

## 摘 要

汽车工业随着国民经济发展和交通运输体系的全面建立得到了飞速发展。汽车车架作为汽车总成的一部分，承受着来自道路和装载的各种复杂载荷作用，并且汽车上许多重要总成件都是以车架为载体。因此车架的强度和刚度在汽车总体设计中起到了非常重要的作用。

本文基于 CAD 软件建立了车架结构的实体模型，利用 ANSYS 有限元分析软件对该车架在弯曲工况、扭转工况、紧急制动工况和紧急转弯工况下的静态强度进行了分析。分析结果表明，该车架受到的最大应力值小于材料的强度极限，满足设计的要求。然后，对车架进行了模态分析，计算出车架的模态振型与相应的固有频率，通过固有频率与振型从整体上考虑车架的局部强度问题。最后，对车架的纵梁进行参数化建模，以车架纵梁截面尺寸作为设计变量，以车架总体积为设计目标，运用 ANSYS 软件优化模块，得到了最优化的车架纵梁截面尺寸，降低了车架的质量，节约了原材料。

本文的研究结果表明有限元法和 ANSYS 软件为车架结构及动力特性的仿真以及优化设计提供了良好的基础理论及方法，为研究整车振动、疲劳和噪声等问题奠定了基础，对厂家的生产实践具有指导意义。

**关键词：**车架；有限元；模态分析；结构优化

## ABSTRACT

With the development of national economy and traffic system, automotive industry has been developed at very fast speed. As a part of the truck, the frame supports all kinds of complicated loads coming from the road and freight. And many assembly of the truck are built in the frame. So the intensity and the strong of the frame play a very important role in the design of trucks.

A model of the frame is established by using CAD in this paper. The static intensity of the frame is analyzed in the situation of bending, torsion, braking and swerve by ANSYS. The result indicates that the stress of the frame is less than the utmost intension. And the frame is satisfied with the design. The model analysis of the frame is studied. The mode vibration model and proper frequency of the frame are calculated by mode analysis. The local intension is considered by the frequency and the model. Finally, a parametric model of the frame is established. The section size of the frame is optimized by ANSYS. The result indicates that the weight of the frame is decreased and the material of the frame is saved.

Herein the research of FEA and ANSYS software offered a set of basic theory and method for the frame structure and simulation of dynamic characteristic. It not only laid the foundation for the problem of truck vibration, fatigue and noise, but also provided the guiding significance for the working of manufacturers.

**KEY WORDS: frame; finite element; modal analysis; structure optimization**

## 重庆交通大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

学位论文作者签名：孙艳鹏

日期：2008年4月13日

## 重庆交通大学学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅。本人授权重庆交通大学可以将本学位论文的全部内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

学位论文作者签名：孙艳鹏

指导教师签名：钟万

日期：2008年4月13日

日期：2008年4月13日

## 第一章 绪论

### 1.1 概述

汽车作为交通运输工具之一，在人们的日常生活中发挥着非常重要的作用。随着国民经济的快速发展，汽车工业也得到了飞速发展，在现代化发展的今天，生产出结构轻、性能好、质量高、用途广、安全可靠的汽车，成为了厂家和客户共同关注的焦点。汽车作为工程领域的一个分支，面临很多问题和困难，包括复杂的几何形状、复杂的载荷作用以及复杂的支承约束等。在实际汽车结构设计中，安全性是首要的，在保证安全的前提下，又要使车架的结构合理，便于加工和装配，同时也要减少材料的量。这需要对车架的强度进行分析，通过强度分析，有针对性地对一些主要构件进行结构优化设计。

早期汽车所使用的车架，大多都是由笼状的钢骨梁柱所构成的，也就是在两支平行的主梁上，以类似阶梯的方式加上许多左右相连的副梁制造而成。车体在车架之上，至于车门、沙板、引擎盖、行李厢盖等板件，则是另外再包覆于车体之外，因此车体与车架其实是两个独立的构造。这种设计的最大好处，在于轻量化与刚性得以同时兼顾，因此受到了不少跑车制造商的青睐，早期的法拉利与兰博基尼都是采用的这种设计。由于钢骨设计的车架必须通过许多接点来连结主梁和副梁，加之笼状构造也无法腾出较大的空间，因此除了制造上比较复杂、不利于大量生产之外，也不适合用在强调空间的四门房车上。随后，单体结构的车架在车坛上成为主流，笼状的钢骨车架也逐渐改由这种将车体与车架合二为一的单体车架所取代。

作为汽车总成的一部分，车架承受着来自道路及各种复杂载荷的作用，而且汽车上许多重要总成件都是以车架为载体，因此，设计出重量轻而各方面性能达到要求的车架结构是一项重要的工作。传统的车架结构设计是采用类比的思想进行经验设计，设计出的车架结构除了个别部位的应力水平较高外，大部分部位的应力水平低，强度富余大。因此，有必要采用有限元法对车架结构进行优化设计以降低车架的重量，减小汽车的制造成本，提高市场竞争力。

### 1.2 车架设计理论发展过程及目前的发展状况

车架作为汽车承载基体，为货车、中型及以下的客车、中高级和高级轿车所采用，支撑着发动机、离合器、变速器、转向器、非承载式车身和货箱等所有弹簧上与质量有关的机件，承受着传给它的各种力和力矩。为此，车架应有足够的弯曲刚度，以使装在其上的有关机构之间的相对位置在汽车行驶过程中保持不变并使车身的变形最小；同时车架也应有足够的强度，以保证其有足够的可靠性和



寿命,纵梁等主要零件在使用期内不应有严重变形和开裂。车架刚度不足会引起振动和噪声,也会使汽车的乘坐舒适性、操纵稳定性及某些机件的可靠性下降。货车车架的最大弯曲挠度通常应小于 10mm。但车架扭转刚度又不宜过大,否则将会使车架和悬架系统的载荷增大造成汽车轮胎的接地性变差,使通过性变坏。通常在使用中,其轴间扭角约为  $1^\circ/\text{m}$ 。在保证强度、刚度的前提下车架自身质量应尽可能小,以减小整车质量。货车车架质量一般约为整车整备质量的 1/10。从被动安全性考虑,乘用车车架应具有易于吸收撞击能量的特点。此外,车架设计时还应考虑车型系列化及改装车等方面的要求。<sup>[1][2]</sup>

上世纪五六十年代,我国对于一般车架的设计及强度校核是依靠传统的经验和方法,即依靠经典的材料力学、弹性力学、结构力学的经验公式,对车架的结构作大量的简化设计,设计的结果通过试验来验证,该法具有一定的可靠性和科学性<sup>[3]</sup>。

传统的经验分析设计方法,具有简单易行的优点,目前在我国的车辆设计计算中仍起到一定的作用。但是,该法也有明显的不足,主要表现在以下两个方面:

① 由于经验设计带有相当的盲目性,每次车架的设计改进都不会有明显的突破。使得其整体结构的强度、刚度问题都不能得到合理的解决。而且设计周期长,使得车架的更新换代的速度比较慢,不能与现代化商品生产竞争相适应。

② 传统的经验设计,不能对车架结构的应力分布及刚度分布进行定量分析。因此,设计中不可避免的会出现车架各部分强度分配不合理的现象。导致整个车架设计成本提高,而且某些部位的强度不够,容易引起事故;某些部位的强度又过于富裕,造成浪费,从而使车架达不到优化设计的目的。

由于经验分析设计方法有以上的不足之处,生产厂家迫切需要一种能与市场竞争相适应的新的设计方法。随着电子计算机的出现及结构强度分析和结构优化程序的投入使用,取代了高强度的手工劳动,结构分析、设计速度大大提高。有限元方法就是其中的一种。

有限单元法是在六七十年代发展起来的强有力的数值分析方法,它使复杂的工程分析问题迎刃而解,而且由于前、后处理技术的发展,计算效率大大提高,实际应用越来越广泛<sup>[4][5]</sup>。

有限单元法是一种很有效的数值计算方法,它可以对工程实际中几何形状不规则,载荷和支撑情况复杂的各种结构进行变形计算、应力分析和动态特性分析,这是经典的弹性力学方法所不及的。有限单元法的基本思想是:把一个连续的弹性体分化成有限多个彼此只在有限个节点处相互连接的、有限大小的单元组合体来研究。也就是用一个离散结构来代替原来的结构,作为真实结构的近似力学模型。以后所有的分析计算就在这个离散的结构上进行。有限元法之所以能够求解

结构任意复杂的问题，而且计算结果精度高，其中原因之一在于它有丰富的单元集，能够适应各种结构的简化。对于结构分析而言，常见的结构类型包括梁单元、板单元、曲壳单元、管单元、弹簧单元、质量单元等，从而使我们能够非常方便的用有限元模型来描述分析模型<sup>[6]</sup>。

20 世纪 50 年代因航空工业的需要，美国波音公司的专家首次采用三节点三角形单元，将矩阵位移法用到平面问题上。同时，原联邦德国斯图加特大学的 J.H.Argyris 教授发表了一组能量原理与矩阵分析的论文，为这一方法的理论基础做出了杰出的贡献。1960 年美国的 R.W.Clough 教授在一篇题为《平面应力分析的有限单元法》的论文中首先使用“有限单元法 (the Finite Element Method)”一词此后这一名称得到广泛承认。

20 世纪 60 年代有限单元法发展迅速，除力学界外，许多数学家也参与了这一工作，奠定了有限单元法的理论基础，搞清了有限元法与变分法之间的关系，发展了各种各样的单元模式，扩大了有限单元法的应用范围。

20 世纪 70 年代以来，有限单元法进一步得到蓬勃发展，其应用范围扩展到所有工程领域，成为连续介质问题数值解法中最活跃的分支。由变分法有限元扩展到加权残数法与能量平衡法有限元，由弹性力学平面问题扩展到空间问题、板壳问题，由静力平衡问题扩展到稳定性问题、动力问题和波动问题，由线形问题扩展到非线性问题，分析的对象从弹性材料扩展到塑性、粘弹性、粘塑性和复合材料等，由结构分析扩展到结构优化乃至设计自动化，从固体力学扩展到流体力学、传力学、电磁学等领域。它使许多复杂的工程分析问题迎刃而解。<sup>[12]</sup>

随着计算机功能日益增加和有限元法显示出解决工程实际问题的巨大威力，许多高等院校、研究机构和软件公司得到各工业部门（如航空、航天、汽车、建筑等）的大量资助，陆续研制出各种通用的有限元程序，进一步推动了有限元法的理论研究和实际应用。到了 80 年代初，数值模拟技术通过计算机程序在工程中得到了广泛的应用。国际上较大的结构分析通用有限元程序发展到几百种，其中著名的有：NASTRAN（大型综合有限元软件），ASKA（大型通用有限元软件），MARC（大型综合非线性有限元软件），GTSTRUDL（大型综合土木建筑结构分析的有限元软件），SAP（线性有限元软件），ADINA（非线性结构分析通用有限元软件），ANSYS（有限元分析系统），ALGOR FEAS（大型结构分析通用有限元软件）等。<sup>[3]</sup>

目前在工程技术领域内常用的数值模拟方法有：有限单元法（亦称有限元法）（Finite Element Method, FEM）、边界元法（Boundary Element Method, BEM）和有限差分法（Finite Difference Method, FDM）等，但就其实用性和应用的广泛性而言，主要还是有限单元法。作为一种离散化的数值解法，有限单元法首先应

用在结构分析中，然后又在其他领域中得到广泛应用。

国外将有限元法引入到车架强度计算比较早，而我国大约是在七十年代末才把有限元法应用于车架的结构强度设计分析中。在有限元法对汽车车架结构的分析中，早期多采用梁单元进行结构离散化。分析的初步结果是令人满意的，但由于梁单元本身的缺陷，例如梁单元不能很好的描述结构较为复杂的车架结构，不能很好的反映车架横梁与纵梁接头区域的应力分布，而且它还忽略了扭转时截面的翘曲变形，因此梁单元分析的结果是比较粗糙的。而板单元克服了梁单元在车架建模和应力分析时的局限，基本上可以作为一种完全的强度预测手段<sup>[7]</sup>。近十年来，由于计算机软件与硬件的飞速发展，板单元逐渐被应用到汽车车架结构分析中，使分析精度大为提高，由过去的定性或半定量的分析过度到定量阶段。

有限元法为复杂车架结构分析设计提供重要的基础，同时也促进车架结构的分析和设计的飞速发展<sup>[8]</sup>。但随着对车辆的运动性能要求的不断提高，车辆的工作环境愈来愈复杂。就车架的设计而言，仍把满足静强度的要求作为结构的主要乃至唯一判据，显然不能符合实际情况。对于某些车辆的车架，在重载、高速行驶时其振动问题日益突出。车架的强烈振动一方面会影响人们乘车的舒适性，另一方面会影响汽车零部件的安全使用。因此车架的动态分析就日益显得重要了。但就目前国内的情况来看有限元动态分析主要集中在模态分析上，而且是单个部件的模态分析，这主要是由于在对整车进行模态分析时，各个部件如车架与驾驶室、发动机、货箱等结合处的刚度与阻尼都很难确定，从而影响了整车分析的精度和可靠性<sup>[9]</sup>。事实上汽车在行驶过程中主要产生的是随机振动，对于随机振动的分析国内主要的手段是采用实验的方法，这种方法对实验器材要求较高，并且费用也较高，车架随机振动的有限元分析从目前来看还是比较少见的，因此为了能够在车架的设计初期就对车架的静、动态性能有较全面的了解，提高车架的设计效率，很有必要在这方面作一些工作<sup>[10][11]</sup>。

### 1.3 本论文的主要研究内容

本论文研究的是某货车车架。运用 CAD 软件设计车架模型，利用有限元软件对车架进行各种工况的分析计算，得到它的应力分布图和变形图，根据各部分所受的应力情况进行优化设计，优化纵梁的横截面，使车架在满足承载要求情况下，整体质量达到最低。具体实施步骤如下：

① 建立车架模型。用 CAD 软件建立车架整体模型，然后导入到 ANSYS 有限元软件进行网络划分。

② 假定汽车满载的情况下，对车架在弯曲、扭转、紧急刹车、急转弯四种工况下的受力和变形情况进行静态有限元分析。

③ 对车架进行模态分析，获得固有频率和振型。通过对车架进行模态分析，计算出车架的模态振型与相应的固有频率，通过固有频率与振型从整体上考虑车架的局部强度问题。

④ 建立车架结构简单的梁单元优化模型，以车架纵梁截面尺寸作为设计变量，以车架总体积为设计目标，运用 ANSYS 软件优化模块对车架结构做轻量化设计，获得纵梁的优化截面。

## 第二章 有限元法及 ANSYS 软件

### 2.1 有限元法的基本理论

对于大多数的工程技术问题，由于物体的结构形状复杂或者某些特征是非线性的，很少有解析解。这类问题的求解方法通常有两种，一是引入简化假设，将方程和边界条件简化为能够处理的问题，从而得到它在简化状态下的解，但过多的简化可能导致不正确的甚至错误的解；二是人们在广泛吸收现代数学、力学理论的基础上，借助于现代科学技术的产物——计算机及现代数值分析技术来获得满足工程技术要求的数值解，数值模拟技术是现代工程学形成和发展的重要推动力之一。

目前在工程技术领域内常用的数值模拟方法有：有限单元法、边界元法、离散单元法和有限差分法，但就其实用性和应用的广泛性而言，主要还是有限单元法。

有限元法的基本思想是将物体（即连续求解域）离散成有限个且按一定方式相互联结在一起的单元组合，来模拟或逼近原来的物体，从而将一个连续的无限自由度问题简化为离散的有限自由度问题求解的数值分析法。物体被离散后，通过对其中各个单元进行单元分析，最终得到对整个物体的分析。网络划分中每一个小的块体称为单元。确定单元形状、单元之间相互联结的点称为节点。单元上节点处的结构内力为节点力，外力（有集中力、分布力等）为节点载荷<sup>[12]</sup>。

有限元方法是20世纪中叶电子计算机诞生之后，在计算数学、计算力学和计算工程科学领域里最有效的计算方法。经过50年的发展不仅使各种不同的有限元方法相当丰富，而且理论基础也相当完善。汽车的机械结构复杂，用有限元法不但能完成车身、车架等结构静力学分析，而且还能进行动力学分析，因此是汽车设计计算的重要工具。近年来，由于电子计算机应用的日益发展，数值分析在弹性力学中的作用显得更为突出，使得一些复杂的问题能够得到数值解。

#### 2.1.1 有限元法分析过程

有限元法分析计算的思路 and 做法可归纳如下：

##### ① 物体离散化

将某个工程结构离散为由各种单元组成的计算模型，这一步称作单元剖分。离散后单元与单元之间利用单元的节点相互连接起来；单元节点的设置、性质、数目等应根据问题的性质，描述变形形态的需要和计算进度而定（一般情况单元划分越细则描述变形情况越精确，即越接近实际变形，但计算量越大）。所以有限元中分析的结构已不是原有的物体或结构物，而是同新材料的由众多单元以一定方式连接成的离散物体。这样，用有限元分析计算所获得的结果只是近似的。如

果划分单元数目非常多而又合理, 则所获得的结果就与实际情况相符合。

## ② 单元特性分析

### 1) 选择位移模式

在有限单元法中, 选择节点位移作为基本未知量时称为位移法; 选择节点力作为基本未知量时称为力法; 取一部分节点力和一部分节点位移作为基本未知量时称为混合法。位移法易于实现计算自动化, 所以, 在有限单元法中位移法应用范围最广。

当采用位移法时, 物体或结构离散化之后, 就可把单元总的一些物理量如位移, 应变和应力等由节点位移来表示。这时可以对单元中位移的分布采用一些能逼近原函数的近似函数予以描述。通常, 有限元法我们就将位移表示为坐标变量的简单函数。这种函数称为位移模式或位移函数, 如  $y = \sum c_i \phi_i$  其中  $c_i$  是待定系数,  $\phi_i$  是与坐标有关的某种函数。

### 2) 分析单元的力学性质

根据单元的材料性质、形状、尺寸、节点数目、位置及其含义等, 找出单元节点力和节点位移的关系式, 这是单元分析中的关键一步。此时需要应用弹性力学中的几何方程和物理方程来建立力和位移的方程式, 从而导出单元刚度矩阵, 这是有限元法的基本步骤之一。

### 3) 计算等效节点力

物体离散化后, 假定力是通过节点从一个单元传递到另一个单元。但是, 对于实际的连续体, 力是从单元的公共边传递到另一个单元中去的。因而, 这种作用在单元边界上的表面力、体积力和集中力都需要等效的移到节点上去, 也就是用等效的节点力来代替所有作用在单元上的力。

## ③ 单元组集

利用结构力的平衡条件和边界条件把各个单元按原来的结构重新连接起来, 形成整体的有限元方程:

$$[K]\{q\} = \{f\} \quad (1.1)$$

式中:  $K$ ——整体结构的刚度矩阵;

$q$ ——节点位移列阵;

$f$ ——载荷列阵。

④ 求解未知节点位移解有限元方程式 (1.1) 得出位移。这里, 可以根据方程组的具体特点来选择合适的计算方法。

通过上述分析, 可以看出, 有限单元法的基本思想是“一分一合”, 分是为了就进行单元分析, 合则为了对整体结构进行综合分析。

### 2.1.2 有限元法的特点

#### ① 对复杂几何模型的适应性

由于单元在空间可以是一维、二维或三维的。而且每一种单元可以有不同的形状，同时各种单元可以采用不同的连接方式，所以，工程实际中遇到的非常复杂的结构或构造都可以离散为由单元组合体表示的有限元模型。

#### ② 对于各种物理问题的适用性

由于单元内近似函数分片的表示全求解域的未知场函数，并未限制场函数所满足的方程形式，也未限制各个单元所对应的方程必须有相同的形式，因此它适用于各种物理问题，例如线弹性问题、弹塑性问题、粘弹性问题、动力问题、屈曲问题、流体力学问题、热传导问题、声学问题、电磁场问题等，而且还可以用于各种物理现象相互耦合的问题。

#### ③ 建立于严格理论基础上的可靠性

因为用于建立有限元方程的变分原理或加权余量法在数学上已证明是微分方程和边界条件的等效积分形式，所以只要原问题的数学模型是正确的，同时用来求解有限元方程的数值算法是稳定可靠的，则随着单元数目的增加（即单元尺寸的缩小）或者是随着单元自由度数的增加（即插值函数阶次的提高），有限元解的近似程度不断被改进。如果单元是满足收敛准则的，则近似解最后收敛于原数学函数模型的精确解。

#### ④ 适合计算机实现的高效性

由于有限元分析的各个步骤可以表示成规范化的矩阵形式，所以最后求解方程可以统一为标准的矩阵代数问题，特别适合计算机的编程和执行。随着计算机硬件技术的高速发展以及新的数值算法的不断出现，大型复杂问题的有限元分析已成为工程技术领域的常规工作。<sup>[13][14][15]</sup>

## 2.2 车架有限元模型建立的原则

在建立车架有限元分析模型时，本文主要考虑了以下几个方面的问题：

① 车架有限元分析模型应尽可能的从几何特性及力学特性两个方面同时逼近车架真实结构，尤其是从动力学特性上进行逼近。

② 在进行网络划分时，保证任意一个板壳单元的顶点同时也是其相邻单元的顶点；尽可能的使单元形状规则，避免单元的某个边过长或者过短以及某个内角太大或者太小；某些部位允许其退化为三角形单元。

③ 对于一些很小的或者不重要的螺栓孔、铆接孔和过渡圆角，在建模的时候进行简化处理。

④ 为了提高计算的精度，建模时根据车架结构特点和载荷分布特点，在可能

产生应力集中或者应力急剧变化的部位网络划分比其它部分细密。

## 2.3 有限元软件的选择

ANSYS软件是融结构、流体、电场、磁场、声场分析于一体的大型通用有限元分析软件。由世界上最大的有限元分析软件公司之一的美国ANSYS开发。它能与多数CAD软件接口,实现数据的共享和交换,如Pro/Engineer、NASTRAN、Alogor、I-DEAS、AutoCAD等,是现代产品设计中的高级CAD工具之一。

ANSYS软件在CAE市场的地位:

- ① 世界范围内增长最快的CAE的软件。
- ② 美国机械工程师协会(ASME),美国核安全局(NQA)及近20种专业技术协会认证的标准分析软件。
- ③ 第一个通过中国压力容器标准化技术委员会认证并在17个部委推广使用的分析软件。
- ④ 全世界70%以上的高校及研究单位采用的分析软件。

因为ANSYS软件在CAE市场的重要地位和ANSYS软件在高校中的广泛普及,所以在本文的研究中,使用的是目前国际上通用的商用有限元软件ANSYS。

### 2.3.1 ANSYS软件简介

软件主要包括三个部分:前处理模块、分析计算模块和后处理模块。

#### ① 前处理模块

该模块用于定义求解所需的数据,可以选则坐标系统、单元类型、定义实常数和材料特性、建立实体模型并对其进行网络划分、控制节点和单元,以及定义耦合和约束方程等。

#### ② 求解模块

在前处理阶段完成建模后,进入求解阶段,求解阶段通过求解器获得分析结果。在该阶段用户可以定义分析类型、分析选项、载荷数据和载荷步选项等,然后进行有限元求解。

#### ③ 后处理模块

该模块的主要任务是进行结构分析。

后处理访问数据集的方法有两种,一种用以通用后处理器POST1检查整个模型和模型的某一部分中任意一个特定数据集的结果;另一种是用时间历程后处理器POST26跨多个数据检查选择的部分模型数据,如特定节点的位移或单元应力等。<sup>[16]</sup>

软件提供了100种以上的单元类型,用来模拟工程中的各种结构和材料。该软件有多种不同版本,可以运行在从个人机到大型机的多种计算机设备上,如PC,



SGI, HP, SUN, DEC, IBM, CRAY等。<sup>[17]</sup>

### 2.3.2 ANSYS软件的特点

ANSYS 程序是一个功能强大的设计分析及优化软件包。与其它有限元分析软件如 SAP 或 NASTRAN 等相比, 它有以下特点<sup>[18][19]</sup>:

① 唯一能够实现多场及多场耦合分析功能的软件, 可以进行结构、热、流体流动、电磁等的单独研究或者它们之间相互影响的研究。

② 唯一实现前后处理、求解及多场分析统一数据库的一体化大型有限元分析软件。

③ 唯一具有多物理场优化功能的有限元分析软件。

④ 有强大的非线性分析功能。

⑤ 多种求解器分别适用于不同问题及不同的硬件配置。

⑥ 支持从微机、工作站到巨型机, 以及所有平台之间的并行计算。

⑦ 支持异种、异构平台的网络浮动, 在异种、异构平台上用户界面统一、数据文件全部兼容。

⑧ 多种自动网格划分技术。

⑨ 可与大多数CAD 软件集成并有接口。

⑩ 良好的用户开发环境, 综合应用菜单、对话框、工具条、命令行输入, 图形化输出等多种方式, 使应用更加方便。

## 第三章 车架有限元模型的建立

### 3.1 引言

汽车车架结构的有限元模型可以采用梁单元、板壳单元和实体单元建立。梁单元模型将结构简化为一组两结点梁单元组成的结构，以梁单元的截面特性反映车架的结构特性，这种模型的优点是单元和节点数目少，前处理工作量少，计算量较小，计算速度快，但是无法分析车架应力集中问题，计算精度较低。板壳单元模型则与实际结构基本吻合，计算精度较高，但是由于单元与节点的数量庞大，前处理工作量大，计算量大。实体单元是三种单元中计算精度最高的，但是这种模型的缺点是单元和节点数量极其庞大，前处理工作量很大，需要消耗较多的时间和精力，同时对计算机的硬件要求比较高。本文将基于实体单元建立车架的有限元模型，为减少前处理的工作量，缩短建立模型的时间，在划分有限元模型时，将受力比较复杂敏感的部分划分的网络比较细密，其余部分网络划分比较稀疏。

### 3.2 车架的几何模型的建立

本文设计所选用的载货汽车的载重量为 5t，汽车车架的结构是典型的载货车车架结构，由两根纵梁及五根横梁铆接而成，前后等宽，宽度为 865mm。纵梁由 16Mn 钢板冲压而成。车架纵梁长 6700mm，最大剖面尺寸为：235×75×8mm（高×宽×厚）。

创建 ANSYS 模型的途径有四种：

- ① 在 ANSYS 环境中创建实体模型，然后划分有限元网格。
- ② 在其他软件（比如 CAD）中创建实体模型，然后读入 ANSYS 环境中，经过修正后划分有限元网格。

- ③ 在 ANSYS 环境中直接创建节点和单元

- ④ 在其他软件中创建有限元模型，然后将节点和单元数据读入 ANSYS。

运用 CAD 软件建立复杂结构的几何模型，使用十分广泛。使用 CAD 软件建模可以有效的节省工作时间，提高建模的工作效率。所以本文采用 AUTOCAD 软件建立所研究的几何模型，建模的主要步骤为：

利用 AUTOCAD 软件，按照车架上各零件的实际尺寸绘制所有零件的三维实体的几何模型；对车架各个零件进行装配，得到整个车架的三维几何模型。车架装配模型如图 3.1 所示

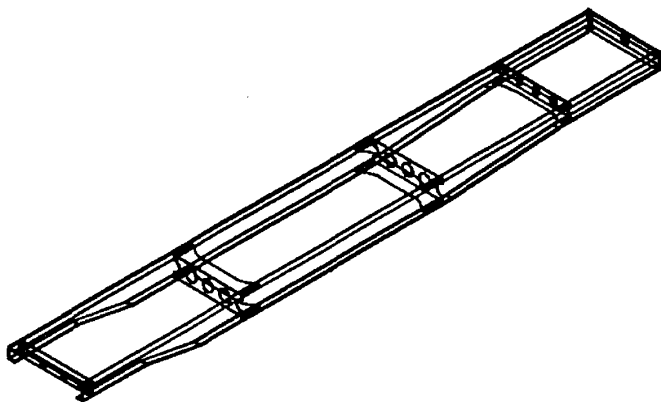


图 3.1 车架 CAD 几何模型

Fig3.1 Geometric model of a frame

### 3.3 车架有限元模型的建立

#### 3.3.1 将车架几何模型导入到 ANSYS 软件

由于 ANSYS 软件不能直接应用 AutoCAD 软件形成的\*.dwg 文件,所以在车架的装配模型完成后,将该模型转化为 ANSYS 软件可以识别的\*.sat 格式,在 AutoCAD 软件中可以通过文件——输出实现这个操作。

启动 ANSYS 软件后,通过 import 选项导入车架的三维几何模型\*.sat 文件。导入到 ANSYS 软件后的车架装配图如图 3.2 所示。

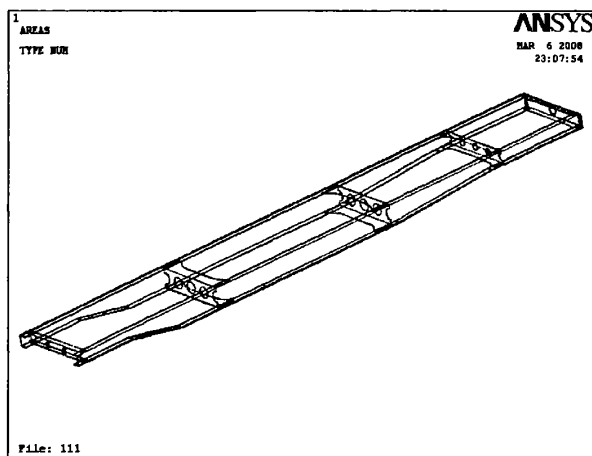


图 3.2 车架在 ANSYS 中的几何模型

Fig3.2 Geometric model of a frame in ANSYS

3.3.2 设置材料参数

启动 ANSYS 软件，设置分析类型为结构分析 `structure`，然后设置有限元单元类型为 `SHELL63`，同时设置材料参数。车架的材料参数如表 3.1 所示。

表 3.1 材料特性

Table3.1 Material Characteristics

材料类型	弹性模量 $EX(N/mm^2)$	密度 $DENS(kg/mm^3)$	泊松比
槽钢	$2.11\times10^5$	$7.85\times10^{-6}$	0.3

3.3.3 shell 单元简介

在车架有限元分析中根据不同的计算目的，可选用不同的计算模型，常用的计算机模型一般有梁单元模型，板壳单元模型和组合单元模型等。梁单元的优点是建模工作量相对较少，缩短了计算时间，同时在动态分析时精度较好，但是应力分析能力是相对有限的。由于梁单元本身的缺陷，例如梁单元不能很好的描述较为复杂的车架结构，且忽略了扭转时接口的翘曲变形，因此采用梁单元的有限元分析模型在汽车车架的有限元分析中是比较粗糙的，应力计算结果精度要比板壳单元差，连接的处理也需要大量的经验和实验资料作为参考。板壳单元描述模型比较详细，因而精度相对较好一些，连接情况的处理也比较详细，因而对于货车车架的薄壁结构，如纵梁、横梁等，相对于槽钢的厚度而言，其长度很大，非常适合使用板壳单元进行建模。所以本文在车架分析过程中采用精度较高的板壳单元模型。

如图 3.3 所示，薄板厚度  $h$  的尺寸远小于长  $a$ 、宽  $b$  的尺寸。平分板厚  $h$  的平面称为板的中间平面，简称中面。板弯曲后，中间平面变形成中间曲面，称为板的弹性曲面。中间平面上任意一点在垂直方向的位移称为挠度。与梁相似，通常以板的中面代表板作受力和变形分析。

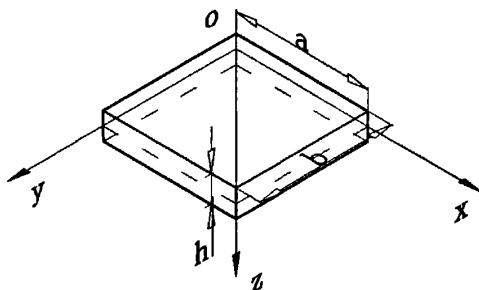


图 3.3 薄板示意图

Fig.3.3 Sketch of Sheet

在受到垂直于板面的载荷作用后，薄板将产生弯曲。在分析薄板弯曲问题时，有如下假定<sup>[19]</sup>：

- ① 忽略板厚方向的正应力，且薄板厚度没有变化；
- ② 薄板的法线产生弯曲后，仍保持为薄板弹性曲面法线；
- ③ 薄板中面上的各点，没有平行于中面的位移。

如图 3.3 所示薄板，坐标平面 XOY 位于板的中面。按照薄板弯曲的基本假定，板中各点的位移为

$$\begin{cases} u = -z \frac{\partial w}{\partial x} \\ v = -z \frac{\partial w}{\partial y} \\ w = w(x, y) \end{cases} \quad (3.1)$$

式中  $u$ 、 $v$  和  $w$  是板中某点对于坐标轴方向的位移分量。

由式 (3.1) 可见， $z=0$  即平板中面各点  $u=v=0$ ，不产生平行于平面方向的位移。平板中面的挠度  $w$  可以表示板中各点的挠度，它与  $z$  无关。

由几何方程

$$\varepsilon = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \end{Bmatrix} = -z \begin{Bmatrix} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \\ \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \\ 2 \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \end{Bmatrix} \quad (3.2)$$

根据薄板的简化假定,  $\sigma_z$  略去不计, 于是

$$\sigma = \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = D \varepsilon = -z D \begin{Bmatrix} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \\ \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \\ 2 \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \end{Bmatrix} \quad (3.3)$$

式中

$$D = \frac{E}{1-\mu^2} \begin{bmatrix} 1 & \mu & 0 \\ \mu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\mu}{2} \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

从平板理论可知, 对微元  $h dx dy$ , 作用的弯矩为  $M_x$ 、 $M_y$  和转矩  $M_{xy}$ , 它是正应力  $\sigma_x$ 、 $\sigma_y$  和切应力  $\tau_{xy}$  在板截面上的合力矩。

设  $M_x$ 、 $M_y$  和  $M_{xy}$  表示单位宽度上的内力矩, 于是有

$$M = \begin{Bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \int_{-h/2}^{h/2} z \sigma dz = -\frac{h^3}{12} D \begin{Bmatrix} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \\ \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \\ 2 \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \end{Bmatrix} \quad (3.5)$$

其中  $h$  是薄板厚度。

比较式 (3.3) 和式 (3.5), 有

$$\sigma = \frac{12z}{h^3} M \quad (3.6)$$

图 3.4 所示为 Shell 板壳单元<sup>[20][21][22][23]</sup>示意图。它是一个弹性板壳 4 节点单元。该单元可以承受拉、压、弯、剪等作用。单元的每个节点具有 5 个自由度: 沿  $x$ ,  $y$ ,  $z$  轴的移动及绕  $x$ ,  $y$  轴的转动。

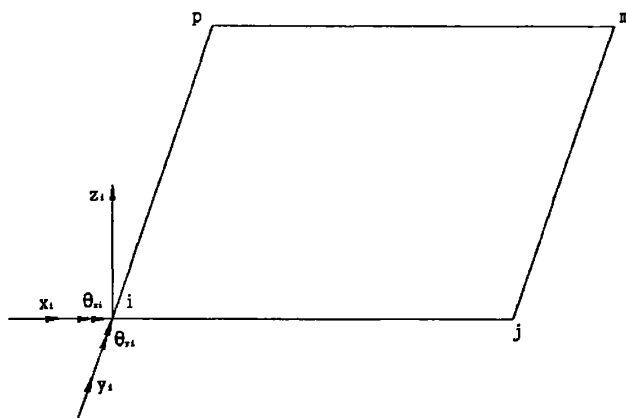


图 3.4 Shell 板壳单元自由度示意图

Fig.3.4 Sketch of shell element DOF

Shell 板壳单元有以下功能:

- ①整个单元表面的厚度可以按等参数变化;
- ②单元公式允许耦合的和集中的两种形式的质量矩阵, 但是耦合质量矩阵不包括与旋转相关联的惯量;
- ③可以独立定义与平面内、弯曲、横向剪切以及平面与弯曲形态耦合相关联的各向异性弹性系数, 可用来模拟不均匀复合材料板或者节点偏离的板。

Shell 单元的形状对计算精度影响较大, 当扭转的形状比在 20 以内或弯曲的形状比在 11 以内时, Shell 单元的计算精度在 1.5%以内, 在网格划分时应注意。

### 3.3.4 划分有限元网络

在 ANSYS 软件中一般把板单元和板壳单元合称为板壳单元。本文中采用的板壳单元为 SHELL63, SHELL63 是一种有代表性的板壳单元。它是一种常用的 4 节点单元, 具有弯曲和薄膜特性。在每个节点有 6 个自由度, 共有 24 个自由度。单元长度选取 50mm, 采用自由网络划分, 纵梁和横梁相接触的部位在划分网络时要一体划分, 这样可以保证零部件在有限元软件中的有效连接。划分完成后, 再对受力集中部位进行网络细化, 划分网络后的车架有限元模型如图 3.5 所示。

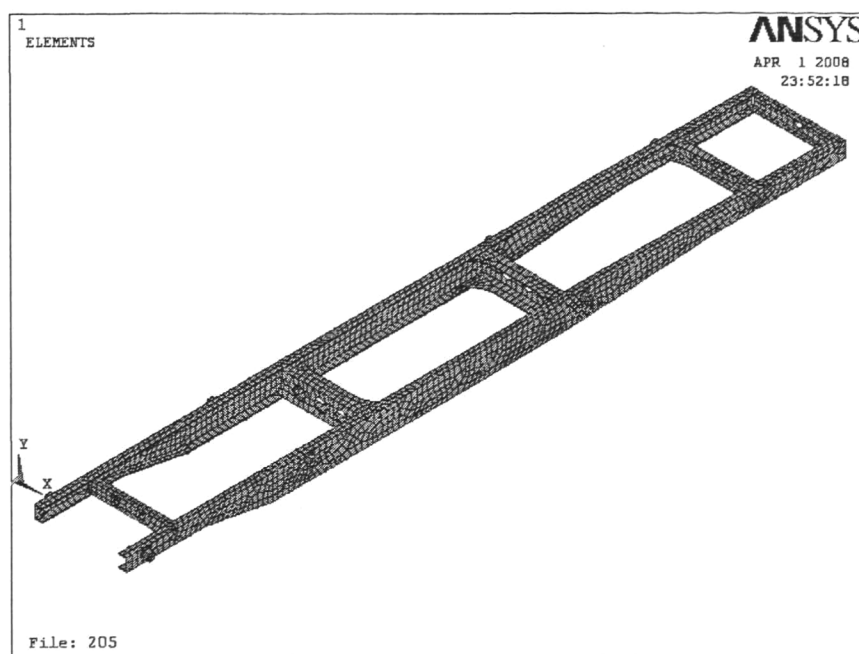


图 3.5 车架有限元模型  
Fig.3.5 Finite element model of frame

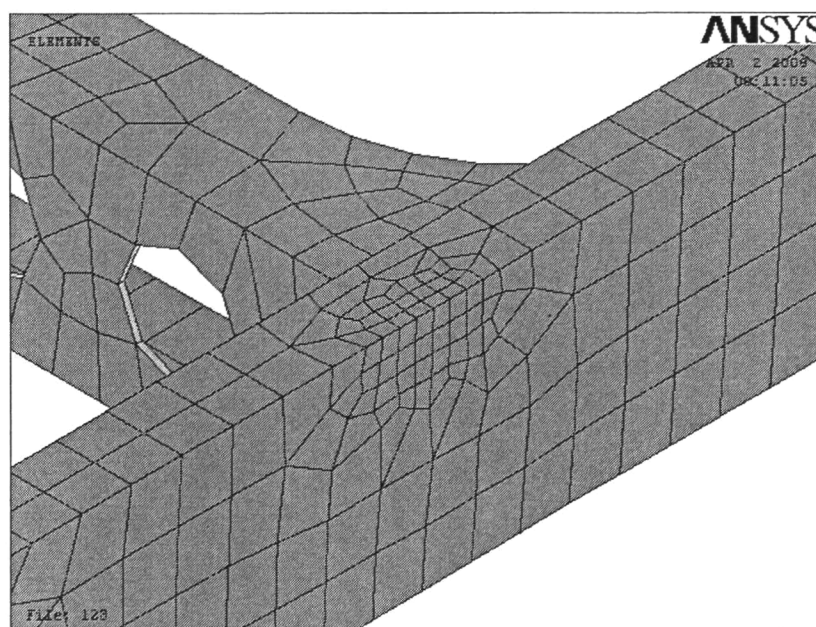


图 3.6 局部网络细化图  
Fig.3.6 Local finite element model of frame



## 第四章 车架的静态分析

### 4.1 引言

车架不仅承担发动机、底盘和货物的重量,而且还要承受汽车行驶过程中所产生的各种力和力矩。因此,其强度不仅关系到整车是否能够正常行驶,而且还关系到整车的安全性。本章采用 ANSYS 有限元分析软件,对车架静态强度进行了分析计算,为进一步优化设计提供了依据。

### 4.2 静力分析基本理论

静力分析的计算是在固定不变的载荷作用下结构的响应,它不考虑惯性和阻尼的影响,也不考虑载荷随时间的变化。但是,静力分析可以计算那些固定不变的惯性载荷对结构的影响(如重力和离心力)。

静力分析用于计算由那些不包括惯性和阻尼效应的载荷作用于结构或部件上引起的位移、应力、应变、和力。固定不变的载荷和响应是一种假定,即假定载荷和结构的响应随时间的变化非常缓慢。静力分析所施加的载荷包括:

- ①外部施加的作用力和压力。
- ②稳态的惯性力(如重力和离心力)。
- ③位移载荷。
- ④温度载荷。
- ⑤核膨胀中的流通量。

静力分析既可以是线性的也可以是非线性的。非线性静力分析包括所有的非线性类型,即大变形、塑性、蠕变、应力变化、接触(间隙)单元、超弹性单元等。<sup>[24]</sup>

### 4.3 汽车车架刚度理论

车架既要有足够的强度,也要有足够的刚度。足够的弯曲刚度,可使车架上的部件在行驶过程中相对位置不发生改变。车架刚度不足,会引起振动和噪声,也会使汽车的乘坐舒适性、操纵稳定性及某些基件的可靠性下降。然而其扭转刚度不易过大,否则汽车的通过性变差<sup>[26]</sup>。应有足够的强度可保证其有足够的可靠性和使用寿命等。<sup>[26] [27]</sup>

#### 4.3.1 汽车车架弯曲刚度

为使汽车车架产生单位挠度所需的载荷,或载荷与所引的车架最大挠度值之比称为车架的弯曲刚度。车架的单位弯曲刚度相当于车架纵梁的  $EJ$ 。对于车架纵

梁，其跨距中点受到集中载荷 $F$ ，则车架纵梁的挠度最大值为

$$Y_{\max} = \frac{Fl^3}{48EJ_x} \quad (4.1)$$

式中： $J_x$ ——纵梁的抗弯刚度系数；

$E$ ——弹性模量；

$l$ ——汽车轴距；

$F$ ——纵梁中点受到的集中载荷；

$Y_{\max}$ ——梁的最大挠度。

#### 4.3.2 汽车车架扭转刚度

汽车车架的扭转刚度是指为使汽车轴距长度内的系统扭转单位角度所需的转矩，或者为转矩与轴距长度内的转角之比。汽车车架的单位弯曲刚度相当于扭杆的 $GJ_k$ 。从汽车整个结构来看，车架前后部分的扭转刚度应该大些，而中间部分小些。驾驶室后围以前的这一段车架的扭转刚度大些有益于发动机及驾驶室的悬置。从驾驶室后围之后悬架以前的这段车架的扭转刚度应小，以起到缓冲作用，避免载荷集中，减小车架和悬架系统的载荷，并改善汽车在不同路面上的接地性。车架扭转刚度的计算通常以前后轴的相对扭角为准。当汽车某一车轮被路面上的凸起抬高时，车架的轴间扭角 $\alpha$ 为

$$\alpha = \frac{\beta}{1 + \frac{C_{\Phi F}}{C_{\Phi S}}} \quad (4.2)$$

式中： $\beta$ ——以轴间扭角表示道路不平度；

$C_{\Phi F}$ ——车架的扭转刚度；

$C_{\Phi S}$ ——悬架系统（包括车轮）的角刚度。

#### 4.4 车架载荷分类

就载荷性质而言，车架所受到的主要载荷为弯曲、扭转、侧向载荷和纵向载荷等。弯曲载荷是由车架自身质量和外加质量产生的载荷，外加质量包括乘车人员和货物的质量、底盘各总成及发动机质量等。扭转载荷是由于路面不平度对车架的非对称支撑而产生的载荷。侧向载荷是由汽车转向时离心力产生作用的载荷。纵向载荷是由于汽车加速、制动时的惯性力作用产生的载荷。车架载荷按作用性时可分为动载荷和静载荷。

### 4.4.1 静载荷

汽车静止时，车架只承受钢板弹簧以上部分的载荷，它由于车身和车架的自身质量、车架上各总成与附件质量及有效载荷组成，其总和称之为静载荷。<sup>[28]</sup>

本文主要考虑行驶载荷的作用。对载荷处理时，车架自身重量可以通过施加垂直方向上的重力加速度（ $9.8m/s^2$ ）进行施加；外加质量、底盘各总成、发动机以及附加物质量等，可以简化为作用在各支撑点的集中载荷；载货汽车的货物一般处理为均布载荷；可以将乘客处理成集中载荷，也可以处理成均布载荷，通常以每个乘客 65kg 进行计算。

汽车在静止和行驶时都受到各种载荷的作用，在建立车架结构有限元模型时，必须对载荷进行适当的处理，以便施加在单元和节点上。本文在进行载荷添加时，忽略车架本身的重量，其他各总成及其他附加质量简化为各自支撑点的集中载荷，货物的质量则简化为车架上的均布载荷，如图 4.1 所示。

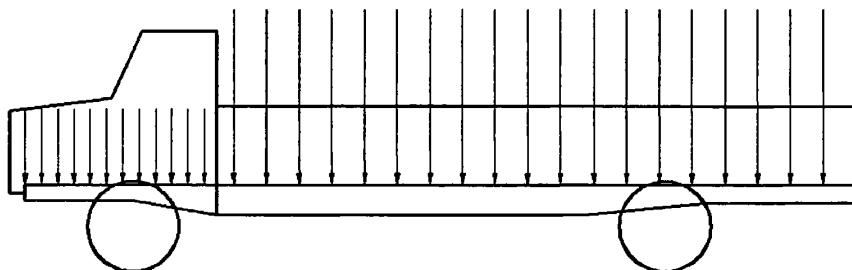


图 4.1 满载载货车车架载荷分布示意图

Fig.4.1 Load distribution on the frame

车架上各主要总成质量、质心及作用在车架上的位置的坐标见表 4.1。

表 4.1 车架载荷分布

Table4.1 Load distribution on the frame

总成	质量 (Kg)	各总成质心在车架坐标系中的位置		
		X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
驾驶室总成	612	678.4	432.5	319.1
发动机总成	633	462.8	432.5	52
车厢及货物	6122	4028.3	432.5	521.4

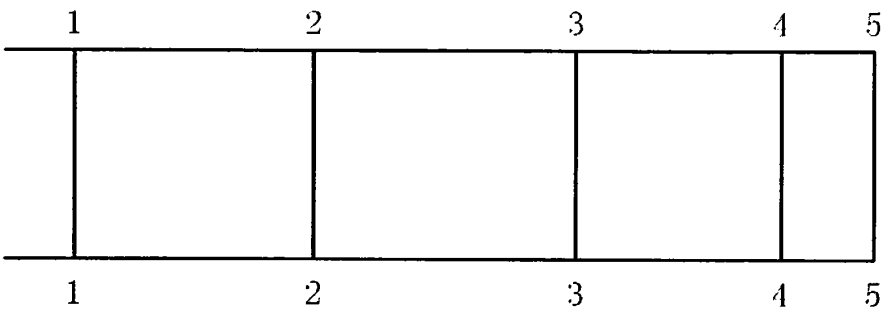


图 4.2 车架上各关键点分布图

Fig4.2 Sketch of key points on frame

由于客观条件的限制，在本文分析车架应力时，只施加了部分作用在车架上的载荷，其中包括发动机总成 5600N，水箱 600N，驾驶室及乘员 6000N，车厢及货物 60000N。其中发动机总成和水箱引起的重力载荷以集中力的形式按照安放点的实际位置及各个位置所分担的重力施加到相应节点上，而驾驶室+乘员重量以及车厢+货物重量以均布载荷的形式加到纵梁的相应部位。

4.4.2 动载荷

行驶中的汽车主要受动载荷作用，动载荷又可分为对称的动载荷和非对称的动载荷。当汽车在平坦的道路上，以较高车速行驶时，产生对称的动载荷，它的大小不仅取决于作用在车架的静载荷及其在车架上的分布，还取决于静载荷作用处的垂直加速度，受这种载荷的作用，车架会产生弯曲变形。当汽车行驶在崎岖不平的路面山时，前后几个车轮可能不在同一平面，因而产生非对称动载荷，他的大小取决于道路不平度，以及车身、车架和悬架的刚度，受这种载荷作用，车架会产生变形。

在计算中，动载荷的大小主要是用动载系数来衡量。动载系数取决于3个因素：

道路条件、汽车行驶状况（如车速）和汽车的结构参数（如悬架弹性元件的刚度、车轮刚度等）。

动载系数的计算公式为：

$$n = 1 + \frac{K_1 + K_2}{G} \cdot \frac{C_1}{1 + \frac{C_2}{v^2}} \quad (4.3)$$

式中：  $K_1$ ——前轮弹簧系统的刚度；

$K_2$ ——后轮弹簧系统的刚度；

$G$ ——车辆自重；

$C_1$ ——道路常数；

$C_2$ ——经验系数；

$v$ ——车速。

在实际加载时，可将车身自重，附件及装载质量乘以动载系数所得的动载荷施加在相应的节点上。

## 4.5 车架工况分析

### 4.5.1 满载弯曲工况

汽车车架纵梁断面的最大弯曲应力  $\sigma$  为

$$\sigma = \frac{M_{d\max}}{W} \quad (4.4)$$

式中：  $M_{d\max}$ ——最大弯矩；

$W$ ——纵梁在计算断面处的弯曲截面系数，对于槽形断面的纵梁。

$$W = \frac{(h + 6b)th}{6} \quad (4.5)$$

式中：  $h$ ——槽形断面的腹板高；

$b$ ——翼缘宽；

$t$ ——梁断面厚度。

但是汽车车架纵梁的弯曲应力不应大于其材料的许用应力

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n} \quad (4.6)$$

式中：  $\sigma_s$ ——材料屈服极限，车架的材料为16Mn，  $\sigma_s$  取值为340~360 MPa；

$n$ ——为安全系数，一般取值为1.4。

所以汽车车架纵梁断面的最大弯曲应力  $\sigma$  在242.9~257.14MPa之间。

利用 ANSYS 软件对满载静止在水平面的车架有限元模型进行分析计算，满载时载荷分布情况如图 4.2 所示，计算时约束四个车轮垂直方向的位移，约束左

前轮的纵向、横向位移，右前轮的纵向位移，左后轮的横向位移。

计算得到车架位移分布图和应力分布情况，如图 4.4~4.7 所示：

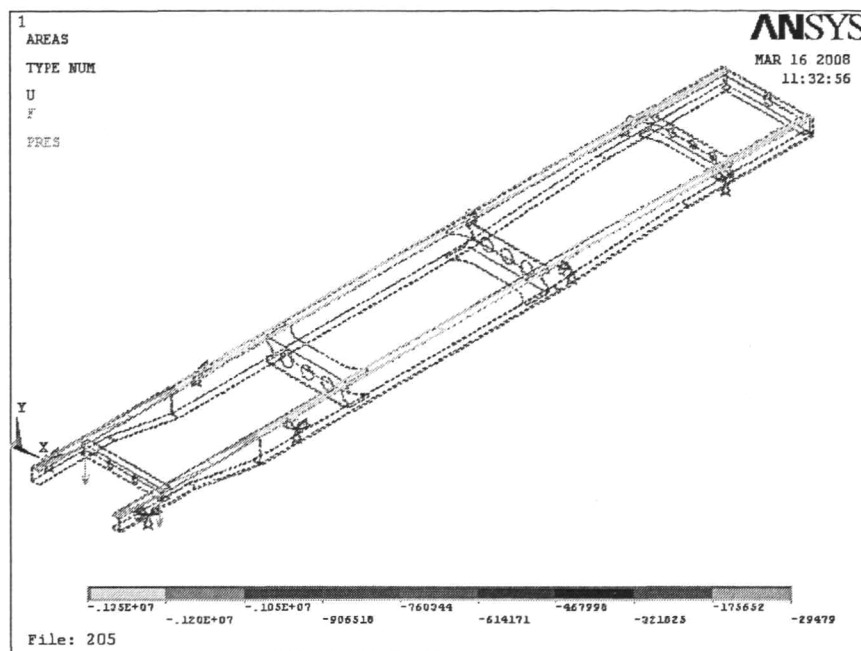


图 4.3 纯弯曲工况车架载荷分布图

Fig4.3 Load distribution under the situation of bending

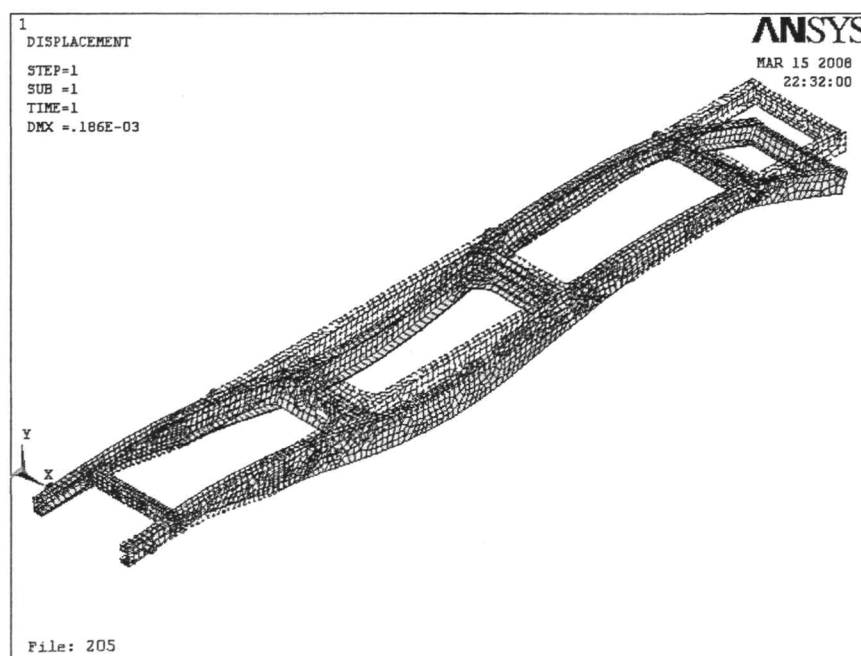


图 4.4 纯弯曲工况车架位移图一

Fig4.4 Displacement under the situation of bending

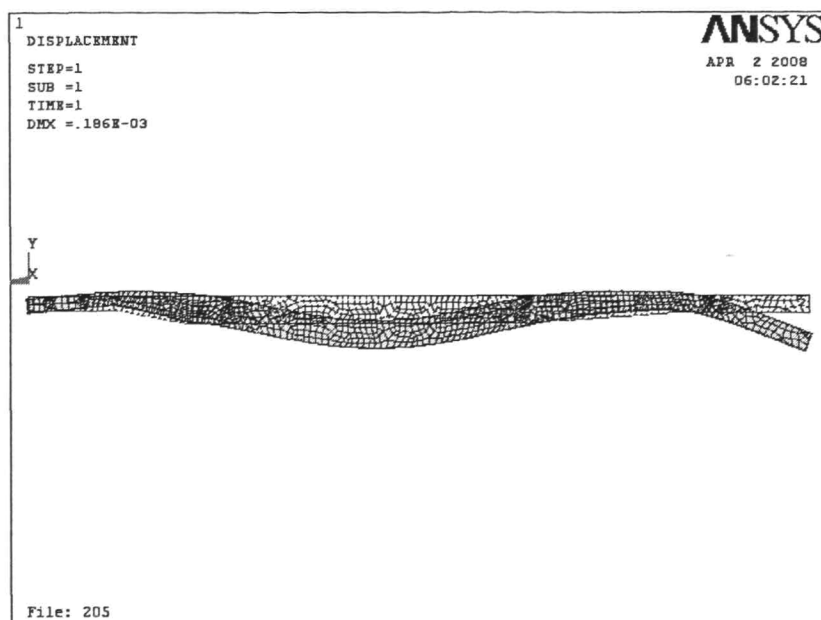


图 4.5 纯弯曲工况车架位移图二

Fig4.5 Displacement under the situation of bending

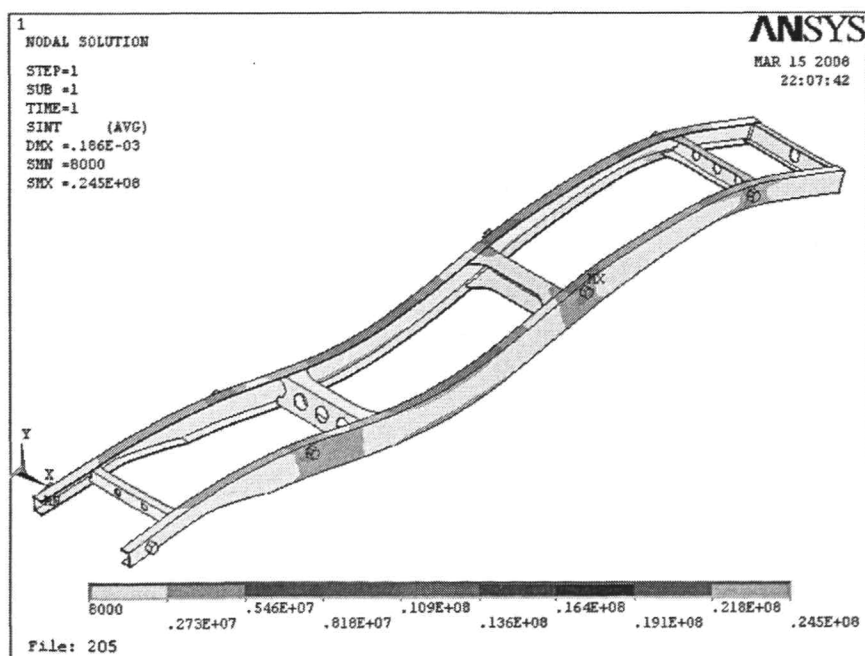


图 4.6 纯弯曲工况应力分布图

Fig4.6 Stress distribution under the situation of bending

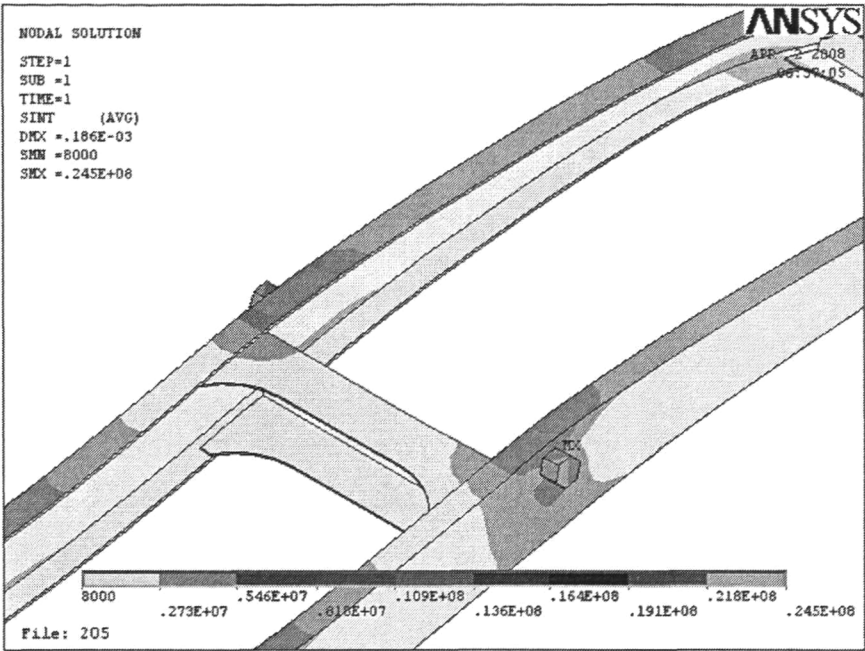


图 4.7 纯弯曲工况局部应力分布图

Fig4.7 Stress distribution on local frame under the situation of bending

由图 4.6 可以看出车架整体应力偏小，只是在力的施加点处应力稍大，但还是比材料的强度极限小很多。应力最大值出现在左后轮前支撑处，应力值为 24.5MPa，小于材料的屈服极限。因此，当车架满载静止时，满足性能要求。

车架各关键点的应力和位移如表 4.2 所示。

表 4.2 弯曲工况下车架纵梁中关键点的应力和位移

Table4.2 Stress and displacement of nodes on frame under the situation of bending

截面位置	节点号	应力/MPa	位移/mm
1-1（左）	628	1.506	0.012
1-1（右）	61	1.423	0.012
2-2（左）	3247	3.339	0.070
2-2（右）	2740	3.416	0.070
3-3（左）	3248	6.187	0.019
3-3（右）	2741	6.313	0.019
4-4（左）	3249	8.074	0.029
4-4（右）	2742	8.036	0.029
5-5（左）	3250	1.679	0.173
5-5（右）	2743	1.678	0.173



### 4.5.2 满载扭转工况

由于路面不平度的作用,汽车在行驶过程中将受到扭转载荷的作用,对汽车产生非对称支撑,从而使车架受到扭矩的作用。本文将利用有限元模型对这种工况下车架的变形以及应力状态进行分析。计算时约束四个车轮垂直方向的位移,左前轮处施加 0.1m 的位移,约束右前轮的横向位移,左后轮的纵向位移,右后轮的纵向、横向位移。

计算得到车架位移分布云图,如图 4.8、4.9 所示:

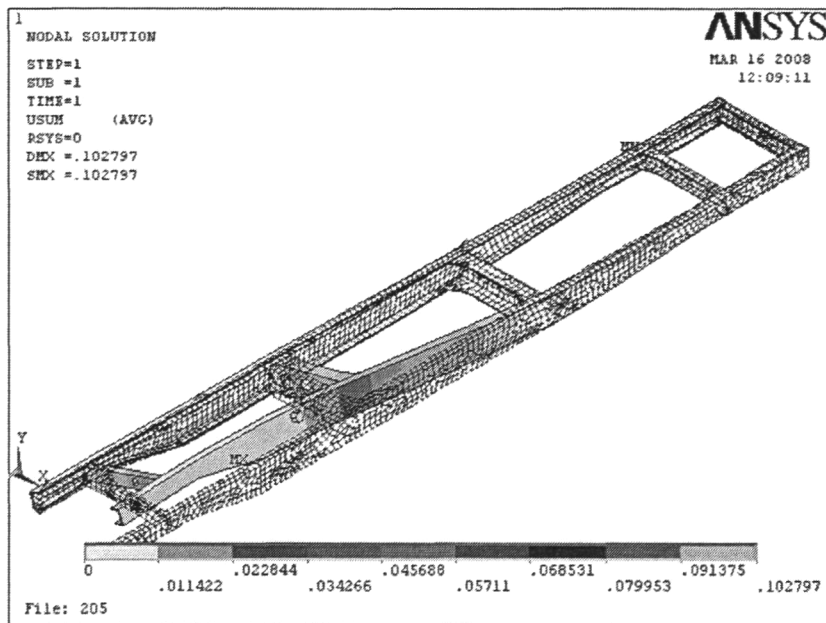


图 4.8 满载扭转工况车架变形图一

Fig4.8 Displacement under the situation of torsion

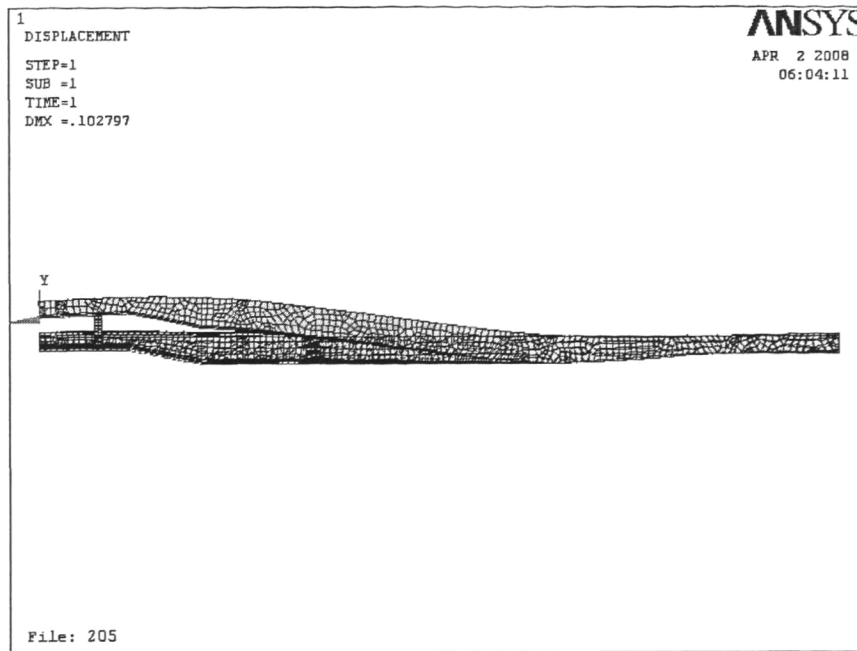


图 4.9 满载扭转工况车架变形图二

Fig4.9 Displacement under the situation of torsion

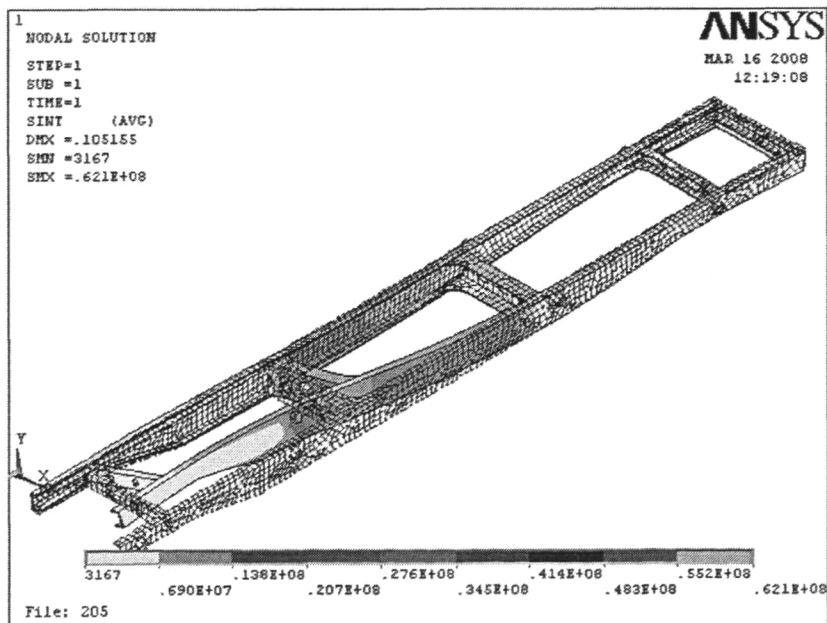


图 4.10 满载扭转工况车架应力图

Fig4.10 Stress distribution under the situation of torsion

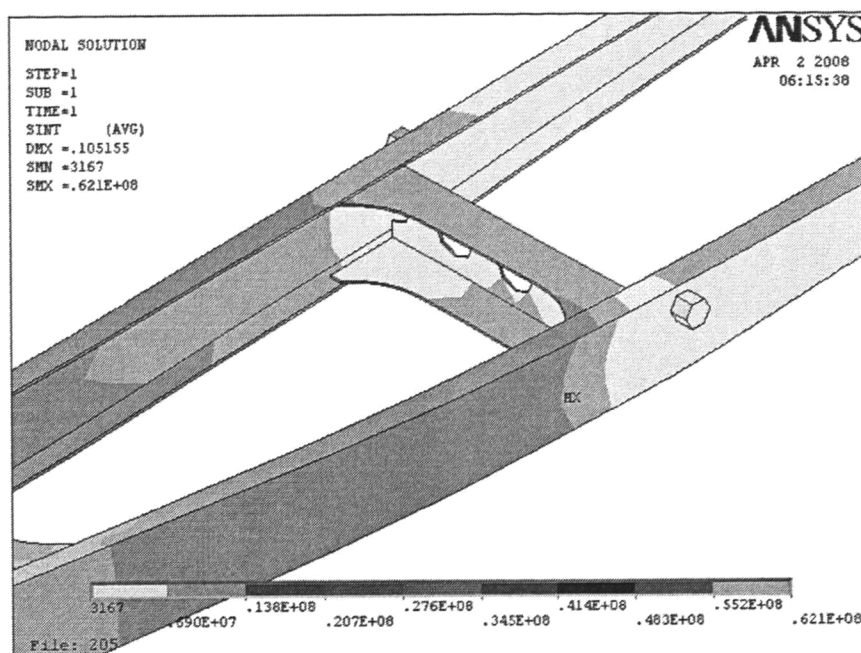


图 4.11 满载扭转工况车架应力图

Fig4.11 Stress distribution on local frame under the situation of torsion

在满载扭转工况下车驾纵梁上的最大应力发生在车架被抬起的部位，在车架第一跟横梁和第二跟横梁之间。在此工况下，车架上纵梁的最大应力达到 62.1MPa，取车架的安全系数为 1.5。材料的屈服极限为 280~350MPa。

$$\sigma \times n = 62.1 \times 1.5 = 93.15 < [\sigma] \quad (4.7)$$

在这种比较恶劣的弯扭联合工况下，车架的总体应力值仍然能满足要求。各关键点应力和位移如表 4.3 所示。

表 4.3 扭转工况下车架纵梁中关键点的应力和位移

Table4.3 Stress and displacement of nodes on frame under the situation of torsion

截面位置	节点号	应力/MPa	位移/mm
1-1（左）	628	5.201	99.29
1-1（右）	61	5.761	7.10
2-2（左）	3247	10.101	68.93
2-2（右）	2740	6.600	1.72
3-3（左）	3248	4.903	1.54
3-3（右）	2741	10.712	1.57
4-4（左）	3249	9.607	1.72
4-4（右）	2742	2.614	2.14
5-5（左）	3250	1.645	11.03
5-5（右）	2743	1.741	12.60

4.5.3 紧急制动工况

货车车架在使用过程中常常发生与悬架连接处的车架开裂现象，这与车辆使用中的紧急制动工况有很大关系，有必要分析车架或车身结构在制动载荷条件下的强度指标。汽车在行驶过程中由于行驶工况的改变，车辆常常会经历加速或减速的情况，而导致惯性力的产生。由于惯性力的作用车架将承受和行驶方向相反的纵向载荷的作用，纵向载荷的大小取决于制动减速度和车载质量的大小，惯性力的大小取决于制动减速度的大小。在本文的研究中以制动时前、后各车轮同时抱死的情况进行计算，在车架上施加一个纵向加速度来模拟紧急制动工况。以汽车的初始速度 60m/s，制动距离为 7m 进行模拟，即制动减速度 $19.8m/s^2$ 来进行计算。当然在实际中根本不可能达到这么大的制动减速度，但作为对车架的强度和刚度进行校核时可假设其能达到上述的制动减速度，这样计算所得到的结果具有更高的安全系数。汽车在紧急制动的情况下汽车的车速是一个逐渐减小的过程，故在计算时取动载系数为 1.5。

紧急制动工况下的边界条件为：约束前轮装配位置处节点三个平动自由度 UX，UY，UZ，释放节点三个转动自由度 ROTX，ROTY，ROTZ；约束后轮装配位置处节点的垂直自由度 UZ 和纵向自由度 UX，释放节点其它各自由度。

在纵向加速度的作用下，车身尾部略向前收缩，而车身前部略向前倾。由于底层质量分配比重和底部纵向刚度与顶层基本一致，所以没有出现顶层明显的前倾现象。最大变形发生在车架前部驾驶室安装位置上，最大变形量为 2.889 mm。变形量相对较小，最大变形量的产生主要是由驾驶室质量和发动机质量共同作用的结果。此时车架的应力和位移分布分别如图 4.12~4.15 所示。

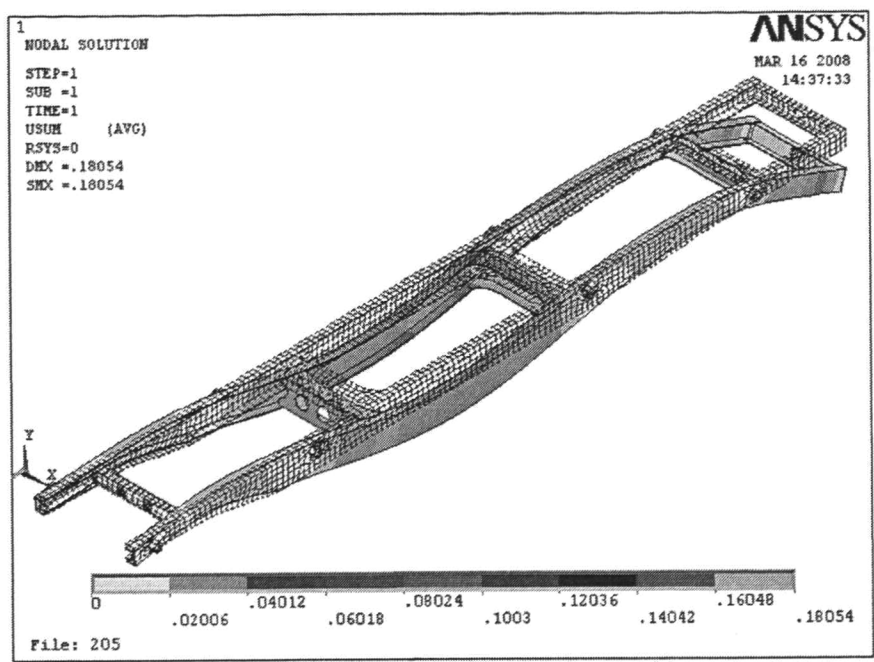


图 4.12 制动工况车架变形图一

Fig4.12 Displacement under the situation of braking

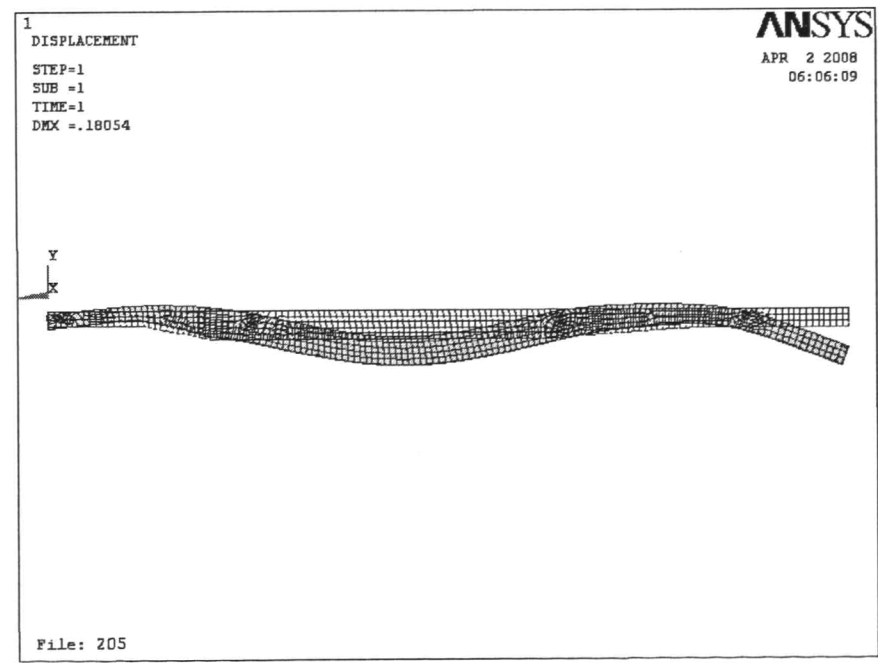


图 4.13 制动工况车架变形图二

Fig4.13 Displacement under the situation of braking

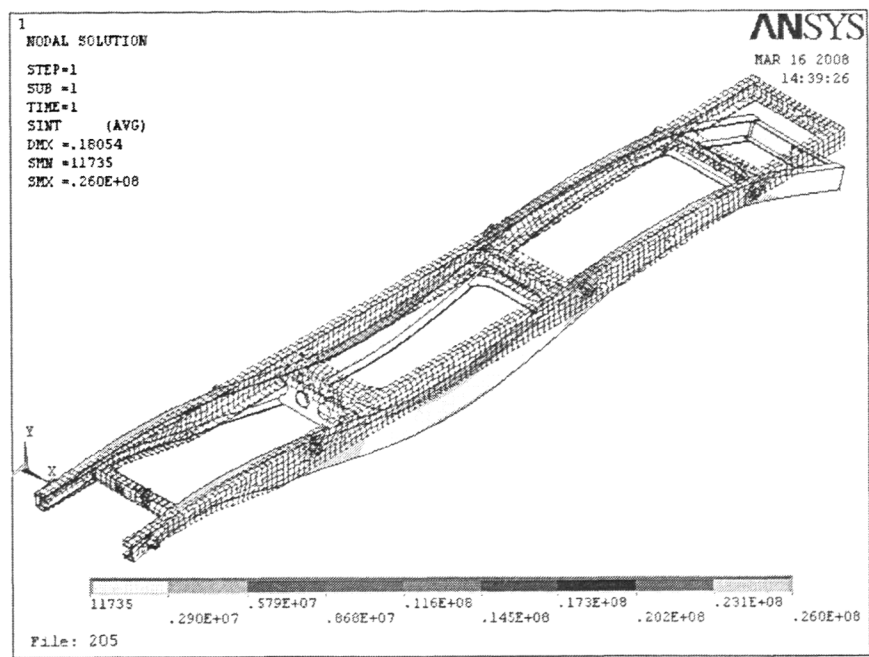


图 4.14 制动工况应力分布图

Fig4.14 Stress distribution under the situation of braking

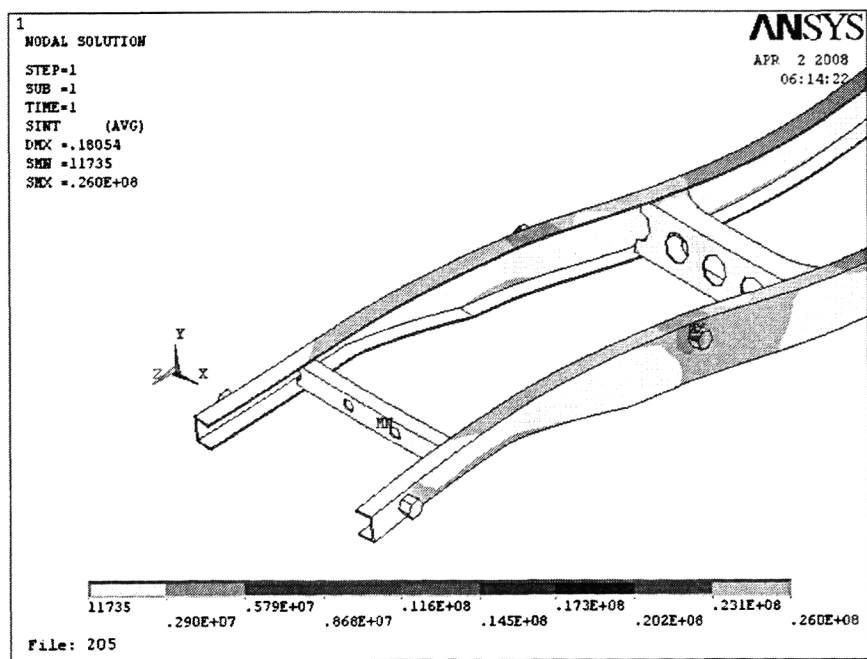


图 4.15 纯弯曲工况局部应力分布图

Fig4.15 Stress distribution on local frame under the situation of bending

紧急制动工况下车架中所选各关键点处的应力和位移值如表 4.4 所示。

在紧急制动工况下，从表 4.4 中可以看出车架纵梁上最大应力发生在前轮后支撑处，最大应力为 26MPa，车架纵梁上各点的应力均远远小于材料的屈服强度，并具有高的安全系数。

表 4.4 制动工况下车架纵梁中关键点的应力和位移

Table 4.4 Stress and displacement of nodes on frame under the situation of braking

截面位置	节点号	应力/MPa	位移/mm
1-1（左）	628	5.201	0.020
1-1（右）	61	5.761	0.020
2-2（左）	3247	8.91	0.007
2-2（右）	2740	8.91	0.007
3-3（左）	3248	8.62	0.012
3-3（右）	2741	8.62	0.012
4-4（左）	3249	6.79	0.017
4-4（右）	2742	6.79	0.017
5-5（左）	3250	4.45	0.023
5-5（右）	2743	4.45	0.023

4.5.4 紧急转弯工况

汽车满载转弯时，车架将受到侧向离心力的作用而产生侧向载荷。由于离心加速度的大小是由转弯半径以及汽车的行驶车速决定，并且在转弯的时候必然会有减速的过程，所以还有减速加速度。作为近似计算，本文通过在横向（Y 轴负方向）施加一个侧向加速度 0.5g 和在纵向（X 轴负方向）施加一个减速加速度 0.5g 来模拟左转弯工况。此外，离心力的大小还受到车载质量的影响。该工况假设后轴完全侧滑的极限状态。动载系数取为 1.5。

紧急转弯工况下的边界条件：约束左前轮装配位置处节点三个平动自由度 UX，UY，UZ，释放该节点处的三个转动自由度 ROTX，ROTY，ROTZ；约束右前轮装配位置处节点的垂直方向自由度 UZ、纵向自由度 UX，而释放该节点处的其它自由度；约束后轮装配位置处节点的垂直方向自由度 UZ，释放其余所有自由度。

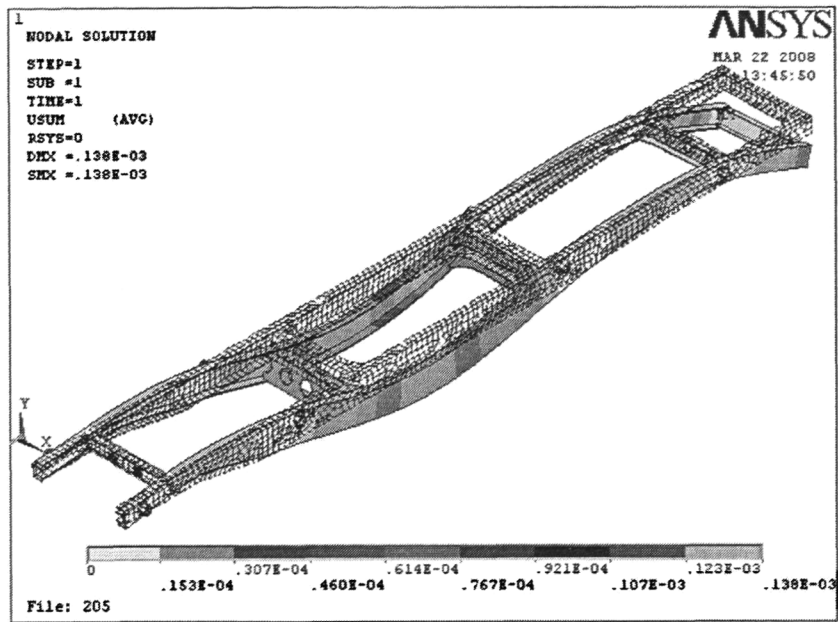


图 4.16 紧急转弯工况车架位移图

Fig4.16 Displacement under the situation of swerve

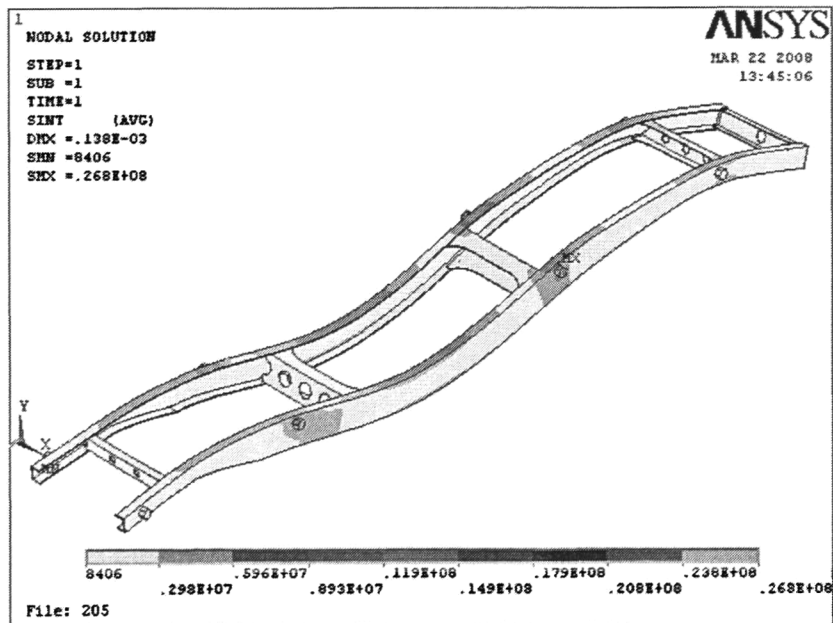


图 4.17 紧急转弯工况应力分布

Fig4.17 Stress distribution under the situation of swerve



紧急转弯工况下车架中所选各关键点处的应力和位移值如表 4.5 所示。从表 4.5 的计算结果中可以看出,车架的纵梁中应力比较大的部位分布在第三根横梁与第四根横梁之间,最大应力为 26 MPa,远远小于材料的屈服强度。

表 4.5 紧急转弯工况下车架纵梁中关键点的应力和位移

Table4.5 Stress and displacement of points on frame under the situation of swerve

截面位置	节点号	应力/MPa	位移/mm
1-1 (左)	628	1.53	0.013
1-1 (右)	61	1.43	0.013
2-2 (左)	3247	3.34	0.069
2-2 (右)	2740	3.54	0.070
3-3 (左)	3248	6.31	0.024
3-3 (右)	2741	6.57	0.024
4-4 (左)	3249	8.79	0.008
4-4 (右)	2742	8.79	0.022
5-5 (左)	3250	1.77	0.132
5-5 (右)	2743	1.77	0.132

4.6 本章小结

本章首先介绍了有限元静态分析的基本理论和基本方法,然后对车架在各种工况下进行了有限元静态响应分析,选择了满载弯曲、极限扭转、紧急制动和紧急转弯四种典型工况,在各工况下施加了相应的载荷和边界条件,通过计算找出了车架在各种工况下的应力分布、位移变化等,得到了车架的强度、刚度特性。通过计算,车架纵梁的强度和刚度特性很好,可以将其厚度适当减小 0.5~1mm 以减轻整车质量和节省材料。在四种工况中,满载扭转工况下车架的变形量相对较大,容易造成车架的开裂,故而在汽车的行驶过程中要尽量避免该情况的发生。本章的计算为车架的优化设计和车架结构的改进提供了依据。

## 第五章 车架的有限元模态分析

### 5.1 引言

在汽车行驶时,作用在汽车各部件上的载荷都是动载荷。若所受动载荷较小时,只需进行静态分析即可。若汽车行驶在凹凸不平的道路上,使得在它上面行驶的车辆产生垂直方向的位移变动,道路表面的凹凸不平是随机的,它对车辆产生随机激励。如果这种随机激励引起的振动过大的话,将使得乘员感到不舒服和不适应,对车架造成强度破坏或产生不允许的大变形。因此我们有必要研究汽车结构振动的固有频率及其相应的振型。模态是振动系统特性的一种表征,它实为构成各种工程结构复杂振动的那些最简单或最基本的振动形态。通过模态分析可以得到结构的固有频率和主要振型,为振动系统动态设计及故障诊断提供依据,同时,它也是其它更详细动力学分析(如谐响分析、瞬态动力学分析和谱分析)的基础。

有限元模态分析是辨识汽车结构动态性能的一种有效手段,在汽车车架或车身动态性能研究中得到了广泛应用。

### 5.2 模态分析的基本理论<sup>[29][30]</sup>

用模态分析可以确定一个结构的固有频率和振型。固有频率和振型是承受动态载荷结构设计中的重要参数。

根据振动理论,多自由度系统以某个固有频率振动时所呈现出的振动形态称为模态,此时系统各点位移存在一定的比例关系,称固有振型。不论何种阻尼情况,机械结构上各点对外力的响应都可以表示成由固有频率、阻尼比和振型等模态参数组成的各阶振型模态的叠加。模态分析的核心内容是确定描述结构系统动态特性的参数<sup>[29]</sup>。对于一个N自由度线性系统,其运动微分方程为

$$MX'' + CX' + KX = F(t) \quad (5.1)$$

式中: M——质量矩阵;

K——刚度矩阵;

X——位移向量;

F(t)——作用力向量;

t——时间。

当F(t)=0时,忽略阻尼C影响,方程变为

$$MX'' + KX = 0 \quad (5.2)$$

自由振动时, 结构上各点作简谐振动, 各节点位移

$$X = \Phi - e^{j\omega t} \quad (5.3)$$

由式 (5.2)、(5.3) 得

$$(K - \omega^2 M)\Phi = 0 \quad (5.4)$$

求出特征值  $\omega^2$  和特征值  $\Phi$ 。

又  $\omega = 2\pi f$

求得系统各阶固有频率即模态频率, 固有振型即模态振型。

### 5.3 模态的提取方法<sup>[31][32][33]</sup>

模态基本方程的求解是一个典型的广义特征值问题, 它具有许多的振型求解方法。ANSYS软件提供了六种求解的方法。即: Block Lanczos (默认), Subspace, PowerDynamics, Reduced, Unsymmetric, Damped和QR Damped。其中最常用的是Block Lanczos, Subspace, PowerDynamics和Reduced四种方法。

Block Lanczos法采用Lanczos算法, 使用稀疏矩阵来求解广义特征值, 即通过一组向量来实现Lanczos递归。此法和Subspace方法一样精确但速度要更快。在寻找某个指定系统的特征值谱中的给定范围内的固有频率时, Block Lanczos法比较有效。故在工程中常用来提取大模型具有对称特征值的多阶模态, 而且其在有限元模型中允许有质量较差的实体与板壳单元。

Subspace法利用Subspace迭代技术, 使用广义Jacobi迭代算法进行求解。由于在计算中它采用全刚度和质量矩阵, 所以它的计算精确更高, 但计算速度慢。该法适用于精度要求高而又难以选择主自由度的情形。

PowerDynamics法虽然也是利用Subspace迭代技术, 但它使用PCG求解器。这种方法求解速度较之于Block Lanczos法和Subspace法都要快。但是如果单元发生或者矩阵呈病态时, 可能导致求解难以收敛。这种方法适于求解自由度数高于100000阶的大模型工程问题的起始少数阶模态。

Reduced法采用HBI (Householder-Bisection-Inverse) 迭代来计算特征值和特征向量。由于它是采用一个较小的自由度子集即主自由度 (Master DOFs) 来求解, 所以它的速度更快, 尽管主自由度能够形成精确的刚度矩阵[K], 但其精度还是有赖于质量矩阵[M]的精度, 即依赖于主自由度的数量和位置的选择。

本文采用Block Lanczos法, 使用稀疏矩阵来求解广义特征值, 即通过一组向量来实现Lanczos递归。这种方法求解速度比较快, 在寻找某个指定系统的特征值谱中给定范围内的固有频率时, Block Lanczos法比较有效, 而且在有限元模型中允许有质量较差的实体与板壳单元。

由于结构的振动可以表达为各阶固有振型的线性组合, 其中低阶的振型对结

构的动力影响程度比高阶振型大。因此，低阶振型决定了结构的动态特性

## 5.4 车架有限元模态分析的步骤

### 5.4.1 模型的建立

模态分析建模的方法与静态分析基本相同，需要注意的是：

①模态分析中只有线性行为是有效的，如果指定了非线性单元，它们将被当作是线性的。例如，如果分析中包含了接触单元，则系统取其初始状态的刚度值，并且不再改变此刚度值。

②必须指定杨氏弹性模量EX（或某种形式的刚度）和密度DENS（或某种形式的质量）。材料性质可以是线性的或非线性的、各向同性或正交各向异性的、恒定的或与温度有关的，非线性特性将被忽略。

### 5.4.2 边界条件的确立

约束左前轮装配位置处节点的两个平动自由度 UX, UY, UZ；约束右前轮装配位置处节点的两个平动自由度 UX, UY；约束左后轮装配位置处节点的两个平动自由度 UY, UZ；约束右后轮装配位置处节点的两个平动自由度 UY。释放各节点其它各自由度。

### 5.4.2 加载与求解

这一步要定义分析类型和分析选向，施加约束，指定加载步选项，然后进行固有频率的计算。

① 指定分析类型。

创建一个新的分析，选择分析类型为模态分析。

②设定模态分析选项。

考虑到对车架动态特性影响较大的频率集中在低、中频段，因此提取模型的低、中频段的各阶模态，就可以满足对车驾进行动力学特性研究的要求

### 5.4.3 模态计算结果分析

根据上述模型进行模态求解，提取了车架的前10阶频率。各阶频率值如表5.1所示。

表5.1 车架各阶频率

Table5.1 Frequencies of frame

阶数	频率/HZ	最大变形/mm	振型特征
1	97.442	28.113	一阶弯曲
2	98.272	14.816	一阶扭转
3	137.73	15.538	二阶弯曲
4	138.57	27.919	摆动
5	183.48	23.797	二阶扭转
6	193.97	20.068	扭转+弯曲
7	206.33	17.644	二阶弯曲+摆动
8	216.76	14.946	二阶弯曲+扭转
9	226.17	31.473	三阶弯曲
10	254.57	20.926	三阶扭转

由图5.1至图5.20车架的各阶振型图可以看出，第一阶是车架绕纵轴的一阶弯曲振动，车架尾部振幅较大，头部振幅较小；第二阶是车架的一阶扭转振型，车架前部振幅较大；第三阶是车架的二阶弯曲振型，最大振幅在车架中部；第四阶是车架的单向摆动振型，振幅相对较小；第五阶是车架的二阶扭转振型；第六阶是车架的一阶弯曲和扭转的复合振型；第七阶是车架的复合振型，为车架的二阶弯曲和摆向的复合；第八阶为车架的二阶弯曲振型和扭转振型的复合。第九阶是车架三阶弯曲振型；第十阶是车架三阶扭转振型。

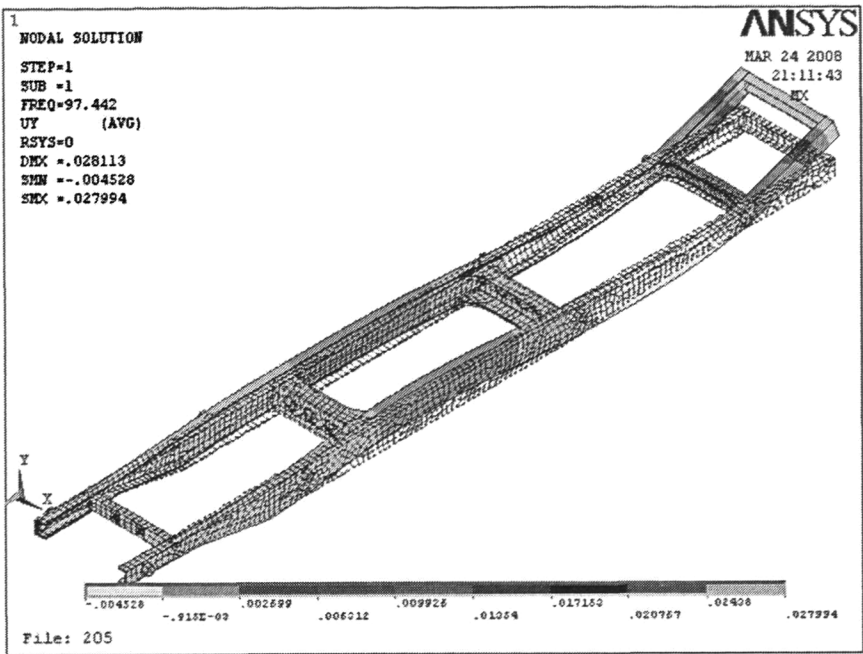


图5.1 车架第一阶振型

Fig5.1 First set frequency of frame

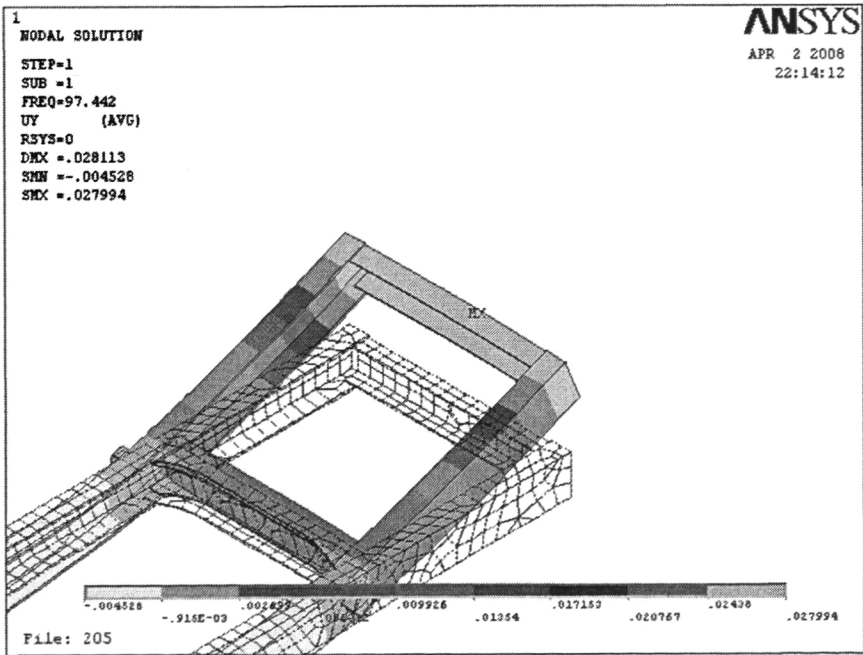


图5.2 车架第一阶局部振型

Fig5.2 First set frequency of local frame

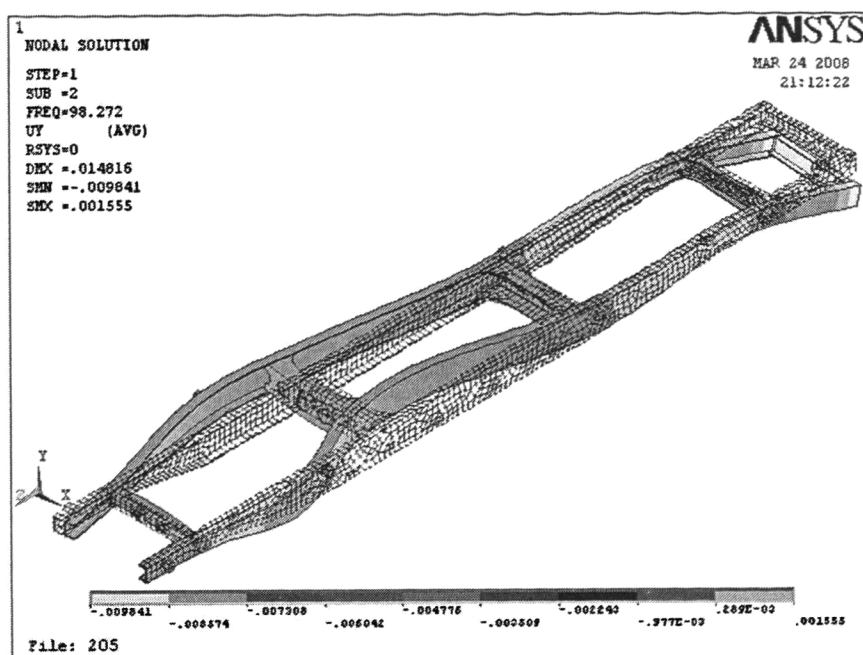


图5.3 车架第二阶振型

Fig5.3 Second set frequency of frame

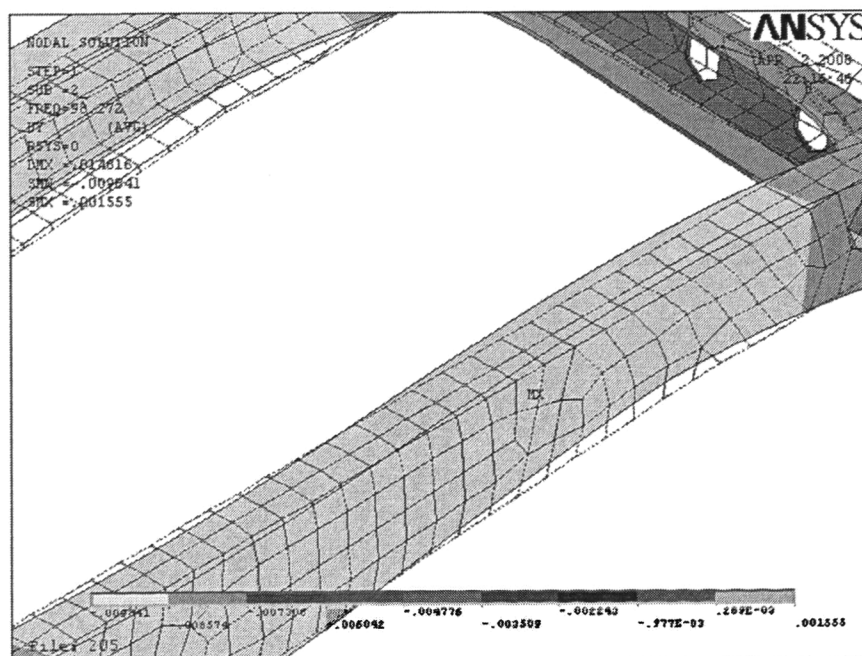


图5.4 车架第二阶局部振型

Fig5.4 Second set frequency of local frame

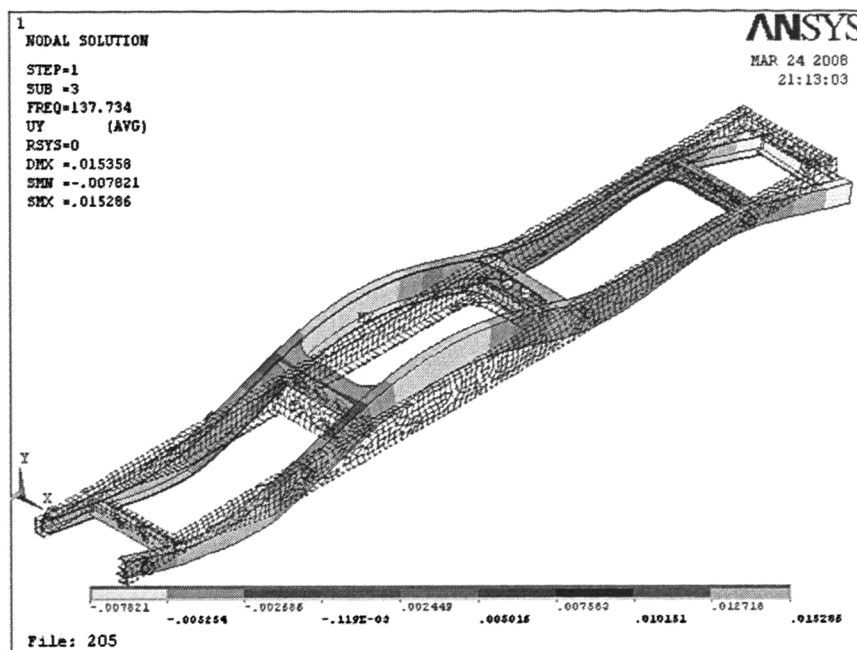


图5.5 车架第三阶振型

Fig5.5 Third set frequency of frame

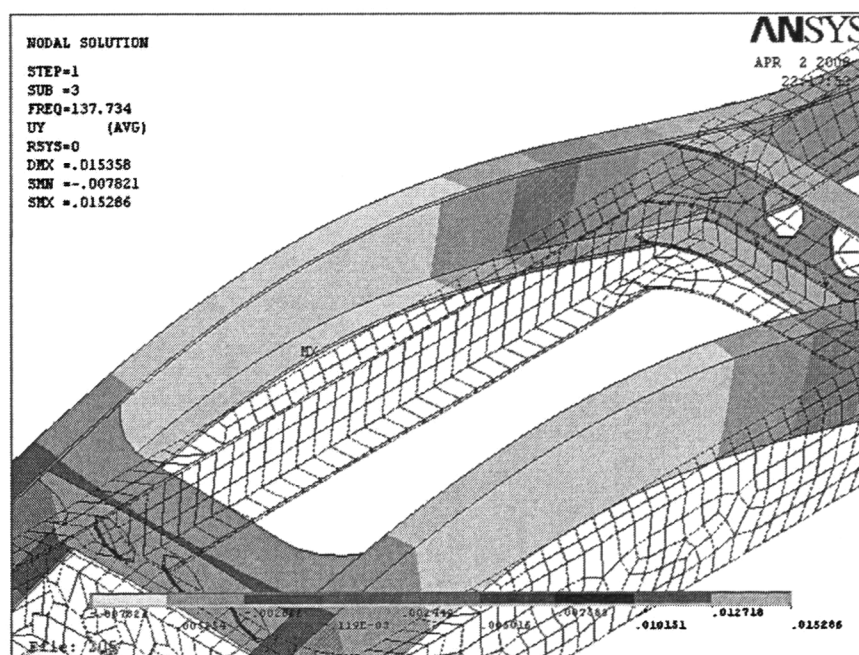


图5.6 车架第三阶局部振型

Fig5.6 Third set frequency of local frame



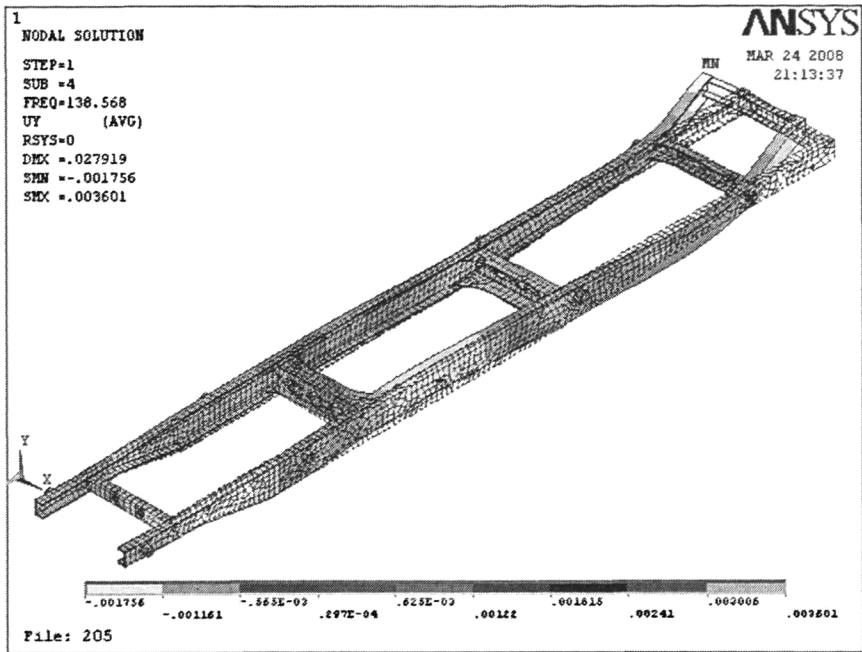


图5.7 车架第四阶振型

Fig5.7 Fourth set frequency of frame

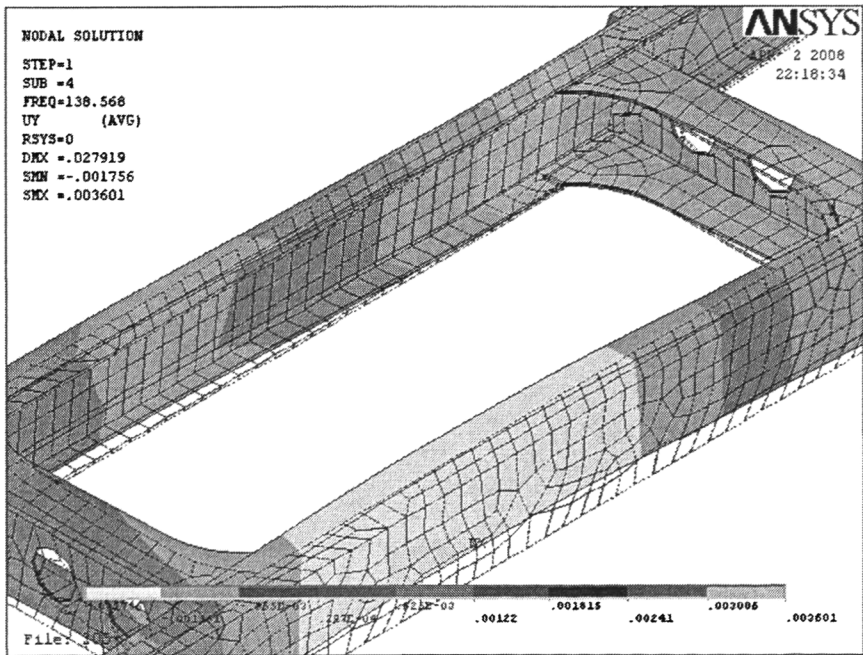


图5.8 车架第四阶局部振型

Fig5.8 Fourth set frequency of local frame

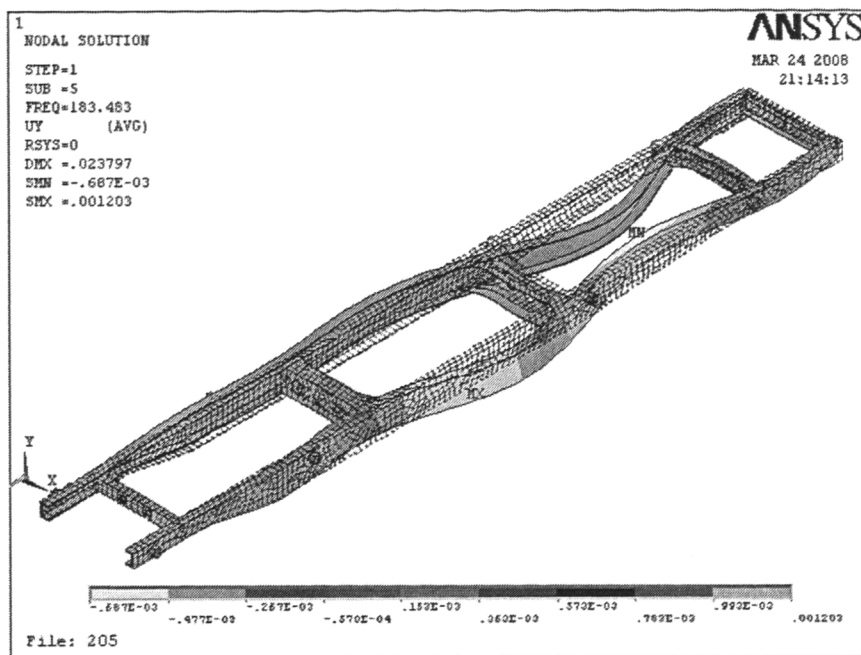


图5.9 车架第五阶振型

Fig5.9 Fifth set frequency of frame

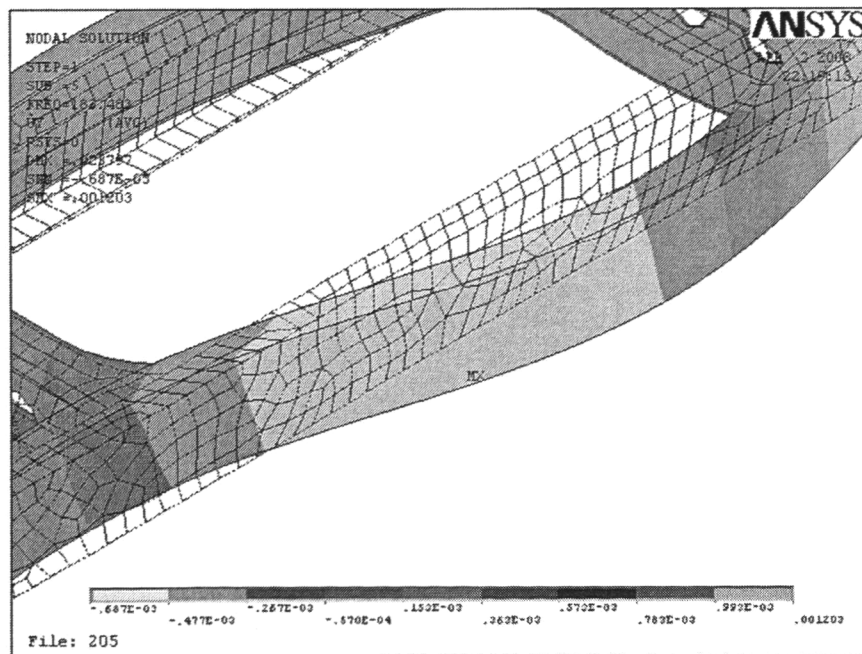


图5.10 车架第五阶局部振型

Fig5.10 Fifth set frequency of local frame

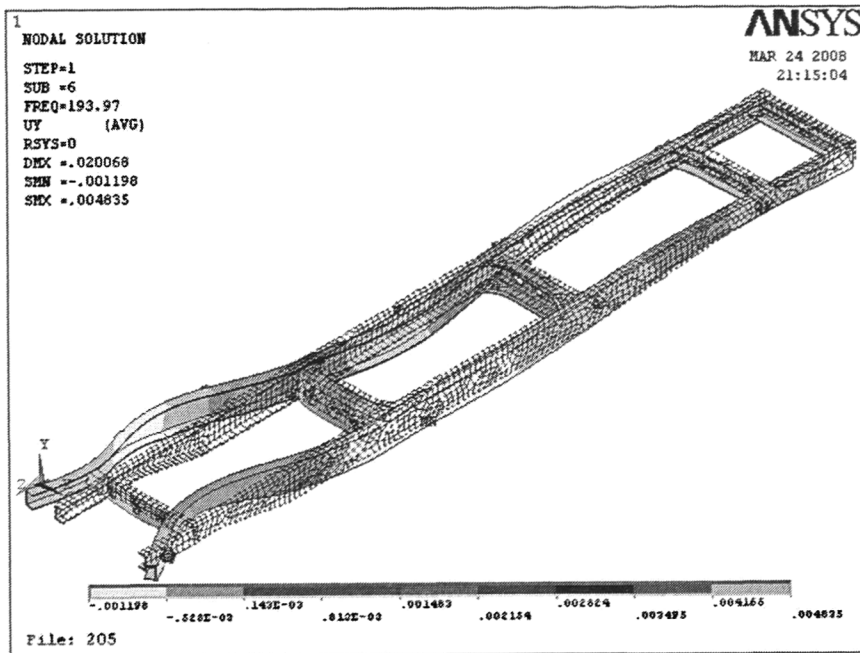


图5.11 车架第六阶振型

Fig5.11 Sixth set frequency of frame

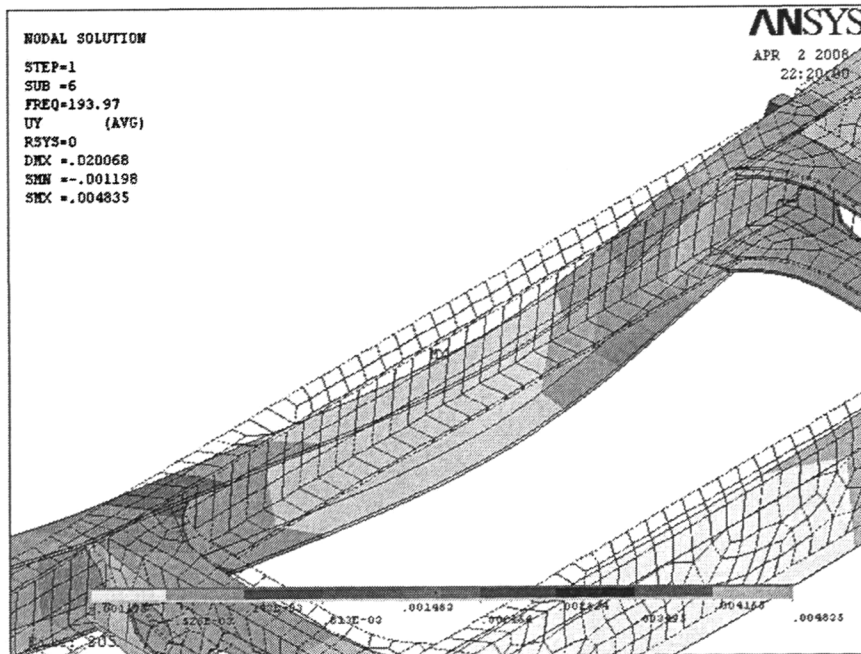


图5.12 车架第六阶局部振型

Fig5.12 Sixth set frequency of local frame

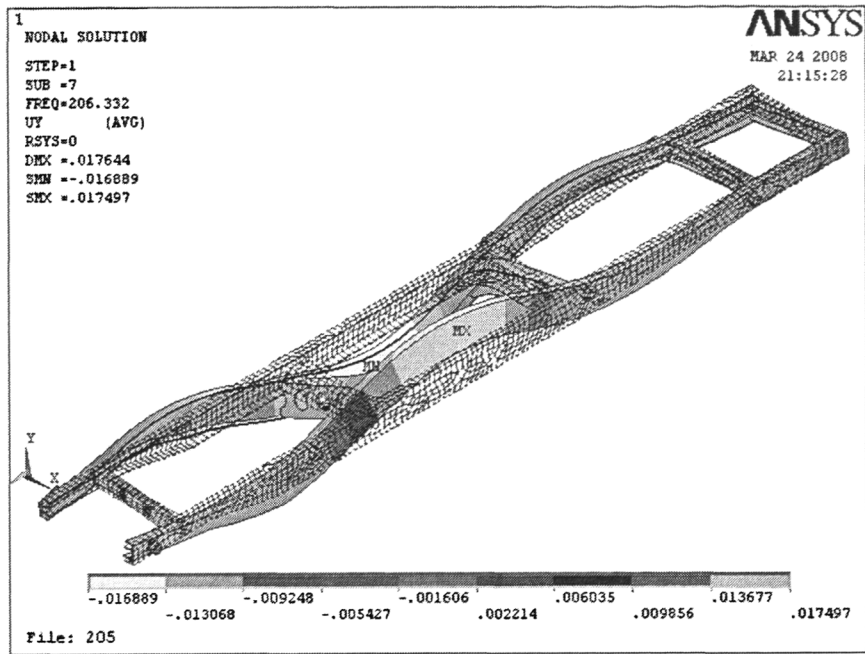


图5.13 车架第七阶振型

Fig5.13 Seventh set frequency of frame

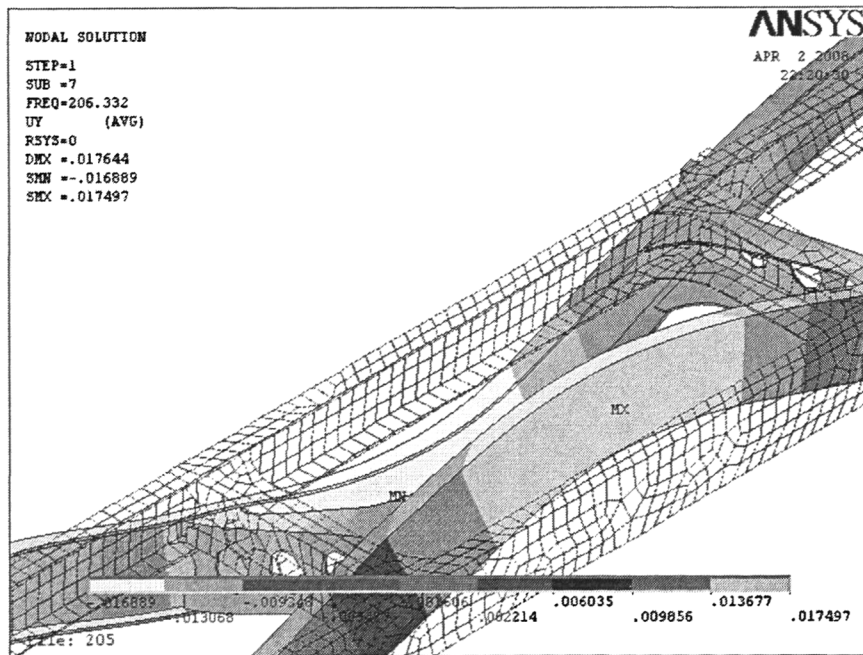


图5.14 车架第七阶局部振型

Fig5.14 Seventh set frequency of local frame

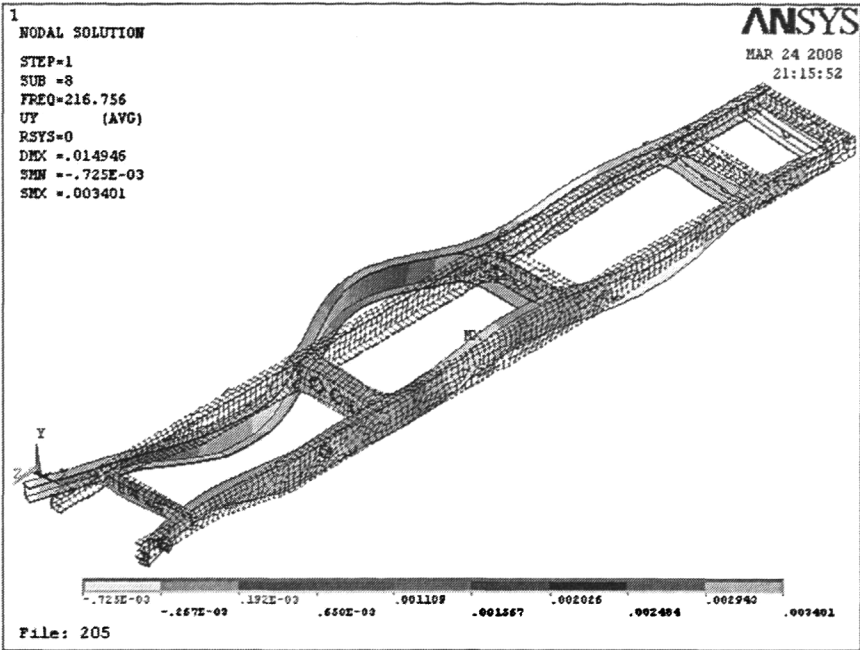


图5.15 车架第八阶振型

Fig5.15 Eighth set frequency of frame

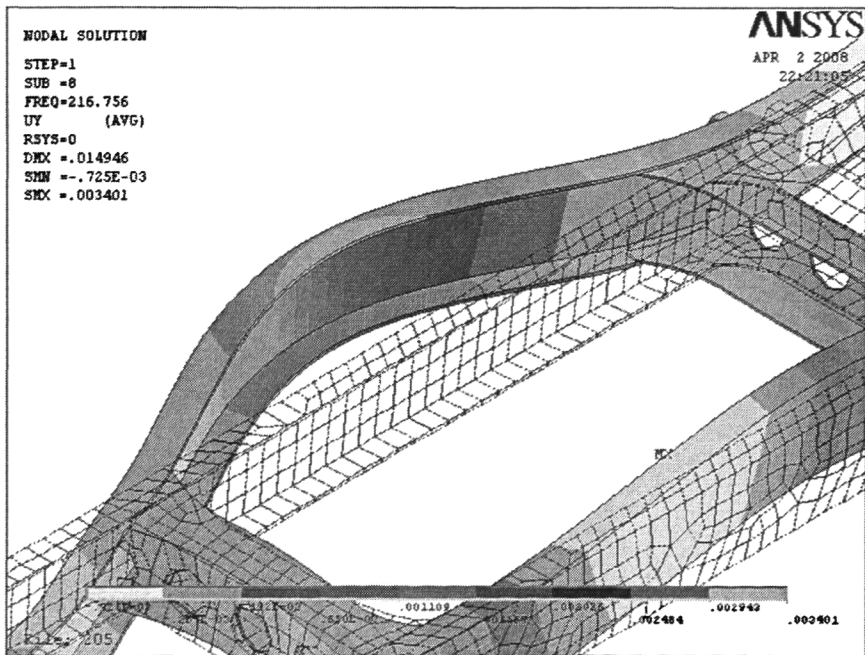


图5.16 车架第八阶局部振型

Fig5.16 Eighth set frequency of local frame

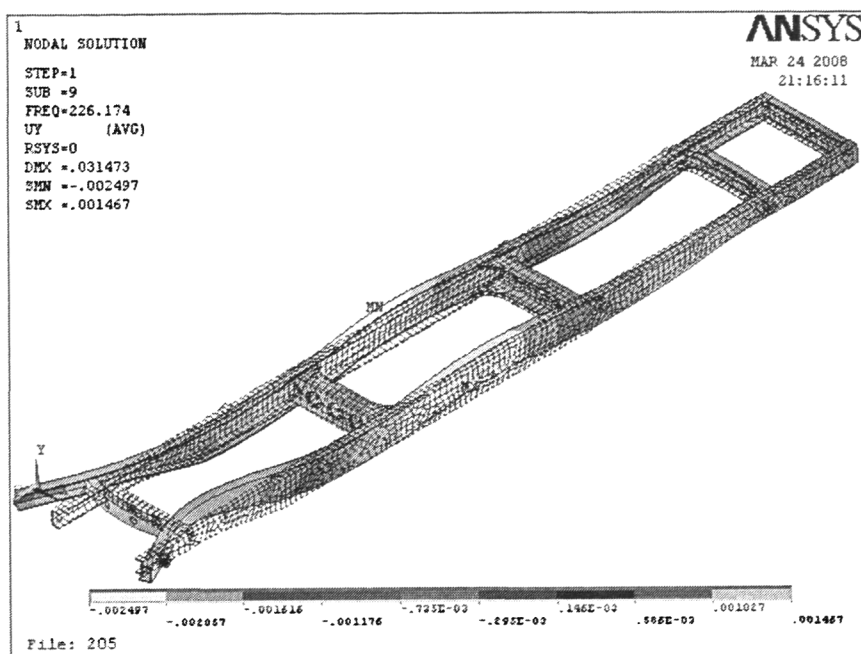


图5.17 车架第九阶振型

Fig5.17 Ninth set frequency of frame

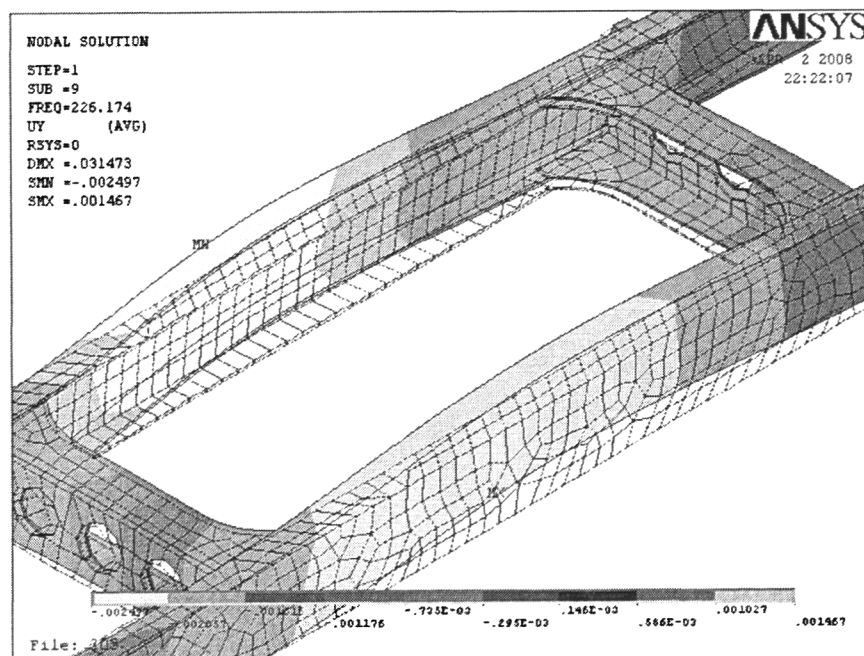


图5.18 车架第九阶局部振型

Fig5.18 Ninth set frequency of local frame

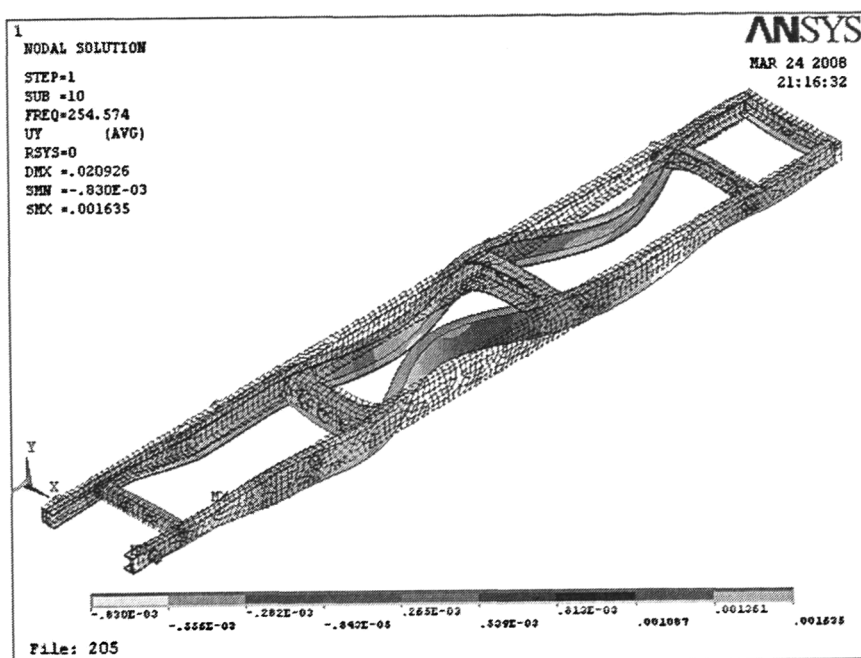


图5.19 车架第十阶振型

Fig5.19 Tenth set frequency of frame

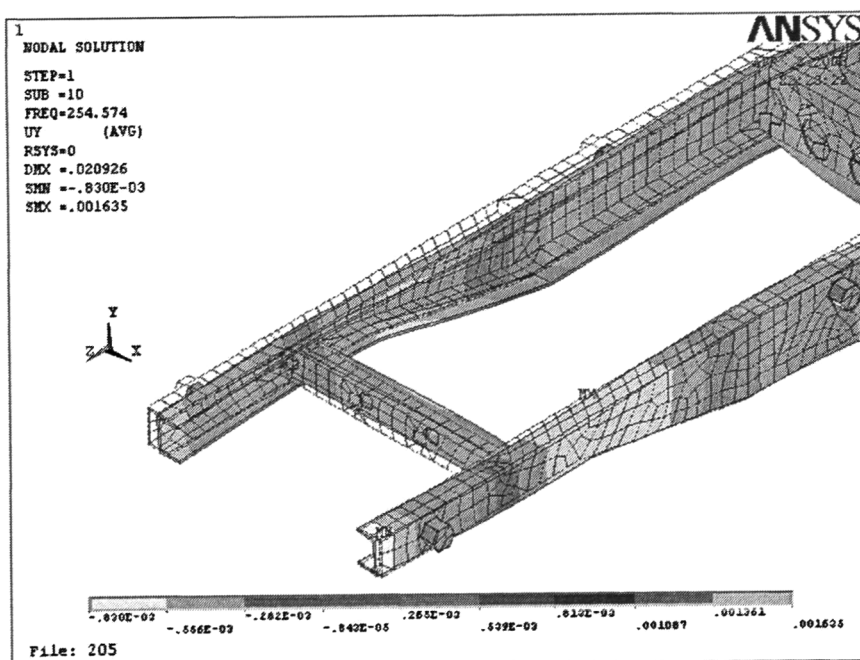


图5.20 车架第十阶局部振型

Fig5.20 Tenth set frequency of local frame

车架所受的随机激励主要是路面的凹凸不平引起的位移激励。路面的不平度通常是用路面谱密度来描述的。路面谱密度是受多种因素影响的,具有很大的不确定性。再者路面的激励通过轮胎、悬架等弹性元件传递到车架上,其大小又会发生较大的变化。而且不同型号的汽车在相同的路面谱激励下,车架所受的激励也是不同的。路面的激励频率一般在25Hz以下,车架的固有频率在90Hz以上,因此不处于路面激励频率范围之内,不容易发生严重的扭转变形。

该货车发动机怠速激励频率为30Hz,在正常车速50~90km/h时,发动机爆发频率为40~100Hz,1阶和2阶频率都在发动机正常工作时的爆发频率内,极有可能发生共振。高阶振型对结构的动力特性影响很小。

车架振动比较大的部位集中在车架的前端以及第二根横梁和第三跟横梁之间。由于车架头部主要安装驾驶室等部件,所以车架头部的振动对汽车的乘坐舒适性将会有一定程度上的影响。

## 5.5 本章小结

本章介绍了有限元模态分析的基本理论,以及使用有限元分析软件 ANSYS 进行模态分析时的基本方法。依据前面建立车架有限元模型,应用 Block Lanczos 法对车架进行了模态分析,得出了车架的前十阶固有频率和振型,对得到的各阶模态的振型特征进行了说明,对计算的结果进行了总结。本章的结果为改进车架结构设计提供了理论依据,为进一步建立结构的振动方程,预估系统在外力作用下的响应,为深入研究振动、疲劳和噪声等问题奠定了基础。



## 第六章 车架的轻量化设计

### 6.1 概述<sup>[34][35]</sup>

车架的轻量化设计属于优化设计,而优化设计是现代设计方法的主要内容,也是计算机辅助设计的核心内容部分。机械优化设计是以数字规划论为基础的,运用计算机寻求机械设计最优参数的现代设计方法。采用这种方法可以使设计方案按预定目标达到完善的地步,并带来显著的经济效益。近几十年来机械优化设计研究的发展表明,优化设计已经愈来愈多地应用于产品设计中,如零部件的优化设计、结构的优化设计、工艺装备基本参数的优化设计等等,而且取得了显著的经济效果。

汽车工业随着国民经济的发展和交通运输体系的全面建立得到了飞速的发展。汽车产品开发和科学管理采用了现代的计算机辅助设计,而优化设计又是其灵魂和核心。汽车优化设计已应用于诸多领域的很多环节,如汽车整车动力系统优化和匹配,汽车的发动机、底盘、车身等各主要总成的优化设计、汽车车身 CAD/CAE/CAM 一体优化等,使汽车产品的性能和水平得到提高,生产的科学管理得到加强。

### 6.2 ANSYS 优化设计

#### 6.2.1 结构优化设计概述<sup>[36][37]</sup>

优化设计是一种寻找确定最优设计方案的技术。所谓“最优设计”,指的是一种方案可以满足所有的设计要求,而且所需支出(如重量、面积、体积、应力和费用等)最小。也就是说,最优设计方案就是一个最有效率的方案。<sup>[38]</sup>

设计方案的任何方面都是可以优化的,例如:尺寸、形状、支撑位置、制造费用、自然频率以及材料特性等。实际上,所有可以参数化的 ANSYS 选项都可以作优化设计。

ANSYS 程序提供了两种优化的方法,这两种方法可以处理大多数的优化问题。零阶方法是一个完善的处理方法,可以很有效地处理大多数的工程问题。一阶方法基于目标函数对设计变量的敏感程度,因此更加适合于精确的优化分析<sup>[39]</sup>。

对于这两种方法,ANSYS 程序提供了一系列分析——评估——修正的循环过程。就是对于初始设计进行分析,对分析结果就设计要求进行评估,然后修正设计。这一循环过程将重复进行直到所有设计要求都满足为止。

除了这两种优化设计方法外,ANSYS 程序还提供了一系列的优化工具以提高优化过程的效率。例如,随机优化分析的迭代次数可以指定,随机计算结果的

初始值可以作为优化过程的起点数值。

优化设计的结果是通过改变设计变量 (DV<sub>s</sub>) 的数值来实现的, 每个设计变量都有上下限, 它定义了设计变量的变化范围。ANSYS 优化过程允许定义不超过 60 个设计变量。状态变量 (SV<sub>s</sub>) 是约束设计的数值。它们是“因变量”, 是设计变量的函数。状态变量可能会有上下限, 也可能只有单方面的限制, 即只有上限或只有下限。在 ANSYS 优化过程中用户可以定义不超过 100 个状态变量。目标函数是要尽量减小的数值。它必须是设计变量的函数, 也就是说, 改变设计变量的数值将改变目标函数的数值。在 ANSYS 优化程序中, 只能设定一个目标函数。[40][41]

设计变量、状态变量和目标函数总称为优化变量。在 ANSYS 优化中, 这些变量是由用户定义参数来指定的, 用户必须在参数集中哪些是设计变量, 哪些是状态变量, 哪些是目标函数。

一个合理的设计是指满足所有给定的约束条件 (设计变量的约束和状态变量的约束) 的设计。如果其中任一约束条件不能被满足, 设计就被认为是不合理的。而最优化设计既满足所有的约束条件又能得到最小目标函数的设计 (如果所有的设计序列都是不合理的, 那么最优化设计是最接近于合理设计的, 而不需考虑目标函数的数值)。

分析文件是一个 ANSYS 的命令流输入文件, 包括一个完整的分析过程 (前处理、求解和后处理)。它必须包含一个参数化模型, 用参数定义模型并指出设计变量、状态变量和目标函数。由这个文件可以自动生成优化循环文件 (Jobname.LOOP), 并在计算中循环处理。一次循环就是一个分析周期 (可以理解为执行一次分析文件)。最后一次循环的输出存储在文件 Jobname.OPO 中。[13]

数据具体流向如图 6.1 所示。

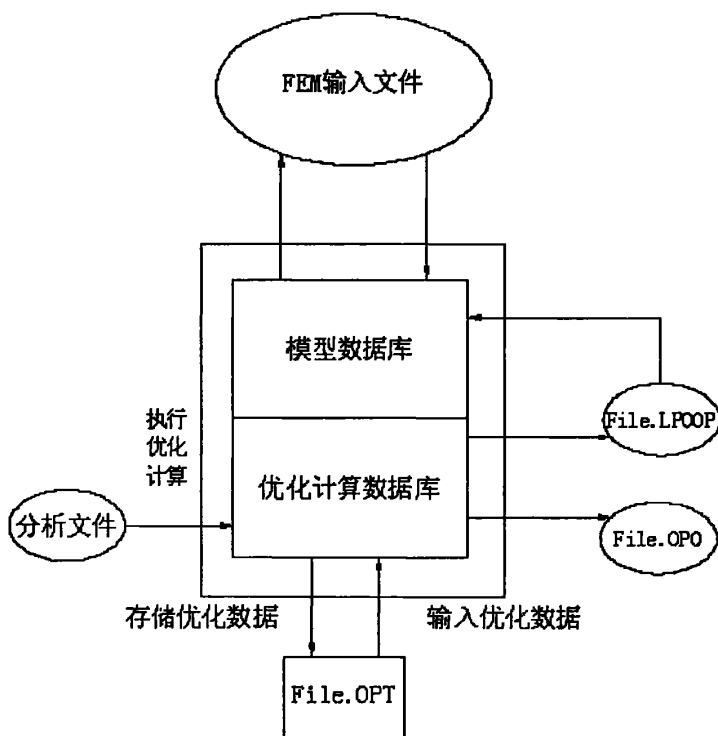


图 6.1 数据流向示意图

Fig6.1 Data flow diagram

### 6.2.2 ANSYS 优化设计的基本过程<sup>[42][43][44]</sup>

ANSYS 优化设计可以通过两种方法来实现，即批处理方式和 GUI 方式。这两种方法的选择取决于用户对于 ANSYS 的熟悉程度和是否习惯于图形交互方式。

对于复杂的需用大量机时的分析任务来说（如非线性），用命令输入整个优化文件并通过批处理方式进行优化更有效率。交互方式具有更大的灵活性，而且可以实时看到循环过程的结果。在用 GUI 方式进行时，首要的是要建立模型的分析文件，然后优化处理器所提供的功能均可交互式地使用，以确定设计空间，便于后续优化处理的进行。这些初期交互式的操作可以帮助用户缩小设计空间的大小，使优化过程得到更高的效率。

优化设计通常包括以下几个步骤, 这些步骤根据所选用优化方法的不同(批处理或 GUI) 而有细微的差别:

①生成循环所用的分析文件, 该文件必须包括整个分析的过程, 而且必须满足以下条件:

- 1) 参数化方式建立模型。
- 2) 求解。
- 3) 提取并指定状态变量和目标函数。

②在 ANSYS 数据库里建立与分析文件中变量相对应的参数。这一步是标准的做法, 但不是必须的 (BEGIN 或 OPT)。

③进入 OPT 处理器, 指定分析文件 (OPT)。

④指定优化变量。

⑤选择优化工具或优化方法。

⑥指定优化循环控制方式。

⑦进行优化分析。

⑧查看设计序列结果 (OPT) 和后处理器 (POST1/POST26)。

### 6.2.3 ANSYS 优化工具

ANSYS 提供一些优化工具和方法, 默认是单次循环。因为球最小值不一定是优化的最终目标, 所以目标函数在使用优化工具时可以不指定。但是必须指定设计变量。下面是可用的优化工具<sup>[45][46]</sup>:

① 单步运行。实现一次循环并求出一个 FEA 解。可通过多个多次循环, 每次求解前设置不同的设计变量研究目标函数与设计变量的变化关系。

② 随即搜索法。多次循环, 每次循环设计变量随即变化, 用户可指定最大循环次数和期望和理解的数目。该工具主要用来研究整个设计空间并为以后的优化分析提供合理解。

③ 等步长搜索法。以一个参考设计序列为起点, 该工具生成多个设计序列, 它按照单一步长在每次计算后在变化范围内改变设计变量。对于目标函数和状态变量的整体变化评估可以用该工具实现。

④ 乘子计算法。一个统计工具, 用来生成由各种设计变量极限值组合的设计序列。这种技术与称之为经验设计的技术相关。后者用二阶的整体和部分因子分析, 主要目标是计算目标函数和状态变量的关系和相互影响。

⑤ 最优梯度法。为用户指定的参考设计序列, 该工具计算目标函数和状态变量对设计变量的梯度, 可以确定局部的设计敏感性。

## 6.3 车架优化设计模型的建立

结合 ANSYS 所提供的优化方法及 APDL 语言所具有的较强的参数化分析功能,在强度分析的基础上可以实现车架的结构参数的优化设计。进行车架结构优化分析,也需要构建有限元模型。考虑到现有计算机内存较小,而优化迭代需要大量的计算机资源,在构建优化问题的有限元模型时,本章没有采用实体单元有限元模型,采用以 BEAM188 梁单元为基础的有限元模型。采用满载时均布载荷作用在车架上的计算工况。

建模的基本流程为:

①初始化设计变量参数。

本文以对纵梁的尺寸参数进行优化为例说明车架的优化设计过程,所以用于设计变量的参数是车架纵梁的截面尺寸,如图 6.2 所示。

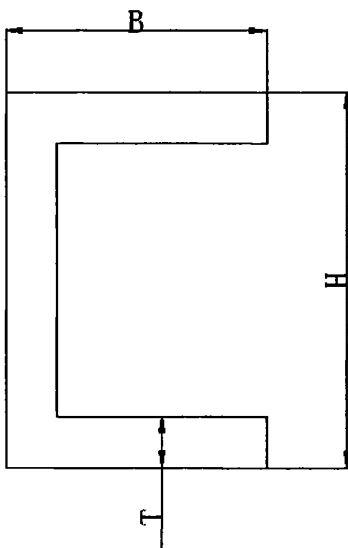


图 6.2 用于设计变量的纵梁截面尺寸

Fig6.2 Section size of the beam

②创建材料特性。

③添加单元类型 Beam188。

④创建单元的截面形状。

对于纵梁的截面形状,在输入尺寸值时需要输入参数,而不是数值。

- ⑤创建单元节点和单元。
- ⑥定义弯曲边界条件。
- ⑦将建立的参数化有限元模型数据文件存盘。

## 6.4 优化结果及分析

优化结果如表 6.1 所示。图 6.3 和图 6.4 为车架体积和最大位移随着迭代过程的变化曲线。从中可以看出前 10 次迭代计算的结果与优化结果相差较大，第 14 次迭代以后曲线已经很平缓，逐渐与优化目标值相接近。

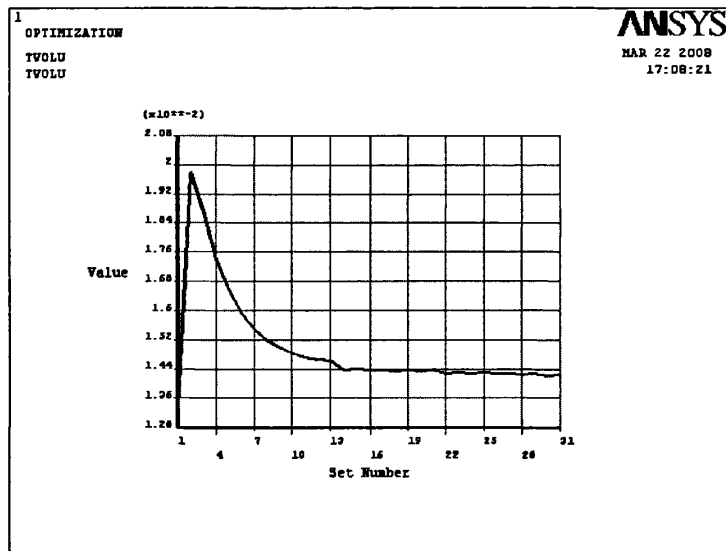


图 6.3 车架体积变化曲线

Fig6.3 Curve of the frame's volume

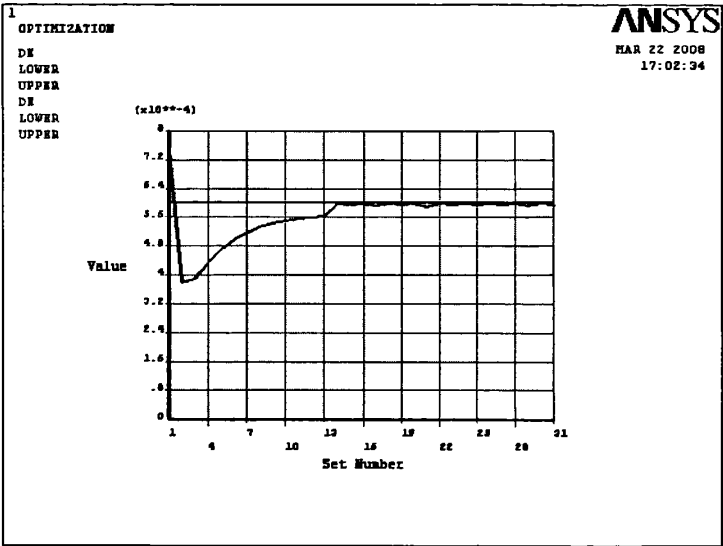


图 6.4 车架最大位移变化曲线

Fig6.4 Curve of the frame’s maximum displacement

表 6.1 优化结果

Table6.1 Optimization results

优化变量	初始值	上限值	下限值	优化结果	变化比率
截面宽（B）	75	70	90	72.5	-3.3%
截面高（H）	235	200	300	218	-7.2%
截面厚度（T）	8	6	10	6.1	-23.8%
体积（V）	1.94×10 <sup>8</sup>			1.42×10 <sup>8</sup>	-26.8%
最大位移（D）	0.435	0	0.6	0.598	37.5%

从表 6.1 中可以看出，由于对车架纵梁最大位移量放松了限制，由原来的 0.435mm 增加到 0.598mm，增加了 37.5%，梁截面尺寸大大降低，降低幅度最大的是截面的厚度，降低了 23.8%从而得到了在满足条件下的车架最小体积，车架体积降低了 26.8%，达到了降低车架质量，节约成本的目的。

对优化后的车架进行应力校核，得到车架的最大应力为 50.8MPa，远小于材料的屈服极限。

## 6.5 本章小结

本章主要介绍结构参数优化的概念、步骤和方法。

对货车车架进行结构参数优化设计。选取梁的总质量和最大变形为目标函数；选取梁的厚度尺寸、梁的截面宽度尺寸、梁的截面度尺寸和梁的截面高度尺寸作为设计变量。对车架的结构进行优化，结果表明，通过优化使车架质体即降低了26.8%，最大应力和最大变形远远小于屈服极限值。在满足设计要求的情况下，达到了优化车架结构，节约原材料，降低成本的目的。



## 第七章 结论与展望

### 7.1 结论

随着计算机辅助设计技术的发展, ANSYS 有限元分析的方法越来越被重视, 分析的能力也将越来越增强, 将为汽车企业降低开发成本, 迅速应对市场变化, 做出巨大贡献。本文成功应用 ANSYS10.0 分析某货车车架的各种危险工况的应力和位移分布, 并在此基础上进行结构优化与改进。得到了以下结论:

① 运用 CAD 和 ANSYS 建立基于板壳单元的车架结构有限元模型, 可以缩短前处理的工作时间, 提高了有限元分析的效率。

② 通过对车架的满载弯曲、极限扭转、紧急制动和紧急转弯四种典型工况的静态分析, 找出了车架在各种工况下的应力分布、位移变化等, 得到了车架的强度、刚度特性。通过计算, 车架纵梁的强度和刚度特性很好, 可以将其厚度适当减小 0.5~1mm 以减轻整车质量和节省材料。在四种工况中, 满载扭转工况下车架的变形量相对较大, 容易造成车架的开裂, 故而在汽车的行驶过程中要尽量避免该情况的发生。

③ 通过对车架的有限元模态分析, 得出了车架的前十阶固有频率和振型, 对得到的各阶模态的振型特征进行了说明, 为改进车架结构设计提供了理论依据, 为进一步建立结构的振动方程, 预估系统在外力作用下的响应, 为深入研究振动、疲劳和噪声等问题奠定了基础。

④ 对车架纵梁进行了优化, 建立了基于梁单元的车架纵梁参数化模型。对设计参数的优化问题进行了初步的探讨, 为优化设计在车架结构设计中的应用做了基础性工作。结果表明, 通过优化使车架质体即降低了 26.8%, 最大应力和最大变形远远小于屈服极限值。在满足设计要求的情况下, 达到了优化车架结构, 节约原材料, 降低成本的目的。

### 7.2 展望

虽然本文针对某货车车架进行了较全面的有限元分析, 并取得了一定的研究成果, 但仍然有一些问题值得进一步研究。比如, 在模型简化过程中, 对纵梁上的孔对车架的影响都没有考虑, 直接用钢单元进行单元连接, 没有考虑到螺栓及铆钉的连接, 所有这些简化对分析的结果存在一定的影响; 本文只针对车架进行了静态有限元强度分析和动态有限元模态分析, 没有进行有限元疲劳分析, 而疲劳失效是车架经常出现的问题; 所作的优化只是在结构截面尺寸上的优化, 优化结果限定在局部内, 优化效果受到了限制。

在建模和分析过程中，以上问题没有得到充分细致的考虑，在今后的工作中需要针对这些问题开展进一步的研究工作，以减小分析结果的误差。

## 致 谢

本论文是在导师钟厉教授的精心指导下完成的，从研究方向的确立、研究方案的制定到研究方法的实施，导师都倾注了大量的心血，给予作者极大的帮助。两年多以来，导师渊博的学识、严谨治学的态度、敏捷的思维和视野、无私奉献的工作作风使我深受启迪。从导师身上，我不仅学到了扎实、全面的专业知识，也学到了做人的道理。在学习过程中，导师无微不至的关怀令我深深感动，在今后的学习、生活和工作中我将切实铭记导师的教诲。在此，衷心的感谢钟老师对我的培养、教育、关心和支持！

在论文写作过程中，王可、王峰、邓柯军等给予了我很大的帮助，在此向他们表示由衷的感谢！

最后，衷心的感谢参与评阅论文各位专家、教授！

## 参考文献

- [1] 刘惟信. 汽车设计. 北京: 清华大学出版社, 2001, 7
- [2] Fenton J. Trunk Chassis design. *Automotive Engineer*, 1978, 3(4):26~31
- [3] 赵峰. BJ3043E 型自卸汽车车架静动态有限元分析及结构改进. 山东大学硕士学位论文, 2004, 10
- [4] 朱伯芳. 有限单元法原理与应用. 北京: 中国水利水电出版社, 1998, 10
- [5] 余学进, D.Redekop. 自适应有限元的应用和发展. *南昌航空工业学院学报*, 1998 (4): 78~83
- [6] 龚培康. 有限元法及其在汽车工程中的应用. 重庆: 重庆大学出版社, 1989, 1
- [7] 巢凯年. 用 ANSYS 有限元软件计算客车骨架强度. *四川工业大学学报*, 2001, 1: 23~25
- [8] 邓楚南, 何天明. 半挂车车架有限元强度分析. *武汉汽车工业大学学报*, 1997, 2: 10~13
- [9] 崔广仁, 张力. 用混合有限元法分析工程机械车架. *洛阳工学院学报*, 1994, 6: 79~82
- [10] Ellis J.R. Model of the semi-trailer vehicle including roll models. *IEEE Electromagnetic Compatibility Symposium Record Zeitlinger*, 1978:184~202
- [11] Luque P, Mantarar D.A. Pneumatic suspensions in semi-trailers. *Heavy Vehicle Systems*, 2003, 10:309~320
- [12] 张洪信. 有限元基础理论与 ANSYS 应用. 北京: 机械工业出版社, 2006, 1
- [13] 段进, 倪栋, 王国业. ANSYS10.0 结构分析从入门到精通. 北京: 兵器工业出版社, 2006, 10
- [14] Akin, J.E. Application and implementation of Finite Element Methods. London: Academic, 1982
- [15] Carroll, G. F. A Primer for Finite Element in Elastic Structures. Wiley, 1999
- [16] 姜勇, 张波. ANSYS7.0 实例精解. 北京: 清华大学出版社, 2004, 1
- [17] Sun W. Bolted joint analysis using ANSYS super element and gap elements. 4th International ANSYS Conference and Exhibition 1989:666~675
- [18] 白薇, 喻海良. 通用有限元分析 ANSYS8.0 基础教程. 北京: 清华大学出版社, 2005, 5
- [19] 余传文. 重型载货汽车车架结构的有限元仿真及优化. 吉林大学硕士学位论文, 2005, 4
- [20] 周昌玉, 贺小华. 有限元分析的基本方法及工程应用. 北京: 化学工业出版社, 2006, 6

- [21] 何志刚. 客车车身结构特性研究. 江苏理工大学硕士学位论文, 2001, 3
- [22] 李景涌. 有限元法. 北京: 北京邮电大学出版社, 1992, 2
- [23] 黄天泽, 黄金陵. 汽车车身结构与设计. 北京: 机械工业出版社, 1992, 10
- [24] 李志兵. 轻型客车结构分析与试验研究. 江苏理工大学硕士学位论文, 2002, 3
- [25] 张方瑞. ANSYS8.0 应用基础与实例教程. 北京: 电子工业出版社, 2006, 9
- [26] 黄华, 茹丽妙. 重型运输车车架动力学分析. 车辆与动力技术, 2001 (2): 40~44
- [27] 张铁山, 胡建立, 唐云. 轻型汽车车架动态有限元分析. 南京理工大学学报, 2001, 25 (6): 588~591
- [28] 王晖云, 吕宝占, 朱思洪. 基于 ANSYS 的轻型载货汽车车架模态分析. 煤矿机械, 2007, 3: 59~61
- [29] 郑兆昌. 汽车车架的固有频率和振型计算. 汽车技术, 1982, 2: 41~45
- [30] 冯国胜. 模态分析在汽车车架故障诊断中的应用. 客车技术与研究, 1993, 1: 11~17
- [31] 谢世坤, 程从山. 基于 ANSYS 的边梁式车架有限元模态分析. 机电产品开发与创新, 2005, 1: 76~78
- [32] 刘新田, 黄虎, 刘长虹等. 基于有限元的汽车车架静态分析. 上海工程技术大学学报, 2007, 6: 112~116
- [33] 张进国, 程晓辉, 孙敬宜. 基于 ANSYS 的汽车车架结构有限元分析. 拖拉机与农用运输车, 2006, 10: 63~64
- [34] 李炳威. 结构优化设计. 人民交通出版社, 1989, 4
- [35] 吴宗泽, 罗圣国. 机械设计课程设计手册. 高等教育出版社, 1991, 4
- [36] 陶全兴. 结构优化设计方法. 清华大学出版社, 1985, 5
- [37] 江爱川. 结构优化设计. 清华大学出版社, 1986, 12.
- [38] K. T. Cheng and N. Olhoff, An Investigation Concerning Optimal Design of Solid Elastic Plates, Int. J. Solids and structures, 1981(16):305~323
- [39] 黄金陵. 汽车车架结构元件参数的优选. 汽车技术, 1984, 1
- [40] 冯国胜. 汽车车架结构参数的优化设计. 汽车技术, 1994, 3
- [41] 朱德绵, 王耀斌. 半挂车车架设计的结构分析. 汽车技术, 1999, 7
- [42] 罗家兰. 低平板半挂车车架设计. 专用汽车, 1999, 1
- [43] 钱德猛. 汽车结构参数优化设计的初步研究. 合肥工业大学, 2002, 4
- [44] 刘惟信. 机械最优化设计. 北京: 清华大学出版社, 1994
- [45] 龚培康. 汽车拖拉机有限元法基础. 北京: 机械工业出版社, 1994, 5
- [46] 李炳威. 结构优化设计. 北京: 人民交通出版社, 1989, 4
- [47] 陶全兴. 结构优化设计方法. 北京: 清华大学出版社, 1985, 4
- [48] 江爱川. 结构优化设计. 北京: 清华大学出版社, 1986, 12

- 
- [49] 姚成. 专用汽车结构拓扑优化设计及强度分析. 合肥工业大学, 2002, 4
- [50] 陈铭年, 庄继德. 汽车车架计算方法和结构优化变量综述. 汽车工程, 1996, 18: 285~289

## 在学期间发表的论著及取得的科研成果

- [1] 钟厉, 孙艳鹏. 热扩渗工艺的研究应用及进展, 热加工工艺, 2007, 22: 81~84