体，按单元给出结构的势能泛函为

$$\Pi = \sum_e \Pi^e = \sum_e \left[\int_{V_e} \frac{1}{2} \{\varepsilon\}^T \{\sigma\} dv - \int_{V_e} \{\delta\}^T \{f\} dv - \int_{S_{ie}} \{\delta\}^T \{\bar{F}_n\} ds \right] \quad (2-45)$$

其中体积力 $\{f\} = [f_x, f_y, f_z]^T$ ，表面力 $\{\bar{F}_n\} = [\bar{F}_{nx}, \bar{F}_{ny}, \bar{F}_{nz}]^T$ ，位移 $\{\delta\}^T = [u, v, w]^T$ 。

单元内任一点的位移由单元上各节点的位移唯一确定。即

$$\{\delta\}^e = \sum_{i=1}^{ne} N_i \{\delta_i\} \quad (2-46)$$

其中 ne 为该单元边界上的节点数， N_i 是形函数，将式 (2-46) 代入式 (2-45)，根据最小势能原理式 (2-44) 经过一系列推导，可得到有限元法的基本方程

$$[K]\{\delta\} = \{F\} \quad (2-47)$$

其中 $[K]$ 称为总刚度矩阵, $\{\delta\}$ 称为总节点位移列阵, $\{F\}$ 称为总载荷列阵。

2.4 有限元分析的一般过程

由于大型的有限元程序已经比较成熟, 故在对某个问题进行有限元分析时, 不需要再编写复杂的程序, 一般只需要进行以下三个方面的工作:

1. 前处理

前处理的目的是建立有限元计算的模型, 该模型应包含如下信息: 节点、单元类型、材料特性、边界条件和载荷特性等。

在前处理中, 有限元模型的建立及其网格的划分是主要的工作。

要准确快速地建立起有限元模型, 应首先建立其三维实体模型, 然后在此基础上进行单元离散。有限元网格划分和计算分析与三维实体建模要有机结合, 实体建模要尽量采用那些后续研究所希望的方法。用户可以在软件提供的环境下建模, 也可以应用其它的几何建模软件, 然后再通过通用的数据格式进行转换。

在有限元分析计算中, 对所分析的零件进行正确、合理的网络划分一直是有限元分析中的难点(尤其是三维问题的处理), 包括选取合理的单元类型, 合适的网格大小以及网格密度等。

单元类型包括杆元、板壳元、梁元、膜元、平面应力元、平面应变元、轴对称元、三维实体元、不可压缩单元等, 基本的单元结构模型可以分为一维梁单元、二维壳单元、三维体单元等。最常用的网格对于二维平面问题用三角形单元和四边形单元, 对于三维实体问题采用四面体单元和六面体单元。为了能自动地划分网格, 三角形单元和四面体单元是比较合适的, 四边形单元和六面体单元只是对于比较规则的几何形体才能应用。通过专业造型软件转换来的有限元几何模型, 由于几何元素的复杂性, 一般只能用三角形单元和四面体单元进行网格划分。

为了使得划分的网格满足一定的计算精度, 有时要对网格进行处理, 常用的方法有三种: P 方法, 通过提高单元形函数和位移函数的阶次, 使得应力和应变的变化过程可以更好地接近实际情况; H 方法, 通过增加网格的数量来提高精度; R 方法, 通过改变模型节点位置来提高精度。P 方法的优点是具有较高的收敛速度, 用较少的单元就可以达到较高的计算精度; 但 P 方法以计算算法为前提, 计算程序决定了形函数多项式形式, 当多项式次数提高时, 算法易失去稳定性。H 方法的优点在于该方法的通用性, 只要硬件水平能满足要求就可以逐渐地增加网格的密度, 但它大大增加了计算工作量。R 方法的特点是不增加模型的求解规模而提高模型的计算精度, 但节点的大位移移动可能导致单元的畸变, 从而影响计算精度甚至无法求解。

如何选择合适的网格形式和细化方法,需要根据实际情况和积累的经验来确定。在对模型划分完网格后,一定要利用软件的网格检查功能检查网格裂缝、褶皱、线性单元的节点面、翘曲及畸变等,提高网格品质。

问题的边界条件(包括载荷)是前处理工作中的一个难点,对它的模拟合理与否直接影响解的合理性。边界条件的确定方法大致可分为三类:一是解析法,发动机零部件的运动学和动力学计算是一种典型的确定发动机零部件工作状态的解析法。解析法由于具有方便、准确的优点,历来受到人们的重视;二是试验法,对于难以解析确定的边界条件,试验是一种行之有效的方法。例如以试验测出的零件表面温度作为温度场分析的第一类边界条件。试验测定值通常比解析确定值更能反映零件的实际工作状态,因为解析法反映的大多是理想情况;三是试算法,对于既难以解析确定,又难以试验测出的边界条件,可以先作假设再通过以某一量值为标准进行试算,使结果与该标准值吻合,从而确定出此边界条件。

另外,模型的材料特性也是非常重要的,有时还相当复杂,需根据实验数据客观地确定。

2. 求解

根据问题的不同类型,选用不同的求解算法。

3. 后处理

一个有限元的计算结果一般仅提供具有位移的节点和具有应力的单元的数字信息,仅仅对数字信息进行分析有时很难得到问题的全貌,同时对于大型的具有上万个节点或单元的结构,对计算结果进行二次处理需要花费大量的人力和时间,因此大型有限元程序一般都提供结果后处理功能,它可以实现计算结果的图形描述。对于后处理一般要完成:

- (1) 用图形使计算结果直观化;
- (2) 对计算结果做可信度检验;
- (3) 利用结果解决实际问题。

2.5 变速器有限元分析的软硬件环境

2.5.1 变速器有限元分析的硬件环境

本文在变速器有限元分析中采用的计算条件为:

计算机: PC

处理器: 赛扬 1.7GHz

硬盘: 希捷 40G

内存: 现代 512M

2.5.2 变速器有限元分析的软件环境

本文主要利用通用有限元软件 ANSYS 对缸盖作线性静力计算分析及结构动态特性分析, 鉴于变速器零部件结构的复杂性, 采用三维造型软件 Unigraphics 建立各零部件的实体模型。

1. Unigraphics 简介

UG 是 Unigraphics Solutions 公司的拳头产品。该公司首次突破传统 CAD/CAM 模式, 为用户提供一个全面的产品建模系统。在 UG 中, 优越的参数化和变量化技术与传统的实体、线框和表面功能结合在一起, 这一结合被实践证明是强有力的, 并被大多数 CAD/CAM 软件厂商所采用。UG 最早应用于美国麦道飞机公司。它是从二维绘图、数控加工编程、曲面造型等功能发展起来的软件。90 年代初, 美国通用汽车公司选中 UG 作为全公司的 CAD/CAE/CAM/CIM 主导系统, 这进一步推动了 UG 的发展。1997 年 10 月 Unigraphics Solutions 公司与 Intergraph 公司签约, 合并了后者的机械 CAD 产品, 将微机版的 SOLIDEDGE 软件统一到 Parasolid 平台上。由此形成了一个从低端到高端, 兼有 Unix 工作站版和 WindowsNT 微机版的较完善的企业级 CAD/CAE/CAM/PDM 集成系统。

UG 的主要特点有:

1. 参数化设计和特征功能

Unigraphics 是采用参数化设计的、基于特征的实体模型化系统, 采用具有智能特性的基于特征的功能去生成模型, 如腔、壳、倒角及圆角等, 可以随意勾画草图, 轻易改变模型。这一功能特性给工程设计者提供了设计上的简易和灵活。

2. 可分阶段实施的数据管理

Unigraphics 具有业界最紧密的 CAD/CAM/CAE 与 PDM 集成, 可管理 CAD 数据以及整个产品开发周期中所有相关数据。

3. 多种功能的模块

作为大型 CAD/CAM/CAE 软件, UG 不仅具有强大的实体建模功能, 还集成了多种功能模块, 可进行机构运动学分析、硬干涉检查和软干涉检查、运动仿真和分析以及结构有限元分析。

2. ANSYS 简介

ANSYS 是大型通用有限元结构分析程序系统, 它是由 John Swanson 博士于 1970 年创办的 ANSYS 公司的主要产品, 已有 30 年历史。开发的初期主要用于电力工业, 现在已能满足从汽车、电子到宇航、化工的各个工业领域有限元分析的需要。

ANSYS 程序的用户界面基于公共标准, 用户可以方便的交互访问 ANSYS 的各种功能、命令、说明和参考资料。菜单系统直观, 输入方式灵活。用户可以通过菜单、对话框、工具栏或直接输入命令的方法输入指令。在数据管理上, ANSYS

程序使用单独的集中数据库储存所有的模型数据和求解结果。利用前处理器将模型数据（包括实体模型和有限元模型、结构材料参数等）写入数据库。利用求解器写入载荷和求解结果，利用后处理器写入处理结果数据。数据一经写入即为可用，在其他处理器也可使用。

ANSYS 的主要特点：

1. 多物理场解析

ANSYS 可以用来分析多种类型的问题。包括结构、热、电磁场、静电、流体、CFD 和耦合场分析。每种分析类型又包括几种特定的分析类型，如结构分析可包括静力分析和动力分析；热分析中包括稳态分析和瞬态分析等。

2. 非线性计算

非线性计算是 ANSYS 的突出的特点。程序可求解静态和瞬态非线性问题。在非线形分析中，使用基于 Newton-Raphson 法的迭代过程，用一系列的线性近似逐渐收敛于实际上的非线性解

3. 耦合场的分析

当考虑到结构、受热、流体、电、电磁场等多物理场的影响时，可以通过耦合场单元直接实现或通过序贯场分析间接实现。

4. 设计优化

ANSYS 设计优化是通过产生一系列设计而获得最优设计的计算机技术。可用于任何分析类型，借助设计优化可以实现多方面的优化设计，如形状、应力、频率、温度、磁势或离散量等。

5. 开放性

ANSYS 软件不仅提供了易于使用的 APDL 参数化设计语言，而且还具有用户子程序功能，它允许用户在程序内部扩充专用算法，从而增强了程序的灵活性。此外 ANSYS 程序已于同其他软件集成在一起，增强了 ANSYS 的分析应用能力。

第三章 变速器主要零部件的结构动态特性研究

变速器的箱体及其轴系是变速器的主要零部件,其性能直接影响着变速器工作的可靠性和寿命,对其动态特性进行研究分析,对于改善变速器工作状况、降低变速器的工作振动、噪声具有重要的意义。研究结构的动态特性,目前国内外常用的方法是有限元法和试验模态分析法,这两种方法有着各自的优点和缺陷,将两种方法结合起来,以试验测试的模态参数为依据修正有限元模型,使修正后的有限元模型能够正确的反映结构的动态特性,以便于利用有限元模型正确的模拟实际结构,进行后续的分析工作。本文结合工程研究项目“M52R1 变速器结构动态特性与可靠性研究”,采用实验模态分析技术结合有限元模态分析计算对变速器的主要零部件的结构动态特性进行了较为详尽的研究。

3.1 实验模态分析技术基本理论

根据研究模态分析的手段和方法的不同,模态分析分为理论模态分析和实验模态分析。理论模态分析或称模态分析的理论过程,是指以线性振动理论为基础,研究激励、系统、响应三者的关系,如图 3-1 所示:

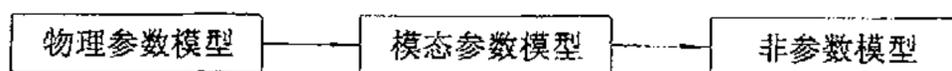


图 3-1 理论模态分析

实验模态分析(EMA)又称模态分析的实验过程,是理论模态分析的逆过程,如图 3-2 所示:

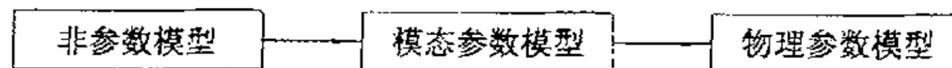


图 3-2 实验模态分析

实验模态分析首先通过实验测得激励和响应的时间历程,运用数字信号处理技术求得频响函数(传递函数)或脉冲响应函数,得到系统的非参数模型;其次运用参数识别方法,求得系统的模态参数;最后进一步确定系统的物理参数。因此,实验模态分析是综合运用线性振动理论、动态测试技术、数字信号处理和参数识别等手段,进行系统识别的过程。

模态参数识别是实验模态分析的核心。模态参数识别已发展有多种成熟的方法,而最常用的方法是基于最小二乘法的曲线拟合法。其含义是根据理论模态分析选择适当的数学模型,使测得的实验模型与数学模型之误差最小。

按照不同的非参数模型,模态参数识别方法分为频域模态参数识别与时域模态参数识别。以频响函数(传递函数)为基础的参数识别方法称为频域参数识别;以时域信号(脉冲响应函数或自由振动响应)为基础的参数识别方法称为时域参数识别。频域法发展的相当成熟且在工程研究领域得到了广泛的应用;由于时域

法所用设备简单,尤其是可以只根据自由响应而无需激励就可进行参数识别而受到普遍重视。

在识别除振型外的其它模态参数时,按照使用响应信号的数目分为局部识别和整体识别;按照使用激励和响应的数目分为单入单出(SISO)识别法、单入多出(SIMO)识别法、和多入多出(MIMO)识别法。SISO属于局部识别,SIMO、和MIMO均属于整体识别。在SISO频域模态参数识别中,按照模态密集程度不同,可分为单模态识别和多模态识别。单模态识别将待识别的各阶模态视为与其它模态独立的单自由度系统,适用于阻尼较小,模态较分散的情形;而多模态识别将待识别的几阶模态视为耦合的,并考虑拟合频段以外的模态影响。对于阻尼较大、模态较密集的情况,必须用多模态参数识别法。

在模态分析中,阻尼是一个较难处理的问题。根据结构性质不同,常用到粘性比例阻尼、一般粘性阻尼、结构比例阻尼与结构阻尼四种阻尼模型。在不同阻尼模型下,振动系统模态参数的性质不同。根据模态矢量是实矢量还是复矢量,振动系统分为实模态系统和复模态系统。无阻尼和比例阻尼系统属于实模态系统,而结构阻尼和一般阻尼系统属于复模态系统。因此,对应系统的模态分析有实模态分析和复模态分析。

实验模态分析过程(采用频域法作参数识别)可大致归纳如下:

1. 将试验结构以适当方式支撑起来;
2. 选择适当方式激励试验结构,通过拾振系统测量、记录激励和响应的时间历程;
3. 将记录到的激励和响应的时域信号送入A/D(模/数)转换器,将连续的模拟信号转换为离散的数字信号(采用计算机记录时域信号时,将此步并入3);
4. 将上述时域数字信号进行快速傅氏变换(FFT)而转换为傅氏谱,通过一定的数字信号处理方法获得系统的离散频响函数;
5. 根据离散频响函数进行参数识别,估算出系统的模态参数和模态振型;
6. 显示、打印模态实验结果。

关于实验模态分析技术的理论参看文献【14】~【18】。以下结合“变速器主要零部件的动态特性研究课题”对实验模态分析的具体过程加以介绍。

3.2 变速器主要零部件的实验模态分析

变速器箱体及轴系是其主要零部件,根据上文所述对其进行实验模态分析,采用SIMO(单点激励多点响应)的识别方法,需要对模态实验的边界条件(即支撑方式)、激励方式、激励装置、激励信号的选择、激励能量的合理控制以及测量系统等进行正确的选择。

3.2.1 变速器主要零部件的模态实验条件

(1) 在模态实验中,对系统固有特性影响最大的是几何边界条件,即试验结构的支撑条件。支撑条件一般有自由支撑、固定支撑和原装支撑。结构支撑方式的选择主要应以模拟结构实际工作状态为原则。常用的支撑方式有自由支撑、固定支撑和原装支撑。对完整结构来说,原装支撑是最优边界模拟,但是根据变速器箱体及轴系的实际情况,采用自由支撑,即采用橡皮绳悬挂试件使其处于自由一自由状态,并保证悬挂体系与试验结构的主要振动方向正交。

(2) 模态实验不同的参数识别方法对频响函数测试的要求不同,因而所选激励方式、激励装置也不同。常用的激励方式包括:单点激励、多点激励和单点分区激励。单点激励是最简单、最常用的激励方式。所谓单点激励是指对测试结构一次只激励一个点的一个方向,而在其它任何坐标上均没有激励作用。对变速器箱体这类中小型结构的模态分析,采用单点激励就可获得满意的效果。

由于对变速器主要零部件模态实验采用频域法做参数识别,采用人工激励装置。典型的人工激励装置有激振器系统、冲击锤和阶跃激励装置。由于冲击锤激励设备简单,价格低廉,使用方便,对工作环境适应性强,特别适于现场测试,故采用锤击激励作模态实验的激励装置。

(3) 测量系统负责将被测机械量采集下来,转换成某种电信号,经前置放大和微积分变换,变成可供分析仪器使用的关心机械量的电压信号。测量系统由传感器及其配套测量电路组成。模态实验中常用压电式力传感器和压电式加速度传感器,它们具有体积小、重量轻、灵敏度高、线性度好、性能稳定、频率范围大、有较宽的动态范围等优点。由于实验采用冲击锤激励,因此选用了冲击型力传感器。选用加速度传感器的灵敏度应与电荷放大器的量程相匹配,进行模态实验时的工作频率应落在加速度传感器频响曲线的线性段内。在满足测量精度要求的前提下,尽可能选用质量较小的传感器,以最大可能地减小其附加质量的影响。

与压电式传感器配套使用的前置放大器常用电荷放大器,它的频率范围很大,低频能达到0.1Hz,而高频可达10kHz或更高,性能稳定,抗干扰能力强,且具有低通和高通滤波电路及适调放大器、积分电路等。

(4) 在研究变速器结构动态特性时采用的激励方法是锤击激励,故对锤击激励的合理控制是实验成功的首要环节。

由于在模态实验中,通常采用人工锤击来对箱体等结构进行能量输入,因此冲击能量的控制与操作者的经验有很大的关系。根据理论分析,冲击能量的分布由力脉冲宽度和力的幅值高度所决定。实际试验中,可以通过更换不同材料的锤帽控制力的脉冲宽度。常用的锤帽有钢、铝、尼龙、橡胶等锤帽。控制力脉冲的高度的主要方法为控制冲击锤的质量^[19]。对变速器铸铝箱体来说,冲击锤应该

用铝锤头,以保证力谱在较宽的频率范围内,确保箱体的高阶模态能被激励起来,同时锤头质量以 50g 为宜;对于变速器轴系由于其为合金钢件并且其质量和体积较小,采用钢锤头,为了减少力锤质量对测量结果的影响,应用质量较小的锤帽,通常 30g 即可。

根据以上所述实验条件确定的变速器模态分析实验系统主要由三部分组成:激励系统、传感系统、分析仪及计算机。本次试验采用单点激励多点采样的方法,激励方式为锤击纯随机激励法,使用冲击锤激励,力传感器采样力脉冲。传感系统包括压电晶体力传感器、压电加速度传感器及其相应的电荷放大器及滤波器,主要任务是完成力信号、加速度信号的采样。分析系统我们采用了东方振动噪声研究所的 INV360D 智能信号采集处理分析仪与 PC 机连接,使用了 DASP(大容量数据自动采集处理系统)分析软件对采集的信号进行分析处理。实验使用的仪器型号及用途见下表 3-1:

表 3-1 模态实验仪器设备

名称	型号	制造厂	用途
力锤及力传感器	B&K 8848	丹麦 B&K 公司	产生激励信号
加速度传感器	B&K 4321	丹麦 B&K 公司	拾取响应信号
电荷放大器	B&K 2635	丹麦 B&K 公司	放大激励和响应信号
电荷电压滤波积分放大器	DLF-6	北京东方振动所	滤波放大
智能信号采集处理分析仪	INV360D	北京东方振动所	传函处理、固有频率和振型计算
微机	PC 机	天津沃特电脑	数据处理和交换

试验仪器的布置如下图 3-3:

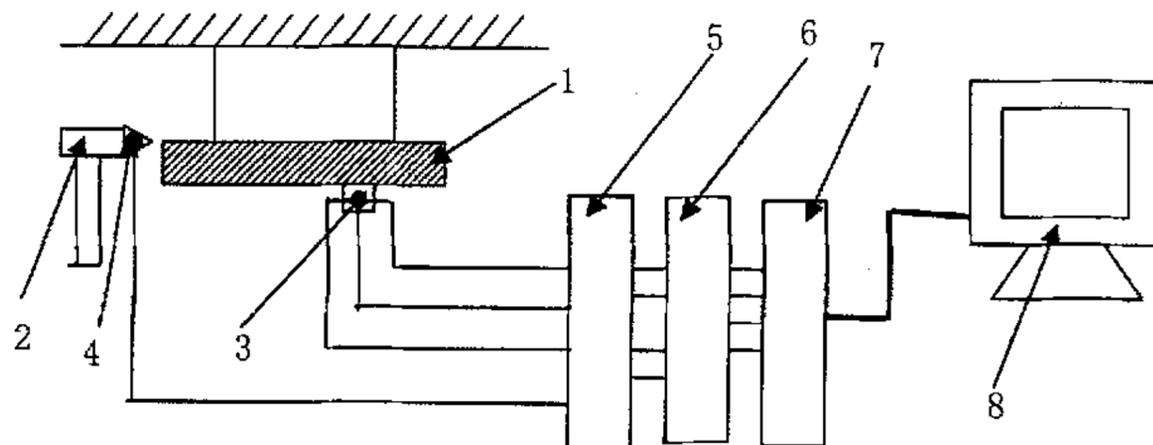


图 3-3 变速器模态实验系统布置图

图 3-3 中：1—变速器主要零部件 2—力锤 3—XYZ 三坐标加速度传感器 4—力传感器
5—B&K2635 电荷放大器 6—DLF-6 电荷电压滤波积分放大器
7—INV360D 智能信号采集处理分析仪 8—装有 DASP 软件的 PC 机

在试验现场按照图 3-3 布置仪器接线，对各仪器进行系统标定和调试后，进行模态实验。

正式测试前，应对试验结构的特性做一些检验，大致包括以下内容：

1. 通过不同力度的激励试验，检验被测结构的线性性质；
2. 通过激励点、响应点互易试验，检验被测结构频响函数的对称性；
3. 选择 2~4 个测点做重复性试验，检验各模态数据的误差是否小于 5%~10%；
4. 分散误差试验，各测点模态频率的分散误差宜为 0.5%~1%，阻尼比的分散误差宜小于 5%~10%。

3.2.2 变速器箱体的模态实验

在进行模态实验前，首先在箱体的表面布置测点，然后根据测点的布置在 DASP 系统中建立简化的模型。建立的箱体简化模型见下图 3-4，箱体的简化模型以变速器一轴轴向为 Z 轴，以变速箱安装面法向为 Y 轴，根据右手定则确定 X 轴，共布置了 108 个测点，测点位置按照能够充分反映箱体的结构特点并且便于布置传感器的原则来选择，并对关心的重点位置如支撑轴承的安装位置等都布置了足够的测点。

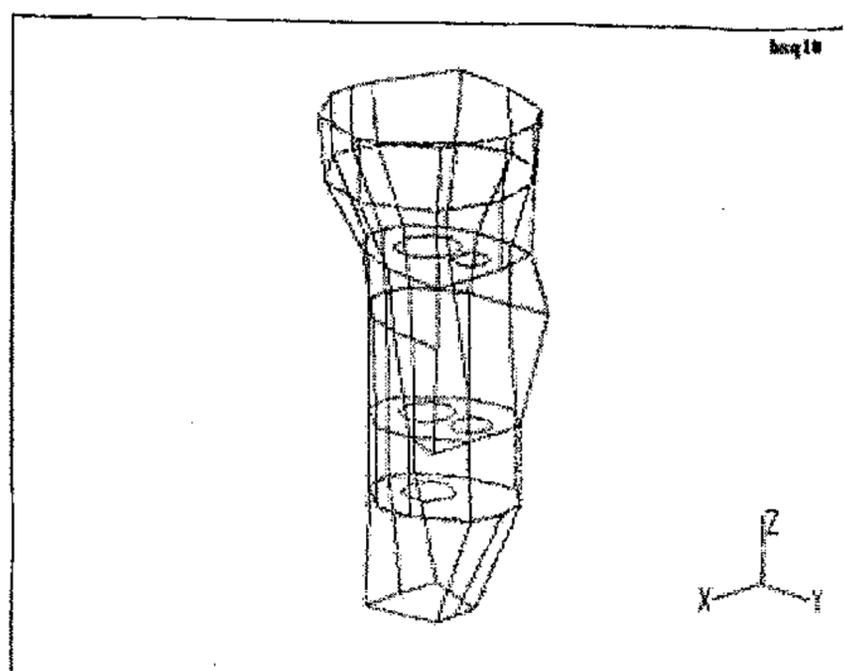


图 3-4 变速器箱体的 DASP 简化模型

模态试验开始前首先要设定试验参数。传感器类型设定为加速度传感器，试验采用单点激励多点响应，参数识别采用多模态频域识别方法，设定采样频率为 4000Hz。为了提高测试精度和统计可靠性，需对每个测点重复采样，然后再进行平均，消除信号中寄存的随机噪声，本次试验采样次数设定为 10 次，采取多次触发采样，每次触发采样 1024 个点，采样数据由多次触发采样数据组合而成，以便进行平均处理。多次触发采样有利于提高测试精度，尤其适用于用锤击法进

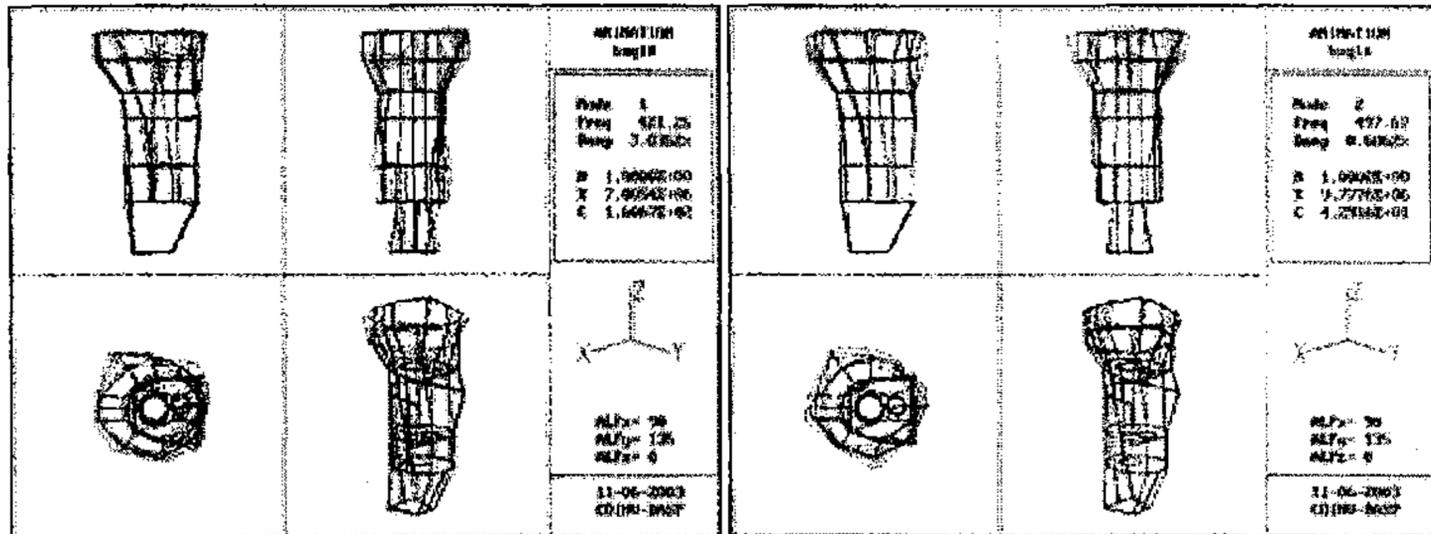
行传函分析。

箱体的模态试验共得出了 11 阶模态，其结果见下表 3-2：

表 3-2 箱体的模态实验结果

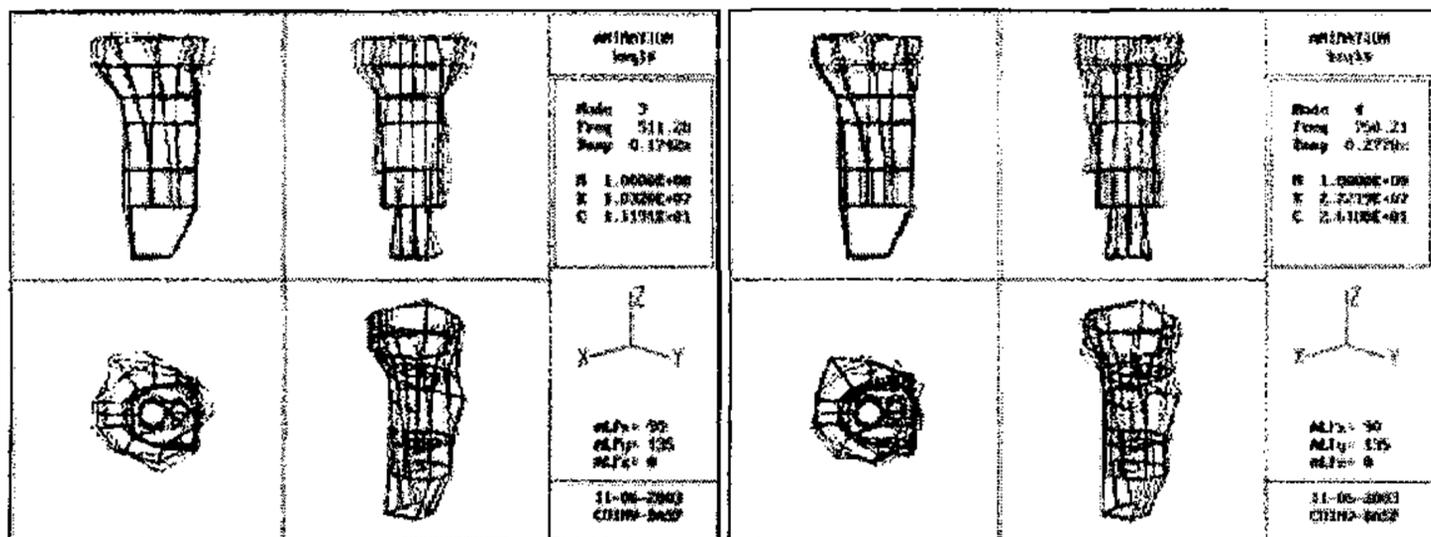
阶次	固有频率 (Hz)	模态阻尼 (%)
1	421.25	3.0352
2	497.67	0.6862
3	511.28	0.1742
4	750.21	0.2778
5	870.21	0.1676
6	986.63	0.2364
7	1066.81	0.1676
8	1454.68	0.4084
9	1530.87	0.6685
10	1648.64	1.8456
11	1876.34	0.2275

实验获得的各阶模态的振型见下列各图：



第 1 阶

第 2 阶



第 3 阶

第 4 阶

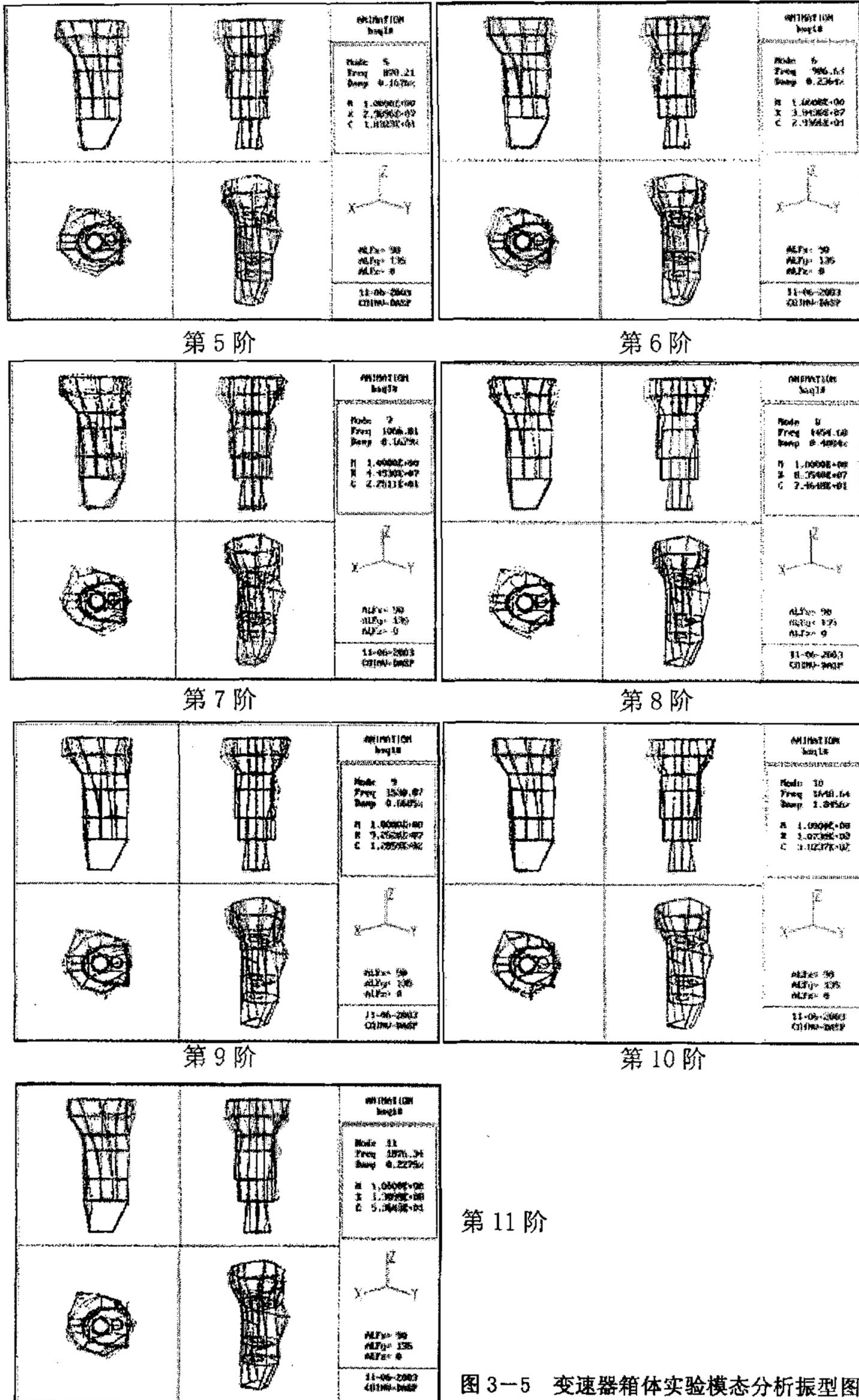


图 3-5 变速器箱体实验模态分析振型图

对以上各阶振型进行分析,可以发现:第一阶模态为整体振型,绕箱体 Z 轴的扭转,以及箱体钟型罩部分的收缩和扩张;第二阶模态为局部振型,主要表现为变速器箱体钟型罩部分绕 Z 轴的扭转振动;第三阶模态为整体振型,绕箱体 X 轴的一阶弯曲;第四阶模态表现为整体绕 Z 轴的扭转振动和钟型罩部分的局部振动,值得注意的是这一阶振动中,前箱体前后两隔板上中间轴支撑轴承孔处的振动比较明显,对变速器的工作有一定影响;第五阶模态为整体绕 Z 轴的扭转和箱体局部绕 X 轴的前后摆动;第六阶模态为整体振型,整个箱体绕 X 轴的弯曲振动,这一振型也是辐射噪声的主要振源;第七阶模态为整体振型,箱体绕 X 轴的弯曲,前箱体前后两支撑隔板振动的幅度比较大;第八阶模态为局部振型,主要振动集中在钟型罩处,前隔板上的振动比较明显;第九阶模态也是局部振动,后箱体部分的振动很小,主要表现为前箱体的弯振;第十阶的振动表现为前箱体绕 Y 轴的弯曲;第十一阶振动为整体振型,表现为绕 Z 轴的扭转振动,前箱体前隔板上的轴承孔振动幅度较大。

3.2.3 变速器轴系的模态实验

对各轴的模态实验采用了自由支撑,即使用软绳将各轴悬吊,使其处于自由一自由状态。根据有限元分析的初步结果,将悬挂点的位置选在关心的模态的节点附近,并保证悬挂体系与实验结构的主要振动方向正交。

在进行模态实验前,首先要在实验轴的表面布置测点,然后根据测点的布置在 DASP 系统中建立简化的模型。布置测点时考虑了各轴的结构特点,在关心的位置如轴承的支撑点、齿盘的根部等布置测点,并充分考虑传感器允许的安装位置,使测点的数据能够全面的反映轴的振动特性。根据以上原则建立了变速器一轴及中间轴的模态实验简化几何模型,模型见下图 3-6:

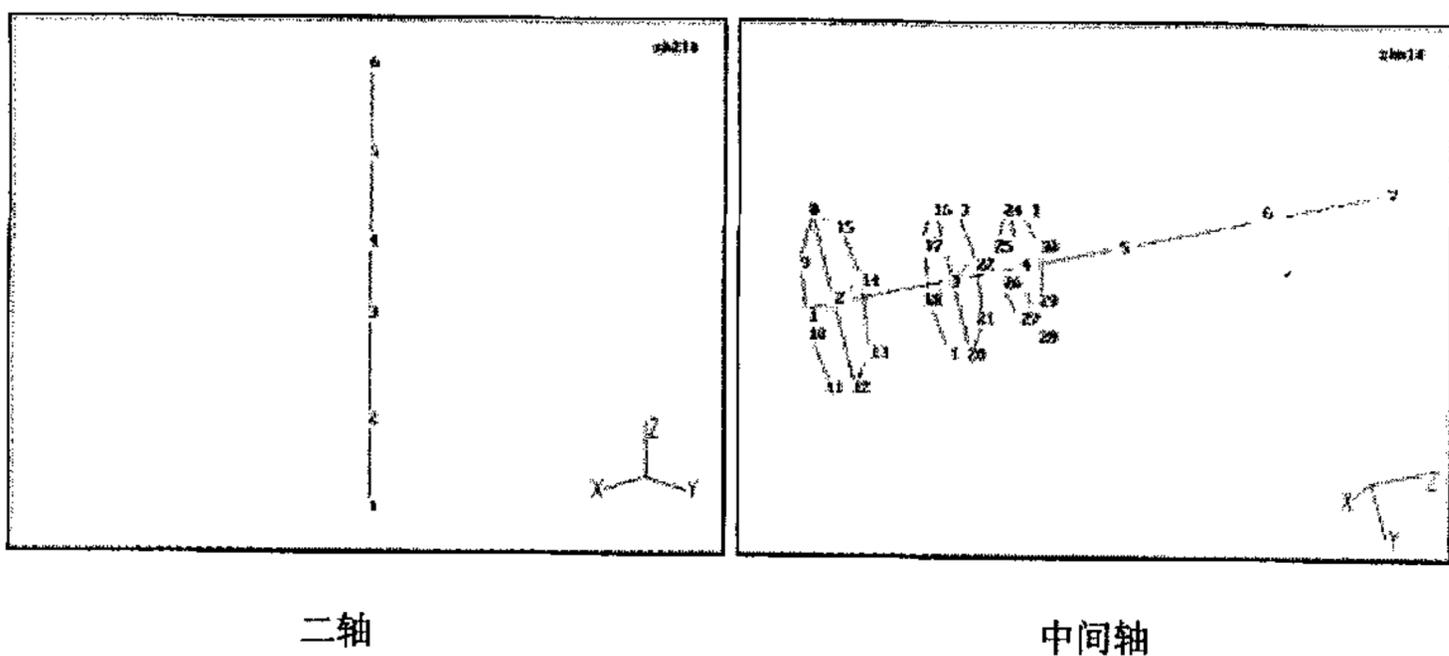


图 3-6 变速器各轴的 DASP 简化模型

二轴简化为沿轴向在关键位置布置的 6 个测点;中间轴上共布置了 31 个测

点，沿轴向布置了 7 个测点，每个齿盘简化为 8 个测点，而最小的一档齿盘考虑到结构特点和实验条件可行性没有布置测点。图 3-6 所示模型中的各节点即为实验时的测点。

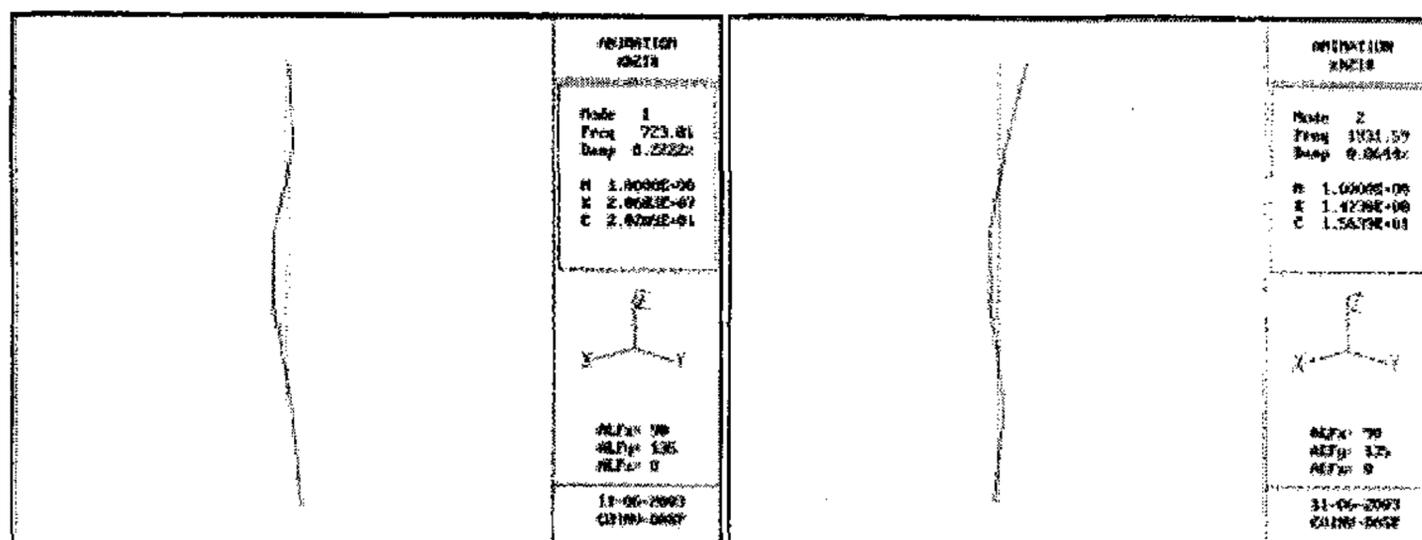
模态试验开始前首先要设定试验参数。传感器类型设定为加速度传感器，试验采用单点激励多点响应，参数识别采用多模态频域识别方法，设定采样频率为 4000Hz。为了提高测试精度和统计可靠性，需对每个测点重复采样，然后再进行平均，消除信号中寄存的随机噪声，本次试验采样次数设定为 10 次，采取多次触发采样，每次触发采样 1024 个点，采样数据由多次触发采样数据组合而成，以便进行平均处理。多次触发采样有利于提高测试精度，尤其适用于用锤击法进行传函分析。

二轴的模态实验采集处理了两阶模态。其各阶模态参数如下表 3-3:

表 3-3 二轴的模态实验结果

阶次	固有频率 (Hz)	模态阻尼 (%)
1	723.81	0.2222
2	1931.59	0.0644

实验获得的二轴各阶模态振型如下图 3-7:



第 1 阶

第 2 阶

图 3-7 变速器二轴的实验模态分析振型图

从上图 3-7 可以看出变速器二轴的一阶振型为轴的一阶弯曲，其频率大约在 700Hz 左右，振幅最大的位置出现在五档、倒档齿轮及 R/5 档同步器安装的位置。变速器二轴的二阶振动为轴的二阶弯曲，其频率在 1900-2000Hz 左右，其振幅最大值出现在二轴输出端支撑轴承的安装位置以及一档、二档齿轮、1/2 档同步器安装的位置，这两阶振型对变速器的换档过程有一定的影响。

中间轴的模态分析实验在 2000Hz 频率范围内采集处理了一阶模态。如下表 3-4 所示:

表 3-4 中间轴的模态实验结果

阶次	固有频率 (Hz)	模态阻尼 (%)
1	1063.33	0.2089

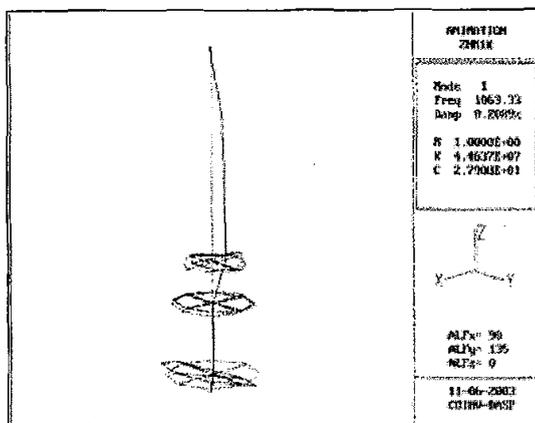


图 3-8 变速器中间轴的实验模态分析 1 阶振型图

从图 3-8 可以看出变速器中间轴的一阶振型为轴的一阶弯曲，其频率在 1000Hz 左右，局部还带有齿盘平面的摆动，振幅最大的位置出现在中间轴一档齿轮附近，齿盘平面摆动较大的位置是在中间轴常啮合齿轮处。

3.3 变速器主要零部件的有限元模态分析

随着电子计算机技术的发展，使工程中复杂问题的定量分析逐步变成了现实，特别是近几十年来工程数值方法的软、硬件条件不断成熟，所以使工程设计中的数值方法走向普及。数值法已成为解决复杂工程问题的一种强有力的和行之有效的办法，有限元法就是其中的一个典型的代表。有限元法作为一种典型的求解连续场偏微分方程的数值计算方法，是现代设计方法的最主要手段。结构有限元分析是机械结构现代设计方法学的重要内容。

关于有限元理论及其算法上文第二章已有详细的叙述，参看文献【20】~【22】。适用于工程应用分析的微机版的有限元计算分析软件有很多种，最具代表性的有 Nastran 和 Ansys 系列。本次对变速器结构动态特性的研究所采用的有限元分析软件即为 Ansys。下面结合本课题就工程实际应用中，影响有限元分析精度的因素和改进措施加以简单的总结。

3.3.1 有限元分析中计算精度的影响因素

尽管对确定的问题，有限元分析的精度主要取决于单元尺寸和插值函数阶次。但是，解决实际的工程问题时，由于对问题本身的确定也非易事，导致影响分析结果的因素要复杂的多。从全面地分析来看，影响有限元分析精度的因素可

以分成两大类:

一、工程问题数学物理模型的完整性

1. 方程本身的合理性:即影响数学物理方程形式的因素是否考虑全面。例如,对变速器的结构分析来说,可采用静态方程求解,也可采用动力学方程求解。究竟采用哪种方程更能描述问题的本质,需要对具体问题的工作载荷、工作环境等方面作综合考虑。如果考虑变速器在静载荷作用下的变形、应力可考虑用静态方程描述;如果考虑变速器在工作状况的变形、应力就必须用动力学方程描述才符合问题的本质。

2. 材料特性的准确性:主要是指考虑实际问题中材料常数与标称数值的差异,结构中材料常数的分散性,材料特性随工作温度的变化,材料常数随工作应力、应变的变化,特别是在动态计算中结构的阻尼如何准确地确定等。

3. 边界条件:包括边界条件的确定是否正确,施加是否合理。在基于几何形状施加边界条件时,当模型被离散后,边界条件的转化是否准确。

4. 问题的求解域:主要指模型几何形状的简化是否合理。对变速器的结构分析来说,由于变速器结构的复杂性和某些参数的难以确定性,必须对变速器模型进行适当的简化,比如变速器箱体上的螺孔、凸台及加强筋等就必须予以适当的简化。

二、有限元数值计算的精度和计算规模

1. 单元类型:不同单元类型的插值精度和计算规模是不同的。如对变速器的结构分析来说,六面体实体单元的插值精度高,但是用它离散复杂的变速器结构不仅难以划分网格,也造成计算费用的大大增加。因此在进行变速器箱体的动态特性分析时可以考虑使用四面体单元进行分析。

2. 网格形式:包括单元尺寸的大小和网格的疏密分布(以下总称网格密度)。对变速器的结构分析来说,为了能准确地实体结构的箱体的高阶模态,必须合理选择实体单元的最大尺寸,通常单元的最大尺寸可以通过几次试算加以确定。在对变速器零部件作静态分析特别是重点考察最大应力时,必须合理地安排网格密度,对关注区域应进行加密处理;

3. 舍入误差。

提高工程问题有限元分析的精度一直是人们关心的重要课题,针对上述因素,可采取的措施主要包括:

1. 深入研究工程问题本身,更全面地考虑影响数学物理方程形式的各项因素,使建立的数学物理模型更加完善;

2. 进行材料试验,研究材料常数在不同情况下的变化;

3. 通过试验测试或理论分析确定更合理的边界条件并采用合理的施加方式;

4. CAD 实体建模和有限元分析集成, 使分析模型和设计模型相关一致, 结合高配置硬件条件, 进行问题的细致分析, 减小结构简化造成的误差;

5. 研究精度与规模的协调问题, 采用子结构技术或总体/局部分析法;

6. 构造新型单元 (如拟协调元), 提高插值精度;

7. 从数值方法上研究误差估计、收敛理论 (如 h -收敛、 p -收敛、 h - p -收敛、 r -收敛等) 及对应的自适应分析; 研究网格划分形式对计算精度的影响; 研究在特定网格划分形式下有限元的超收敛性; 研究特定单元类型的外推和校正, 等等。

3.3.2 变速器箱体动态特性的有限元分析

该变速器的箱体分为前箱体、后箱体两个部分由 8 个螺栓连接, 为铸铝件, 其结构非常复杂, 外形不规则, 尤其是前箱体的钟型罩部分是由大量的曲面构成。在前期的建模工作中使用大型 CAD 软件 UG 进行了箱体的三维实体建模, 分别建立了前后两个箱体实体模型后再将其装配到一起。

变速器箱体模型十分复杂, 直接导入 ANSYS 并划分网格十分困难, 并且由于铸造结构的大量小过渡圆角等结构的存在将使有限元分析的规模过大以至计算机难以承受。因此在不影响分析精度的前提下, 有必要对这个实体进行简化:

1. 变速器前箱体和后箱体简化为刚性连接, 不考虑分合面及连接螺栓接触面的相对变形, 即整个箱体作为一个整体进行分析。

2. 模态分析使用的模型不需要了解箱体局部的特性和应力特征, 因此对凸台, 油孔等微小特征予以简化。

3. 箱体表面的加强筋, 外表面为光滑的曲面, 在划分有限元网格时该处的网格密度很高, 但是加强筋主要是为了增加箱体局部的刚度, 其自身受力变形都很小, 计算时浪费了大量的计算机资源, 因此将加强筋保留但是将其外表面简化为平面, 即将其截面改为方形截面。

简化后得到的有限元分析使用的实体模型如下图 3-9:

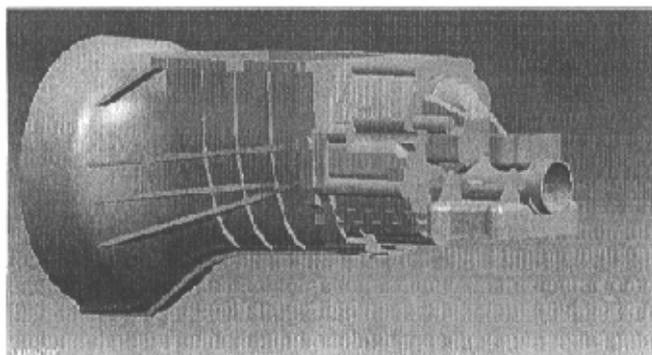


图 3-9 简化后的变速器箱体实体模型

3.3.2.1 变速器箱体有限元分析模型的建立

变速器箱体的有限元分析使用了通用有限元分析软件 ANSYS。UG 模型与 ANSYS 建立联系主要有两种方法,一种是直接数据模型交换,即利用 ANSYS 与 UG 的接口文件如 prt 文件、parasolids 文件等将 UG 实体模型导入 ANSYS,这种方法往往需要在导入后进行大量的修改工作;另一种方法利用 UG 内嵌的分析求解模块 GFEMFEA 的前置处理功能完成 ANSY 的前置建模工作(主要是划分网格),并生成批处理作业命令流 inp 文件,此文件即可直接为 ANSYS 所用,也可稍加修改直接用于其它求解器使用。这样做最大的优点是模型一致性好,克服了专业有限元程序前置处理能力的不足。变速器箱体的外形结构极为复杂,使用多种接口文件将其导入 ANSYS 都十分困难,导入后生成的复杂曲面有大量的褶皱和凹陷,结构上有大量的拓扑错误和几何缺陷,导致实体不能生成,需要进行大量的拓扑修复、几何修补,工作量很大。因此对变速器箱体的有限元分析采用第二种方法建立有限元模型,即在 UG 的结构分析 STRUCTURE 模块中进行有限元模型的分网加载等前处理,利用 inp 命令流文件导入 ANSYS,使用 ANSYS 的求解器求解并进行后处理^[23]。

一、网格划分单元类型及材料属性的确定

在UG的STRUCTURE结构分析模块中首先设定有限元模型使用ANSYS格式,设定网格划分类别为自动四面体网格划分。对于比较复杂的模型,使用二次单元通常会比线性单元的求解效率高且产生良好的效果,因此单元类型使用了SOLID92,为3-D固体结构二次单元,每个单元有10个节点,每个节点上有x, y, z三个方向上的平移自由度,此单元可以应用于弹性、大变形及大应变分析,与线性的实体单元SOLID45相比, SOLID92更适用于不规则的实体模型网格划分^[19]。

变速器箱体采用的材料是铸铝ADC12,主要用来制造变速器箱体,气缸体缸盖等。其材料特性为:弹性模量70GPa,泊松比0.32,密度 $2.8 \times 10^3 \text{Kg/m}^3$ 。根据材料的性能,对材料属性设置项进行了相关的设定。

二、变速箱箱体模型的网格划分及加载、约束条件的确定

如上文所述在UG的STRUCTURE模块中采用自动四面体网格划分,网格密度的控制根据计算规模的大小及变速箱简化模型的几何尺寸,经过几次试算确定了较为合理的网格密度,确定全局单元尺寸为4.0,网格扩展因子设定为1.3。变速箱实体模型划分为194432个节点107257个单元。在UG中网格划分完成后,将模型的信息格式化为ANSYS格式的批处理作业命令流inp文件,在ANSYS中可以直接读入这个命令流,导出有限元模型,见下图3-10。从下图3-10可以看到,使用批处理命令流文件导入的有限元模型与原始模型基本一致,能够准确的反映实体模型的各个特征,从实体模型转化为ANSYS格式的有限元模型是可用的。

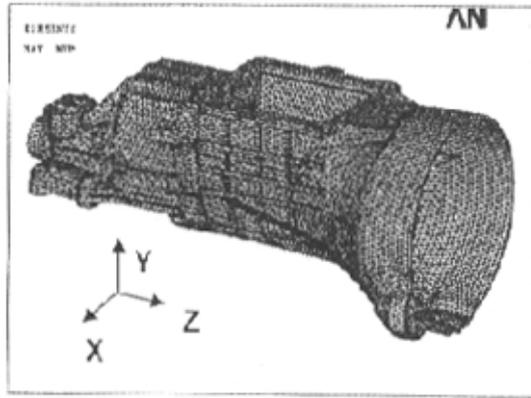


图 3-10 在 ANSYS 中导出的变速器箱体有限元模型

网格模型建立后进行模型的约束及加载。模态分析时施加的载荷为零，而有限元模态分析的边界条件要与试验的边界条件相一致，由于在试验时使用很软的绳子将各轴悬吊，其边界条件是自由—自由条件，因此在 ANSYS 中对模型的各自由度均不加约束。

3.3.2.2 变速器箱体动态特性有限元分析结果

加载和约束完成后，设定 ANSYS 求解类型为模态分析 (Modal)。由于使用 Subspace (子空间) 法提取模态时对计算机的要求很高，求解难以进行，因此提取模态的方法采用了 Block Lanczo (分块的兰索斯) 法，这种方法适用于大型对称特征值求解问题。根据分析的要求对箱体提取并扩展了 30 阶模态，其中包括 6 个刚体模态，即 3 个平动自由度和 3 个转动自由度，将重根以及超出关心的频率范围的模态解剔除后，求出了变速器箱体的 24 阶模态。

如上文所述，模态试验采集处理了变速器箱体的 11 阶模态固有频率，并作出了各阶的振型动画，而有限元模态分析则提取了 30 阶模态，除去 6 个刚体模态后，得到 24 阶模态。经过对这 24 阶模态的扩展，输出了每阶模态的固有频率和振型动画。由于模态试验本身的局限性，即测点的布置不可能非常密集，因此在采样的频率范围内很有可能会有模态没有被激励出来，这就需要对比有限元模态分析的结果加以补充。而有限元模态分析的结果也有存在重根的可能，即固有频率相同且振型表现为正交，也需要同模态试验的结果进行对比。

有限元分析得到的 24 阶固有频率见下表 3-5:

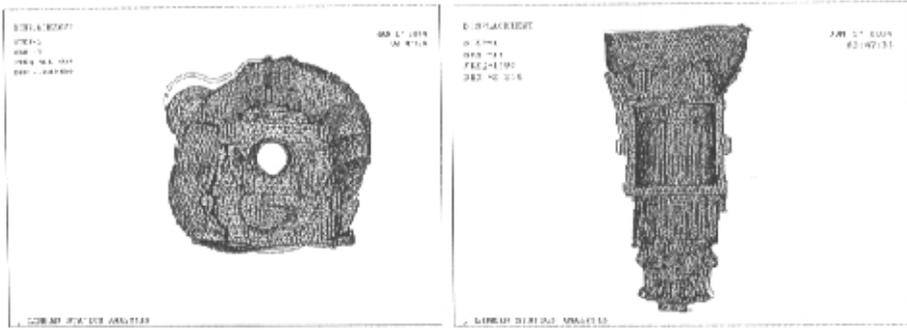
表 3-5 箱体模态有限元分析结果

阶次	频率 (Hz)	阶次	频率 (Hz)
1	411.90	13	1632.2
2	539.83	14	1676.3

3	632.38	15	1885.1
4	735.46	16	1924.9
5	854.53	17	1952.5
6	1044.2	18	2009.0
7	1077.6	19	2077.0
8	1090.4	20	2180.2
9	1262.0	21	2216.3
10	1389.8	22	2255.0
11	1471.1	23	2309.2
12	1517.9	24	2359.8

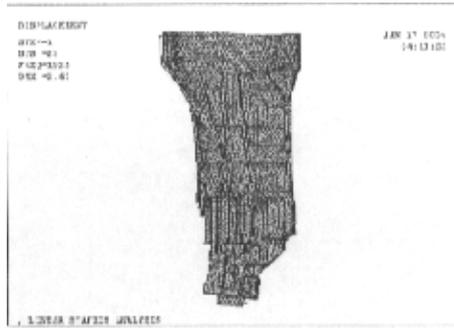
根据导出的动画文件，有限元分析得到的各阶振型如下：第一阶振型411.90Hz为整体振型，绕Z轴的扭转及前箱体钟型罩的局部收缩扩张；第二阶振型539.83Hz为局部振型，钟型罩部分的变形；第三阶振型632.38Hz为局部振型，前箱体局部在XY平面内的摆动引起钟型罩的变形；第四阶振型735.46Hz，振型表现为整体绕Z轴的扭转振动和钟型罩部分的局部振动；第五阶振型854.53Hz，整体绕Z轴的扭转及局部摆动；第六阶振型1044.2Hz，第七阶振型1077.6Hz，第八阶振型1090.4Hz其频率非常接近，通过观察振型动画，其振型均为绕X轴的一阶弯曲；第九阶振型1262.0Hz，整体振型绕X轴的弯曲；第十阶振型1398.8Hz，整体振型绕Y轴的弯曲；第十一阶振型1471.1Hz，局部振型钟型罩部分的振动较大，后箱体有局部的摆动；第十二阶振型1517.9Hz，也是局部振动，后箱体部分的振动很小，主要表现为前箱体的弯振；第十三阶振型1632.2Hz，整体振型绕Y轴的弯曲；第十四阶振型1676.3Hz，局部振型；第十五阶振型1885.1Hz，整体振型绕Z轴的扭转振动；第十六阶振型1924.9Hz，整体振型绕X轴的高阶弯曲；第十七阶振型1952.5Hz，局部振型，前箱体两轴承支撑隔板之间的部分扭转；第十八阶振型2009.0Hz，局部振型，钟型罩部分的振动；第十九阶振型2077.0Hz，整体振型，复杂的弯曲振动；第二十阶振型2180.2Hz，整体振型绕X轴的弯曲；第二十一阶振型2216.3Hz，前箱体绕Z轴的扭转带动钟型罩的局部振动；第二十二阶振型2255.0Hz，与二十一阶类似的局部振型，前箱体扭摆振动；第二十三阶振型2309.2Hz，也是前箱体的局部扭转振动；第二十四阶振型2359.8Hz，局部振型，前箱体的扭振。

从上述对有限元模态分析的固有频率和振型的分析来看，在研究的频率范围内，变速器箱体的固有频率主要分布在400Hz到2400Hz之间。整体振型主要出现在2000Hz范围内，多表现为弯曲和扭转，而超过2000Hz的振型基本都是局部振型。变速器箱体有限元模态分析得到的部分整体振型图见下图3-11：



第1阶 绕Z轴的扭转

第10阶 绕Y轴的弯曲



第16阶 绕X轴的弯曲

图 3-11 有限元模态分析变速器箱体部分整体振型图

将有限元模态分析得到的结果与模态实验得到的结果进行比较如表3-6:

表 3-6 箱体模态有限元分析与模态实验的比较结果

有限元分析结果		模态试验的结果		振型	误差
阶数	频率 (Hz)	阶数	频率 (Hz)		
1	411.90	1	421.25	整体振型, 扭转	2.21%
2	539.83	2	497.67	局部振型	7.31%
3	632.38	3	511.28	频率振型不同	
4	735.46	4	750.21	整体振型, 扭转	1.97%
5	854.53	5	870.21	整体振型, 扭转	1.90%
6	1044.2	6	996.63	整体振型, 弯曲	5.51%
7	1077.6	7	1066.61	整体振型, 弯曲	1.00%
8	1090.4			整体振型, 弯曲	
9	1202.0			整体振型, 弯曲	
10	1389.8			整体振型, 弯曲	
11	1471.1	8	1454.68	局部振型	1.16%
12	1517.9	9	1530.67	局部振型, 前箱体	0.85%
13	1832.2	10	1648.64	整体振型, 弯曲	9.997%
14	1876.3			局部振型	

15	1865.1	1'	1876.54	整体振型, 扭转	0.467%
16	1924.9			整体振型, 弯曲	
17	1952.5			局部振型	
18	2009.0			局部振型	
19	2077.0			整体振型, 弯曲	
20	2180.2			整体振型, 弯曲	
21	2216.3			局部振型	
22	2255.0			局部振型	
23	2309.2			局部振型	
24	2359.6			局部振型	

对比模态实验与有限元分析得到的变速器箱体各阶模态与振型, 可以发现有限元分析得到的阶数多于模态实验所获得的阶数, 这是由于模态实验自身条件的限制, 箱体上的测点数有一定的限制, 所选取的激励点很有可能难以激发很多局部振型, 而有限元模态分析没有这个限制, 只要网格划分合理、密度足够大, 可以获得更多阶模态。对比两种方法获得的结果, 其重合度很高, 模态试验所获得的模态频率, 通过有限元分析大也都得出了极为相近的结果, 其误差很小, 如表 3-6 中对应的各阶模态, 其误差最小值为第 11 阶 0.467%, 最大误差也只是第 2 阶的 7.81%, 大多数误差都在 2% 以下, 而各阶的振型也基本一致。而通过对振型的分析可以发现, 有限元分析得到的更多阶的模态主要是局部振型。说明有限元分析及模态实验的准确度较高, 变速器箱体的有限元模型是准确可用的, 而有限元分析得到的更多阶模态大多是局部振型, 是对模态试验结果的进一步补充。

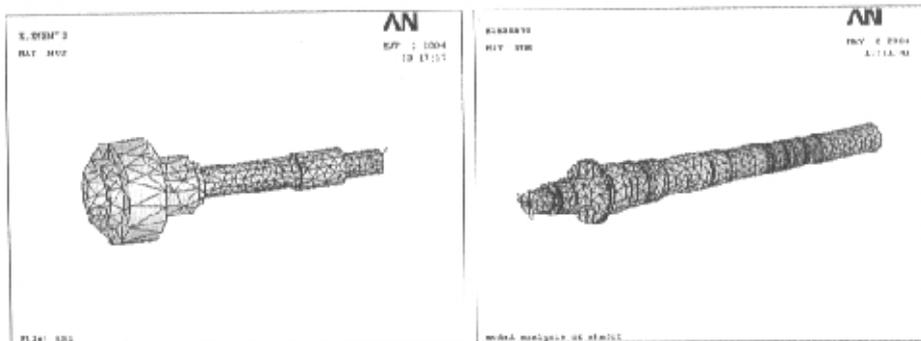
这一节通过对 M5ZR1 变速器箱体的模态实验和有限元模态分析, 获得了该变速器箱体动态特性的准确的数据, 建立了变速器箱体精确的有限元模型, 为箱体的进一步优化分析奠定了基础。

3.3.3 变速器各轴动态特性的有限元分析

前期的工作中我们已经使用大型 CAD 软件 UG 建立了该变速器一、二轴和中间轴的 3D 实体模型, 考虑到这些模型的细节较多, 为了避免有限元分析的规模过大, 在不影响模态分析精度的前提下对原始 3D 模型进行了简化, 建立了各轴的有限元分析 3D 模型, 通过 UG 和有限元分析软件 ANSYS 之间的 Parasolids 接口将各轴的有限元实体模型导入 ANSYS 中进行分析。

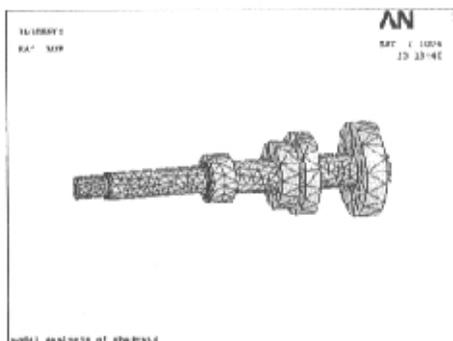
3.3.3.1 变速器各轴有限元分析模型的建立

将简化后的各轴的实体模型通过通用接口 Parasolids 导入 ANSYS, 使用 8 节点 6 面体的 solid45 单元进行计算, 设定轴的材料性质为 SCM420H 钢弹性模量 $2.10 \times 10^{11} \text{Pa}$, 泊松比 0.30, 密度 7858kg/m^3 , 由于自动划分单元网格已能够保证模态分析的精度, 采用自由网格自动划分, 网格划分后的各轴有限元模型如下图 3-12:



一轴有限元模型

二轴有限元模型



中间轴有限元模型

图3-12 变速器各轴的有限元模型

一轴有限元模型，其节点总数 1486 个，单元总数为 6138 个，一轴的体积和质量较小，这样的计算规模可以保证其模态计算的精度。二轴的有限元模型，其节点总数为 12120 个，单元总数为 61940 个，由于二轴的长度、体积较大，而且其结构上有一些细节没有简化，所以其模态计算规模比较大。中间轴的有限元模型，其节点总数为 3085 个，单元总数为 13389 个。

有限元分析的结果要和模态试验的结果进行比较，因此有限元分析的边界条件要与试验的边界条件相一致，由于在试验时使用很软的绳子将各轴悬吊，其边界条件是自由-自由条件，因此在 ANSYS 中对模型的各自由度均不加载。

3.3.3.2 变速器各轴动态特性有限元分析结果

使用 ANSYS 求解时采用了 Subspace (子空间迭代) 法，这种方法适用于大型对称特征值求解问题，它的特点是能够充分利用 $[K]$ 及 $[M]$ 的稀疏带状性质而且能在一次求出前几个模最大的广义特征和对应的特征向量。根据分析的要求对每根轴提取并扩展了 12 阶模态，其中包括 6 个刚体模态，即 3 个平动自由度和 3 个转动自由度，将重根以及超出关心的频率范围的模态解剔除后，求出了一轴的一阶模态，二轴及中间轴各两阶模态。

通过有限元模型计算得到一轴的一阶频率为 1865Hz，其振型为轴的一阶弯曲，其振幅最大位置在轴的中部，距离齿轮和轴承较远，并且其自振频率很高，不会对变速器的工作状况产生较大影响。振型见下图 3-13：

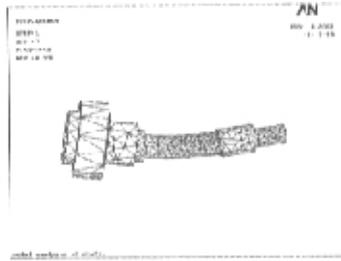
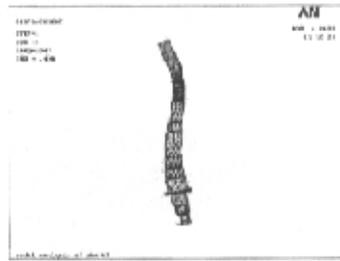


图 3-13 变速器一轴的 1 阶模态振型

变速器二轴的有限元计算得出了两阶模态：其一阶振型为轴的一阶弯曲，频率 757.985Hz，振幅最大的位置出现在五档、倒档齿轮及档同步器安装的位置。二阶振动为轴的二阶弯曲，频率 2067Hz，其振幅最大值出现在二轴输出端支撑轴承的安装位置以及一档、二档齿轮、1/2 档同步器安装的位置。振型见图 3-14：



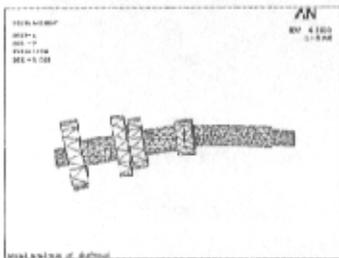
第 1 阶



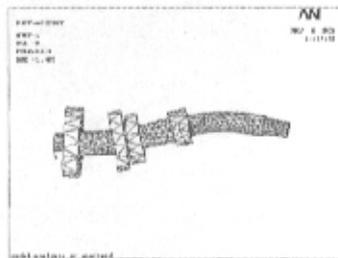
第 2 阶

图 3-14 变速器二轴的 1、2 阶模态振型

中间轴的有限元计算得出了两阶模态：其一阶振型为轴的一阶弯曲，频率 1078Hz，振幅最大的位置出现在中间轴一档齿轮附近。二阶振动为轴的二阶弯曲，频率 2613Hz。振型见下图 3-15：



第 1 阶



第 2 阶

图 3-15 变速器中间轴的 1、2 阶模态振型

将有限元模态分析得到的二轴、中间轴模态与 3.2.3 节模态实验的结果进行比较结果如下表 3-7、3-8:

表 3-7 二轴模态有限元分析与模态实验的比较结果

固有频率 (Hz)		振型	误差
试验	计算		
723.81	757.985	一阶弯曲	4.50%
1931.59	2067	二阶弯曲	6.55%

从表 3-7 的比较可以看到二轴的有限元模型简化得当, 所以其结果与实际实验结果误差较小, 可以满足需要的精度。试验得到的模态振型与有限元分析得到的振型基本一致, 这也充分说明了模态分析实验得到结果的准确性。

表 3-8 中间轴模态有限元分析与模态实验的比较结果

固有频率 (Hz)		振型	误差
试验	计算		
1063.33	1078	一阶弯曲	1.36%

从表 3-8 的数据中可以看出, 中间轴有限元计算和模态实验得到的一阶模态数据的结果非常接近, 误差只有 1.36%, 说明中间轴的有限元模型是精确的。中间轴的实验模态分析只求出一阶模态这是因为, 模态实验中设定采样频率 4000Hz, 所以根据采样定理试验研究的频率范围小于 2000H。

3.4 本章小结

1. 本章运用实验模态分析结合有限元分析的方法, 对 M5ZR1 变速器的主要零部件的结构动态特性进行了研究。通过比较实验模态分析和有限元分析得到的结果, 对变速器各主要零部件的有限元模型进行了修正, 建立了简化得当、计算速度快、分析精度较高的变速器有限元分析模型。利用这些有限元模型计算得到变速器结构动态特性的结果与模态实验的结果比较, 其误差很小: 如变速器箱体各阶模态, 其误差最小值为第 11 阶 0.467%, 最大误差也只是第 2 阶的 7.81%, 大多数误差都在 2% 以下, 各阶的振型一致; 而二轴的比较结果是 1 阶模态误差 4.5%, 2 阶模态误差 6.55%; 中间轴的 1 阶模态误差 1.36%。对 M5ZR1 变速器结构动态特性的研究结果表明: 变速器箱体、各轴的有限元分析模型简化得当, 网格划分合理, 边界条件设置正确, 精度较高, 适用于变速器的结构动态特性分析计算, 并为后续的有限元分析工作奠定了基础。

2. 对变速器轴系的模态实验以及有限元分析的结果, 都呈现为典型的 1 阶、2 阶弯曲振型。并且随各轴轴径的增大、长度的减小, 其模态固有频率也越来越高。变速器一轴的 1 阶模态、二轴的 2 阶模态为 2000Hz 附近的高频振动, 二轴及中间轴的 1 阶模态为 1000Hz 左右的振动。由于变速器的工作频率较低, 并且

变速器各轴多采用三点轴承支撑,各个弯曲振型对变速器的工作影响不大。二轴的1阶模态其频率在700Hz左右,比较接近变速器的工作频率,并且其振幅最大值出现在档同步器位置,这一阶振型对同步器接合的平顺性有一定的影响,需要加以注意。

3. 变速器箱体的模态频率集中在3个频率范围内,1000Hz以内的频率范围模态最为集中,多数为整体振型,1000-2000Hz之间的模态较多,局部振型较多,而2000Hz以上的各阶模态振型则大多表现为局部振型。从各阶模态的振型可以看出变速器箱体的整体振型主要表现为扭转和低阶的弯曲,对变速器的正常工作没有大的影响。由于相对于后箱体,变速器与离合器连接处的裙部其刚度较小,在各阶模态中都有较大的振动,这在对变速器箱体结构进行改造设计时必须加以注意,应适当加大变速器裙部的刚度。

第四章 变速器主要零部件的有限元结构强度计算分析

本章以 M5ZR1 变速器为研究对象,考察变速器主要零部件结构强度分析中关于模型的建立、载荷和约束的确定和应力场、变形分布的计算等多方面问题。并重点考察该变速器在 5 档工作状态下各主要零部件的结构强度及刚度。

4.1 变速器箱体的有限元结构强度计算分析

变速器箱体是变速器系统的主要组成部分,在齿轮传动过程中,箱体承受较大的载荷并产生较大的变形和应力。变速器的各轴均通过轴承支撑在箱体上,因此箱体的受力变形对变速器工作的可靠性和寿命有较大的影响。本节着重研究了变速器箱体的实体建模及有限元结构强度分析。

4.1.1 变速器箱体三维实体模型的建立

M5ZR1 的箱体分为前箱体后箱体两个部分由 8 个螺栓连接,为铸铝件,其结构非常复杂,外形不规则,尤其是前箱体的钟型罩部分是由大量的曲面构成。建模工作中使用大型 CAD 软件 UG 进行了箱体的三维实体建模,分别建立了前后两个箱体后再将其装配到一起。建立的箱体实体模型如图 4-1:

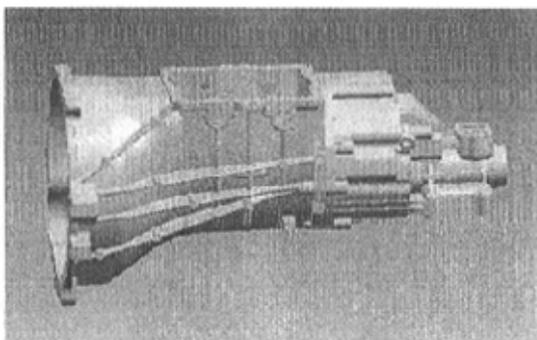


图 4-1 变速器箱体的实体模型

从上图可以看出该实体模型十分复杂,直接导入 ANSYS 并划分网格十分困难,并且由于铸造结构的大量小过渡圆角等结构的存在将使有限元分析的规模过大以至计算机难以承受。因此在不影响分析精度的前提下,必须对这个实体进行简化,简化的具体原则及方法前文 3.3.2 节已有详细的介绍,这里就不再重复。得到的简化模型参见图 3-9。

4.1.2 变速器箱体结构强度分析有限元模型的建立

变速器箱体的有限元分析使用了通用有限元分析软件 ANSYS。箱体有限元强度分析采用与了上文有限元模态分析同样的方法建立有限元模型,即在 UG 的结构分析 Structure 模块中进行有限元模型的分网加载等前处理,利用 inp 命令流文件导入 ANSYS,使用 ANSYS 的求解器求解并进行后处理。

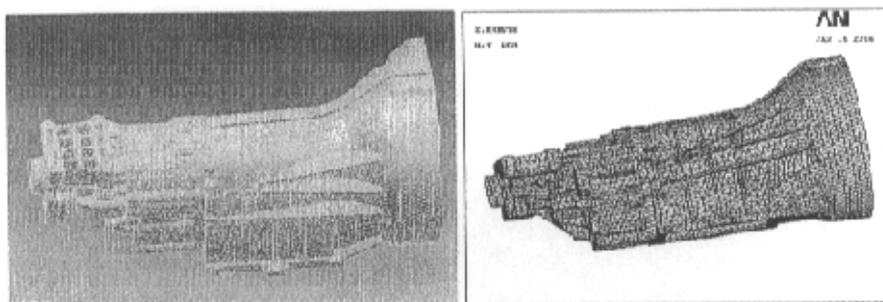
一、网格划分单元类型及材料属性的确定

在UG的Structure结构分析模块中首先设定有限元模型使用ANSYS格式, 设定网格划分类型为自动四面体网格划分。对于比较复杂的模型, 使用二次单元通常会比线性单元的求解效率高且产生良好的效果, 因此单元类型使用了SOLID92, 为3-D固体结构二次单元, 每个单元有10个节点, 每个节点上有x, y, z三个方向上的平移自由度, 此单元可以应用于弹塑性、大变形及大应变分析, 与线性的实体单元SOLID45相比, SOLID92更适用于不规则的实体模型网格划分。

变速器箱体采用的材料是铸铝ADC12, 主要用来制造变速器箱体, 气缸体缸盖等。其材料特性为: 弹性模量70GPa, 泊松比0.32, 密度 $2.8 \times 10^3 \text{Kg/m}^3$, 抗拉强度 $\sigma_b = 329 \text{MPa}$ 。根据材料的性能, 对材料属性设置项进行了相关的设定。

二、变速器箱体模型的网格划分及加载、约束条件的确定

如上文所述在UG的Structure模块中采用自动四面体网格划分, 网格密度的控制根据计算规模的大小及变速箱简化模型的几何尺寸, 经过几次试算确定了较为合理的网格密度, 确定全局单元尺寸为8.0, 网格扩展因子设定为1.0。变速箱实体模型划分为147639个节点78525个单元, 在UG中划分的网格及导入ANSYS后的网格模型见下图4-2。将有限元网格模型与变速箱简化实体模型对比, 可以看出网格模型能准确的反映实体模型的特征, 可见划分较为精确。



UG中划分网格的实体模型

导入ANSYS获得的有限元模型

图 4-2 变速器箱体的有限元模型

网格模型建立后进行模型的约束及加载。由于变速器箱体所受的载荷主要是齿轮传动引起的众多轴承载荷, 以及箱体自身的重量, 箱体自身的重量ANSYS程序能够自动计算, 而各轴承载荷通过轴承外圈作用在箱体上, 将其作为箱体轴承支撑圆柱面上的法向均布面载荷来处理。变速器箱体的边界约束条件则是按变速器的实际安装状态, 将后箱体输出端的支撑座处以及前箱体裙部的安装面这两处单元各节点三个平动自由度 U_x 、 U_y 、 U_z 约束为0。由于导入ANSYS后的有限元模型各加载面上单元数量众多, 而导入的有限元模型不包含实体的点线面特征, 加载比较困难, 因此所有的加载与约束均在UG的Structure模块中进行, 然后通过

inp命令流文件导入ANSYS。

根据变速器的输入扭矩以及五档传动比和齿轮的基本参数计算得到箱体各轴支撑轴承处所受载荷如下：

一轴支撑轴承处轴向力 $F_x=3420\text{N}$ ；径向力 $F_y=2652\text{N}$ ；切向力 $F_z=6433\text{N}$ 。径向力和轴向力均按照各自的方向作用在轴承支撑处相应的半圆柱面上，而轴向力根据实际安装情况，是通过轴承卡环作用在一个圆环面上，该受力面在简化处理模型时已经做出，加载在其上即可。

二轴施加给箱体的力主要是后端的双列角接触球轴承处三个方向的力和后端辅助支撑轴承处的两个方向的力：

角接触球轴承处轴向力 $F_x=3379\text{N}$ ；径向力 $F_y=1071\text{N}$ ；切向力 $F_z=3000\text{N}$ 。径向力和轴向力均按照各自的方向作用在轴承支撑处相应的半圆柱面上，而轴向力根据实际安装情况，通过轴承卡环作用在前箱体上轴承安装位置的沉孔圆环面上。辅助支撑轴承处径向力 $F_y=1321\text{N}$ ；切向力 $F_z=3699\text{N}$ 按照各自的方向作用在轴承支撑处相应的半圆柱面上。

中间轴前端支撑轴承处轴向力 $F_x=7941\text{N}$ ；径向力 $F_y=2268\text{N}$ ；切向力 $F_z=5775\text{N}$ 。径向力和轴向力均按照各自的方向作用在轴承支撑处相应的半圆柱面上，而轴向力根据实际安装情况，通过挡环作用在变速器前端盖上，如上文所述，前端盖简化为局部与前箱体一体，该处的受力面也已做出，加载在其上即可。中间支撑轴承处轴向力 $F_x=7900\text{N}$ ；径向力 $F_y=1160\text{N}$ ；切向力 $F_z=777\text{N}$ ，各力均按其实际加载位置施加。后端轴承支撑处只有两个方向的力，径向力 $F_y=1493\text{N}$ ；切向力 $F_z=5775\text{N}$ 均按照各自的方向作用在轴承支撑处相应的半圆柱面上。

下图4-3即为UG中加载的情况，如透视图所示各加载面所受的面载荷以红色箭头表示，后箱体上支撑处的黄色标志表示约束该处三个平动自由度。所有的加载信息和约束条件经过格式化为ANSYS命令流文件后，导入ANSYS后自动转换施加到有限元网格模型的各节点上。

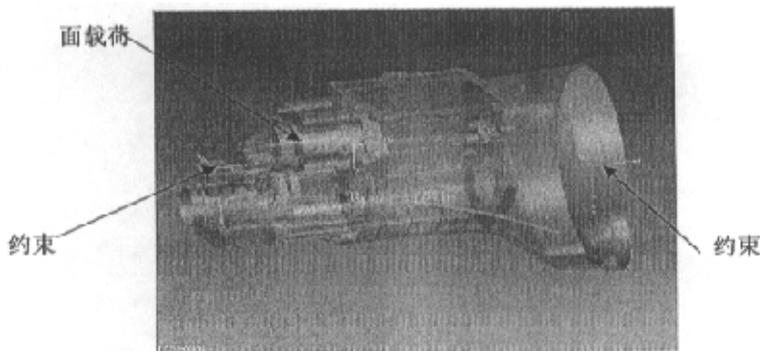


图 4-3 UG 中施加约束及载荷

导入 ANSYS 后的加载与约束条件见下图 4-4。各图中的约束以浅蓝色的标志表示, 而转化到节点上的面载荷则据其大小以不同的颜色表示在各受载面上, 如图 4-4 中红色箭头所指各面, 其余各受载面的加载情况大致相同。

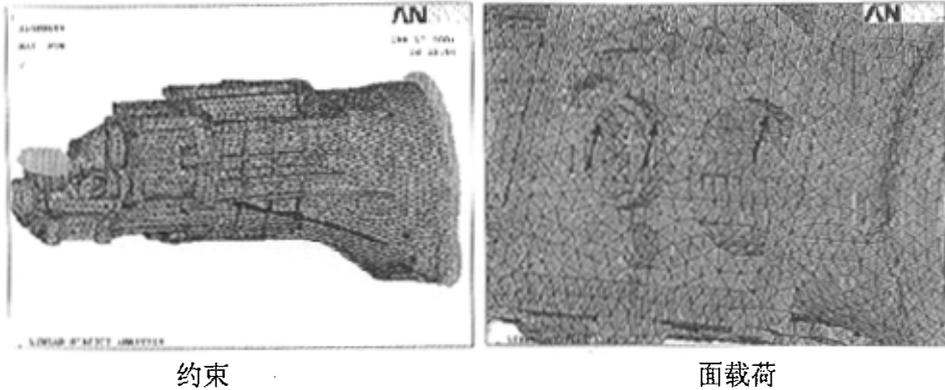


图 4-4 ANSYS 中施加约束及载荷的箱体模型

完成加载和约束的模型即可进行有限元分析计算。

4.1.3 变速器箱体结构强度有限元计算结果

加载及约束设定完成后, 即可进入 ANSYS 的求解器进行计算。设定分析的类型为静态线性过程 (LINEAR STATIC), 材料性质为线弹性 (LINEAR ELASTIC)。选取直接解法求解方式, 不组装整个矩阵, 只是在求解器处理每一个单元时, 同时进行整个矩阵的组装和求解, 也称为波前法, 其求解速度快计算精度高, 但是需要大容量的硬盘空间储存中间数据。使用当前载荷步 (Current LS) 开始求解。

有限元计算完毕以后, 使用 ANSYS 的后处理功能, 利用计算出的箱体各个单元的节点位移, 来确定各个单元的应力大小, 以及整个结构变形情况和应力分布情况。

图4-5是箱体在五档工况下的综合位移 (SUMxyz) 变形图:

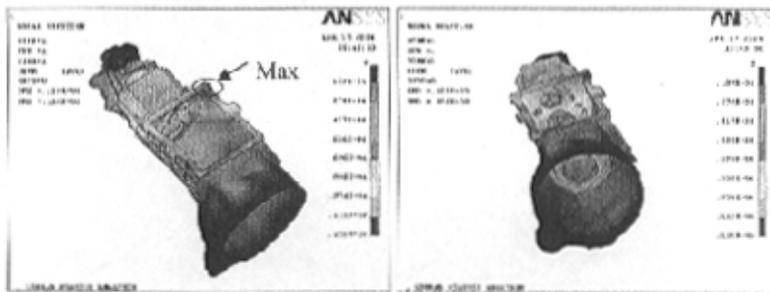


图 4-5 变速器箱体的综合变形图

从上图可以看出, 相对于支座固定位置的最大位移值为 0.125mm, 发生在变速箱边缘红色区域标有 MX 标志处。可以看到各轴承支撑位置隔板上变形都较小,

在0.12mm至0.07mm之间，由于各轴的支撑轴承都有一定的变形间隙，箱体的变形对传动过程影响不大。

针对箱体的铸铝材料，其强度条件采用第一强度（最大拉应力）理论和第二强度（最大拉应变）理论进行判断^[29]。在 ANSYS 的后处理模块中分别导出箱体的第一、第二强度理论的应力分布云图如下图 4-6 和 4-7：

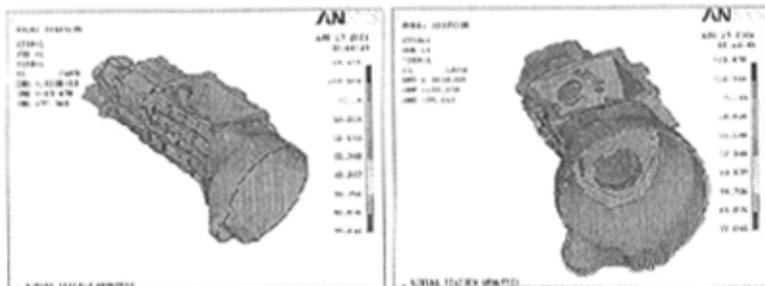


图 4-6 变速器箱体的第一强度理论应力云图

从图4-6可以看出变速器箱体外表面的第一强度理论应力较小，大都分布在 1.14MPa到10.029MPa之间，后箱体上靠近固定支座位置附近出现应力最大值为 77.045MPa，而各轴承支撑处的应力值大约分布在32.368MPa到65.876MPa之间。



图 4-7 变速器箱体的第二强度理论应力云图

变速器箱体的第二强度理论应力分布与第一强度理论应力分布基本一致，且其值比较小最大值只有 41.488MPa，不再加以分析，以第一强度理论应力值作为强度判据。

根据以上变速器箱体各应力分布云图可知具体数据如下：

第一强度理论应力最大值为： 77.045MPa；

箱体内部应力最大值为： 65.876MPa；

第二强度理论应力最大值为： 41.488MPa；

变速器箱体的材料为ADC12，其抗拉强度 $\sigma_b = 329 \text{ MPa}$ ，取安全系数为2则许

用应力为 $[\sigma]=164.5\text{MPa}$ 。从有限元分析的结果可以看出各应力的最大值与许用应力相比较小,说明变速器箱体有一定的强度储备。而从箱体的综合变形分布图可以看出,变速箱体各部分的变形比较小,最大变形 0.125mm 并且出现在距离变速器传动关键部件较远的后箱体边缘处,说明变速器箱体的受力变形对变速器的正常工作影响较小。

通过对M5ZR1变速器箱体进行的有限元结构强度计算分析,该变速器箱体的强度及刚度均满足使用要求,安全可靠。

4.2 变速器轴的有限元结构强度计算分析

变速器轴系是变速器的主要零部件,其性能直接影响着变速器工作的可靠性和寿命。变速器轴在工作时承受着转矩及来自齿轮啮合的圆周切向力、径向力和斜齿轮的轴力引起的弯矩。对于变速器轴的刚度要求较高,如果轴的刚度不足,会引起弯曲变形,破坏齿轮的正确啮合产生过大的噪声,降低齿轮的强度、耐磨性及寿命。虽然在实际变速器运行中尚未发生过变速器轴疲劳破坏的情况,但是为了得到足够的刚度,轴的设计必须有足够的强度储备,因此需要不仅要轴的刚度进行验算,也要对弯扭联合作用下变速器轴的强度进行校核^[25]。传统的设计方法将变速器轴简化为铰接支撑的梁进行计算,其计算精度不高。近年来随着计算机技术的发展,有限元法得到了广泛的应用,使用有限元方法进行强度分析已经成为一种重要的机械设计手段。本文以该变速器二轴为考察对象进行了有限元结构强度分析。

4.2.1 变速器二轴三维实体模型的建立

使用大型CAD软件UG建立了二轴的实体三维模型见图4-8,在此实体模型的基础上进行有限元分析。考虑到该模型的细节较多,为了避免有限元分析的规模过大难以求解,在不影响分析精度的前提下对该模型进行了简化,除去了中心孔、花键槽及小圆角、倒角等特征。为了便于ANSYS中施加约束及载荷,需要对二轴的支撑状况及受力加以分析,以最接近实际情况的方式进行转化。

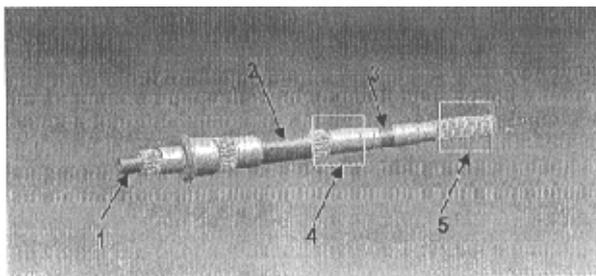


图4-8 变速器二轴的三维实体模型

图4-8中: 1. 前端滚针轴承提供径向约束 2. 双列角接触球轴承提供径向及轴向支撑

3. 后端辅助球轴承提供径向约束 4. 齿轮啮合力受力位置 5. 输出端加载扭矩

如上图,二轴实际支撑状况是:二轴前端滚针轴承位置、二轴后端辅助支撑球轴承位置提供径向支撑,双列角接触球轴承提供径向及轴向支撑,且其轴向支撑通过二轴轴端的锁紧螺母来实现,各支撑位置见图4-8中1、2、3圆柱面。二轴的受力状况:二轴输出端的花键即图4-8中线框5处承受扭矩,而齿轮啮合力则作用在图4-8线框4处,由于五档齿轮通过R/5档同步器接合套、R/5档齿毂与二轴相联,齿轮啮合的径向力作用在二轴的齿轮安装圆柱面上,而啮合切向力则通过接合套、齿毂、花键作用在轴上,轴向力也作用在齿毂上。为了便于在接近实际约束、受力的位置加载,根据上述支撑受力状况将简化后的二轴模型与简化的R/5档齿毂圆盘简化为一体来施加切向力和轴向力,并在锁紧螺母处按照挡环的尺寸,做出小圆盘以便于施加轴向约束。转化后的用于有限元分析的二轴实体模型见图4-9。

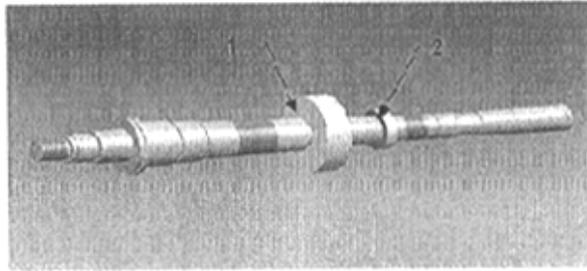


图 4-9 简化后的变速器二轴的三维实体模型

图4-9中: 1. R/5档齿毂圆盘与二轴简化为一体以便于施加齿轮啮合力
2. 锁紧螺母处添加挡环圆盘施加轴向约束

4.2.2 变速器二轴结构强度分析有限元模型的建立

变速器二轴的结构强度有限元分析也采用在UG的结构分析Structure模块中进行有限元模型的分网加载等前处理,利用inp命令流文件导入ANSYS,使用ANSYS的求解器求解并进行后处理的方法。

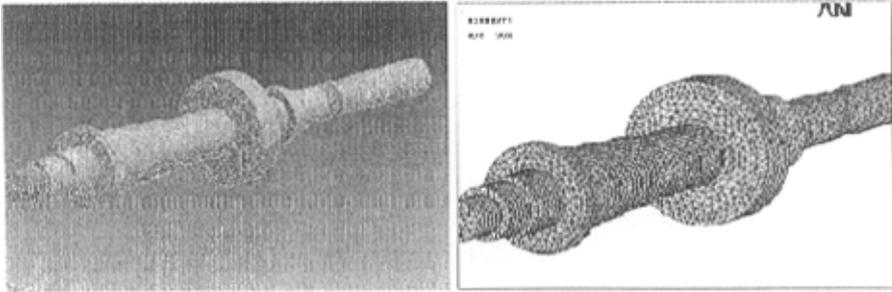
一、网格划分单元类型及材料属性的确定

在UG的Structure结构分析模块中首先设定有限元模型使用ANSYS格式,设定网格划分类型为自动四面体网格划分,单元类型为SOLID45,为3-D实体结构单元,由8个节点组成,单元的每一个节点上有x, y, z三个方向上的平移自由度,此单元可以应用于弹塑性、大变形及大应变分析。

变速器轴采用的材料与5档齿轮相同为SCM420H,是日本标准JISG4052中的Cr—Mo型齿轮钢、主要用于制造变速箱和驱动桥齿轮。确定其材料特性为:弹性模量210GPa,泊松比0.3,密度7858.4Kg/m³,抗拉强度为1030MPa,屈服强度为785MPa。根据材料的性能,对材料属性设置项进行了相关的设定。

二、变速器二轴模型的网格划分及加载、约束条件的确定

二轴模型采用自动四面体网格划分, 网格密度的控制根据计算规模的大小及二轴简化模型的几何尺寸, 经过几次试算确定了较为合理的网格密度, 确定全局单元尺寸为4.0, 网格扩展因子设定为1.0。二轴实体模型划分为17827个节点90438个单元, 在UG中获得的网格模型见下图4-10, 将有限元网格模型与二轴简化实体模型对比, 可以看出网格模型与实体模型基本无差异, 划分较为精确。



UG中划分网格的实体模型

导入ANSYS获得的有限元模型

图 4-10 变速器二轴的有限元模型

网格模型建立后进行模型的约束及加载。在各轴安装位置的圆柱面上施加位移约束, 如下图4-11模型上三个圆柱面上施加切向和径向位移约束, 限制该处的平动自由度 U_x 、 U_z 为0。而二轴的轴向位移约束则施加在锁紧螺母处挡环的平面上, 限制该处的轴向平动自由度 U_y 为0。这些边界条件在UG环境下施加, 通过命令流文件导入ANSYS。

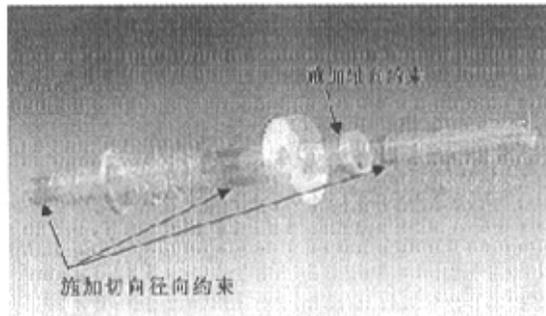


图 4-11 在UG中施加变速器二轴位移约束

由于采用实体单元SOLID45, 这个单元无法直接施加扭矩, 因此将二轴输出端的所受扭矩转化为一对力偶施加在该处圆周的母线上, 并把每条母线上均布线载荷离散后施加在节点上。同样将齿轮啮合切向力利用力矩平衡原理转化为R/5档齿毂圆盘一条母线上的切向力, 并将其离散到有限元模型的节点上。二轴输出扭矩为157.1Nm, R/5档齿毂简化圆盘的半径为43.71mm, 二轴输出端的直径为56.8mm。输出轴端母线所受的力偶的每个力的值为:

$$F_1 = 157.1/D = 157.1 \times 1000 \div 56.8 = 2765.8N;$$

所以根据力矩平衡原理，齿毂圆盘母线上所受的切向力为：

$$F_2 = 157.1/R = 157.1 \times 1000 \div 43.71 = 3594.1N;$$

将这两个力按均布力施加到有限元模型上，在 ANSYS 中得到如下结果：

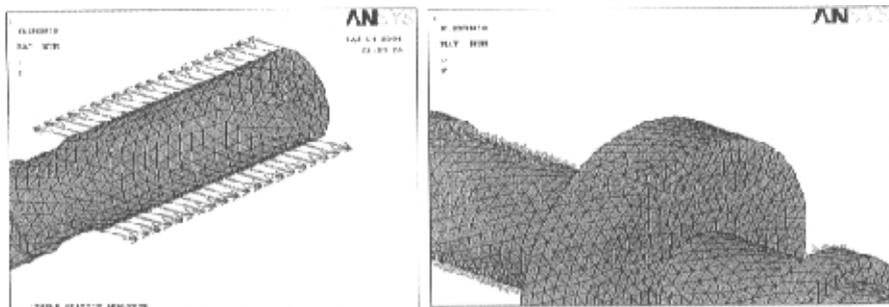


图 4-12 输出端力偶及齿毂圆盘处的切向力

齿轮啮合径向力和轴向力按面分布载荷处理，径向载荷作用在齿轮安装位置的圆柱面上，而轴向面载荷则作用在齿毂圆盘的相应的圆环面上。根据齿轮的参数计算得到径向力为 2003.46N，轴向力 2983.56N，按均布载荷分布在相应的加载面上，加载后的有限元模型如下图 4-13：

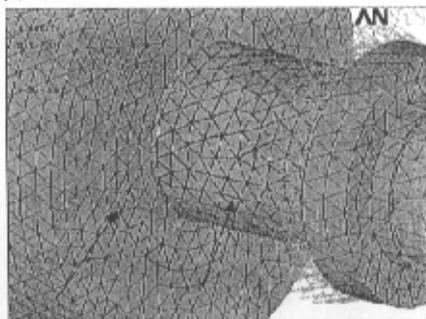


图 4-13 轴向、径向载荷的施加

图 4-13 中箭头所指为承受轴向面载荷的齿毂圆盘面和承受径向面载荷的齿轮安装圆柱面。

完成所有约束条件及载荷施加的有限元模型在 ANSYS 中显示如下图 4-14：

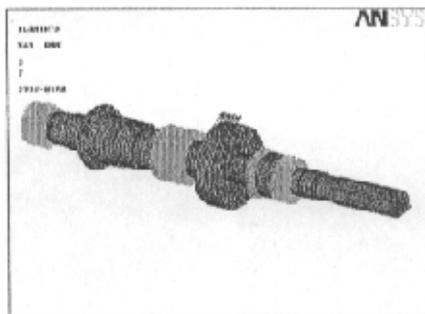


图 4-14 施加载荷和约束的二轴有限元模型

完成加载和约束的模型即可进行有限元分析计算

4.2.3 变速器二轴结构强度有限元计算结果

加载及约束设定完成后,即可进入 ANSYS 的求解器进行计算。设定分析的类型为静态线性过程,材料性质为线弹性。选取直接解法求解方式,使用当前载荷步开始求解。

计算完成后,在ANSYS的后处理模块中导出二轴的应力分布云图。根据塑性材料的强度理论,按照第三强度理论(屈雷斯卡判据)、第四强度理论(米塞斯判据)输出等效应力分布云图4-15:

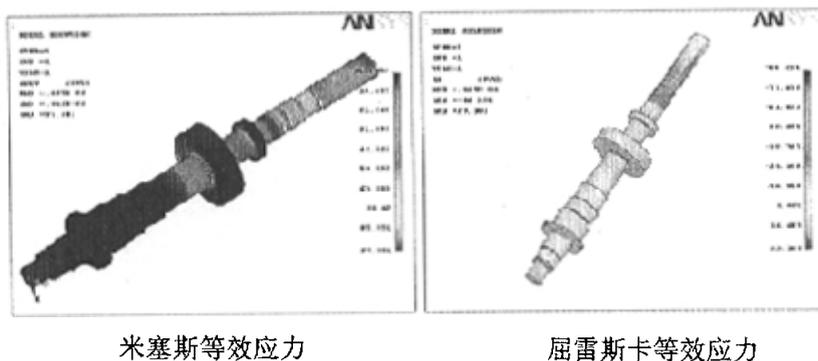


图 4-15 二轴的等效应力云图

根据以上二轴各应力分布云图可知具体数据如下:

米塞斯等效应力最大值为: 97.201MPa;

屈雷斯卡等效应力最大值为: -86.256MPa;

变速器轴的材料为 SCM420H,其屈服强度 $\sigma_s = 785\text{MPa}$,取安全系数为 3 则许用应力为 $[\sigma] = 261.67\text{MPa}$ 。从有限元分析的结果可以看出各等效应力的最大值与许用应力相比很小,二轴的强度储备很大,主要是为了保证变速器轴有足够的刚度。这与上文所述变速器实际使用中很少发生轴的破坏的结论是一致的。

变速器轴的工作状况是典型的弯扭组合应力状况,从图 4-15 的等效应力分布云图上可以看出,二轴的主要应力是由扭矩引起的,应力主要分布在施加扭矩的二轴输出端和施加了切向力的 R/5 档齿毂圆盘之间轴段上。最大应力值 97.2MPa 出现在输出端花键后的第一个轴颈上,整个轴颈上的应力位于 74MPa—97.2MPa 之间,并且轴颈中间部分的应力较小,而两端与轴肩相连的部分应力较大。二轴后端辅助轴承安装位置的应力也较大,大约在 43MPa—74MPa 之间。从各个视角的位置可以看到 R/5 档齿毂圆盘与轴相连的根部位置应力较大,在 43MPa—50MPa 之间,而且圆盘上的应力很小,这说明此处的应力主要作用在花键上,对二轴实体模型所作的转化是合理的。R/5 档同步器后的轴段上,应力的值都很小,主要是齿轮径向力和轴向力引起的弯曲应力,大都在 10MPa 以下。

对于主要受扭转作用的圆轴，还要校核其剪应力。一般对于钢材来说其许用剪应力 $[\tau] = 0.55[\sigma] = 143.9185\text{MPa}$ ^[25]。在ANSYS中计算其轴截面(XZ平面)上的剪应力，其最大剪应力52.128MPa，出现在输出端后的轴颈上，最大剪应力也远小于许用剪应力，因此二轴的强度储备是足够的。受篇幅所限，剪应力的分布云图此处略去。

如前文所述，对于变速器轴的刚度要求较高，如果轴的刚度不足，会引起弯曲变形，破坏齿轮的正确啮合，因此需要对轴的刚度进行检验。圆轴扭转时的刚度条件是扭角 $\varphi_{\max} \leq [\varphi]$ ，一般 $[\varphi] = 0.25^\circ = 0.00436\text{rad/m}$ ^[25]。在ANSYS中导出Y轴的扭转角分布图4-16：

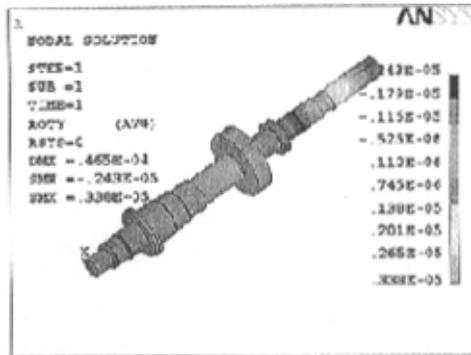


图 4-16 二轴扭转角分布图

从图 4-16 中可以看到，绕 Y 轴的最大单位扭转角为 0.338E-05rad/m，远小于许用扭转角，满足扭转刚度条件。

对二轴的弯曲刚度进行校核，其刚度条件为最大挠度 $y_{\max} \leq [f]$ ，其中变速器轴的垂向挠度（径向力Z方向上的变形）许可值为 $[f_z] = 0.05\text{mm} = 0.5E-4\text{m}$ ^[24]；水平挠度（切向力X方向上的变形）许可值为 $[f_x] = 0.10\text{mm} = 0.1E-3\text{m}$ ^[24]。在ANSYS中得到二轴X方向和Z方向的变形如下图4-17：

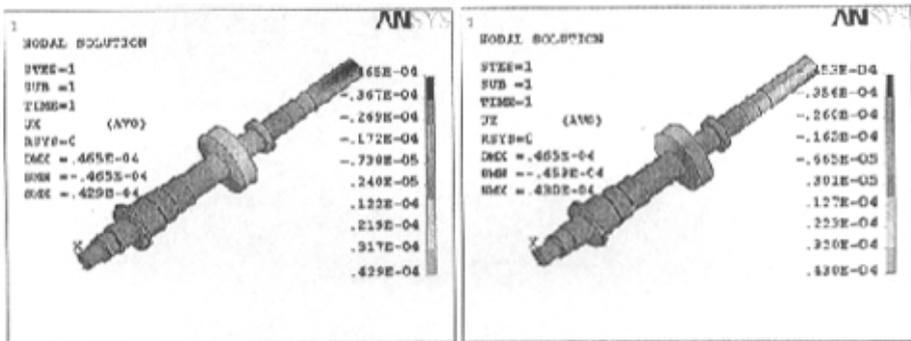


图 4-17 二轴 X、Z 方向变形分布图

从上图可以看到，水平方向的最大挠度为 0.429E-4m < 0.1E-3m，且垂直方向

上最大挠度为 $0.453E-4m < 0.5E-4m$ 。因此可以判定，二轴的弯曲刚度满足条件。

通过对 M5ZR1 变速器二轴进行有限元计算分析，该轴的强度及刚度均满足设计要求，安全可靠。

4.3 变速器 5 档齿轮副的有限元结构强度计算分析

变速器是汽车动力传递的关键部件，变速器齿轮更是变速器的关键部分。它的强度关系到传动的质量，从而影响汽车的整体性能。齿轮的承载能力主要受接触强度和弯曲强度的限制，若齿轮的参数不变而增加载荷，则弯曲应力的增加程度要比接触应力大得多。因而，要设计高承载能力的齿轮，就必须精确计算齿轮的弯曲应力。传统的齿轮设计方法计算齿根弯曲应力一般采用《齿轮》手册中的国标算法，其过程繁琐而且计算精度不高。近年来随着计算机技术的不断发展，有限元法在齿轮的设计分析中的应用越来越广泛。本节介绍了 M5ZR1 变速器 5 档齿轮副（中五齿、主五齿）的三维实体建模及强度有限元分析。

4.3.1 变速器 5 档齿轮副的三维实体建模方法

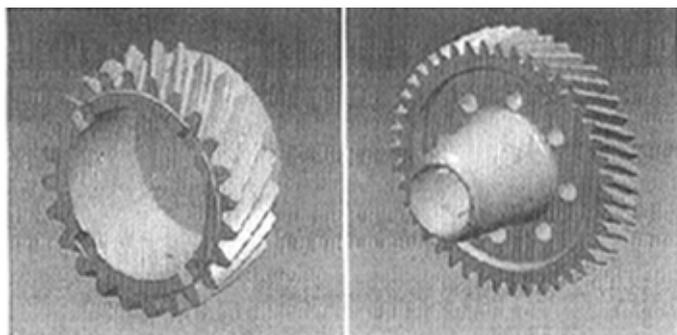
渐开线斜齿轮是一种重要的机械零件，广泛的应用在机床、车辆、船舶和航空器的传动装置中。近年来随着 CAD/CAE/CAM/CAPP 技术的迅速发展，使用计算机对齿轮进行设计与分析已经成为一种重要的研究手段。而使用机械运动仿真和有限元分析软件对齿轮机构进行准确有效的分析，首先需要建立精确的齿轮三维模型。渐开线斜齿轮由于齿面为空间渐开线螺旋面，且其端面齿形与法面齿形不同，三维建模过程比较困难。本文使用 CAD 软件 UG 对变速器 5 档齿轮副进行了精确建模。

在 UG 环境下的齿轮建模方法有很多种，作者采取按齿轮加工方式进行齿轮三维造型的方法^[26]：即根据齿轮的有关参数生成齿轮的齿坯和齿槽轮廓，再将齿槽轮廓自由拉伸成三维实体（相当于生成了一把加工齿轮的刀具），再用齿坯减去该实体从而生成齿形。按照这种方法建立的齿轮三维模型生成速度快，模型特征较少，文件体积小。

UG 环境下渐开线斜齿轮建模的具体步骤如下：

- 1) 按照齿顶圆直径和齿轮厚度建立齿坯实体。
- 2) 根据齿轮参数和渐开线方程构造齿轮的端面渐开线齿槽轮廓。
- 3) 根据齿轮螺旋角构造齿轮螺旋线。
- 4) 将端面齿廓沿螺旋线进行扫描，拉伸出齿槽实体，即相当于生成了一把加工齿轮的刀具。
- 5) 将生成的齿槽实体以齿坯轴线为中心按齿数进行旋转阵列。
- 6) 使用布尔差操作（Subtract）从齿坯实体中切去齿槽，即可得到该渐开线斜齿轮的三维模型。

作者在五档齿轮副的建模过程中使用 VB6.0 编程制作了 UG 表达式 EXP 文件导出模块, 可以根据输入的不同齿轮的模数、齿数、螺旋角、压力角、变位系数等参数, 通过计算自动导出包含有该齿轮渐开线方程、螺旋线方程的 UG 表达式 EXP 文件。UG 界面下导入这个 EXP 文件, 利用 Law curve、Helix curve 等功能可以简便、快速、准确的绘制该齿轮端面渐开线齿廓和螺旋线, 将端面齿廓沿螺旋线进行扫描, 即可拉伸出齿槽实体, 通过一系列的旋转复制和布尔操作即可得到齿轮的三维模型。有关 UG 的表达式文件及相关建模工具的使用参看相关文献^{[27]、[28]}。具体的建模过程本文不再细述, 下图 4-18 为使用 UG18/MODELING 建立的中五齿、主五齿的三维实体模型:



主五齿

中五齿

图 4-18 五档齿轮副三维实体模型

图 4-18 所示的实体模型造型精确, 但是考虑到有限元分析的计算规模不能过大, 并且根据齿轮的实际受力状况, 在不影响计算结果的前提下, 对齿轮的实体模型进行了简化, 去除了油槽、油孔等对齿根弯曲应力没有影响的细节。根据相关文献^[29], 齿轮上距离卸载轮齿超过 $5 * M_t$ 的部分对齿根弯曲应力的影响很小, 因此有限元分析只计算受载齿轮及邻近的两个齿, 这样可以在保证精度的前提下有效的提高有限元分析的效率。图 4-19 为简化后的齿轮实体模型:

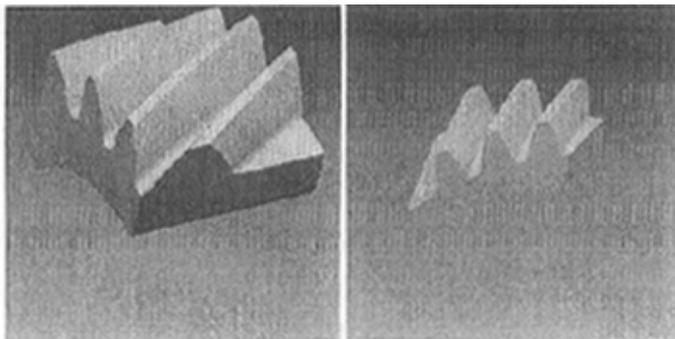


图 4-19 五档齿轮副简化实体模型

4.3.2 变速器 5 档齿轮副强度分析有限元模型的建立

在UG中建立的齿轮副三维实体模型可以通过Parasolids接口导入ANSYS。在ANSYS中进行模型的划分网格、施加边界条件及求解。

一、网格划分单元类型及材料属性的确定

将UG建立的实体模型导入ANSYS后首先要确定分析使用的单元类型，考虑到渐开线斜齿轮齿面形状复杂，有很多不规则曲面，很难满足映射网格划分法所要求的拓扑条件，因此采取了自由网格划分，并选用填充能力较强的8节点6面体单元SOLID45，以尽量减少有限元模型与几何实体模型之间的几何差异。SOLID45实体单元为3-D固体结构单元，由8个节点组成，单元的每一个节点上有x, y, z三个方向上的平移自由度，此单元可以应用于弹塑性、大变形及大应变分析。

5档齿轮副采用的材料是SCM420，是日本标准JISG4052中的Cr—Mo型齿轮钢、主要用于制造变速箱和驱动桥齿轮。确定其材料特性为：弹性模量210GPa，泊松比0.3，密度7858Kg/m³，强度极限为1030MPa，屈服极限785MPa。根据材料的性能，在ANSYS中材料属性设置项进行了相关的设定。

二、齿轮加载位置的确定

对5档齿轮副分析的单个轮齿而言，其加载线(即齿轮副的啮合接触线)的位置和长度随齿轮的转动而不断变化。因而，有限元分析如果要得到齿根最大应力，需要确定最恶加载线位置。最恶加载线的位置取决于轮齿的啮合位置和接触线上的载荷分布^[30]。而接触线上的载荷分布与齿轮的制造误差、装配误差及受载条件下的齿轮、轴、轴承、箱体的变形等诸多因素有关，而这些因素在齿轮设计之初往往是不易确定的。因此，本文将载荷分布简化为沿啮合线均布处理，因此最恶加载线位置仅取决于齿轮副的啮合位置。

如下图4-20所示的啮合平面上， P_{bt} 为端面基节， L_b 为端面啮合区长度， L_a 为轴向啮合长度， S_a 为齿顶圆齿厚。要确定啮合位置只需确定 S 的长度。从图中可以看出，当 $S = S_a$ 或者 $S = P_{bt}$ 时分别为最少对齿轮啮合时的上下界点，齿轮副的接触线总长度为最小值，此时即为齿轮的最恶加载位置，但是当 S_a 很小，即齿轮的重合度接近整数时，这种方法确定的 S 值很小，得到的加载线非常短，并不是实际的最恶加载线，因此对最恶加载时的 S 取值要加以调整，调整后的公式如下：

$$\text{若 } S_a > L_b \text{ 则 } S = S_a, ; S_a \leq L_b \text{ 则 } S = \begin{cases} P_{bt}, P_{bt} < L_b \\ L_b, P_{bt} > L_b \end{cases} \quad (4-1)$$

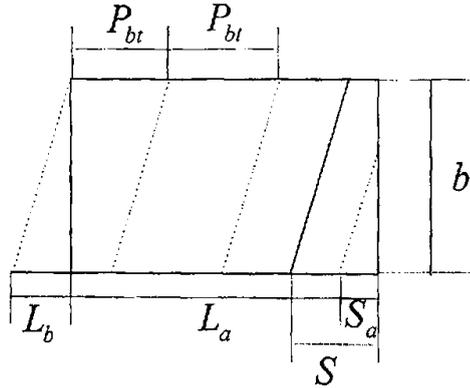


图 4-20 齿轮啮合区示意图

确定了 S 值就可以确定最恶加载线一个端点的位置, 根据啮合方程可以算出最恶加载线在齿轮端面上的端点 M 的半径为:

$$R_a = \sqrt{S^2 + R_o^2 - 2SR_o \sin(\alpha_{at})} \quad (4-2)$$

(4-2) 式中 R_o 为齿顶圆半径, α_{at} 为齿顶圆端面压力角。

要确定加载线的另一端点可以通过啮合方程坐标变换得到, 但是计算过程繁琐, 并且加载线在UG实体模型中较难获得, 因此使用了另一种方法, 即根据渐开线斜齿轮啮合的特点: 通过 M 点的接触线一定位于过 M 点的啮合平面上, 因此可以在UG中利用做一个过 M 点的啮合平面, 该平面与齿面的交线即为我们所要得到的最恶加载线。下文以中五齿为例, 介绍获得最恶加载线的过程。

M5ZR1变速器中五齿的基本参数如下:

法面模数 $M_n = 2.06$; 齿数 $Z_1 = 43$; 法面压力角 $\alpha_n = 17.5^\circ$
螺旋角 $\beta = 28^\circ R$; 基圆直径 $d_b = 94.48$; 变位系数 $x_n = +0.077$
中心距 79.32; 齿顶圆直径 $d_o = 105.172$

主五齿的基本参数如下:

法面模数 $M_n = 2.06$; 齿数 $Z_2 = 24$; 法面压力角 $\alpha_n = 17.5^\circ$
螺旋角 $\beta = 28^\circ L$; 基圆直径 $d_b = 52.733$; 变位系数 $x_n = +0.52$
中心距 79.32; 齿顶圆直径 $d_o = 62.8$

首先要计算5档齿轮副的传动重合度:

斜齿轮的重合度包括两部分即端面重合度 ε_α 和轴向重合度 ε_β , 其计算公式分别如下^[31]:

端面重合度:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{\pi} [Z_1(\operatorname{tg}\alpha_{at1} - \operatorname{tg}\alpha'_t) + Z_2(\operatorname{tg}\alpha_{at2} - \operatorname{tg}\alpha'_t)] \quad (4-3)$$

式(3)中 $\alpha_{at1}, \alpha_{at2}$ 为两齿轮的端面齿顶压力角, α'_t 为斜齿轮传动啮合角, 其计算公式为:

$$\alpha_{at} = a \cos(d_b/d_a) \quad (4-4)$$

$$\text{inv}\alpha'_t = \frac{2 \text{tg}\alpha_t(x_{1t} + x_{2t})}{Z_1 + Z_2} + \text{inv}\alpha_t \quad (4-5)$$

式(5)中的 α_t, x_{1t}, x_{2t} 均可通过已知法面参数换算得出,这里不再列出其计算公式。

轴向重合度:

$$\varepsilon_\beta = L_b/P_{bt} = b \text{tg}\beta_b/P_{bt} \quad (4-6)$$

$$P_{bt} = \pi M_n \cos\alpha_t/\cos\beta \quad (4-7)$$

上述各项公式以及齿轮的其他基本计算公式都使用UG的表达式编辑器导入UG表达式文件,这样所有的计算过程可以在UG中自动进行,并且计算得到的数据在UG建模及绘图过程中可以直接引用,大大提高了计算效率。

通过UG的计算得到中五齿的端面基节 $P_{bt} = 6.902$,轴向啮合长度 $L_b = 10.0148$,而端面齿厚 $S_a = 1.637$,这样根据式(4-1)可以确定 $S = P_{bt}$ 将其代入式(2)可以算出中五齿最恶加载线端点 M 的半径为 $R_M = 49.940$ 。

通过计算得到了中五齿最恶加载线端点 M 的半径 $R_M = 49.940$,根据上文提到的方法,即通过 M 点的接触线一定位于过 M 点的啮合平面上,因此可以在UG中利用做一个过 M 点的啮合平面,该平面与齿轮齿面的交线即为我们所要得到的最恶加载线。

首先利用UG的草图(SKETCH)功能在中五齿的端面上建立草图,引用参数表达式中的数据绘制5档齿轮副两齿轮的基圆1和2,并且按照齿轮安装中心距布置两圆,绘制以齿轮轴心为圆心半径为 R_M 的圆3,然后利用草图的几何约束功能绘制两基圆的内公切线L1,则公切线L1与圆3的交点即为点 M ,将公切线L1沿齿轮轴向拉伸得到过最恶加载线的齿轮啮合面。详见下图4-21

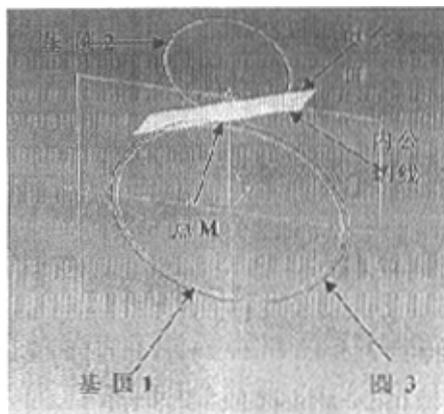


图 4-21 最恶加载线所在啮合面的确定

确定了啮合面的位置后，通过UG的实体旋转使端面齿廓曲线通过 M 点，然后以啮合面为边界面将齿轮切分（SPLIT）为几部分，将轮齿面与啮合面的交线析出即可得到该轮齿的最恶加载线，并利用UG的剪切等功能将实体模型简化。由于此时该加载线还只是空间孤立的一条曲线，与实体模型的体和面没有建立联系，为了便于在ANSYS中加载，所以需要在UG的Structure模块中利用面划分（SUBDIVIDE FACE）选项，以加载线为边界将齿面划分为两部分，这样就获得了与实体模型建立关系的最恶加载线，见图4-22：

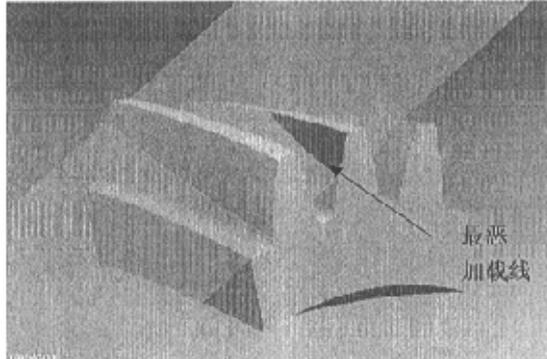
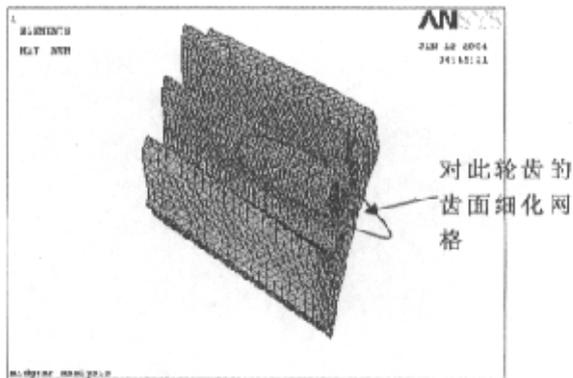


图4-22 实体模型上的最恶加载线

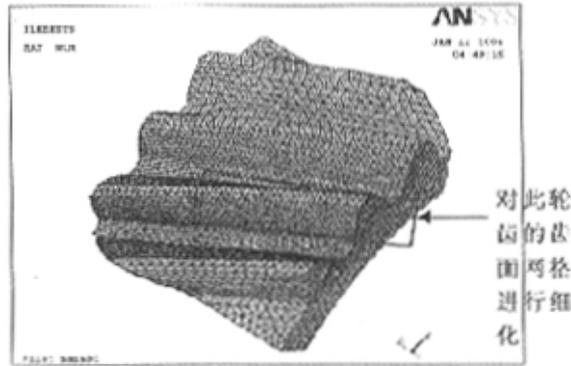
主五齿最恶加载线的确定与上述中五齿加载线的确定方法一致，不再详述。

三、变速器5档齿轮副模型网格划分及加载、约束条件的确定

如上文所述，将确定了最恶加载线位置的齿轮实体模型通过Parasolids接口导入ANSYS。采用SOLID45单元，自由网格划分来处理，网格密度的控制根据计算规模的大小及轮齿简化模型的几何尺寸，经过几次试算确定了较为合理的网格密度。将中五齿划分为15716个节点79849个单元，主五齿划分为15386个节点77868个单元，其中对受载轮齿的齿面尤其是加载线位置进行了网格的细化，最终获得的有限元网格模型见下图4-23：



中五齿有限元网格模型



主五齿有限元网格模型

图 4-23 5 档齿轮副的有限元网格模型

将有限元网格模型与齿轮简化实体模型对比,可以看出网格模型与实体模型基本无差异,并没有复杂实体网格划分时极易出现的“赘余”和“凹陷”,划分较为精确。划分好有限元模型后,需要进行模型的加载和约束。

有限元分析模型的加载和约束的施加对于有限元分析的精度有很大的影响。对有限元网格模型施加约束将安装孔表面以及简化模型两端的剖切面施加固定约束,约束面上各节点的六个自由度。根据试算的结果及相关的资料^[30],在距离受载轮齿圆周方向 $>5M_t$,径向 $>1.5M_t$ 的区域施加约束,对齿轮弯曲应力影响很小。

上文已经确定了受载轮齿最恶加载线的位置,划分有限元网格模型时也将该加载线离散为若干个节点。在不考虑齿轮制造及安装误差的情况下将轮齿的载荷简化为沿接触线均布,由于加载线上各点的法向向量各不相同,ANSYS中无法简单的对实体模型施加均布线载荷,因此将载荷离散后作为各节点力施加在最恶加载线的各个节点上,在网格密度足够大的情况下其计算结果是一致的。

已知发动机的基本参数及变速器的传动比,计算得到五档时最大输出扭矩为157.1NM。根据5档齿轮的基本参数计算得到此时齿轮的受力情况为:

切向力 $F_x = 5611.289\text{N}$; 径向力 $F_y = 2003.464\text{N}$; 轴向力 $F_z = 2983.563\text{N}$ 。

计算得到5档齿轮副接触线最小长度为 $L_{\min} = b\varepsilon_a / \cos(\text{betab}) = 33.936\text{mm}$ ^[25]; 中五齿最恶加载线长度为 $L = 11.91\text{mm}$; 主五齿最恶加载线长度为 $L = 15.42\text{mm}$ 。由于载荷沿接触线均布,因此受载轮齿最恶加载线载荷为 $F_x * L/L_{\min}$; $F_y * L/L_{\min}$; $F_z * L/L_{\min}$, 中五齿及主五齿最恶加载位置载荷的具体计算数据不再列出。

载荷及约束条件施加后,试算中发现由于将加载线上的均布线载荷离散为加载线上各节点的节点力,在加载线的两端的两个受力节点处出现了较大的应力集

中情况。这是由网格划分和集中力载荷造成的应力集中，并不是轮齿实际的应力状况，需要在该处施加耦合约束。施加耦合约束建立一个耦合自由度集，包括一个主自由度和多个其它自由度，耦合只将主自由度保存在分析的矩阵方程中，而将耦合集内的其他自由度删除，而计算的主自由度值将分配到耦合集内的所有其他自由度中去。由于轮齿的网格经过细化，施加耦合约束时，可以将应力集中节点处很小的区域内的节点进行耦合，对整体有限元分析的结果影响很小，有效的消除了由于网格划分和节点力载荷施加造成的应力集中。

施加载荷、约束条件及耦合自由度的轮齿有限元模型见下图 4-24，图例中“@”指约束，“F”指集中力载荷，“CP”指耦合自由度约束。图中红色的箭头即为离散后施加的节点力，齿轮圆周面及两端剖面上浅蓝色的三角即为各面上施加的固定约束，加载线上的绿色标志即为各应力集中点上施加的耦合自由度约束。

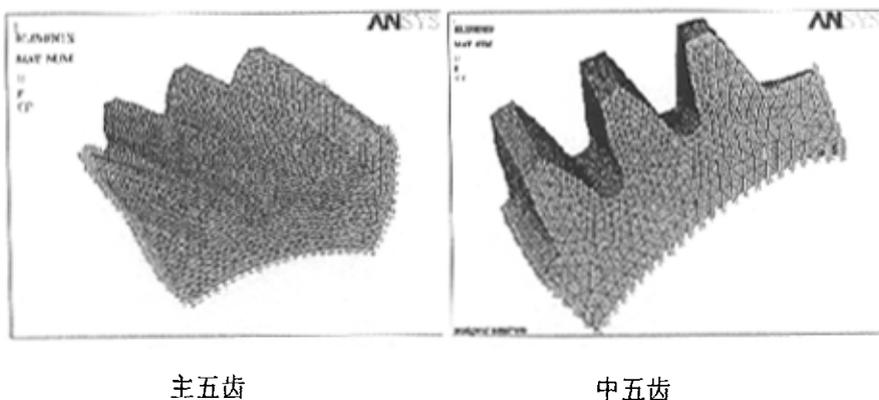


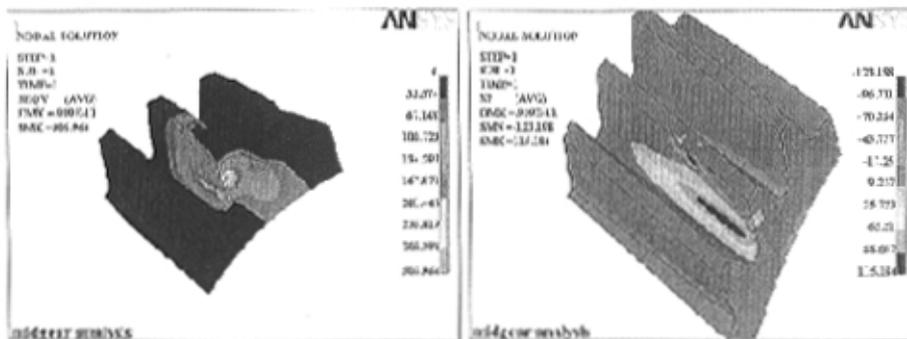
图 4-24 施加约束及载荷的 5 档齿轮副有限元模型

4.3.3 变速器 5 档齿轮副结构强度有限元计算结果

加载及约束设定完成后，即可进入 ANSYS 的求解器进行计算。设定分析的类型为静态线性过程 (LINEAR STATIC)，材料性质为线弹性 (LINEAR ELASTIC)。选取直接解法求解方式，不组装整个矩阵，只是在求解器处理每一个单元时，同时进行整个矩阵的组装和求解，也称为波前法。使用当前载荷步 (Current LS) 开始求解。

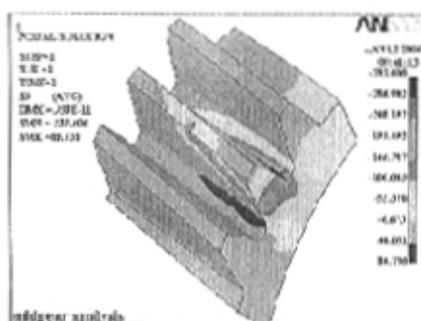
计算完成后，在 ANSYS 的后处理模块中即可导出中五齿、主五齿的应力分布云图。根据塑性材料的强度理论，分别按照第二强度理论 (最大拉应变理论)、第三强度理论 (屈雷斯加判据) 和第四强度理论 (米塞斯判据) 导出各齿轮的弯曲应力分布云图。

一、中五齿的应力分布云图及强度分析：



米塞斯等效应力

第二强度理论应力



屈雷斯卡等效应力

图 4-25 中五齿的应力分布云图

根据以上中五齿各应力分布云图可知具体数据如下：

米塞斯等效应力最大值为：306.964MPa；

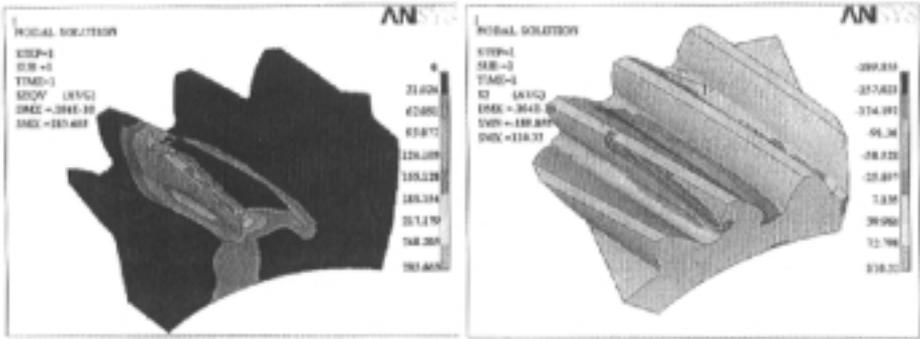
屈雷斯卡等效应力最大值为：-333.606MPa；

轮齿受拉边最大拉应力值为：115.184MPa；

齿轮材料为SCM420H，屈服极限 $\sigma_s = 785\text{MPa}$ ，取较大安全系数2，则许用应力为 $[\sigma] = 392.5\text{MPa}$ 。根据塑性材料推荐使用的米塞斯判据及屈雷斯卡判据，其等效应力值分别为306.964和333.606MPa均小于许用应力，并且有较大的宽裕。输出结果各项数据都小于材料弹性许用极限，且比较充裕，表明齿轮的受力和变形都属于线弹性范围。

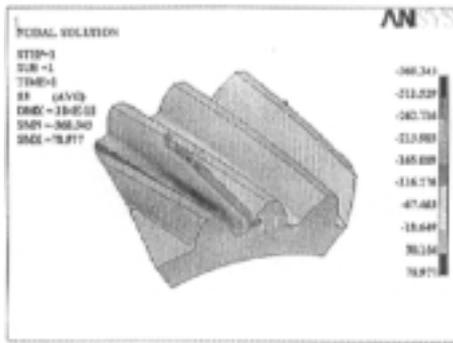
从上图4-25的米塞斯等效应力云图可以看出，中五齿的齿根过渡圆角处的应力值于235MPa至268MPa之间，并从此位置向轮齿表面及齿槽表面分布其应力值逐渐减小到约100MPa左右，而轮齿表面加载线附近的应力分布有增大的趋势，其值为167—200MPa，轮齿的最大应力出现在轮齿端面加载的加载位置上306.964MPa，但是仍能满足强度要求。

二、主五齿的应力分布云图及强度分析：



米塞斯等效应力

第二强度理论应力



屈雷斯卡等效应力

图 4-26 主五齿的应力分布云图

根据以上主五齿各应力分布云图可知具体数据如下：

米塞斯等效应力最大值为： 283.663MPa；

屈雷斯卡等效应力最大值为： -360.343MPa；

轮齿受拉边最大拉应力值为： 110.320MPa；

齿轮材料为SCM420H，屈服极限 $\sigma_s = 785$ MPa，取较大安全系数2，则许用应力为 $[\sigma] = 392.5$ MPa。根据塑性材料推荐使用的米塞斯判据及屈雷斯卡判据，其等效应力值分别为283.663和360.343MPa均小于许用应力，并且有较大的宽裕。输出结果各项数据都小于材料弹性许用极限，且比较充裕，表明齿轮的受力和变形都属于线弹性范围。

从上图4-26的米塞斯等效应力云图可以看出，主五齿的应力分布形式与中五齿基本相同。主五齿的齿根过渡圆角处的应力值位于217MPa至248MPa之间，并从此位置向轮齿表面及齿槽表面分布，其应力值逐渐减小到约93—124MPa左右，而轮齿表面加载线附近的应力分布较大，其值为167—200MPa，轮齿的最大应力出现在轮齿齿面加载线位置上283.633MPa。与中五齿的应力分布相同，轮齿端面上加载线位置处应力较大，中五齿该处为最大应力点，而主五齿上此处的应力也很大

约为250MPa。

通过对 MZ5R1 变速器 5 档齿轮副齿轮的有限元建模、加载、计算以及对结果进行的分析表明，该 5 档齿轮零件具有较高的安全可靠性能。

4.4 本章小结

本章对 M5ZR1 变速器主要零部件的结构强度做了详细地分析：

1. 利用 UG 建立了变速器箱体、变速器二轴、变速器 5 档齿轮副的三维实体模型，并根据有限元分析的需要对各个实体模型进行了简化，从而在保证分析精度的前提下提高了分析运算的效率。重点研究了变速器渐开线斜齿轮的建模方法，提出了利用 UG 的 EXP 表达式功能实现斜齿轮参数化建模的方法，有效的提高了渐开线斜齿轮建模的精度和效率。

2. 有限元分析的前处理工作量很大，尤其是对变速器箱体这一类外形结构复杂、包含大量曲面的实体模型，其模型导入、划分网格等工作需要设计研究人员投入大量的精力和时间。为了提高前处理工作的效率，本文利用 UG 内嵌的分析求解模块 GFEMFEA 的前置处理功能完成了 ANSYS 的前置建模工作（主要是划分网格），并生成批处理作业命令流 inp 文件导入 ANSYS。使用这种方法实现了实体模型与有限元模型的一致性，在保证分网精度的前提下，极大的提高了变速器有限元分析前处理工作的效率。

3. 根据斜齿轮啮合最恶加载线的定义，对变速器 5 档齿轮副的最恶加载线进行了计算，并充分利用 UG 的功能在齿轮实体模型上建立了相应的最恶加载线。利用最恶加载线施加齿轮载荷，较传统的经验估算方法精度高，载荷状况更为接近齿轮的实际情况，因此提高了齿轮强度有限元分析计算的准确性，具有较高的工程实践价值。

4. 对变速器 5 档工况下，发动机最大输出扭矩时的变速器箱体、齿轮及二轴的受力状况和支撑状况进行了分析，并分别在 UG 和 ANSYS 中进行了各零部件的加载和约束。使用 ANSYS 的求解器对变速器的主要零部件的结构强度进行了分析，得出了各部件的应力分布云图和变形分布图，根据不同的强度理论进行了校核，其结果得到了合作企业的认可，精度较高。

第五章 结束语

5.1 总结

本文针对有限元法在应用于 M5ZR1 变速器动态特性分析及强度计算时存在的一些技术问题,利用大型有限元分析软件 ANSYS,对该变速器的多个零部件进行了计算和分析,考察了变速器箱体、二轴及 5 档齿轮副的强度问题,并结合实验模态分析技术重点研究了变速器箱体及轴系的结构动态特性。现将本文开展的主要工作和得到的结论总结如下:

1. 利用大型三维建模软件 UG 建立了变速器主要零部件:箱体、轴系、齿轮的三维实体模型。重点研究了变速器渐开线斜齿轮的精确建模,利用 UG 的 EXP 表达式功能,实现了渐开线斜齿轮的参数化建模,有效的提高了齿轮建模的精度和效率。

2. 变速器箱体等实体模型外形结构复杂、包含大量曲面,其有限元模型的前处理工作难度较大,效率不高,本文利用 UG 内嵌的分析求解模块 GFEMFEA 的前置处理功能完成了 ANSY 的前置建模工作(主要是划分网格),并生成批处理作业命令流 inp 文件导入 ANSYS。这种方法的优点是有限元模型与实体模型的一致性好,弥补了专业有限元程序前置处理能力的不足,并且有效的提高了有限元分析前处理的工作效率。

3. 采用实验模态分析技术结合有限元模态分析的方法对变速器箱体及轴系的结构动态特性进行了研究,获得了 M5ZR1 变速器各主要零部件的结构模态参数,并对零件的各阶模态振型进行了分析。通过比较实验模态分析和有限元分析得到的结果,对变速器各主要零部件的有限元模型进行了修正,建立了简化得当、计算速度快、分析精度较高的变速器有限元分析模型。利用这些有限元模型计算得到变速器结构动态特性的结果与模态实验的结果比较,其误差很小:如变速器箱体各阶模态,其误差最小值为第 11 阶 0.467%,最大误差也只是第 2 阶的 7.81%,大多数误差都在 2%以下,各阶的振型一致;而二轴的比较结果是一阶误差 4.5%,二阶误差 6.55%;中间轴的 1 阶模态误差 1.36%。对 M5ZR1 变速器结构动态特性的研究结果表明:变速器箱体、各轴的有限元分析模型简化得当,网格划分合理,边界条件设置正确,精度较高,适用于变速器的结构动态特性分析计算,并为后续的有限元分析工作奠定了基础。

4. 利用有限元方法计算斜齿轮的弯曲强度,较常规的计算方法更符合实际情况,结果更为可靠,但是齿轮的加载位置难于确定,传统的方法是根据齿轮的几何参数和齿轮啮合的经验公式进行估算,其精度较差。为减小有限元分析的误差,本文根据渐开线斜齿轮啮合最恶加载线的定义,对 M5ZR1 变速器 5 档齿轮副的最

恶加载线进行了计算,并充分利用UG的功能在5档齿轮实体模型上建立了精确的最恶加载线。利用最恶加载线对齿轮施加载荷,更为接近斜齿轮啮合时的实际受载情况,有效的提高了齿轮有限元强度分析计算的精度。

5. 使用ANSYS的求解器对变速器的主要零部件的在5档工况下发动机最大输出扭矩时的结构强度进行了计算,得出了各部件的应力分布云图和变形分布图。其结果如下:变速器箱体的最大应力值77.045MPa,安全系数取为2时仍有较大的强度储备。变速器二轴的最大应力值为97.201MPa,安全系数取为3时仍有较大的强度储备,最大剪应力也远小于许可剪应力,并且二轴的扭转刚度及弯曲刚度也均满足要求。变速器5档齿轮副的齿根弯曲应力分别为306.964MPa和283.663MPa,安全系数取为2时还有较大的强度储备。变速器零部件的计算结果经设计方认证,认为具有较高的精度,为下一步研究变速器疲劳问题打下了很好的基础。

综上所述,本文对M5ZR1变速器的结构强度及动态特性进行了详尽的分析,掌握了该变速器主要零部件的强度分布和结构动态特性,建立了具有工程应用意义的各零部件有限元分析模型,有效的提高了该变速器设计研究工作的精度和效率。

5.2 展望

本文应用实验模态分析及有限元分析方法,对M5ZR1变速器的结构强度和动态特性进行了研究,但是由于种种限制,今后还需要在以下几个方面展开更为深入的研究工作:

1. 结合MSC-ADAMS的动力学分析技术,获取变速器实际工作状态下齿轮啮合周期力的载荷谱,利用ADAMS和ANSYS软件的接口改进变速器箱体、轴系、齿轮的载荷施加条件,对变速器的结构进行动力学的有限元分析。

2. 对变速器齿轮的接触疲劳问题进行研究,利用ANSYS的接触单元,对齿轮的接触应力进行有限元求解。

3. 利用本文建立的有限元分析模型以及结构动态特性的结果,对变速器结构进行优化设计,以改善变速器的振动特性和强度分布。

参考文献

- [1] 陈新等. 机械结构动态设计理论方法及应用. 北京. 机械工业出版社. 1997
- [2] 张丙军、翟羽健等. 汽车白车身模态试验研究. 轻型汽车技术. 2002, 151(3)
- [3] 朱壮瑞、孙庆鸿等. 汽车白车身动态性能测试研究. 制造业自动化. 2002, 24(6)
- [4] 沈浩、陈昌明等. 客车车身动态性能测试研究. 公路交通科技. 2003, 20(2)
- [5] 杜君文、朱梦周等. 低噪声低振动齿轮变速箱的实验模态分析. 机械设计. 1989, 2
- [6] 秦大同、杨为等. 金属带式无级变速传动系统的振动模态. 汽车工程. 2001, 23(2)
- [7] 杨成云、林腾蛟等. 中心传动齿轮箱体有限元分析及结构优化设计. 重型机械. 2001, 2
- [8] 黄晋英. 发动机的有限元建模与动态特性分析: [学位论文]. 河北: 华北工学院. 2000
- [9] 邵鹏礼、魏来生等. 传动箱有限元强度计算与优化. 车辆动力与技术. 2002, 87(3)
- [10] 李天兵、吴光强等. 汽车变速器主减速齿轮应力场有限元分析. 计算机技术应用. 1999, 3
- [11] 龙驭球. 有限元法概论. 北京: 高等教育出版社. 1991
- [12] 李瑞遐. 有限元法与边界元法. 上海: 上海科技教育出版社. 1993
- [13] 刘国庆、杨庆东. ANSYS 工程应用教程. 北京. 中国铁道出版社. 2002
- [14] 曹树谦、张文德等. 振动结构模态分析——理论、实验与应用. 天津. 天津大学出版社. 2001
- [15] 傅志方. 振动模态分析与参数识别. 北京. 机械工业出版社. 1990
- [16] 大久保信行. 尹传家译. 机械模态分析. 上海. 上海交通大学出版社. 1985
- [17] 方远翔等. 振动模态分析技术. 北京. 国防工业出版社. 1993
- [18] 黄世霖. 工程信号处理. 北京. 人民交通出版社. 1986
- [19] 毕凤荣. 低噪声内燃机设计参数灵敏度分析与声功率预测研究: [学位论文]. 天津. 天津大学. 2003
- [20] 李开泰、黄艾香. 有限元法及其应用 (修订本). 西安. 西安交通大学出版社. 1992
- [21] J.D. Whitcomb. Iterative global/local finite element analysis. Computer and Structures, Vol.40 (1991):1027~1031
- [22] Babuska and W.C. Reinboldt. A-Posteriori error estimates for the finite element method. International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 12 (1978): 1579~1615.
- [23] 倪靖凯. 用 UG/GFEM PLUS 提高 ANSYS 求解结构有限元问题的应用能力. 贵州工业大学学报. 1999, 28(12)
- [24] 苏翼林主编. 材料力学. 北京. 高等教育出版社. 1986

- [25]刘惟信主编. 汽车设计. 北京. 清华大学出版社. 2000
- [26]马秋成、罗益宁等. 基于UG的齿轮三维建模和消除齿轮投影线的方法. 机械设计与研究. 2001, 17(1)
- [27]沈洪才编著. UG/CAD 工程应用基础. 北京. 清华大学出版社. 2003
- [28]沈智慧、刘扬等. 利用UG软件实现齿轮的精确建模. 包装工程. 2001, 22(6)
- [29]许贤泽. 齿轮弯曲强度的有限元分析法. 武测科技. 1996, 4
- [30]顾守丰、连小珉等. 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. 机械科学与技术. 1996, 15(2)
- [31]孙桓主编. 机械原理. 北京. 人民教育出版社. 1982
- [32]杨汾爱、龙小乐等. 斜齿轮的精确建模及有限元分析. 机电工程技术. 2002, 31(6)

致 谢

本论文是在导师毕凤荣副教授的悉心指导下完成的。从本科生到研究生，在四年多的时间里，毕老师不论是在学业上还是在生活上都给予了极大的帮助，使我不仅丰富了专业理论知识，而且提高了实际动手能力，更重要的是使我学会了分析问题和解决问题的能力。在此向尊敬的毕老师表示衷心的感谢！

同时感谢两年来课题组中其他老师和所有同学对我的大力帮助，正是你们的帮助使本论文能顺利完成！尤为感谢崔新涛同学的帮助，正是在他的鼎力合作下我们能够顺利完成课题！

在完成论文的过程中也得到了教研室李国华师傅的大力帮助，在此一并表示感谢！

另外，不能忘记的是父母对我的多年培养和教诲，他们一直任劳任怨、含辛茹苦，正是他们才使我取得了今天的成绩！

最后，感谢多年来所有给予我帮助、关心和支持的亲朋好友，祝大家万事如意！

攻读学位期间发表的论文

1. 徐雪松, 毕凤荣. 基于 UG 的渐开线斜齿轮参数化建模技术研究. 机械设计与制造. (已录用)

攻读学位期间参与的科研项目

1. 江淮 M5ZR1 变速器动态特性及可靠性研究课题
2. 江铃福特全顺 GX 系列汽车噪声诊断研究
3. 玉柴 YC6108G 柴油机整机降噪研究
4. 潍柴 WD6150 柴油机整机降噪研究