

## 摘 要

本文主要针对自动售票机整机结构进行了有限元计算分析以及结构优化设计。根据自动售票机的结构特点以及工作环境,建立了有限元分析模型,完成了前开门结构自动售票机的静力学、拓扑优化、模态、瞬态和频率响应等方面的研究,提出了改进方案。主要研究内容和成果包括:

1) 根据自动售票机的实际模型和有限元理论,对自动售票机前门、铰链、机身等结构进行了必要的处理,并运用 Hypermesh 软件建立了详细的有限元模型。

2) 对自动售票机进行了静态分析,获得了关键部位的应力应变数据。根据结构的分析结果和实际生产情况,提出了几点具有实际工程应用的建议,使前门最大下沉位移减小 50%左右。

3) 采用优化软件 Optistruct,对自动售票机前门框架和设备支架进行了以质量为目标函数的拓扑优化设计,质量分别减少 21.6%和 13%。

4) 对自动售票机进行结构力学模型的模态分析,获得了其固有频率和振型,同时提出了对模型的改进方案,避免自动售票机在地铁运行时出现共振现象。

5) 对自动售票机在地铁站的振动和冲击条件下的瞬态响应和频率响应进行了计算分析,获得自动售票机位移和应力的时间历程以及位移和加速度的频率响应曲线。

**关键词:** 自动售票机, 模态分析, 瞬态响应, 频率响应, 拓扑优化

## Abstract

The structure of TVM(Ticket Vending Machine) has been researched by finite element method and structure optimization design in this thesis. Based on the characteristics and working conditions of TVM with front door, the finite element model is constructed, the static analysis, topology optimization, modal analysis, transient response analysis and frequency response analysis of the model are carried out with FEA method. Then improved design is put forward. The main research contents and results are as follows:

1) According to the real model of TVM and the theory of finite element, the solid model has been logically simplified, including front door, hinge, body and rear door, then the complex structure are modeled by software HyperMesh.

2) The static analysis of TVM is accomplished to obtain stress and displacement parameters of the key parts. Based on the results of analysis and the real production condition, some useful suggestions are proposed to reduce the displacement of front door by 50%.

3) Topology optimization of the front door frame and equipment bracket is analyzed in order to lighten the weight by optimization software Optistruct, Comparing with its quality before and after optimization, the conclusion indicates that the weight of frame and bracket have decreased by 21.6% and 13% respectively.

4) Natural frequency and vibrancy are retrieved by modal analysis of structure, then in light of the data from the above analysis, the structure is modified, and the phenomenon of resonance of TVM is avoided successfully under the running condition of subway.

5) Transient response analysis and frequency response analysis of TVM are conducted under the condition of vibration and impact of subway station, the stress-time and displacement-time history and frequency response curve of displacement and acceleration are evaluated.

**Key words:** TVM, modal analysis, transient response, frequency response, topology optimization

## 声 明

本学位论文是我在导师的指导下取得的研究成果，尽我所知，在本学位论文中，除了加以标注和致谢的部分外，不包含其他人已经发表或公布过的研究成果，也不包含我为获得任何教育机构的学位或学历而使用过的材料。与我一同工作的同事对本学位论文做出的贡献均已在论文中作了明确的说明。

研究生签名： 周明星

2009年6月24日

## 学位论文使用授权声明

南京理工大学有权保存本学位论文的电子和纸质文档，可以借阅或上网公布本学位论文的部分或全部内容，可以向有关部门或机构送交并授权其保存、借阅或上网公布本学位论文的部分或全部内容。对于保密论文，按保密的有关规定和程序处理。

研究生签名： 周明星

2009年6月24日

# 1 绪论

## 1.1 研究背景与意义

在地铁交通系统中，铁道交通自动售票检票系统（Automatic Fare Collection，简称 AFC）是轨道交通综合自动化业务系统的重要组成部分，而自动售票机（Ticket Vending Machine，简称 TVM）则是 AFC 中一个关键组成部分<sup>[1][2]</sup>。

自动售票机作为地铁交通系统的一个重要组成部分，其效率高，节省时间，快速分流乘客，因而其需求量也就越来越大<sup>[3]</sup>。然而现有的全国各地铁系统的自动售票机大都来自于国外，不仅需要巨额外汇，而且备品、配件都要长期依赖国外，这将使我国地铁的安全运营、日常维修处于受制于人的局面<sup>[1]</sup>，因此自动售票机国产化已成为不可改变的一种趋势。南京理工大学已经跟南京某股份有限公司合作，共同研发适合我国地铁环境的自动售票机。本论文就是结合自动售票机系统进行自动售票机的有限元分析与优化设计，在自动售票机的国产化进程中提供参考与技术支撑。

自动售票机一般可分为前开门方式和后开门方式两种。从使用上来讲：前开门方式的机器布置灵活，可以靠墙放置，也可以背靠背放置，这样能够合理利用空间，摆放美观；而后开门方式的机器在设置时必须在机器后面留出一段距离，供日常运营维护操作之需。所以不能够靠墙放置，不能够背靠背放置，不方便设置，浪费空间，摆放不美观。从造价上来看：前开门方式机器制造复杂，难度大，成本高；后开门方式制造简单，成本低。前开门方式造价高主要体现在：前门结构复杂程度增加、加工装配的难度增加、对使用的内部功能模块要求提高。但综合以上两种开门方式机器的优缺点。虽然前开门方式机器在机器造价方面成本高，但地铁站内空间建设成本更高，所以选择前开门式自动售票机。

前开门式自动售票机整体结构全部由钣金件组成，由于钣金件通常具有表面积大、厚度小的结构特点，因而钣金件的结构刚性一般较差<sup>[4]</sup>，再加上地铁站的振动环境，所以就存在前门、机身变形的问题，甚至出现前门无法关闭的现象。此问题在先前的使用过程中已经有影响正常使用的实例，并且投入的维修费用非常昂贵，因此对其进行研究分析将是一个非常迫切的任务同时也具有重要的工程实际意义。

随着计算机技术和数值计算方法的发展<sup>[5]</sup>，其理论分析的条件和方法已经相当成熟<sup>[6]</sup>。本文就是通过有限元方法来计算前开门结构自动售票机在地铁工作环境中的变形及频率响应。通过建立自动售票机的有限元模型，对研究的自动售票机进行了静态强度、刚度分析、模态、瞬态响应和频率响应分析，同时进行结构优化，提出结构改进方案，使产品的设计可信度更高，产品开发周期大大缩短，降低了研制费用。

## 1.2 国内外研究现状

本课题运用有限元方法,解决自动售票机的结构设计和实际使用中遇到的问题。下面先大概介绍一下 CAE 的发展状况。

CAE 在产品开发、研制及设计中所显示出的无与伦比的优越性,使其成为现代工业企业在日趋激烈的竞争中取胜的一个重要条件。CAE 可以有效地缩短新产品的研发周期,对于提高产品竞争力起着至关重要的作用。据统计,在发达国家中,产品成本的 80%是由研究开发过程决定的,同时这一过程决定整个产品从研制到推入市场所需时间的 70%,虚拟样机的引入使得实物模型试验的次数和规模大大降低。由 CAE 完全取代实物模型试验的例子已非罕见(最著名的例子就是新式核武器研制),CAE 的应用既可以加快研制速度又可以大幅降低成本。纵观未来,CAE 在产品研究开发中将成为最重要的主角。目前在汽车工业中使用的绝大多数 CAE 软件都是专用 CAE 软件,如:ANSYS、NASTRAN、Hyperworks 等,汽车工业是 CAE 软件的主要应用领域之一<sup>[8]</sup>。

由于国内外在前开门式自动售票机有限元分析方面的研究几乎为空白。同时课题组研制的自动售票机整机外部材料采用不锈钢、直发丝纹制造;机身框架内部有部分材料选用镀锌铁。在整机外形表面平整、成型、焊接、抛光等工艺。可以发现,其设计特点与轿车等冲压件产品非常类似,因此对自动售票机的有限元分析方法可参考国内外的汽车或类似的钣金结构件的分析方法。

### (1) 静态分析研究现状

自动售票机出现的主要问题是前门下沉,而影响前门下沉的主要因数则是前门的刚度。例如在车门上,车门刚度不足通常会引起车门边角处的变形量过大,以至出现车门卡死、所需关闭力较大、密封不严而导致的漏风、渗水现象,还会产生车门的振动,带来噪音,极大的降低了车辆的乘坐舒适性,造成零部件的疲劳损坏,破坏车身表面的保护层,从而削弱抗腐蚀能力<sup>[9]</sup>。通过使用有限元静态分析的方法,可以计算出结构的应力应变数据,从而优化结构的设计。

在国外,静态分析技术已经非常成熟。Sakurai 和 Ono 应用有限元法对车身覆盖件刚度进行了分析计算,将分析结果反馈到设计方案当中去,对车门和车身设计提供参考<sup>[10]</sup>。Yahata 在他的论文当中,对车门因外板加强板分布位置差异而导致车门刚度变化的问题进行了研究<sup>[11]</sup>。还有 Ellis J.R、Luque P、Mantaras D.A、Novak A.J、Nowak J.W、Larson C.S 等等<sup>[12][13][14]</sup>,都采用有限元静态分析的方法对车辆进行结构设计。

国内的许多学者也采用静态分析的方法对车门,车身等产品进行分析。郝琪,张继伟参考日产的车门下沉刚度实验规定对某轿车车门刚度(车门下沉刚度、弯曲刚度和扭转刚度)进行有限元分析,得出车门局部需要加强,铰链处应力值最大的结论<sup>[9]</sup>。

同济大学万德安和上海交通大学的赵建才,针对上海大众汽车公司生产的桑塔纳型轿车后车门关闭超重问题,应用有限元方法对车门在不同装配间隙下的变形进行了研究。通过对车门受力变形的分析,能够认识和了解车门变形产生的原因,发现车门结构刚度薄弱部位<sup>[15]</sup>。

沈阳理工大学和汽车与交通学院的戴超和梁继辉,对轿车车身强度进行了有限元分析,获取了车身应力和变形的数据,得出最大应力处出现在汽车左侧,从而得出修改方案<sup>[16]</sup>。

还有朱茂桃,何志刚,王甫新等研究的大客车车身结构强度及刚度分析<sup>[17]</sup>;袁根旺,张润生等研究的框架式电动车车身结构的有限元分析<sup>[18]</sup>,等等。

综上,通过对自动售票机前门和机身的静态分析,可以获得结构的应力应变的数据,并根据分析的结果可以提出有效的改进方案,解决前门的下沉问题。

## (2) 拓扑优化研究现状

拓扑优化又叫外形结构优化,其定义为:在不退化机构的条件下,可以加上或去掉某些构件,也可以变动节点间构件的连接形式,从而达到减轻结构质量、提高结构性能的目的<sup>[19][20]</sup>。结构的拓扑优化是结构优化中较为复杂、层次较高的优化策略,优化过程中不仅有构件的取舍问题,也有节点的取舍问题。

在国外,拓扑优化在汽车上的使用非常广泛。Mlejnek,张东旭<sup>[21]</sup>等(1992)人运用变密度法对二维结构进行了拓扑优化,Yang,chuang等<sup>[22]</sup>人(1994,1995)将变密度法推广到三维连续体结构,并在汽车结构设计中得到应用。Bendsøe, M.P.和Kikuchi,N.<sup>[26]</sup>(2002)应用均质法,对结构件进行拓扑优化,帮助汽车零件的设计。在2002年,Reed C<sup>[23]</sup>等人使用Optistruct对白车身进行了拓扑优化设计,成功的在满足刚度的情况下减轻了车身的质量。其他还有很多实例,在此就不一一举例了。

在国外,拓扑优化在航天航空方面也得到充分的运用。Krog, L和Tucker, A对飞机机翼内的肋骨进行拓扑优化,得到了不同载荷下优化后的拓扑图,给机翼组件成功减重,为进一步设计提供很好的参考<sup>[24]</sup>。在HyperWorks的用户会议上,他们还将拓扑优化的方法扩展到飞机其他零件的设计上<sup>[25]</sup>。此外,还有Maute,k和Allen,M<sup>[27]</sup>等等学者都在研究当中。

国内,拓扑优化在各个行业也得到了重视。上海汇众汽车公司研发中心吴铭和上海交通大学的陈仙凤对某轿车控制臂锻件,进行了拓扑优化使零件在不影响性能的情况下减重10%<sup>[28]</sup>。

上海交通大学黄虎,刘长虹,李学修<sup>[29]</sup>对轻卡车身进行了拓扑优化设计经过拓扑优化以后扭转工况下,车身在保证扭转刚度不变的前提下,车身质量减至原来的75%;弯曲工况下,车身在保持刚度不变的前提下,车身质量减至原来的82%,结果说明通过拓扑优化对轻卡车身的轻量化贡献很大。另外,通过拓扑优化方法拓扑出来

的形状能够指导轻卡车身设计中骨架结构的布置。

吉林大学的孟光伟和刘杨<sup>[30]</sup>对市场流行的观光车进行了拓扑优化,优化后使车架的布局更为合理,并且使车架的刚度和强度都得到提高。还有很多相关研究,再如:南京理工大学的杨国来和徐伟<sup>[31]</sup>,对工程车辆车架进行了拓扑优化;吉林大学于多年,范守哲<sup>[32]</sup>对 YQ-1 型轿车行李箱内板拓扑优化分析等。

经过大量的研究,拓扑优化已经成为结构优化不可或缺的方法,在实际中也得到了大量的运用。因此运用拓扑优化的方法,可以让自动售票机在满足结构强度和刚度的条件下使结构轻量化。

### (3) 动力学分析研究现状

由于地铁站是一个具有振动和冲击的环境,因此对自动售票机的模态分析必不可少。模态分析的经典意义是:将线性定常系统振动微分方程组中的物理坐标变换为模态坐标,使方程组解耦,成为一组以模态坐标及模态参数描述的独立方程,以便求出系统的模态参数<sup>[33]</sup>。模态分析的方法主要为了获得系统的极点(固有频率和阻尼)和振型(模态向量),以及结构的动态响应,然后根据分析的结果提出改进方案。

在 1988 年 2 月的第六次国际结构模态分析大会以后,国际上才开始对结构模态进行了系统的研究。在这之后,每次的国际模态分析大会多有一些新思想、新方法提出来。特别是近几年,有关模态相关分析的研究异常活跃。例如,美国斯坦福大学的 Hyenung-Yun Kim 教授<sup>[34]</sup>、普度(Purdu)大学的 Doufglas.E 教授<sup>[35]</sup>、杜克(Duke)大学的 D.Tang 教授<sup>[36]</sup>以及日本大学的 Karube 教授<sup>[37]</sup>等都在从事这方面的研究。

在国外,模态分析的研究已经深入到许多行业。在汽车行业里,模态分析的研究主要是把模态分析得到的模态频率和振型用来做汽车振动特性的分析,然后为结构改进提供理论基础。G.Fichera<sup>[38]</sup>运用非线性有限元方法和模态分析方法对汽车的悬架系统进行多体动力学分析并对悬架参数进行了优化。Deren.Ma<sup>[39]</sup>把模态分析用于汽车碰撞过程的多刚体动力学分析研究了汽车在危险模态下 Hybrid II 假人的碰撞指标。

再如 Eugenio Brusa 和 Mauro Velardocchia 对虚拟路况下的车辆进行模态分析和动态分析<sup>[40]</sup>,还有 Fabio Guilherme Ferraz<sup>[41]</sup>等人都对模态分析的运用做了深入的研究。

在国内,模态分析也在诸多行业中得到运用。如:上海交通大学的赵晓明,杨晓文<sup>[42]</sup>对筒式洗衣机机箱进行模态分析,得出洗衣机的主要振动频率与振型;通过有限元模型的瞬态分析可以了解洗衣机箱体任一点某一时刻的动态响应,瞬态响应分析可得到测量点的时间历程曲线,然后可以求得响应的峰值,能够对可能形成的振动进行预测,为洗衣机结构设计和改进提供指导。

华中科技大学 CAD 中心的王书亭、王挺、赖福昆<sup>[43]</sup>对某轻型卡车车身进行模态分析,得出当车身造型和结构形式确定之后,车身的结构模态主要取决于这些钢板的

厚度,不同部位的钢板对模态的影响也不一样,有些钢板厚度的微小变化就会引起车身模态较大的改变,而车身模态却对另一些部件的厚度不太敏感。

东风汽车工程研究院黄成刚、刘永超、唐述斌<sup>[44]</sup>,对汽车车身进行了频率响应分析,采用频率响应方法分析了车身前围某一关键点随频率变化的位移响应,找出了车身位移随频率的响应曲线,为车身设计提供了参考。

东南大学的孙凌玉,谢军等基于汽车车身结构中点焊连接界面的特性,提出了其动力学建模的简化原则,并以依维柯轻客车为对象,建立了车身结构的有限元模型,其动态分析结果显示与车身在运行中的状态特征是一致的,证明了所建车身动力学模型的正确性,这为今后新车身开发打下了良好的技术基础<sup>[45]</sup>。

还有,清华大学的杨阳、龚国庆、范子杰建立了某大客车车身的有限元模型,对其进行了静力学分析和模态分析<sup>[46]</sup>。江苏大学的栗艳丽,葛如海等以 6800 型客车为研究对象,建立了车身的有限元模型,并进行了模态分析,得到车身的固有频率<sup>[47]</sup>。以上介绍了几个动力学方面运用的例子,除此之外还有很多动力学方面的研究成果。

综上,模态分析与动态响应分析主要应用于研究产品的振动特性,同时也是进行产品结构改进的一个主要参考依据。本文就是通过对自动售票机的动力学分析,获得其振动频率、振型以及应力应变随时间和频率改变的响应曲线,从而进行自动售票机结构上的改进。

### 1.3 本文所采用的软件功能及应用简介

#### 1) Hyperworks<sup>[48][49][50]</sup>

Hyperworks 是世界领先、功能强大的 CAE 应用软件包之一,是美国 Altair 公司的产品。Hyperworks 是一个创新、开放的企业 CAE 平台,它集成设计及分析所需各种工具,具有强大的性能以及高度的开放性、灵活性和友好的用户界面,具有五大类解决方案,共计 18 大模块,以满足 CAE 技术发展的未来趋势。

A) Hypermesh 是杰出的有限元分析前后处理平台,拥有全面的 CAD 和 CAE 求解器接口、强大的几何清理和网格划分功能,能够高效地建立各种复杂模型的有限元和有限元差分模型,其实体几何和实体网格划分功能已称为六面体和四面体网格划分功能的新标准。Morphing 技术能够帮助用户更方便地实现 CAE 参数化,从而提升优化设计的能力。

同时 Hypermesh 提供完备的后处理功能组件,以使用户轻松、准确地理解并表达复杂的仿真结果。它具有完善的可视化功能,可以使用等值面、变形、云图、瞬变、矢量图等表现结果,此外还可以直接生成各种格式的图形和通用的动画格式。

B) Altair Optistruct 是一个面向产品设计、分析和优化的有限元和结构优化求解

器, 拥有全球先进的优化技术, 提供全面的优化方法。Optistruct 是以有限元法为基础的结构优化设计工具。它提供拓扑优化、形貌优化、尺寸优化、形貌优化以及自由尺寸和自由形状优化, 这些方法被广泛应用于产品开发过程的各个阶段。

## 2) MSC.Nastran<sup>[51]</sup>

Nastran 是美国国家航空航天局为适应各种工程分析问题而开发的多用途有限元分析程序。MSC.Nastran 程序与其他公司的有限元程序比较, 具有有如下优点:

能分析大部分的工程问题, 有广泛的用户群; 程序效率高, 对存储空间的安排清楚而有效; 输入格式清楚而易于了解, 程序具有输入数据的差错能力; 易于控制输出数据的格式; 程序可塑性高, 用户可用 DMAP (Direct Matrix Abstraction Programming) 来增加或改变程序的功能及执行过程; 程序可靠度高; 能积极回应用户需要。

Nastran 的主要功能模块有: 基本分析模块、动力学分析模块、热传导模块、非线性分析模块、设计灵敏度分析及优化模块、超单元分析模块、气动弹性分析模块、DMAP 用户开发工具模块及高度对称分析模块等。

## 1.4 本文研究的主要内容

本课题主要是以前开门结构的自动售票机为研究对象, 主要开展了以下几方面的工作:

(1) 介绍了静态分析、拓扑优化、模态分析、瞬态响应分析以及频率响应分析的基本理论, 以及所用到的软件基础, 制订了针对该种结构的可行性分析技术路线。从结构的简化和假设、单元的选取、数量控制和质量检查、网格划分的方法及单元材料属性的定义、边界的条件等方面介绍了建立有限元模型的过程。

(2) 基于自动售票机整体结构的三维实体模型, 包括自动售票机的前门、铰链、机身, 详细介绍了用 HyperMesh 软件对自动售票机有限元模型的建立过程。

(3) 对自动售票机进行了静态分析, 找出前门下沉的主要原因, 并且提出改进方案, 再进行分析以达到设计要求。

(4) 根据静力分析计算的结果, 对自动售票机前门框架和机身的内部支架, 以结构的重量为目标函数对其结构进行了拓扑优化分析。

(5) 对自动售票机模型进行动力分析, 包括固有模态分析、瞬态响应分析和频率响应分析。通过固有模态分析得到了自动售票机前二十阶模态频率及相应振型, 并对前几阶模态进行了深入分析, 从而得出了自动售票机结构所固有的主要动力学特性; 通过瞬态响应分析得到了自动售票机在所研究时域内各时间点的动应力状况, 得出在各关键点是否符合设计的要求; 通过频率响应分析则获得了自动售票机模型各节点在不同频率下的位移响应传递函数和加速度响应传递函数。

## 2 自动售票机有限元模型的建立

建立自动售票机结构的有限元模型,就是根据自动售票机的实际使用情况,选择合适的有限元单元,对自动售票机结构模型进行网格划分,从而得到有限元模型,再赋予模型合适的材料属性,进行边界条件的模拟,最后给出一个具有可接受精度的自动售票机结构的有限元模型。有限元模型的精度对问题的求解规模和准确性有很大的影响。建立有限元模型有两种情况:其一是结构的简化模型,简化模型是在自动售票机结构概念发展阶段的有限元模型;另外一种则是具体模型,它是在自动售票机结构细化阶段所建的有限元模型。本文是针对设计中的自动售票机结构进行有限元模型的研究和分析。

### 2.1 有限元模型的基本假设和简化

有限元技术是将连续的物理实体离散成有限的单元进行计算,计算结果与实际一定存在误差,误差大小和准确度很大程度上依赖模型的简化,简化的是否合理与正确直接影响结果的准确性。为了保证计算过程的经济性和计算结果的正确性、合理性,在建模过程中尽量保持和原始结构一致,同时也需要进行必要的简化。因为过于细致地描述一些非关键结构,不但增加建模难度和单元数目,还会使有限元模型的单元尺寸由于变化过大而影响计算精度,而且实际的构件因为功能、工艺或制造的要求存在许多对分析无关的特征,如果不对这些模型的特征进行必要的简化就直接划分网格,将会增加有限元建模难度或者甚至无法进行,因此物理模型必须经过一定的简化。如自动售票机结构中的小尺寸结构,如小孔、开口等,设计它们的目的通常是为了局部过渡或工艺上避让一些线路,对整体的强度和刚度影响不大,可以忽略其特征。对整体刚度和局部强度影响较大的孔,不能做简化处理。故在建模过程中遵循以下原则和假定:

(1) 只取结构件,对于功能性结构,由于其只贡献质量,而对整体结构的刚度影响很小的功能件和内饰件,暂时不予考虑。

(2) 结构的材料均为线弹性材料。

(3) 将特征尺寸(圆孔的直径或方孔的边长)小于临界尺寸的孔不予考虑。

(4) 忽略很小且不重要的圆角、倒角等小特征;忽略用于装配其它部件的螺钉、螺母和非重要结构的小零件;螺栓、铆钉的连接、受力、传力非常复杂,需要进行接触、挤压等非线性求解,但由于其对所研究问题影响不大,故暂对其不予考虑。

(5) 暂不考虑结构焊接处材料特性的变化,将焊接处的材料特性与相邻结构件的材料性能视为大体相同。

(6) 尽量保持和物理模型设计的一致, 在结构上较少简化以真实反映零部件的结构特征。

## 2.2 有限元分析方法的确定

有限元分析是对物理现象的模拟, 是真实情况的近似反映, 而且分析的最终要求是分析的结果能够还原实际工程系统的行为特征<sup>[43]</sup>。而建立有限元模型是有限元分析的最为关键的一步, 有限元模型的质量直接影响计算结果的正确与否。下面讨论一下有限元建模方面的一些问题:

### (1) 建立准确而可靠的自动售票机结构模型

建立准确而可靠的自动售票机结构模型是一项重要的工作, 它关系到计算结果的正确否。然而, 实际的自动售票机结构往往是非常复杂的(零件数有近两百个以上), 形状不尽相同, 因在建立计算模型过程中, 要对自动售票机的实际结构进行一些简化。没有这些简化, 会增加建立有限元模型的时间和分析计算的所用时间。但是这种简化的结果, 不影响近似地反映工程实际问题。

### (2) 有限元分析方法的确定

开始建模时, 首先要确定数值模拟的方法; 弄清分析的方向是什么; 模型是全部或仅是物理模型的部分; 模型所包含的细节问题。根据不同的分析目标来决定了网格的划分。根据自动售票机的整体结构、工作环境还有工作方式, 整个自动售票机整机结构可分为四个大的部分: 前门、机身框架、后门和基座组成, 前、后门与机身框架之间通过铰链和锁连接, 机身框架与基座之间由螺钉联接。自动售票机的结构如图 2.2.1~图 2.2.4 所示。优化部分的研究目标是减轻对结构和应力影响不大的零件, 同时不能影响自动售票机外形的美观; 模态、瞬态响应和频率响应分析研究的目标是前门和机身框架两个主要的部位, 静力学分析研究的目标是则是整个自动售票机模型的全部。

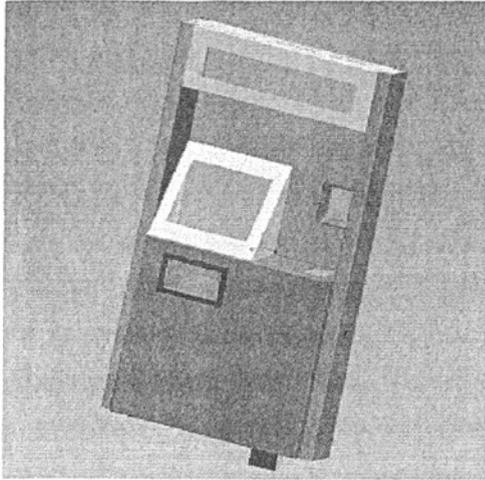


图 2.2.1 自动售票机的前门模型

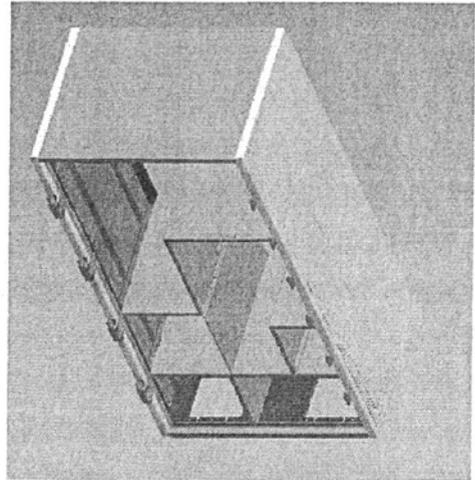


图 2.2.2 自动售票机的机身模型

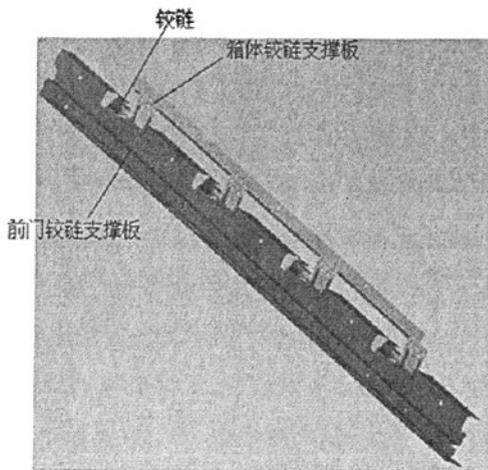


图 2.2.3 整体铰链结构分解图

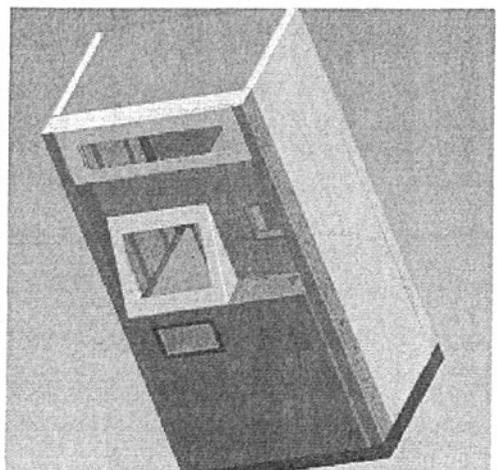


图 2.2.4 自动售票机整机结构模型

(3) 单元类型的选取

在建立自动售票机的有限元模型时,首先要根据其几何和受力特点来决定选用的单元类型。

一维单元材料的本构关系有如下形式<sup>[51]</sup>:

$$\sigma_x = E(\epsilon_x - \alpha\Delta T) \tag{2.1}$$

其中, E 为弹性模量,  $\alpha$  为热膨胀系数;  $\Delta T = T - T_{ref}$  为温度变化量。对 ROD 和 BAR 单元只需要指定弹性模量, 而剪切模量和泊松比可不赋值。

在自动售票机结构中, 大多是钣金件, 钣金件之间的连接有焊接、铆接和螺栓连接。这些连接方式通常可以利用 Hypermesh 中常见的一维单元来模拟。

有限元中对点焊的处理有三种方式: (a) 焊点位置在几何上完全协调, 消除料缝,

使相同位置处两构件的两节点等效；(b) 在有间隙的部位，两节点间用刚性杆连接 (REB2), 并使 REB2 为节点所在平面的法向方向；(c) 在有间隙的部位，两节点间用点焊梁单元连接。本文中，当需要对自动售票机整体结构的一些焊接部位分析时，选择第三种方式，并且选用焊接单元 (Weld) 来模拟。在没有间隙的部位就选用第一种方式，在有间隙但不需要重点分析的部位则选择了第二中方式。

对于没有间隙的螺栓、铆钉的连接、受力、传力非常复杂，需要进行接触、挤压等非线性的求解，但在 TVM 中的上百个零件都含有接触挤压等受力，使得模型无法分析，并且对所研究问题影响不大，故暂对其不予考虑。对于有间隙的螺栓连接，则选用 Rigid 和 BAR 单元来模拟这样相对比较贴合实际情况。

由于自动售票机基本上是用钣金件组成，若选用大量的二维单元将影响计算的精度以及准确性，所以有限元模型当中大量采用三维模型，这些单元被定义在 PSOLID 中。尽管 Hypermesh 可以自动完成四面体的网格的划分，但由于实体单元中六面体网格的收敛性好，精度高，因此，大量的实体网格仍需采用六面体和五面体单元进行划分，尤其是厚度尺寸远大于单元所用尺寸的部件，或厚度方向上有许多特征和变化的部件<sup>[39]</sup>。本文中，在建立 TVM 的详细模型时，考虑到其结构特性，选用三维实体单元，其优点是对自动收售票机结构分析计算比较准确，能为自动售票机提供比较有利的帮助，不足之处在于前处理工作量比较大，计算时间较长。

#### (4) 网格密度的确定

进行单元数量的控制主要出于节省计算时间的考虑。在一般情况下，由拓扑关系确定最小单元数。应力梯度，使用的单元类型和所要求的精度等与划分网格的密度相关。一般来说，在应力梯度预期最大的区域，单元密度也应该最大<sup>[53]</sup>。对于某些单元类型（如梁单元和某些壳单元），其单元尺寸也不是越小越好。当然，求解要求的精度越高，网格应该越密。

在本文当中，由于在铰链处会出现的结构比较复杂，同时也是重要的受力和应力集中的零件，所以对铰链以及与铰链相关的零件，如铰链加强板，铰链填补板等。还有一些需要进行结构拓扑优化的部位需要细化，以便得到更为详细的拓扑图。

## 2.3 自动售票机有限元模型的建立

### 2.3.1 几何模型的导入<sup>[49]</sup>

自动售票机有两百多个零件，模型极为复杂，所以要使用一个前处理软件能够有无缝接口，这样能够减少模型变形和为后面建立有限元模型减少没必要的麻烦。

HyperMesh 是一个高效的有限元前后处理器，能够建立各种复杂模型的有限元和有限差分模型，与多种 CAD 和 CAE 软件兼容并且具有强大的网格划分功能。界面如

图 2.3.1 所示。

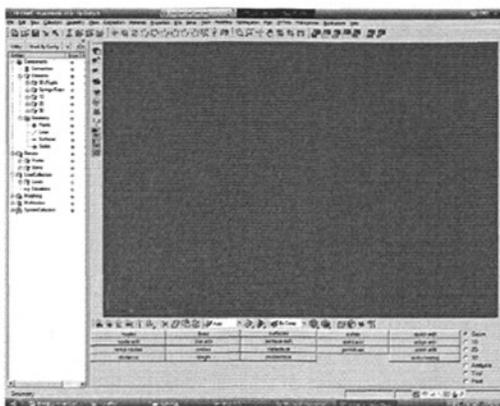


图 2.3.1 hypermesh 的界面

本文，自动售票机的模型是在软件 Pro/E 里面建立的，然后利用 HyperMesh 完美的几何输入功能，导入装配几何模型，界面如图 2.3.2 所示。



图 2.3.2 HyperMesh 几何输入界面

### 2.3.2 网格的划分<sup>[49]</sup>

Hyperworks 中的 Hypermesh 模块在网格划分方面具有极为强大的功能，提供了大量网格划分工具。要高效率地划分出高质量网格，必须熟练掌握网格划分的基本方法和技巧。

网格划分的有三个步骤<sup>[50]</sup>（如图 2.3.3）

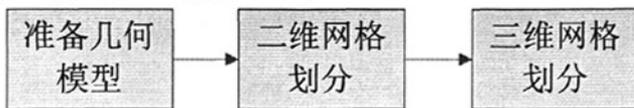


图 2.3.3 部件网格划分步骤

在准备好几何模型的基础上，先是划分二维网格。在 Hypermesh 中的 2D 面板如图 2.3.4 其中二维网格划分功能有，Automesh、Rule、Spline、Spin、Skin、Drag、Elem Offset、Line Drag、Sphere、Plane 和 Torus 等。其中，Automesh 功能实现基于几何表面的二维网格的自动划分，通过交互式可以方便地控制网格划分的参数，得到质量较高的网格。

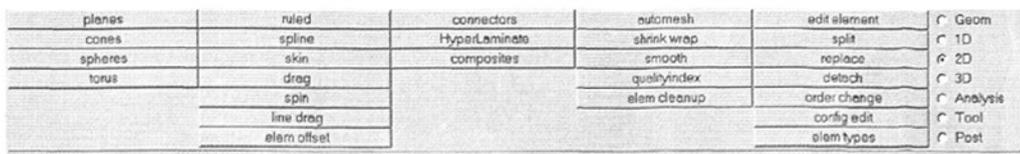


图 2.3.4 Hypermesh 中的二维控制面板

通常复杂构件的二维网格的划分,首先需要根据面的形状以及构件的特征将面分割成便于控制和划分的小面;再从一个面入手进行分网,接着划分与其相连的面,以保证网格的连续性。

在划分好二维单元以后,通过 Hypermesh 的 3D 面板如图 2.3.5,其中生成三维单元的基本功能有 Spin、Drag、Elem Offset、Line Drag、Solid Map 和 Solid Mesh。通过熟练掌握以上功能,便能够划分出质量很高的网格。

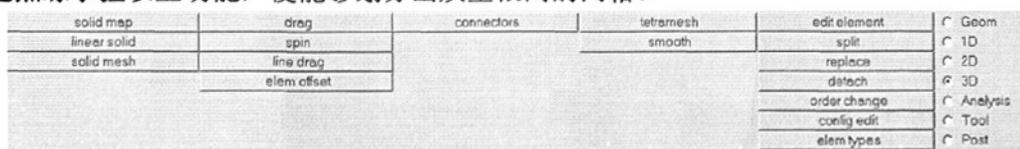


图 2.3.5 Hypermesh 的 3D 面板

通过上一节,关于对自动售票机的有限元分析目标的讨论,铰链部分是需要重点分析的零件,划分好的图形如图 2.3.6 所示,采用了 18089 个 Hex8 单元 565 个 Penta6 单元。

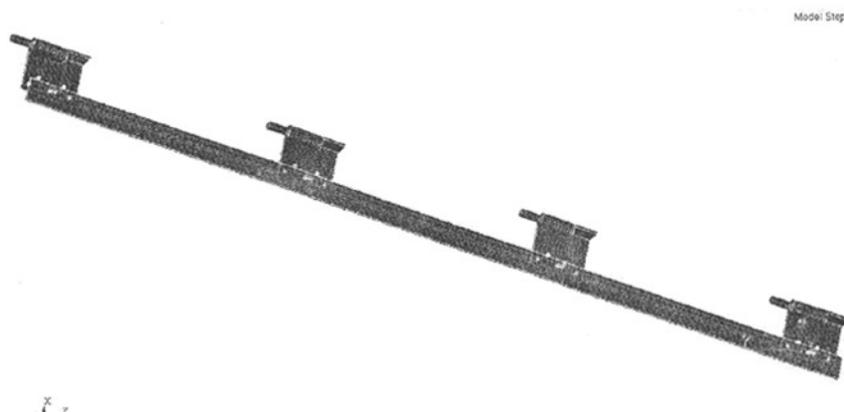


图 2.3.6 自动售票机铰链部分的有限元模型

由于本轮文研究的一个重要问题是关于门的下垂问题,所以对自动售票机前门的建模是必不可少,同时也是最为关键的地方。自动售票机前门的有限元模型如图 2.3.7,使用有限元软件自动划分网格不能够满足对关键部位问题研究的需要,同时自动划分的网格质量不高且单元数会增多,所以自动售票机的有限元模型全部手动划分,以提高有限元模型的质量。如表。

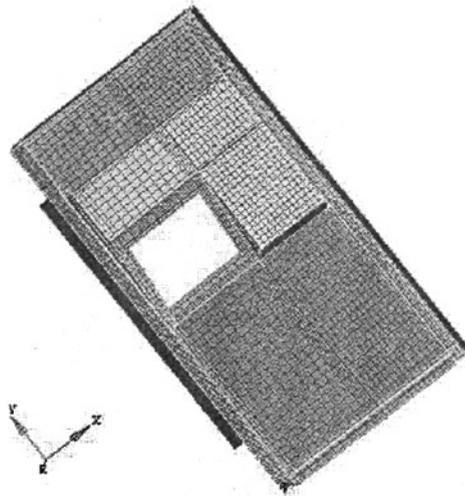


图 2.3.7 自动售票机的前门有限元模型

表 2.3.1 自动售票机前门组件单元数明细表

零件名称	单元数 (个)	零件名称	单元数 (个)
前门框架左立柱	8399	显示器定位板	889
铰链轴套支撑板	2374	前门下面板	1938
铰链轴套组件	3184	前门下内侧面板	511
前门框架上横梁	1218	铰链立柱	13988
前门框架下横梁	1036	铰链公支轴组件	4616
前门右立柱	1692	前门左内侧面板	385
前门上蒙板	1984	前门右蒙板	2836
前门上内侧面板	639	前门右内侧面板	423
前门下蒙板	1489	前门中间面板	1314
前门左蒙板	2358	焊接单元	252

自动售票机是以钣金件为主的结构，自动售票机整体有限元模型如图 2.3.8，其中大多数使用的是三维单元 Hex8 和 Penta6，总共有 142707 个单元 255839 个节点，由于自动售票机零件非常多，结构非常的复杂，所以总共有 110 个集合器。零件之间，又需要焊接，铆接和螺栓连接，所以使用了焊接单元(Weld)499 个，刚性单元(rigid) 总共 11 个主要用来添加集中载荷。具体组件的单元数如表 2.3.2。

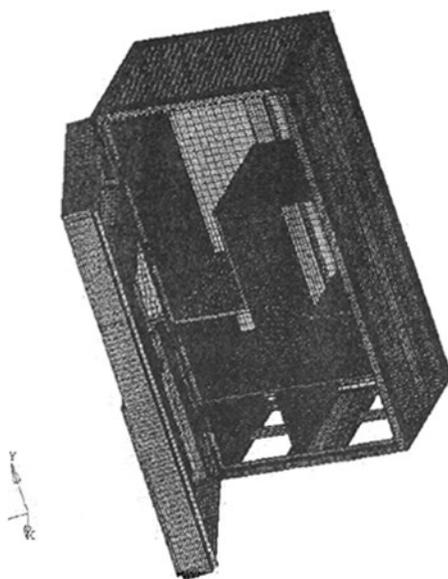


图 2.3.8 自动售票机整体模型图

表 2.3.2 自动售票机主要组件单元数明细表

组件名称	单元数 (个)	组件名称	单元数 (个)
前门组件	53235	锁加强立柱	650
框架左面板	8255	铰链加强立柱	2677
框架上面板	3196	上内衬板	2646
框架右面板	7299	左内衬板	4269
框架下面板	2349	右内衬板	2915
顶底板加强横梁	1072	下内衬板	1670
上面板加强筋	476	支架组件	24294
框架角加强筋	5440	支架连接件	2243
右面板加强筋	1060	后门	3112
左面板加强筋	1060	后门加强筋	1242
侧板加强立柱	5034	左面板加强立柱	6782
下面板加强筋	840	焊接单元和刚性单元	637

### 2.3.3 网格质量的控制<sup>[49]</sup>

网格质量是指网格形状的合理性。当划分的网格达不到理想的形状时,计算精度就会变差。所以网格的变形要控制在一定的范围内,也就是说网格要满足一定的质量要求。质量较差的网格甚至无法通过网格质量检查,使计算无法进行。因此,控制网格的质量是网格划分过程关键的一步。

通过面板 Check Elem 面板可以知道，网格质量检查包括：单元连续性检查、单元的法线方向的检查、重复单元检查以及单元各项质量检查等内容。还有 Hypermesh 的 Quality Index 面板，可以通过质量指标 (QI) 值对网格质量进行全面的评估，可以自动地改进网格的质量，免去修正大量网格的繁琐手工操作。

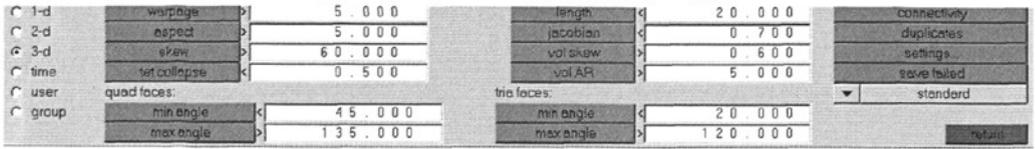


图 2.3.9 Hypermesh 中的 Check elem 面板

### 2.3.4 材料属性

模型使用的材料是 0Cr18Ni9，奥氏体型不锈钢冷轧钢板 GB/T 3280-1992.其基本属性见表 2.3.3

表 2.3.3 材料属性

参数	密度/ $t/mm^3$	弹性模量 /GPa	泊松比	屈服强度 /MPa	抗拉强度 /MPa	拉伸率
数值	$7.9e^{-9}$	200	0.3	>205	>520	>40%

### 2.3.5 载荷及边界条件

自动售票机产品，主要使用于地铁站，自动售票机安装在车站的非付费区，提供乘客自助购买单程票，可接受硬币、纸币购买单程票，并具有硬币找零；具有触摸屏、乘客显示器及运行状态显示器，用于显示轨道交通线路、票价、投入钱币金额及设备运行状态等信息。可见，其载荷状况主要是来自于本身的重量和车站的振动。

自动售票机的载荷主要是整机本身的重力和设备的重力，重力可作为载荷分布到结构的相应节点上，也可以通过加垂直向下的重力加速度的方式来加载；安放在自动售票机里面各种设备的重力可作为集中载荷，也可以以质量 mass 的形式来加载。

物理模型的坐标系的确定，重力方向为-Y，前门面向+Z，X 的方向为从+Y 到+Z 方向的右手螺旋方向。边界条件，就是自动售票机底座于地面的接触，限制 Y 方向的位移和绕 X 方向与 Z 方向上的转动。

## 2.4 本章小结

本章主要分析了建立有限元模型时所考虑的重点：模型结构的简化、单元的选取、网格的布局及单元数量的控制；结合自动售票机结构的实际模型和在地铁站的工作状况，总结了分析的目标，并且详细讲述了建模的过程，在模型中划分了 143817 个单元，包含了 254596 个节点，建立了合理的有限元模型。

### 3 自动售票机静态分析研究

#### 3.1 概述

静态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。同时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: 外部施加的作用力和压力稳态的惯性力(如重力和离心力)、位移载荷、温度载荷。

静态分析的结果包括位移、应力、应变合力等。通过结构强度和刚度的有限元静力分析, 可以找到自动售检票机结构各零部件变形和材料应力的最大值以及分布情况, 从而分析自动售票机前门下垂的原因。以此为依据, 通过改变结构的形状尺寸或者改变材料的特性来调整质量和刚度分布, 使自动售票机结构各部位的变形和受力情况尽量平衡。

#### 3.2 弹性体静力学理论

在弹性静力学中, 通常把节点位移作为基本未知量, 并通过最小位能原理建立的位移元。下面简述弹性体静力学理论<sup>[54][55]</sup>:

##### (1) 结构的离散化

离散化的过程就是将分析的模型划分成有限个单元体。

##### (2) 选择位移模式

适当选择位移函数是有限元分析的关键。在有限单元法的应用中, 一般选择多项式作为位移模式, 并且通过它就可以导出用节点位移表示单元内任一点位移的方程, 其矩阵形式如式 3.1:

$$\{f\} = [N]\{\delta\}^e \quad (3.1)$$

式中  $\{f\}$  为单元内任一点的位移列阵;  $\{\delta\}^e$  为单元节点位移列阵;  $[N]$  形函数矩阵, 它的元素是位置坐标的函数。

##### (3) 分析单元的力学特性

位移模式选定之后, 就可以进行单元力学特性的分析。包括下面两部分内容。

a. 利用几何方程式, 通过应变的表达式导出用节点位移表示单元应变的关系式:

$$\{\varepsilon\} = [B]\{\delta\}^e \quad (3.2)$$

式中  $\{\varepsilon\}$  是单元内任一点的应变列阵。

利用物理方程, 由应变表达式导出用节点位移表示单元应力的关系式

$$\{\sigma\} = [D][B]\{\delta\}^e \quad (3.3)$$

式中  $\{\sigma\}$  是单元内任一点的应力列阵； $[D]$  是单元材料有关的弹性矩阵。

b. 利用虚功原理建立作用在单元上的节点力和节点位移之间的关系式，即单元的刚度方程

$$\{R\}^e = [K]\{\delta\}^e \quad (3.4)$$

式中  $[K]$  称为单元刚度矩阵，上式的积分应遍及整个单元的体积。

$$[K] = \iiint [B]^T [D][B] dx dy dz \quad (3.5)$$

#### (4) 计算等效节点力

弹性体经过离散化后，假定力是通过节点从一个单元传递到另一个单元，但是作为实际的连续体，力是从单元的公共边界传递到另一个单元的。因而，需要将单元上所受的体积力和集中力等效到节点上。

#### (5) 建立整个结构的平衡方程

一般说来，集合所依据的理由是要求所有相邻的单元在公共节点处的位移相等。这样整个结构的平衡方程为

$$[K]\{\delta\} = \{R\} \quad (3.6)$$

式中  $[K]$  为整体刚度矩阵； $\{R\}$  为整体载荷列阵； $\{\delta\}$  为整体的节点位移列阵。

#### (6) 应用位移边界条件

分析位移边界条件，消除总体刚度矩阵的奇异性，使得 3.6 式可以进行求解。

#### (7) 求解未知节点位移和计算单元应力

对平衡方程组进行求解，可以求得未知节点位移。然后，通过求解出的节点位移可以代入上式计算任意单元及节点处应变及应力等，得出所需要的结果。

### 3.3 自动售票机的静力计算方案

#### (1) 自动售票机静力计算方案

A) 建立自动售票机结构的有限元模型，本文第二章已经建立好自动售票机的详细有限元模型。

B) 经过对自动售票机整机结构的受力特点，自动售票机出现变形的地方主要有三个部分：自动售票机前门、铰链立柱、自动售票机机身。所以先对 TVM 的前门和铰链部分进行静态分析，由于机身框架是主要承受重力的主要组件，所以再对自动售票机机身框架进行静态分析。

C) 针对出现的问题，结合实际情况，提出可靠的方案，改进原先设计方案，以

达到减小变形的目的。

D) 对整个模型进行静态分析。

(2) 主要的控制命令

本文采用 MSC.Nastran 求解器求解, 在计算之前, 须填写各种控制卡, 定义载荷步, 输出 .dat 文件, 并提交计算。在 Nastran 中, 一些主要控制语句如下:

```

NASTRAN BUFFSIZE=32769
ECHO OFF-----不输出反馈信息
TIME 20000.0-----CPU 的最大执行时间为 20000 分钟
ECHO = NONE-----不输出认识 Bulk Data 数据
SEALL = All-----封装所有的超单元
MAXLINES = 2000000-----输出文件的最大行数
SOL 101-----静态计算
ASSIGN DB1='DB01.DAT'-----设定数据库文件名 DB01.DAT
ASSIGN DBM='DBM.MASTER'
INIT DBALL LOGI=(DB1(100000MB))---创建一个临时或永久的数据库文件 DB1
INIT MASTER LOGI=(DBM(20000MB))
NASTRAN SYSTEM(310)=1
STRESS(SORT1,PUNCH,VONMISES) = ALL-----要求输出应力结果
DISPLACEMENT(SORT1,PUNCH, DISPLACEMENT)-----要求输出位移结果
PSOLID      22      3-----定义了三维实体网格
PWELD       1      10.3-----0-----定义焊接单元
$HMNAME MAT      3"steel"-----给出了钢的材料属性
MAT1 1200000.0    0.3    7.90E-09 分别为钢的弹性模量、泊松比、密度
GRAV      1    -1.0    0.0  9800.0  0.0-----定义重力加速度
LOAD      41.0      1.0      1    1.0      3-----定义载荷合并

```

### 3.4 自动售票机前门静态计算及结果分析

#### 3.4.1 前门载荷及边界条件

(1) 自动售票机前门的受力, 基本上由自身的重力组成, 还有 LCD 组件和显示器的重量。质量分布情况如表 3.4.1

表 3.4.1 自动售票机前门零件明细表

序号	零件名称	质量 (kg)	数量(个)
1	前门框架左立柱	5.59	1
2	铰链轴套支撑板	2.9E-2	4
3	铰链轴套	1.045E-1	4
4	前门框架上横梁	2	1
5	前门框架下横梁	2.07	1
6	前门右立柱	5	1
7	前门上蒙板	6.2	1
8	前门上内侧面板	2.4	1
9	前门下蒙板	2.84	1
10	前门左蒙板	6.82	1
11	前门右蒙板	7.15	1
12	前门左内侧面板	1.7	1
13	前门右内侧面板	1.7	1
14	前门上面板	5.9	1
15	显示器定位板	3.22	1
16	前门下面板	14	1
17	前门下内侧面板	0.85	1
18	铰链立柱	3.16	1
19	铰链公支轴	0.13	4
20	LCD 组件	7	1
21	显示器	15	1

(2) 边界条件

在最初的设计中,自动售票机前门的铰链立柱与框架机身铆接在一起,由图 3.4.1 可以看到,在铰链立柱出,通过一维刚性单元 Rigid 连接孔周围到孔中心点,总共有 20 个铆接的地方,每个孔添加 27 个 Rigid 单元,总共添加了 540 个 Rigid 单元,然后在孔的中心施加约束,且施加 123456 全部约束(123 分别表示 x、y、z 方向位移,456 分别表示绕 x、y、z 方向转动),来达到模拟铆接的情况。

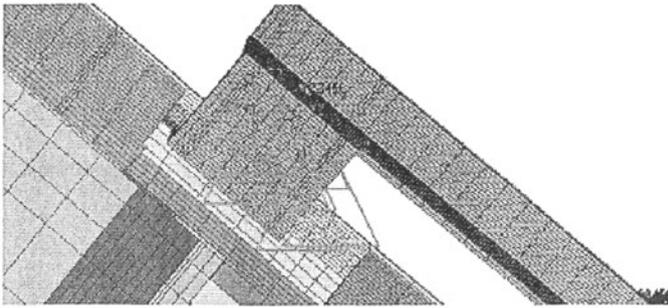


图 3.4.1 自动售票机前门铰链立柱处的约束

### 3.4.2 前门的计算结果

#### (1) 前门打开状态（90度）下的计算结果

根据弹性静力学分析的基本原理及其边界条件，用 Nastran 进行计算求解得出：当自动售票机开门的状态下，前门的最大位移位置处在右蒙板的上部，位移为 0.935mm，如图 3.4.2 所示，前门的最大应力在铰链处，大小为 61.4MPa。由于自动售票机的模型比较大，所以取几个关键部位贴图。由于位移最大的部位在右蒙板处，应力最大的部位在铰链处，所以着重分析的部位也就是这两个部位。观察前门关键部位的应力位移图，可以知道前门框架的最大位移为 0.928mm，最大应力为 43.9 MPa；铰链处最大位移为 0.117mm，最大应力为 61.4 MPa。分析结果见图 3.4.2~图 3.4.5

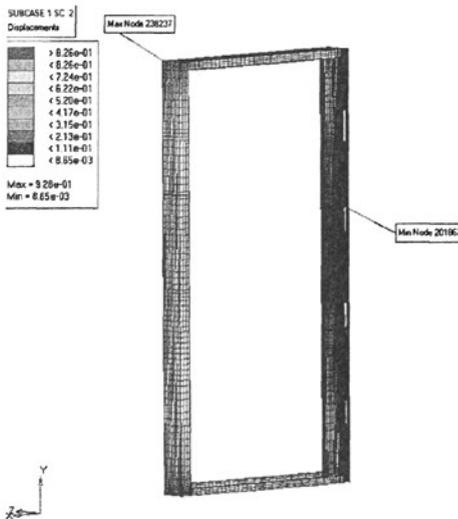


图 3.4.2 自动售票机前门打开时位移云图

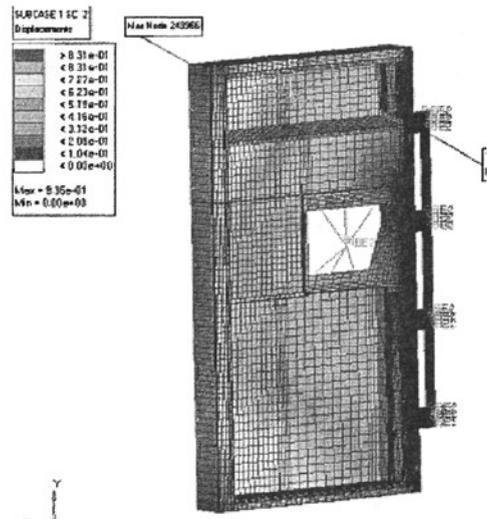


图 3.4.3 自动售票机打开时前门框架位移云图

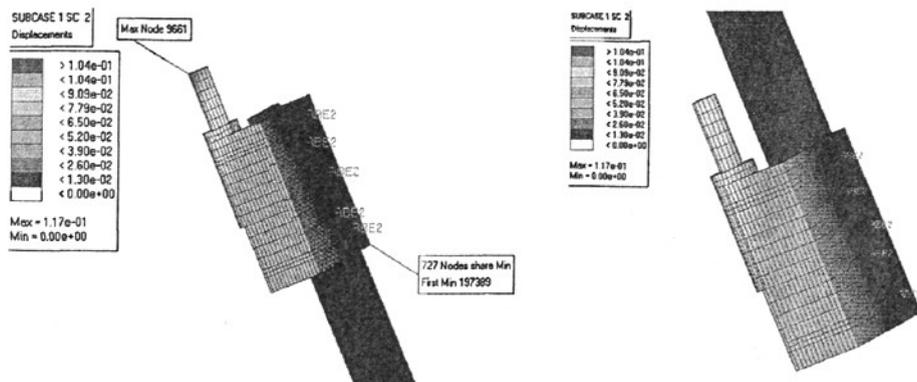


图 3.4.4 前门打开时第一、四个公支轴位移云图

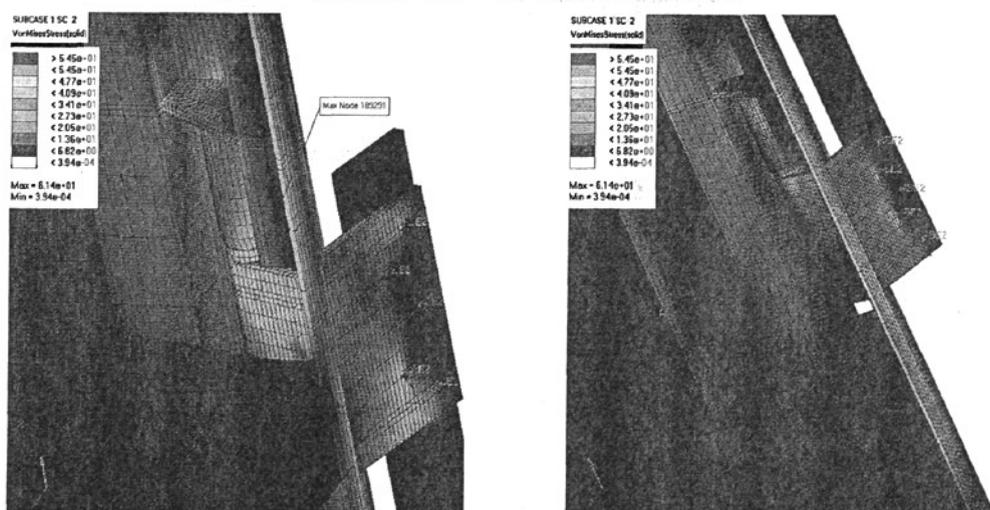


图 3.4.5 前门打开时第一、四公支轴处的应力云图

(2) 前门关闭状态下计算结果

根据弹性静力学分析的基本原理及其边界条件，用 Nastran 进行计算求解得出：当自动售票机开门的状态下，前门的最大位移位置处在右蒙板的下部，位移为 0.981mm 如，前门的最大应力在铰链处，大小为 61.1MPa。观察前门关键部位的应力位移图，可以知道前门框架的最大位移为 0.972mm,最大应力为 38.7 MPa；铰链处最大位移为 0.332mm，最大应力为 61.1 MPa。分析的位移应力云图如图 3.4.6~图 3.4.9

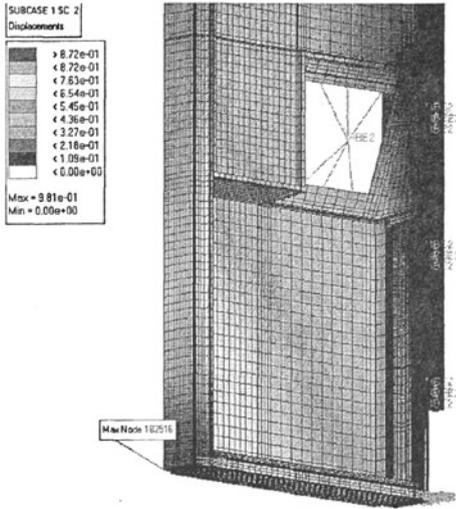
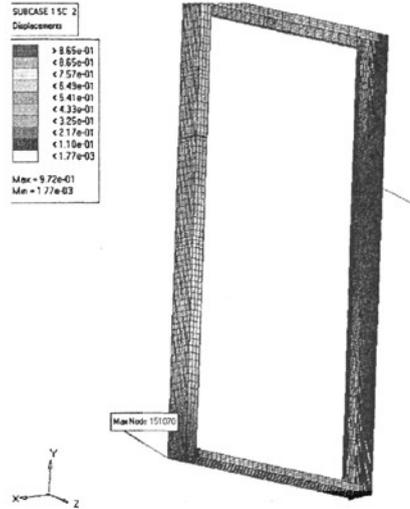


图 3.4.6 前门关闭时位移云图



3.4.7 前门关闭时前门框架位移云图

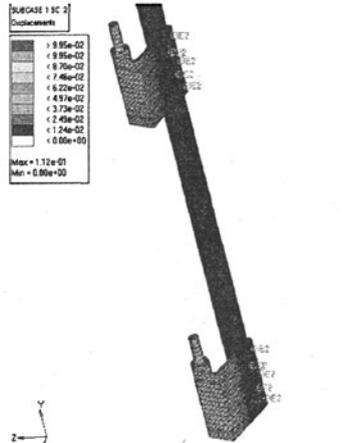
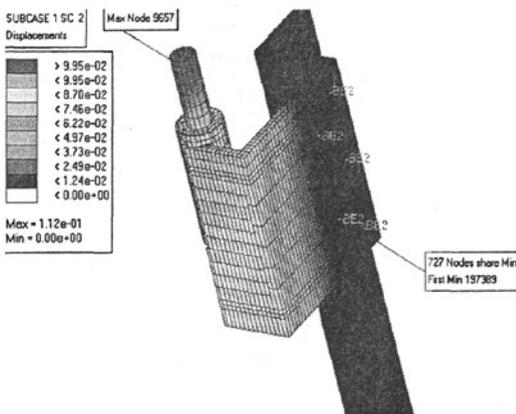


图 3.4.8 前门关闭时第一、四个公支轴位移云图

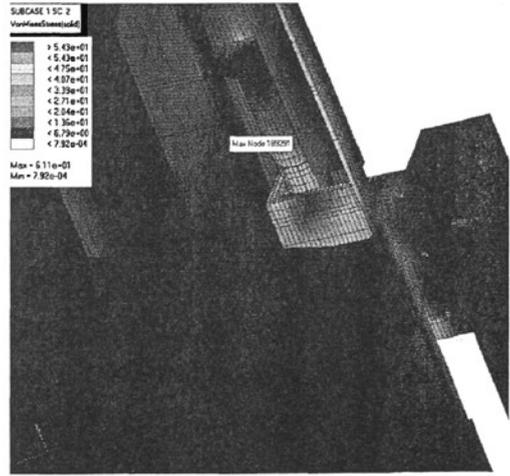
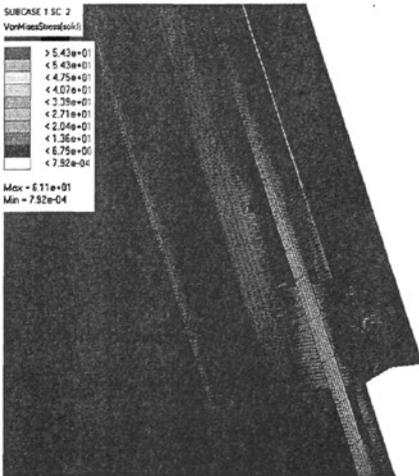


图 3.4.9 前门关闭时第一、四个公支轴应力云图

为了方便比较,列出了右蒙板上下边缘,铰链立柱与四个铰链公支轴接触部分的最大位移与应力表,分两种状态,如表 3.4.2 和表 3.4.3:

表 3.4.2 前门打开状态——前门的位移应力

自动售票机	右蒙板上边缘	右蒙板下边缘	铰链立柱与铰链 1	铰链立柱与铰链 2	铰链立柱与铰链 3	铰链立柱与铰链 4
位移/mm	0.935	0.884	8.059E-2	1.82E-2	1.916E-2	7.01E-2
应力/MPa	0.241	0.785	6.14E1	9.667	1.484E1	1.593E1

表 3.4.3 前门关闭状态——前门的位移应力

自动售票机	右蒙板上边缘	右蒙板下边缘	铰链立柱与铰链 1	铰链立柱与铰链 2	铰链立柱与铰链 3	铰链立柱与铰链 4
位移/mm	0.576	0.981	0.944	4.0078E-30	4.55E-2	9.412E-2
应力/MPa	0.188	0.703	6.11E1	8.355	1.044E1	2.786E1

### 3.4.3 对前门计算结果的分析讨论与建议

由分析结果可知,不管前门处于打开还是关闭的状态,位移最大的地方都在右蒙板的上边缘和下边缘,最大的位移值为 0.981mm。但是在自动售票机的设计当中,前门与机身之间的空隙只有三毫米,简而言之,位移已经达到三分之一。如果加上自动售票机机身的变形,其变形量将会更大。可以知道,前门的刚度还不够,随着使用时间的加长,直接由于前门的下沉而使前门无法关闭,而且现实当中也出现这种情况。

同时,从应力云图当中,铰链立柱与公支轴之间的应力值最大,最大的达到 61.4MPa。由于,前门开关的次数的增加,铰链立柱部分可能会产生变形,这样放大到右蒙板的位移将会更大。在应力云图当中,还可以观察到左蒙板在铰链立柱处的应力也比较大,对前门的变形也会产生影响。

针对以上情况,提出以下修改方案:(a) 由于前门框架之间,即左右立柱和上下横梁,是通过焊接的方式连接在一起,容易变形成为平行四边形,为了加强前门的刚度,对前门的上下蒙板和左右蒙板之间也进行焊接。(b) 因为应力最大的位置出现在铰链处,所以在铰链立柱处添加两块加强筋,并且添加铰链填补板,一方面加强铰链立柱的刚度,减小铰链立柱的变形,从而减少前门的下沉,另一方面改善了铰链立柱的应力分布。修改处在图中用椭圆圈出具体的如图 3.4.10。(c) 左蒙板由于安装铰链需要挖孔,(如图 3.4.10)而在孔的部位应力位移值都比较大(如图 3.4.15,用椭圆线圈出),因此添加加强筋,以减小其应力值,同时又作为内衬板起到美观的作用,在图中用椭圆线圈出,具体的如图 3.4.11。

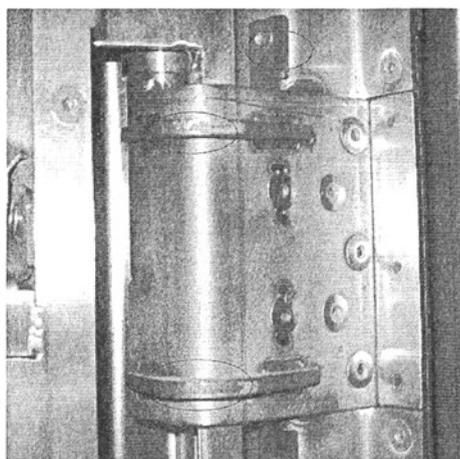


图 3.4.10 铰链立柱添加两块加强筋与一块填补板的实际图

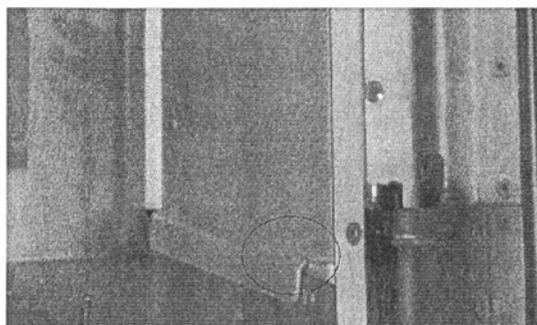


图 3.4.11 左蒙板处添加加强筋的实际图

#### 3.4.4 前门改进前后的结果对比

(1) 对模型进行适当的修改后,在自动售票机开门的状态下如图 3.4.12,前门的最大位移位置处在右蒙板的上部,位移为 0.482mm 如,前门的最大应力在铰链处如图 3.4.15,大小为 32.4MPa。观察前门关键部位的应力位移图,可以知道前门框架的最大位移为 0.480mm,最大应力为 19.8MPa;如图 3.4.14 铰链处最大位移为 0.0533mm,最大应力为 32.4 MPa。更详细的数据看图 3.4.12~图 3.4.15。

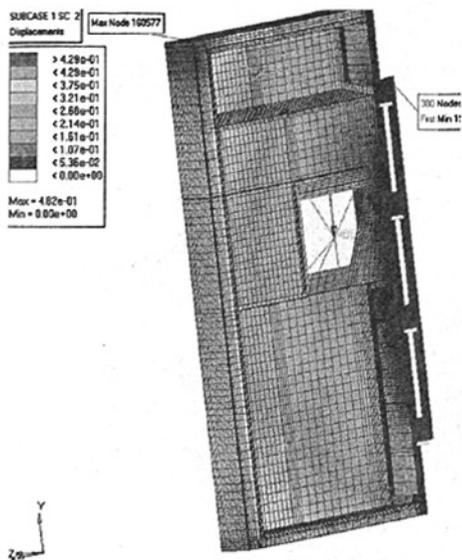


图 3.4.12 前门打开时位移云图(修改后)

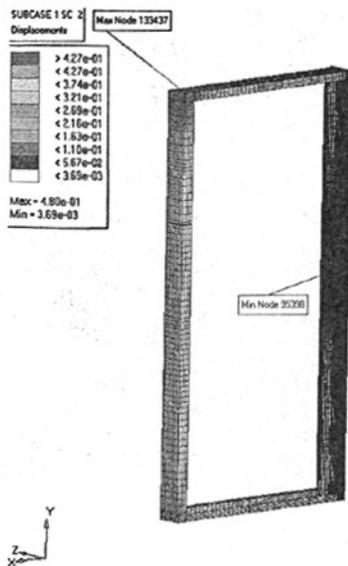


图 3.4.13 前门打开时框架的位移云图(修改后)

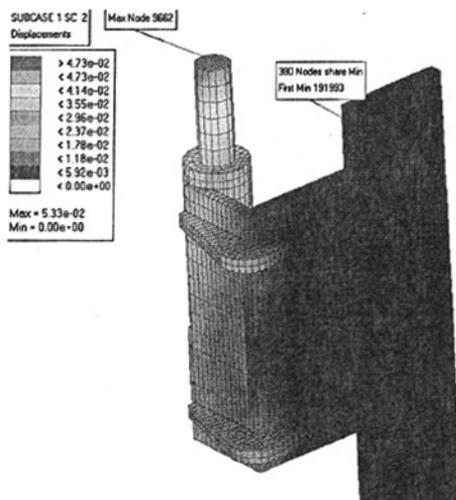
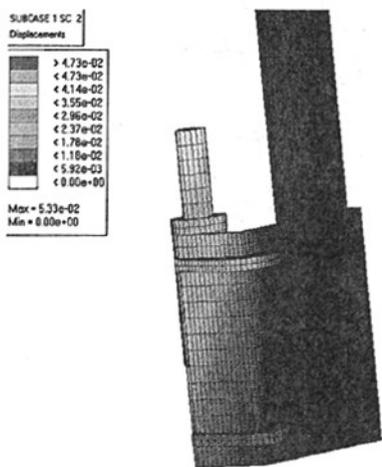


图 3.4.14 前门打开时第一、四公支轴位移云图(修改后)

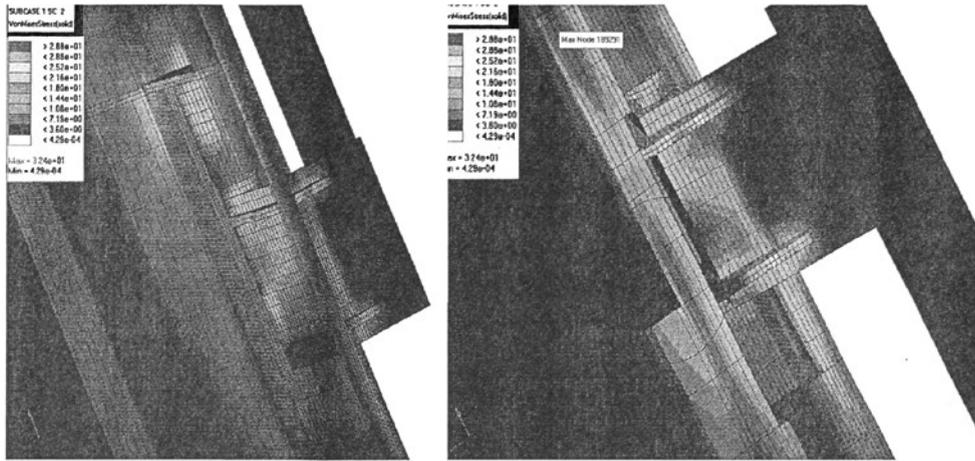


图 3.4.15 前门打开时第一、四公支轴处应力云图(修改后)

(2) 对模型进行适当的修改后, 在自动售票机关闭的状态下, 前门的最大位移位置处在右蒙板的下部, 位移为 0.39mm 如, 前门的最大应力在铰链处, 大小为 50MPa。观察前门关键部位的应力位移图, 可以知道前门框架的最大位移为 0.389mm, 最大应力为 38.2MPa; 铰链处最大位移为  $2.77E-2$ mm, 最大应力为 50 MPa。详细的位移应力云图见图 3.4.16 到图 3.4.19。

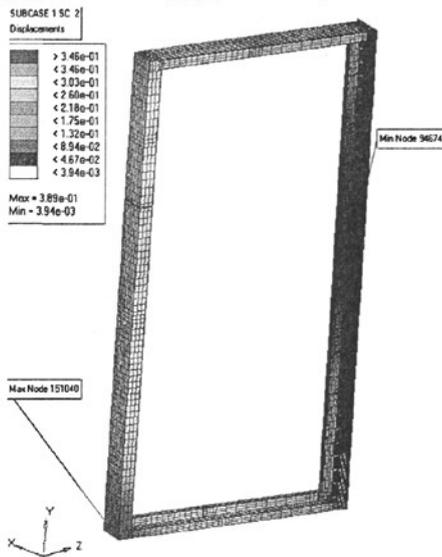


图 3.4.16 前门关闭时位移云图(修改后)

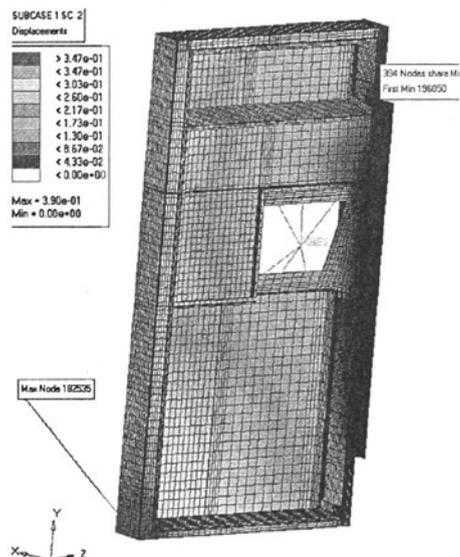


图 3.4.17 前门关闭时框架的位移云图(修改后)

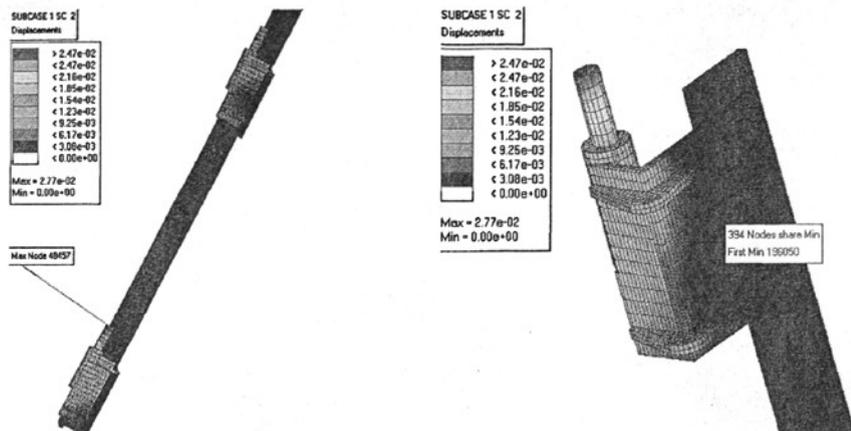


图 3.4.18 前门关闭时公支轴的位移云图（修改后）

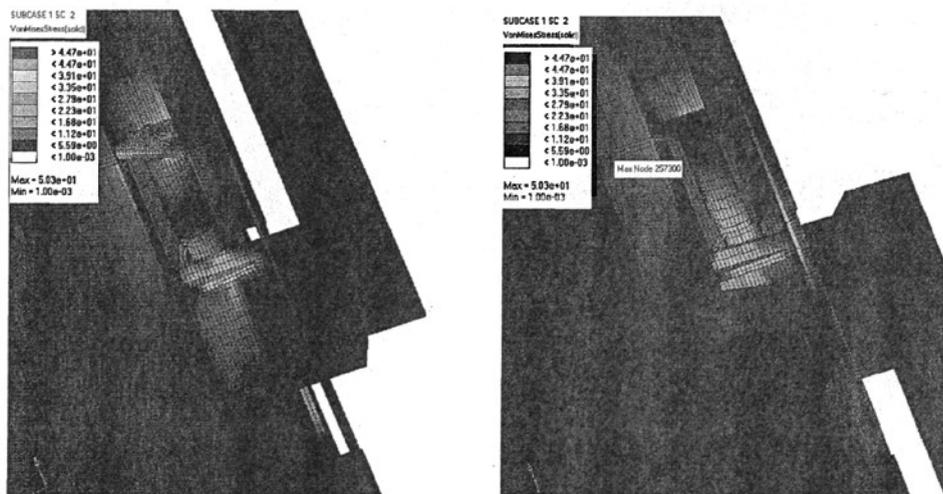


图 3.4.19 前门关闭时公支轴的应力云图（修改后）

为了便于观察修改后，前门的位移应力的变化，所以把前门位移和受力的关键部位最大的数据值列表如表 3.4.4 和表 3.4.5。

表 3.4.4 前门打开时，前门修改前后的关键部位位移应力值比较

自动售票机	右蒙板上 边缘	右蒙板下 边缘	铰链立柱与 铰链 1	铰链立柱 铰链 2	铰链立柱与 铰链 3	铰链立柱 与铰链 4
位移/mm	0.935	0.884	8.059E-2	1.82E-2	1.916E-2	7.01E-2
位移/mm (修改后)	0.482	0.44	1.975E-2	2.616E-3	6.393E-3	2.159E-2
应力/MPa	0.241	0.785	6.14E1	9.667	1.484E1	1.593E1
应力/MPa (修改后)	1.024E-1	3.3E-1	3.24E1	2.168	5.99	1.527E1

表 3.4.5 前门关闭时, 前门修改前后的关键部位位移应力值比较

自动售票机	右蒙板上 边缘	右蒙板下 边缘	铰链立柱 与铰链 1	铰链立柱与 铰链 2	铰链立柱 与铰链 3	铰链立柱 与铰链 4
位移/mm	0.576	0.981	0.944	4.0078E-3	4.55E-2	9.412E-2
位移/mm (修改后)	0.33	0.39	1.354E-2	4.064E-3	9.295E-3	1.728E-2
应力/MPa	0.188	0.703	6.11E1	8.355	1.044E1	2.786E1
应力/MPa (修 改后)	1.079E-1	7.6E-1	4.17E1	3.577	1.743	1.541E1

由表 3.4.4 和表 3.4.5 可以清晰的看出, 经过结构的改进后, 前门打开时最大的位移由 0.935mm 变成 0.482mm, 最大应力由 61.4MPa 变成 32.4MPa; 前门关闭时最大位移由 0.981mm 变成 0.39mm, 最大应力由 61.1MPa 变成 50MPa。位移和应力值都有较大幅度的减少, 同时前门的刚度得到比较大的提高, 所以达到预期效果。

### 3.5 自动售票机机身框架静态计算与结果分析

#### 3.5.1 机身框架载荷及边界条件

(1) 在前面的静力计算方案中, 已经提出过, 机身框架是主要承受前门和其他零件重量的结构, 所以对机身框架的单独分析显得很有必要。

自动售票机机身的受力状况也主要是由自身的重力组成, 机身主要零件的质量分布情况如下表 3.5.1:

表 3.5.1 自动售票机主要零件表

序号	组件名称	质量 (kg)	零件个数
1	前门组件	92	21
2	框架左面板	28.7	1
3	框架上面板	14	1
4	框架右面板	29	1
5	框架下面板	9.3	1
6	顶底板加强横梁	0.63	4
7	上面板加强筋	1.11	4
8	框架角加强筋	0.96	1
9	右面板加强筋	3.22	1
10	左面板加强筋	3.22	1

表 3.5.1 自动售票机主要零件表

序号	组件名称	质量 (kg)	零件个数
11	侧板加强立柱	2.8	4
12	下面板加强筋	2.17	1
13	铰链处加强立柱	2.67	1
14	锁加强立柱	1.4	1
15	铰链加强立柱	1.27	1
16	上内衬板	6.47	1
17	左内衬板	11	1
18	右内衬板	11	1
19	下内衬板	3.9	1
20	支架组件	43.93	1
21	支架连接件	3.92	1
22	后门	30.8	1
23	后门加强筋	3.18	1

(2) 自动售票机机身由于是放于地铁站平地上，没有通过任何螺栓之类的连接，所以主要受到垂直于地面方向(+Y)的位移约束；和平行于地面 (+X,+Y) 方向的转动约束。

### 3.5.2 机身框架的计算结果

分析方法如上，根据弹性静力学分析的基本原理及其边界条件，用 Nastran 进行计算求解，也是分析门打开和关闭两个状态的情况。

#### (1) 前门打开状态时的情况

机身框架的最大应力位置处在左面板的下边缘的前焊接处(如图 3.5.3)，应力为 41MPa,最大位移出现在机身框架前横梁的右端焊接处，大小为 1.29mm。整个模型的最大位移(如图 3.5.1)在前门右蒙板的上边缘，值为 1.97mm。

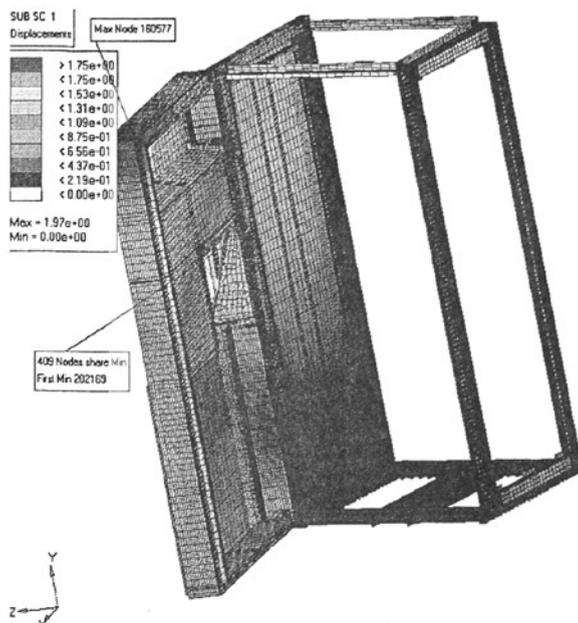


图 3.5.1 前门打开时机身框架的位移云图

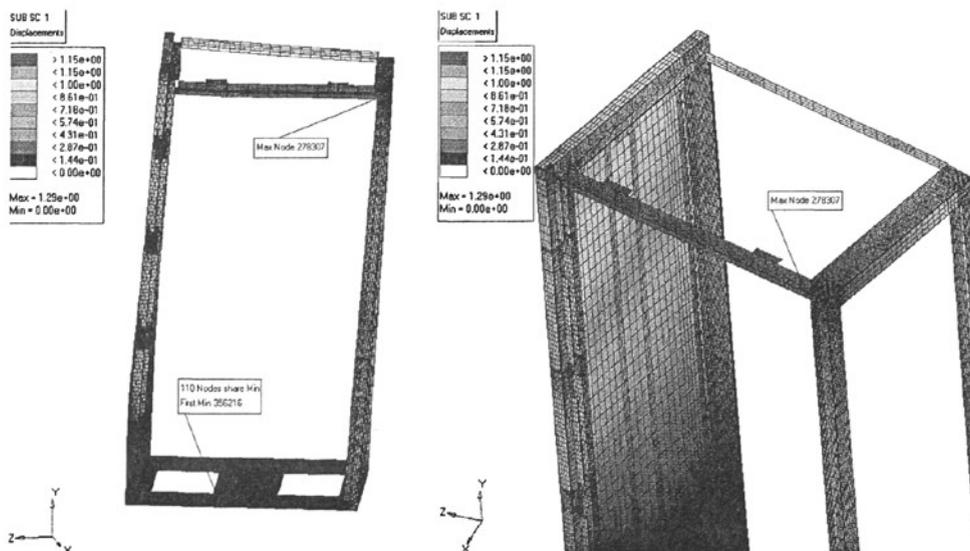


图 3.5.2 前门打开时位移放大 10 倍的机身框架位移云图

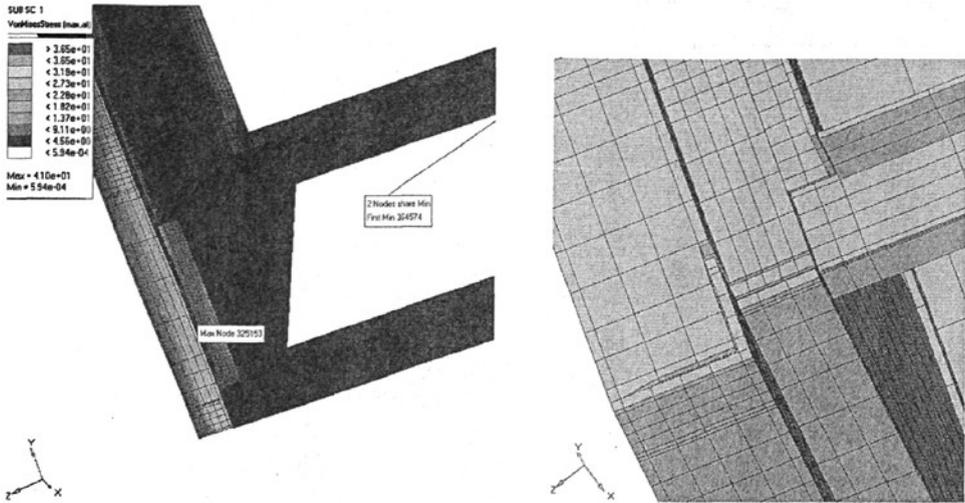


图 3.5.3 前门打开时机身框架焊接处的结构和应力云图

(2) 前门关闭状态

机身框架的最大应力位置处在左面板的下边缘的前焊接处，位移为 127.2MPa,最大位移出现在机身框架前横梁的右端焊接处（图 3.5.4），大小为 9.41mm。整个模型的最大位移在前门右蒙板的上边缘，值为 11.1mm。

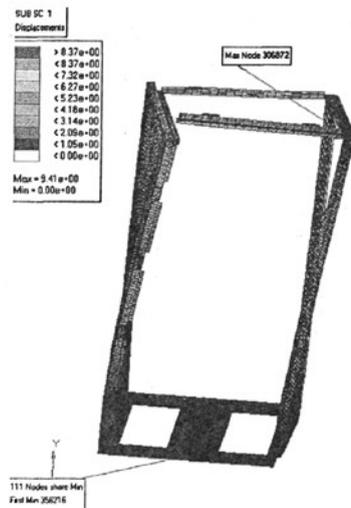
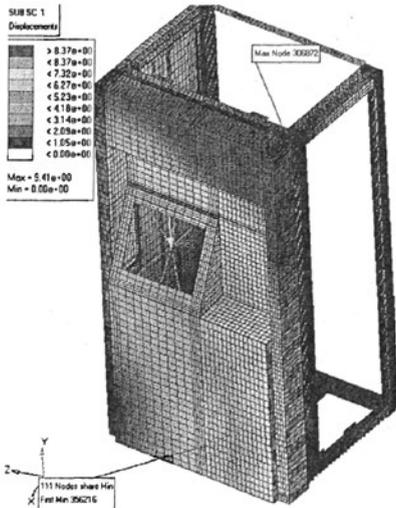


图 3.5.4 前门关闭时模型的位移云图

图 3.5.5 前门关闭时框架位移云图（40 倍）

为了便于分析，机身框架在前门的重力作用下产生的位移与应力状况，主要取几个关键部位的数据以作参考。机身左面板与上横梁和下横梁接触的地方，上横梁的焊接处，以上为位移以及应力出现最大值的的地方，故选择其为采集数据的部位。具体数据如下表 3.5.2 所示。

表 3.5.2 前门打开时, 机身框架的位移应力表

自动售票机	前门右蒙板	前门右蒙板	机身上横梁	机身上横梁	机身左面板	机身左面板
	上边缘	下边缘	的左端	的右端	上边缘	下边缘
位移/mm	1.97	0.955	1.24	1.29	1.159	1.246E-2
应力/MPa	1.694E-1	5.377E-1	1.885E1	6.465	1.455E1	4.1E1

表 3.5.3 前门关闭时, 机身框架的位移应力表

自动售票机	前门右蒙板	前门右蒙板	机身上横梁	机身上横梁	机身左面板	机身左面板
	上边缘	下边缘	的左端	的右端	上边缘	下边缘
位移/mm	1.11E1	6.402	8.141	9.075	7.438	2.093E-2
应力/MPa	1.02E-1	8.485E-1	2.104E1	2.855E1	8.993E-1	1.27E2

### 3.5.3 机身框架计算结果的分析与建议

(1) 从图 3.5.1 和图 3.5.4 可以看出, 位移最大的点在前门右蒙板的上焊接处, 同时由图 3.5.2 和图 3.5.5 可见机身框架的上横梁的位移和应力都高于其他零件, 可知上横梁部位需要得到加强, 同时在机身的设计中除了机身框架之间焊接之外, 机身的面板之间也要焊接, 从而弥补机身框架刚度不足。

(2) 从图 3.5.5, 由于图放大 40 倍, 可以清晰的看到在前门关闭时, 前门对机身框架的作用, 框架产生扭转, 所以在机身的设计中需要增加机身框架的扭转刚度, 每个面板中间使用加强筋, 然后将面板的加强筋与机身框架焊接起来, 同时将机身面板与机身框架铆接在一起, 使机身框架, 加强筋以及面板成为一体, 以达到加强机身框架刚度的目的, 从而减少变形。

(3) 从图 3.5.3 可以清晰的看出, 机身左面板是钣金件折弯而成, 所以在左面板的角上会有缝隙, 钣金的折弯缝隙处由于受到前门的作用, 变形很大, 从表 3.5.2 和表 3.5.3 可以看出在前门关闭的时候, 左面板的最大变形量达到 7.438mm, 最大应力达到 172.7MPa, 所以建议将左面板的缝隙焊接起来以减小左面板的变形, 增加其刚度。

## 3.6 自动售票机整机结构的结果分析

经过对前门和机身框架的详细分析后, 得到结构改进后的整个自动售票机模型的位移和应力云图 3.6.1, 从图中可以看出前门打开和关闭时, 最大的位移值分别为 0.771mm 和 0.78mm, 而前门与机身要避免卡门, 需要位移不超过 3mm, 所以满足设计要求。同时从图中可以看出机身框架的位移很小, 位移值基本上小于 0.085mm, 也满足设计要求。

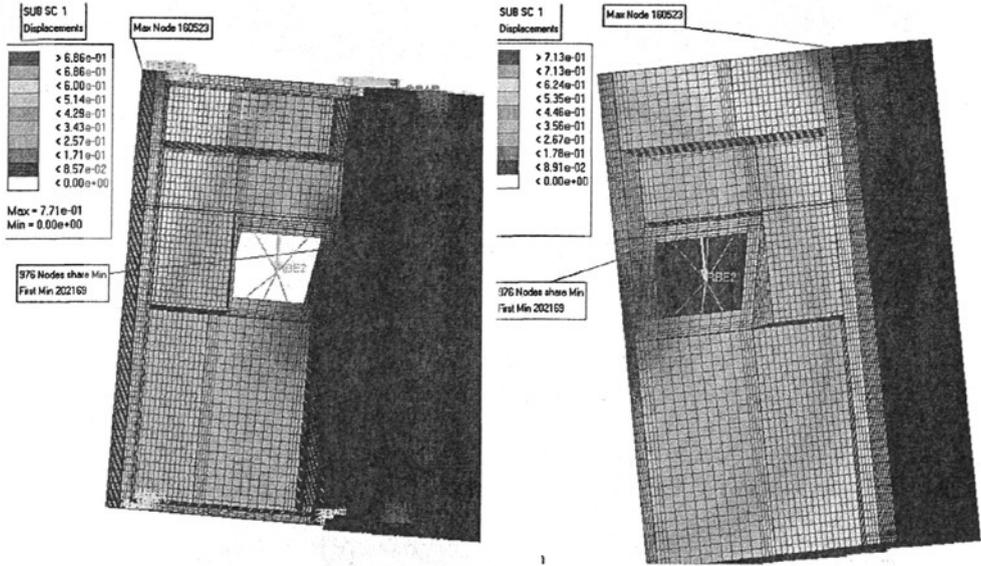


图 3.6.1 前门打开和关闭时的自动售票机的位移云图

由于，自动售票机的应力云图，不容易观察，所以通过表格的形式，列出应力最大的部位即铰链公支轴与立柱的接触部分的最大应力值，铰链公支轴从上到下排序为公支轴 1、公支轴 2 等。具体数据见下表 3.6.1：

表 3.6.1 自动售票机公支轴应力值 (MPa)

自动售票机	公支轴 1	公支轴 2	公支轴 3	公支轴 4
前门打开时	1.583E1	5.893	4.591	1.359E1
前门关闭时	4.6E1	2.647	4.231	1.768E1

由表 3.6.1 可以知道最大的应力值是在前门关闭时，第一个公支轴与铰链立柱的接触部位达到 46MPa，但是当门关闭时会有锁支撑着前门，所以前门关闭时实际的应力值要小于 46MPa。而材料的屈服强度远远大于 46MPa，所以在安全性能范围内，完全满足设计性能要求。

### 3.7 本章小结

本章首先对自动售票机的前门进行静态分析，找出前门下垂的主要原因：铰链处刚度不够，前门右蒙板刚度不足，前门框架之间焊接处变形较大，然后针对原因提出修改方案，使前门满足强度和刚度的设计要求；其次对机身框架，进行静态分析，分析变形的的主要原因，提出解决方案，使自动售票机整机结构满足设计要求。同时为后面的结构优化和动态分析做了好的铺垫与准备。

## 4 自动售票机的结构优化

### 4.1 概述

设计方案能够有效满足某种功能和外型是设计的目的,因此设计问题可以说是一个优化问题,即在保证产品达到某些性能目标并满足一定约束条件下的前提下,通过改变某些设计变量,使产品的性能达到最期望的目标<sup>[56]</sup>。例如,在结构满足刚度、强度要求的前提下,通过改变某些设计,使结构的重量最轻,这不但节省材料,也方便运输安装。在这里主要使用拓扑优化方法,对自动售票机进行结构的优化。

### 4.2 拓扑优化的基本概念

结构拓扑优化的基本思想是将寻求结构的最优拓扑问题转化为在给定的设计区域内寻求最优材料分布的问题。通过拓扑优化分析,设计人员可以全面了解产品的结构和功能特征,可以有针对性地对总体结构和具体结构进行设计。拓扑优化设计过程如图 4.2.1

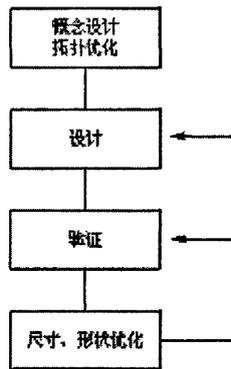


图 4.2.1 拓扑优化设计过程

### 4.3 结构优化理论

#### 4.3.1 结构优化的数学模型<sup>[49]</sup>

优化设计有三要素,即设计变量、目标函数和约束条件。设计变量是在优化过程中发生改变从而提高性能的一组参数。目标函数就是要求的最优设计性能,是关于设计变量的函数。约束条件是对设计的限制,是对设计变量和其他性能的要求。

优化设计的数学模型可表述为:

$$\text{最小化 (Minimize): } f(X) = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$$

$$\text{约束条件 (Subject To): } g_j(X) \leq 0 \quad j = 1, \dots, m$$

$$h_k(X) = 0 \quad k = 1, \dots, m_k$$

$$x_i^L \leq x_i \leq x_i^U \quad i=1, \dots, n$$

式中， $X = x_1, x_2, \dots, x_n$  是设计变量； $f(X)$  是目标函数； $g(X)$  是不等式约束函数； $h(X)$  是等式约束函数；上角标 L 指 Lower Limit，即下限；上角标 U 指 Upper Limit，即上限。

在拓扑优化中，设计变量选择是单元的相对密度，目标函数和约束函数可以使用有限元分析中计算的到的结构响应和响应的组合来定义。

其中可定义的结构响应类型有，质量和体积、质量分数和体积分数、重心、惯性矩、静态应变能、加权应变能、加权特征值倒数、组合应变能指标、拓扑优化或自由尺寸优化中的 VonMises 应力、静态位移，频率、频率响应位移等。

在本论文中，对自动售票机进行拓扑优化的时候，使用了静态位移响应、质量和体积响应以及 Von Mises 应力响应。

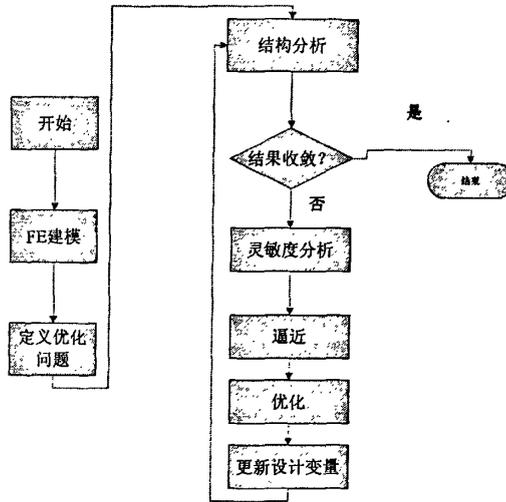


图 4.3.1 OptiStruct 结构优化设计流程

### 4.3.2 常见连续体结构拓扑优化方法

拓扑优化设计方法可分为两类：退化法和进化法。一般退化法使用的比较多，它是一种传统的拓扑优化方法，主要通过求目标函数导数的零点或一系列迭代计算过程求最优的拓扑结构。而退化法又可分为均匀化方法、变密度法、渐进优化方法等。下面对几种常用的方法进行简单介绍<sup>[47][52]</sup>：

#### (1) 均匀化方法<sup>[49]</sup>

对于均匀化法，结构的材料被表示为具有某种周期性的微观结构的多孔连续体或不同密度的分层复合物。在优化过程中以微结构的尺寸为设计变量，以微结构尺寸的消长实现对结构的优化，此方法优化后的模型多为多孔结构，不利于加工生产。

(2) 变密度法<sup>[58]</sup>

对于变密度法，以单元的相对密度作为设计变量，在0~1之间变化。0代表密度为无，1表示密度没变，中间值代表假象的材料密度值。这种方法，材料的刚度被假想成与密度成线性关系，这样对材料的表示与我们通常对材料的理解是一致的。就像铁的密度要大于铝的密度。按照此逻辑，中间密度代表假想的材料在密度法中更显真实。此方法程序实现起来方便，计算效率高。

变密度法的数学模型如下式：

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{find} \quad \rho = (\rho_1, \dots, \rho_n)^T \\ \text{min} \quad \sum_{i=1}^n \int_{\Omega} f_i u_i d\Omega + \sum_{i=1}^3 \int_{\Gamma} t_i u_i d\Gamma \\ \text{s.t.} \quad \text{Vol} = \sum_{i=1}^n \rho_i v_i^0 \leq V_0 \quad (i=1, \dots, n; j=1, \dots, J) \\ \quad \quad K(\rho)u = p \\ \quad \quad g_j(\rho) \leq 0 \\ \quad \quad 0 \leq \rho_i \leq 1 \end{array} \right.$$

(3) 渐进结构优化方法<sup>[59] [60] [61]</sup>

渐进结构优化方法能解决各类结构优化问题的最新方法。其原理为：将材料分为存在的和不存在的材料单元，并且对不存在的材料单元设为零，对存在的材料设为非零的数。通过这种零和非零模式实现结构的拓扑优化。通过此方法不仅可以解决尺寸优化还可以实现形状和拓扑优化。但是此方法在收敛性的证明上有缺陷。

目前，均匀化方法可求解的问题类型有限，设计变量多，敏度计算复杂，优化后的结构常常含有多孔质材料，难以制造。而变密度法以连续变量的密度函数形式表达单元相对密度与材料弹性模量之间的对应关系，这种方法基于各向同性材料，不需要引入微结构和附加的均匀化过程，程序实现简单，计算效率高。

本文中，考虑到计算效率，采用变密度法。

## 4.4 自动售票机前门的结构优化及结果分析

## 4.4.1 自动售票机前门的优化模型

在第三章第四节的分析中，通过表3.4和表3.5可以知道，前门的结构修改后，前门在关闭的状态下位移没有前门在打开的状态下位移大，所以选择前门打开的状态下进行结构优化，以减少质量和位移为主要目的。

### (1) 目标函数

前门框架的体积最小为设计目标，由体积最小从而实现减少质量的目的。在 OptiStruct 中，设置响应 Volume，Volume 的定义是前门框架的体积大小，并以使得响应 Volume 最小，为 Objective(目标)。

### (2) 设计变量

顶置设备支座优化的设计变量为单元密度。在 OptiStruct 中，拓扑优化所得的模型中密度值趋近于 0 的部分材料认为是可以被去除的。

### (3) 约束条件

在本文进行的自动售票机前门的拓扑优化中，定义的约束条件为位移约束。在 OptiStruct 中，设置响应 displ 和 disp2。displ 的定义为在前门右蒙板上边缘的节点 133621 的六个自由度的位移，disp2 的定义为在前门右蒙板下边缘的节点 150991 的六个自由度的位移，设置两个位移约束的上限为 0.3mm，远远小于设计要求中的 3mm 的位移要求。在 OptiStruct 中，设置前门框架部分为设计区域，其余部分为非设计区域。因为为了自动售票机美观与封闭性要求，其余部分不适合进行拓扑优化。

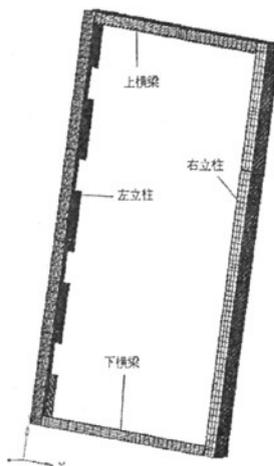


图 4.4.1 前门优化设计区

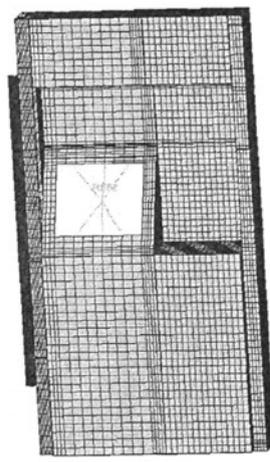


图 4.4.2 前门非优化设计区

## 4.4.2 前门优化前后的结果对比

### (1) 拓扑优化的计算结果

模型经过 15 次的迭代后，OptiStruct 计算收敛。由下面四个零件的迭代曲线可以知道，随着迭代次数的增加，单元密度越来越小，且基本上迭代到第七步结果处于稳定状态。单元密度在 0.15 以下的可以认为对提高整体刚度没有影响，即材料可以去除，详细的图形可以看图 4.4.3。

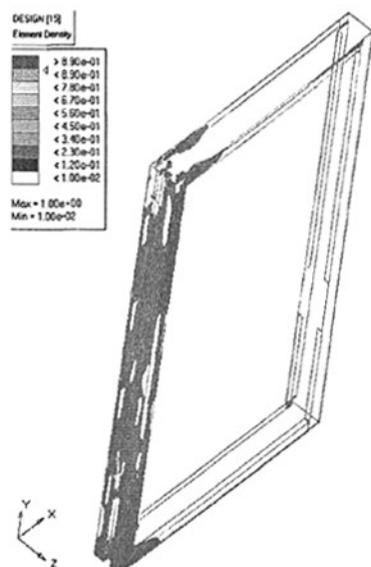


图 4.4.3 前门框架第十五次迭代、单元密度 0.15 以上的云图

为了详细了解前门框架的迭代情况，下面各图已经列出四个零件的迭代过程曲线，每个迭代图取三个节点，分别代表三个部位。曲线所描述的零件图中用椭圆圈出，这些迭代数据以供后面对结构优化作参考。具体的如图 4.4.4~图 4.4.9。

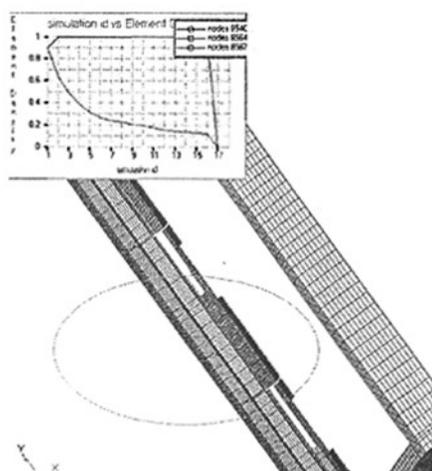


图 4.4.4 前门左立柱迭代曲线

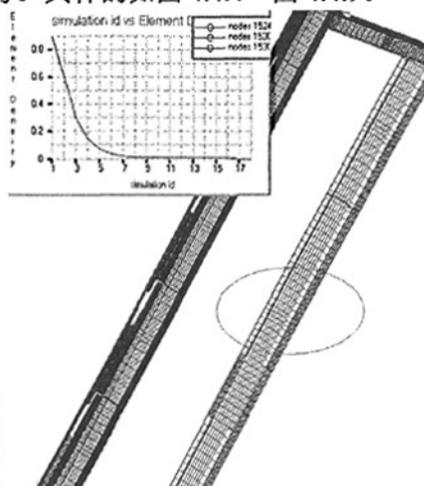


图 4.4.5 前门右立柱迭代曲线

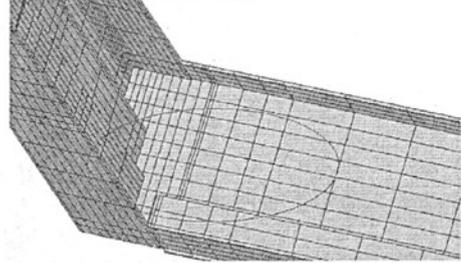
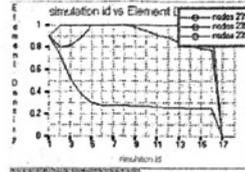
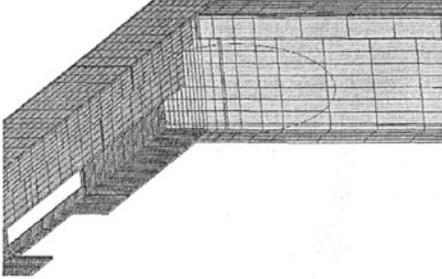
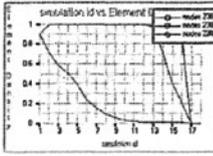


图 4.4.6 前门上横梁与左立柱焊接处迭代曲线      图 4.4.7 前门下横梁与左立柱焊接处迭代曲线

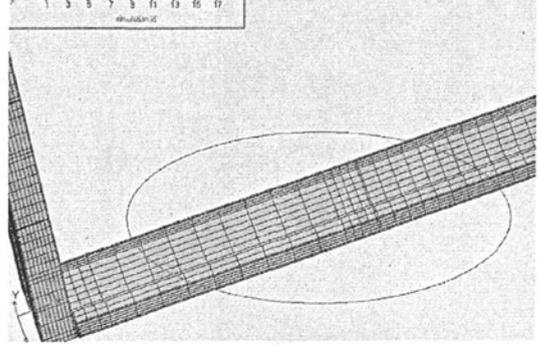
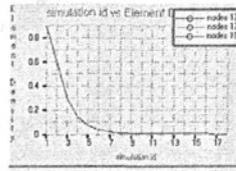
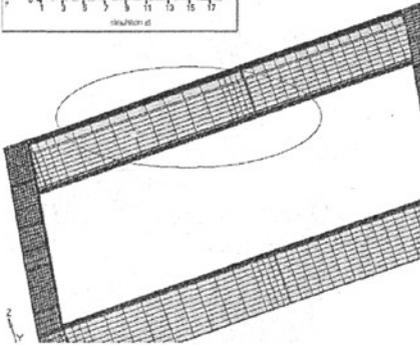
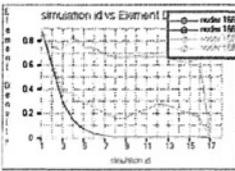


图 4.4.8 前门上横梁的迭代曲线

图 4.4.9 前门下横梁的迭代曲线

(2) 对计算结果的分析

a.由图 4.4.3 可知大概的单元密度分布图，主要前门左立柱的单元密度比较大，具体的单元密度变化可以看图 4.5 在迭代结束前单元密度 0.2 以上，得出的结论左立柱不适合减少材料。

b.由图 4.4.6 和图 4.4.7，图为前门上横梁和下横梁与左立柱焊接的部位，根据单元密度的迭代曲线可以清楚的知道在迭代结束之前单元密度基本位于 0.8 到 1 之间，偶尔有几个节点位于 0.2 以上，所以在离焊接处比较近的位置也不适合减少材料。

c.由图 4.4.3 和图 4.4.4 可以清楚的知道：前门右立柱在迭代到第七步以后，单元密度基本趋于零，所以可以适当的对结构进行优化。再看图 4.4.8 和图 4.4.9，在远离焊接处的上下横梁的节点迭代曲线，在迭代到第七步以后也趋于 0，所以也可以进行结构的优化。

(3) 优化后结果的对比

由上面 OptiStruct 优化所得到的结果, 重建前门框架新的三维模型及有限元模型 (如图 4.4.10), 然后进行静力学分析 (前门打开状态下), 具体位移应力如图 4.4.11 和图 4.4.12

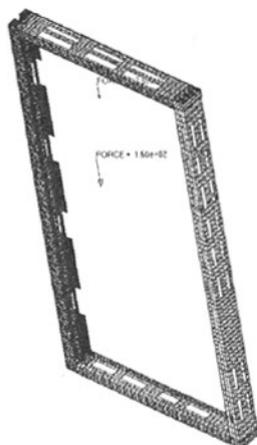


图 4.4.10 前门框架优化后的有限元模型

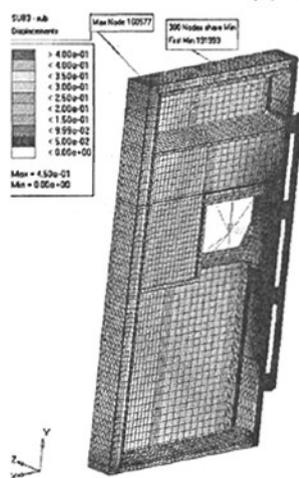


图 4.4.11 前门优化后的位移云图

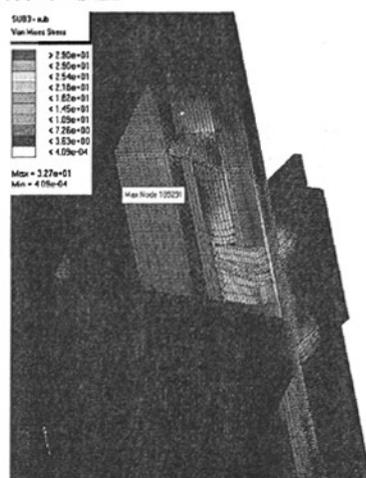


图 4.4.12 前门优化后的应力云图

表 4.4.1 前门打开时, 前门优化前后的关键部位位移应力值比较

自动售票机	右蒙板上 边缘	右蒙板下 边缘	铰链立柱 与铰链 1	铰链立柱 与铰链 2	铰链立柱 与铰链 3	铰链立柱 与铰链 4
位移/mm	4.82E-1	4.4E-1	1.975E-2	2.616E-3	6.393E-3	2.159E-2
位移/mm (优化后)	4.364E-1	4.166E-1	2.311E-2	3.154E-3	7.564E-3	1.905E-2
应力/MPa	1.024E-1	3.3E-1	3.24E1	2.168	5.99	1.527E1
应力/MPa (优化后)	1.357E-1	3.279E-1	3.2E1	3.905	5.818	1.21E1

表 4.4.2 优化前后, 优化部件质量对照表

部件名称	优化前质量 (kg)	优化后质量(kg)	减重比
前门框架	9.07	7.11	21.6%

从表 4.4.2 的结果可以得出, 前门框架在优化后, 重量的改变 21.6%, 前门的最大位移由 0.482mm 减少到 0.436mm, 最大应力值几乎没有变化。优化后, 模型的应力和刚度满足设计要求。

## 4.5 自动售票机机身的结构优化及结果分析

### 4.5.1 自动售票机机身的优化模型

本节主要对自动售票机在内部电子设备的重力作用下情况进行优化分析。在对模型的优化时, 将设计目标、约束条件和设计变量等参数定义如下:

- (1) 设计目标: 体积最小;
- (2) 约束: 静力分析中, 优化部件的应力值不超过 2MPa;
- (3) 设计变量: 单元密度。

机身支架的优化与上一节前门框架的优化一样, 依次定义设计变量, 定义响应, 定义目标函数以及定义约束, 在此就不再进行详细说明。在这里要说明的是, 这里优化主要目的不是减少材料, 而是由于电子设备之间有大量的数据线, 所以需要在支架面板上设计孔以便于布线。这里主要目的是寻求最佳的孔的设计位置。这次的设计区域的零件有四个, 分别命名为零件 1、零件 2、零件 3、零件 4, 具体的位置如图 4.5.1。

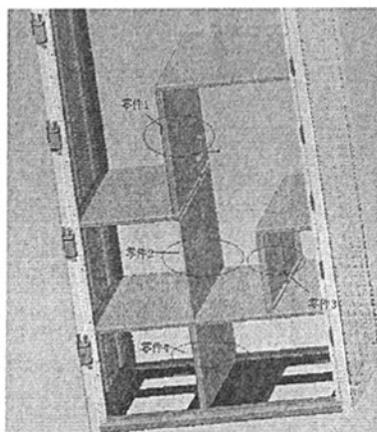


图 4.5.1 机身的设计区域图

### 4.5.2 机身优化前后的结果对比

#### (1) 拓扑优化的计算结果

模型经过九次的迭代后, OptiStruct 计算收敛。图 4.5.2 到图 4.4.5 是单元密度在

0.2 以下的拓扑优化迭代九次后的单元密度图，因为我设置的应力约束是 2MPa 而屈服应力是 200MPa 以上，所以空白的地方可以认为去除材料的部分，同时也不会影响整体刚度。

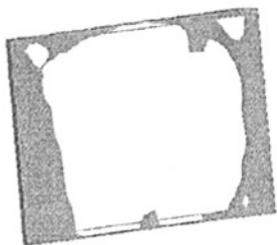


图 4.5.2 支架零件 1 的单元密度图



图 4.5.3 支架零件 2 的单元密度图

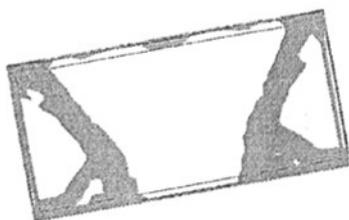


图 4.5.4 支架零件 3 的单元密度图

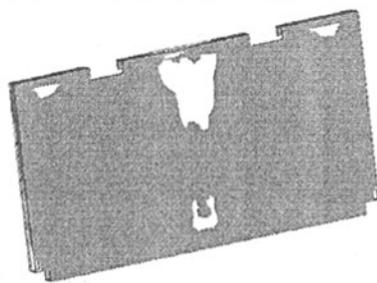


图 4.5.5 支架零件 4 的单元密度图

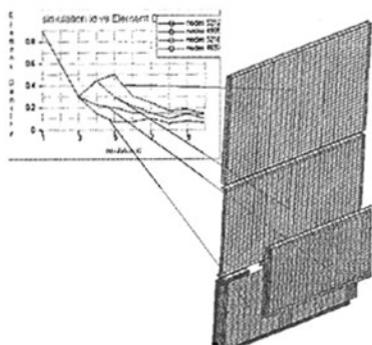


图 4.5.6 单元密度小于 0.2mm 的迭代曲线

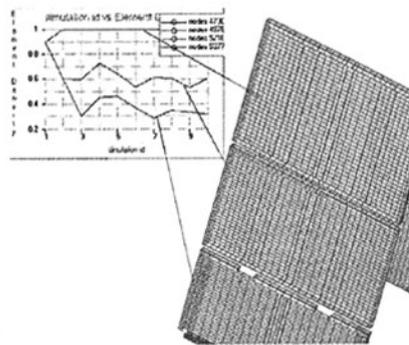


图 4.5.7 单元密度大于 0.2mm 的迭代曲线

## (2) 对计算结果的分析

由图 4.5.6~图 4.5.7，可以得出结论，零件 1 在中间大部分面积可以去除但是边界处不能优化，零件 2 在左半部分面积需要保留不能简化，零件 3 则需要保留非空白部分，零件 4 是受力最大的支架所以不适合大量冲孔，但由于论文设置的应力约束远远小于屈服强度所以可以适当的冲孔。且从图 4.5.6 的迭代曲线可以看出，随着迭代次数的增加单元成下降趋势，且在迭代结束时单元密度基本上处于 0.2 以下。在图 4.5.7 的迭代曲线可以看出基本上在 0.2 以上，有部分值一直保持 1 不变。

(3) 优化前后的结果对比

根据以上的分析,对优化区域进行优化,重新建模然后划分网格,得到下面优化后的有限元模型,如图 4.5.8。

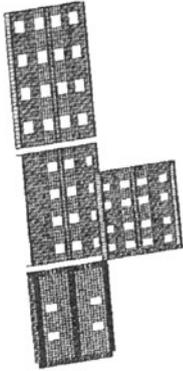


图 4.5.8 优化后支架的有限元模型

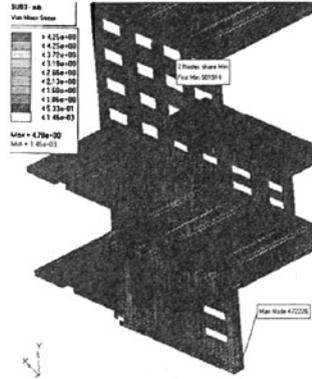


图 4.5.9 优化后的支架应力云图

表 4.5.1 优化前后, 支架的质量对照表

部件名称	优化前质量 (kg)	优化后质量(kg)	减重比
前门框架	15.87	13.8	13%

由图 4.5.9 显示支架的最大应力 4.78MPa 远远小于屈服强度, 其余非应力集中的部位都在 1MPa 以下, 同时由表 4.5.1 可知质量减少 13%, 并且结构的优化对整体刚度没有任何影响, 所以此拓扑优化结果满足设计要求。

以上对前门框架和机身支架进行了拓扑优化, 在对有限元模型的反复分析中, 得到以下几点有用的信息: 其一, 如果由很多中间密度单元, (其密度值介于 0 和 1 之间)则需要调整离散参数 DISCRETE, 这样可以使具有中间密度值的单元趋近与 1 或 0; 其二, 优化结果对网格划分密度敏感。一般说来, 有限元网格较密时可以产生“清晰”的拓扑结果, 而较粗的网格会生成“混乱”的结果。但有限元网格过密的情况下, 对复杂的模型而言则意味着收敛时间会大大增加。其三, 密度值的最大值最大值要显示 1, 否则说明优化的进程不够, 可以进行更多的迭代和减少目标的容差的参数值。最后, 在机械结构和零部件轻量化设计中运用该设计方法具有重要意义。

4.6 本章小结

本章主要简单介绍了运用有限元方法进行机械结构拓扑优化设计的基本理论以及运用 OptiStruct 软件进行结构拓扑优化的一般步骤。在本章中对前门框架和机身支架进行了拓扑优化并且对结构重新建模。对改进后的有限元模型, 重新进行静态分析与改进前结果相比较。结果表明, 应用有限元法进行结构的拓扑优化设计是一种有效的优化方法, 可为机械结构及零部件轻量化设计提供重要的概念化设计参考。

## 5 自动售票机有限元动力分析

### 5.1 概述

自动售票机工作的环境，一般是在地铁站或者火车站，要求自动售票机在工作地点的振动和冲击条件下，不影响自动售票机的使用寿命以及自动售票机内部的电子设备的正常工作。

对自动售票机进行模态分析，通过对有限元模型的固有频率和振型求解计算，以避免自动售票机前门和机身之间产生耦合效应，以及自动售票机的固有频率和地铁站的振动频率相同。由于地铁站存在轻微的冲击作用，有必要对自动售票机进行瞬态响应分析，分析应力应变的时间历程。同时，也有必要分析在地铁站的振动频率范围之内，自动售票机振动加速度响应结果，以满足自动售票机的性能要求。

典型的动力学分析过程如下图 5.1.1，执行动力分析的基本步骤如下<sup>[62]</sup>：（1）定义动力环境(外载)。（2）建立合适的有限元模型。（3）选择合适的分析方法，计算结构的响应。（4）评价结果。

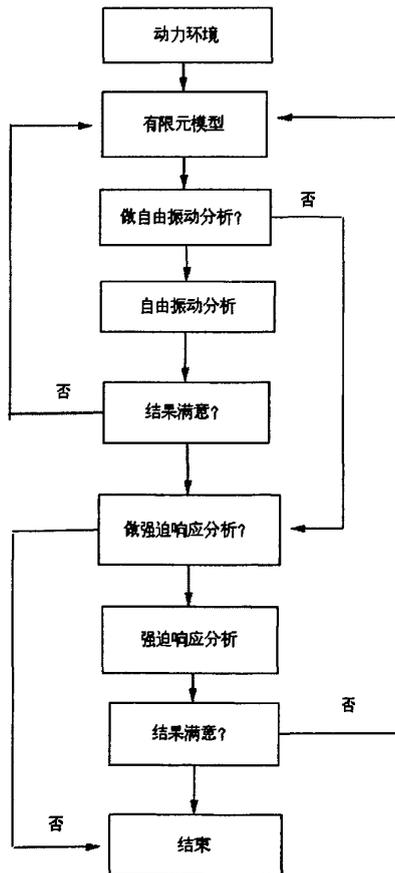


图 5.1.1 动力分析过程

## 5.2 模态分析

### 5.2.1 模态分析的基本概念<sup>[63][64]</sup>

多自由度的无阻尼系统会有多个固有频率（固有频率还可称为特征频率、基本频率、共振频率、主频率），当系统以任意一个固有频率做自由振动时，称其为主振动。做主振动所对应的振动形态称为主振型，或称为模态。

结构系统的各种动力响应都可以用固有模态进行组合。因此在动力分析中，固有模态是十分重要的。固有模态分析的结果是多种动态行为的判据，也是进一步分析（如瞬态分析，频域响应分析，随机振动分析）的基础数据。所以，固有模态分析可以说是所有动态分析的基础。

### 5.2.2 模态分析理论<sup>[62]</sup>

根据达朗贝尔原理，可以推得动力平衡方程为：

$$[M]\{\ddot{\delta}\} + [C]\{\dot{\delta}\} + [K]\{\delta\} = \{P\} \quad (5.1)$$

其中： $[M]$ 为整体结构的质量矩阵。 $\{\delta\}$   $\{\dot{\delta}\}$   $\{\ddot{\delta}\}$ 分别表示结构的位移、速度和加速度列阵。由各个单元的质量矩阵组装而成，方法类似于总体刚度矩阵 $[K]$ 的成形规则。 $[C]$ 为结构的阻尼矩阵。

具有阻尼的系统振动方程为：

$$([K] + t\omega[C] - \omega^2[M])\{\delta\} = 0 \quad (5.2)$$

在求解模态时，在本质上就是求解振动方程的特征值，然后可计算得到固有频率即 $\omega_i (i=1,2,\dots,n)$ 和结构的振型即 $\{\delta\}$ 。

可推导出无阻尼系统的频率方程：

$$[K] - \omega^2[M] = 0 \quad (5.3)$$

解此方程可以得到结构的  $n$  对特征值和特征向量，对应于结构的频率和振型。由于低阶振动对结构的动力影响最大，故本文在研究自动售票机模态响应时提取了前十四阶固有频率和振型。

### 5.2.3 特征值提取方法<sup>[62]</sup>

典型的无阻尼模态分析求解的基本方程是经典的特征值问题：

$$[K]\{\phi_i\} = \omega_i^2[M]\{\phi_i\} \quad (5.4)$$

其中， $[K]$ 表示刚度矩阵； $\{\phi_i\}$ 表示第  $i$  阶模态振型向量； $\omega_i$  表示第  $i$  阶模态固有频率（ $\omega_i^2$  是特征值）； $[M]$  表示质量矩阵。

由上理论可以知道,多自由度系统模态分析都可归结为求解矩阵特征值问题。当模型的网格数比较多时,也就是自由度很大,这样计算时间会很长以及计算结果会非常巨大。但在实际工程中,结构的前几阶模态对动力影响很大,于是出现了许多通过计算机方便的求解出模型前几阶的模态的近似方法,如邓克利法、里茨法、瑞利法、子空间迭代法、矩阵迭代法等等。

本文中,分析软件使用的是 MSC.Nastran。MSC.Nastran 提供了七种实特征值提取方法,均是求解模态固有频率及其振型的数值计算方法。这七种方法都有着各自特殊的考量,没有一种方法可以很好地适用于所有的问题,因此就要求根据实际问题选择出一种最为合适的方法。方法的选择很重要的一点是基于问题的规模与求解效率的考量上。

实特征值提取方法可归于下面两者之一或同时属于:(1)变换法;(2)跟踪法。在变换法中,特征值方程先变换成一种特定形式,从中可以容易地求解出特征值。在跟踪法中,特征值利用迭代过程一次求解一个。

(1) Givens 方法及 Householder 方法;(2)修正的 Givens 方法及修正的 Householder 方法;(3)逆幂法;(4) Sturm 修正逆幂法,以上六种特征值提取方法不适合本文所建立的有限元模型,而第七中特征值提取方法, Lanczos(兰索士)法比较适合。

Lanczos(兰索士)法:这种方法克服了各种限制,结合了其他六种方法的优点,它要求质量矩阵为正的半正定矩阵,要求刚度矩阵是对称的,如同变换法, Lanczos(兰索士)法不会丢根,但它有跟踪法的效率,因为它仅计算用户所要求的根,这种方法计算精确的特征值及特征向量。Lanczos(兰索士)法对大部分中、大型问题非常适合。在 MSC.Nastran 中推荐使用的方法便是 Lanczos 方法。针对本文所研究结构紧凑而几何特征多样的特点,运用 Lanczos(兰索士)法将更为合适,这样不仅精度有保证,而且计算效率也大为提升。

#### 5.2.4 模态分析的步骤

对自动售票机前门和机身结构的理论模态分析主要步骤如下:

- (1) 建立自动售票机结构的有限元模型;
- (2) 施加约束(对于自由模态不加约束条件),定义分析类型和分析选项、指定加载步选项,求解方法和输出结果控制,并求解;
- (3) 对计算所得结果进行分析

#### 5.2.5 自动售票机自由模态计算

进行模态分析时,由李晓霖<sup>[72]</sup>,闫瑞明,张向东<sup>[71]</sup>等人的研究,地铁站的振动频率一般在 0~100HZ 之间,然而由于高频段在经过土层的过滤,高频段分量相对较

少,因此提取模型的低、中频段的各阶模态,就能满足对舱体进行动力学特性研究的要求。故本文采用 Lanczos 算法,运用 NASTRAN 求解器,由于第 14 阶的频率已经达到 119Hz,在振动范围之外,故提取前 14 阶模态。

(1) 自动售票机前门有限元模型计算结果

由于对自动售票机前门在计算时不施加任何约束,即对有限元模型进行自由状态下的模态提取,故会产生六个刚体模态,三个移动模态和三个转动模态,其固有频率为零,故将其剔除。前 14 阶模态频率及振型描述分别如下表 5.2.1 所示。

表 5.2.1 自动售票机前门模态计算结果对照

阶数	频率值(HZ)	振型描述	阶数	频率值(HZ)	振型描述
Mode-1	24.323	中间面板弯曲	Mode-8	90.261	右端弯扭组合
Mode-2	27.783	一阶扭转	Mode-9	97.199	—
Mode-3	45.931	中间面板扭转	Mode-10	107.645	—
Mode-4	51.947	中间面板扭转	Mode-11	111.683	—
Mode-5	69.711	右端局部弯曲	Mode-12	117.387	—
Mode-6	74.256	中间面板弯扭组合	Mode-13	117.940	—
Mode-7	82.165	中间面板弯扭组合	Mode-14	119.217	—

下图为 1~8 阶固有频率及相应的振型图 (放大 20 倍以后的变形)。

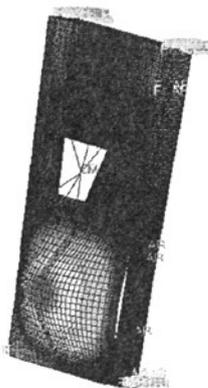


图 5.2.1 第一阶振型图

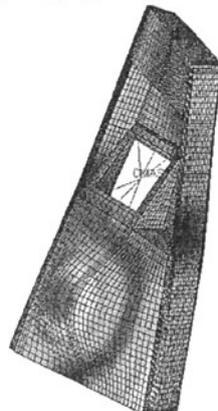


图 5.2.2 第二阶振型图

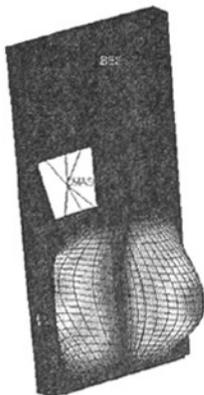


图 5.2.3 第三阶振型图

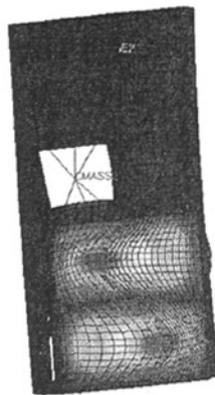


图 5.2.4 第四阶振型图

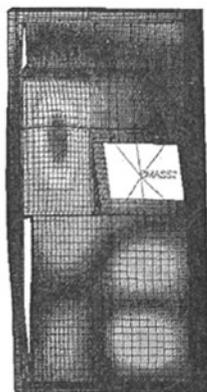


图 5.2.5 第五阶振型图

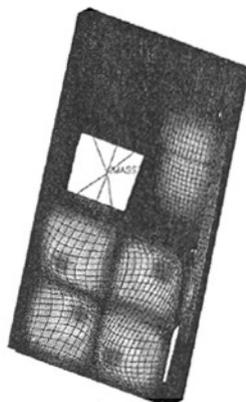


图 5.2.6 第六阶振型图

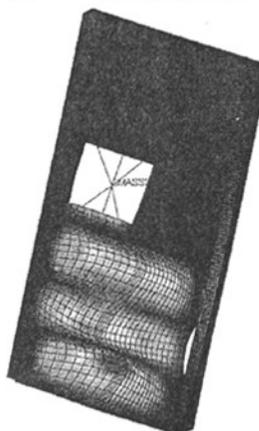


图 5.2.7 第七阶振型图

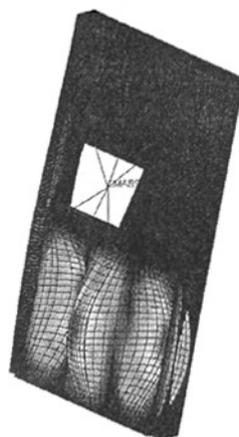


图 5.2.8 第八阶振型图

### (2) 自动售票机机身有限元模型计算结果

由于对自动售票机机身在计算时不施加任何约束, 由于对自动售票机机身在计算时不施加任何约束, 即对有限元模型进行自由状态下的模态提取, 故会产生六个刚体模态, 三个移动模态和三个转动模态, 其固有频率为零, 故将其剔除。前十四阶模态

频率及振型描述分别如下表所示。由于地铁的振动频率被地面吸收所以对自动售票机的频率影响在 10HZ~70HZ 的范围<sup>[71][72]</sup>，同时，高频率对自动售票机的影响因子比低频要小的多，所以这里只考虑低频中频的振动模态。

表 5.2.2 自动售票机机身模态计算结果对照

阶数	频率值(HZ)	振型描述	阶数	频率值(HZ)	振型描述
Mode-1	23.256	一阶扭转	Mode-8	76.539	—
Mode-2	25.295	后门弯曲	Mode-9	76.827	—
Mode-3	52.260	后门扭转	Mode-10	79.697	—
Mode-4	52.650	后门扭转	Mode-11	84.851	—
Mode-5	56.213	一阶弯曲	Mode-12	91.509	—
Mode-6	64.257	二阶弯曲	Mode-13	92.174	—
Mode-7	74.124	—	Mode-14	92.797	—

下图为 1~6 阶固有频率及相应的振型图（放大 20 倍以后的变形）。

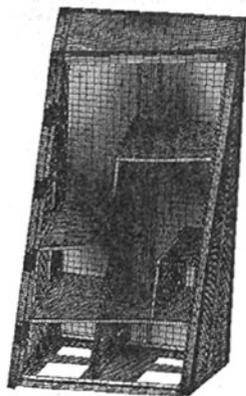


图 5.2.9 第一阶振型图

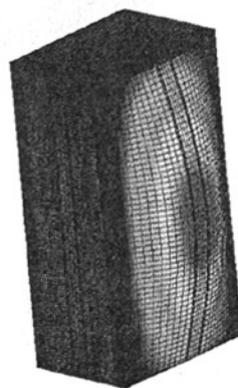


图 5.2.10 第二阶振型图

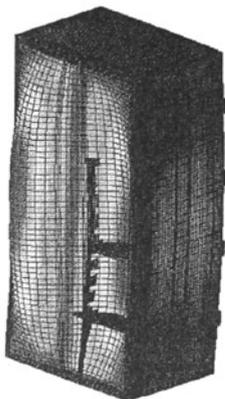


图 5.2.11 第三阶振型图

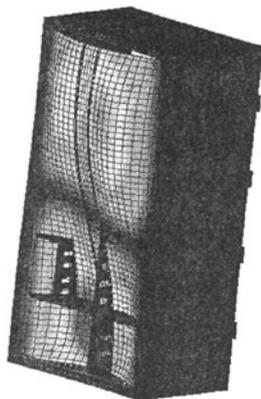


图 5.2.12 第四阶振型图

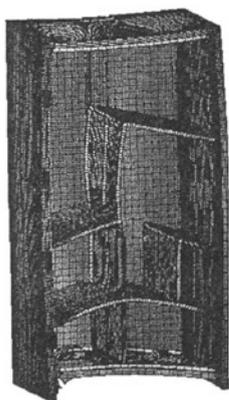


图 5.2.13 第五阶振型图

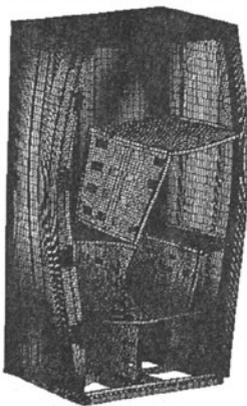


图 5.2.14 第六阶振型图

### (3) 对自动售票机模态计算结果分析

#### A) 模态分析结果好坏的因素

工程结构要与其使用的环境的动力学特性相适应。即要避免出现结构模态与激励频率耦合，或者子结构之间有模态耦合，否则设计的结构将会出现共振、严重的会产生抖动，这样局部将产生疲劳破坏等，从而影响设备的使用和造成巨大的经济损失。

自动售票机的前门和机身都应该避开地铁站的频率，同时自动售票机的前门和机身要避免模态的耦合。

#### B) 模态分析结果的分析

##### (a) 模态频率的分析

在地铁车站，激励的频率主要来自地面，而激励源主要是列车与车轨之间的作用力产生，产生的中心频段为 10Hz 到 150Hz 之间，由于对所有土壤条件下，因低频振动阻尼相对较小，在频率  $f \leq 20\text{Hz}$  时振动衰减较低，地铁站的低频会有很大的影响。由于自动售票机放于地铁站，所以一部分中间频率 20Hz 到 60Hz 之间也有影响，根据李晓霖<sup>[72]</sup>，闫瑞明，张向东<sup>[71]</sup>等人的研究，频率范围 5~10Hz、30~40Hz 为地铁

站附近的主要振动频率范围,但因为不同城市的环境不一样,所以地铁的振动频率会有所不同。不过,在不同城市低频的影响变化不大,而中高段的频率对机构的变形影响不是主要原因,所以在这里取以上数据作为研究对象同时把 30~40Hz 的频率范围放大到 30~50Hz,这样研究的结果更具有普遍性。

由表 5.2.1 和表 5.2.2 可以知道,由于前门相对于机身质量较轻,所以其固有频率较高,而机身的固有频率值相对较低且较为密集。同时自动售票机机身不在地铁站的主要振动范围之内,而自动售票机前门有第三阶振型在振动范围之内。自动售票机前门第四阶的下面板扭转频率 51.947Hz 与机身的第三、四阶(52.260Hz、52.650Hz)的后门扭转频率非常接近,容易产生子结构之间的模态耦合,从而产生共振。同时,值得注意的是机身的第三阶与第四阶的振动频率也非常接近,应当拉开它们的频率值以免产生耦合效应。

除了上面提到的几个很接近的频率需要调整,同时可以看到前门的第一阶与机身的第一阶模态值只差 1.1Hz 左右,相差不大,所以也建议加大两个振型值之差。

#### (b) 模态振型的分析

结构振型展示了结构固有振动形态。通过分析振型,易于找出结构薄弱环节,判别产生振动的原因。从振型图可以看出,容易发生共振的频率,都是前门的中间面板和机身后门的振动,所以加强这两个部件的强度将会移动固有频率、避免其共振。

在结构的动态分析中,各阶模态所具有的权因子大小与该模态频率的倒数成反比,即频率越低,权重越大,这也就是说低阶模态特性基本决定了产品的动态性能。这主要是:(1)低阶频率段较容易与外界条件耦合;(2)结构件的低阶振型造成的影响较高阶振型严重<sup>[65][66]</sup>。所以对于后面更高阶的振动,对自动售票机结构动态性能的影响较小,一般只研究低阶固有频率对结构性能的影响。而且在高频段,频率密集程度较为严重,各阶频率之间的耦合非常厉害,难以进行正确的模态参数识别。

本章显示放大 20 倍以后的阵型图图形,对各阶振动更加详细的情况,可以查看各阶固有频率所对应的变形动画。至于这些振动是否能够反映实际情况,还需要试验的验证。

### 5.2.6 结构改进后的自由模态分析

在前门中间面板部位焊接了一块 45mmX720mm 的铁皮具体如图 5.2.15 的绿色部分,同时将自动售票机机身的后门加厚一毫米以提高其刚度。

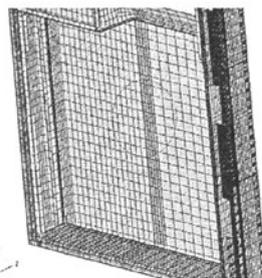


图 5.2.15 前门中间面板焊接铁皮图

下面列出了, 经过修改后自动售票机前门和机身的模态计算结果对照表, 由于前六阶是振型为刚体模态, 其固有频率为零, 表里不列出。同时由于自动售票机前门的每个模态的振型基本一样, 避免重复所以这里不列出。

表 5.2.3 自动售票机前门模态计算结果对照

阶数	频率值(HZ)	振型描述	阶数	频率值(HZ)	振型描述
Mode-1	24.935	中间面板弯曲	Mode-8	90.309	—
Mode-2	27.959	一阶扭转	Mode-9	102.918	—
Mode-3	47.161	中间面板扭转	Mode-10	107.663	—
Mode-4	54.595	右端局部弯曲	Mode-11	114.09	—
Mode-5	69.897	中间面板弯扭组合	Mode-12	117.716	—
Mode-6	76.800	中间面板弯扭组合	Mode-13	119.256	—
Mode-7	83.591	—	Mode-14	121.484	—

表 5.2.4 自动售票机机身模态计算结果对照

阶数	频率值(HZ)	振型描述	阶数	频率值(HZ)	振型描述
Mode-1	23.228	一阶扭转	Mode-8	79.016	—
Mode-2	26.548	后门弯曲	Mode-9	80.509	—
Mode-3	52.685	后门扭转	Mode-10	90.135	—
Mode-4	56.019	一阶弯曲	Mode-11	91.916	—
Mode-5	59.570	后门扭转	Mode-12	92.545	—
Mode-6	64.569	二阶弯曲	Mode-13	92.873	—
Mode-7	74.294	—	Mode-14	94.007	—

这里值的注意的是后门的振型从第九阶开始发生了变化, 下面为第三阶到第六阶

的振型图（放大 20 倍）。

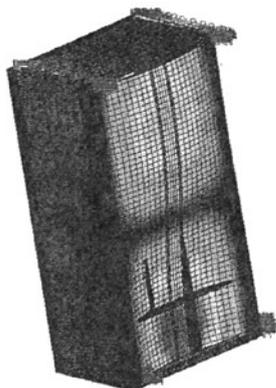


图 5.2.16 机身第三阶振型

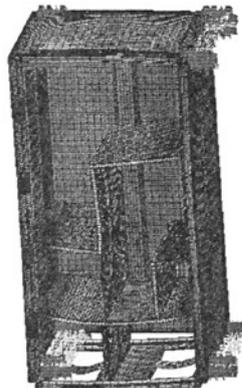


图 5.2.17 机身第四阶振型

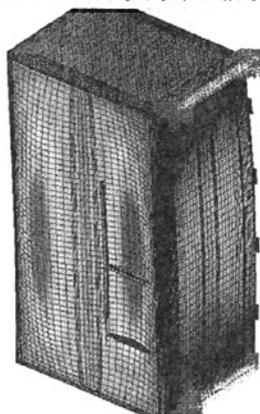


图 5.2.18 机身第五阶振型

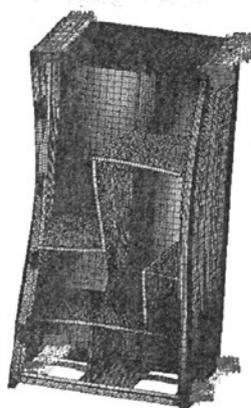


图 5.2.19 机身第六阶振型

改进后的有限元模型，自动售票机机身的第三、四阶的频率差值由原来的 0.4Hz 增加到现在的 4Hz 左右；自动售票机前门的第四阶振型频率值增加 2.6Hz，避开了机身的第三阶振型的频率值。唯一不足的是，自动售票机前门的第三阶频率值为 47.161Hz，在频率 30Hz~50Hz 之间<sup>[71][72]</sup>，主要是前门中间面板的扭转振动，不过可以通过焊接中间面板与左右立柱，或者加强与左右立柱之间的连接即可较小振动。

### 5.3 瞬态响应分析

瞬态响应分析是用来计算结构强迫动力响应的最一般的方法。瞬态响应分析的目的在于计算结构随时间变化激励载荷下的响应<sup>[62]</sup>。通过对自动售票机进行瞬态响应分析可得到节点的位移、速度、加速度、单元的力及应力等结果，求出自动售票机关键部位在各时刻的应力分布及数值大小，找出危险点，并得出某些重要节点的整个应力时间变化历程。

### 5.3.1 模态瞬态响应分析中运动方程的求解<sup>[67]</sup>

模态瞬态响应分析是利用结构振型缩减问题求解空间的大小,解耦运动方程(当使用模态阻尼或没有阻尼时),使数值求解更为高效。作为结构特性的一部分,振型通常需要计算,因而模态瞬态响应分析是主模态分析的自然扩展,首先引入假设:

$$\{u(t) = [\Phi]\{\xi(t)\} \quad (5.5)$$

将变量从物理坐标 $\{u\}$ 转换到模态坐标 $\{\xi\}$ 。为方便处理,暂时忽略所有的阻尼,得到无阻尼运动方程:

$$[M]\{u(t) + [K]\{u(t)\} = \{p(t)\} \quad (5.6)$$

将物理坐标转化成模态坐标,将(4.5)代入(4.6)得:

$$[M][\Phi]\{\xi(t)\} + [K][\Phi]\{\xi(t)\} = \{p(t)\} \quad (5.7)$$

得到了耦合的模态坐标下的运动方程,下面的问题主要就是为方程解耦。于是等式两边同时乘以 $[\Phi]^T$ ,则:

$$[\Phi]^T [M][\Phi]\{\xi\} + [\Phi]^T [K][\Phi]\{\xi\} = [\Phi]^T \{p(t)\} \quad (5.8)$$

其中,  $[\Phi]^T [M][\Phi]$ 为模态广义质量矩阵;  $[\Phi]^T [K][\Phi]$ 为模态广义刚度矩阵;  
 $[\Phi]^T \{p\}$ 为模态力向量;

最后一步利用振型的正交特性,用广义质量矩阵及广义刚度矩阵(为对角矩阵)表达运动方程,这种方程为非耦合的,于是可以写成如下的单自由度系统方程:

$$m_i \xi_i(t) + k_i \xi_i(t) = p_i(t) \quad (5.9)$$

其中,  $m_i$ : 第*i*阶模态质量;  $k_i$ : 第*i*阶模态刚度;  $p_i$ : 第*i*阶模态力;

求出上式的响应结果后,通过模态响应叠加可以得到物理响应:

$$\{x\} = [\Phi]\{\xi(\omega)\}e^{i\omega t} \quad (5.10)$$

由于数值积分是在数目相对较少的非耦合的方程系统上进行,对变化的 $\Delta t$ ,并不会像直接瞬态响应分析中一样有很大的计算量,但仍然可以使用常时间步长 $\Delta t$ 。

### 5.3.2 模态瞬态响应分析中的阻尼及动力数据计算<sup>[62][68]</sup>

当考虑模态阻尼,每个模态有阻尼 $b_i$ ,运动方程保持为非耦合形式,每一模态有如下方程:

$$\xi_i(t) + 2\zeta_i \omega_i \dot{\xi}_i(t) + \omega_i^2 \xi_i(t) = \frac{1}{m_i} p_i(t) \quad (5.11)$$

或

$$m_i \ddot{\xi}_i(t) + b_i \dot{\xi}_i(t) + k_i \xi_i(t) = p_i(t) \tag{5.12}$$

其中， $\zeta_i = \frac{b_i}{2m_i\omega_i}$  为模态阻尼比； $\omega_i^2 = \frac{k_i}{m_i}$  为模态频率（特征值）。

对以上形式的模态方程，可以使用一有效的非耦合的解析积分算法来求解解耦的单自由度系统的模态响应，每一个模态响应用下式计算：

$$\begin{aligned} \xi_i(t) = & e^{-bt/2m} \left( \xi_0 \cos \omega_d t + \frac{\dot{\xi}_0 + \frac{b}{2m}\xi_0}{\omega_d} \sin \omega_d t \right) \\ & + e^{-bt/2m} \frac{1}{m\omega_d} \int_0^t e^{b\tau/2m} p(\tau) \sin \omega_d(t-\tau) d\tau \end{aligned} \tag{5.13}$$

在 MSC.Nastran 中，模态阻尼比通过数据卡片 TABDMP1 来定义。

模态响应的分析中，有两种计算方法，模态位移法和矩阵法，这两种方法只是计算效率的不同，计算结果一致。当模态数大于激励频率数时，选用矩阵方法计算，这样效率更高，因此在本文中选用矩阵法进行计算。

### 5.3.3 瞬态响应分析方法

强迫运动是在分析模型上添加随时间或频率变化的确定的激励，这种激励可以是位移、速度或加速度。计算模型其他位置处的响应。强迫运动分析的一种方法是直接法和大质量法。直接法是在模型上直接添加强迫运动，强迫运动可以是位移、速度或加速度等<sup>[48]</sup>。

大质量法就是在一个自由度上连接一个大质量（比结构全部质量大几个量级），然后在此自由度上施加一个载荷，于是可以得到结构所预期的加速度，经过积分可以得到速度和位移，则有：

$$p = m_o \ddot{u}$$

一般大质量越大，这种近似越准确。大质量的大小以计算机的数值溢出为限制，不过大质量一般的取值范围为结构总质量的  $1 \times 10^3 \sim 1 \times 10^8$  倍。在计算中，大质量可以用 CMASSi 或 CONMi 卡片，载荷可以用用户在 TLOAD1 及 TLOAD2 卡片中指明是强迫位移、速度或加速度来实现。

在本章节中，根据地铁工作的环境，大质量选取为  $4e+5$  吨，由于地面的振动加速度为  $0.06 m/s^2$ 。

### 5.3.4 瞬态响应分析的步骤

瞬态响应分析的求解控制数据卡片主要分为三种：执行控制段、工况控制段以及数据段。瞬态动力分析的一般过程现总结如下：

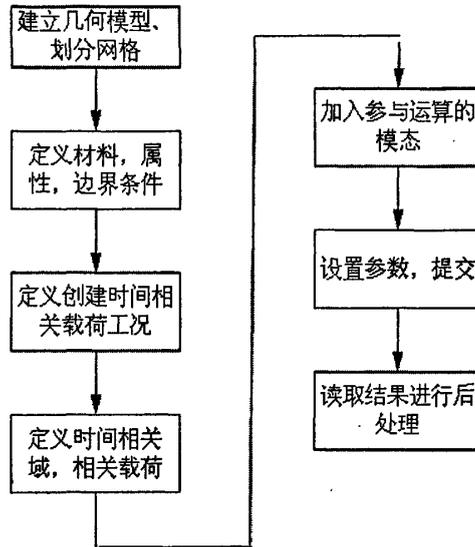


图 5.3.1 模态法瞬态分析流程

在本章内容中，运用 Nastran 软件进行计算求解，对应上面求解的一般步骤，实现瞬态响应分析的主要控制语句如下：

```

ASSIGN OUTPUT2 = '0408-whole-reponse.op2', UNIT = 12--定义输出文件名
SOL 112-----选择结构求解序列 112, 用模态法进行瞬态响应分析
SDAMPING = 23-----选取 ID 为 1 的 TABDMP1 卡片定义模态阻尼
SUBCASE 1
Subcase name : whole
SUBTITLE=whole
METHOD = 22----- 选取 ID 为 1 的特征值提取参数卡片 EIGRL
TSTEP = 24-----选取 ID 为 1 的 TSTEP 卡片, 定义分析中用到的积分时间参数
SPC = 18----- 引用 ID 为 2 的 SPCADD 卡片, 选取位移约束
DLOAD = 21----- 引用 ID 为 20 的 DLEAD 卡片, 选取动力载荷
DISPLACEMENT(PUNCH, REAL)=ALL-----请求输出位移
TSTEP          24140      1.00E-03 5
                100       0.0015  5--定义分析中用到的时间步长及时间范围
TABDMP1        23      CRIT
+      1.0      0.03   200.0   0.03ENDT-----过指定阻尼来定义模态阻尼
  
```

```

EIGRL      221.0   10   0  ——此卡片定义用 Lanzos 方法提取特征值参数
CMASS2    24868572400000.0  596053   2-----定义大质量单元属性
MAT1      3206000.0   0.29 0.00782-----定义材料
DAREA      16  596053      22.40E+07-----作用于大质量上的外力
TLOAD1     10008   16  LOAD      19 -----DAREA 集 ID 为 16 连接 TLOAD1
DLOAD     211.0   1.0  10008  ——引用 ID 为 10008 的 TLOAD1 生成动载集组合
TABLED2      190.0
+  0.0   0.0  0.035  1.0  0.07   0.0  0.105  -1.0
+  0.14  0.0  0.3   0.0ENDT-----卡片 TABLED1 定义了集中载荷与时间的关系
    
```

### 5.3.5 自动售票机有限元模型的瞬态响应计算及结果分析

根据设计要求，在地铁站的模拟载荷为冲击载荷，冲击波形为尖峰锯齿波，由李晓霖<sup>[72]</sup>，闫瑞明，张向东<sup>[71]</sup>等人的研究可知，地铁站设备区加速度最大值不超过  $0.06\text{ ms}^{-2}$ ，脉冲持续时间为 70ms 左右。用 NASTRAN 软件进行求解时，响应计算时间设为两段，第一段为 0.14s，求解时间步长为 0.001s；第二段为 0.15s，求解时间步长为 0.0015s。用模态迭加法计算瞬态响应，包含前 10 阶模态。自动售票机所受的冲击加速度为：

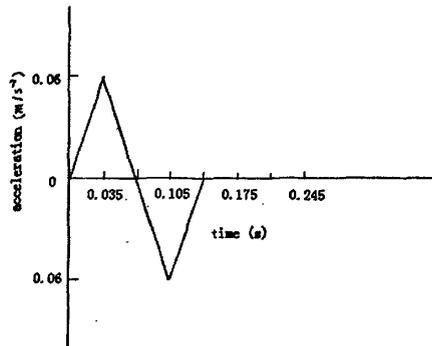


图 5.3.2 自动售票机所受到的冲击加速度随时间变化曲线图

问题主要还是考虑前门右蒙板处的位移，铰链处的应力；机身右面板的位移与应力。计算后得到如下结果：由图 5.3.3 和图 5.3.9 知道在 0.035s，0.115s 时刻有最大的位移，由图 5.3.7 可以知道，自动售票机右蒙板下边部达到最大位移，大小为 0.00531mm，上部的位移也有 0.005139mm 左右。在自动售票机的中间面板处，出现的位移峰值和右蒙板一致，只是最大的位移在 0.0035mm。自动售票机机身的位移则更小， $1.8\text{E}-4\text{mm}$ 。从位移随时间变化曲线显式，在 0.14s 后出现小幅的振荡，不过可以看出最后会趋于零，这是有阻尼存在的原因。

在应力最大的铰链处，四个铰链应力随时间变化的曲线基本上一致，最大的应力

变化在第一个铰链处，最大值为 0.34MPa。由前面的静力计算分析知道，门的最大位移为 0.78mm，最大应力由 46MPa。所以由地铁站产生的冲击加速度对自动售票机的位移和应力几乎没有影响，设计满足性能要求。

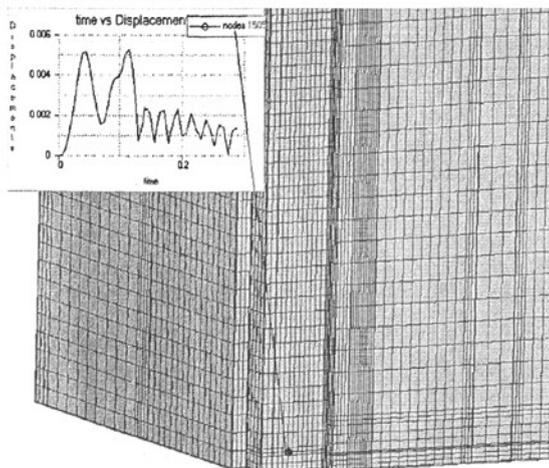


图 5.3.3 前门右蒙板下边缘节点位移随时间变化曲线图

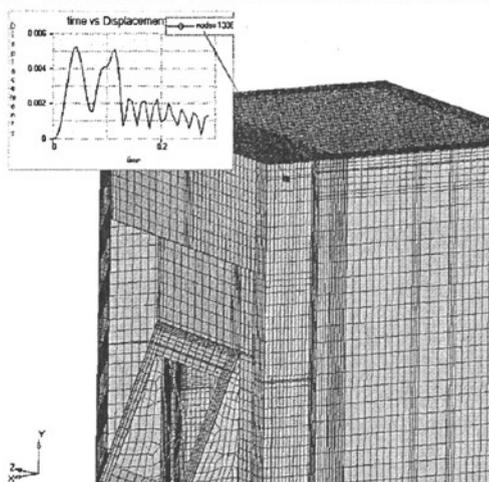


图 5.3.4 前门右蒙板上边缘节点位移随时间变化曲线图

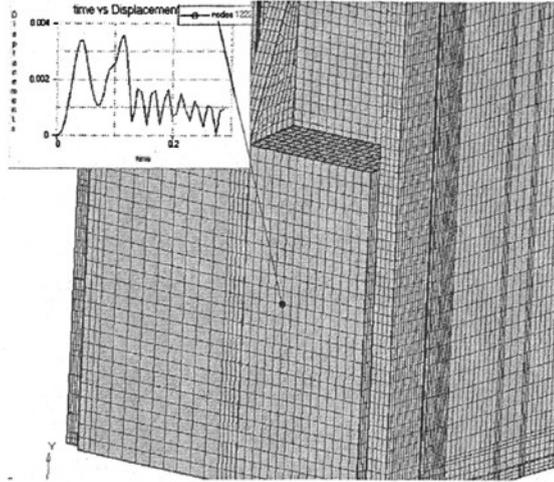


图 5.3.5 前门中间面板局部节点位移随时间变化曲线图

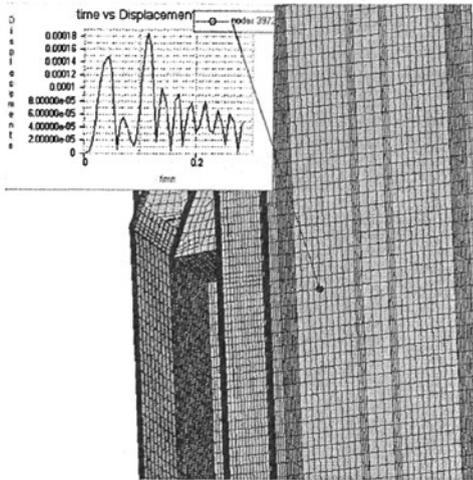


图 5.3.6 机身右面板的节点位移随时间变化的曲线

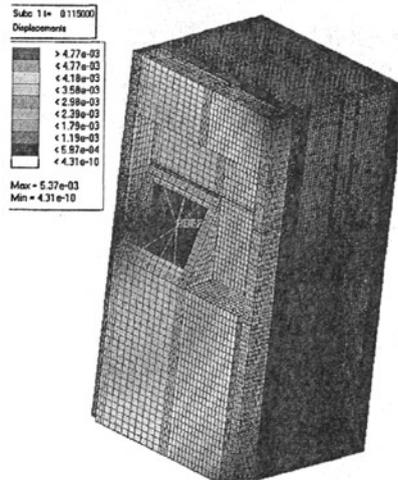


图 5.3.7 在 0.115s 时的应力云图

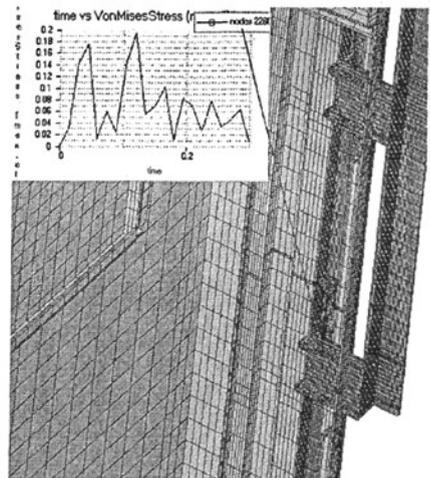
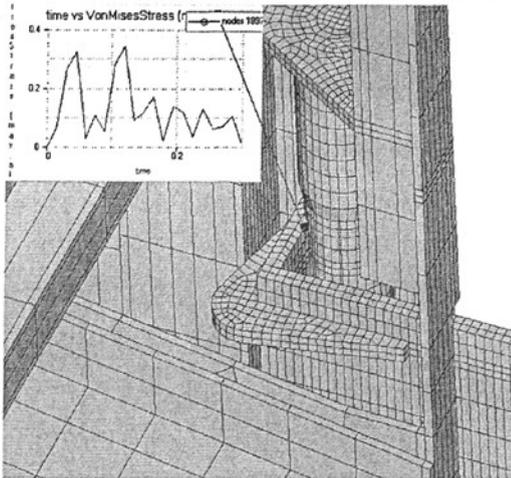


图 5.3.8 在第一、四个铰链处的应力随时间变化的曲线图

## 5.4 频率响应分析

由于前面已经对自动售票机进行了瞬态响应分析, 得出的位移和应力都非常的小, 对自动售票机的前门和机身影响不大。然而另外对自动售票机的频率响应也是一个需要关注的分析, 因为地铁站是一个振动频率很广的环境, 同时如果自动售票机的振动加速度过大, 对电子设备的使用精度和使用寿命也会产生影响。所以本节对自动售票机结构进行频率响应分析是为了得到结构中各节点的加速度频率传递函数, 这是利用频域方法对结构进行受力分析的重要内容。

### 5.4.1 频率响应分析原理<sup>[69][70]</sup>

频率响应是描述在稳态的简谐激励下输出响应和圆频率之间的关系, 与结构的质量、刚度、阻尼特性有关, 与载荷大小无关。其主要是通过所关心频率点的虚拟激励, 得到结构的频响函数。

对于受简谐激励的多自由度系统, 其运动方程为:

$$[M]\{\ddot{X}(t)\} + [C]\{\dot{X}(t)\} + [K]\{X(t)\} = \{f(\omega)\}e^{i\omega t} \quad (5.14)$$

式中 $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ 分别为系统的质量、阻尼及刚度矩阵,  $\{x(t)\}$ 为系统各点的位移响应向量。

频率响应分析的实质就是一定载荷幅值(通常用单位载荷)下求解不同圆频率 $\omega$ 值下的结构响应。根据对式 5.14 的解法不同, MSC.Nastran 中的频率响应计算方法可以分为直接法频率分析和模态频率分析两类。

直接法是根据方程特点假定一个解的形式为

$$\{X\} = \{u(\omega)\}e^{i\omega t} \quad (5.15)$$

代入式 5.14, 得

$$[-\omega^2 M + i\omega B + K]\{u(\omega)\} = \{f(\omega)\} \quad (5.16)$$

则, 每对应一个激励频率 $\omega$ , 式 5.16 已经变成了一个静力计算问题, 也就可以用静力问题类似的解法求解。

模态法是利用一定阶数的模态向量对式 5.14 进行模态解耦, 将其变成模态坐标下的规模较少的非耦合单自由度系统集。具体做法是引入假定解

$$\{X\} = [\Phi]\{\xi(\omega)\}e^{i\omega t} \quad (5.17)$$

在引入该解的过程中, 已经利用模态矩阵对物理坐标进行了转换, 将其转换至模态坐标 $\{\xi(\omega)\}$ 。由于一定频率以上的高阶模态对动态响应的贡献较小, 所以, 通常

只选用有限低阶模态进行坐标变换。

在忽略阻尼的情况下将式 5.17 代入式 5.14 可得：

$$-w^2 [M][\Phi]\{\xi(w)\} + [K][\Phi]\{\xi(w)\} = \{f(w)\} \tag{5.18}$$

为解耦该方程，左乘 $[\Phi]^T$ 得

$$-w^2 [\Phi]^T [M][\Phi]\{\xi(w)\} + [\Phi]^T [K][\Phi]\{\xi(w)\} = [\Phi]^T \{f(w)\} \tag{5.19}$$

根据模态的正交性，上式就是非耦合方程。对于非比例的结构阻尼情况，由于模态法不能使阻尼对角化，所以只能用 5.16 式求解。

### 5.4.2 频率响应分析方法的选择

本文中由于分析的自动售票机的模型很大，用模态法计算比较高效，在加上前面模态已经算出来，所以仅需要重启动九可以了，因此这里还是选择模态法进行分析，这样能够节省计算时间，对精度的影响也不会很大。在这里所施加的强迫加速度，还是使用大质量法，由于使用原理、方法和前面一样，所以这里不再赘述。

### 5.4.3 频率响应分析的步骤

频率响应分析的求解控制数据卡片和瞬态响应分析的一样，主要分为三种：执行控制段、工况控制段以及数据段。瞬态动力分析的一般过程现总结如下：

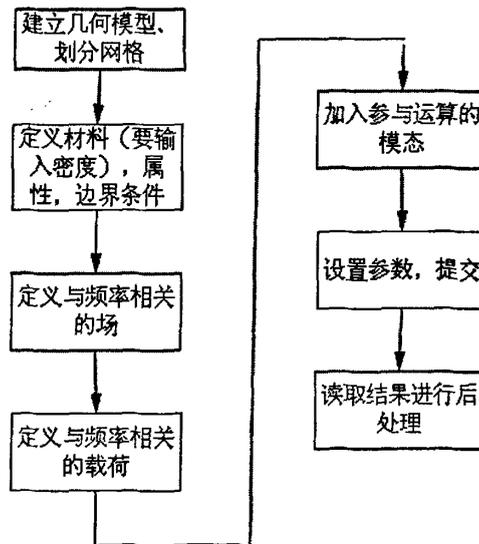


图 5.4.1 态法频率响应分析流程

频率响应分析在 Nastran 中的主控语句，只需要将瞬态响应分析的 TSTEP 语句换成 FREQ1 语句即可。也就是将跟时间相关的载荷换成跟频率相关的载荷既可。

```

FREQ1      10009 10.0    2.0          60-----数据卡确定的频率点
  
```

的响应, 起始频率为 10Hz, 频率的增量为 1Hz, 频率点的个数为 60

#### 5.4.4 自动售票机频率响应分析计算及结果分析

本节主要考虑前门右蒙板, 中间面板, 还有机身内支架的加速度频率响应结果。前面已对自动售票机做了瞬态分析, 发现位移和应力对自动售票机影响不大。但是还没有分析在不同频率下, 加速度的大小, 因为自动售票机内部有很多电子设备, 要求振动加速度不能太大, 否则会影响设备的使用寿命。

地铁站的振动频率范围在, 10Hz 到 70Hz 之间, 振动加速度取最大值  $0.06 \text{ ms}^{-2}$ 。

对各个部位分析的结果如图 5.4.2~图 5.4.7。前门右蒙板上部加速度最大值  $45 \text{ mms}^{-2}$ , 下部最大值为  $-16 \text{ mms}^{-2}$ ; 中间面板的加速度在 45Hz 处为  $-120 \text{ mms}^{-2}$ , 在 53Hz 处为  $150 \text{ mms}^{-2}$ ; 图 5.4.5 机身支架中, 支架 101001 的加速度最大值为  $25 \text{ mms}^{-2}$ , 其余皆小于其值; 自动售票机的机身加速度则更小, 最大值不超过  $4 \text{ mms}^{-2}$ ; 图 5.4.7 显示器框架的加速度最大值为  $-50 \text{ mms}^{-2}$ ; 图 5.4.8 中前面板位移有最大位移 0.0006mm, 对自动售票机的使用没有任何影响。

从加速度频率响应曲线可以看出, 在频率 48Hz, 62Hz 以及 69Hz 处加速度会出现峰值, 即容易出现共振峰值。由分析可知, 自动售票机前门中间面板的加速度有最大值  $150 \text{ mms}^{-2}$  以及位移相对与其他部位也较大, 但是由于没有关键电子设备在其位置, 所以影响不大, 但是还是建议加强中间面板与左右蒙板之间的连接, 以减小其振动加速度值和位移值。在支架和显示器处的加速度, 由于非常小, 对电子设备的影响不大, 所以自动售票机设计满足性能的要求。

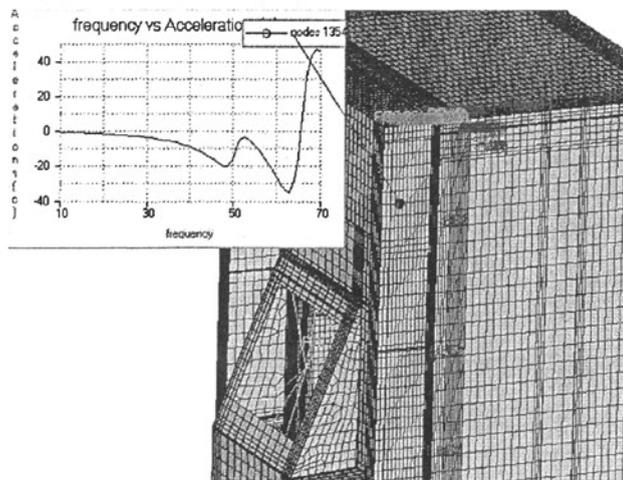


图 5.4.2 前门右蒙板上部的加速度频率响应

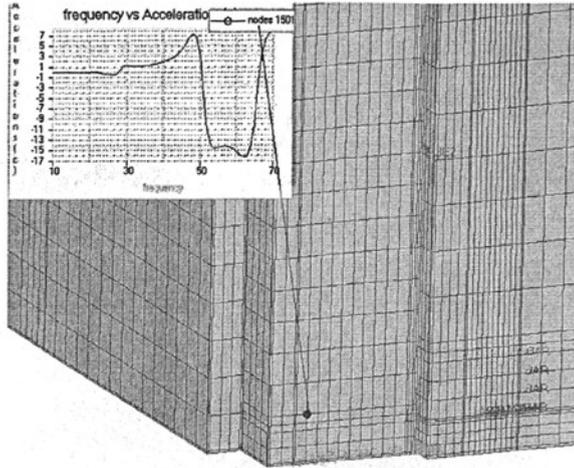


图 5.4.3 前门右蒙板下部加速度频率响应

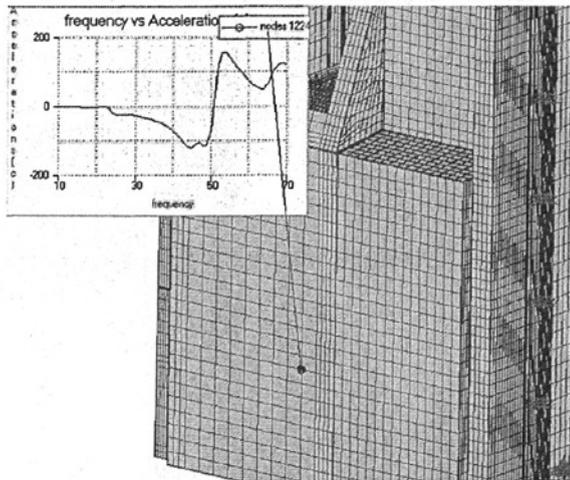


图 5.4.4 前门中间面板的加速度频率响应

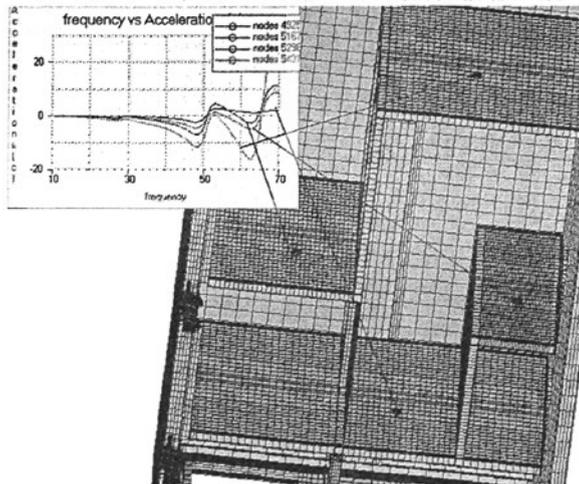


图 5.4.5 机身支架的加速度频率响应

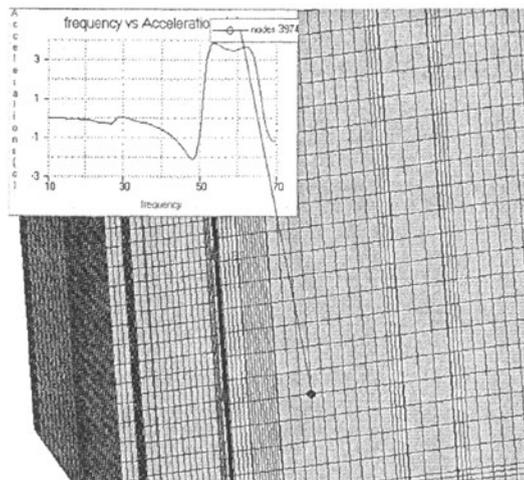


图 5.4.6 机身右面板的加速度频率响应

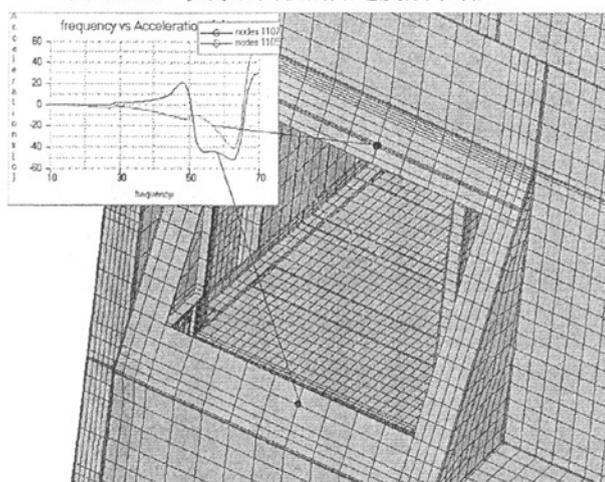


图 5.4.7 显示器框架的加速度频率响应

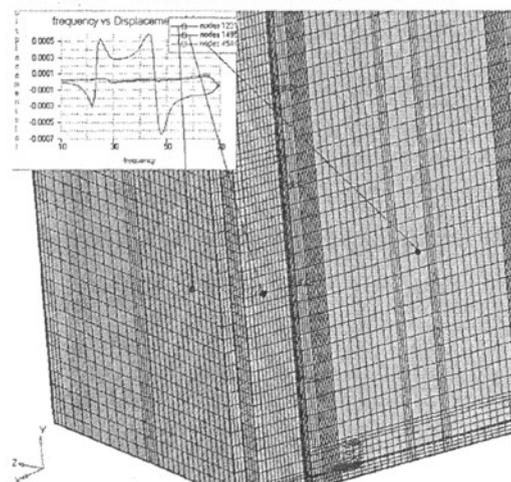


图 5.4.8 自动售票机关键点的位移频率响应

## 5.5 本章小结

本章的工作是对自动售票机有限元模型进行动力分析,分三部分:固有模态分析、瞬态响应分析和频率响应分析。通过固有模态分析得到了自动售票机的前二十阶模态频率及相应振型,并对前几阶模态进行了重点深入分析,发现存在子结构的耦合效应以及自动售票机的固有频率出现地铁的振动频率段,于是提出了改进方案,使得自动售票机满足设计的要求。通过瞬态响应分析得到了自动售票机在所研究时域内各时间点的动应力状况,得出了最大动应力节点及其所在的时间点,以及一些重要部位节点的应力时间历程。通过频率响应分析则获得了自动售票机模型各节点在不同频率下的位移和加速度响应传递函数。

## 6 结论

### 6.1 论文总结

本文以前开门式自动售票机的整体结构为研究对象,根据国内外有限元法的研究现状结合现有的研究条件,建立有限元模型,进行了静态、结构优化、模态、瞬态和频率响应的研究。主要的工作成果如下:

(1) 合理的简化自动售票机的三维模型,根据其结构特点和关键受力部位,制定划分网格的方案,通过 Hypermesh 软件对自动售票机整体结构(自动售票机前门,铰链组件,机身)总共 110 个零件,建立质量高的有限元模型。虽然这样建模的工作量很大,但对后面分析结果的准确性大有帮助。

(2) 通过以上建立的有限元模型,对自动售票机前门、机身框架等在自身重力的作用下分别进行静态分析,得到关键部位的位移应力的参数,结合实际的设计经验和有限元计算的结果,对自动售票机的结构进行了改进。再一次建模,分析结果显示自动售票机的刚度得到了明显的提高,前门的位移减小 50% 以上。

(3) 对自动售票机前门框架部位进行了拓扑优化,一方面减少前门的质量,在满足刚度的要求下,减小前门的变形;另一方面达到节省材料的目的。其次,对自动售票机机身内设备支架的拓扑优化,主要寻找合理的挖孔部位,便于设备之间的布线。同时为机械结构及零部件轻量化设计提供重要的概念化设计参考。

(4) 由于地铁站是一个振动的环境,所以对自动售票机进行的模态分析。通过对有限元模型的固有频率和振型求解计算,得到了比较准确、直观的结果。通过对结果的分析,发现原先设计的前门和机身之间产生耦合效应,固有频率也没有避免地铁站的振动频率。经过对自动售票机前门中间面板和机身后门的改进,成功避免了子结构之间的耦合效应和外部的激励频率。

(5) 由于地铁站存在轻微的冲击作用,所以对自动售票机进行了瞬态响应分析,得到位移应力参数,分析显示冲击对自动售票机没有影响,设计满足性能要求。其次对自动售票机进行了频率响应分析,分析在地铁站频率段范围内,自动售票机的位移和加速度频率响应函数,得出了几个频率容易产生共振峰值,并且提出结构改进建议。

本文的创新在于,在国内第一次对前开门式自动售票机进行静态和动态的有限元分析,并且基于分析结果对结构提出具有实际意义的改进方案。

## 6.2 前景展望

由于时间仓促及作者受经验、知识面和能力的限制，本论文中尚存在诸多不完善之处，在深度和广度上都有待于继续进行下去。因此，在当前工作的基础上，建议继续开展以下几方面的研究工作：

(1) 本文在建立自动售票机有限元模型的过程中，作了一些基本假定，为了适应目前的计算条件，如螺栓、铆钉的连接、受力、传力等均十分复杂，需要进行接触、挤压等非线性求解，故本文中暂将其忽略，而将来如果条件成熟，则有必要对其进行考虑，以期得到更有说服力的结果。

(2) 由于条件的限制，建议在中国主要城市测量地铁站的振动和冲击情况，以便能够为动力学分析提供更为准确的数据，那么更能确保分析结果的正确性。

(3) 可以借鉴汽车行业的经验，建立自动售票机前门的下沉刚度的标准。

## 致 谢

本文是在我的导师吴志林教授的悉心指导和认真审阅下完成的。在学习上，吴老师以其渊博的专业知识、严谨的治学态度不断的影响着我，教育着我，以其丰富的经验和独到的见解，对我的课题提出了许多宝贵的意见和建议，使我受益匪浅。在生活上，吴老师宽以待人，与人随和让我学会了如何做人。在此，对导师常在万忙中抽出时间来指导学生表示崇高的敬意，对导师在工作及生活上的关心和帮助表示衷心诚挚的感谢！

本课题是来自牛国柱老师的项目，所以在这要非常感谢牛老师给我这个学习的机会，同时在论文的研究方向上，牛老师也给了我很多珍贵的意见，让我少走了很多弯路。感谢王飞雁老师，在论文中给了我很多指导和帮助，分享了他的许多宝贵意见。

感谢我的家人和朋友，他们在生活和精神上给予了我无微不至的关怀、支持与鼓励。

最后，再次向所有支持我帮助我的人表示感谢！

## 参考文献

- [1] 张彦, 史天运, 李仕达, 李超. AFC 技术及铁路自动售检票系统研究. 中国铁路, 2008. 12: 50-55
- [2] 许立新, 陆斌. “城市轨道交通自动售检票系统”国家标准解读. 通信与广播电视 2006, 1: 31-39
- [3] 赵光初, 申香梅. 地铁自动售票系统的现状和展望. 深圳: 深圳地铁办, 41-45
- [4] 吴石林, 王兴波. 钣金件模态分析及设计优化. 计算机及应用. 2003. 8. 3(1):1-3
- [5] 叶志明, 刘红欣. 国外几种大型微机有限元分析系统 (FEAS) 简介. 计算力学学报. 1997.2.1(14):103-107
- [6] 王助成. 有限单元法. 北京: 清华大学出版社, 2003. 35-46
- [7] 汤文成. 机械结构件拓扑优化设计的研究. [博士学位论文]. 东南大学. 2003
- [8] 钟志华. 汽车耐撞性分析的有限元法. 汽车工程, 1994, 16(1)
- [9] 郝琪, 张继伟. 基于数值模拟的轿车车门静态性能综合评价及模态分析. 机械设计与制造, 2008. 11, 11: 247-250
- [10] Toshiaki Sakurai and Hiroyuki Ono. The stiffness of Automobile outer panel. SAE 871294
- [11] Shigetaro Yahata. Analysis of Stiffness of Truck Door Panel Effective Arrangement of Stiffeners for Improving Stiffness. SAE 952678
- [12] Ellis J.R. Model of the semi-trailer vehicle includeing roll models. IEEE Electromagnetic Compatibility Symposium Record Zeitlinger, 1978:184~202
- [13] Luque P, Mantaras D.A. Pneumatic suspensions in semi-trailers. Heavy Vehicle Systems. 2003(10):309~320
- [14] Novak A.J, Nowak J.W, Larson C.S. Computer simulation of semi-trailer haul truck roll-over dynamics. Society of Automotive Engineers, 1990:491~497
- [15] 万德安, 赵建才. 轿车车门刚度有限元分析及结构优化. 汽车工程, 2001, 6(23): 385-388
- [16] 戴超, 梁继辉. 轿车车身强度的有限元分析. 中国工程机械学报, 2008. 12. 4(6): 466-468
- [17] 朱茂桃, 何志刚, 王甫新. 大客车车身结构强度及刚度分析. 轻型汽车技术, 2006 (5): 8-11
- [18] 袁根旺, 张润生. 框架式电动车车身结构的有限元分析. 天津汽车, 2008(1): 23-27

- [19] 汪树玉, 刘国华, 包志仁. 结构优化设计的现状与展望. 基建优化.1999,(4): 3-14
- [20] 周克民, 李俊峰, 李霞. 结构拓扑优化研究方法综述. 力学进展. 2005, (1): 69-76
- [21] 程耿东、张东旭, 受应力约束的平面弹性体的拓扑优化. 大连理工大学学报, 1995
- [22] Yang, R.J, Chuang, C.H, Optimal topology design using linear programming, Computers and Structures, 1994
- [23] Reed C, Applications of OptiStruct Optimization to Body in White Design, Altair Engineering Ltd., 2002
- [24] Krog L., Tucker A.. Topology Optimization of Aircraft Wing Box Ribs. American Institute of Aeronautics and Astronautics 2005: 1-10
- [25] Krog L., Tucker A., Rollema, G., “Application of Topology, Sizing and Shape optimization Methods to Optimal Design of Aircraft Components” in proceedings of 3rd Altair UK HyperWorks Users Conference” ,2002.
- [26] Bendsøe M.P.,Kikuchi,N., “Generating Optimal Topologies in Structural Design using a Homogenization Method” , Computer Methods in Applied Mechanical Engineering, Vol. 71, 1998, pp., 197-224
- [27] Maute, K., and Allen, M., “Conceptual Design of Aeroelastic Structures by Topology Optimization,” Struct. Multidisc.Optim., Vol. 27, 2004, pp. 27-42.
- [28] 吴铭, 陈仙凤. 拓扑优化技术在汽车零部件设计中的应用. 计算机辅助工程.2006. 9.增刊(15): 177-179
- [29] 李学修. 轻卡车身模态分析及其结构优化.硕士学位论文.上海: 上海交通大学,
- [30] 刘杨.电动观光车车架结构分析与优化设计.硕士学位论文.吉林:吉林大学
- [31] 徐伟.工程车辆车架的拓扑优化与减重设计.硕士学位论文.南京:南京理工大学
- [32] 范守哲. YQ-1 型轿车行李箱内板拓扑优化分析.硕士学位论文.吉林:吉林大学
- [33] 张令弥.动态测试技术的发展系列讲座.振动与冲击.1998年3月
- [34] Hyeung-Yun Kim.Structural Dynamic System Reconstruction Method for Vibrating Structures Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control DECEMBER 2003, Vol.125
- [35] Douglas E.Adams Professor, Discrete Frequency Models: A New Approach to Temporal Analysis Journal of Vibration and Acoustics JANUARY 2001, Vol.123
- [36] H.Dwell and D.TangJ. Appl.Mech. Multiscale, Multiphenomena Modeling and Simulation at the Nanoscale: On Constructing Reduced-Order Models for Nonlinear Dynamical Systems With Many Degrees-of-Freedom.70,328(2003)

- [37] Karube,S.(Dept. of Mech. Systems Engineering, Faculty of Engineering, Utsunomiya University); Hoshino,W.; Soutome; The non-linear phenomena in vibration cutting system — The establishment of dynamic model. K.Source: International Journal of Non-Linear Mechanics, v37,n3, April,2001, p541-564
- [38] G.Fichera,M.Lacagnina.Modeling of Torsion Beam Rear Suspension by Using Multibody Method.Multibody System Dynamics,2005,12(4):302-316.
- [39] Deren Ma,Hamid M.Lankarani.A nonlinear finite-element approach for kineto-static analysis of multibody systems.Nonlinear Dynamics, 1995,8:237-250.
- [40] Eugenio Brusa and Mauro Velardocchia, Modelling Vehicle Dynamics for Virtual Experimentation,Road Test Supporting and Dynamic Control, SAE technical paper series 2002-01-0815
- [41] Fabio Guilherme Ferraz, Experimental Modal Analysis on Automotive Development, SAE technical paper series 2003-01-3610
- [42] 杨晓文. 滚筒式洗衣机的振动模态分析. 硕士学位论文. 上海: 上海交通大学,
- [43] 王书亭, 王挺, 赖福昆. 白车身的有限元模态及其灵敏度分析. 轻型汽车技术. 2006(5):4-7
- [44] 黄成刚、刘永超、唐述斌. 汽车车身频率响应分析. 湖北汽车工业学院学报. 1999. 12. 4(13):25-29
- [45] 孙凌玉, 谢军, 于春生, 陈南, 孙庆鸿. 汽车车身结构动力学建模方法研究. 机械工程学报 1999. 10
- [46] 杨阳, 龚国庆, 范子杰. “窗立顶横对齐”式大客车车身结构可行性初探. 客车技术与研究 2004. 6
- [47] 栗艳丽, 葛如海, 王若平, 王怀, 徐宏兵. 客车车身结构的动应力频谱分析. 江苏大学学报. 2003. 7
- [48] 于开平, 周传月, 谭惠丰. HyperMesh 从入门到精通. 北京: 科学出版社, 2005.
- [49] 张胜兰, 郑冬黎, 郝琪, 李楚琳. 基于 HyperWorks 的结构优化设计技术. 北京: 机械工业出版社, 2007. 10.
- [50] 李楚琳, 张胜兰, 冯樱, 杨朝阳. HyperWorks 分析应用实例. 北京: 机械工业出版社, 2008. 10.
- [51] 张永昌. MSC. Nastran 有限元分析理论基础与应用. 北京: 科学出版社, 2004
- [52] 周传月, 腾万秀, 张俊堂. 工程有限元与优化分析应用实例教程. 北京: 科学出版社, 2005
- [53] 许素强, 夏人伟. 结构优化方法研究方法综述. 航空学报, 1995, 16(4): 385—396.
- [54] 王勖成, 邵敏. 有限单元法基本原理和数值方法清华大学出版社. 1997年3月

- [55] 蒋孝煜. 有限元法基础. 清华大学出版社. 第 2 版 1992
- [56] 张荭蔚, 顾力强. 基于有限元分析技术的大客车车门结构拓扑优化设计研究. 机械设计与研究 第 18 卷第 5 期. 2002 年 10 月
- [57] Kirsch U. Optimal topology of structures [J]. *Comp Methods Appl Mech Eng*, 1988, 71: 15-28.
- [58] 赵丽红, 郭鹏飞, 孙洪军, 宁丽莎. 结构拓扑优化设计的发展、现状及展望. 辽宁工学院学报. 第 24 卷第 1 期 2004 年 2 月
- [59] 朱灯林, 陈俊伟, 俞洁, 冯春玲. 结构拓扑优化设计的研究现状及其应用. 综述与展望. 2005. 10 34(6): 7~11
- [60] 陈建军, 曹一波, 段宝岩. 基于可靠性的桁架结构拓扑优化设计. 力学学报. 1998, 30(3): 277-284.
- [61] 刘小梅. 某特种车辆舱体结构的有限元分析与优化. 硕士学位论文. 南京: 南京理工大学. 2007
- [62] 隋允康, 杜家政, 彭细荣. MSC. Nastran 有限元动力分析与优化设计实用教程 北京: 科学出版社, 2004
- [63] 傅志方. 振动模态分析与参数辨识. 北京: 机械工业出版社, 1990
- [64] 管迪华. 模态分析技术. 清华大学出版社. 1996 年 5 月第一版
- [65] 张平, 雷雨成, 高翔, 汤涤军, 肖杰. 轿车车身模态分析及结构优化设计. 汽车技术. 2006 Vol. 22(1): 5-9
- [66] 王飞朝, 周克洪, 王克军. 基于有限元技术的模态分析在雷达结构设计中的应用. 电子机械工程. 2006 V0122(1): 14-16
- [67] 何明辉, 刘得成, 聂景旭. 圆锥薄壳体瞬态动力响应分析. 振动与冲击. 第 25 卷第 6 期
- [68] 杨旭东, 张世联. 有限元分析结构瞬态响应中的结构阻尼问题. 中国海洋平台. 2004. 4. 2 (19)
- [69] 倪振华, 振动力学. 西安: 西安交通大学出版社, 1989
- [70] 刘习军. 振动理论与工程测试技术. 天津: 天津大学出版社, 1999
- [71] 闫维明, 张向东, 任珉, 聂晗. 地铁平台上建筑物竖向振动测试与分析. 北京工业大学学报. 2008. 8. 8 (34): 836-841
- [72] 李晓霖. 地铁诱发振动对地面以及地上结构的影响规律研究. 硕士学位论文. 北京: 北京工业大学研究. 2003.