



同濟大學
TONGJI UNIVERSITY

硕士学位论文

高速列车引起的高架车站结构振动与噪声
数值分析

姓名：王泽兴

学号：0952020072

所在院系：土木工程学院

学科专业：建筑与土木工程

指导教师：唐和生 副教授

二〇一二年四月

高速列车引起的高架车站结构振动与噪声数值分析

王泽兴

同济大学



同濟大學
TONGJI UNIVERSITY

硕士学位论文

高速列车引起的高架车站结构振动与噪声
数值分析

姓名：王泽兴

学号：0952020072

所在院系：土木工程学院

学科专业：建筑与土木工程

指导教师：唐和生 副教授

二〇一二年四月



同濟大學
TONGJI UNIVERSITY

A thesis submitted to
Tongji University in conformity with the requirements for
the degree of Master of Science

Numerical Analysis of Vibration and Structure-borne Noise

Due to High-speed Train through Elevated Station

Candidate: WANG ZeXing

Student Number: 0952020072

School/Department: Civil Engineering Department

Major: Architecture and Civil Engineering

Supervisor: TANG HeSheng

April, 2012

同济大学学位论文版权使用授权书

本人完全了解同济大学关于收集、保存、使用学位论文的规定，同意如下各项内容：按照学校要求提交学位论文的印刷本和电子版本；学校有权保留学位论文的印刷本和电子版，并采用影印、缩印、扫描、数字化或其它手段保存论文；学校有权提供目录检索以及提供本学位论文全文或者部分的阅览服务；学校有权按有关规定向国家有关部门或者机构送交论文的复印件和电子版；在不以赢利为目的的前提下，学校可以适当复制论文的部分或全部内容用于学术活动。

学位论文作者签名：

年 月 日

同济大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：所提交的学位论文，是本人在导师指导下，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，本学位论文的研究成果不包含任何他人创作的、已公开发表或者没有公开发表的作品的内容。对本论文所涉及的研究工作做出贡献的其他个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本学位论文原创性声明的法律责任由本人承担。

学位论文作者签名：

年 月 日

摘要

高架车站结构解决了诸多车站交通混乱、换乘不便、环境恶劣与走行距离过长等诸多弊端，成为现如今高速铁路车站主要采用的结构形式。由于高架车站将列车高架桥梁与车站主体结构连为有机的整体，形成空间立体换乘机制，但是列车轨道常常位于候车厅的下部，高速列车通过轨道梁时所引起的振动与二次辐射噪声有可能引起旅客人员的不适，甚至可能影响整个建筑结构的正常使用，因此非常有必要对这类高架车站结构在高速列车行驶过时的振动与噪声响应规律进行研究。本文以某一新建高架车站为工程背景，对高速列车通过此高架车站时的振动以及二次辐射噪声响应进行了研究，为之后的同类高架车站结构的设计与防护提供一定的参考。本文主要研究内容有：

1. 建立了某高架车站结构的有限元模型，把整个“车-轨-结构”系统的动力学耦合作用分解为“车轨耦合”、“轨道梁激振”和“结构激振”三个子系统依次进行数值模拟求解。

2. 利用通用数值分析软件 MATLAB 建立“车轨耦合”系统的动力仿真模型，采用十自由度的耦合模型，选用我国规范推荐的德国低干扰谱，计算仿真 210km/h、270km/h、330km/h 和 390km/h 四种不同速度的高速列车行进中各轨枕对轨道梁的激振力。

3. 在 ANSYS 通用有限元分析软件中建立了“轨道梁激振”系统的分析模型，利用“车轨耦合”系统的求解结果作为本系统的激振输入，求得不同速度列车作用过程中轨道梁各跨的激振加速度响应与各支撑作用的支撑响应时程。

4. 对高架车站整体模型进行了瞬态时程分析，着重研究了候车厅楼板的振动响应，求得楼板各关键点的加速的分布规律。数值分析表明：随速度的增加，高频分量有明显增大；低频分量有增大的趋势，但不很明显。

5. 应用谱元法模拟高速列车通过时引起的候车厅内二次辐射噪声，得到噪声响应较大的区域主要分布在声场边界与激励点之间的分布规律；随着列车行驶速度的增加，响应噪声的低频分量有所增大，但不很明显，高频分量增大的趋势较明显。

关键词：高速列车；高架车站；有限元模型；车轨耦合；振动分析；噪声分析

ABSTRACT

Elevated structure is efficient on solving problems in old station, such as traffic noise, inconvenient passenger transfer, poor environment and long traveling distance etc. Nowadays with all the superiority for high-speed railway stations, elevated station is applied primarily. This kind of station integrates elevated bridge and the main structure as an organic whole in order to create a three-dimensional space for transfer. However, the vibration and structure-borne noise caused by the high-speed train passing through may lead to the discomfort of the passenger or even affect the normal use of the building, since the train track often located in the lower part of the waiting room. Thus, it is necessary to study the vibration and the structure-borne noise produced by high-speed train passing through the elevated-structure station as mentioned. This study focused on the vibration and structure-borne noise response, basing on one newly built elevated station. This study will provide a reference on protection and designing for similar station. This paper mainly contains:

1. A 3D finite element model for an elevated station was presented. The whole dynamic coupling effect of 'vehicle-track-structure' was decomposed to three subsystems for numerical simulation, including 'vehicle-track coupling', 'track-beam excited-vibration' and 'structure excited-vibration'.

2. A dynamic simulation model with a degree of freedom of 10 on system 'vehicle-track coupling' was created using general analysis software MATLAB. Excited force on track beam under 4 different train velocities of 210km/h, 270km/h, 330km/h and 390km/h was calculated, applying German low-interference spectrum recommended by national standard.

3. A analysis model on 'track-beam excited-vibration' was built with general finite element analysis software ANSYS. In order to obtain acceleration response of each beam cross and the supporting forces with various velocities, The solution of system 'vehicle-track coupling' was taken as the input excited load in this system.

4. The transient analysis on overall model of the elevated station was analyzed mainly focusing on vibration response of one waiting room floor. The distribution law of displacement, velocity and acceleration was obtained. It was found that high-frequency components increased significantly with speed; low-frequency components also increased with speed, but not obvious.

5. The structure-borne noise in waiting room due to the high-speed train passing through was simulated by spectrum element method. It was shown that noise response

amplitude areas mainly distributed between the boundaries of sound field and the inspiration point; as the train speed increasing, low-frequency noise components increased with speed, but not obvious; high-frequency noise components increased significantly with speed.

Key words: High-speed train; Elevated station; Finite element model; Vehicle-track coupling; Analysis of vibration; Structure-borne noise

目录

第一章	绪论	1
1.1	国内外高速铁路及车站的发展状况	2
1.2	高速铁路的特点	5
1.3	列车-结构振动噪声分析的发展状况	12
1.3.1	国内外车轨耦合振动研究回顾	12
1.3.2	结构二次辐射噪声	14
1.3.3	车站结构振动噪声研究概况	14
1.4	工程背景	15
1.5	主要研究内容	16
第二章	车轨耦合数值模拟分析	17
2.1	车辆—轨道系统动力学有限元模型	17
2.1.1	基本假定	17
2.1.2	上部车辆模型	18
2.1.3	下部轨道的模型	19
2.1.4	轨道不平顺谱的选取	21
2.3.4	交叉迭代算法	24
2.2	车轨耦合动力分析	27
2.3	轨道梁振动分析	28
2.4	本章小结	33
第三章	高架结构振动数值模拟分析	35
3.1	高架车站结构空间动力分析模型	35
3.2	车辆—结构空间振动分析方法	36
3.3	结构模态分析	37
3.3.1	子结构法基本原理	37
3.3.2	模态分析	39
3.4	谐响应分析	41
3.5	高架结构振动数值模拟	49
3.6	本章小结	58
第四章	候车厅腔体辐射噪声分析	59
4.1	分析理论	59
4.1.1	声学理论	59
4.1.2	谱元法	60
4.2	候车厅二次辐射噪声分析	65
4.2.1	模型简化	65
4.2.2	候车厅腔体噪声数值仿真	66
4.3	本章小结	68
第五章	结论与展望	69
5.1	本文的主要工作与结论	69
5.2	展望	70
	参考文献	71

致谢.....	75
个人简历 在学期间发表的学术论文与研究成果.....	77

第一章 绪论

随着我国国民经济的迅猛增长，人民生活水平的不断提高，人们对铁路运输的安全性、时效性、舒适性的要求变得越来越高。现如今，高速铁路相对于其它交通方式有着能耗低、污染小、运量大和安全性能高等优点^[1~4]，即满足人们的出行要求，也对环境保护提供了很大的帮助，在世界上各个国家得到大量的建设和快速发展。我国为了不断提高铁路的运营效益，适应不断提高的人民生活水平的匹配需要和社会发展的要求，一直大力发展高速铁路^[5]。根据国务院批准的《中长期铁路网规划》（2004~2020），为适应全面建设小康社会的目标要求，铁路网要扩大规模，完善结构，提高质量，快速扩充运输能力，迅速提高装备水平。到2020年，全国铁路营业里程达到12万公里，运输能力满足国民经济和社会发展需要，将形成以京沪、京广、京哈、沪甬深及陇海、浙赣、青石太以及沪汉蓉等“四纵四横”铁路快速客运通道以及三个城际快速客运系统：“四纵”即：一、北京~上海（京沪高速铁路，贯通京津至长江三角洲东部沿海经济发达地区）；二、北京~武汉~广州~深圳~香港（京港高速铁路，连接华北与华南地区）；三、哈尔滨~长春~沈阳~大连（哈大客运专线，连接东北与关内地区）；四、杭州~宁波~福州~深圳（沿海高速铁路，连接长江、珠江三角洲与东南沿海地区）。“四横”即：一、徐州~郑州~兰州（连接西北与华东地区）；二、上海~杭州~南昌~长沙（连接华中与华东地区）；三、青岛~石家庄~太原（连接华北与华东地区）；四、上海~南京~武汉~重庆~成都（连接西南与华东地区）。“三大城际客运系统”主要包括：一、环渤海地区：北京~天津，天津~秦皇岛，北京~秦皇岛，天津~保定；二、长江三角洲地区：南京~上海，杭州~上海，南京~杭州，杭州~宁波；三、珠江三角洲地区：广州~深圳，广州~珠海，广州~佛山。

2008年，中国终于拥有了第一条时速超过300公里的高速铁路~京津城际铁路，2009年中国又建成了历程最长、运营速度最高的高速铁路~武广客运专线。2010~2012年，中国将建成以北京为中心的8小时高速铁路交通网。按照新调整的中长期铁路网规划，到2012年，中国铁路营业里程将增加到11万公里，其中高速铁路客运专线1.8万里。

在高速铁路建设中，铁路客运站作为联系客流与铁路的重要门户，集各项旅客需求于一体，在城市的交通运输系统中扮演着极为重要的角色^[6]，为了解决以往车站在使用过程中的交通混乱、候车大厅环境恶劣、乘客换乘不便，行走距离过长的弊端，如今的高速铁路车站大多数都是采用高架车站的结构形式。新型车

站结构的出现势必带来很多新的问题,由于高架车站将列车高架桥与车站主体结构连为一个有机的整体,而很多高速列车直接从高架车站高速通过,高速列车与结构之间以及结构各部分之间的振动相互耦合,列车通过高架时所引起的车站结构的振动与噪声可能使车站内的人员产生不适甚者导致结构无法正常使用,长期的振动易使建筑物产生振动疲劳破坏,缩短建筑物的使用寿命,由振动引发的二次辐射噪声与振动本身将在很大程度上降低乘客的使用舒适程度。因此非常必要对此类高架车站 in 高速列车通过时的振动响应与二次辐射噪声响应、影响规律以及相应的控制技术进行研究。



图 1.1 中长期铁路网规划图

1.1 国内外高速铁路及车站的发展状况

高速列车是指最高行车速度每小时达到或超过 200 公里的铁路列车,也就是现在所说的“高铁”。进入 21 世纪以后,人类的铁路交通进入“高铁”时代。

20 世纪 50 年代初,法兰西共和国首先提出了高速列车的设想,并最早开始试验工作。1976 年,用柴油电动机车牵引的高速列车在英国投入服务,这是当时英国最快的载客列车,最高时速达 200 公里。

法兰西共和国则以电力机车为研究对象,其高速电力引列车在 1978 年曾创下时速 260 公里的纪录。1981 年 10 月,新的高速列车“T.G.V”在巴黎—里昂干线正式投入使用。采用流线形造型的“T.G.V”和常规列车相比,空气阻力减小了三分之一。它装有大功率动力装置,具有较强的爬坡能力,可以高速爬上

35%的陡坡，也可在坡路上起动，使用的仍是普通铁轨线路，曾创下时速 380 公里的纪录。

法国阿尔斯通公司制造的 V150 型高速电气机车(TGV)于当地时间 2007 年 4 月 3 日中午 13 点 13 分在巴黎东南部的一段经特殊加固的铁路线上，达到了时速 574.8 公里，创下新的有轨铁路行驶速度世界纪录。在测试中，列车经过 14 分钟的不断加速，达到了 574.8 公里的时速，打破了 17 年前同样由 TGV 机车创造的 515.3 公里/小时的纪录。国内外关于二次辐射噪声分析的现状。

为了提高列车运行速度，并同时是铁路适应社会的发展，从上世纪初至 50 年代，德、法、日本等国都开展了大量的高速列车的理论与实验工作。自从 1964 年在日本东海道出现世界上第一条真正意义上的高速铁路以来，世界高速铁路的建设经历了三次大的浪潮^[7]：

第一次浪潮：1964 年~1990 年

1959 年 4 月，世界上第一条高速铁路新干线在日本东海道开始动工，1964 年 7 月竣工，同年 10 月 1 日正式通车。东海道新干线起始于东京，途经名古屋、京都等地，终于大板，全长 515.4 公里，行进速度最高可达 210 公里/小时。新干线的建成通车标志着世界高速铁路新纪元的开始。随后意大利、法国、德国纷纷修建高速铁路。继东海道新干线之后，1972 年日本又修建了山阳、东北与上越新干线；意大利修建了罗马至佛罗萨的高速铁路；法国修建了大西洋 TGV 线、东南 TGV 线。以日本为首的第一代高速铁路的建成，大力推动了沿线地区经济的均衡发展，使得铁路市场份额大幅度回升。

第二次浪潮：1990~90 年代中期

德国、意大利、法国、英国、西班牙等欧洲大部分国家开始大规模修建本国高速公路或跨国界修建高速铁路，逐步行程了欧洲的高速铁路网。这一次的高速铁路建设高潮，不仅仅提高了铁路内部企业效益的需要，更多的是满足国家能源、环境与交通政策的需要。

第三次浪潮：从九零年中期至今

在美国、澳大利亚、韩国、中国等地掀起了建设高速铁路的热潮，主要的体现：一个是修建高速铁路得到各国政府的大力支持，有了全国性的修建规划，各国按照规划逐步进行实施；另一个是修建高速铁路使企业经济效益和社会效益得到了更加广泛深层面的共识，修建高速铁路对节约能源、减少土地使用面积、减少环境污染、提高交通安全等方面有着非常显著的社会效益，特别能够促进沿线地区经济的发展，加快地方产业结构的调整与提升。

经过高速铁路建设的三次浪潮之后，各国的高速铁路建设取得了非常大的发展，其中典型的几个国家的发展状况如下：

1)、日本

自 1964 年东海道新干线开通以来,运行时速达到 210 公里,日均运送旅客量达到 30 万人次,年运输量约 1.2 亿人次。这条用于客运的电气化、标准轨距的客运双线铁路代表了当时世界第一流的高速铁路技术,标志了世界高速铁路由实验阶段正式跨入商业运行阶段。



1971 年日本国会审议通过了《全国铁道新干线建设法》,全面掀起了日本高速铁路建设的浪潮。1975 至 1985 年间依次开通了山阳新干线、东北新干线和上越新干线,列车最高时速高达 300 公里,基本形成了日本国内高速铁路系统的基本骨架,从此日本的高速铁路发展更快、更广。

2)、德国

德国的高速铁路被称为 ICE3(Inter City Express)。第一辆 ICE3 机车试制成功与 1979 年,三年后 1982 年德国开始实施高速铁路设计计划。1985 年首次试车就以 317 公里的时速打破了德国铁路 150 年以来的记录,1988 年再次突破记录达到时速 406.9 公里。



但是,德国实用性的高速铁路直到 20 世纪 90 年代才开始投入修建,1991 年曼海姆至图斯加特线建成通车;1992 年德国铁路公司以 29 亿马克购买了 60 列 ICE3 列车,其中 41 辆列车运行与第六号高速铁道上,分别连接汉堡、法兰克福与斯图加特,运行时速为 280 公里。目前,德国的泛欧高速铁路和第三期高速铁路陆续的建成,逐步实现了高速列车国际化直通运输。

3)、法国

法国的高速铁路被称为 TGV (Train a Grande Vitesse 法文 高速列车的意思)。1971 年法国政府批准了修建 TGV 东南线,巴黎至里昂(全长 417 公里,新建高速



铁路线 389 公里), 1983 年全线建成通车。TGV 高速列车最高时速可以达到 270 公里。1989 年到 1990 年间, 法国继续建成了大西洋线, 最高时速可以达到 300 公里。1993 年, 法国开通了第三条高速铁路 TGV 北欧线, 起点巴黎, 穿过英吉利海峡隧道通往伦敦, 并于欧洲北部国家相连, 是当时相当重要的国际通道。1999 年, 地中海线建成, 当时最高时速达到 350 公里。法国的 TGV 高速列车的通行范围已经达到 5921 公里, 覆盖了大半个法国国土。根据规划, 法国将在 21 世纪的头 10 年内把东南线延伸至马赛, 同时还要修建通往西班牙和意大利的南部欧洲线以及巴黎至德国斯特拉斯堡的东部欧洲线。

4)、意大利

意大利高速铁路采用最新型的 ETR500 高速列车, 被称为“意大利欧洲之星”。意大利的第一条高速铁路修建于 1992 年从罗马通往弗洛伦萨。1994 年正式开始建设高速铁路网。1998 年改造升级了米兰~博洛尼亚段的 180 公里



铁路, 改造后车速提高到 300 公里/小时。2000 年到 2003 年依次建成了都灵~博洛尼亚、米兰~威尼斯、米兰~热那亚高速铁路, 期间高速铁路总长达到 1525 公里。

5)、西班牙

西班牙为了赶上世界高速铁路运输发展的快速步伐, 于 1992 年在巴塞罗那开通了从马德里到塞维利亚的高速铁路。西班牙的高速铁路建成 AVE, 采用的是法国的技术, 最高时速 300 公里。在成功修建运行了第一个条高速铁路之后, 西班牙继续加快高速铁路的发展, 相继定制了新的高速列车网规划。正在修建和计划即将修建的快速新干线有: 马德里~巴塞罗那~法国西南部、萨拉戈萨~毕尔巴鄂、洛格罗尼奥~法国西南部、马德里~葡萄牙首都里斯本。将要改造的旧线有: 马德里~巴伦西亚、马德里~莱昂、瓦利阿多里德~洛格罗尼奥、塞维利亚~韦尔发、塞维利亚~加的斯等。通过新建和对就有的铁路进行改建, 西班牙铁路将形成一个现代化的高速铁路网系统, 跻身于世界铁路的先进行列之中。

1.2 高速铁路的特点

高速铁路克服了普通铁路速度低的不足, 相比于高速公路和中长途的航空运输具有更加明显的优势: 1) 高速度, 目前高速列车的最高运营速度已经超过了

300km/h, 在 200~1000km 范围内相比与高速公路和航空来说更加节省时间; 2) 安全性高; 3) 舒适度高, 相比与汽车和飞机, 高速列车上乘客的活动空间大很多, 由于铁路线的独特平稳线性和可靠性, 列车的运行相对较平稳, 乘坐更舒适; 4) 运行准时性高, 铁路的运行几乎不受天气的影响。

在高速铁路建设的过程中, 高速铁路客运站作为联系客流与铁路运输的门户, 在城市的交通组织和空间塑造上扮演着极为重要的角色, 其中的很多高铁车站已经称成为了所在城市的一种标志和象征。比较著名的高铁车站有: 葡萄牙的里斯本东方车站, 滑铁卢的国际车展, 法兰克福的机场 ICE3 车站, 比利时的 Liege-Guilemins 车站等等。



图 1.2 里斯本东方车站

里斯本东方车站: 西班牙建筑大师 Santiago Calatrava 设计修建, 是一个相当完善的交通枢纽, 连接着高速火车、普快列车、公共汽车、城市轻轨线以及地下停车场。其中, 站台设计别具一格, 像绿洲又像森林, 用钢和特色玻璃来模拟修建的棕榈树按照 17m 的柱网间距紧密的排列起来, 覆盖了 8 条铁路线, 给旅客带来了独特匠心的体验。

滑铁卢国际车站: 这个车站由尼可拉斯·格里姆肖与他的团队所设计, 是英国伦敦的一个重要复合型车站, 位于伦敦的兰伯斯, 位置靠近南岸。滑铁卢国际车站共包括四个铁路车站(滑铁卢主站、滑铁卢国际站、东滑铁卢站和滑铁卢地铁站)与一个客运巴士站。滑铁卢国际车展如今是欧洲之星(通过英法海底隧道连接伦敦与巴黎、布鲁塞尔的高速列车)在英国的起点站。车站共分为四层, 从下到上依次为: 地下停车场、到达层、出发层和月台层。滑铁卢国际车站因起合理的交通线路规划配置和高质量的建筑设计而倍受公众和建筑界人士的普遍赞扬。

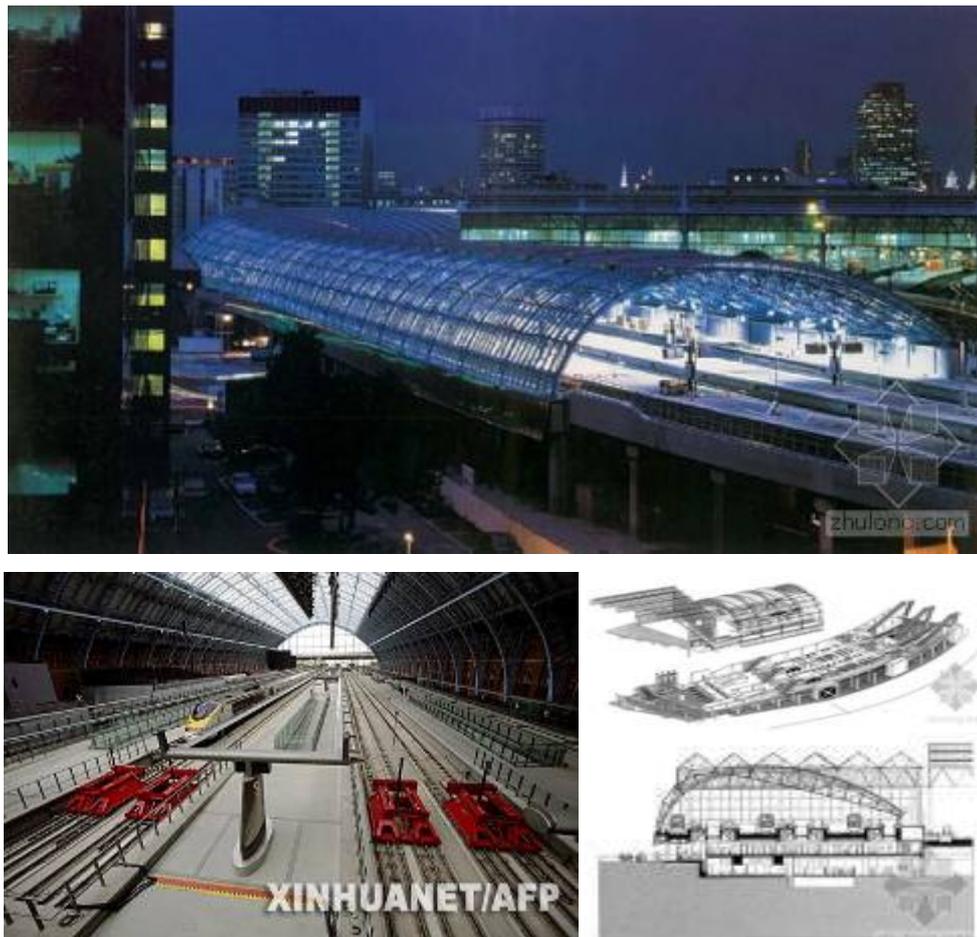


图 1.3 滑铁卢国际车站

德国法兰克福机场 ICE3 车站：法兰克福 ICE3 车站是一座比较典型的机场-高铁车站，车站的主体结构由巨大的钢桁架结构组成，屋顶设计成通光的玻璃屋顶，自然采光性能非常好。该车站位于法兰克福机场旁边，同时又连接这国内外几十个大的城市，很大程度上缩短了来往法兰克福的时间，为旅客的出行带来了极大的方便。

比利时的 Liege-Guillemins 车站（LG 车站）：LG 车站是由卡拉特拉瓦设计建成的，车站用钢、玻璃以及混凝土建造而成，整个建筑一气呵成，简介明快。主入口分别设置在两侧，一个正对着前面的步行广场，另一个对着一个山谷。透明的设计使得雨棚像一条在漂浮在站台上空的丝带。LG 车站就像一座桥梁一样，连接这周围地区，被誉为“北欧高速铁路网中的核心工程”。

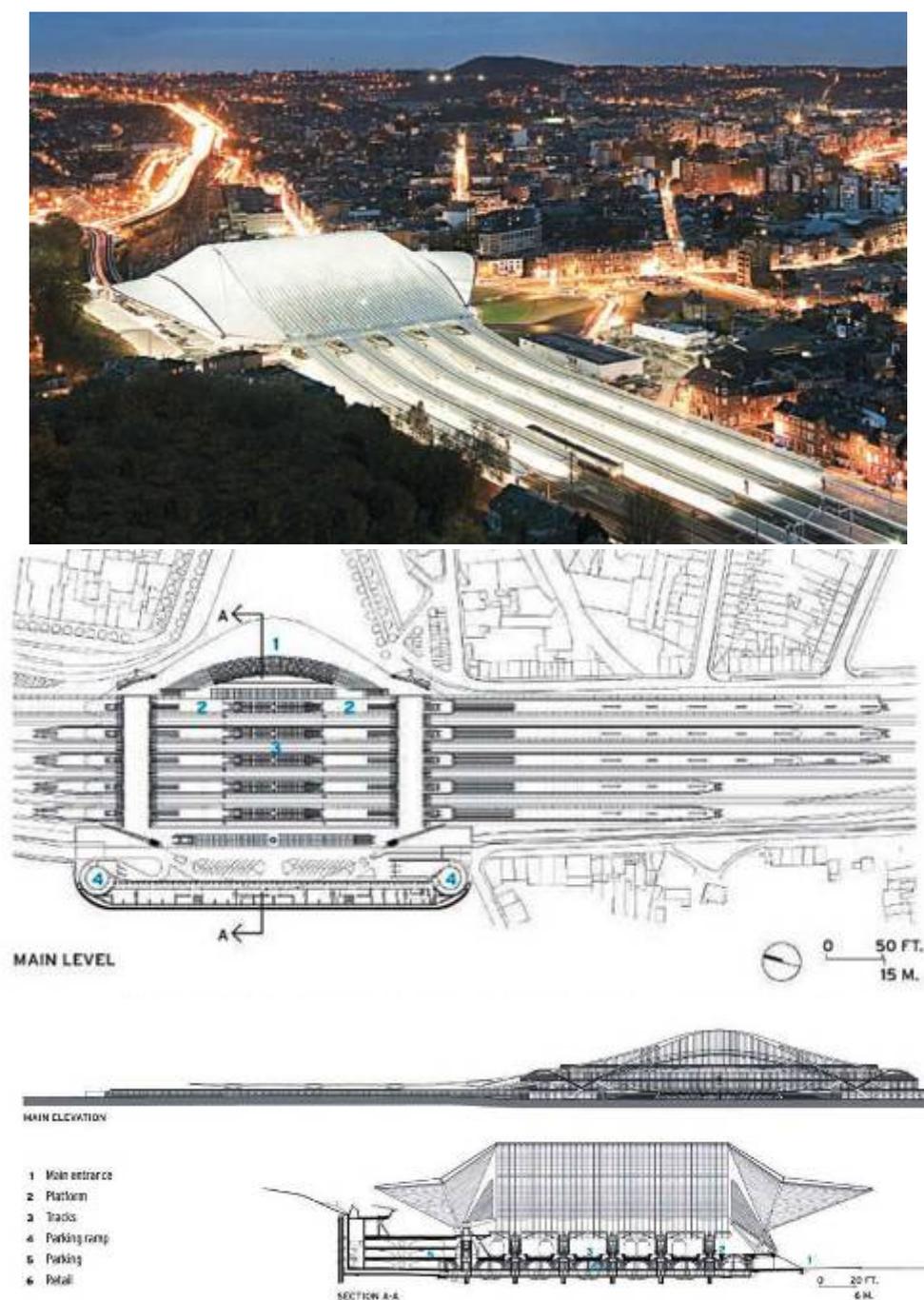


图 1.4 比利时 Liege-Guillemins 车站

在国内，随着我国高速铁路建设的飞速发展，随之而建成了一大批的“机场车站一体化”、“站棚一体化”的新型车站，用以满足公共空间更快更好的为旅客服务的宗旨。如北京南站、新建的上海虹桥站、武汉新车站、新长沙车站等。



图 1.5 北京南站

北京南站：目前是世界最大的车站，客流量排行第三的客运车站，位于北京市崇文区永定门外车站路，有“亚洲第一车站”之称。北京南站作为京津城际铁路以及京沪高速铁路的起点站，东接天津和北京站，西接上海客运专线、北京动车段与京山铁路、永丰铁路，成为我国集城市轨交、普通铁路、高铁与公共出租等市政交通设施与一体的大型综合交通枢纽，是我国首座高标准的现代化大型客运综合站。

北京南站为椭圆形建筑形态，主体为钢结构，分为主站房和雨棚两个部分。主站房为双曲型穹顶，穹顶最高点为 40m，檐口高度为 20m，基本形状以天坛的鸟瞰效果为基准，主站房中间设计了 3 个层次，隐喻中国皇家建筑的地位和层次感；两侧雨棚为悬索结构，采用了 A 形塔架支撑体系、悬垂梁结构等很多项超新的施工技术。整个北京南站总用钢量达到了 6.5 万吨。

上海虹桥车站：虹桥站位于上海虹桥机场西侧，，地处京沪、沪昆两大铁路干线的交汇处。虹桥站南端与沪昆铁路、沪杭甬客运专线、沪杭城际铁路接轨；北端衔接京沪高速、京沪铁路、沪宁城际铁路，是华东地区的重要铁路枢纽之一，

也是上海虹桥综合交通枢纽工程的重要组成部分。

作为综合性的交通枢纽，虹桥车站集高铁、航空、地铁、城市公交等多种运输方式于一体，站内设计采用大空间布置、无区间柱雨棚技术；屋顶局部采用了太阳能发电；运用了多项技术和新设备控制降低站内的噪声；在这里的旅客可以不出站完成航空、地铁、公交、出租车等交通工具之间的便捷换乘。形成了旅客运输的高速化、便捷化的客运网，大大提高了铁路运输的质量，对促进上海在我国华东乃至全国的影响力有着极为重要的地位和意义。

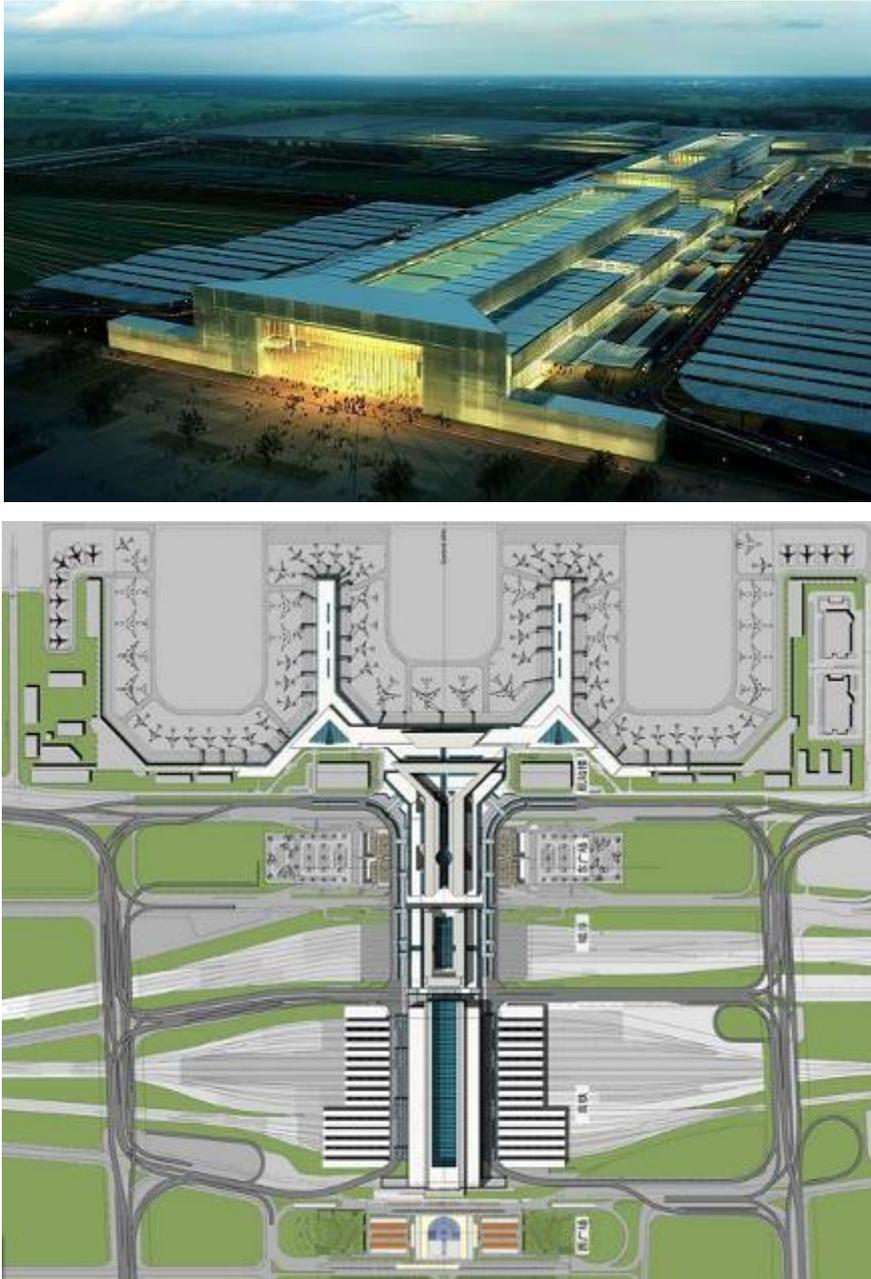


图 1.6 上海虹桥车站

武汉新车站：武汉新车站位于武汉市青山区杨春湖附近，是刚建成的武广客运线的武汉站。车站的整体造型为体现湖北特色采用了“千年鹤归”的造型，车

站的主站房造型犹如一只千年的黄鹤，寓意九省通衢和东部的崛起。该车站是目前世界上时速最快线路最长的客运专线车站。主站房主要分为地面层、站台层和高架层，最高点距地面 58m，首层为高架梁结构的铁路桥，上部为大跨度空间钢结构站房，实现了“等候式”和“通过式”相结合的全新进站模式，旅客下火车后，不出站就可以直接乘坐地铁，并可以通过徐家棚、岳家嘴、洪山广场、武昌车站等地点换乘，实现了铁路与其他轨交之间的线路衔接，更加方便了旅客的出行。

武汉新车站站房是一个上部大跨度结构与铁路桥有机结合的新型结构车站，因此在施工中具有造型新颖、结构复杂的特性，施工难度较大；工程规模较大，共设有 2 条发线，需建设 11 座站台；工程繁琐，交叉的项目多，干扰大，组织难度大，各项施工和环境要求比较严格，可谓是一项意义非凡的项目。

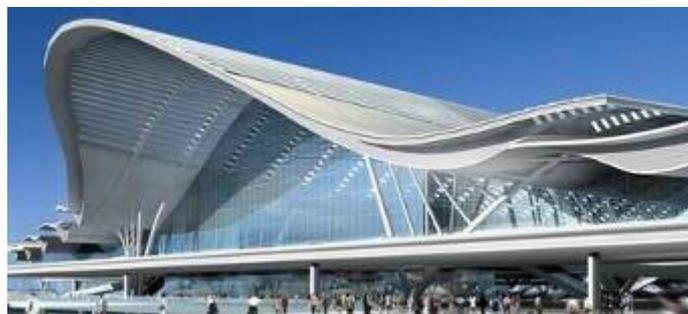


图 1.7 武汉新车站

新长沙车站：地处长沙市东部，距离长沙市中心大约 9 公里，东邻浏阳河风光带，西近体育新城，是中南地区规模最大的车站。新长沙站站房建筑面积越 18.7 万平方米，设立了两个站场，共 26 条发线，13 座站台。未来开通的沪昆高速铁路将合用新长沙站，在长沙形成一个快速的铁路网络。为连接长沙市中心的方便快捷，新长沙站地下预留了地铁的位置，长沙 2、3 号地铁线将平行下穿车站。长沙新车站主站房一共分为四层，最下层为地铁站台层，高速列车轨道铺设在首层，由高架支撑轨道，新长沙站也将高架结构与设施结构完美的结合在一起。



图 1.8 新长沙车站

1.3 列车-结构振动噪声分析的发展状况

1.3.1 国内外车轨耦合振动研究回顾

车轨动力分析的研究最早可以追溯到 1867 年,当时 Winkler 提出了弹性地基梁的理论,这一理论被很快应用到轨道的模型上。1926 年, Timoshenko^[8]应用弹性地基梁理论模型最先研究了钢轨的动盈利问题,开辟了今天广为采用的经典计算方法。为适应列车运行速度的增长, Dorr 提出应建立更适合的轨道模型,直到 20 世纪 50 年代原苏联沙湖念慈等提出了不少关于不平顺引起的轨道荷载的计算理论和试验研究^[9],并将这一理论引入到轮轨相互作用的分析中。20 世纪 70 年代英国的 Derby 铁路技术研究中心对轨道接头处轮轨动力作用进行了理论和试验研究^[10],英国铁路为了防治轨道接头区域的不利危害,通过动力试验,率先定义了轮轨冲击作用过程中客观存在的高频冲击力和中低频响应力两种特殊的作用力,由 Lyon^[11]和 Jenkins^[12]等建立分析模型,并第一次对车辆与轨道之间的基本参数(簧下质量、轨道刚度等)进行了深入的研究,这一模型用连续的弹性基础支撑的欧拉梁来简化模拟轨道模型,将列车简化为弹簧支撑的质量块,并考虑一系二系等的悬挂特性,轮轨接触力应用 Hertz 接触理论。直到 1979 年, Newton^[13]等对轨道动力作用中车轮之间的踏面擦伤进行了研究,并同时进行了

轨道的动力测试,通过测试对模型进行了局部的修改,用 Timoshenko 梁模型计算钢轨的动态响应,使计算所得的钢轨剪应变同现场实测的结果进行比较,试验结果印证了理论分析的可行性。三年后,Clark^[14]等采用了弹性点支撑连续梁模型模拟轨道,对车轮在破浪磨耗钢轨上行驶的动态响应进行了模拟研究,考虑了轨枕单独振动对结果的影响,使数值模拟更加趋近于实际的结果。

在同一时期,日本学者佐藤裕和佐藤吉彦^[15]曾经采用集总参数模型和连续弹性基础梁模型对轨道的动力响应进行了研究,其中很有表征性的集总参数模型是日本的 Sato^[16]“半车-轨道”简化模型,还有学者提出了双层连续弹性基础上的无限长梁模型。加拿大 Cai^[17]等采用“转向架列车-轨道”分布参数模型来模拟车轨相互作用,轨道被分成离散支撑的连续梁,同时他们还对车辆擦伤引起的轮轨冲击作用进行了深入的研究。

中国、德国日本等国家在 80 年代后开始逐渐重视对车辆-轨道相互作用的研究。李定清^[18]推导出了 Derby 基本模型的有限元分析列式,同时考虑到了接头部分的夹板作用;许实孺^[19]等采用连续弹性地基上的 Timoshenko 梁模型对钢轨接头处轮轨之间产生的冲击作用进行模拟分析;王澜^[20]研究了轨道结构本身的随机振动;夏禾^[21,22]等采用多自由度车辆模型,应用有限元法建立车轨耦合振动模型,计算出基床处的荷载力,这一模型最初应用在桥梁结构上,取得了很好的效果。翟婉明^[23,24]等建立相对较完成的列车轨道模型,模型考虑了车轨的竖向和横向的相互作用,并应用到高速和重载铁路的动力分析中。德国的 Schwab^[25]等发展出了一种多体系统的计算机仿真模拟模型来研究高速列车在运行的过程中由于轨道缺陷所导致的轨道下沉过程;日本的 Sueoka^[26]等人尝试应用传递函数和线性叠加原理求解无限车辆行进过程中车轮与轨道之间的耦合作用。

最近的 10 年里,对车轨耦合作用及相关系统的动力分析研究十分活跃。1994 年, Diana^[27]等综合考虑车轨系统的影响因素来研究车轨相互作用;1998 年, Oscarsson 和 Dahlberg^[28]首次根据实测的频响函数来识别轨道模型的各个参数,并将识别出的参数应用到车轨整体系统的动力仿真上;Frohling^[29]等建立了车轨低频动力学模型用以研究重载轨道的沉降问题,理论分析与实测吻合的相当不错;1999 年, Popp^[30]等系统地对中频域车辆-轨道的动力学发展进行了综述,认为 50~100Hz 的中频振动是钢轨波磨、道床破坏与车轮变形等问题的易产生频段,而人们对中频动力学的认识还相当的欠缺,值得更深入的研究探讨。2002 年, Oscarsson^[31]在先前的车轨模型中引入了轨道结构的随机特性,将钢轨垫层刚度、道床刚度和两者的质量以及轨枕间距等处理为随机的变量,但是并没有考虑轨道谱的强随机性;Dietz^[32]等建立有限元轨道模型和多体系统动力学车辆模型的混合模型,结合两种建模方法的优势研究车辆与柔性轨道的相互作用。2003 年

Lundqvist^[33]等将轨道沉降变化因素引入到车辆-轨道动态作用之中，但是这一工作仅仅处于初级阶段；Evans^[34]等从车轨耦合动力作用的角度分析了轮轨滚动接触疲劳(RCF)产生的原因及预防途径，为近来英国铁路愈来愈严重的 RCF 寻找解决方案。

1.3.2 结构二次辐射噪声

对于行进列车引起的室内二次辐射噪声的研究中，J.Melke^[35]根据振源-传播-接受者的传播损耗方法，采用解析法、实验室测试和现场测试探讨了地铁引起结构噪声与振动的流程；A.B. Nagy^[36]等应用有限元结合瑞雷积分的方法，使用空间的振动和几何数据很容易与有限元模态结合，与边界元模型相比较，A.B. Nagy 等的方法描述声场的矩阵相对较小，无需求逆，但预测的精度不高；G. Degrande^[37]等采用一个三维数值模型来预测地铁引起的结构的振动和二次辐射噪声，用耦合周期有限元..边界元方法模拟了伦敦地铁 Bakerloo 线，预测了假定的三层框架办公楼中的结构响应和声响应；P. Fiala^[38] 等研究了地面高速轨道交通对一规则框架办公楼产生的振动及二次辐射噪声响应，采用分层的边界元模拟场地，有限元模拟上部结构，谱有限元模拟噪声计算，并对三种隔振措施进行了模拟检验。Kurzweil^[39]根据实测数据总结出一个预测室内振动与二次辐射噪声的经验公式，这些经验公式较为简洁，由于使用的参数较少，只能粗略的预测室内噪声的大小。因为实际的环境影响预测是基于更广的振动数据，而不是具体的振动分布。从国外的研究来看，主要还是集中在对地铁环境振动传播、预测和减振的研究。目前国内对地铁引起的二次辐射噪声研究相对较少，主要着重于单独的高架轨道噪声的研究^[40,41]，一般室内二次结构噪声预测普遍采用经验预测计算公式^[42]，对高架车站的噪声研究相对甚少。

1.3.3 车站结构振动噪声研究概况

目前，国内外学者对列车-轨道、列车-桥梁的振动分析研究比较多，而由于人们原来对车站的要求仅限于，对车站结构的振动分析、减振研究和噪声分析相比较少，供参考的文献也凤毛麟角。在高架车站振动响应和噪声分析的研究方面，温宇平^[43]在 2001 年提出了适用于建立建筑-桥梁合一型的高架车站“两部分分析法”，但是没有考虑到框架结构与桥梁的耦合作用；邓子铭^[44]等人建立车站与高架的耦合结构，提出轨道梁的 TMD 减振模型，并将分析结果与实测数据进行比较，证明了其理论的可行性和有效性；乔晓林^[45]在其论文中首次提出了采用等

效的弹簧刚度法将连续的轨道梁等效为分离的模型,考虑了列车进出站时对结构产生的起动力和控制力的影响;周涛^[46]研究了高速列车对高架车站的振动影响,考虑了车辆与结构的耦合作用,并提出了一种可行的提高计算效率的方法;邓世海^[47]等将大型复杂的高架车站分成两部分分析先计算高速列车作用在结构上的时程荷载,再建立“桥梁-站房结构”进行动力时程分析;刘枫^[48]对城市轨道交通中高架车站的振动与噪声进行了深入的研究和探讨。

1.4 工程背景

本文高架车站为武广客运专线的三大站房之一,地里位置较为优越,于 2005 年 6 月正式动工,2010 年全面竣工通车,在规模上是中南地区最大的车站。此高架车站共设到发线 26 条,站台 13 座。除了武广客运专线外,同时也合用了沪昆高速铁路,在我国中南地区形成了一个快速列车的覆盖网。

新站总建筑面积 18.7 万平方米,采用“车站与高架”相组合的形式,体现“效率第一”的原则,建有 13 座站台和 26 条股道,车站竖向分为出站层、站台层、高架层三个层面:

首层为出站层,地面标高为-9.250,层高 10.50m;

二层为站台层,楼面标高为 1.250m,层高为 9.250m;

三层为高架层,楼面标高为 10.500m,屋面为波浪形,最高点标高为 38.200m,最低点标高为 21.970m。站房最大平面尺寸约为 177m×231.350m。

新高架车站候车厅南北并列两个,位于高架层,中间用三个连廊连接,其余部分抠空做成玻璃采光天井,为到达层提供顶部采光。同位置处曲面屋盖中央也采用抠空结构,为候车厅提供采光,结合室内悬挂的自动调节百页,冬季透光,夏季遮阳,充分节约能源。流线型设计,简短明确,站台候车设立在站台层,中间的站台候车在高架层,采用“机场化”、“公交化”的概念,设计强调旅客进站出站的直接性、流畅性,优于传统的“等候式”车站。

主要柱网尺寸如下:

标高 10.500m 以下: 16 (18) [19] m×20 (17.5) m, 49m×20m;

标高 10.500m 以上: 49 (64) m×21.5 (35) [67.75] m。

主站房结构型式:主体结构为框架结构,其中标高 10.500 以下为钢筋混凝土框架结构,除标高 10.500m 处楼盖采用钢桁架结构,站台层楼面最大跨度为 49m,其两端相邻一跨的框架梁采用钢桁架外,其余均采用钢筋混凝土结构或预应力混凝土结构。站台层楼面框架梁和次梁绝大部分采用后张有粘结预应力梁,楼板基本上采用普通混凝土板,仅在局部区域采用后张无粘结预应力筋作为温度筋。出

站厅层由基础梁和抗浮底板及构造配筋底板组成,均为普通钢筋混凝土混凝土结构。屋盖结构为曲面网架结构(局部为跨度为 49m 的张弦梁结构),网架支承于钢柱和树状钢柱上。

对高架车站而言,由于高架桥与车站主体结构耦合成一个整体,列车通过高架车站所引起的结构振动与二次辐射噪声可能更加严重,导致旅客的不安甚至恐慌,因此非常有必要对高速列车通过高架车站时对结构的振动与噪声的影响进行深入的研究。

1.5 主要研究内容

本文以某一新建车站为研究对象,进行数值理论模拟分析,主要研究内容如下:

(1) 由于车站结构节点和单元非常多,自由度很庞大,对车站整体结构进行动力分析硬件要求很高,并且各商业通用软件又不能很方便的实现车轨耦合振动的仿真模拟分析,因此本文采用一种能解决简化“车辆—轨道—结构”系统的动力分析模型。

(2) 进行轨枕耦合动力分析,应用 MATLAB 通用软件对车轨耦合振动进行仿真模拟,模拟计算不同速度下施加于结构上的移动激振力。

(3) 建立高架梁桥模型,将 MATLAB 仿真模拟出的移动激振力施加到高架梁上,计算分析在移动荷载作用下高架梁的振动反应与支撑反力作用时程。

(4) 将高架轨道梁支撑荷载的时程施加到整体模型上,通过 ANSYS 有限元分析软件模拟整体结构在激振力下的振动响应。

(5) 提取部分重点分析区域的振动响应,作为候车厅封闭腔体噪声响应激励,采用谱元法分析计算候车厅内的二次辐射噪声分布情况。

第二章 车轨耦合数值模拟分析

2.1 车辆—轨道系统动力学有限元模型

列车在轨道上行驶,作用于轨道结构的轮轨作用力主要有两部分组成,一部分是由车辆自重构成的静载,另一部分则是由列车在轨道上运行时产生的振动荷载。列车振动荷载的产生与车辆及轨道两方面的因素有关,其中轨道的不平顺是主要的诱发原因,各国家对轨道不平顺谱进行的多年的研究,通过实测归纳了针对不同轨道和不同速度的不平顺谱函数,鉴于本文研究国内高速列车影响的高架车站振动噪声分析,不平顺谱采用我国建议的德国低干扰谱。轮轨耦合模型^[19]是以车轮与轨道之间的作用力为纽带,分别建立上部车辆模型与下部轨道模型进行计算的。

2.1.1 基本假定

- (1) 考虑轮轨竖向动力效应和纵向动力效应;
- (2) 轨道和上部车辆结构沿线路方向左右对称,可取一半结构进行研究;
- (3) 上部结构为附有二系弹簧系统的整车模型,车体和转向架考虑沉浮振动和点头振动;
- (4) 轮轨间的接触力遵守赫兹非线性公式;
- (5) 钢轨被离散为二维梁单元,轨下垫层的支承弹簧及阻尼分别用等效的弹性系数 K_{x1} , K_{y1} 和阻尼系数 C_{x1} , C_{y1} 表示;
- (6) 轨枕质量作为集中质量处理并考虑竖向振动效应,枕下道床的支承弹簧性系数和阻尼系数分别用 K_{y2} , C_{y2} 表示。

车体与轨道耦合模型如图 2.1 所示。

$$K_U = \begin{bmatrix} 2K_{s2} & 0 & -K_{s2} & 0 & -K_{s2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & 2L_2^2 K_{s2} & -L_2 K_{s2} & 0 & -L_2 K_{s2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & 2K_{s1} + K_{s2} & 0 & 0 & 0 & -K_{s1} & -K_{s1} & 0 & 0 \\ & & & 2L_1^2 K_{s1} & 0 & 0 & -K_{s1} L_1 & K_{s1} L_1 & 0 & 0 \\ & & & & 2K_{s1} + K_{s2} & 0 & 0 & 0 & -K_{s1} & -K_{s1} \\ & & & & & 2L_1^2 K_{s1} & 0 & 0 & -K_{s1} L_1 & K_{s1} L_1 \\ & & & & & & K_{s1} & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & & & K_{s1} & 0 & 0 \\ & & & & & & & & K_{s1} & 0 \\ & & & & & & & & & K_{s1} \end{bmatrix}$$

对 称

$$Q_U = \text{diag}[-M_c g \quad 0 \quad -M_t g \quad 0 \quad -M_t g \quad 0 \quad P_1 \quad P_2 \quad P_3 \quad P_4]$$

式中 M_c, J_c ——车体的质量和转动惯量

M_t, J_t ——转向架的质量和转动惯量

K_{s1}, K_{s2} ——车辆一、二系悬挂刚度

C_{s1}, C_{s2} ——车辆一、二系悬挂阻尼

$M_{wi} (i=1,2,3,4)$ ——第 i 个车轮的质量

K_w ——轮轨间的接触刚度

v_c, φ_c ——车体沉浮振动的竖向位移、点头振动的角位移；

$v_{ti}, \varphi_{ti} (i=1,2)$ ——第 i 个转向架沉浮振动的竖向位移、点头振动的角位移；

$v_{wi} (i=1,2,3,4)$ ——第 i 个车轮的竖向位移

$P_i = -M_{wi} + F_{wi}$ ， F_{wi} 为轮轨接触力，可根据轮轨相对接触的竖向位移由赫兹公式求得。

2.1.3 下部轨道的模型

对轨道系统运用有限元方法建立动力学方程为：

$$M\ddot{a} + C\dot{a} + Ka = Q \quad (2.2)$$

式中 M, C, K 分别为单元的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵。

建立上式时，首先，假定钢轨为支承在弹性支座上的长梁；轨枕垫层、道床和路基的支承弹性刚度分别为 K_{y1} 和 K_{y2} ，阻尼系数分别为 C_{y1} 和 C_{y2} ， y 表示竖直方向；轨枕垫层和道床均离散为集中质量并仅考虑竖向振动效应。其次，将轨枕垫层自由度归并到梁单元的节点自由度中，使得原节点自由度数为 2 的梁单元变成单节点自由度为 3 的广义梁单元。

最后，在梁单元刚度矩阵、质量矩阵和阻尼矩阵中迭加由轨道垫层、道床等

产生的支承弹性刚度矩阵、支承体质量矩阵和支承体阻尼矩阵，形成广义梁单元刚度矩阵、质量矩阵和阻尼矩阵。

广义梁单元的刚度矩阵

$$K^e = K_b^e + K_e^e \quad (2.3)$$

其中 K_b^e 为钢轨的应变能产生的单元刚度：

$$K_b^e = \begin{bmatrix} EA/l & 0 & 0 & 0 & 0 & -EA/l & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & 12EI/l^3 & -6EI/l^2 & 0 & 0 & 0 & -12EI/l^3 & 6EI/l^2 & 0 & 0 \\ & & 4EI/l & 0 & 0 & 0 & 6EI/l^2 & 2EI/l & 0 & 0 \\ & & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & EA/l & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & & 12EI/l^3 & 6EI/l^2 & 0 & 0 \\ & & \text{对} & \text{称} & & & & 4EI/l & 0 & 0 \\ & & & & & & & & 0 & 0 \\ & & & & & & & & & 0 \end{bmatrix}$$

K_e^e 为支承弹性能产生的单元刚度：

$$K_e^e = \begin{bmatrix} k_{x1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & k_{y1} & 0 & -k_{y1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & k_{y1} + k_{y2} & -k_{y2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & k_{y2} + k_{y3} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & k_{x1} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & & k_{y1} & 0 & -k_{y1} & 0 \\ & & \text{对} & \text{称} & & & & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & & & & k_{y1} + k_{y2} & -k_{y2} \\ & & & & & & & & & k_{y2} + k_{y3} \end{bmatrix}$$

广义梁单元质量矩阵

$$M^e = M_b^e + M_e^e \quad (2.4)$$

其中 M_b^e 为梁单元一致质量矩阵：

$$M_b^e = \frac{\rho A l}{420} \begin{bmatrix} 140 & 0 & 0 & 0 & 0 & 70 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & 156 & -22l & 0 & 0 & 0 & 54 & 13l & 0 & 0 \\ & & 4l^2 & 0 & 0 & 0 & -13l & -3l^2 & 0 & 0 \\ & & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & 140 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & & 156 & 22l & 0 & 0 \\ & & \text{对 称} & & & & & 4l^2 & 0 & 0 \\ & & & & & & & & 0 & 0 \\ & & & & & & & & & 0 \end{bmatrix}$$

M_e^e 为轨枕与道砟质量 m_p ， m_d 作为集中质量施加于附加自由度上

$$M_e^e = \text{diag}(0 \ 0 \ 0 \ m_p \ m_d \ 0 \ 0 \ 0 \ m_p \ m_d)$$

广义梁单元阻尼矩阵

$$C^e = C_b^e + C_e^e \quad (2.5)$$

其中 C_b^e 为与阻尼比和系统固有频率有关的比例阻尼矩阵：

$$C_b^e = \alpha M_b^e + \beta K_b^e$$

C_e^e 为支承体产生的阻尼：

$$C_e^e = \begin{bmatrix} C_{x1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & C_{y1} & 0 & -C_{y1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & C_{y1} + C_{y2} & -C_{y2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & C_{y2} + C_{y3} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & C_{x1} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & & C_{y1} & 0 & -C_{y1} & 0 \\ & & \text{对 称} & & & & & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & & & & C_{y1} + C_{y2} & -C_{y2} \\ & & & & & & & & & C_{y2} + C_{y3} \end{bmatrix}$$

将车体和轮对产生的外荷载转换为单元等效节点荷载向量，代入动力学方程即可解得轨道竖向振动的位移、速度和加速度等。

2.1.4 轨道不平顺谱的选取

轨道不平顺是指轨道接触面沿轨道长度方向与理论平顺轨道面之间的偏差。

轨道不平顺是引起行进列车产生振动的重要原因，如果轨道的平顺状态不良，将会引起列车车轮与轨道作用力加剧，随着车速的提高这种作用将急剧增加，甚至导致列车脱轨。就车轨耦合振动分析来说，由于轨道不平顺的存在，改变了轮轨接触关系，对轮轨系统的动力特性产生了影响。机车车辆在轨道不平顺和其他外在激励的激励下产生振动，并通过轮轨接触点传给轨道结构和轨道支承结构，形成了车辆-轨道-轨道支承结构系统的动力相互作用过程。本文采用的是我国高速列车总体寄宿条件中建议的采用谱密度函数—德国低干扰谱。

德国高速线路不平顺谱密度是欧洲铁路统一采用的谱密度，也是我国高速列车计算条件中建议采用的谱密度函数。根据德国高速列车总体技术条件规定，高速线路不平顺谱函数如下

高低不平顺：

$$S_v(\Omega) = \frac{A_v \Omega_c^2}{(\Omega^2 + \Omega_r^2)(\Omega^2 + \Omega_c^2)} \quad (2.6)$$

轨向不平顺：

$$S_a(\Omega) = \frac{A_a \Omega_c^2}{(\Omega^2 + \Omega_r^2)(\Omega^2 + \Omega_c^2)} \quad (2.7)$$

水平不平顺：

$$S_c(\Omega) = \frac{A_v b^{-2} \Omega_c^2 \Omega^2}{(\Omega^2 + \Omega_r^2)(\Omega^2 + \Omega_c^2)(\Omega^2 + \Omega_s^2)} \quad (2.8)$$

式中，

S —轨道不平顺功率谱，单位 $m^2 \cdot m / rad$ ；

Ω —不平顺空间角频率，单位 rad / m ；

$\Omega_c, \Omega_s, \Omega_r$ —截断频率，单位 rad / m ；

b —车轮名义滚动圆距离的一半，这里取 $0.75m$ ；

A_v, A_a —轨道不平顺谱的粗糙度系数，单位 $m^2 \cdot rad / m$ 。

各相关参数如表 2.1 所示。

表 2.1 德国轨道谱粗糙度系数及截断频率

参数	Ω_c	Ω_r	Ω_s	A_a	A_v
单位	rad / m	rad / m	rad / m	$m^2 \cdot rad / m$	$m^2 \cdot rad / m$
低干扰系数	0.8246	0.0206	0.4380	4.032×10^{-7}	2.119×10^{-7}
高干扰系数	0.8246	0.0206	0.4380	10.80×10^{-7}	6.125×10^{-7}

本文计算中采用的是低干扰谱转换的空域样本序列，空域长度与计算的轨道长度有关，最大幅值约为 $1.5mm$ 。其样本如图 2.2 所示。

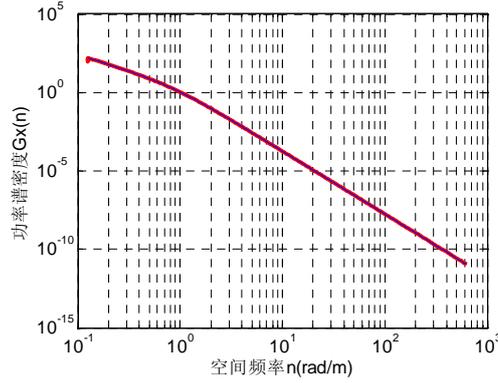


图 2.2 德国低干扰谱空域曲线

由于轨道不平顺随机函数是一平稳 Gauss 随机过程, 通过给定的轨道不平顺功率谱可以通过数值模拟得到不平顺样本。常用的生成方法有三角级数叠加法、二次滤波法、AR 模型法或 ARMA 模型法。采用三角级数叠加法的原理来得到轨道不平顺的样本, 计算公式如下:

$$z_r(x) = \sum_{k=1}^N \sqrt{2S(\Omega_k)\Delta\Omega} \cdot e^{i(\Omega_k x + \theta_k)} \quad (2.9)$$

式中: $z_r(x)$ 为轨道不平顺的样本序列; $S(\Omega_k)$ 为对应 Ω_k ($k=1,2,\dots,N$) 轨道不平顺的功率谱密度函数, 可通过式 (2.8) 进行求解; 指数项为复数域内的三角函数表示, 在具体求振幅时, 可以取其实部也可以取其虚部; Ω_k ($k=1,2,\dots,N$) 为轨道不平顺对应的空间角频率; $\Delta\Omega$ 为空间频率间隔的带宽; θ_k 为第 k 个空间频率对应的随机相位, 一般可按 $0 \sim 2\pi$ 间均匀分布取值。

令 $\tilde{z}_r(\Omega_k) = \sqrt{2S(\Omega_k)\Delta\Omega} \cdot e^{i\theta_k}$, 则式(2.9)可以化为:

$$z_r(x) = \sum_{k=1}^N \tilde{z}_r(\Omega_k) \cdot e^{i\Omega_k x} \quad (2.10)$$

其中 $\tilde{z}_r(\Omega_k)$ 即为对应单一空间角频率 Ω_k 的轨道不平顺幅值。

从式(2.10)可以看出, 轨道不平顺的样本函数可以看作是由许多不同频率的谐波分量组成的, 并且由于不同波长的不平顺是由不同的因素引起的, 所以认为它们之间是相互独立的。所以对应于单个空间角频率 Ω_k , 轨道不平顺是一个确定性函数, 可表达为:

$$z_r^k(x) = \tilde{z}_r(\Omega_k) \cdot e^{i\Omega_k x} \quad (2.11)$$

根据空间角频率的定义可知, 当列车在轨道上以速度 V 运行时, 空间角频率 Ω 对应的不平顺波长为 $\lambda = 2\pi/\Omega$, 不平顺激励圆频率为 $\omega = \Omega V = 2\pi V/\lambda$, 频率为 $f = V/\lambda$ 。在实际分析中, 任意 x 位置处的轨道不平顺就转化成了第 i 节车辆

第 l 个轮对在 $x_{pil} = x_{pil}^0 + Vtx_{pil}^0$ (其中 x_{pil}^0 为第 i 节车厢第 l 个轮对的初始位置坐标) 位置处的轨道不平顺, 即:

$$z_{ril}^k(t) = \tilde{z}_r(\Omega_k) \cdot e^{i\frac{\omega_k}{V}x_{pil}^0} \cdot e^{i\omega_k t} = \bar{z}_{ril}(\omega_k) \cdot e^{i\omega_k t} \quad (2.12)$$

式中 $\bar{z}_{ril}(\omega_k)$ 表示第 i 节车辆第 l 个轮对位置处的轨道不平顺对应激振频率 ω_k 的动幅值, 即

$$\bar{z}_{ril}(\omega_k) = \tilde{z}_r(\Omega_k) \cdot e^{i\frac{\omega_k}{V}x_{pil}^0} \quad (2.13)$$

将整个列车所有轮对位置处的轨道不平顺位移写成向量的形式, 即为:

$$\begin{Bmatrix} \bar{z}_{r1}(\omega_k) \\ \bar{z}_{r2}(\omega_k) \\ \vdots \\ \bar{z}_{rNv}(\omega_k) \end{Bmatrix} = \tilde{z}_r(\Omega_k) \cdot \begin{Bmatrix} e_1(\omega_k) \\ e_2(\omega_k) \\ \vdots \\ e_{Nv}(\omega_k) \end{Bmatrix} \quad (2.14)$$

其中: $\bar{z}_{ri}(\omega_k) = \{\bar{z}_{ri1}(\omega_k) \ \bar{z}_{ri2}(\omega_k) \ \dots \ \bar{z}_{riNv}(\omega_k)\}^T$ 表示第 i 节车辆的所有轮对位置

对应的轨道不平顺位移向量; $e_i(\omega_k) = \left\{ e^{i\frac{\omega_k}{V}x_{pi1}^0} \ e^{i\frac{\omega_k}{V}x_{pi2}^0} \ \dots \ e^{i\frac{\omega_k}{V}x_{piNv}^0} \right\}$

2.3.4 交叉迭代算法

“列车—钢轨—弹性垫层及轨枕—道床”系统的模型可以分解为“轨道—车辆”耦合系统模型, 即以钢轨为分界线分为上下两个模型。我们可以将耦合系统分界为上部车辆子系统和下部轨道子系统, 运用迭代法对两系统分别交叉迭代独立求解, 两系统间通过几何相容和相互作用力的平衡条件联系。有限元动力方程的求解采用 Newmark 直接积分法。图 2.3 为耦合系统交叉迭代计算时轮轨接触作用力关系图。其中上部列车系统的外力

$$Q_1 = -M_{wi}g + F_{wi}, \quad (i=1, 2, 3, 4) \quad (2.15)$$

上下两个系统通过 Q_1 和 Q_2 联系起来。

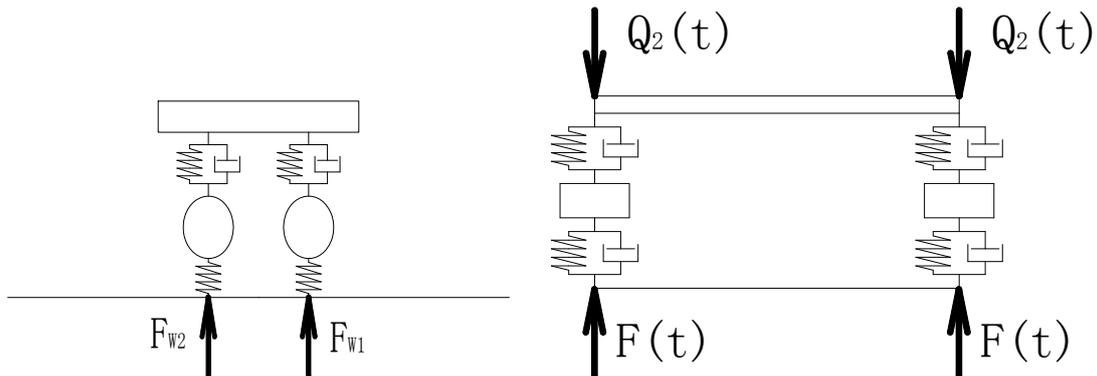


图 2.3 车辆-轨道耦合模型交叉迭代关系图

下面以 Newmark 数值积分为例，介绍用迭代法求解车辆-轨道耦合方程的步骤。

在上下两子系统中要解如下的二阶常微分方程组

$$M\ddot{a} + C\dot{a} + Ka = Q \quad (2.16)$$

利用 newmark 数值积分法，已知系统在 t 时刻的解答为 $a_t, \dot{a}_t, \ddot{a}_t$ ，求 $t+\Delta t$ 时刻的解， $a_{t+\Delta t}, \dot{a}_{t+\Delta t}, \ddot{a}_{t+\Delta t}$ 可以通过解如下式(2.17~2.19)求得。

$$(K + c_0M + c_1C)a_{t+\Delta t} = Q_{t+\Delta t} + M(c_0a_t + c_2\dot{a}_t + c_3\ddot{a}_t) + C(c_1a_t + c_4\dot{a}_t + c_5\ddot{a}_t) \quad (2.17)$$

$$\ddot{a}_{t+\Delta t} = c_0(a_{t+\Delta t} - a_t) - c_2\dot{a}_t - c_3\ddot{a}_t \quad (2.18)$$

$$\dot{a}_{t+\Delta t} = \dot{a}_t + c_6\ddot{a}_t + c_7\ddot{a}_{t+\Delta t} \quad (2.19)$$

由 (2.17) 得到的 $a_{t+\Delta t}$ 与 t 时刻的 $a_t, \dot{a}_t, \ddot{a}_t$ 代入式 (2.18) 和式 (2.19) 可以得到 $\dot{a}_{t+\Delta t}, \ddot{a}_{t+\Delta t}$ 。

假设 $t+\Delta t$ 时刻，进行了 k 次迭代计算，已知 $a_t, \dot{a}_t, \ddot{a}_t$ 以及轮轨的相互作用力 $F_{t+\Delta t}^k$ 。

(1)、初始计算，首次迭代时，假设 $F_{\Delta t}^0$ 为假设值，可以根据赫兹公式计算轮轨间相对位移

$$y_i = GF_i^{2/3} \quad (2.20)$$

车轮的位移

$$v_{wi} = y_i + v_{xi} \quad (2.21)$$

式中，

v_{xi} ——第 i 个车轮下的钢轨位移，初始为 0

v_{wi} 与 v_{xi} 都以向上为正。

(2) 在时间步长内循环。在每一个 Δt 里对上部结构与下部结构求解动力方程，则可得到该时刻结构的动力响应。

步骤 1、根据 v_{wi} 与 v_{xi} ，由赫兹公式求解轮轨的相互作用力 $(F_{t+\Delta t}^{k+1})_l$ ，下标 l 代表下部结构

$$F_i = \begin{cases} \frac{1}{G^{3/2}} (|v_{wi} - (v_{xi} + \eta_i)|)^{3/2} & v_{wi} - (v_{xi} + \eta_i) \leq 0 \\ 0 & \text{当 } v_{wi} - (v_{xi} + \eta_i) > 0 \end{cases} \quad (2.22)$$

F_i 为荷载向量中 $(F_{t+\Delta t}^{k+1})_l$ 第 i 个轮轨之间接触力； η_i 为轨道的不平顺值。

将 $(F_{t+\Delta t}^{k+1})_l$ 作为外荷载施加于下部结构，解下部结构的动力方程 (2.16) 则可得到下部结构的 $(a_{t+\Delta t}^{k+1})_l$ ，代入 (2.17~2.19) 则可以得到 $(\dot{a}_{t+\Delta t}^{k+1})_l$ 、 $(\ddot{a}_{t+\Delta t}^{k+1})_l$ 。

步骤 2: 利用上一步得到的 $(a_{t+\Delta t}^{k+1})_i$ 可以得到第 i 个车轮下的钢轨的位移 v_{xi} , 利用 (2.22) 可以计算得到上部结构的轮轨接触力 $(F_{t+\Delta t}^{k+1})_u$, 下标 u 代表上部结构。

步骤 3: 将 $(F_{t+\Delta t}^{k+1})_u$ 作为外荷载施加在上部结构, 求解上部结构的动力方程 (2.16) 可以得到上部结构的 $(a_{t+\Delta t}^{k+1})_u$, 代入 (2.17~2.19) 则可得到上部结构的 $(\dot{a}_{t+\Delta t}^{k+1})_u$, $(\ddot{a}_{t+\Delta t}^{k+1})_u$, 则可以计算第 i 个车轮的绝对位移 v_{wi} 。

步骤 4: 利用轨道的位移进行收敛性的判别。收敛性准则:

$$\frac{Norm|\Delta a_i^k|}{Norm(a_{t+\Delta t}^k)_i} \leq \varepsilon \quad (2.23)$$

其中 $|\Delta a_i^k| = (a_{t+\Delta t}^k)_i - (a_{t+\Delta t}^{k+1})_i$, ε 取 1.0×10^{-8} - 1.0×10^{-5} 之间的数。

如果收敛性准则没得到满足则 $k=k+1$, 继续迭代。

如果收敛性满足, 则对下一时间不长进行循环迭代计算。

计算流程图如下:

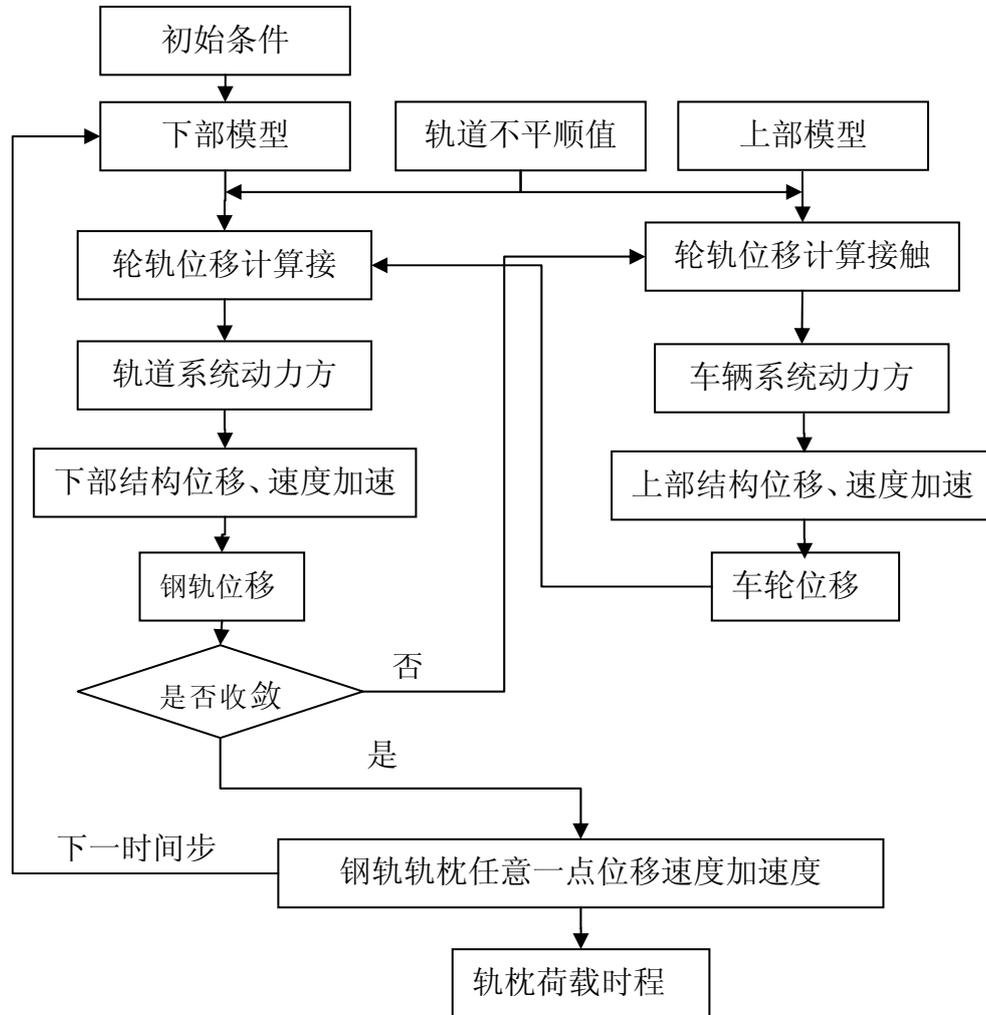


图 2.3 轮轨耦合模型计算流程

2.2 车轨耦合动力分析

本文车轨耦合计算参数主要选用日本新干线高速列车的实际参数，通过 MATLAB 建立车轨耦合动力模型，对不同车速行驶下的车轨耦合进行仿真模拟，计算得出在不同车速作用下轨枕对轨道梁的激振力，此激振力即为高架车站动力分析的主激振力。由于列车通过车站时对站房的振动影响主要为竖向振动，横向和纵向振动明显小很多，本文在这里只考虑列车行进对结构的竖向振动影响，其他振动方向予以忽略，足以达到工程的需求。

本文的仿真模拟主要考虑的是在高速行进列车的作用在高架结构的振动与噪声影响，所以本文车速选择为 210km/h、270km/h、330km/h 和 390km/h 四个速度进行模拟比较。

输入相同的轨道不平顺空域曲线，模拟分析四种不同速度下列车经过轨道时轨枕下支撑作用力的时程，计算结果如图 2.6 所示。

表 2.2 新干线列车与轨道参数

说明	符号与数值	说明	符号与数值
整车空车的质量	$M_c=32818kg$	转向架固定轴距	$2L_1=2.5m$
整车转动惯量	$J_c=2.513\times 10^8kg\cdot m^2$	转向架中心距离	$2L_2=17.5m$
转向架的质量	$M_r=2639kg$	转向架到车头或车尾距离	$LL=5m$
转向架转动惯量	$J_r=4213kg\cdot m^2$	赫兹公式中常数	$G=5.3025\times 10^{-8}$
一系悬挂刚度	$K_{s1}=1.20\times 10^6N/m$	弹性模量	$Er=2.06\times 10^{11}N/m^2$
二系悬挂刚度	$K_{s2}=4.43\times 10^5N/m$	截面面积	$Ar=7.745E-3m^2$
一系悬挂阻尼	$C_{s1}=1.96\times 10^4N\cdot s/m$	截面惯性矩	$Ir=3.217E-6m^4$
二系悬挂阻尼	$C_{s2}=2.16\times 10^4N\cdot s/m$	单位长度质量	$Mr=60.64kg/m$
轮对质量，含其上固定附属结构	$M_w=750kg$	相邻轨枕间距	$0.625m$

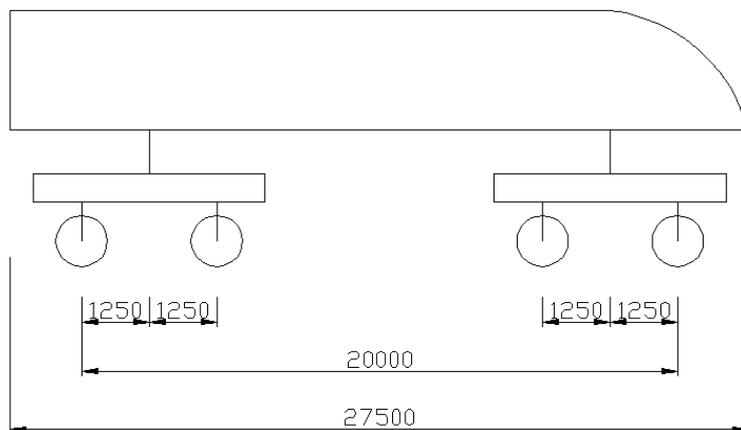


图 2.5 高速列车计算简图

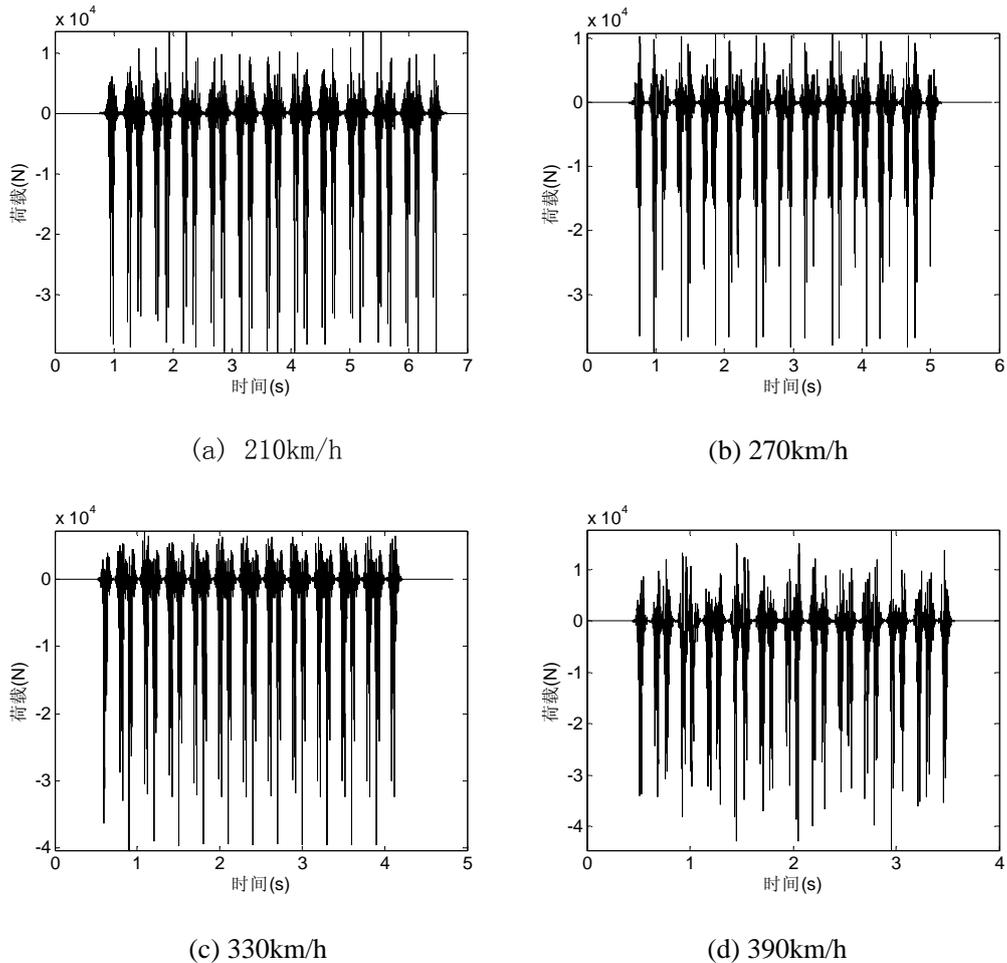


图 2.6 不同速度影响下轨枕对高架轨道梁的激振力时程

2.3 轨道梁振动分析

在实际的应用过程中，我们也同样关注轨道梁的振动影响情况，轨道梁的振动大小直接影响轨道列车的正常运行。

本文计算针对一条轨道梁在高速列车通过时的振动响应，从整体结构中选取如图 2.7 所示的三跨轨道梁进行独立分析。轨道梁采用实际的三跨连续梁形式，截面等其他参数采用实际参数。

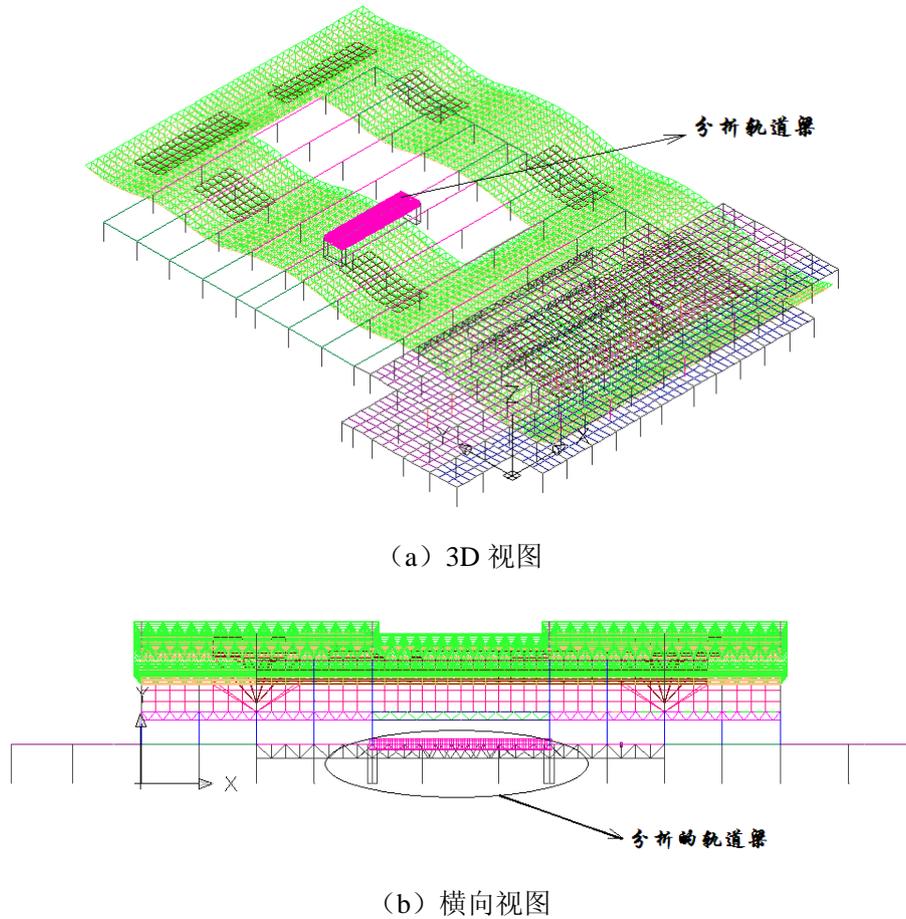


图 2.7 分析的轨道梁在结构中的位置

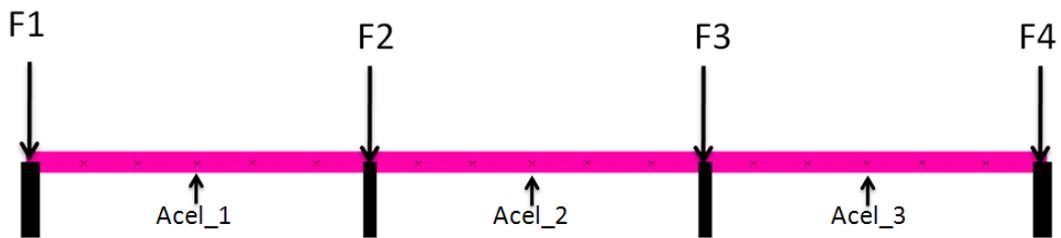


图 2.8 轨道梁简图及点编号

($Acel_i(i=1,2,3)$ 为加速度采样点, $F_j(j=1,2,3,4)$ 为激振在支撑点的作用力)

荷载采用上章节计算的不同速度条件下行进列车通过轨道时轨枕作用于轨道梁的激振力(图 2.6)。本文作者对 180 个轨道单元上的每个轨枕下激振力进行了对比分析发现,每个轨枕下的激振力时程曲线几乎是一样的,唯一的差别在于不同的激励起始时间,每相邻轨枕的激励起始时间相差相同的时间,本文定义这种时间差为时间相位差。这个时间相位差本身与列车的行驶速度有关,速度越高时间相位差成线性减小。

由于考虑到模拟仿真列车的移动,根据列车速度,计算出不同轨枕点激振力

之间的时间相位差, 利用不同位置激振力的相位差来模拟移动荷载, 从而仿真行驶列车的移动荷载效应。模拟行驶列车的位移长度同时考虑列车的长度和轨道的长度, 也就是: 模拟从列车头行驶到第一个轨枕到列车尾行驶到最后一个轨枕结束的整个行进过程。图 2.9~2.12 给出了仿真列车分别以车速为 210km/h、270km/h、330km/h、390km/h 驶过三跨轨道梁时每跨跨中加速度的时程响应。

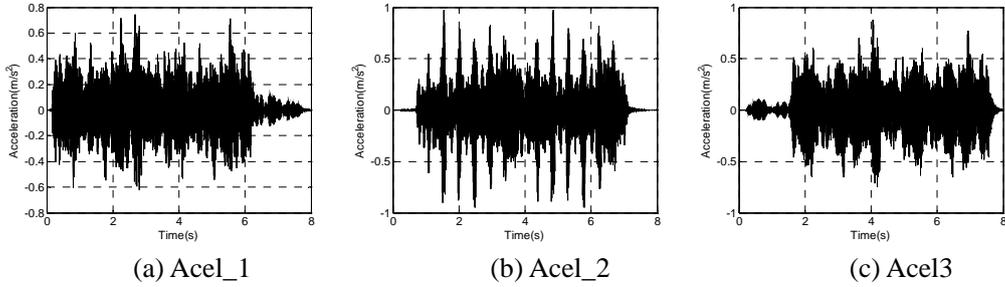


图 2.9 210km/h 三跨简支梁各跨中加速度

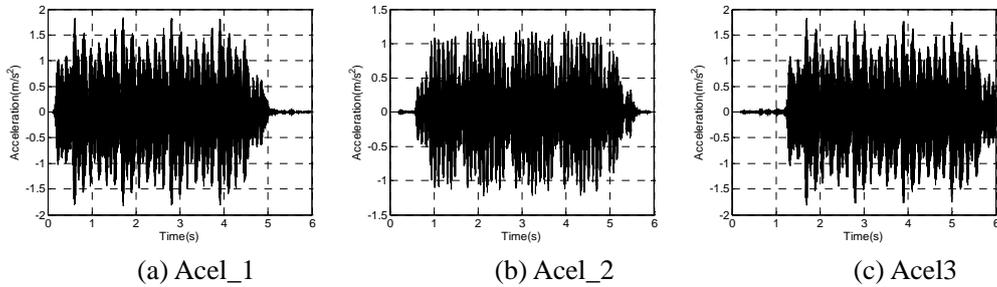


图 2.10 270km/h 三跨简支梁各跨中加速度

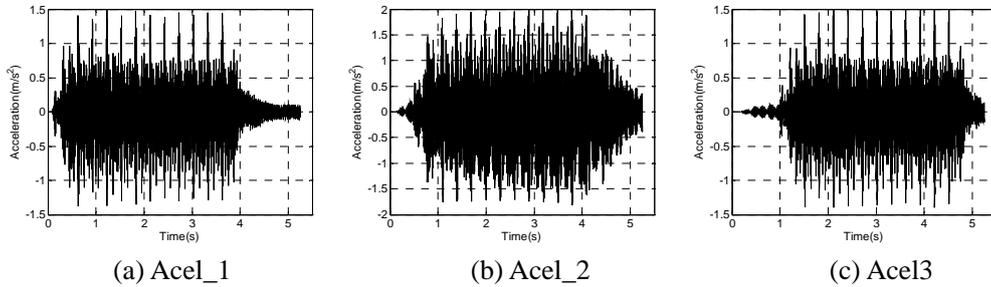


图 2.11 330km/h 三跨简支梁各跨中加速度

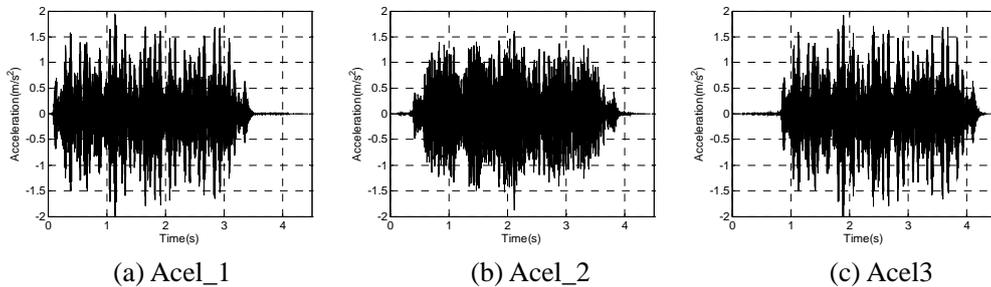
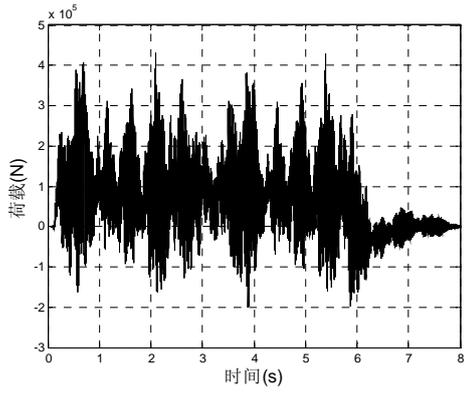
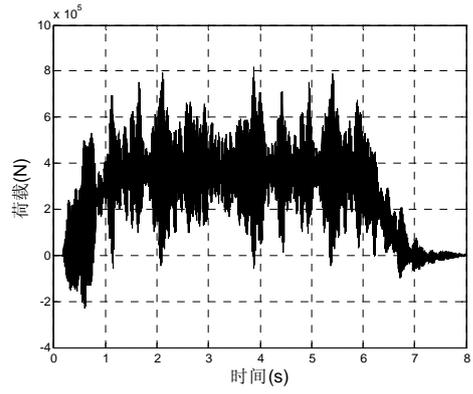


图 2.12 390km/h 三跨简支梁各跨中加速度

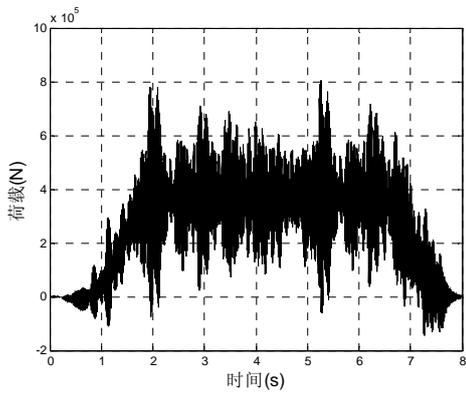
以下给出了对轨道梁进行动力荷载分析不同速度 4 个不同支撑点的支反力时程曲线, 图 2.14~2.17, 各图对应的支撑点如图 2.8 所示。此荷载作为对整体结构进行动力分析的激励荷载。



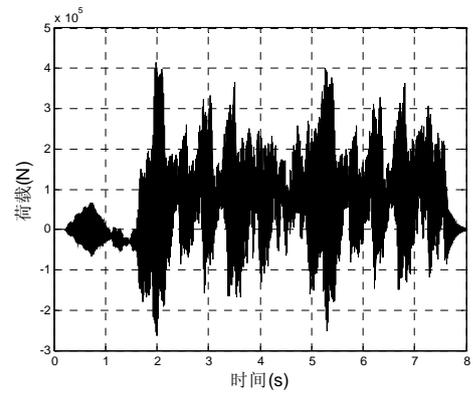
(a) F1



(b) F2

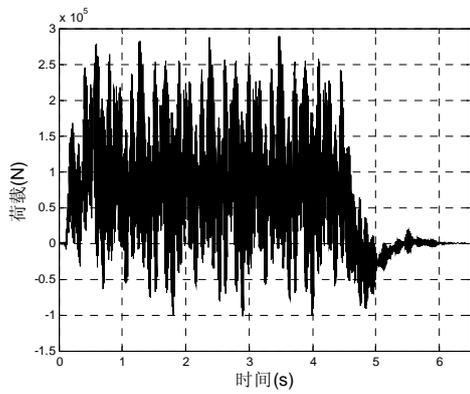


(c) F3

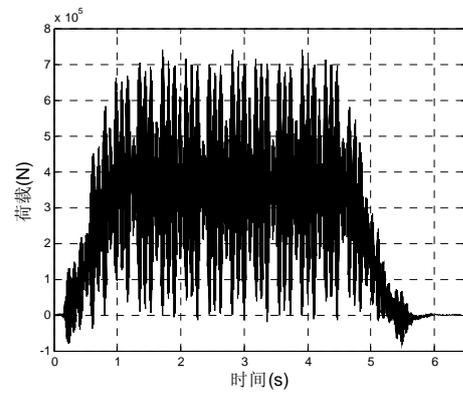


(d) F4

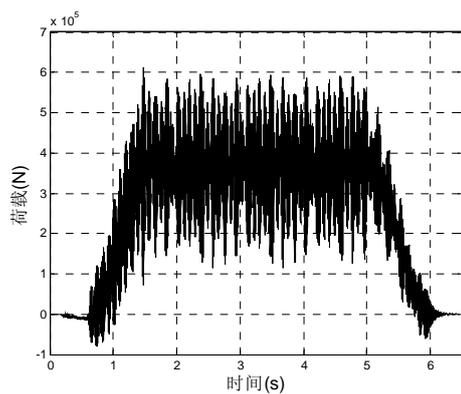
图 2.13 210km/h 列车通过时轨道梁各支撑荷载



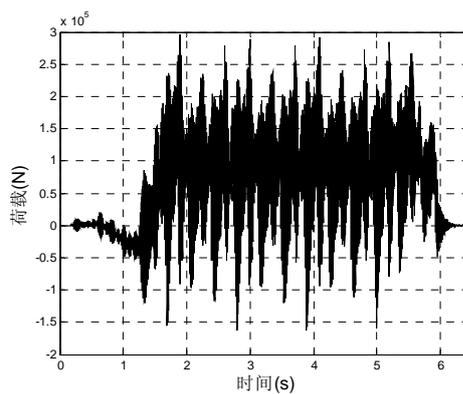
(a) F1



(b) F2

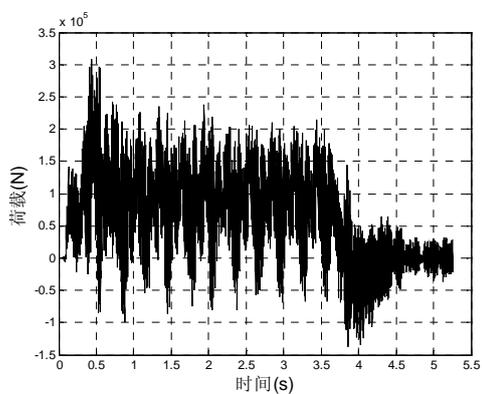


(c) F3

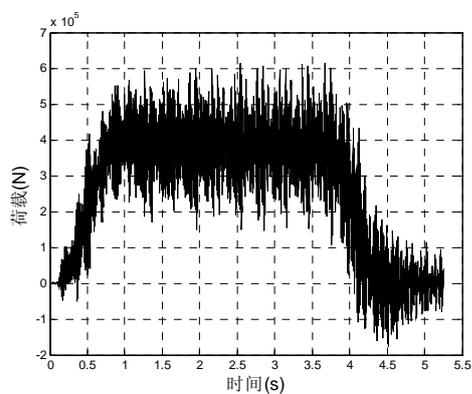


(d) F4

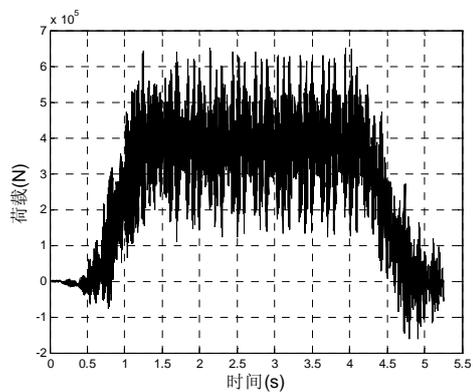
图 2.14 270km/h 列车通过时轨道梁各支撑荷载



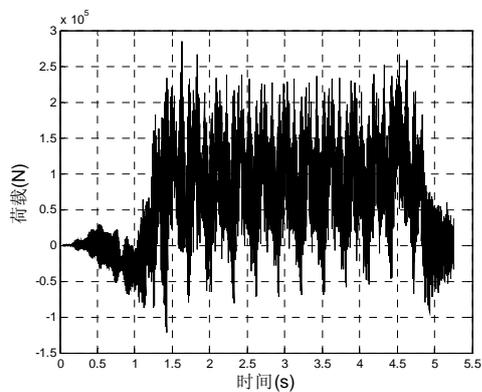
(a) F1



(b) F2



(c) F3



(d) F4

图 2.15 330km/h 列车通过时轨道梁各支撑荷载

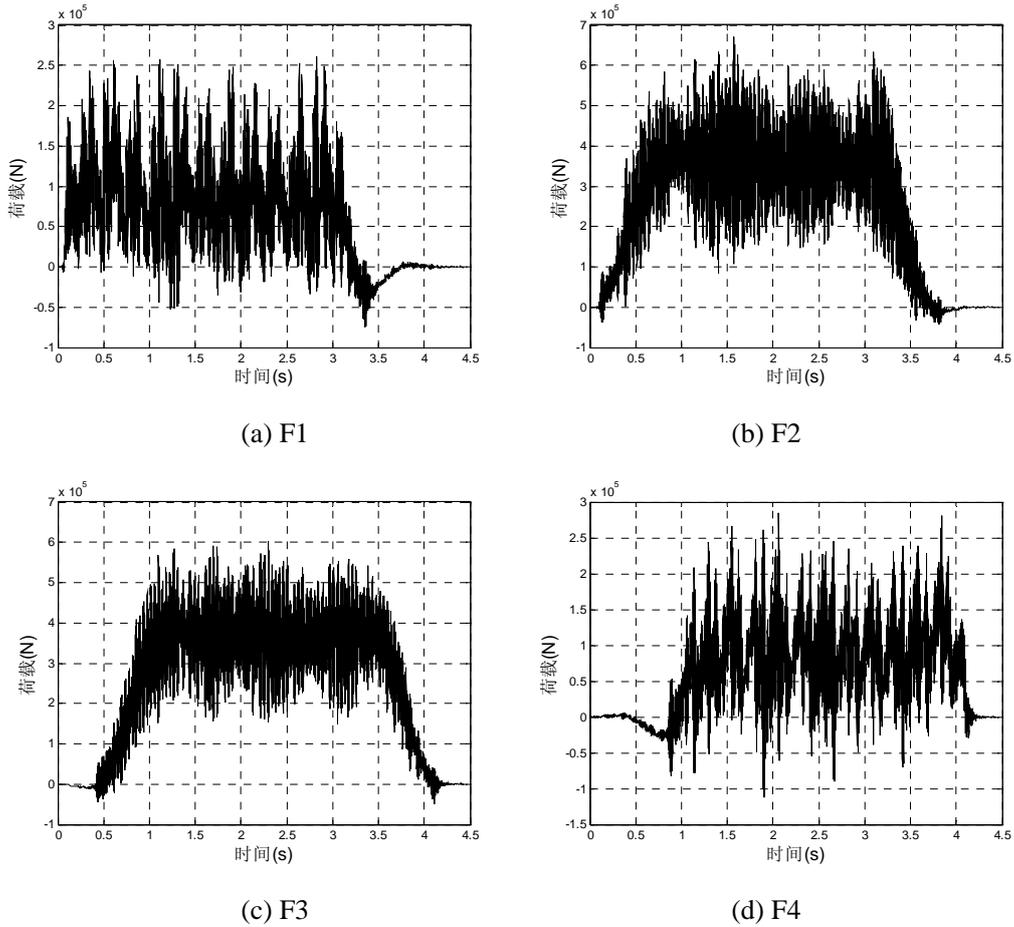


图 2.16 390km/h 列车通过时轨道梁各支撑荷载

2.4 本章小结

建立车辆-轨道耦合系统的有限元模型，选用德国低干扰谱，应用新干线实际参数进行计算仿真，对不同速度下列车通过轨道引起的轨枕激振力进行模拟分析，分别得到 210km/h、270km/h、330km/h 和 390km/h 速度下的轨枕激振力。将求解的轨枕激振力作为高架轨道梁的荷载激励，分别求解不同速度的轨枕激励作用下，轨道梁各跨的加速度响应与支撑荷载。为进行列车对车站结构的动力响应分析提供激励。

第三章 高架结构振动数值模拟分析

3.1 高架车站结构空间动力分析模型

该车站模型的建立主要应用 3D3S 空间结构设计软件和 ANSYS 通用软件，3D3S 是同济大学独立开发的 CAD 软件系列，操作平台简洁、构件参数设置快速直接，具有 CAD 建立线单元的独特优势；ANSYS—APDL 在建立规则有限元模型具有其命令流的便捷优势，可以弥补 3D3S 在建立面单元上的劣势，并且 ANSYS 具有强大的有限元计算能力。两种软件模型之间可以进行无接口转换。

梁、柱与桁架模型均以实际的界面尺寸建模，采用 beam4 与 beam44 单元，楼板采用 shell63 壳单元模拟，屋面板同样采用 shell63 壳单元，基底约束大部分采用刚性约束，通过限制基底沉降的最大值的方法确定地基约束的弹性模量。本文在进行时程分析时，采用 Rayleigh 阻尼，取前两阶竖向振动频率，计算出质量阻尼与刚度阻尼。钢材与混凝土密度、重量以及强度值按相关规范选取，个别钢管混凝土柱由于简化计算的要求，其混凝土密度与强度有相对的提高。整体模型约 66693 个节点，36417 个 beam 单元，57708 个 Area 单元。

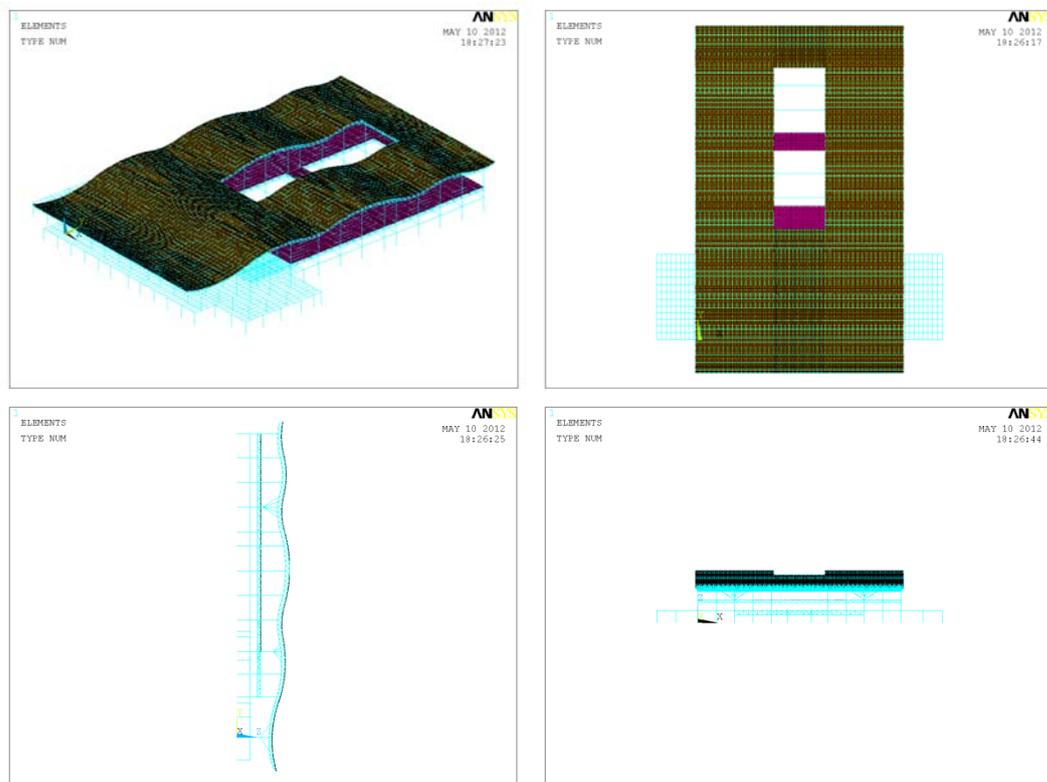


图 3.1 整体有限元模型

应用 3D3S 快速建立底层和一层不规则的混凝土梁柱结构和巨型钢桁架结构，

将 ANSYS 建立的屋顶空间网架导入 3D3S 中进行整体结构拼装，再将拼装后模型导回到 ANSYS 中，在 ANSYS 中添加板单元，整体模型如图 3.1。其中，梁柱模型采用 beam44 和 beam4 单元，轨道梁与巨型钢桁架采用 beam44 单元，屋面板和楼板采用 shell63 单元，各钢管混凝土柱子截面参数采用换算值，阻尼采用瑞利阻尼。

结构分析中，结构的动力响应求解是基于结构的质量动力平衡来完成的。基于经典的物理定律，这里给出一个多自由度系统的动力平衡方程：

$$M \ddot{u}_t + C \dot{u}_t + K u_t = F_t \quad (3.1)$$

M —总质量矩阵； C —总阻尼矩阵（本文采用 Rayleigh 阻尼）； K —单元总刚度矩阵； F_t —荷载向量； \ddot{u}_t 、 \dot{u}_t 、 u_t —节点加速度、速度、位移向量，与时间有关。

通过时程瞬态分析对结构基本微分方程 3.1 求解，可以得到整体结构在动力荷载的作用下的基本响应。上述动力平衡方程将动力作用以时程形式引入微分方程，并通过积分方式求解结构在每一时刻的响应（一般为各个节点的位移响应）及其变化。

3.2 车辆—结构空间振动分析方法

本文分析的车站结构是高架结构与车站主体结构相结合的新型高效车站结构，高速列车与结构之间以及结构各部分之间的振动相互耦合，列车通过车站结构所引起的振动与噪声可能引起乘客等相关使用人员的不适甚至可能导致整个建筑结构无法正常使用，因此有必要对此新车站的高速列车通过时的振动与噪声影响规律进行专项的研究。为了确保这一重大工程项目安全性和经济舒适性的要求，更为了之后拟建的相似类建筑结构提供一个有参考价值的理论支持，结合此新建高架车站结构的特点，本文就高架车站结构在高速列车影响下的候车厅振动与噪声响应进行了初步数值仿真的研究与探讨。

由于各个商业通用有限元软件不能方便的实现车轨耦合振动仿真模拟，为此，本文应用 ANSYS 通用有限元软件建立了高架车站的结构空间分析有限元模型，应用 MATLAB 数学计算分析软件仿真车轨耦合作用，把整个“车-轨-结构”系统的动力学耦合作用分解为“车轨耦合”、“轨道梁激振”和“结构激振”三个子系统依次进行数值模拟求解。

首先，建立车轨耦合动力分析模型，并对其进行系统详细的列车行进模拟分析，利用 MATLAB 通用数学分析软件对车轨耦合系统进行动力作用分析计算，得到轨枕激振力时程，并将其作为后续行进列车对车站结构的动力响应分析的激

励时程。

然后，建立“轨道梁激励”系统，施加轨枕激振力，模拟不同速度列车通过作用下各跨加速度响应和各支撑的支撑反力作用时程。

然后，建立高架车站整体模型，构件参数尽量按照实际施工情况，等效钢管混凝土柱简化为单一混凝土柱，用线单元建立梁柱，面单元建立板面结构，利用 ANSYS 通用有限元分析软件进行高架车站的动力时程分析，将“轨道梁激励”系统及支反力反向施加到整体结构上，得到候车厅楼板的动力响应，对计算结果进行综合性分。

最后，利用候车厅楼板的振动，作为其腔体二次辐射噪声计算的振源。简化候车厅为一长方体腔体，采用谱元法分析模拟封闭候车厅腔体的声压分布情况，分析对不同速度列车驶过候车厅内的二次辐射噪声影响。

3.3 结构模态分析

本文中的高架车站，下部框架结构，一层混凝土柱支撑的巨型钢桁架梁结构，二层楼板采用波纹钢板与混凝土板的双层楼板，刚度相对较大，屋面结构采用空间网架结构，相对二层刚度小很多，并且支撑屋面网架结构的柱子相对较柔，这样整体结构的前几十阶甚至于几百阶几千阶模态分析都是屋面网架结构的变形和屋面网架结构的局部杆件变形，无法了解二层楼板这一重要分析部位的动力特性，所以本文在动力特性的分析方法中提出应用一种简化的计算方法—子结构法—来直接求得所关心结构部分动力特性。子结构法，是对于复杂大型结构，当采用有限单元方法进行计算时，减少结构的未知量要求，减少对计算机内存量的要求，采用不同形式存储整体高度矩阵和不同的方程组解法的一种简化有限元方法。在这里，本文应用子结构方法的独特性来分析结构某一部分的动力特性，得到了很好的分析结果。

3.3.1 子结构法基本原理

子结构实际上是一个具有相当多内部自由度的超级单元的应用方法。为了减少系统的总自由度，在子结构与其他子结构或单元联结前，应在子结构内部将自由度凝聚掉。为建立准备凝聚的子结构的系统方程，假定通过适当的结点编号，使子结构的刚度矩阵以及相应的结点位移和荷载列阵可以写成如下分块形式

$$\begin{bmatrix} K_{bb} & K_{bi} \\ K_{ib} & K_{ii} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} a_b \\ a_i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} P_b \\ P_i \end{pmatrix} \quad (3.2)$$

其中 a_b 及 a_i 分别是外部结点和内部结点的位移向量，刚度矩阵以及荷载列阵也分成与 a_b 及 a_i 相应的分块矩阵。

由式(3.2)中的第二式可以得到

$$a_i = K_{ii}^{-1}(P_i - K_{ib}a_b) \quad (3.3)$$

将上式代入(3.2)式第一式，就得到凝聚后的方程为

$$(K_{bb} - K_{bi}K_{ii}^{-1}K_{ib})a_b = P_b - K_{bi}K_{ii}^{-1}P_i \quad (3.4)$$

可以简单地写成如下的形式

$$K_{bb}^* a_b = P_b^* \quad (3.5)$$

其中，

$$K_{bb}^* = K_{bb} - K_{bi}K_{ii}^{-1}K_{ib} \quad (3.6)$$

$$P_b^* = P_b - K_{bi}K_{ii}^{-1}P_i \quad (3.7)$$

需要指出的是从式(3.2)经凝聚得到式(3.5)是按高斯—约当消去法进行的。如果子结构方程式的阶数为 n ， K_{ii} 的阶数为 k ，则对于这 k 个自由度的每一个（设它在方程式中的编号为 r ）依次作如下步骤的运算：

- 1) 第 r 个方程除以 K_{rr} ，即使其主元为 1；
- 2) 对第 $1 \sim r-1$ 个方程进行反向消元，并使 $K_{1r} = K_{2r} = \dots = K_{r-1,r} = 0$ ；
- 3) 对第 $r+1 \sim n$ 个方程进行正向消元，并使 $K_{r+1,r} = K_{r+2,r} = \dots = K_{nr} = 0$ 。

对于式(3.2)，由于 K_{ii} 排在方程的下方，经上述的 k 次消元运算以后可以得到如下形式的方程，即

$$\begin{bmatrix} K_{bb}^* & 0 \\ K_{ib}^* & I \end{bmatrix} \begin{pmatrix} a_b \\ a_i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} P_b^* \\ P_i^* \end{pmatrix} \quad (3.8)$$

式中 K_{bb}^* ， P_b^* 就是式 (3.5) 中经凝聚后的子结构的刚度矩阵和荷载列阵，它经过的消去修正就是式 (3.7)、(3.8) 的要求。 K_{ib}^* 、 P_i^* 是由子结构界面自由度转换到内部自由度的相关矩阵，它们原来的相应矩阵经过了消去修正就得到

$$P_i^* = K_{ii}^{-1}P_i \quad (3.9)$$

$$K_{ib}^* = K_{ii}^{-1}K_{ib} \quad (3.10)$$

即式 (3.3) 中表示的关系。在从式 (3.8) 第一式解得 a_b 以后，代回第(3.3)式便可解出 a_i 。

3.3.2 模态分析

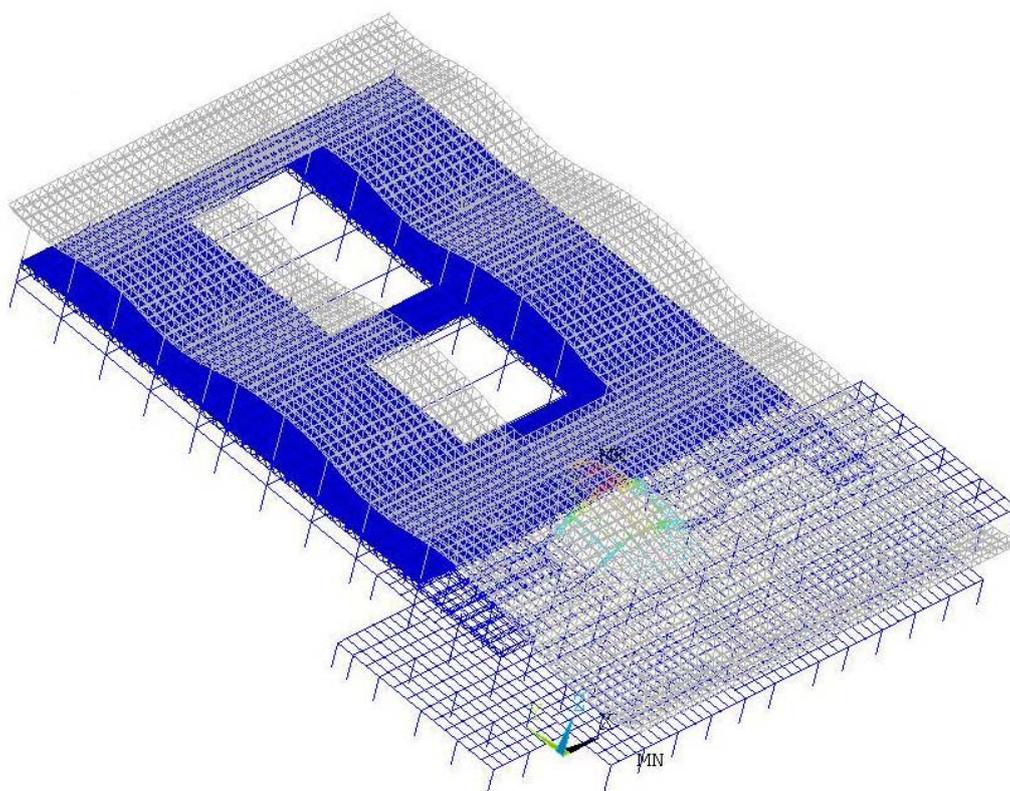
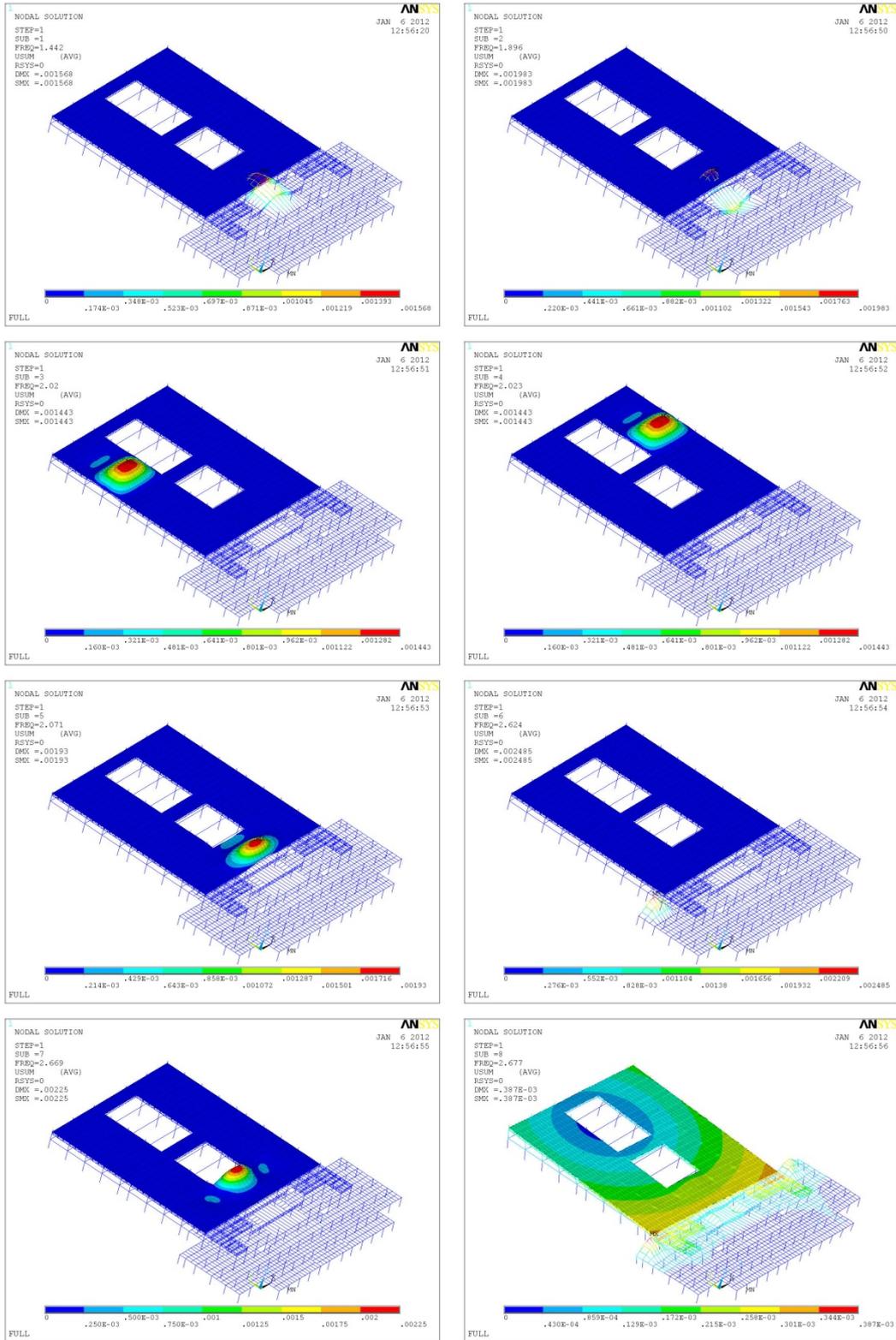


图 3.2 子结构模型

通过 ANSYS 的子结构分析模块，对整体结构进行相应的改造，将整体结构分成上部屋面网架结构和其余下部结构，如图 3.2 所示，灰色屋面网架为子结构—上部网架，下部为主要分析结构—主体结构。将整个网架结构定义成子结构，将子结构与主体结构的连接节点定义为主自由度节点，结构底端固端约束，计算分析此子结构系统的动力特性。表 3.1 列出了主体结构前二十阶的自振频率，图 3.3 给出了主体结构前十阶的模态响应。

表 3.1 主体结构前 20 阶自振频率

阶	频率 (Hz)	阶	频率 (Hz)	阶	频率 (Hz)	阶	频率 (Hz)
1	1.442	6	2.624	11	2.788	16	3.087
2	1.896	7	2.669	12	2.883	17	3.155
3	2.020	8	2.677	13	2.937	18	3.230
4	2.023	9	2.684	14	2.982	19	3.277
5	2.071	10	2.756	15	3.043	20	3.410



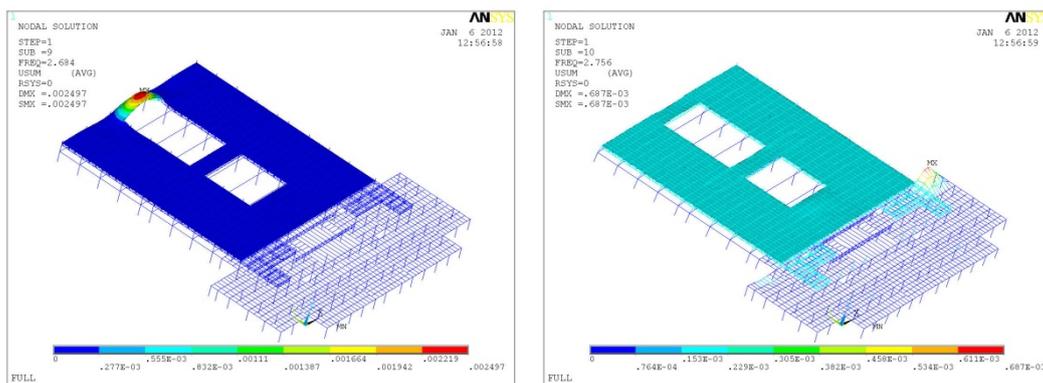


图 3.3 主体分析部分前十阶模态

通过动力分析，可以看出子结构的一、二阶振动频率为 1.442、1.896，各阶模态的振动主要发生在楼板的局部，说明相对于其他下部结构，楼板的局部刚度较弱，激振易于在楼板处产生振动响应。

3.4 谐响应分析

为了分析车站结构整体动力特性，对结构模型进行了谐响应分析，在轨道梁上选取一点作为加载点，输入幅值为 1 的周期性荷载，应用 ANSYS 的谐响应分析模块计算了结构前 100Hz 的周期激振响应，主要输出了针对候车大厅腔体（图 3.4）的部分结果，如图 3.6 所示。

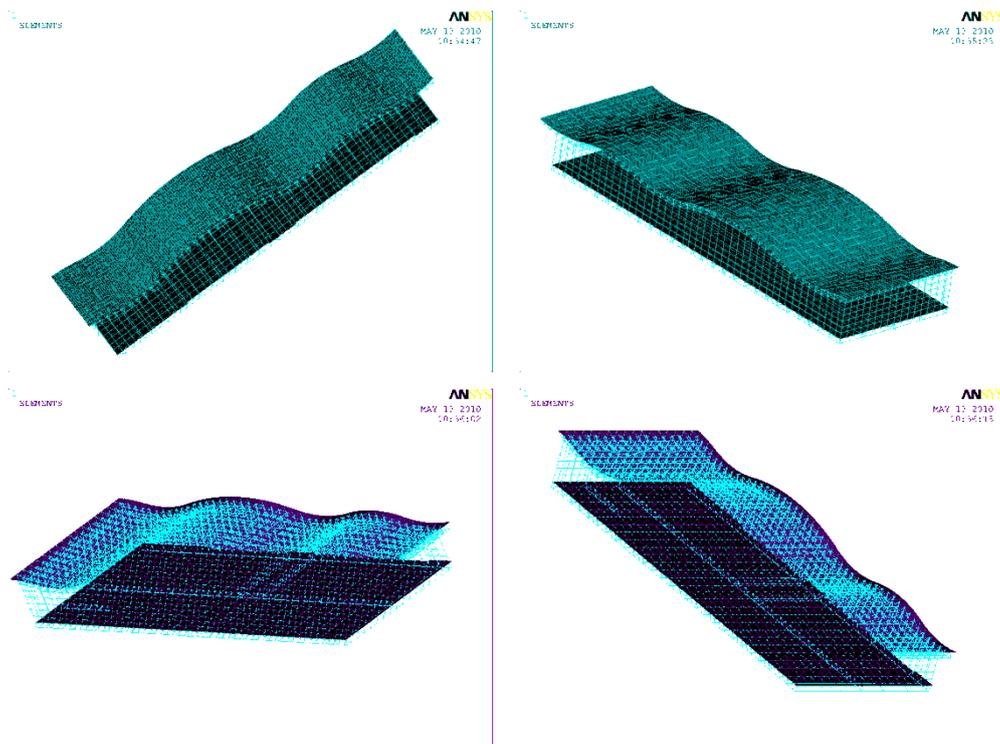


图 3.4 选择分析的一侧候车大厅

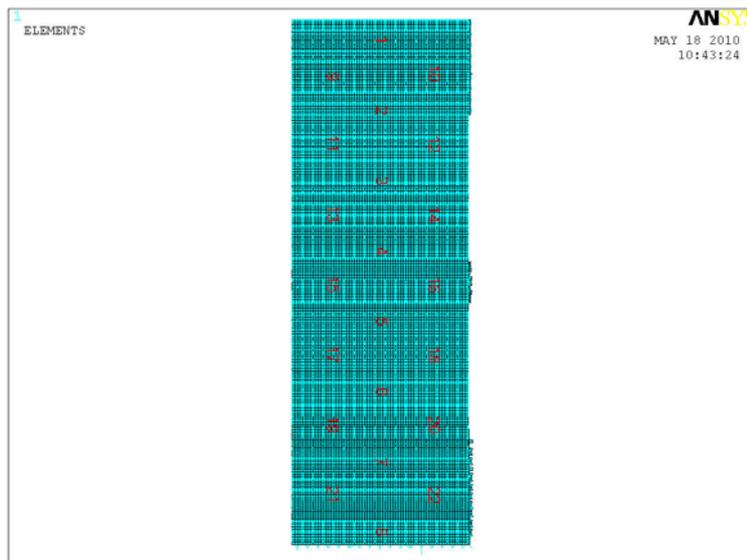
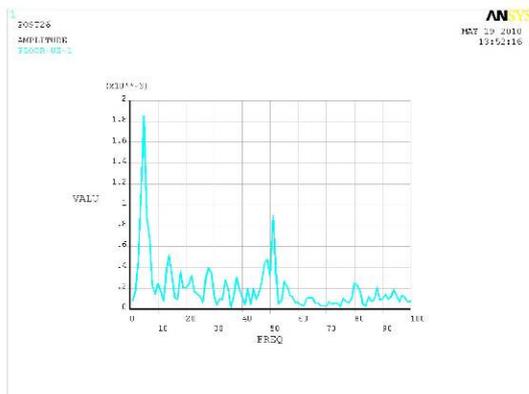
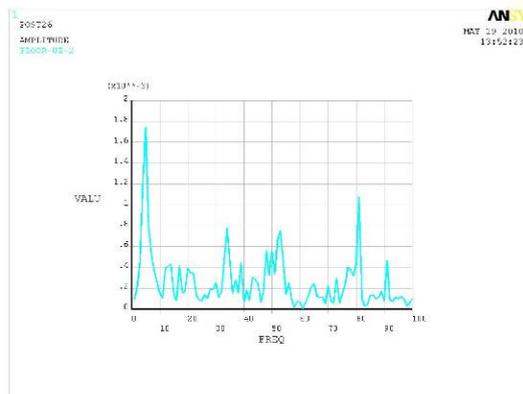


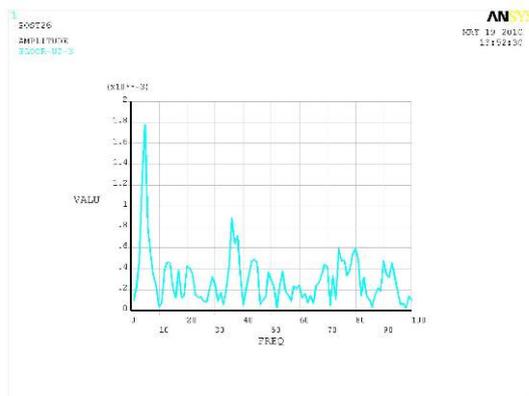
图 3.5 取样点位置示意图（俯视图）



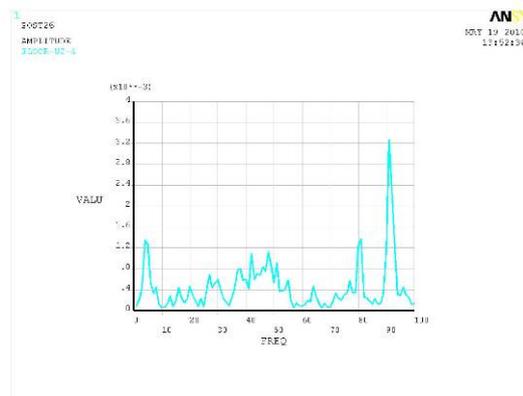
Node 1



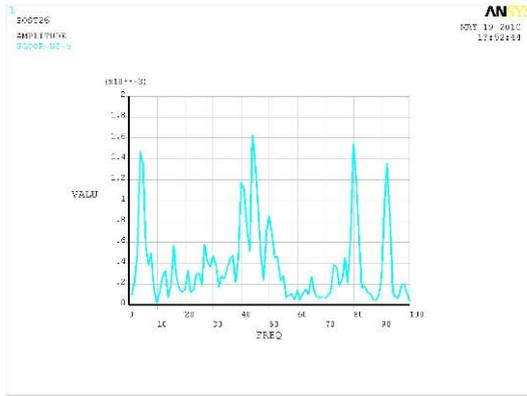
Node 2



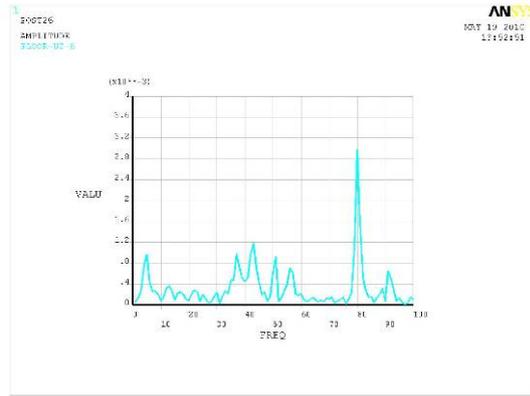
Node3



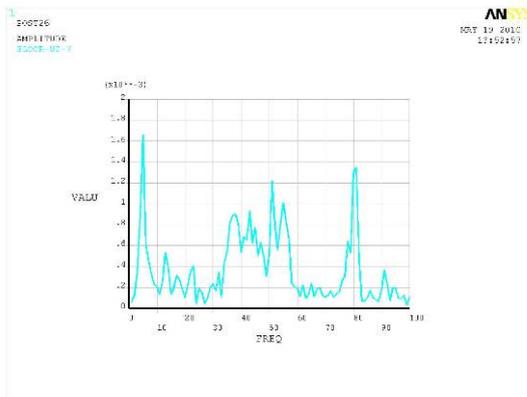
Node 4



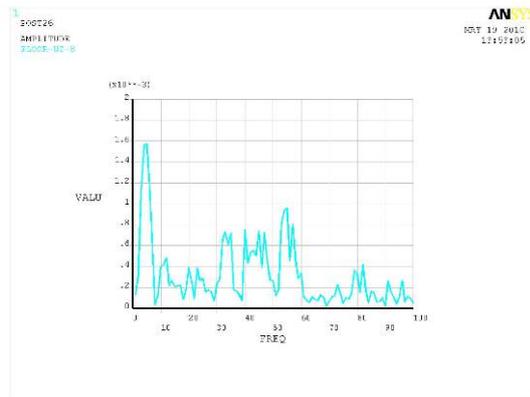
Node 5



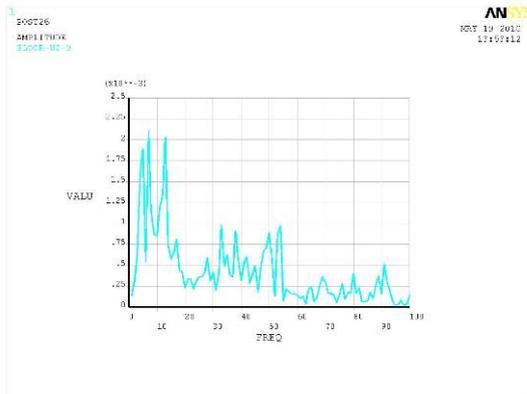
Node 6



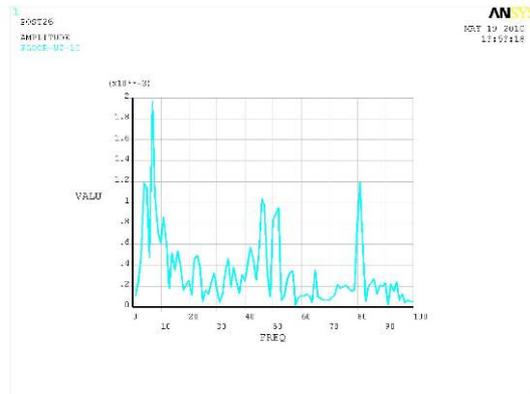
Node 7



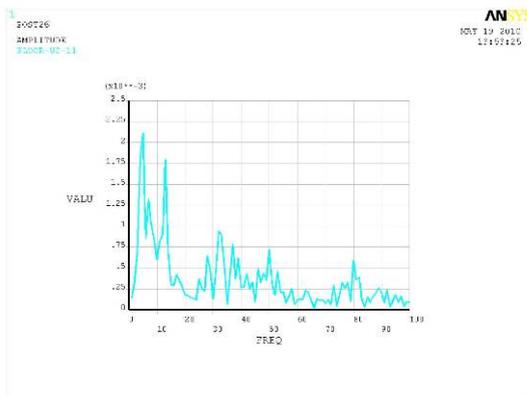
Node 8



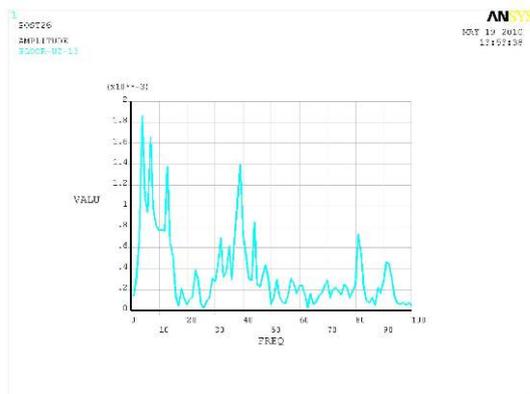
Node 9



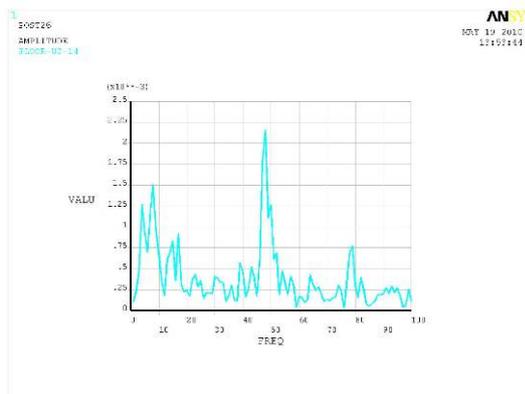
Node 10



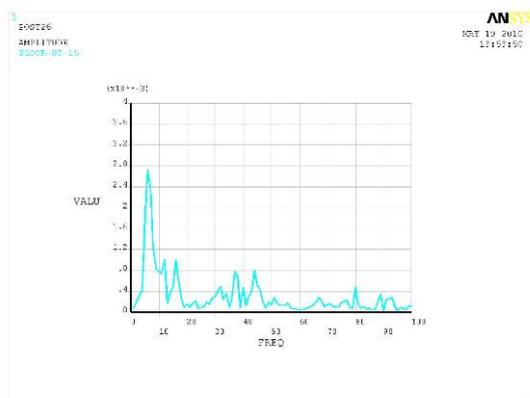
Node 11



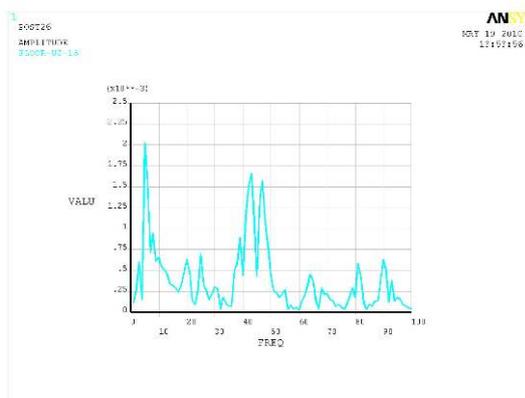
Node 12



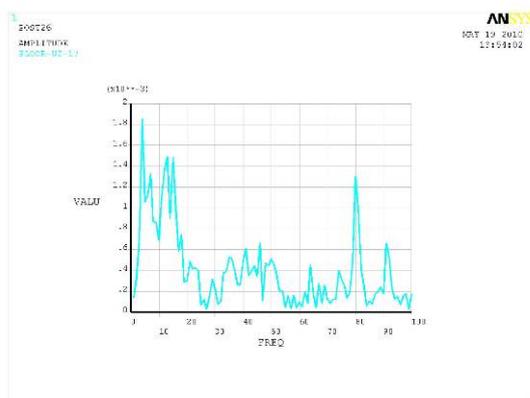
Node 13



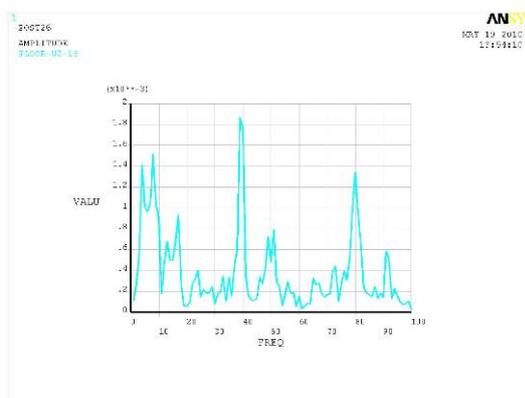
Node 14



Node 15



Node 16

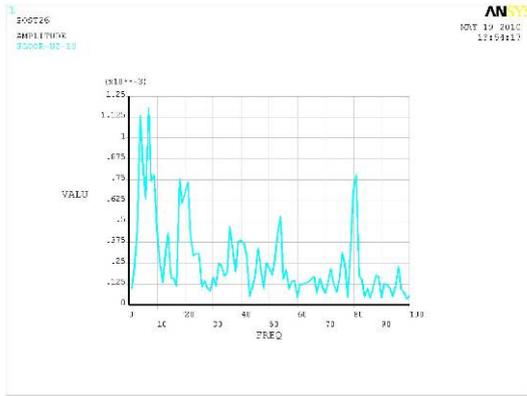


Node 17

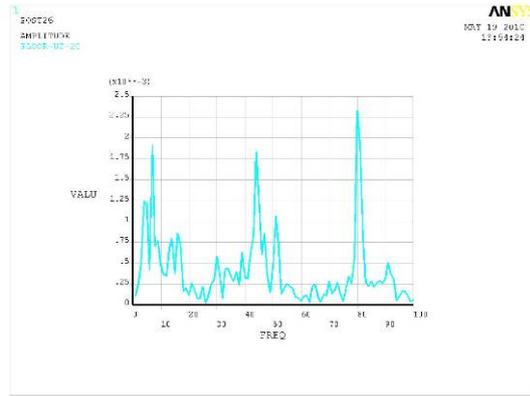


Node 18

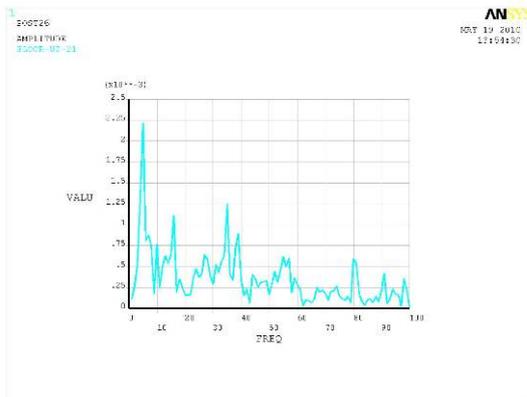




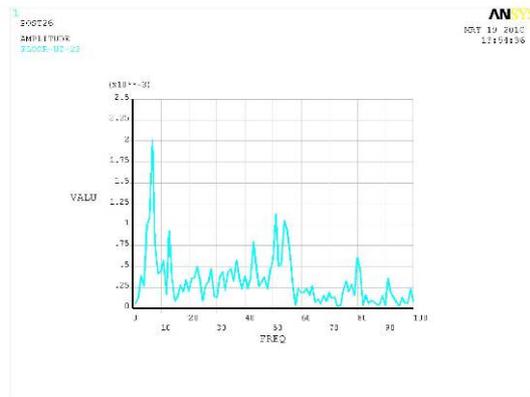
Node 19



Node 20

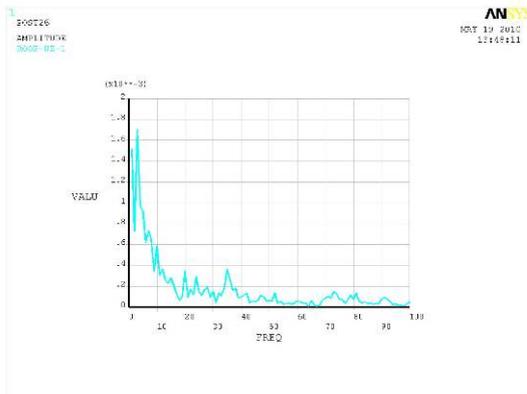


Node 21

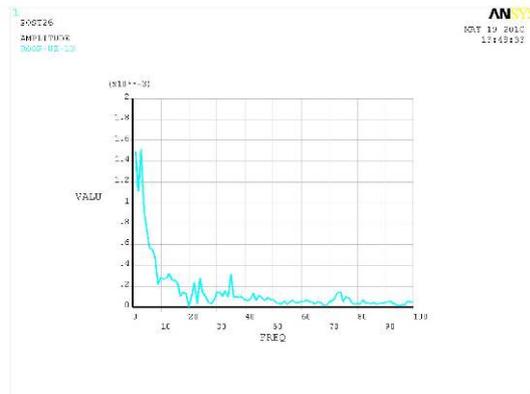


Node 22

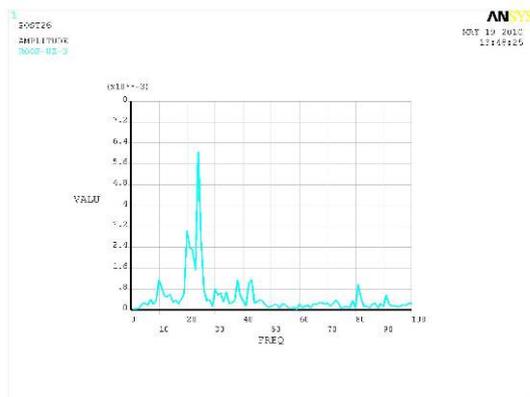
图 3.6 二层楼板不同位置点的响应



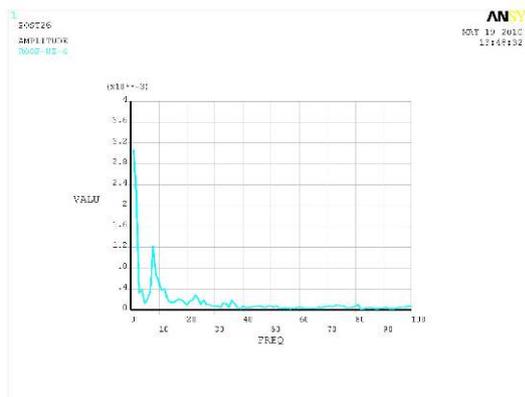
Node 1



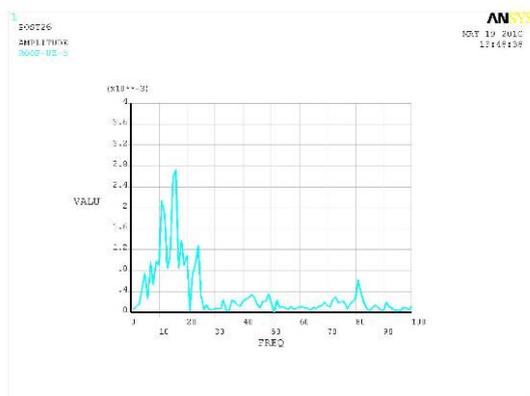
Node 13



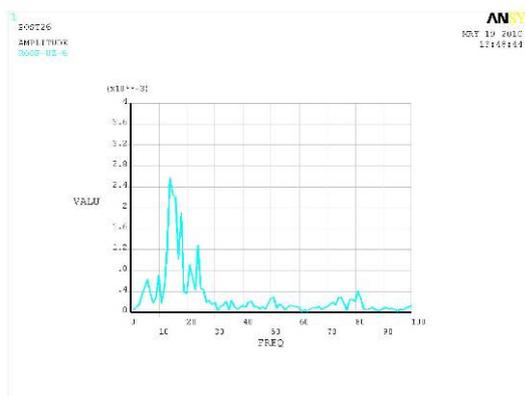
Node 3



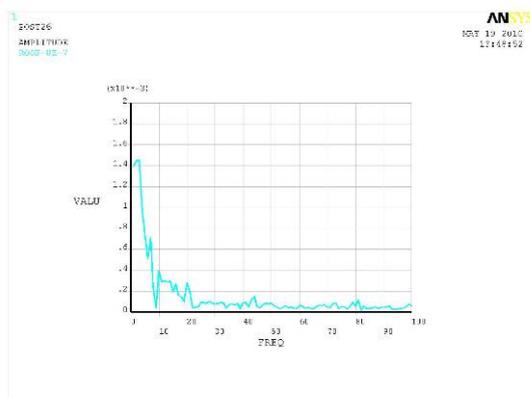
Node 4



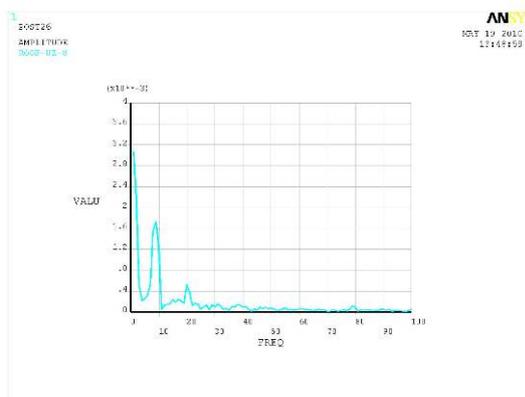
Node 5



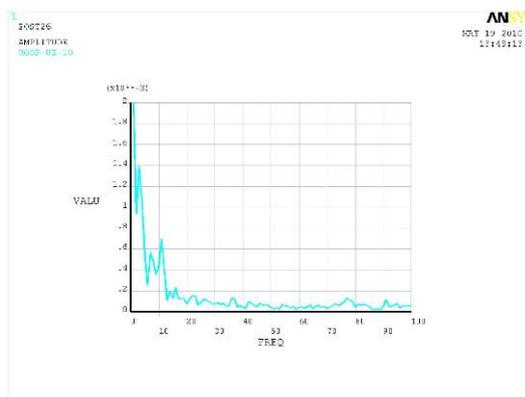
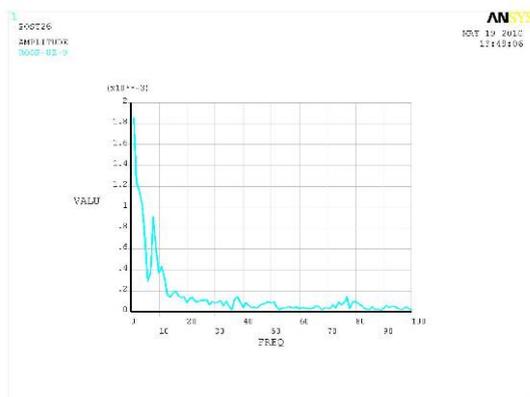
Node 6



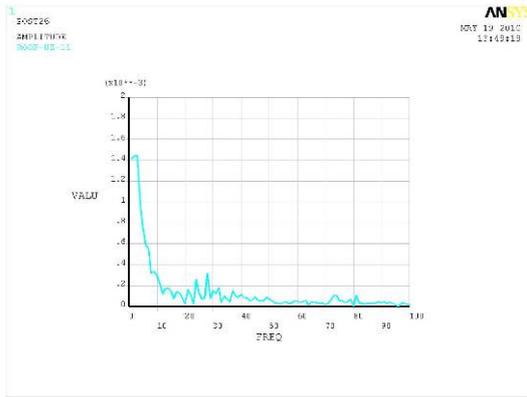
Node 7



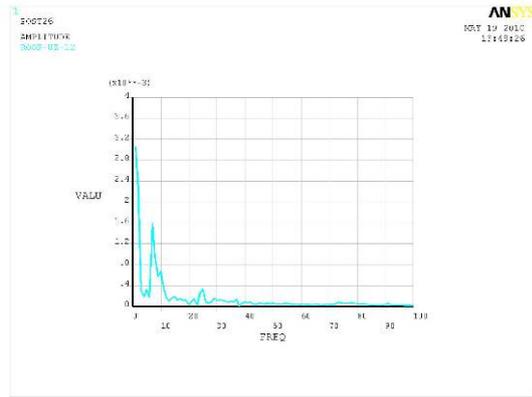
Node 8



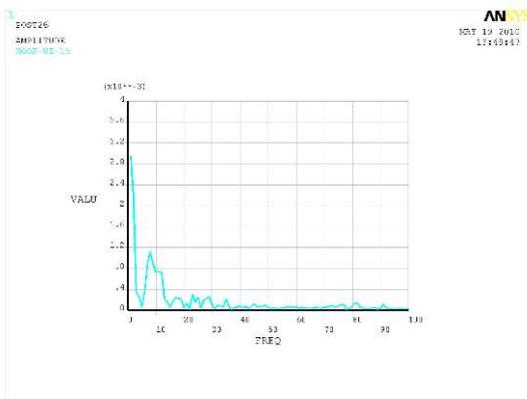
Node 9



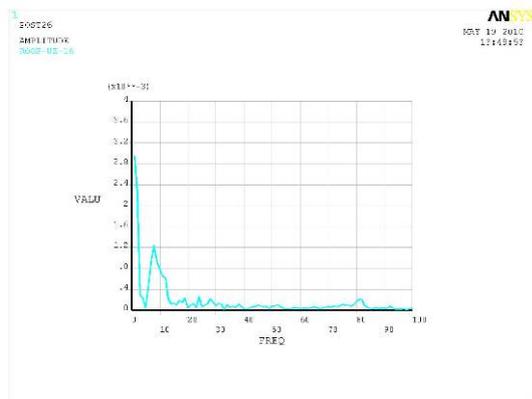
Node 10



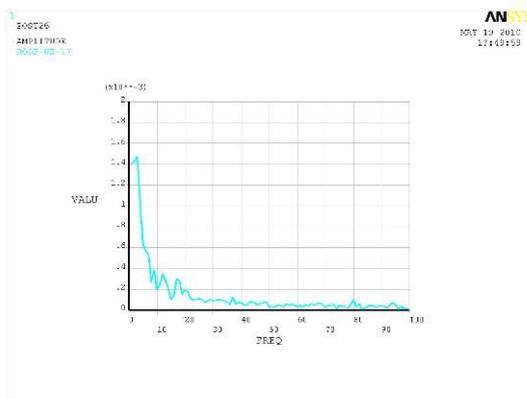
Node 11



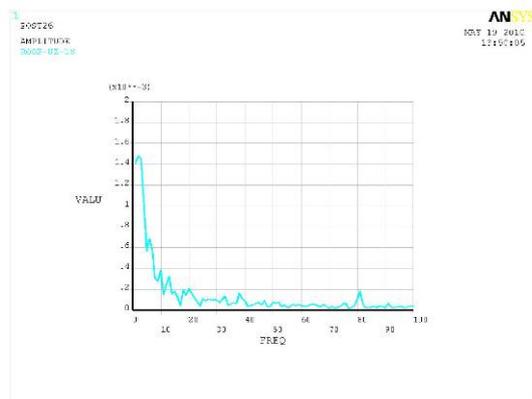
Node 12



Node 15



Node 16



Node 17

Node 18

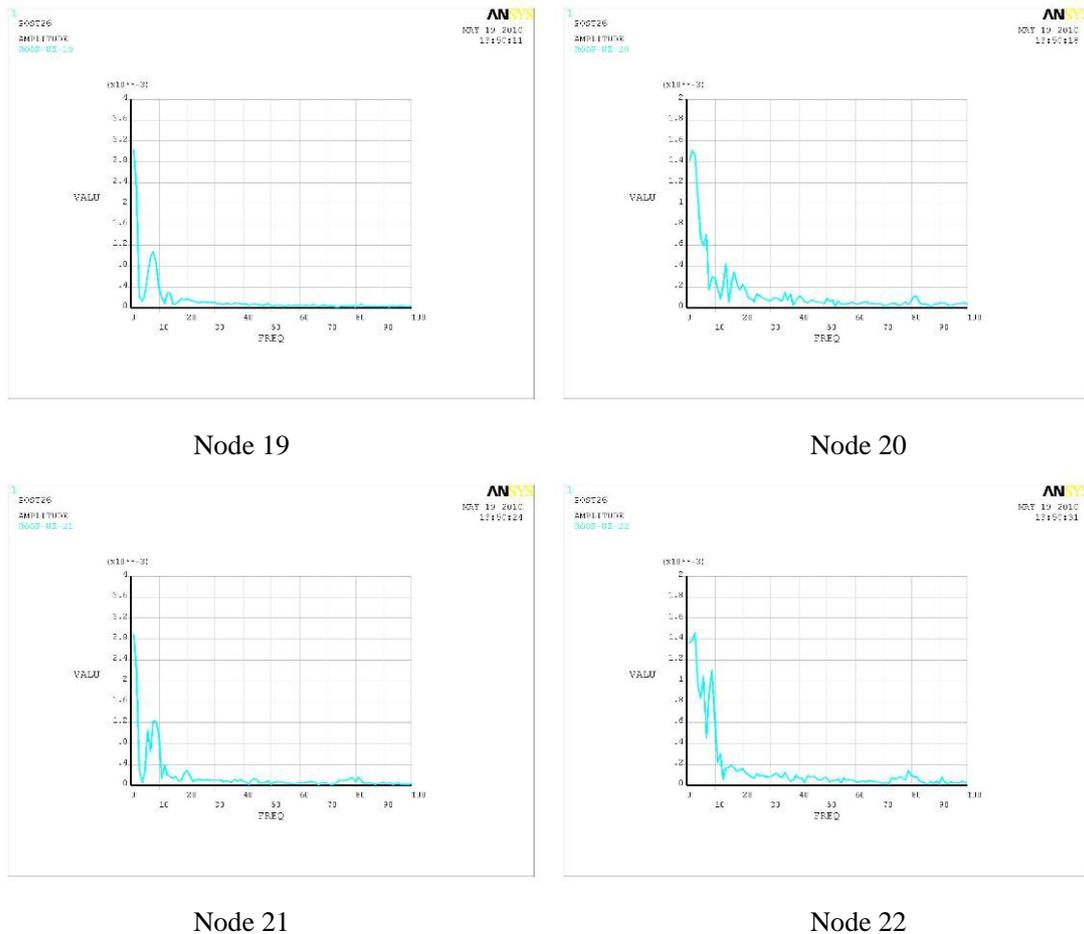
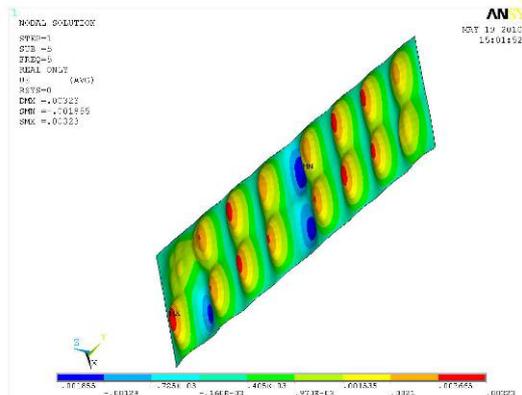
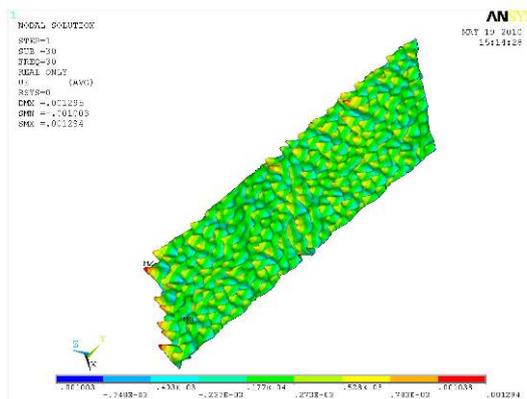


图 3.7 屋面不同位置点的响应

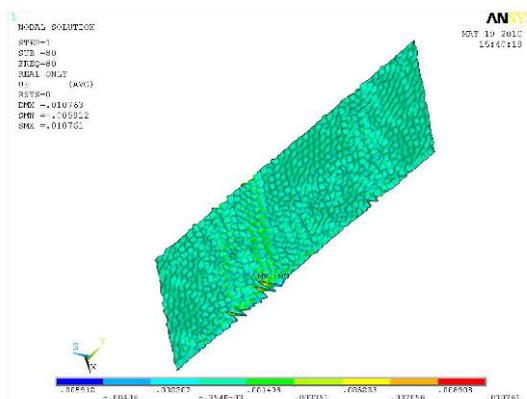
通过上图 3.6 与图 3.7 所示各点的谐响应分析结果，可以看出：二层楼板局部峰值响应频率主要分布在 1~10Hz、25~50Hz 和 70~90Hz 附近。在以后的分析过程中着重考虑这三个频率段的结构响应；而屋面结构的谐响应主要分布在 10Hz 以下，由于屋面结构整体相对较柔，列车的激振响应不很明显。下面给出了二层楼板在三个主要幅值响应频率内的谐响应分析的位移云图，反应较小的部位都设有巨型钢桁架梁的约束，振动主要发生在楼板的局部。



(a) 5Hz 激振位移云图



(b) 30Hz 激振位移云图



(c) 80Hz 激振位移云图

图 3.7 位移云图

3.5 高架结构振动数值模拟

由列车移动荷载产生的振动主要传递到二层楼板组合结构上,相对于屋顶和周围的玻璃幕墙二层楼板是主要的噪声辐射源,并且,整体组装出来的模型,单元数量过于庞大,计算要求的硬件基础过高,耗时较长,普通的电脑无法满足计算的要求,所以要对结构进行主次的分析,并相应的对次要结构进行简化、替代甚至是删除。

结合之前相关振动的大量结构实测结果,列车行进对结构产生的振动主要为竖向振动,横向振动影响较小,所以本文对结构的计算主自由度方向选为竖向,那么候车大厅的幕墙结构对结构振动的影响完全可以忽略,所以之后的计算模型去除了幕墙结构。

观察整体模型图 3.1,对整体模型进行模态分析并通过子结构方法对主体二层桁架进行模态分析可以看出,曲形屋架仅靠几十条柱子支撑在二层高架,空间跨度较大,相对二层桁架刚度非常小,所以本文将分析重点主要集中在二层楼板的振动,并通过子结构的方法简化屋顶曲型网架对主体结构的约束,将网架架

构整合为一个大的超单元体系，为结构的计算与分析带来了很大的便捷。

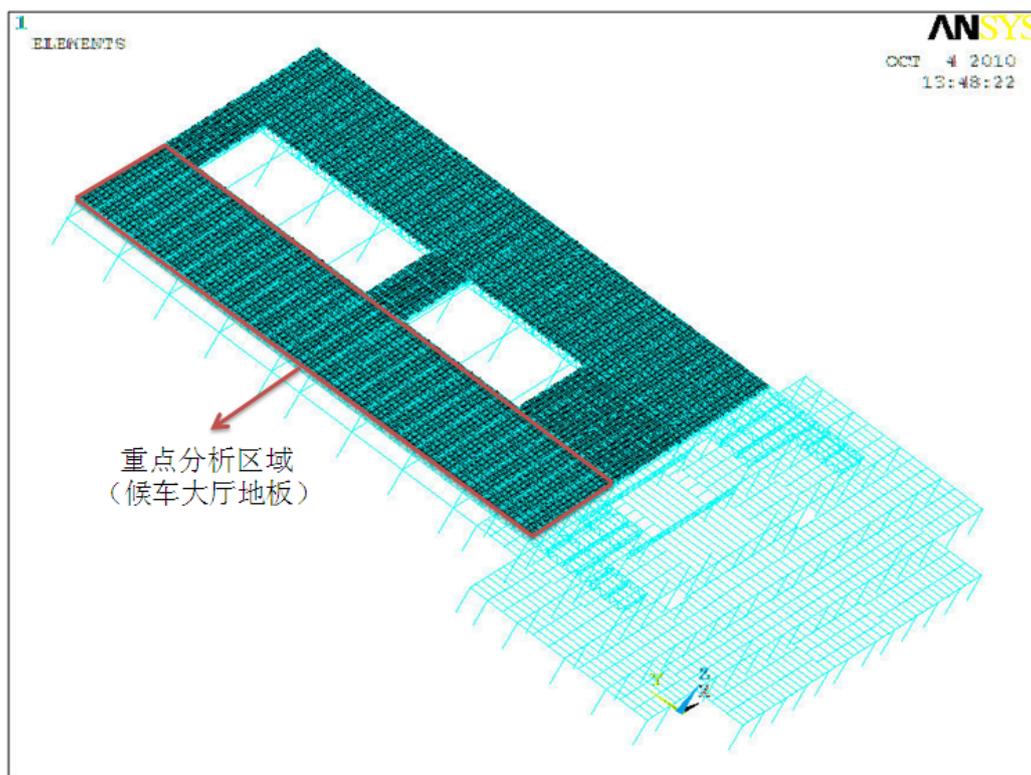


图 3.8 二层楼板重点分析结构 3D 视图

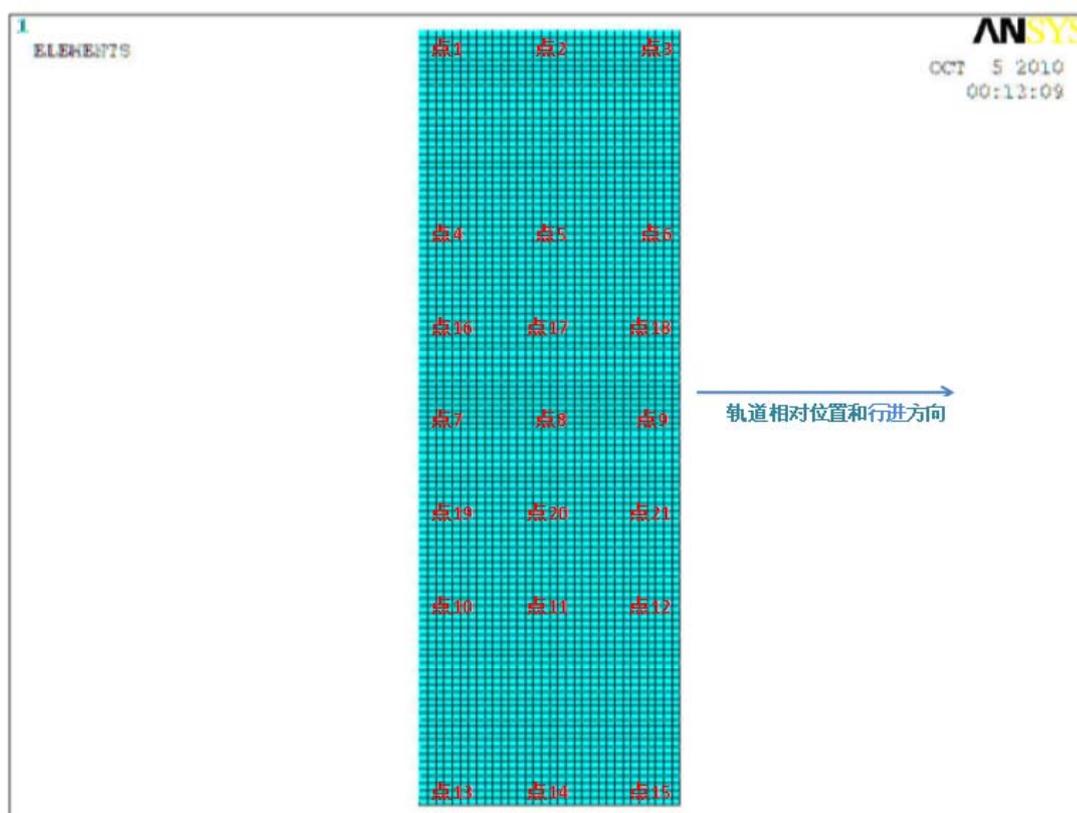
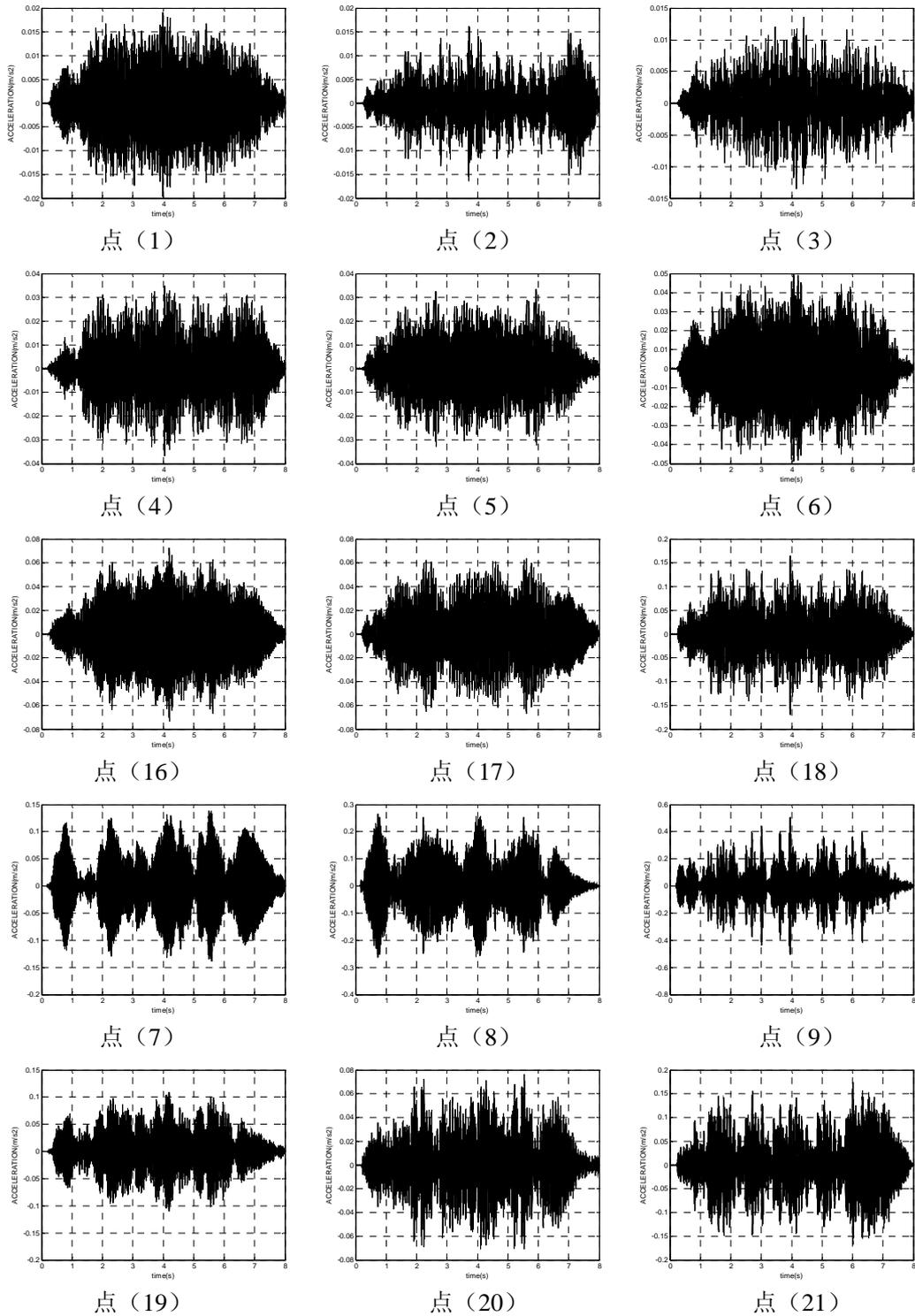


图 3.9 选取点与行车位置示意图

图 3.10~3.13 给出按图 3.9 所示选取点在不同速度作用在的加速度时程。



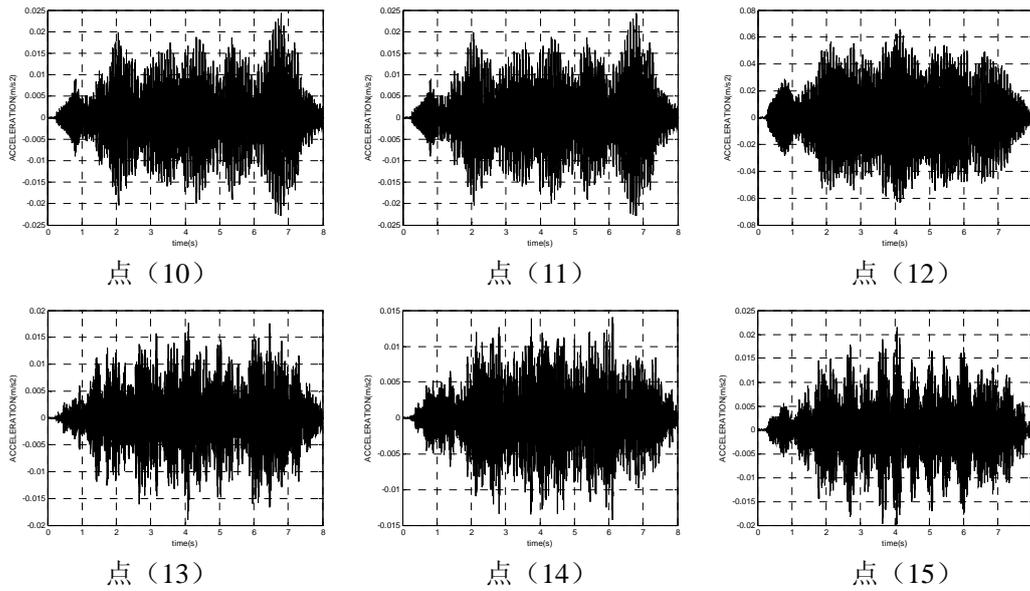
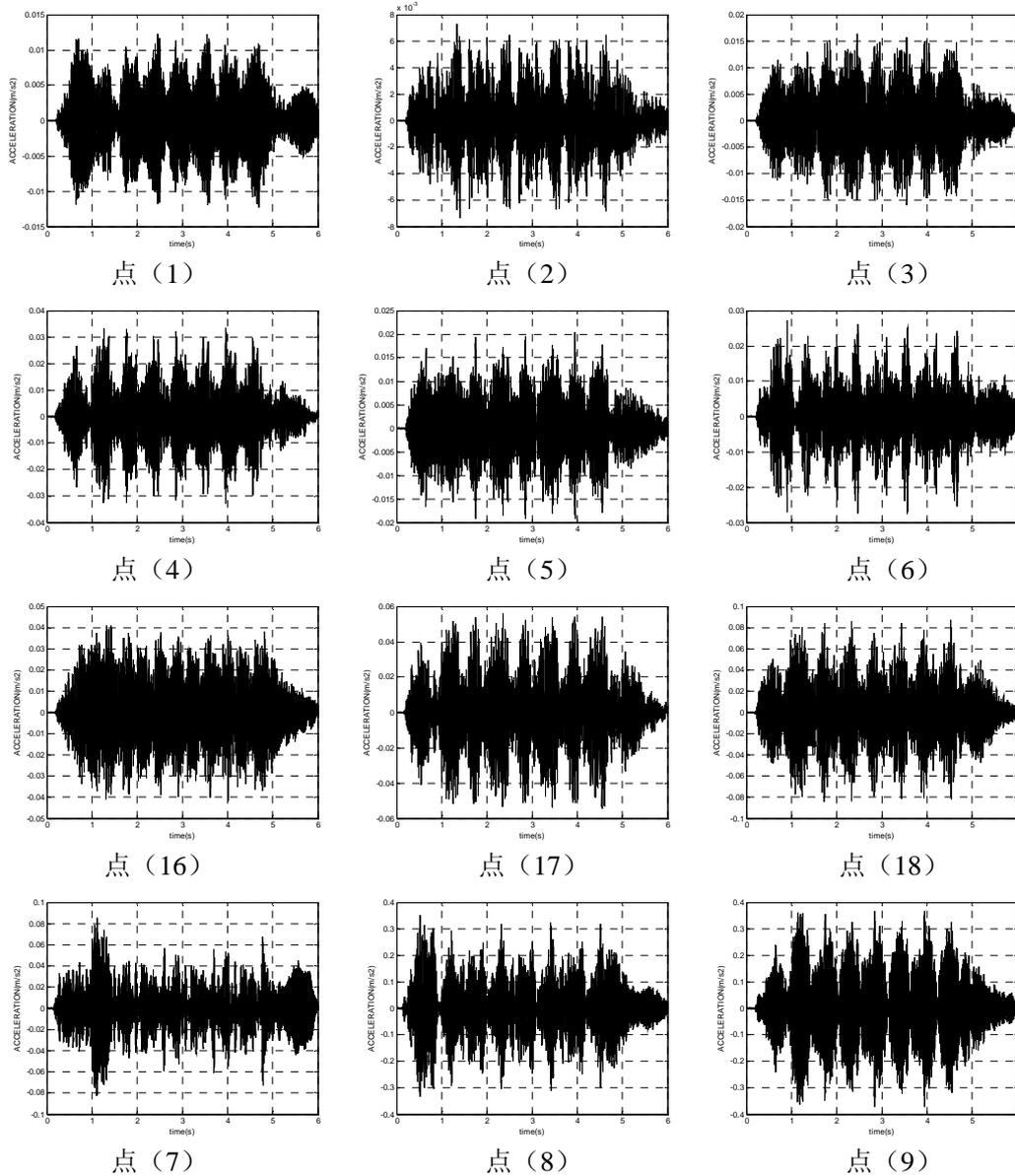


图 3.10 210km/h 不同位置点加速度时程



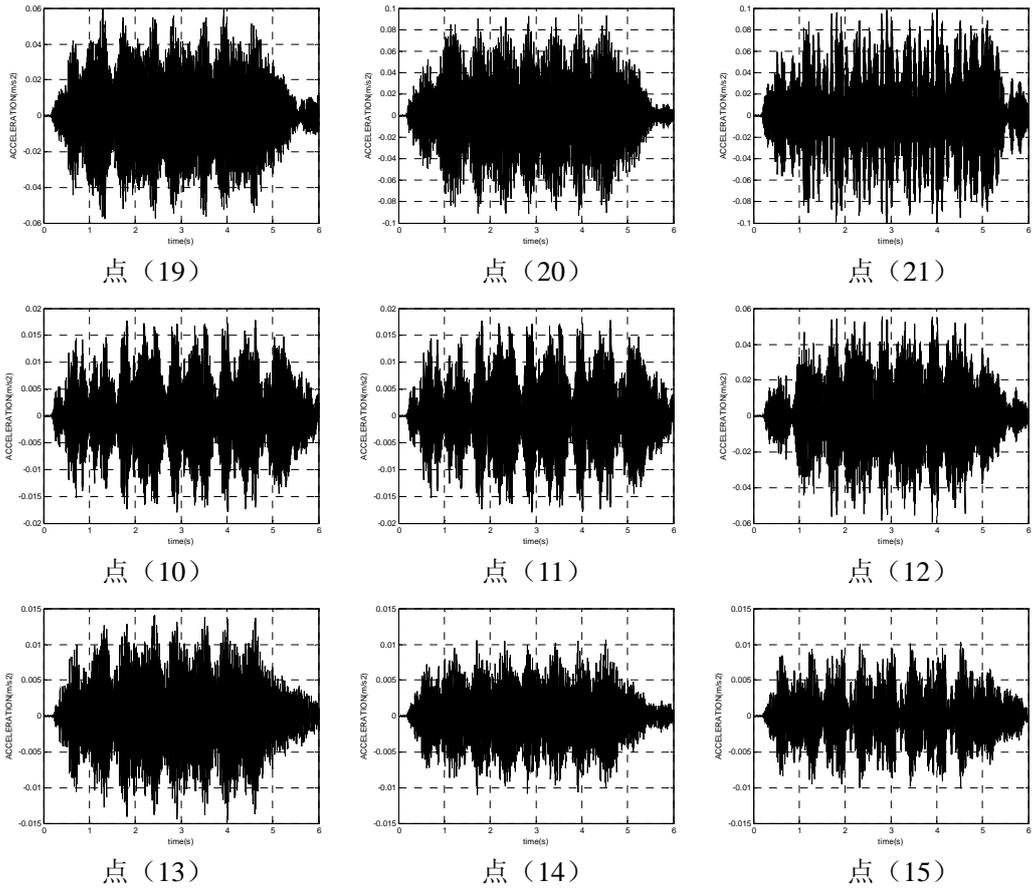
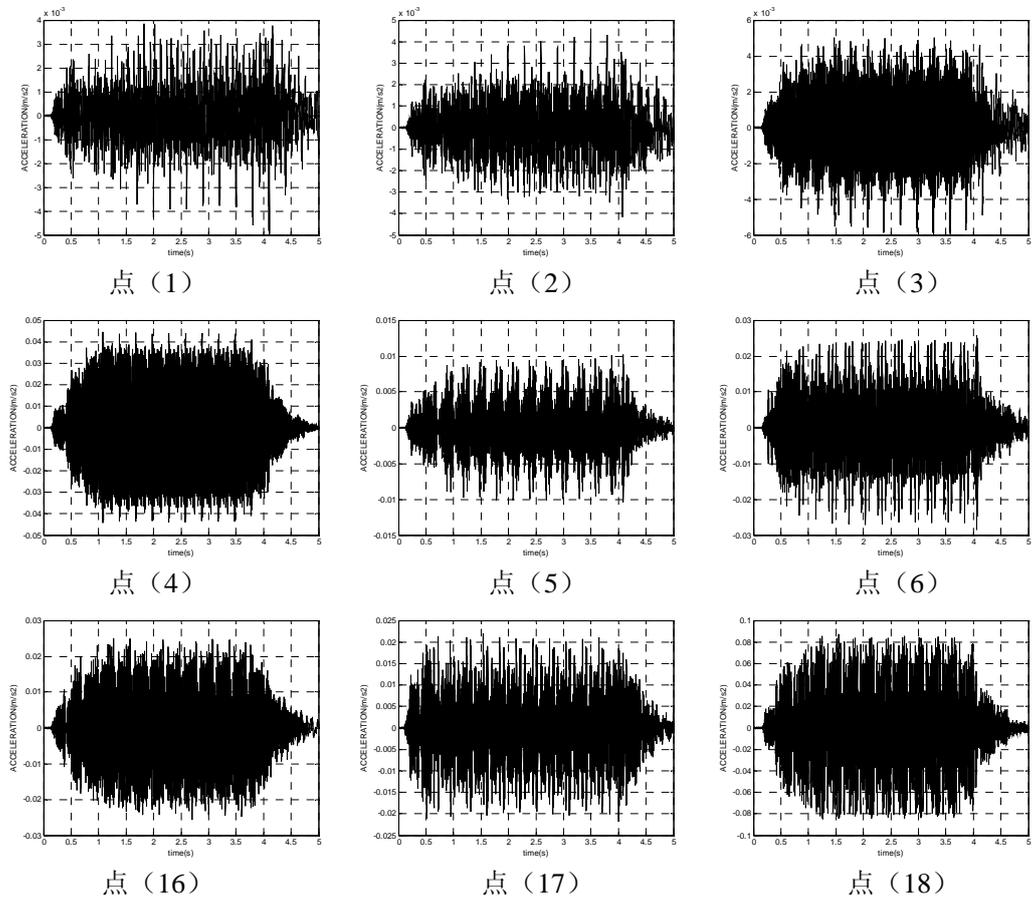


图 3.11 270 km/h 不同位置点加速度时程



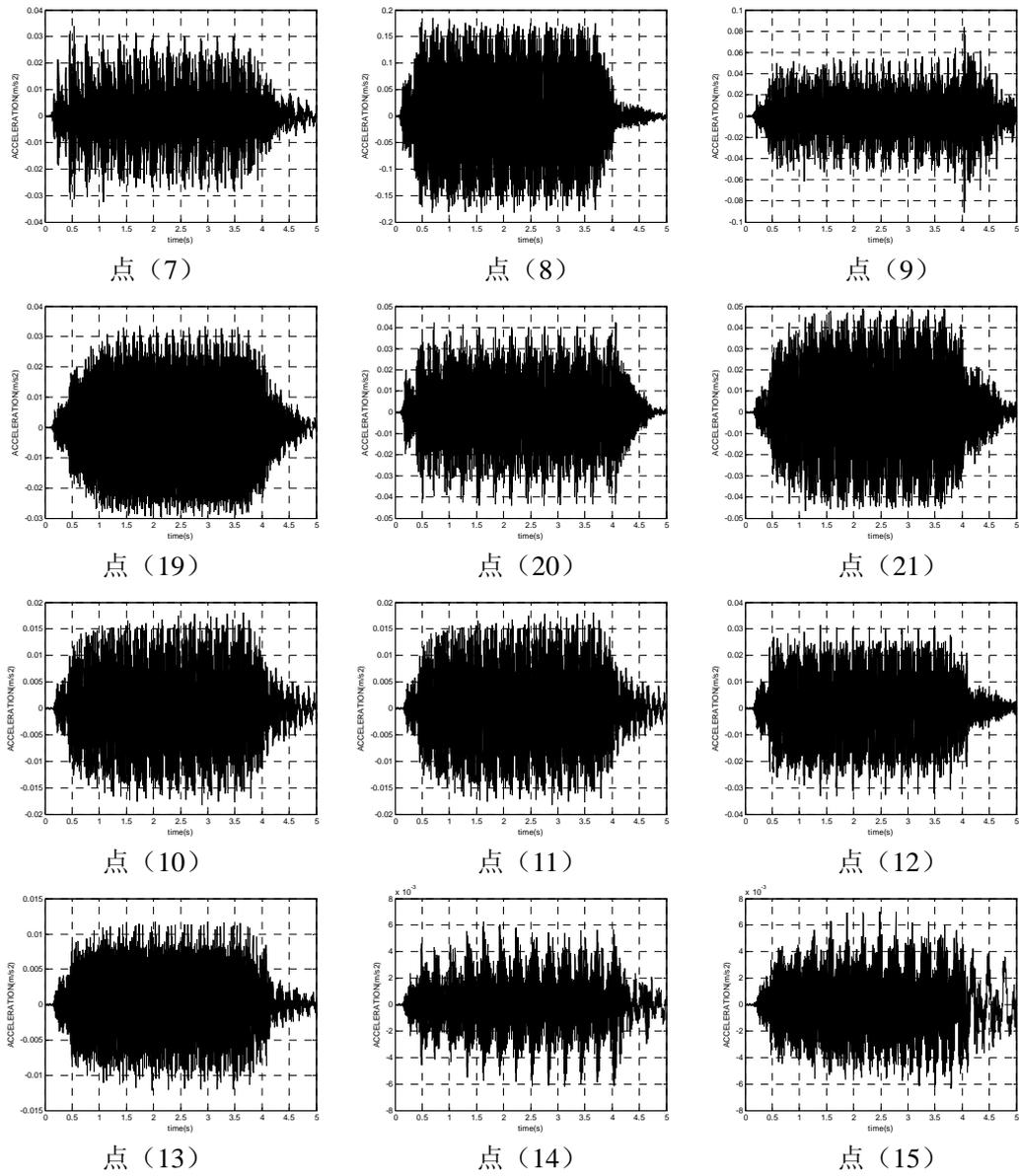
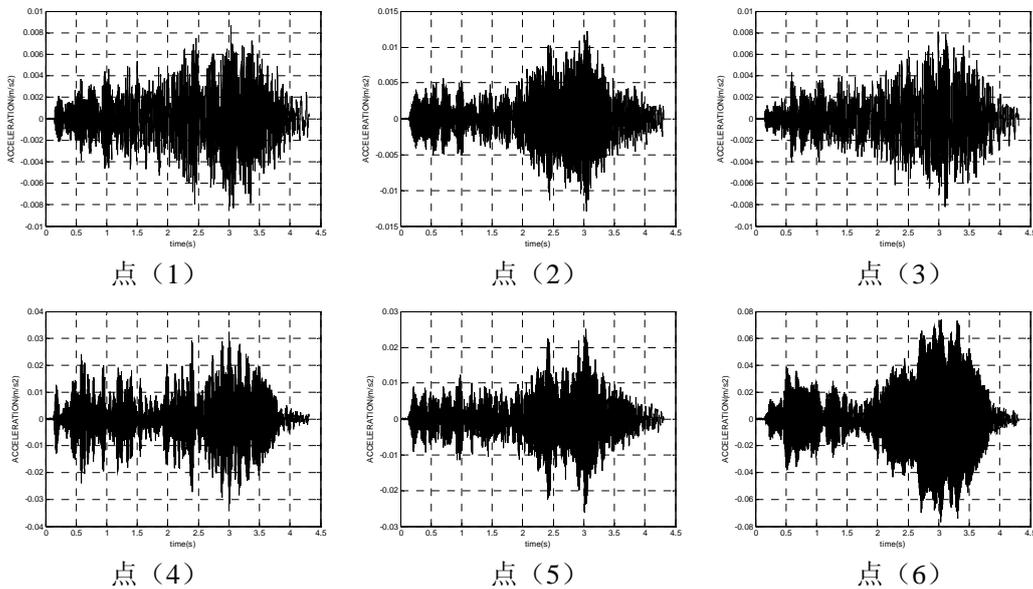


图 3.12 330km/h 不同位置点加速度时程



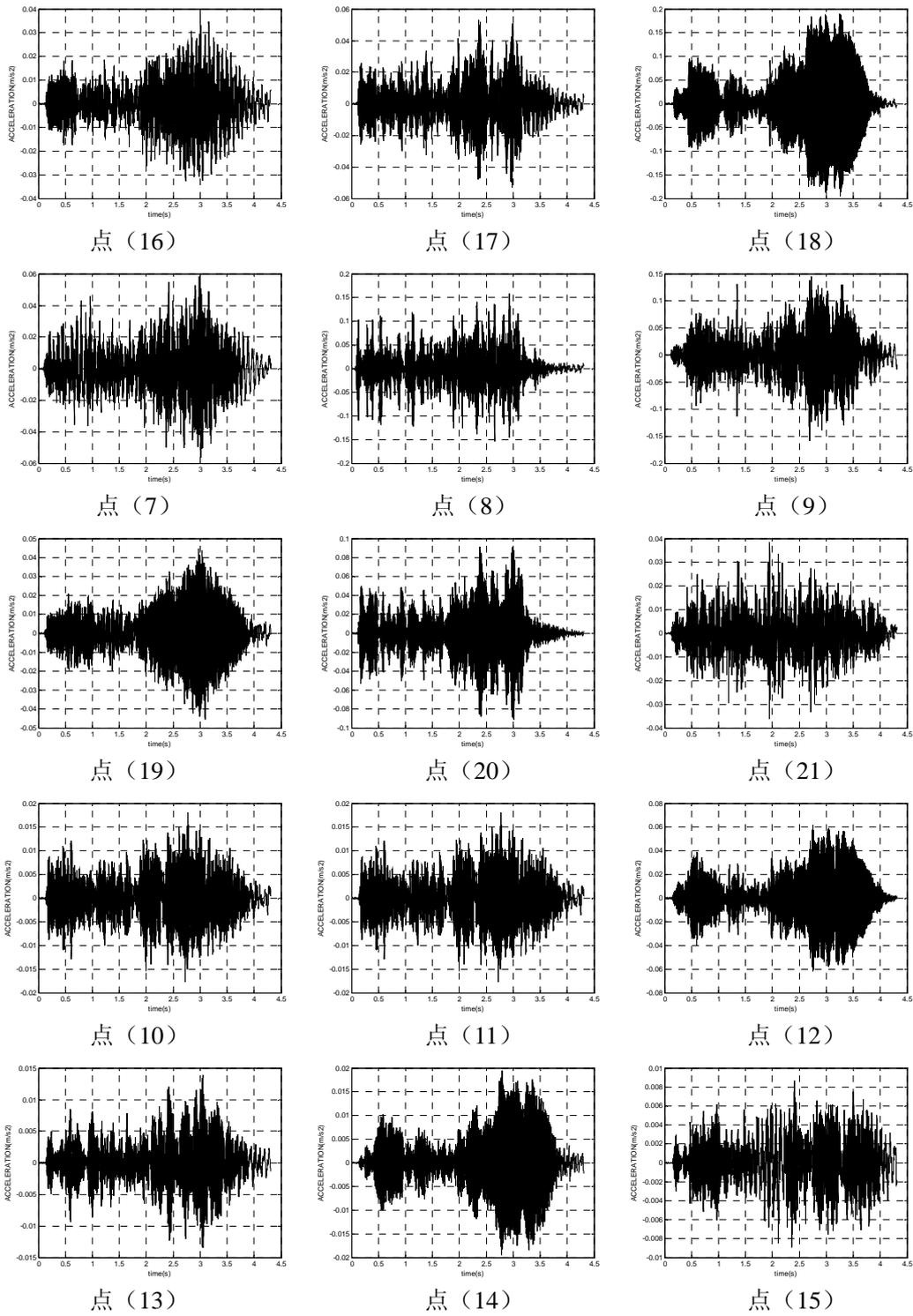


图 3.13 390km/h 不同位置点加速度时程

对选取各点的加速度时程进行三分之一倍频程分析，对比相同速度不同位置与相同位置不同速度条件下高速列车对候车厅楼板的振动影响。

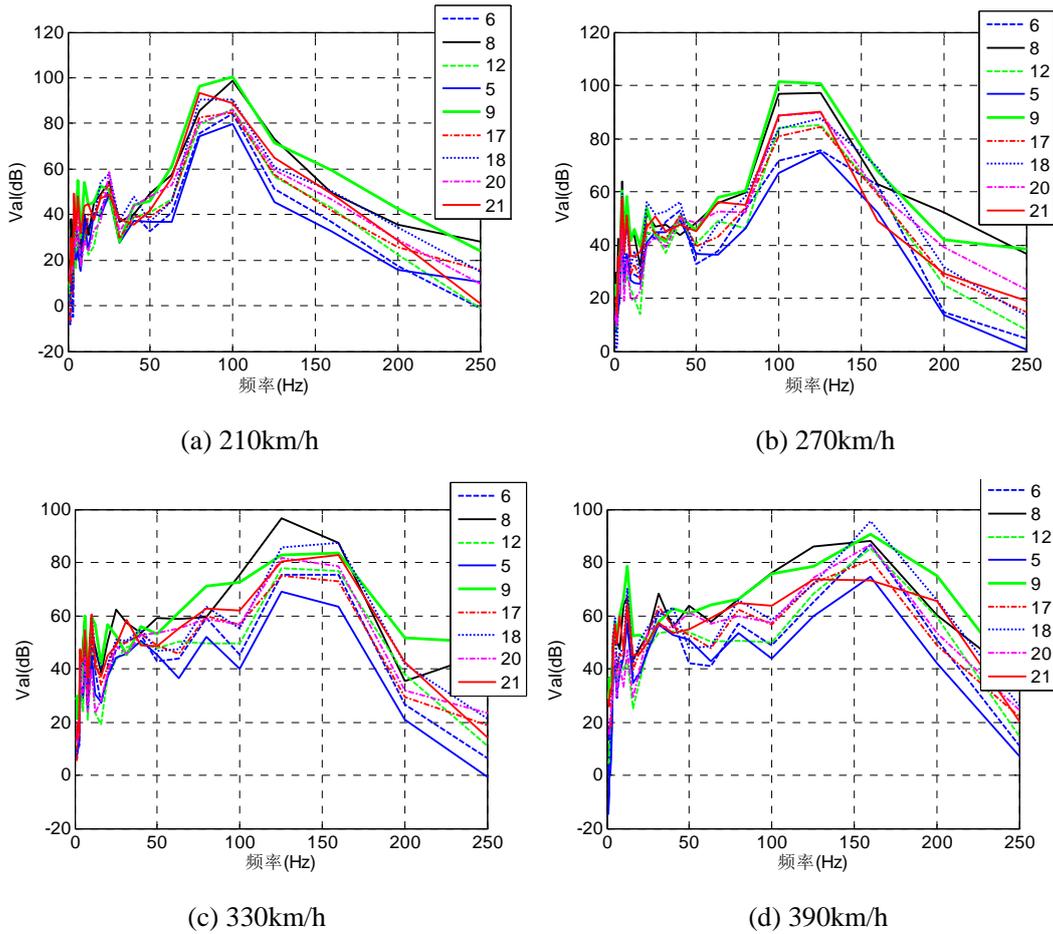
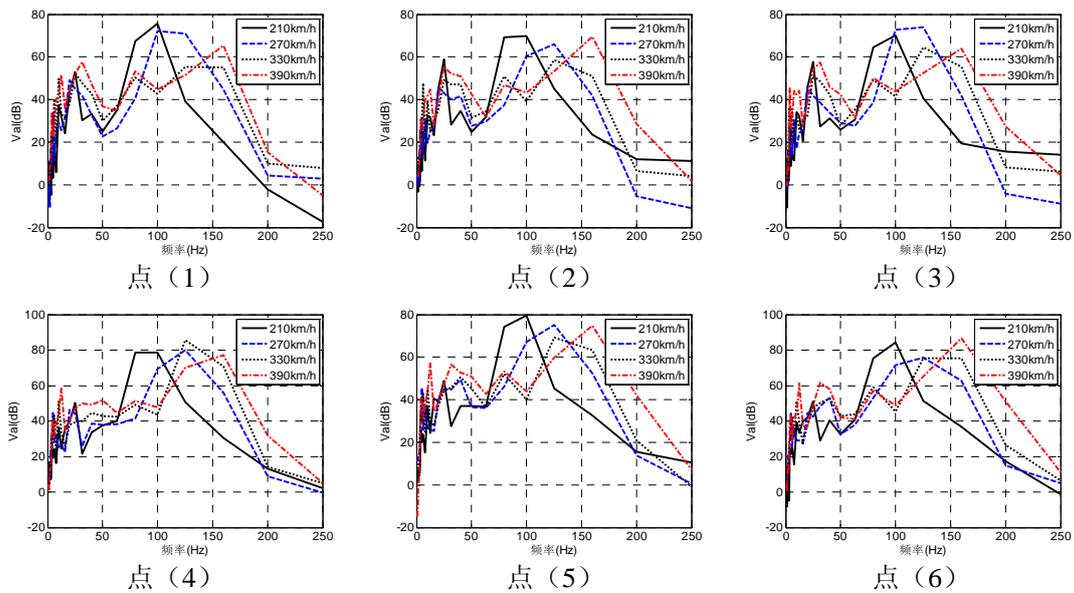


图 3.14 不同点加速度响应三分之一倍频程

从不同点加速度响应三分之一倍频程中可以看出，随着分析点位置与轨道中心线之间距离的增加，在高频段的衰减比较明显，但对低频段的影响很小。



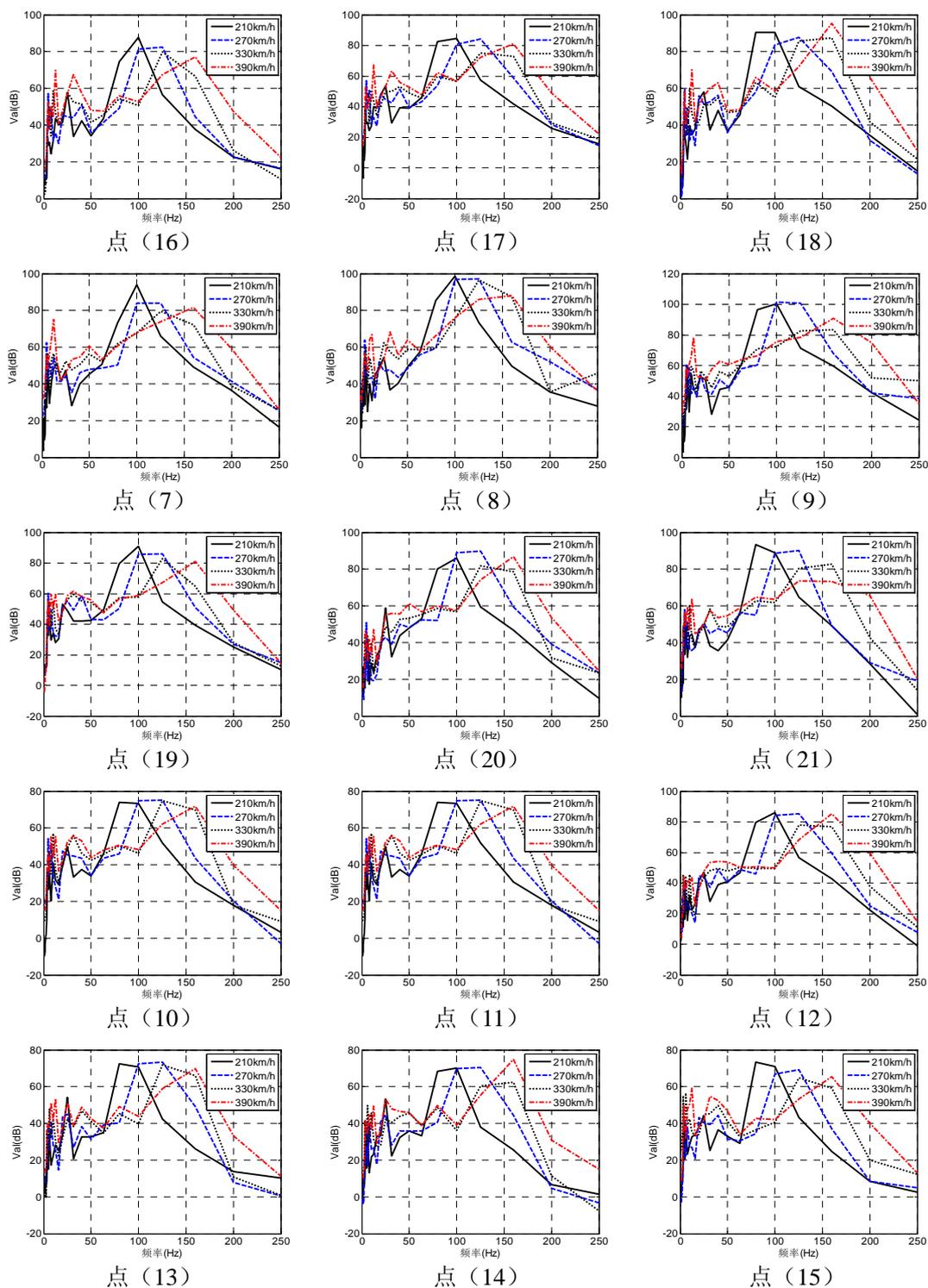


图 3.15 相同点不同速度列车作用的楼板加速度响应三分之一倍频程

通过不同速度作用下的结构加速度三分之一倍频程响应结果可以看出：随着速度的递增，振动频谱高频分量明显增加，由 210km/h 激励高频峰值对应频率约为 100Hz 增加到 390km/h 激励峰值对应频率约为 160Hz；而随着速度的提升，低频分量变化不是很明显。

3.6 本章小结

通过 ANAYS 应用子结构分析方法对高架结构部分区域进行模态分析,了解下部主体结构的动力特性;通过谐响应分析了解结构对不同频域段荷载的相应情况,楼板的峰值响应频率主要分布在 1~10Hz、25~50Hz 和 70~90Hz,屋面峰值响应频率主要分布在 10Hz 以下。

以不同速度激励下的轨道梁支撑响应作为激励荷载反作用于整体结构,计算仿真候车厅楼板的振动响应。通过同一位置处的三分之一倍频程结果可以看出,随速度的增加,高频分量有明显增大,高频分量明显有向更高频率平移的趋势;低频响应的峰值有增大的趋势,但不很明显。

第四章 候车厅腔体辐射噪声分析

引入谱元法来求解候车厅腔体内的声学问题, 谱元法把内部声场表示为简单的局部形函数和整体形函数的叠加, 使用形函数可以求得某些问题的精确解。这些模态通过解析法计算得到, 不需要进行网格划分, 避免了离散误差。根据候车厅的对称性, 取一半候车厅为分析对象, 在满足一定精度的前提下, 简化候车厅为一长方体腔体, 大大提高了计算效率。

4.1 分析理论

4.1.1 声学理论

声波在空气中的传播受声场方程的控制, 声场方程在线弹性介质内给出声压 p 与声速 v_a 之间的关系。声波在空气中传播的线性方程为:

$$\frac{1}{c^2} \dot{p}(x, t) + \rho_0 \nabla \cdot v_a(x, t) = 0 \quad (4.1)$$

及

$$\rho_0 \dot{v}_a(x, t) + \nabla p(x, t) = 0 \quad (4.2)$$

式中 x 表示在声介质中任一点的位置向量, t 表示时间, ρ_0 表示空气质量密度以及 c 表示声音在介质中的传播速度。

当封闭房间的墙壁振动为已知, 就可以求解封闭空间的声场。对于内部声场问题, 声场方程可以在一个带有封闭边界 Γ_a 的封闭的声空间 Ω_a (如图 4.1 所示) 中求解。

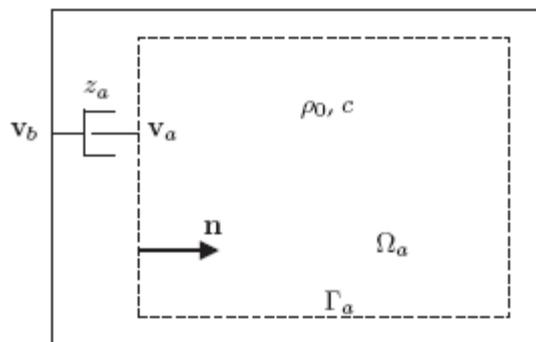


图 4.1 结构与声域

假定结构振动与声波振动之间是弱耦合, 就是说房间内声压的存在不影响建筑物自振的振动。因此结构的振动计算可以不考虑声压耦合作用, 进而求解的结

构振动可以作为声场计算的边界条件。这样的假设是可行有效并贴近实际的，因为房间内部空气的密度远小于振动墙体的密度，空气的振动对结构振动的影响微乎其微。墙与声场之间的耦合振动可以写成：

$$p(x,t) = z_a(x,t)[v_b(x,t) - v_a(x,t)]n(x) \quad x \in \Gamma_a \quad (4.3)$$

式中 $n(x)$ 表示边界 Γ_a 的内法向量， $v_b(x,t) = \dot{u}_b(x,t)$ 表示结构的边界速度约束， z_a 代表墙壁的声音阻抗。

为了去掉关于时间的导数，控制方程通过傅里叶变换转换到频域，频域控制方程可以写成：

$$\frac{i\omega}{c^2} \hat{p}(x,\omega) + \rho_0 \nabla \cdot \hat{v}_a(x,\omega) = 0 \quad (4.4)$$

$$\rho_0 i\omega \hat{v}_a(x,\omega) + \nabla \hat{p}(x,\omega) = 0 \quad (4.5)$$

合并式(4.4)、(4.5)，最终得出赫尔姆霍茨方程

$$\nabla^2 \hat{p}(x,\omega) + k^2 \hat{p}(x,\omega) = 0 \quad x \in \Omega_a \quad (4.6)$$

式中 $k = \omega/c$ 表示声波波数。

边界条件(4.3)式转化成

$$\hat{p}(x,\omega) = z_a(x,\omega)(\hat{v}_b(x,\omega) - \hat{v}_a(x,\omega))n(x) \quad x \in \Gamma_a \quad (4.7)$$

这样就可以考虑与频率相关的墙阻抗。

4.1.2 谱元法

假定在区域 Ω_a 内，声压 $\hat{p}(x,\omega)$ 可以写成模态的叠加

$$\hat{p}(x,\omega) = \sum_n \psi_n(x) \hat{Q}_n(\omega) \quad x \in \Omega_a \quad (4.8)$$

式中 $\psi_n(x)$ 表示相应特征频率 ω_n 对应的内部区域的声压模态， $\hat{Q}_n(\omega)$ 表示模态参与因子或模态坐标。

模态的选择上需要模态以及模态的空间导数满足正交条件。模态的正交条件可以定义为：

$$\int_{\Omega_a} \psi_n(x) \psi_m(x) d\Omega = \delta_{nm} \quad (4.9)$$

式中 δ_{nm} 为 Cronecker-delta。模态空间导数的正交条件可以写成：

$$\int_{\Omega_a} \nabla \psi_n(x) \nabla \psi_m(x) d\Omega = \delta_{nm} k_n k_m \quad (4.10)$$

式中 $k_n = \omega_n/c$ 为模态波数。

谱有限元的控制方程可以写成向量场 $\psi_n(x)\nabla\hat{p}$ 在区域 Ω_a 内和边界 Γ_a 上的高斯定理:

$$\int_{\Omega_a} \nabla(\psi_n(x)\nabla\hat{p}(x,\omega))d\Omega = -\int_{\Gamma_a} \psi_n(x)\nabla\hat{p}(x,\omega)n(x)d\Gamma \quad (4.11)$$

方程(4.11)等号右边的负号是由于边界法向量 $n(x)$ 的方向向内, 方程(4.11)等号左边可以使用链式法则来描述, 如下方程(4.12):

$$\int_{\Omega_a} \nabla\psi_n(x)\nabla\hat{p}(x,\omega)d\Omega + \int_{\Omega_a} \psi_n(x)\nabla^2\hat{p}(x,\omega)d\Omega = -\int_{\Gamma_a} \psi_n(x)\nabla\hat{p}(x,\omega)n(x)d\Gamma \quad (4.12)$$

将声场第二个方程(4.5)式左右各乘以法向量 $n(x)$ 并结合频域内边界条件方程(4.7)得出:

$$\nabla\hat{p}(x,\omega)n(x) = \rho_0 i \omega \left(\frac{\hat{p}(x,\omega)}{z_a(x,\omega)} - \hat{v}_b(x,\omega)n(x) \right) \quad (4.13)$$

将式(4.13)替代式(4.12)的右边, 得到:

$$\begin{aligned} & \int_{\Omega_a} \nabla\psi_n(x)\nabla\hat{p}(x,\omega)d\Omega + \int_{\Omega_a} \psi_n(x)\nabla^2\hat{p}(x,\omega)d\Omega + \rho_0 i \omega \int_{\Gamma_a} \psi_n(x) \frac{\hat{p}(x,\omega)}{z_a(x,\omega)} d\Gamma \\ & = \rho_0 i \omega \int_{\Gamma_a} \psi_n(x) \hat{v}_b(x,\omega) n(x) d\Gamma \end{aligned} \quad (4.14)$$

进一步应用赫尔姆霍茨方程(4.6)替代式(4.14)等号左边的第二项, 得到:

$$\begin{aligned} & \int_{\Omega_a} \nabla\psi_n(x)\nabla\hat{p}(x,\omega)d\Omega - k^2 \int_{\Omega_a} \psi_n(x)\hat{p}(x,\omega)d\Omega + \rho_0 i \omega \int_{\Gamma_a} \psi_n(x) \frac{\hat{p}(x,\omega)}{z_a(x,\omega)} d\Gamma \\ & = \rho_0 i \omega \int_{\Gamma_a} \psi_n(x) \hat{v}_b(x,\omega) n(x) d\Gamma \end{aligned} \quad (4.15)$$

利用 $\hat{p}(x,\omega)$ 的模态分解 (方程(4.8)式的定义), 得到

$$\begin{aligned} & \sum_m \int_{\Omega_a} \nabla\psi_n(x)\nabla\psi_m(x)d\Omega \hat{Q}_m(\omega) - k^2 \sum_m \int_{\Omega_a} \psi_n(x)\psi_m(x)d\Omega \hat{Q}_m(\omega) \\ & + \rho_0 i \omega \sum_m \int_{\Gamma_a} \psi_n(x) \frac{\psi_m(x)}{z_a(x,\omega)} d\Gamma \hat{Q}_m(\omega) = \rho_0 i \omega \int_{\Gamma_a} \psi_n(x) \hat{v}_b(x,\omega) n(x) d\Gamma \end{aligned} \quad (4.16)$$

考虑正交条件式(4.9)、(4.10), 上式可以简化为:

$$\begin{aligned} & \sum_m k_n k_m \delta_{nm} \hat{Q}_m(\omega) - k^2 \sum_m \delta_{nm} \hat{Q}_m(\omega) + \rho_0 i \omega \sum_m \int_{\Gamma_a} \psi_n(x) \frac{\psi_m(x)}{z_a(x,\omega)} d\Gamma \hat{Q}_m(\omega) \\ & = \rho_0 i \omega \int_{\Gamma_a} \psi_n(x) \hat{v}_b(x,\omega) n(x) d\Gamma \end{aligned} \quad (4.17)$$

进一步对上式左边进行整理, 得到控制方程的最终形式

$$k_n^2 \hat{Q}_m(\omega) + ik \sum_m D_{nm}(\omega) \hat{Q}_m - k^2 \hat{Q}_m(\omega) = ikz_0 \int_{\Gamma_a} \psi_n(x) \hat{v}_b(x,\omega) n(x) d\Gamma \quad (4.18)$$

式中

$$D_{nm}(\omega) = \int_{\Gamma_a} \psi_n(x) \frac{\psi_m(x)}{\bar{z}_a(x,\omega)} d\Gamma \quad (4.19)$$

$$\bar{z}_a(x, \omega) = \frac{z_a(x, \omega)}{z_0} = \frac{z_a(x, \omega)}{\rho_0 c} \quad (4.20)$$

为规格化后的声阻抗。

方程(4.18)可以表示成矩阵的形式：

$$(\Lambda + ikD - k^2 I)Q = F \quad (4.21)$$

式中：列向量 Q 表示模态坐标， $\Lambda = \text{diag}\{k_n^2\}$ 是包含模态波数对角集总声刚度矩阵， D 是集总阻尼矩阵， I 表示单位矩阵， F 表示集总声荷载向量，荷载向量 F 的第 n 个单元荷载 F_n 用以下形式表示：

$$F_n = ikz_0 \int_{\Gamma_a} \psi_n(x) \hat{v}(x, \omega) n(x) d\Gamma \quad (4.22)$$

在模态、激励速度及阻尼边界条件已知的情况下，方程(4.21)可以用来计算模态坐标 Q_n 。最后可以通过求解方程(4.8)得到内部的声压响应。

考虑一个长方体封闭房间区域，定义房屋区域坐标系为 $0 < x < L_x$ ， $0 < y < L_y$ 及 $0 < z < L_z$ ，具有刚性边界条件的声压模态可以写成下面的形式^[49]：

$$\psi_n(X) = \psi_n(x, y, z) = B_n \cos\left(\frac{\pi l_{x_n} x}{L_x}\right) \cos\left(\frac{\pi l_{y_n} y}{L_y}\right) \cos\left(\frac{\pi l_{z_n} z}{L_z}\right) \quad (4.23)$$

式中： B_n 代表模态幅值的大小，整数 l_{x_n} ， l_{y_n} ， l_{z_n} 表示沿三个坐标轴方向半波长，如图 4.2 所示。

第 n 阶模态波数 k_n 可以通过下式得出

$$k_n = \sqrt{k_{x_n}^2 + k_{y_n}^2 + k_{z_n}^2} \quad (4.24)$$

这里

$$k_{x_n} = \frac{\pi l_{x_n}}{L_x}, \quad k_{y_n} = \frac{\pi l_{y_n}}{L_y}, \quad k_{z_n} = \frac{\pi l_{z_n}}{L_z} \quad (4.25)$$

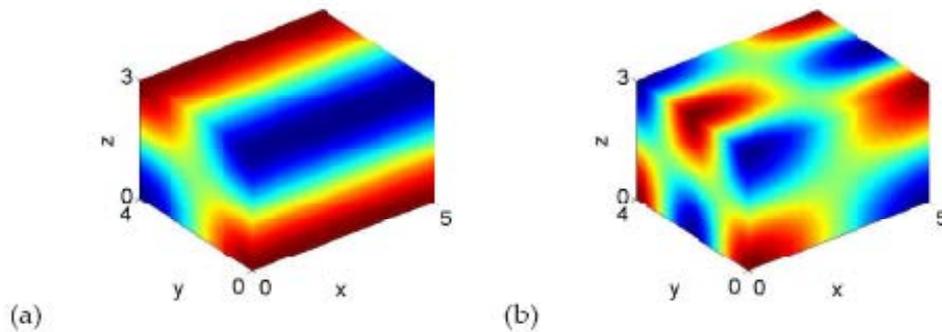


图 4.2 尺寸大小为 $L_x = 5, L_y = 4, L_z = 3$ 的长方体房间

(a) 模态 $l_{x_n} = 0, l_{y_n} = 1, l_{z_n} = 1$ 及 (b) 模态 $l_{x_n} = 1, l_{y_n} = 2, l_{z_n} = 1$

根据正交条件式(4.9)确定模态幅值 B_n 的大小:

$$\int_0^{L_x} \int_0^{L_y} \int_0^{L_z} \left[B_n \cos\left(\frac{\pi l_{x_n} x}{L_x}\right) \cos\left(\frac{\pi l_{y_n} y}{L_y}\right) \cos\left(\frac{\pi l_{z_n} z}{L_z}\right) \right] dx dy dz = 1 \quad (4.26)$$

导出 :

$$B_n = \sqrt{\frac{2^s}{V}} \quad (4.27)$$

式中, $V = L_x L_y L_z$ 为房间的体积, s 表示数据 $\{l_{x_n}, l_{y_n}, l_{z_n}\}$ 中非零数据的个数。最简单的情況是整个房间的内表面吸声阻抗为常数, 其数值为:

$$D_{nm}(\omega) = \frac{\int_{\Gamma_a} \psi_n(x) \psi_m(x) d\Gamma}{\bar{z}_a(\omega)} \quad (4.28)$$

式(4.28)中的积分项可以通过将边界面 Γ_a 分割成三个子表面 $\Gamma_a = \Gamma_x \cup \Gamma_y \cup \Gamma_z$ 来求解, 如图 4.3 所示, 这样分解可以很容易求解积分。

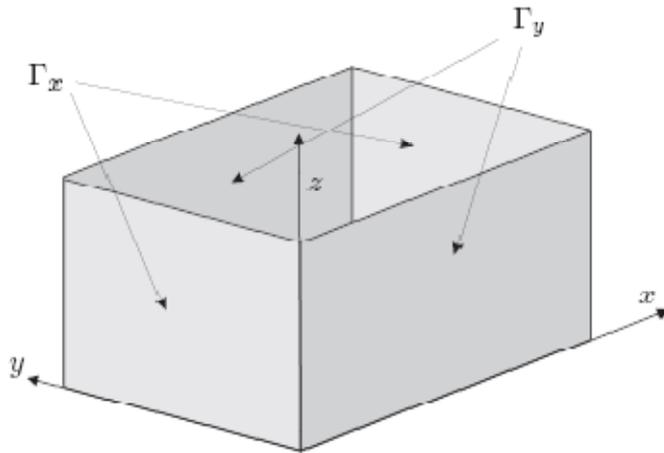


图 4.3 边界表面 Γ_a 被分成三个子平面 $\Gamma_a = \Gamma_x \cup \Gamma_y \cup \Gamma_z$

举个例子, Γ_x 表示平行于 yz 平面的积分域 (两个矩形面), 对于这种特殊的面, 积分可以写成:

$$\int_{\Gamma_a} \psi_n(x) \psi_m(x) d\Gamma = \begin{cases} B_n B_m A_x 2^{1-s} & l_{y_n} = l_{y_m}, l_{z_n} = l_{z_m}, l_{x_n} = l_{x_m} \\ 0 & \text{其他} \end{cases} \quad (4.29)$$

式中: $A_x = L_y L_z$, s 表示非零数据对 $\{l_{y_n}, l_{z_n}\}$, 在 Γ_y 和 Γ_z 子平面的积分表达式可以通过轮换变量 l_{x_n} , l_{y_n} , l_{z_n} 得到。

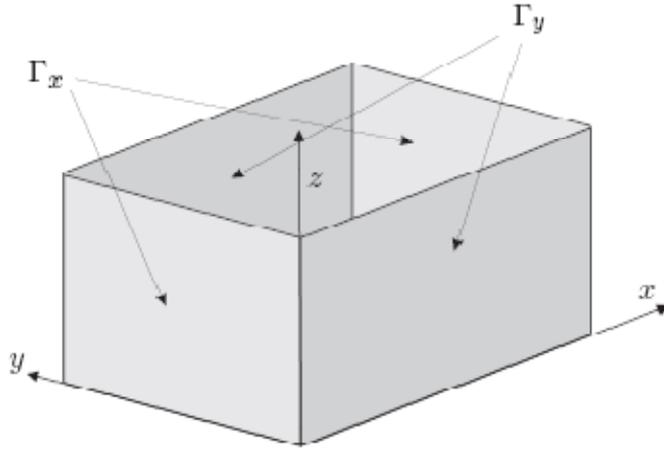


图 4.3 边界表面 Γ_a 被分成三个子平面 $\Gamma_a = \Gamma_x \cup \Gamma_y \cup \Gamma_z$

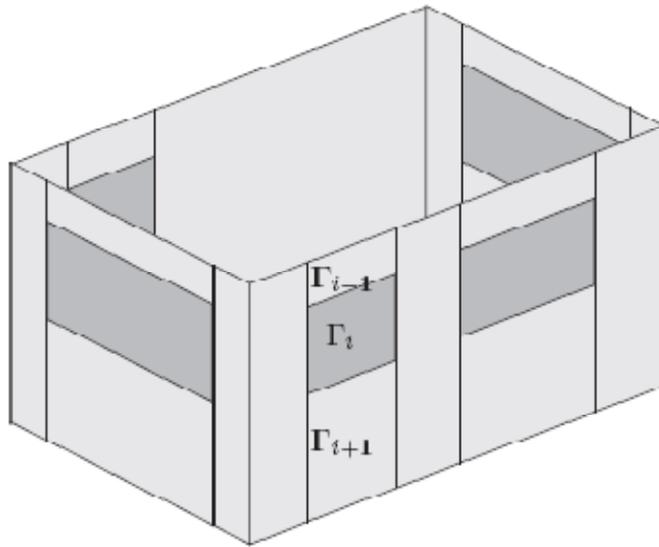


图 4.4 对于矩形阻尼分布的情况，总表面 Γ_a 被分成具有常声阻的矩形子平面 Γ_i

另外一种简单但在实际上非常重要的情况是矩形墙的吸声分布，其中房间的总表面 Γ_a 被分成许多具有常声阻的矩形子平面 Γ_i ，如图 4.4 所示。

在这种情况下， $D_{nm}(\omega)$ 的值可以表示为

$$D_{nm}(\omega) = \frac{\int_{\Gamma_a} \psi_n(x) \psi_m(x) d\Gamma}{\bar{z}_a(\omega)} = \sum_{i=1}^{N_\Gamma} \frac{\int_{\Gamma_i} \psi_n(x) \psi_m(x) d\Gamma}{\bar{z}_{ai}(\omega)} \quad (4.30)$$

式(4.30)右边的表面积分对于每一个矩形面可以通过解析解求得。考虑一个位置在 $x_1 < x < x_2$ ， $y_1 < y < y_2$ ， $z = L_z$ 平行于 xy 的平面，其积分可以写成：

$$\begin{aligned} \int_{\Gamma_i} \psi_n(x) \psi_m(x) d\Gamma &= \int_{x_1}^{x_2} \int_{y_1}^{y_2} \psi_n(x, y, L_z) \psi_m(x, y, L_z) dx dy \\ &= B_n B_m \cos(\pi l_{zn}) \cos(\pi l_{zm}) I_x I_y \end{aligned} \quad (4.31)$$

式中：

$$I_x = \int_{x_1}^{x_2} \cos\left(\frac{\pi l_{x_n} x}{L_x}\right) \cos\left(\frac{\pi l_{x_m} x}{L_x}\right) dx \quad (4.32a)$$

$$I_y = \int_{y_1}^{y_2} \cos\left(\frac{\pi l_{y_n} y}{L_y}\right) \cos\left(\frac{\pi l_{y_m} y}{L_y}\right) dy \quad (4.32b)$$

积分表达式进一步分成两部分：

$$I_x = \frac{I_{x_1} + I_{x_2}}{2} \quad (4.33)$$

式中：

$$I_{x_1} = x_2 \sin c\left(\frac{\pi(l_{x_n} + l_{x_m})x_2}{L_x}\right) - x_1 \sin c\left(\frac{\pi(l_{x_n} + l_{x_m})x_1}{L_x}\right) \quad (4.34a)$$

$$I_{x_2} = x_2 \sin c\left(\frac{\pi(l_{x_n} - l_{x_m})x_2}{L_x}\right) - x_1 \sin c\left(\frac{\pi(l_{x_n} - l_{x_m})x_1}{L_x}\right) \quad (4.34b)$$

应用变量替换（ y 替换 x ）公式(4.33~4.34b)就可以得到 I_y 的表达式。

对于简单封闭空间的声阻抗可以通过墙体的吸声系数 α 来求得：

$$z_a = \rho_0 c \frac{1 + \sqrt{1 - \alpha}}{1 + \sqrt{1 + \alpha}} \quad (4.35)$$

这里，吸声系数 α 表示普通平板吸收声能与反射声能的比值。

当表面法向速度 $\hat{v}(x) = \hat{v}_b(x)n(x)$ 在表面具有任意分布，(4.18)式右边的项具有数值解，对于这个积分的求解，必须引入表面的网格划分。

使用节点取值 $v_j(\mathbf{x}) = v(x_j)$ 及选择使 $N_j(x_i) = \delta_{ij}$ 形函数 $N_j(x)$ 来代替表面的速度分布。在这样的定义下，积分可以写作：

$$\int_{\Gamma_a} \psi_n(x) \hat{v}(x, \omega) n(x) d\Gamma = \sum_j \hat{v}_j(\omega) \int_{\Gamma_a} \psi_n(x) N_j(x) d\Gamma \quad (4.36)$$

这里，右边的积分项可以用每个模态及相应形函数通过数值法求解。

4.2 候车厅二次辐射噪声分析

4.2.1 模型简化

简化候车厅为一封闭腔体，腔体长宽高为 190m、64m、18m，如图 4.5，将曲形桁架屋面简化成为平面，屋面高度取原屋面高度的平均值，封闭腔体四周的吸声系数 $\alpha = 0.1$ ，声速 $c = 343\text{m/s}$ ，空气密度 $\rho_0 = 1.125\text{kg/m}^3$ ，利用谱元法，采

用第三章模拟得出的二层楼板激励，仿真腔体二次辐射噪声响应。

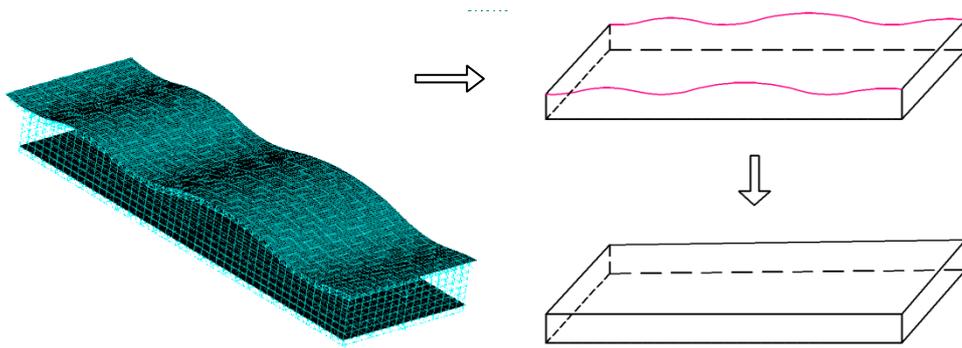


图 4.5 声场分析模型简化

4.2.2 候车厅腔体噪声数值仿真

采用简化后的候车厅长方体模型（图 4.5），利用谱元法，输入二层候车厅楼板激励（速度场），计算腔体噪声情况。由于候车厅结构的对称性，我们选择了图 3.9 中第 5、17、8、20、11 点上部高度均为 1.2m 处的声压频谱曲线进行比较。相同速度不同点位置点声压频谱曲线如图 4.6 所示；相同位置不同速度影响下封闭候车厅腔体的噪声响应分析结果如图 4.7 所示。

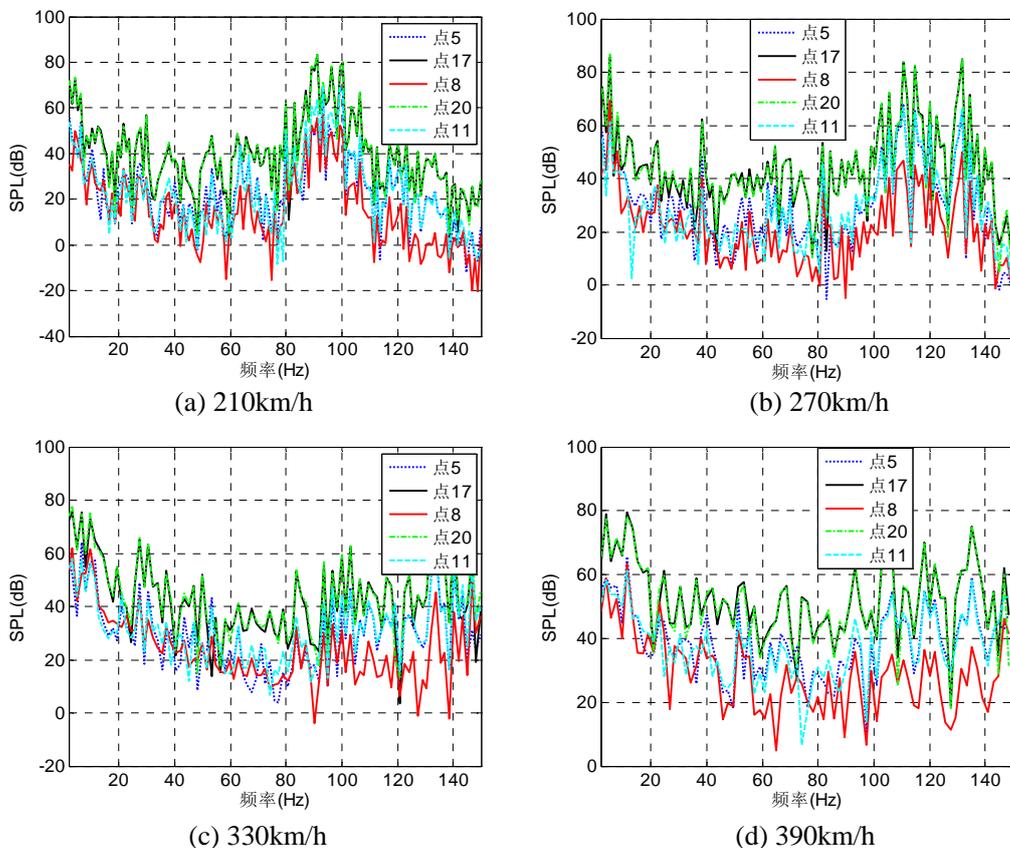
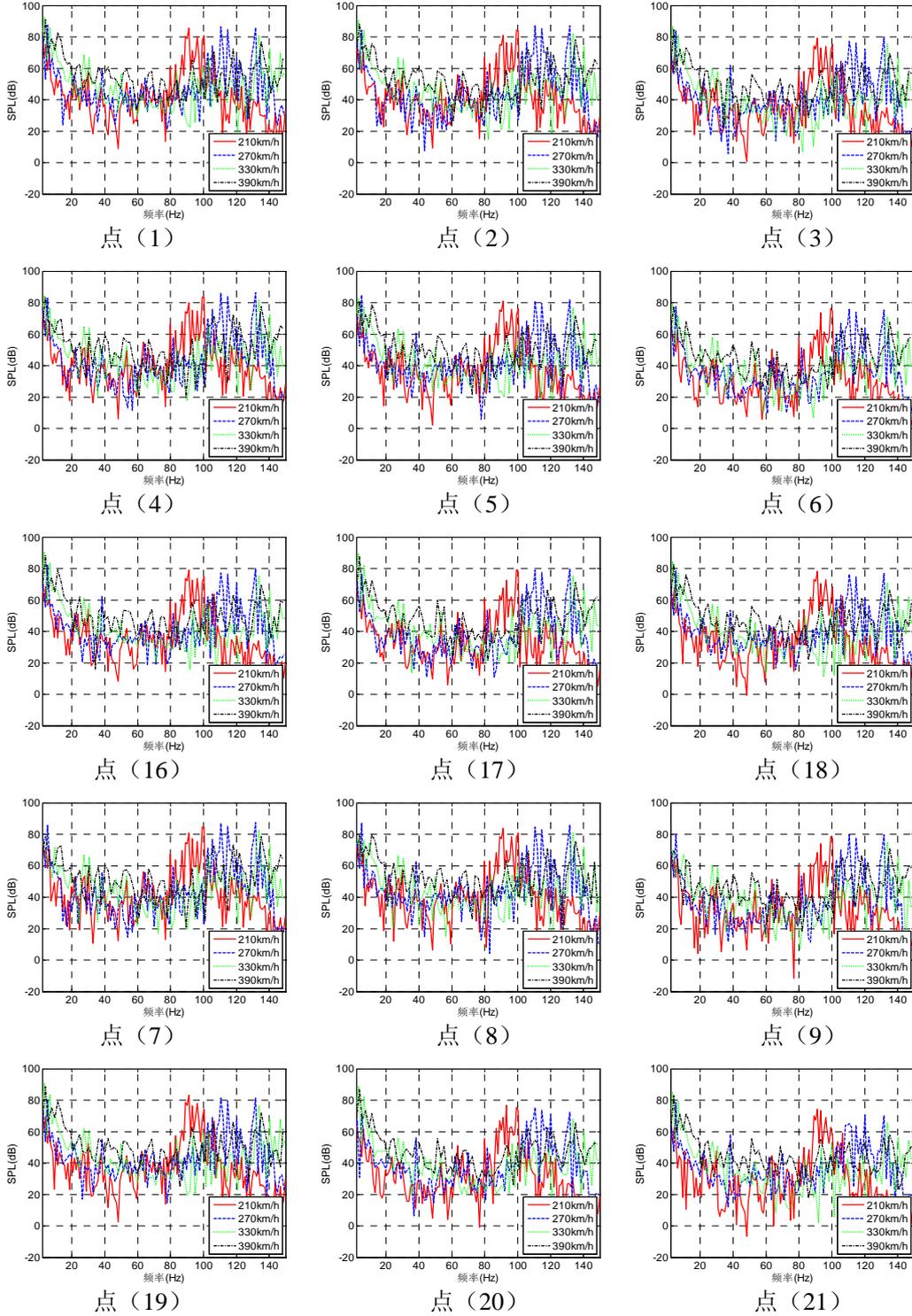


图 4.6 二层候车厅相同速度不同位置点的声压频谱曲线

点 8 对应列车行驶轨道的正上方，但二次辐射噪声响应相对最小，点 17 与点 20 为轨道与平行轨道两候车厅围墙边界之间的点，辐射噪声响应相对较大，说明噪声响应较大的区域主要分布在激励区域与声学反射边界之间，激励点最近的区域噪声并非最大辐射噪声响应区域。



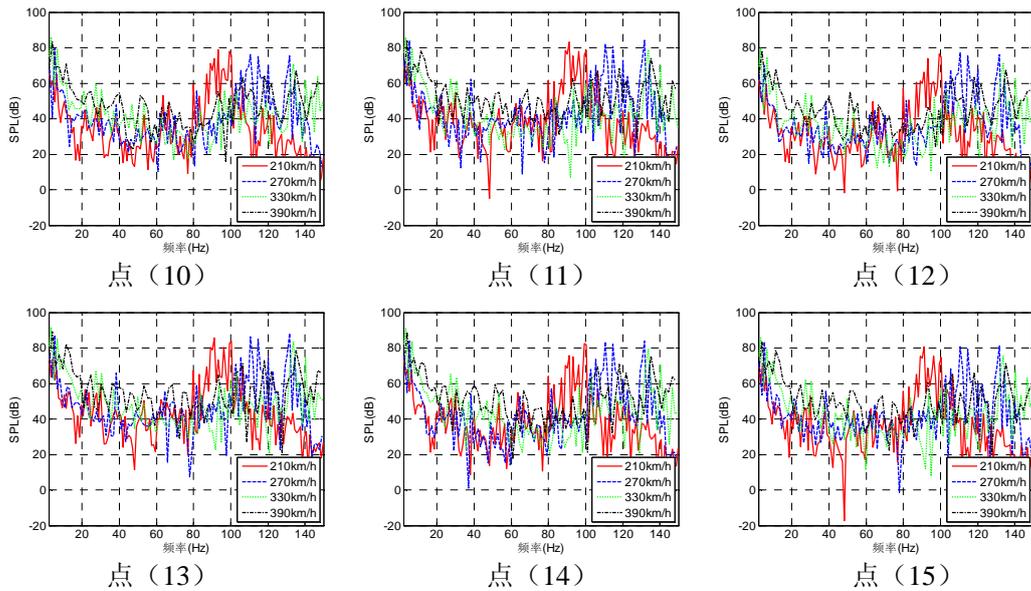


图 4.7 相同点不同速度影响下候车厅的噪声频谱比较

通过相同点不同速度列车的影响分析结果可以看出：随速度的增加，低频分量响应有所增加，但是不很明显；高频分量增大较为明显。

4.3 本章小结

利用谱元法计算高架车站结构候车厅腔体的二次辐射噪声，简化候车厅封闭腔体为一个长方体，采用第三章对整体结构进行时程瞬态分析的分析结果，作为噪声分析的输入激励，对不同速度列车通过整体结构时候候车厅内的二次辐射噪声响应进行数值仿真，分析结果表明：噪声响应较大的区域主要分布在声场边界与激励点之间，激励点最近的区域噪声并非最大辐射噪声响应区域；随着列车行驶速度的增加，响应噪声的低频分量有所增大但不很明显，高频分量增大的趋势较为明显。

第五章 结论与展望

5.1 本文的主要工作与结论

高架车站结构为将高架桥梁结构与车站主体结构进行有机结合的一种近年来新兴的多功能结构,高速列车与结构之间以及结构各个部分之间的振动相互耦合,列车通过时所引起的振动与噪声很有可能引起使用的乘客不安或者恐慌设置导致整体结构的疲劳破坏,最终影响正常使用,因此非常必要对这类新兴的高架车站结构再高速列车通过时的振动响应与噪声响应规律进行研究。本文建立了车轨耦合动力系统的有限元模型,建立了车站体系的整体结构模型,将整个激振结构体系分解成“车轨耦合”、“轨道梁激振”和“整体结构激振”三个子系统进行研究的方法。以某新建的高架结构车站为工程背景,对列车在不同高速行驶过车站是得振动与噪声响应进行仿真模拟分析,得出结论有:

(1) 采用将整体模型分解成“车轨耦合”、“轨道梁激振”和“整体结构激振”三个子系统进行研究的动力分析方法,通过结构之间的相互关系,将三个子系统联系起来。

(2) 利用 MATLAB 数值分析通用软件,建立“车轨耦合”动力分析系统的有限元分析模型,采用日本新干线实际参数与德国低干扰谱,对整个耦合振动体系进行仿真模拟,计算出列车在速度为 210km/h、270km/h、330km/h 和 390km/h 行驶过轨道梁时各轨枕的激励时程响应。

(3) 应用 ANSYS 通用有限元分析软件建立“轨道梁激振”系统的实际模型—三跨连续梁,两端铰支,利用“车轨耦合”系统计算得出的轨枕激振力作为轨道梁的激励时程,计算分析不同速度影响下轨道梁各跨跨中加速度响应与各支撑点的支撑荷载。为整体结构的计算分析提供激励荷载。

(4) 应用 ANSYS 通用有限元软件建立车站结构的整体模型,将“轨道梁激振”系统求得的不同速度下的支撑荷载作为激励荷载反向施加到整体结构上,最终计算四种不同速度工况影响下车站结构候车厅楼板的动力响应,分析各关键点位置的位移、速度、加速度的分布规律。结果表明:随速度的增加,高频分量有明显的增大趋势;低频响应的峰值有增大的趋势,但不很明显。

(5) 将车站结构整体模型激振分析结果中二层楼板各关键点的速度响应作为二次辐射噪声分析的输入激励,将候车厅简化为一个封闭的长方体空间,应用谱元法仿真候车厅封闭空间内的辐射噪声,由分析结果可以看出:在声场边界与激励点之间二次辐射噪声响应分布较大,激励点最近的区域噪声并非最大辐射噪声

响应区域；随着列车行驶速度的增加，响应噪声的低频分量有所增大，但不很明显；相对低频，高频分量增大的趋势比较明显。

5.2 展望

车轨耦合到结构激振的动力响应分析涉及到结构的动力学问题、轮轨接触耦合问题、轨道不平顺仿真和室内噪声模拟等很多领域和研究方向的综合研究课题。而本文研究高速列车对高架车站结构的振动影响分析是在车轨耦合系统动力分析的基础上的进一步深化与接近实际的应用，同样涉及到很多新的课题研究，许多问题还没有得到很好的解决。本文尽可能的对某一高架车站结构在不同速度列车驶过的过程中的振动与噪声进行仿真分析，多方向的综合探索和尝试，但还不够完善和全面，还有诸多的问题亟待进行进一步的探讨和研究：

(1) 对于车轨耦合动力系统分析问题，目前的模拟模型趋于更加的细致化，但是与实际的计算结果还是有一定的差距，车轨耦合的一个研究子方向—轨道的不平顺，含有大量的随机性，仿真的实用性还有一段距离。

(2) 对于大型复杂结构的动力计算问题，目前没有比较好的、能解决庞大自由度问题的方法，在本文中提出的子结构方法是个相对较好的解决方案，这一研究方向还有待进一步的开发和讨论，期望对以后的模型简化有一定的帮助。

(3) 本文的计算模拟分析，虽然使用了实际工程中的结构，但是缺少仿真结果与实际测试采样的对比分析，期望以后的进一步分析可有通过现场的实际测试对本文的研究工作有一定的修正。

(4) 本文的研究主要考虑在列车高速行驶过程中，速度的不同对结构的振动与噪声的影响，未考虑列车的启动、刹车和复杂不同轨道通过列车等原因形成的对轨道梁以及结构的振动与噪声影响，这些方面的问题不容忽视，很需要进行进一步的研究和探讨。

(5) 对各个子系统的相互耦合作用的分析应进行更进一步的研究和探讨。

参考文献

- [1] 钱仲候. 高速铁路概论(第二版).北京:中国铁道出版社, 1999.
- [2] 铁道部工程管理中心, 铁道科学研究院.高速铁路技术.北京:中国铁道出版社.2003.
- [3] 郭向荣. 高速铁路桥梁—列车时变系统振动分析:[博士学位论文].长沙:长沙铁道学院, 1999.
- [4] 曾庆元, 郭向荣. 列车桥梁时变系统振动分析理论及应用. 中国铁道出版社, 1999, 5:49-131.
- [5] 陈志军. 高速铁路桥梁动力学问题分析及控制策略研究.
- [6] 陈蓁. 以北京西站为例的大型铁路客运站发展研究.
- [7] 铁道部经济规划研究院. 世界高速铁路发展趋势[J]. 铁道经济研究院, 2006(01):36-37
- [8] Timoshenko 著, 胡人礼译, 工程的振动问题, 北京:人民铁道出版社, 1978.
- [9] 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学(第二版)[M]. 北京:中国铁道出版社. 2002.
- [10] 翟婉明. 车辆轨道耦合动力学研究新进展 [J]. 中国铁道科学. 2002. 23(2):1-14.
- [11] D·Lyon. The calculation of track forces due to dipped rail joints, wheel flats and rail welds. The Second ORE Colloquium on Technical Computer Programs, May 1972.
- [12] H.H.Jenkins, er al. The effect of track and vehicle parameters on wheel/rail vertical dynamic forces[J]. Railway Engineering Journal, 1974, 3(1):2-16.
- [13] S.G.Newton, R.A.Clark. An investigation onto the dynamic effects on the track of wheel flat on railway vehicles[J]. Journal of Mechanical Engineering science, 1979, 21(4): 287-297.
- [14] R.A.Clark, er al. An investigation into dynamic effects of railway vehicles running on corrugated rails [J]. Journal of Mechanical Engineering science, 1982, 24(2): 65-76.
- [15] 佐藤裕(日)著, 卢肇英译, 轨道力学, 北京:中国铁道出版社, 1981
- [16] Y.Sato. Abnormal wheel load of test train [J]. Permanent Way(Tokyo), 1973, 14: 1-8.
- [17] Z.Cai, er al. Theoretical model for dynamic wheel/rail and track interaction [C].
- [18] 李定清. 轮轨垂直相互动力作用及其动力响应[J]. 铁道学报, 1987, 9(1): 1-8
- [19] 许实儒, 徐维杰, 仲延喜. 钢轨接头处轮轨冲击力的模拟分析[J]. 铁道学报, 公务工程专辑, 1989.
- [20] 王澜. 轨道结构随机振动理论及其在轨道结构减振中的应用[D]. 北京:铁道部科学研究院, 1988.
- [21] 夏禾, 张楠. 车辆与结构动力相互作用(第二版)[M]. 北京:科学出版社, 2005.
- [22] Xia He, Zhang Nan. Dynamic analysis of railway bridge under high-speed trains[J]. Computers and Structures, 2005, 83: 1891-1901.
- [23] 翟婉明, 蔡成标, 王开云. 高速列车-轨道-桥梁动态相互作用原理及模型[J]. 土木工程

- 学报, 2005, 38(11): 132-137.
- [24] Zhai Wanming, Cai Chengbiao, Guo Shizhang. Coupling model of vertical and lateral vehicle/track interactions. *Vehicle System Dynamics*, 1996, 26(1): 61-79.
- [25] Schwab C A, Mauer L. An interactive track/train dynamics model for investigating system limits in high speed track. *The Dynamics of Vehicles on roads and on Tracks*, 11th IAVSD Symposium, 1989.502-514
- [26] Sueoka, Ayabe, Iizuka. Analysis of coupled vibration between railway vehicle wheels and rail in both vertical and horizontal directions using an approximate model with an infinite number of vehicles[J]. *Journal of Intelligent and Manufacturing Systems C-dynamics Control Robotics Design and Manufacturing*, 1994, 37 (4): 651-660.
- [27] Diana, et al. Dynamic interaction between rail vehicles and track for high-speed train[C]. *Vehicle System Dynamics*, 1994, 24(S): 15-30.
- [28] Oscarsson, Dahlberg. Dynamic train/track/ballast interaction-Computer models and full-scale experiments. *Vehicle System Dynamics*, 1998, 29(S): 73-78
- [29] Frohling. Low frequency dynamic vehicle/track interaction: Modelling and simulation. *Vehicle System Dynamics*, 1998, 29(S): 30-46.
- [30] Popp, Kruse, Kaiser. Vehicle-track dynamics in the mid-frequency range. *Vehicle System Dynamics*, 1999, 31(5-6): 423-464.
- [31] Oscarsson. Simulation of train-track interaction with stochastic track properties. *Vehicle System Dynamics*, 2002, 37(6): 449-469.
- [32] Dietz S, Hippmann G, Schupp G. Interaction of vehicles and flexible tracks by co-simulation of multibody vehicle systems and finite element track models. *Vehicle system Dynamics*, 37(S): 372-384.
- [33] Lundqvist A. Dynamic train/track interaction including model for track settlement evolution. *Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks*, 2003: 667-676
- [34] Evans JR, Dembosky MA. Investigation of vehicle dynamic influence on rolling contact fatigue on UK railways. *Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks*, 2003: 527-536.
- [35] Melke, J. Noise and vibration from underground railway lines: proposals for a prediction procedure", *J. Sound Vib*, 1988, 120(2), 391-406.
- [36] A.B. Nagy, P. Fiala, F. Marki, F. Augusztinovicz, G. Degrande, S. Jacobs, D. Brassens, Prediction of interior noise in buildings, generated by underground rail traffic, *Journal of Sound and Vibration*, 2006, 293 (3-5), 680-690.
- [37] G. Degrande, D. Clouteau, R. Othman, M. Arnst, H. Chebli, R. Klein, P. Chatterjee, B. Janssens. A numerical model for structure-borne vibrations from underground railway traffic

- based on a periodic finite element–boundary element formulation, *Journal of Sound and Vibration*, 2006, 293, 645–666.
- [38] P. Fiala, G. Degrande, F. Augusztinovicz. Numerical modeling of structure-borne noise and vibration in buildings due to surface rail traffic, *Journal of Sound and Vibration*, 2007, 301, 718–738.
- [39] Kurzweil, L. G., Structure-borne noise and vibration from underground rail systems, *Journal of Sound and Vibration*, 1979, 66(3), 363-370.
- [40] 胡新伟, 黄醒春. 高架轨道梁振动与结构噪声的数值模拟, *低温建筑技术*, 2007, 2, 54-56.
- [41] 张海滨, 蒋伟康, 万泉. 城市轨道交通列车噪声辐射特性的试验研究, *振动与冲击*, 2010, 29(17), 38-86.
- [42] 辜小安, 田春芝. 地铁振动对建筑物内二次结构噪声影响预测, *铁道劳动安全卫生与环保*, 2000, 27(1).
- [43] 温宇平, 王清湘. 城市轨道交通高架车站结构动力分析[J]. *结构工程师*. 2001(2): 10-13.
- [44] 邓子铭. 新长沙站结构振动与振动控制研究[M]. 中南大学, 2010.
- [45] 乔晓林. 铁路高架车站动力分析方法的研究[M]. 北京交通大学, 2009.
- [46] 周涛. 高速列车对建筑结构的振动影响[M]. 中南大学, 2009.
- [47] 邓世海. 列车对高架车站的振动影响研究[M]. 中南大学, 2010.
- [48] 刘枫. 高架车站结构振动与噪声分析评价[M]. 北京交通大学, 2001.
- [49] A.D.Pierce.Acoustics. An introduction to ints physical principles and applications. The Acoustical Society of America, New York, 1991.

致谢

白驹过隙般，在同济大学的两年多学生时代就要结束了，回想当初初来同济的无限憧憬和激动的热情，历历在目，难以释怀。非常庆幸在振动与控制研究室的生活与学习的点滴，这段愉快与艰辛并存的经历对我之后的工作来说具有重大的指导意义。能够在同济大学内结交这么多知识渊博对人和蔼的老师、教授们是我无比的荣幸。拥有如此出色之心的同学们感觉无比的欣慰。每当回想起过去的丝丝缕缕，总有一点的暖意，一点的苦涩，一点的艰辛，夹杂着重重的感激之情涌入心头，感谢两年多来导师与同门们对我的指导与鼓励。

Thank you all for everything. You are the best!

衷心地感谢我的导师唐和生副教授，老师的严谨和谦逊让我非常崇敬和敬重，老师对学术的至高追求，是我望尘莫及的。离开学校后除了念念不忘老师的谦和和仁慈，也会时刻铭记唐老师的教导与教诲，您的言传身教让我受益终生。同样，这篇论文从选题、撰写到定稿都渗透着您悉心的指导。感谢唐老师平日里对我的培养和帮助，每当我困惑和彷徨时总有他的耐心的指导和启发；每当我偷懒和懈怠时，总有他严厉的教导和鞭策；每当我自卑和情绪低落时，也总有他慈祥的鼓舞和激励。这里发自肺腑地想对老师说：您的恩情，学生终生难忘，谢谢！

感谢陈镛老师亲切关心和细心的指导；同时也要感谢薛松涛教授的谆谆教导，薛老师以他和蔼谦逊的一贯作风，给我很深的印象，做事雷厉风行，处处为学生着想，是我钦佩的老师典范；感谢谢丽宇讲师同意我参与一些实际工程的监测和计算，使我对实际工程分析有了更进一步的了解。

感谢我的女朋友杨墨硕士给予我的支持、鼓励和生活上的照顾；感谢师兄申道明、许锐、白杰、胡长远、范德伟和小师姐苏瑜六位博士的指导，感谢赵伟屹、郭海超、于骁勇和王兰斌四位同门这几年的相伴学习，相伴进步，感谢师弟汪洁、邓立新、裘亦文和师妹唐珏、王娇给我的帮助和鼓励。谢谢你们，衷心的祝福你们。

最后，要由衷地感谢我的父母和我的姐姐，他们为我多年的求学道路和生活默默地付出关爱，并给予了我最坚定的支持与信念，在我为研究生的研究生涯画上圆满句号的同时，向我的父母和姐姐表达我最深深的谢意！

王泽兴
2012年4月于同济

个人简历 在学期间发表的学术论文与研究成果

个人简历:

王泽兴, 男, 1984 年 5 月, 黑龙江省宝清县人

2005 年 9 月-2009 年 6 月 毕业于哈尔滨工业大学 土木学院 理论与应用力学系

2009 年 9 月-至今 上海 同济大学 结构所 攻读硕士

已发表论文:

- [1]. 王泽兴, 赵伟屹, 申道明. 快速列车对长沙高架车站的振动与噪声模拟分析[J]. 佳木斯大学学报(自然科学版).2012, 30(3): 355-359.