

摘 要

我国建筑装饰行业特别是幕墙业的快速发展，使我国幕墙业成为世界上材料生产和工程安装大国。目前建筑装饰普遍使用的高空作业施工平台（简称吊篮）的满载率越来越大，工作繁忙程度加重。因此，针对量大面广的幕墙安装业，以及建筑安装坍塌和高处坠落安全事故频发、多发的严峻现实，本文以 ZLP800 型高空作业施工平台为研究对象，对整机及主要承载部件进行静、动力学分析，找出影响结构强度、刚度的关键因素，并提出改进意见，为大载荷多功能高空作业平台产品的开发，提供一定方法及理论参考。

本文首先以有限元的理论为基础，通过对现有高空作业施工平台结构的合理的简化处理，以及现场施工工况的采集，建立了整机结构有限元模型，并分为额定载荷均布、125%额定载荷均布、额定载荷偏置、横向载荷作用四种载荷工况，对主要承载部件——悬挂机构进行了静力学计算，获得了各工况下悬挂机构的位移及应力值，通过对数据的分析找出结构的危险区域，提出可行改进办法。其次，对整机及悬挂机构进行了模态分析，提取了前四阶模态，获得了对应的固有频率及模态振型，并分析了每种振型的起振原因，给出了避免主振型被激发的建议。最后，在动力学相关理论的基础上，对整机起升系统简化处理，建立了单自由度弹簧振动模型，研究了起升冲击载荷及起升动载系数的计算方法，进而基于动力学分析理论对悬吊平台突然离地起升工况、突然加载工况及平台承受移动载荷工况进行瞬态动力学分析，获得了三种工况下的位移、速度、加速度响应曲线。并通过对求解所得的动位移、动应力数值进行处理，得到相应工况下的起升动载系数，并分析了影响动载系数的主要因素，针对可能产生较大冲击载荷的情况提出了改进办法。

本文以现有产品为原型，利用有限元的方法及动力学的相关理论，分析了多工况多种载荷下高空作业施工平台的强度、刚度等力学特性，获得了一套切实可行的结构分析方法，为新产品的开发设计提供了有效的研究方法及理论参考。

关键词：高空作业施工平台；有限元法；模态分析；瞬态动力学分析

Abstract

The rapid growth of the construction and decoration industry in our country especially in curtain wall industry, turn our country into the largest one of stuff production and projects installation in the world. Currently, the full load rate of temporarily installed suspended access equipment which is widespread used in construction and decoration industry increases quickly, and the busy degree of work is made more serious. Therefore, to aim at the severe actuality of great amount of curtain wall installation, and construction installation accidents and high falling accidents. The ZLP800 temporarily installed suspended access equipment is researched as a object in this paper, the complete appliance and the main bear parts has been analyzed by ways of statics and dynamics, the key factor which influence the strength and stiffness has been found, some methods and theories reference are supplied for development of large load multifunction temporarily installed suspended access equipment product.

It bases on Finite Element Theory in the paper, finite element model of complete appliance construction was established, through the analyzing and reasonable simplifying and processing of currently existing temporarily installed suspended access equipment construction, and the gathering of working conditions in construction scene. On the basis of four load working conditions, finite element statics calculation was did to the suspended access equipment, and displacement and stress of suspended access equipment was gained, the danger areas were found through the analysis to the data, the feasible improved method was put forward. Second, model analysis is done to complete appliance construction and the suspended access equipment, the former four models are extracted, the corresponding natural frequency and mode of vibration were gained, the cause of every mode of vibration is analyzed, the advice which could avert to arouse the main mode of vibration was given. At last, base on the corresponding theories of dynamics , lift system of complete appliance is simplified, single-degree-of-freedom spring vibration system is built, the calculation methods of lift attack load and lift dynamic load factor are researched, then base on the finite element dynamics analysis theory, transient dynamics analysis was done when suspended platform suddenly lifted from ground, adding weight suddenly and mobile loads. the displacement, velocity and acceleration responding curves are gained in three load working conditions, dynamic displacement and dynamic stress gained by solving was processed, and lift dynamic load factors in diverse working conditions are gained, the main reason influencing dynamic load factor was analyzed, the improve methods were given to the condition which could cause larger attack load.

The mechanics characteristic such as intensity and rigidity in diverse working conditions

and diverse loads was analyzed by finite element method and dynamics corresponding theories with the archetype of currently product, a feasible structure analysis method has been gained. In order to provide effective research method and valuable theory reference for the developing and designing of new products.

Keywords: Temporarily installed suspended access equipment ; Finite Element Method ; Model analysis ; Transient dynamics analysis

声 明

本人声明，所呈交的学位论文是在导师的指导下独立完成的。论文中取得的研究成果除加以标注和致谢的地方外，不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包括本人为获得其它学位而使用过的材料。与我共同工作过的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示谢意。

作者签名：

日 期：

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者和指导教师完全了解沈阳建筑大学有关保留、使用学位论文的规定：即学校有权保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和磁盘，允许论文被查阅和借阅。本人授权沈阳建筑大学可以将学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索、交流。（如作者和导师同意论文交流，请在下方签名；否则视为不同意。）

作者和导师同意网上交流的时间为作者获得学位后：

不限 半年 一年 一年半 两年

作者签名：

日 期：

导师签名：

日 期：

第一章 绪论

1.1 课题的研究背景

我国是世界上建筑施工量最大的国家,同时也是建筑工程安全事故频发的大国。2006年全国仅房屋建筑和市政工程高处坠落事故发生409起、死亡426人。事故不仅给人民生命、财产带来巨大损失,还给全社会造成巨大负担,与全面建设小康社会、和谐社会的目标极不协调。在工程事故中,2006年上半年高处坠落占39.5%,施工坍塌占22.6%,是多年来久治不愈的顽疾;一直以来也是政府和企业主管部门重点治理的主攻方向。

我国建筑装饰行业特别是幕墙业,现已不仅是材料生产、工程大国,已开始向海外输出技术、材料,在中东、欧洲、非洲和东南亚承接工程,并在美国、新加坡、韩国、俄罗斯、中东等国家投资,建立“三资”企业,为满足全社会日益增长的美化环境、提高生活质量的需求做出了贡献。据统计,1990年到2004年间,建筑装饰行业共安装各类幕墙34亿平方米,不仅大大提高了城市服务、旅游观光设施以及居民住宅的档次和质量,而且满足了居民消费结构升级所带来的对居住环境的优美性、安全性、舒适性的需求。“十一五”期间我国装饰幕墙市场的发展潜力仍然巨大,但目前幕墙施工大都仍采用搭设脚手架、施工平台、卷扬机等,没有专用的幕墙安装设备。因此建筑幕墙安装无脚手架施工装备技术与产业化开发迫在眉睫,只有开发出新型的施工装备才能满足目前市场的需要,满足施工安全的要求,增强参与国际市场的竞争力,提高作业效率和施工质量并改变落后传统的施工工艺。

近两年我国就从德国、日本、法国、卢森堡、比利时等国家进口幕墙安装大载荷施工平台等耗资上数百万美元,进口设备价格昂贵。如果采用本课题开发的产品,按照较为保守的估算,每年对这类机械设备的需求量在1000~2000台左右,可新增产值1~3亿元,新增利税0.2~0.7亿元,为企业带来很好的经济效益,产业化前景乐观。就国际市场而言,由于此类设备具有多功能、大高度、多适应性、高安全性等特点,加上较高的技术含量支撑,因而在国际上也具有相当大的竞争实力,预计每年可出口100~300台左右,为国家创汇3000~6000万美元,可获得更大发展空间,预期经济效益显著。

通过课题产品的应用,为幕墙安装无脚手架作业施工提供可靠的装备,并可改变幕墙安装施工作业依赖脚手架的传统施工工法,防止安全事故发生,操作使用安全,具有很好的社会效益。

我国建筑业在快速发展,使我国幕墙业已成为世界上最大的材料生产和工程安装大国。幕墙安装的市场越来越大,工作越来越多,必将有广阔发展空间。课题成果完成后,以1个产业化基地为基础,尽快形成年产1000~2000台的批量,同时课题负责单位主动面向全行业推广研究成果,在各地区建设应用推广基地,形成产业规模,扩大产业化范围,为广大施工企业提供新型施工装备。

本课题的实施可为行业解决相关共性技术,如齿轮啮合传动技术;电气控制与电力

拖动技术；载荷、应力检测技术；大高度结构受力分析与计算技术；金属结构在特殊环境下抗腐蚀技术；结构减振、机构降噪技术；机、电一体化控制技术；重要连接件、紧固件可靠性技术，同时向行业制造企业推广研究成果，扩大产业化范围，可带动国内建设机械行业发展，以提高行业整体技术水平。为幕墙安装和电梯安装无脚手架作业装备施工提供可靠的装备，节约建设投资，防止安全事故发生，并形成新的竞争优势，替代进口，节约外汇。此外，由于目前国内建筑施工劳动力成本的提高，安全法规日益完善，节能环保意识和施工效率已纳入业主和总包综合成本预算中，据日本和欧洲等发达国家的测算，采用无脚手架设备施工能比脚手架用钢材减少 90%，而且，施工效率高、施工速度快，操作使用安全，节能环保。日本自 20 年前推广无脚手架设备施工工法后，有效地遏制了高处坠落和坍塌事故。因此，采用本课题推广产品具有显著的经济效益和社会效益。

通过实施本课题一些关键技术，彻底改变了脚手架施工前后材料的乱扔乱放现象，大大降低了施工设备的投资成本，提高施工效率，节约钢材使用 90% 以上，便于现场文明洁净的施工，减少环境污染，实现绿色、可持续发展，具有良好的环境效益。

1.2 国内外研究现状和发展趋势

1.2.1 国外研究现状

国外发达国家建筑装备也比较发达，施工技术、施工工法等都比较完善，发达国家建筑业人均装备率是我国人均装备率的 8~10 倍。日本早在 20 多年前就已经推出了《无脚手架作业法》，美国、德国、法国、英国等欧美国家也先后推出了《高空作业机械施工工法》。近年来针对大型建筑的发展，施工企业普遍装备了高度自动化、智能化施工装备，对施工作业的安全性高度重视，在高处作业施工平台、高空升降平台和建筑物清洗维护设备等具有较高危险性的设备上均采用了多道安全保护系统，大大提高了工程施工的安全性；在施工过程中普遍采用施工过程信息化管理，做到施工全过程精细化管理，使工程质量、能耗、污染、浪费得到了有效的控制。在幕墙安装和电梯安装方面推出了许多种无脚手架作业的设备品种，由此使得施工速度、质量和效益大幅提升。

国外施工企业取得的成就，很关键的一点就是有强大的施工装备的支撑，众多的设备公司紧紧围绕着工程施工发展的需要，研发出多种施工急需和必需的设备武装建筑业。

1.2.2 国内研究现状

国内在建筑施工平台方面的发展起步较晚，最初于 1985 年开始对建筑装饰装修用施工平台进行研究和开发，1988 年由中国建筑科学研究院建筑机械化研究分院和无锡通天建筑机械有限公司、无锡申锡建筑机械有限公司共同研发的 ZLD800 高处作业施工平台通过了建设部的鉴定，又先后开发 ZLD500、ZLD250、ZLD630 等一系列产品，在国内的外墙粉刷和装饰、装修中发挥了很大的作用。在行业标准及相关法规方面，1996 年中国建筑科学研究院建筑机械化研究分院和有关单位一起先后负责完成了 JG5099-1988《高空作业机械安全规则》和 JG/T5100~5104-1988《高空作业平台》建设部行业标准；

负责完成了 GB19155-2003《高处作业施工平台》国家标准，为本课题的开展奠定了很好的基础。同时，多年来关于高空作业施工平台的技术论文也有很多，如山东省建筑科学研究院的徐艳华等对高空作业施工平台的悬挂机构进行了有限元分析，分为额定载荷、125%额定载荷以及 125%额定载荷突然卸载三种工况对施工平台的悬挂机构的强度刚度进行了有效分析，并对不同钢丝绳预应力情况下悬挂机构的变形情况进行了对比分析，为改善系统薄弱环节、优化系统性能提供理论依据^[1]。广州裕华兴建筑机械制造有限公司的高明敏分析了水平载荷对施工平台悬挂机构的影响，分析了使悬挂机构水平载荷的形成因素包括风载荷及人为斜拉施工平台两种情况，并按照最危险工况对施工平台承受水平及竖直载荷同时作用时悬挂机构的强度、刚度及稳定性等进行了系统分析，并对行业规范提出了一定的建议^[2]。北京奥宏远工贸有限公司对高空作业施工平台提升机的两种卷绳机构的特点及工作原理进行了分析，提出了两种机构的选用标准，并得出了钢丝绳所受法向压力是影响径向压绳结构提升机发生滑绳和钢丝绳散股故障的重要因素，并提出了开发大提升能力的提升机的卷绳方式的选择^[3]。北京北辰机械厂的喻惠业提出了谐波齿轮传动在吊篮提升机上的应用^[4]。辽宁省安全科学研究院的张华文、张金生等新型高处作业吊篮安全锁试验装置一文，对吊篮用安全锁的试验装置进行了深入研究，模拟了锁绳角度、静置滑移量及自由坠落锁绳距离等试验，该装置对安全锁的各项指标均可进行模拟试验^[5]。但尽管这样，用于施工安装的工法和施工技术规程还处于空白。用于幕墙安装和电梯安装大部分工程仍然采用传统的搭设脚手架施工方法，重点工程所需的专用设备还需要进口。

1.2.3 发展趋势

由于建筑业的快速发展，特别是幕墙业已成为建筑领域一个重要的部分。伴随而来的，对相应的配套设备要求也越来越高，要求作为幕墙安装的高空作业平台具有更大的承载能力，更大的覆盖区域，以能够承担一定的幕墙材料运输的任务，以及适应不同的建筑尺寸。这就要求施工平台生产商不断向大载荷、大跨度、多功能的方向迈进，参与激烈的市场竞争，快速地适应多变的市场需求。同时，安全问题更加不容忽视，多重安全保护系统也成为目前施工平台行业一个较为明确的发展方向。我国高空作业施工平台还存在许多技术问题有待解决，其外观形状、平台工作范围及基本结构变化不明显，产品的品种和规格都与发达国家有较大差距，需要在驱动和摩擦传动方式上加以改进，以达到节能和提高效率的目的；在篮体结构的异形化和模块化组合以及提升能力的不断提高方面需要加以改进，以达到灵活增加工作范围的目的；在悬吊支承结构上需要改进，使施工平台的支承体系多样化和轻便化，以适应不同建筑结构的要求^[6]。总之，国内外施工平台行业都在朝着提高施工效率、操作使用更安全方便、以及节能环保的趋势发展。

1.3 本文研究的目的及意义

我国幕墙业是世界上最大的产能大国。但目前幕墙施工大都仍采用搭设脚手架、施工平台、卷扬机等，没有专用的幕墙安装设备。幕墙安装过程中高空坠落事故频频发生

不仅造成巨大的经济损失，也给施工人员的安全带来了巨大的威胁。因此建筑幕墙安装无脚手架施工装备技术与产业化开发迫在眉睫，只有开发出新型的施工装备才能满足目前市场的需要，满足施工安全的要求，增强参与国际市场的竞争力，提高作业效率和施工质量并改变落后传统的施工工艺。一些重大工程、重点工程为保证施工质量和施工周期，不得不进口国外先进国家产品。2004 年仅进口重大关键施工设备就花费了 300 多亿元人民币。因此，应该尽快开发具有自主知识产权的国产产品，替代进口，参与国际竞争，并填补国内该类产品的空白。为我国建筑业快速发展提供可靠有效的设备保障。

我国市场经济地位逐步确立，建筑业在快速发展，已成为国民经济支柱产业，高层建筑是未来发展趋势，其幕墙安装和电梯安装必将有广阔发展空间。课题成果完成后，将以产业化基地为基础，尽快形成每年 3000 台的批量，同时课题责任单位主动面向全行业推广研究成果，在各地分布建设应用推广基地，形成产业规模，扩大产业化范围，为广大施工企业提供新型施工装备。课题的几项关键技术及专利，均能独立地进行技术转让或对原有技术进行升级改造，推广新技术、新装置、新工艺前景广阔。由于市场需求的不断增加，课题研究成果的日益成熟，实现产业化、规模化生产，拉动整个建筑装备行业技术长足进步，是本课题研究的长远意义。

1.4 本文主要研究的内容

根据项目确定的课题目标与任务要求，针对我国建筑安装坍塌和高处坠落安全事故频发、多发的严峻现实，借鉴国际先进国家的成功经验，结合我国国情，针对量大面广的幕墙安装领域研发相应的无脚手架作业安装产品和技术标准；本文以中国建筑科学研究院建筑机械化分院自主研发的 ZLP800 型高空作业施工平台为原型，运用理论力学、材料力学等基础力学知识及动力学的相关理论，并结合大型有限元分析软件 ANSYS，建立了高空作业施工平台整机的有限元模型，通过对现有高空作业施工平台产品的具体工况分析，结构的受力、强度、刚度分析，对主要承载结构在突然起升工况下的动力冲击进行了动力学分析，研究了施工平台悬挂机构的动态特性及动力响应。采用理论与实验相结合的基本方法总结出一整套科学合理，切实可行的分析计算方法，使其能够应用到大载荷多功能高空作业施工平台的产品开发与理论分析过程中，由于该施工平台产品尚处于研发设计阶段。鉴于此，本文主要从以下几方面内容进行研究：

(1) 以目前广泛应用的 ZLP800 型高空作业施工平台产品为研究对象，运用有限元的基本理论，建立了施工平台的有限元模型，对其在不同工况下结构的受力、强度及刚度进行分析。并将获得的数据进行对比分析，找出整机系统的薄弱环节，提出改进意见。

(2) 对整机结构进行模态分析，提取了前四阶固有频率，主振型及振型图，分析了前四阶固有频率对结构产生的影响，以及结构参数变化时系统固有频率的变化。

(3) 建立了起升系统在动载荷激励下的力学模型，对模型进行分析求解，获得了悬吊平台突然由地面满载起升时的动载荷计算方法及其计算值。

(4) 以动力学相关理论为基础，采用有限元的基本方法，对主要承载结构进行了瞬

态动力学分析，获得高空作业施工平台起升系统的动力响应，包括动应力、动位移仿真云图和典型节点的位移、速度及加速度响应的时间历程曲线，并对结果进行了分析。计算获得了各工况下的起升动载系数，分析了其主要影响因素，并提出改进办法。

第二章 高空作业施工平台有限元模型建立

2.1 有限元分析理论

2.1.1 有限单元法概述

目前在工程领域内常用的数值模拟方法有：有限元法、边界元法、离散单元法和有限差分法，就其广泛性而言，主要还是有限单元法。有限元方法的基础是变分原理和加权余量法，它的基本思想是将问题的求解域划分为一系列的单元，单元之间仅靠节点相连。单元内部的待求量可由单元节点量通过选定的函数关系插值得到。由于单元形状简单，易于平衡关系和能量关系建立节点量的方程式，然后将各单元方程集组成总体代数方程组，计入边界条件后可对方程求解。

作为一种分析工具的有限元法的发展 实质上是从数字电子计算机的出现而开始的。一个连续介质问题的数值解法，基本上需要建立和求解一个代数方程组。在计算机上使用有限元法，就有可能用非常有效的方法建立和求解复杂系统的控制方程组。有限元之所以具有广泛的吸引力，主要是因为他能分析一般的结构或连续体，能够比较容易建立其控制方程，而所建立的系统矩阵具有良好的数值性质。

有限元法首先是在结构力学问题分析的物理基础上发展起来的，但是不久人们就认识到这个方法同样可以用来解决许多其它类型的问题。当给出有限元法的变分公式并在分析中采用了以后，有限元法的普遍性就更为明显了。

目前，有限元法的概念是一个非常广泛的概念。虽然我们只限于结构力学问题的分析，但这种方法能用于各种不同的行业。在实际问题的求解中广泛使用的一种最重要的方法，是基于位移的有限元法，因为这种方法具有简单性、普遍性和良好的数值性质，所以所有较大的分析程序实际上都是根据它来编写的。

有限元分析法（FEA）近年来应用非常广泛，即使是很复杂的应力问题的数值解，应用有限元分析的常规方法都可以得到。从数学角度来看，有限元法基本思想的提出，可以以 1943 年 Cournat 的开创性工作为标志。他第一次尝试应用定义在三角形区域上的分片连续函数和最小位能原理相结合，来求解扭转问题^[7-9]。

从应用角度来看，有限元法的第一次成功尝试，是将刚架位移法推广应用于弹性力学平面问题，这是 Turner、Clough 等人在 1956 年分析飞机结构时得到的成果。他们第一次给出了用三角形单元求得平面应力问题的正确解答。他们的研究工作打开了利用电子计算机求解复杂平面弹性问题的新局面。1960 年 Clough 进一步处理了平面弹性问题，并第一次提出了“有限单元法”的名称，使人们开始认识有限单元法的功效^[10]。

有限元法经历了从上世纪四十年代至今的历程，历经了诞生、发展和完善这三个主要历史时期。在理论上，确认了有限元法是处理连续介质问题的一种普遍方法。在实践方面，有限元法已经在许多学科领域得到广泛应用，已由静力平衡问题扩展到稳定问题、动力问题和波动问题，由弹性力学平面问题扩展到空间问题、板壳问题。分析对象从弹

性材料扩展到塑性、粘塑性、粘弹性和复合材料等，从固体力学领域扩展到流体力学、传热学等连续介质力学领域。

同传统的实验分析方法相比，有限元分析方法具有显著的优越性，它的优点主要有[11-12]：

(1) 可以方便的计算所研究模型任意点的应力和位移状态。

(2) 可以列表显示数据结果，还可以在显示界面上自动给出立体图像。

(3) 一旦实际的物理模型被转化为数学力学模型，就可反复使用同一模型进行各种加载状况的计算，保证了模型的完全相似。

(4) 还可以用同一种计算机程序来对多种不同模型进行计算分析。

(5) 在计算机的帮助下，大量的数据处理变得较为容易，不管研究对象的几何形状、材料性质、支持条件等多么复杂，都能进行求解分析，并迅速得出结果。为了验证其分析结果是否正确，有时需要用已知的基础知识、实际经验加以验证、判断，必要时可以运用实验应力分析法，或根据客观依据，总结出符合实际的规律性，使得结果更具有科学性和可信性。

2.1.2 有限元法的发展及其在各领域的应用

“有限元”这一概念早在 40 年代就提出来了，50 年代初期曾将其应用于结构设计，但由于计算过于复杂，又没有先进的计算工具，其应用受到了制约。随着 60 年代初计算机的飞速发展，有限元方法才得到了快速发展，目前被作为主要技术手段应用于现代工程设计中。所以说有限元方法的产生是与计算机技术的发展密不可分的。在电子计算机广泛用于工程设计以前，也有许多数值计算方法，例如有限差分法，它基于直交网格系列，计算格式比较简便，但边界适应性较差。有限元法由于节点可以任意配置，对复杂形状的物体可以使边界节点完全落在区域边界上，因而在边界上给出良好的逼近；对于由几种材料组合而成的物体，可以把单元的一边取在分界面上而得到较好的处理，并可根据实际需要，在一部分求解区域中（如应力集中处）配置较密集的节点，而在另一部分求解区域配置较稀疏的节点，使其在不过分增加节点总数的情况下，提高计算精度。而这些优点，对于采用直交网格的有限差分法是难以实现的。又如里兹法，它是古典变分法，这种方法对具有复杂形状的区域，由于光滑的坐标函数（它必须满足某些边界条件）实际上无法选取，故很难采用。而有限元法则通过离散化处理，用构造分块光滑的（有时是近似的）坐标函数克服了这一困难^[7]：

这一方法最初应用于宇航工程，并迅速推广于造船、土木工程、机电工业等部门。有限元方法经过 20 多年的发展，作为一种结构分析技术来讲，未来的发展主要是在各个工程领域中的应用和提高，并完善有限元方法的基本技巧。随着计算机辅助设计（CAD）在工程设计中的广泛应用，已与优化设计形成集成的有限元分析系统，即通过计算机建立计算模型—有限元分析—最优结构设计—结果图形显示—判断决策—修改结构形状—有限元分析……直至满足设计要求为止。要准确地掌握这集成系统的使用方法，正确无

误的分析策略和对分析结果做出的正确判断，需要有丰富的工程设计经验，利用人工智能技术，形成智能性的有限元分析系统，即形成有限元专家系统。

2.2 有限元分析软件 ANSYS 简介

2.2.1 ANSYS 软件介绍

ANSYS 软件是融合结构、热、流体、电磁、声学于一体的大型通用有限元分析软件，可广泛用于核工业、铁道、石油化工、航空航天、机械制造、能源、汽车交通、国防军工、电子、土木工程、造船、生物医学、轻工、地矿、水利、日用家电等一般工业及科学研究。该软件可在大多数计算机及操作系统中运行，从 PC 到工作站直到巨型计算机，ANSYS 文件在其所有的产品系列和悬吊平台上均兼容。它开发了第一个集成的计算流体动力学 (CFD) 功能，亦是第一个并且是唯一一个开发了多物理场分析功能的软件。

ANSYS 的多物理场耦合功能，允许在同一模型上进行各式各样的耦合计算成本，如：热-结构耦合、磁-结构耦合以及电-磁-流体-热耦合，在 PC 上生成的模型同样可运行于巨型计算机上，这样就确保了 ANSYS 对多领域多变工程问题的求解^[13]。

2.2.2 ANSYS 软件组成与特点

ANSYS 软件的组成主要包括三个部分：前处理模块、分析计算模块和后处理模块^[14-15]。

1. 前处理模块

它为用户提供了一个强大的实体建模及网格划分工具，用户可以便捷地构造有限元模型，软件为用户提供 100 余种单元类型，用来模拟工程中的各种结构和材料。

(1) 实体建模。

- a. 参数化建模。
- b. 体素库及布尔运算。
- c. 拖拉、旋转、拷贝、蒙皮、倒角等。

(2) 多种自动网格划分的工具，自动进行单元形态、求解精度检查及修正。

- a. 自由/映射网格划分、智能网格划分、自适应网格划分。
- b. 复杂几何体 Sweep 映射网格生成。
- c. 六面体向四面体自动过渡网格：金字塔形。
- d. 边界层网格划分。

(3) 在几何模型或 FE 模型上加载：点载荷、分布载荷、体载荷、函数载荷。

(4) 可扩展的标准梁截面形状库。

2. 分析计算模块

包括结构分析(可进行线性分析、非线性分析和高度非线性分析)、流体动力学分析、电磁场分析、声场分析、压电分析以及多物理场的耦合分析，可模拟多种物理介质的相互作用，具有灵敏度分析及优化分析能力。

3. 后处理模块

可将计算结果以彩色等值线显示、梯度显示、矢量显示、粒子流迹显示、立体切片显示、透明及半透明显示（可看到结构内部）等图形方式显示出来，也可将计算结果以图表、曲线形式显示或输出。具体如下显示：

(1) 计算报告自动生成及定制工具，系统能够自动的生成一份符合要求格式的计算报告。

(2) 结果显示菜单：图形显示、抓图、结果列表。

(3) 图形：云图、等值线、矢量显示、粒子流迹显示、切片、透明及半透明显示、纹理。

(4) 梁、管、板、复合材料单元及结果按实际形状显示，显示横截面结果：显示梁单元弯矩图。

(5) 显示优化灵敏度及优化变量曲线。

(6) 可生成结果的动画显示，并可以独立保存及重放。

(7) 3D 图形注释功能。

(8) 直接生成 BMP、JPG、VRML、EMF、PNG、PS、TIFF、HPGL 等格式的图形。

(9) 计算结果排序、检索、列表及再组合。

(10) 提供对计算结果的加、减、积分、微分等计算。

(11) 显示沿任意路径的结果曲线，并可进行沿路径的数学计算。

ANSYS 软件的特点主要有以下几个方面：

1. 建模能力强

ANSYS 可以灵活自由的建立实体模型、定义材料特性、各种载荷、以及边界条件等；可以根据问题的特殊要求来划分网格；具有子结构、子模型等高级功能。

2. 求解能力强

具有多种方程求解器，可以求解各种大型矩阵，且精度较高。包括：波前求解器、预条件共轭梯度求解器、雅克比共轭梯度求解器、不完全乔列斯基共轭梯度求解器等。有直接解法、迭代求解法、模态特征值计算法、流体力学求解法等多种求解方法。

3. 具有强大的后处理功能

可获得任何节点、单元的数据。具有列表输出、图形显示、动画模拟等多种数据输出形式，具有时间历程分析功能，可叠加不同载荷工况以及进行各种数学计算等功能。

4. 开放性好

允许用户在 ANSYS 系统上进行二次开发和扩展一些新的用户功能，包括在用户程序中调用 ANSYS 系统、开发新的用户单元、在 ANSYS 系统中调用用户子程序。如用户可以自己编写一些命令流，放在指定的 APDL 文件夹中，可以在界面中添加多种快捷键，提高用户操作的速度，为用户提供便捷。

2.2.3 ANSYS 软件基本功能

1. 结构静力分析

该功能用于求解稳定外载荷引起的系统或部件的位移、应变、应力和力。静力分析很适合求解阻尼和惯性对结构影响较小的问题，例如确定结构中的应力集中现象。ANSYS 程序中的静力分析不仅可以进行线性分析，而且也可以进行非线性分析，如塑性、蠕变、膨胀、大变形、大应变及接触分析。

2. 结构动力学分析

结构动力学分析用来求解随时间变化的载荷对结构或部件的影响。与静力分析不同，动力分析要考虑随时间变化的力以及它对阻尼和惯性的影响。ANSYS 可进行的结构动力学分析包括：模态分析、瞬态动力学分析、谐响应分析及随机振动响应分析。

3. 结构非线性分析

结构非线性导致结构或部件的响应随外载荷不成比例变化。ANSYS 程序可求解静态和瞬态非线性问题，主要包括材料非线性、几何非线性及单元非线性三种问题。

除以上几种分析功能外，ANSYS 强大的分析功能还有运动学分析、热分析、电磁场分析、流体动力学分析、声场分析和压电分析等基本分析功能。ANSYS 可以完成的高级分析功能有：多物理场耦合分析（大多数的工程分析都要用到耦合场的功能）、优化设计、拓扑优化、单元的生死及用户可扩展功能（UPF）^[16-17]。

2.3 有限元模型的建立

2.3.1 结构特点及基本参数

ZLP800 大型高处作业施工平台主要由悬挂机构、单层平台、提升机、安全锁等组成，其结构如图 2-1 所示。

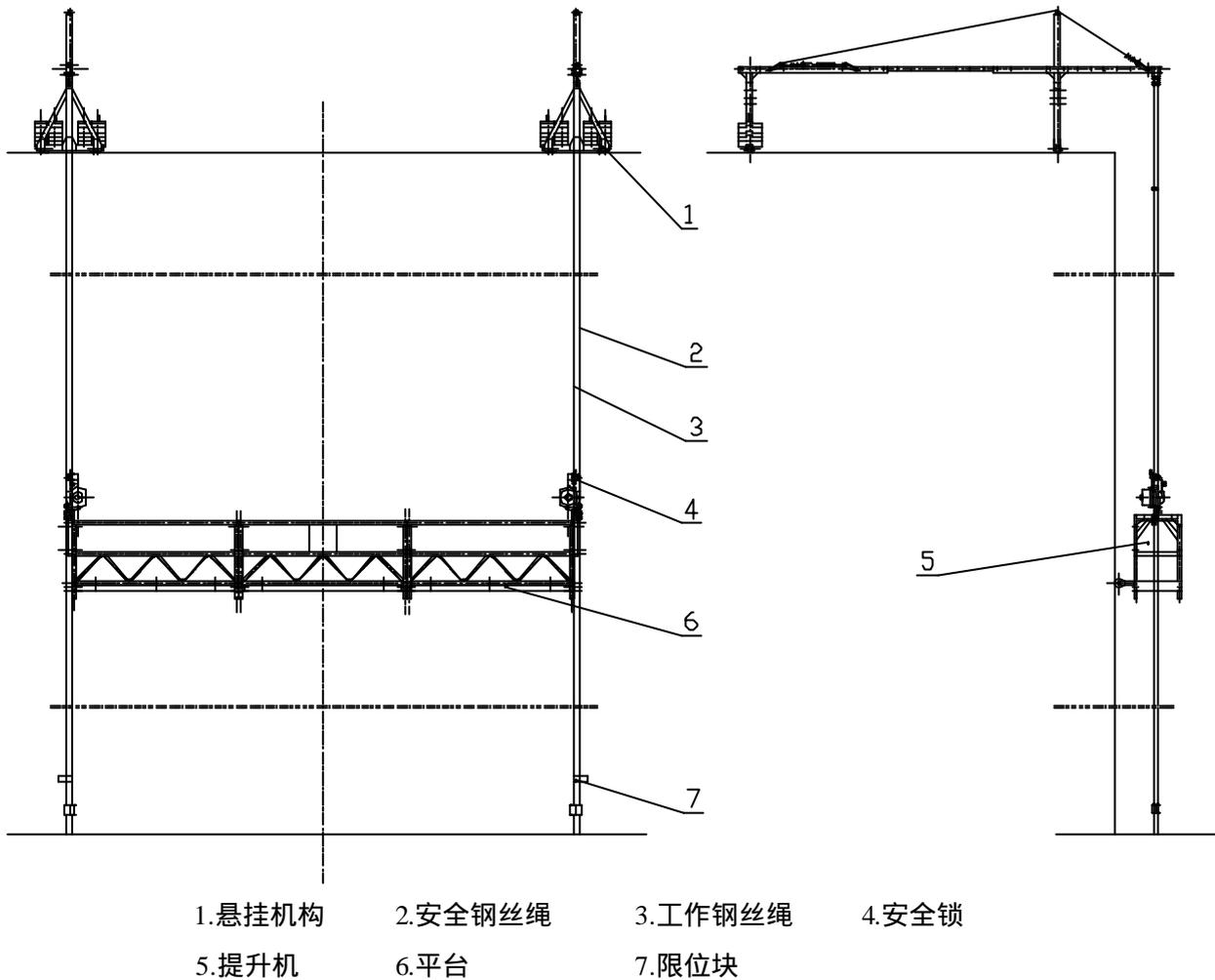


图 2-1 整机结构简图

施工平台在下列环境下应能正常工作：

- (1) 环境温度-20 ~+40 ；
- (2) 环境相对湿度不大于 90% (25)；
- (3) 电源电压偏离额定值±5%；
- (4) 工作处阵风风速不大于 8.3m/s (相当于 5 级风力)。

主要技术性能参数如下：

额定载重量：800kg；	升降速度：7~9m/min
平台尺寸：3×(2500×760×1220)(mm)；	整机质量：1100kg；
平台质量：650kg；	悬挂机构：450kg；
配重：1000kg；	提升机提升载荷：> 800 kg
电动机型号：YEJ100LA-4；	电动机电压：380v；
电动机功率：2.2kw×2；	电动机转速：1420r.p.m
钢丝绳：8.6mm 破断拉力不小于 70266N	

2.3.2 建模方案分析

为了保证结构有限元法分析结果的准确而将模型建得较复杂，会对网格划分及后面

的求解造成很大的影响。这就要求在建立有限元模型时应考虑两方面因素：一是计算模型必须具有足够的准确性；二是计算模型必须具有良好的经济性。就施工平台结构的有限元分析来说，如果为满足计算精度的要求，完全如实反映施工平台的结构，则对计算资源有很高的要求，也极大的延长了计算时间。一般认为过分地关注细节并不会给整体分析带来太大的好处，相反会导致计算成本的增加。在建立有限元模型时，应在基本上能够反映结构实际情况的基础上作一些简化处理，剔除一些并不会给模型带来较大影响的细节部位，缩短前处理、数据准备工作和计算机计算时间，从而减少计算费用^[18]。

实际施工平台结构有一定的复杂性，既包括悬挂机构、悬吊平台的钢结构框架，机械部分的提升机传动机构、安全锁机构，还包括电机、控制箱这样的电器部分，实际工作过程中平台上载荷的作用位置、以及平台高度都在不断变化，自然条件（如风载荷）也将对施工平台结构产生一定的影响。在建立有限元模型时无法将所有这些因素都考虑进去，因此在保证计算的准确性前提下分析一台高空作业施工平台时必须对其进行一定的简化，以减小计算规模，节省计算机资源，力求使模型能够反映施工平台结构的真实力学特性。在建立模型过程中，对于焊接、铆接及螺栓连接等均采用节点合并技术处理。由于本文主要对施工平台整机结构进行分析，故可忽略一些微小结构造成的局部应力集中对整机结构性能的影响，进行以下简化^[19-20]：

（1）忽略施工平台悬挂机构、悬吊平台上所有螺栓、螺栓孔、销孔及倒角等对分析影响不大的微小结构。

（2）忽略各连接处的筋板作用。忽略非承载构件的影响。

（3）不考虑焊缝材料特性的变化，认为焊接处的材料特性与相邻结构的材料特性相同。事实证明，良好的焊缝质量可以减少应力集中。

（4）忽略了配重块结构，认为悬挂机构与屋面固定，建模时对其进行位移约束。

（5）由于主要分析施工平台整机结构的动力学响应，提升机对本文的结构分析影响不大，故在建模时对其进行简化，将其质量转化到提升机安装架，以保证整机质量不减少。

2.3.3 单元选择及单元特性

高空作业施工平台属于三维空间结构，建模时要求选择三维的有限元单元进行模拟，建立整机的有限元模型。其中悬挂机构主要为方钢管和钢丝绳。篮体四周篮片结构采用方钢管焊接及螺栓连接而成，篮体底部结构由角钢及防滑钢板焊接而成，其中方钢管采用梁单元进行模拟。在 ANSYS 中，三维梁结构的单元有 BEAM4、BEAM188、BEAM189。这些单元各具特点，可以满足不同的分析要求。其中 BEAM4 单元具有拉伸、压缩、扭转和弯曲能力，用来模拟三维一般梁、刚架结构。BEAM188/BEAM189 单元建立在 Timoshenko 梁分析理论基础上，除了保持了梁的近似描述三维实体结构的一维构件特点外，还增强了梁的横截面定义功能，使用者可以很方便的选择自己需要的截面形状，进行相应尺寸设置，即可得到所需截面的梁。又对梁构件另外两维的可视化特性进行一定

改进。考虑了剪切变形对分析结果的影响，在单元插值函数中，截面转动和挠度分别进行各自独立插值，ANSYS 分析软件中 BEAM188 单元为线性梁单元，BEAM189 单元为二次 3 节点梁单元，该单元具有更强的非线性分析功能。本文悬挂机构的所有梁单元均选择 BEAM188 单元进行模拟。钢丝绳拉索一般选用杆单元来模拟，ANSYS 中提供了三维杆单元 LINK8、LINK10 等单元来模拟 3D 杆结构。其中 LINK8 是轴向的拉伸-压缩杆件单元，具有两个节点，每个节点有三个平移自由度（沿 X，Y 以及 Z 方向），施工平台结构中钢丝绳主要用于悬挂机构的张紧钢丝绳，以及悬吊平台起升时的起升钢丝绳及安全钢丝绳，其主要承受拉力，三维杆单元 LINK10 是一个 2 节点 3 自由度的轴向仅受拉或仅受压的杆单元，适合于模拟悬挂机构的钢丝绳拉索，钢丝绳的预应力值通过设置 LINK10 单元的预应变大小来实现^[21-24]。各部分结构的单元及截面类型及实常数如表 2-1。

2.3.4 基本假设

根据施工平台的结构特点及工作状况，对其进行以下基本假设：

- (1) 施工平台整机结构在线弹性范围内工作；
- (2) 悬吊平台离地起升时，相对于钢丝绳的整体长度，其变化长度较小，工作过程中可忽略钢丝绳长度变化对结构强度及刚度的影响；
- (3) 施工平台的悬挂机构及悬吊平台的各部件采用螺栓连接，由于本文针对整机结构进行分析，故本文假设螺栓强度足够，不发生破坏，简化后的各个结构件之间可视为刚性连接。

表 2-1 单元及截面类型及实常数表

结构名称	单元类型	截面尺寸 (mm)	截面 ID 及实常数	
悬挂机构前、后梁及立柱	BEAMA188	?80×80×4	梁单元截面 ID 号	ID=1
悬挂机构中梁	BEAMA188	?70×70×4		ID=2
前立柱斜支撑	BEAMA188	?60×80×4		ID=3
悬吊平台栏杆及提升机安装架	BEAMA188	?40×60×2.5		ID=6
悬吊平台栏杆加强管	BEAMA188	? 25×1.5		ID=8
悬吊平台底架角钢 1	BEAMA188	? 45×45×3		ID=5
悬吊平台底架角钢 2	BEAMA188	? 45×100×5		ID=4
悬吊平台防滑板	SHELL63			厚度 =2.5mm
钢丝绳	LINK10	8.6	实常数 面积 58.088mm ² 初始应力 96MPa	

2.3.5 边界条件的模拟

悬挂机构后座的配重块主要用于限制悬挂机构竖向位移，防止施工平台产生倾翻，

本文假设配重重量足够使悬挂机构不至产生倾翻，建模时可以忽略配重块的作用，约束后支座的所有位移，即可实现等效作用。悬挂机构放置于建筑物的顶面，相对较为固定，为了反映前悬臂梁受载的真实情况，约束前支座的所有位移。悬吊平台在施工过程中沿着建筑物表面实现起升下降等运动，平台与建筑物表面接触处有靠墙轮机构，故悬吊平台在垂直于建筑物表面的方向上一般不会产生位移，由于有限元分析软件 ANSYS 中无法对静不定结构进行分析计算，故约束了悬吊平台在垂直于建筑物表面的方向上的线位移 UZ，以获得同实际工况更为接近的有限元模型。

2.3.6 建模时的关键技术处理

在建立整机有限元模型的过程中，存在一些技术难点，主要有以下几点：

(1) 悬吊平台底板防滑板与横向加强梁的节点耦合处理。

在建立悬吊平台的有限元模型时，由于平台底板的防滑板属于板单元，建模时采用 SHELL63 单元进行模拟，而每节底板都有 6 根横向加强角钢，角钢在建模时选择梁单元 BEAM188 来模拟，实际结构中，整张防滑板是与每根角钢通过焊接连接在一起的，建模时为了能够真实的反应底板的受力变形状态，此处必须采用节点耦合的方式来模拟焊接的状态。如果不进行耦合处理，在分析时对平台底板施加垂直于底板的载荷时，会导致板与梁分离，不仅会出现过大变形，还会导致 ANSYS 无法求解。因此，本文对该问题进行耦合处理，将防滑板上与每根加强角钢对应的所有节点分别两两耦合，模拟二者之间的焊接状态。进行耦合处理的平台模型如图 2-2 所示。

(2) 各节平台单元之间的螺栓连接的简化处理。

实际安装中，每节平台单元之间是采用螺栓连接的，这样既便于拆装，有可以方便的进行各种长度尺寸的组合，建立有限元模型时，对该连接的处理具有一定难度，平台框架均采用梁单元来模拟，两个相邻平台单元的竖梁如果采用共用关键点的办法来建立模型，会使两根梁在空间上处于重合位置，与实际结构有误差。考虑采用节点耦合来处理，既满足了同实际结构完全相同的要求，还满足了螺栓连接后截面积加倍的要求。具体耦合情况见图 2-2。

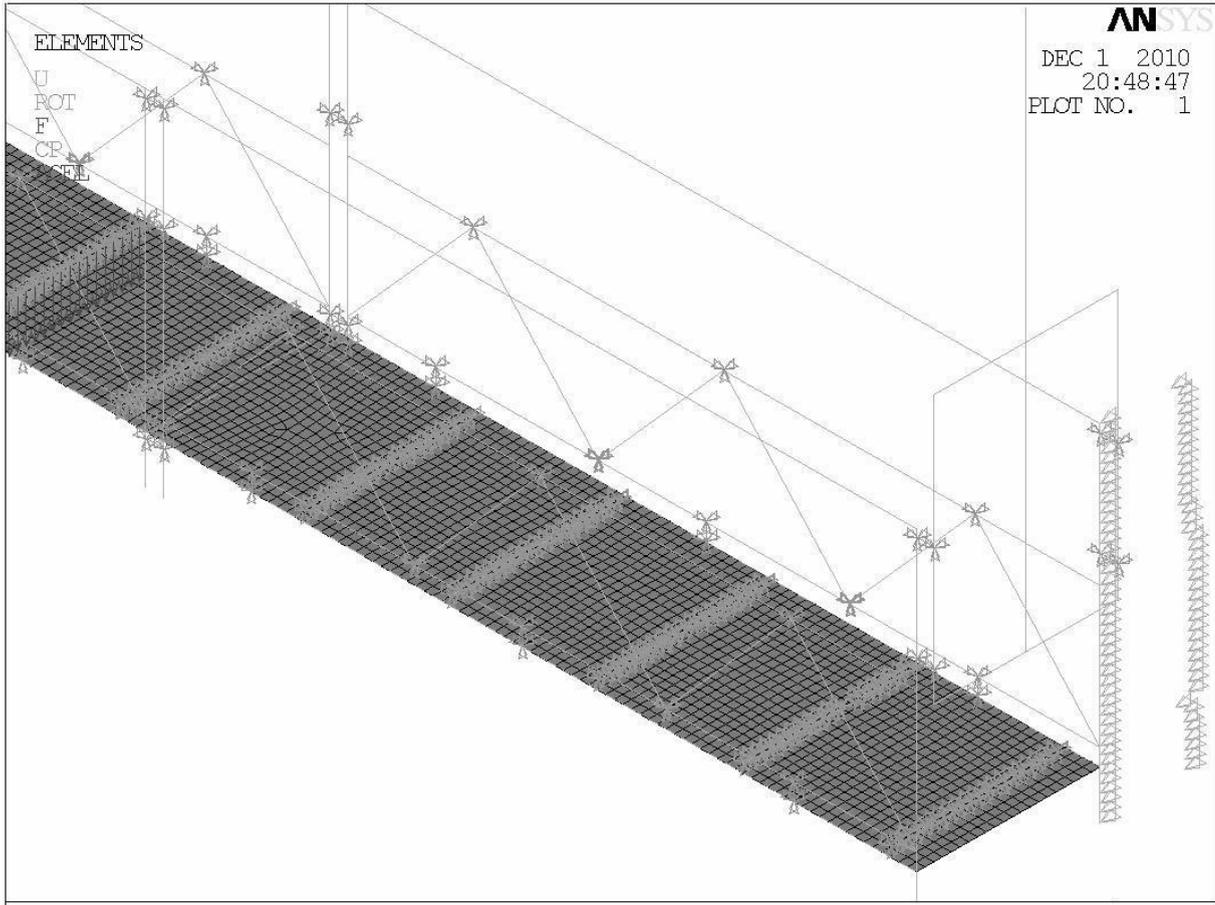


图 2-2 耦合处理的悬吊平台有限元模型

2.3.7 高空作业施工平台整机有限元模型

本文以目前应用较为广泛的 ZLP800 型高空作业施工平台为原型，进行有限元分析求解。对整机结构进行合理简化，定义各结构件的截面参数，选择 Beam188 单元模拟梁，Link10 单元模拟钢丝绳拉索。将各梁杆结构的端点定义为关键点，通过划分单元，建立高空作业施工平台的整机有限元模型，模型共有 14220 个单元、15895 个节点。施工平台整机有限元模型如图 2-3 所示。悬挂机构有限元模型如图 2-4 所示。

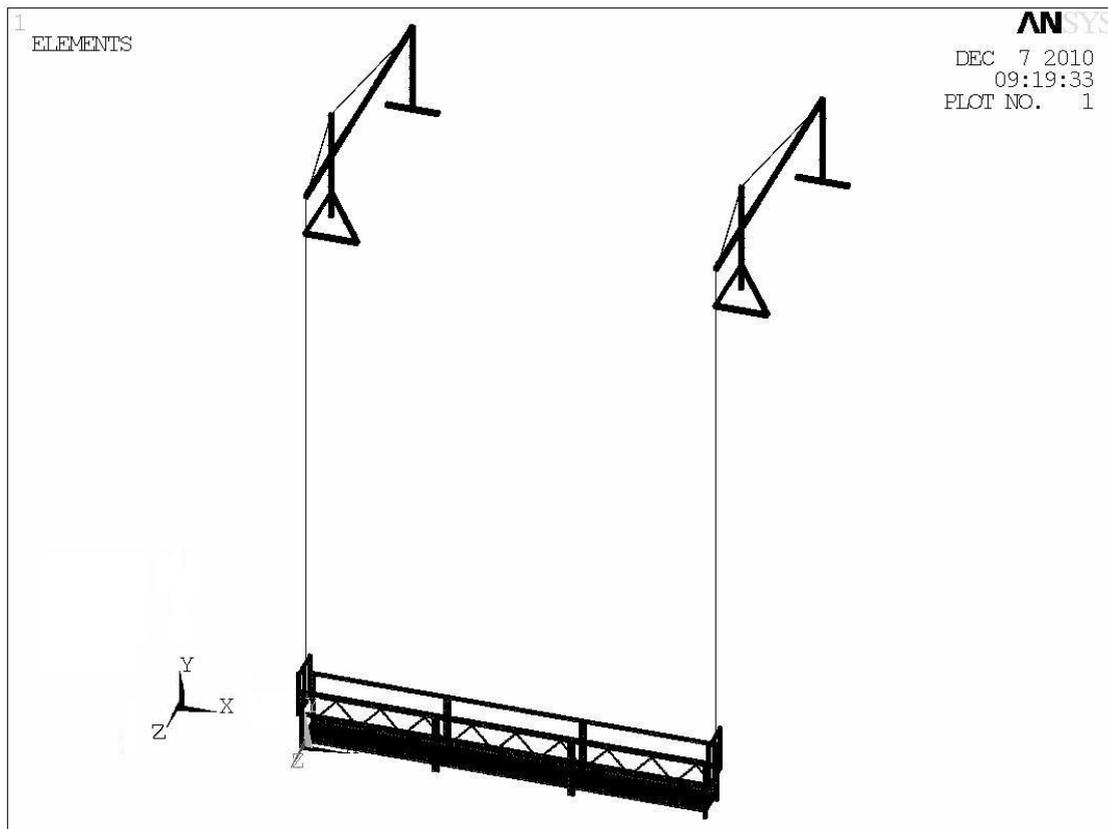


图 2-3 高空作业施工平台整机有限元模型

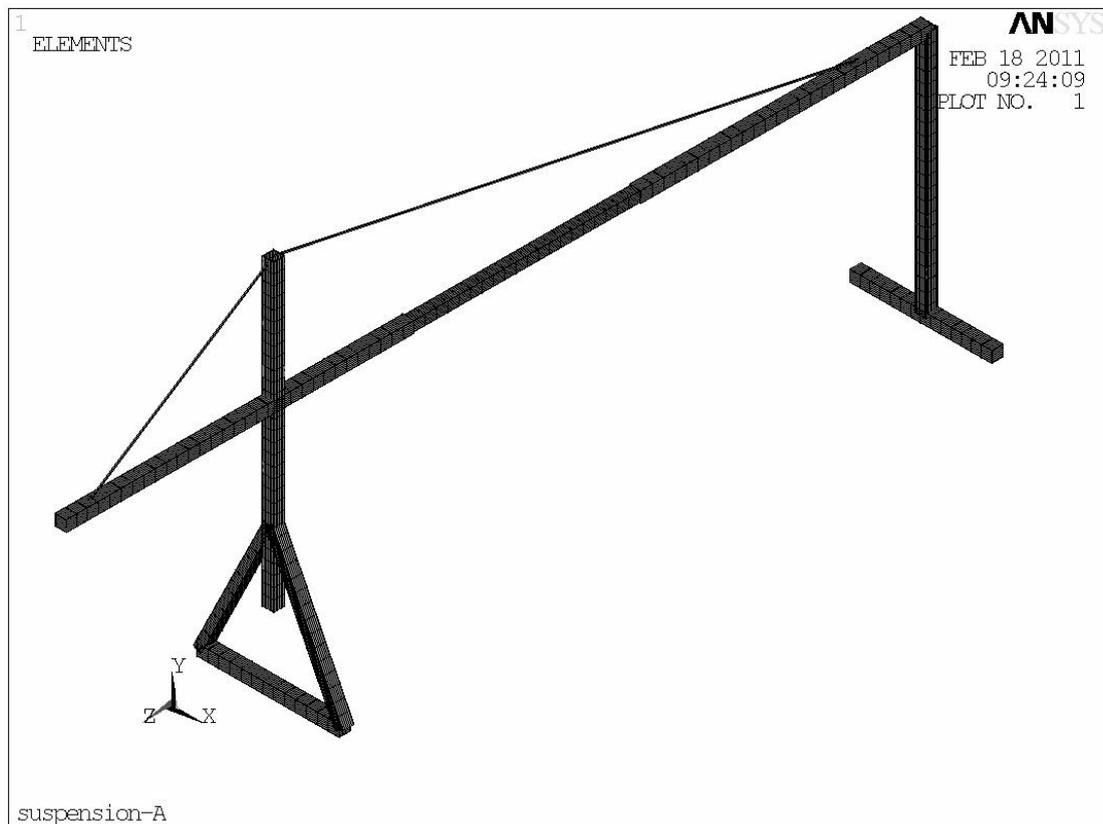


图 2-4 高空作业施工平台悬挂机构有限元模型

第三章 高空作业施工平台结构静力学分析

3.1 引言

作为高空作业设备，施工平台实际工作环境较为恶劣，工况较为复杂，正确的操作使用可以减少或者消除安全隐患。本章从静力学角度来分析整机及主要承载结构的力学性能，从一定程度上可以为操作者提供一定的数据参考。本章以几种特殊工况为例，对整机及主要承载构件的强度、刚度情况进行了求解分析，从静力学的角度来分析整机系统的关键部件及薄弱环节，从而为该设备的维护使用以及大载荷多功能悬吊平台的设计研发提供一定的依据。

3.2 结构静力分析的有限单元理论

有限元法是将结构细分成有限个单元，每个单元以节点相连，两相邻单元共用节点的位移、斜率、曲率必须一致，而两节点之间的位移则同节点位移和变形函数相关。将载荷作用于节点，不论结构多么复杂，利用有限元法将其离散化，建立的方程式均为统一的矩阵形式。以静态强度分析为例，系统方程式如下所示^[25-28]：

$$[K] \cdot \{X\} = \{F\} \quad (3-1)$$

其中 $[K]$ 为刚度矩阵，表示节点载荷 $\{F\}$ 与节点自由度位移 $\{X\}$ 的相关性。有限元法将结构（或物理系统）分割成单元，并接合在一起形成网架结构，相邻元素有共同的节点，元素内部的变形位移量（或物理量）近似的以节点位移量（或物理量）的内插函数表达。作用在结构（或物理系统）上的外力及力矩作用在节点上，因此由节点的作用效应及节点反应关系式构成了结构（或物理系统）的离散化方程式，在已知作用外力及力矩（或外激效应）时，求解此方程式，得到结构在各节点的位移（或物理量）。

其分析计算的思路可归纳如下：

1. 物体离散化

将某个工程结构离散为由各种单元组成的计算模型，这一步称作单元剖分。离散后单元与单元之间利用单元的节点互相连结起来；单元节点的设置、性质、数目等应视问题的性质，描述变形形态的需要和计算精度而定（一般情况，单元越细则描述变形情况越精确，即越接近实际变形，但计算量越大）。所以有限元中分析的结构已不是原来的物体或结构体而是同样材料的由众多单元以一定方式连接成的离散物体。这样，用有限元分析计算所获得的结果只是近似的。如果划分单元数目足够多而又合理，则所获得的结果就与实际情况足够接近。

2. 单元特征分析

(1) 选择位移模式

在有限单元法中，选择节点位移作为基本未知量时称为位移法；选择节点力作为基本未知量时称为力法；取一部分节点力和一部分节点位移作为基本未知量时称为混合法。位

移法易于实现计算机自动化，所以在有限元法中位移法应用范围最广。

当采用位移法时，物体或结构离散化之后，就可把单元中的一些物理量如位移、应变和变力等由节点位移来表示。这时可以对单元中位移的分布采取一些能逼近原函数的近似函数予以描述。通常，有限元法中我们就将位移表示为坐标变量的简单函数。这种

函数称为位移模式或位移函数， $y = \sum_{i=1}^n a_i y_i$ 其中 a_i 是特定系数， y_i 是与坐标有关的某种函数。

(2) 分析单元的力学性质

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

(3) 计算等效节点力

物体离散化后，假定力是通过节点从一个单元传递到另外一个单元。但是对于实际的连续体，力是从单元的公共边界传递到另外一个单元中去的。因此，这种作用在单元边界上的表面力、体积力或集中力都需要等效地移到节点上去，也就是用等效的节点力来替代所有作用在单元上的力。

(4) 单元组集

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

$$[K] \cdot \{X\} = \{F\} \quad (3-2)$$

其中 $[K]$ 为刚度矩阵，表示节点载荷 $\{F\}$ 与节点自由度位移 $\{X\}$ 的相关性。

(5) 求解位置节点位移

解有限元方程式得出位移。这里，可以根据方程组的具体特点来选择合适的计算方法。

3.3 静力分析中的计算载荷与载荷工况

3.3.1 计算载荷

作用在施工平台结构上的外载荷有：起升载荷、结构自重载荷、突然起动制动时的冲击载荷、风载荷以及人为斜拉悬吊平台产生的载荷。这些载荷的共同作用构成了静力分析的计算载荷。下面分别对每种载荷进行数值计算：

1. 起升载荷 Q

本文以 ZLP800 型高空作业施工平台为计算模型，额定载荷为 800kg，进行静力分析时按照最大起升量计算，则起升载荷：

$$Q = m_{\text{额}} g = 800 \times 10 = 8000 \text{N} \quad (3-3)$$

2. 自重载荷 W

施工平台的自重主要包括悬吊平台、悬挂机构、提升机、钢丝绳，其中平台部分包括提升机质量为 650kg，悬挂机构质量为 450kg，钢丝绳按照每百米 32.4kg 计算，ANSYS 软件根据达朗伯原理计算惯性力（包括重力），在对施工平台结构进行分析时，输入重力加速度，系统会自动计算出结构的自重，均匀施加在结构上。

作用于悬挂机构上的自重载荷（钢丝绳按照 100m 计算）：

$$W = (m_{\text{台}} + m_{\text{绳}}) \times g = (650 + 32.4) \times 10 = 6824\text{N} \quad (3-4)$$

3. 风载荷 F_w

施工平台在高空作业时要承受一定的风载荷，根据 GB19155《高处作业施工平台》中的规定，施工平台在结构设计时，应考虑风载荷的影响：在工作状态下，应能承受的基本风压值不低于 500Pa；在非工作状态下，当施工平台安装高度=60m 时，应能承受的基本风压值不低于 1915Pa，每增高 30m，基本风压值增加 165Pa；施工平台的固定装置结构设计风压值应按 1.5 倍的基本风压值计算^[29]。

施工平台在高空作业时，风载荷作用于悬吊平台钢架结构以及作业人员上，使悬吊平台在工作平面内轻微晃动，起升钢丝绳跟随悬吊平台一起摆动，将使钢丝绳与竖直方向产生一个倾角，进而将对悬挂机构产生横向载荷作用。倾角越大，悬挂机构受到的横向载荷就越大。风载荷的计算根据吊篮国家标准 GB19155 中规定的风压值以及起重机设计规范 GB3811 中关于风载荷的计算方法计算得到，当起升钢丝绳的长度较大时，钢丝绳上所受的风载荷也应予以考虑。

对于 ZLP800 型高空作业施工平台，其悬吊平台部分长度为 7.5m，宽度为 0.69m，两侧围栏高度为 1.1m，按照工作时可承受的最大风压为 500Pa 计算，悬吊平台宽度方向的结构充实率按 0.549 计算，长度方向结构充实率按 0.24 计算，则可以分别得到悬吊平台上宽度方向和长度方向的风载荷为^[30]：

$$P = C_p \rho A \quad (3-5)$$

其中 C 为风力系数； ρ 为工作状态的计算风压，单位为：N/m²；A 为构件垂直于风向的实体迎风面积，单位为：m²。故可计算得悬吊平台风载荷为：

$$P_{WZ\text{台}} \sim 3126\text{N}, P_{WX\text{台}} \sim 933\text{N}$$

钢丝绳上的风载荷按照风力系数 1.1 计算，钢丝绳长度按照 100m 计算，每个施工平台工作时两根钢丝绳承受风载荷，故计算得： $P_{W\text{绳}} \sim 946\text{N}$

则总的风载荷为：

$$P_{WZ} \sim 4072\text{N}, P_{WX} \sim 1879\text{N}$$

4. 人为斜拉悬吊平台产生的横向载荷

人为导致的悬吊平台偏移对悬挂机构产生的作用力可以通过钢丝绳的偏移角度来计算，设钢丝绳在 YOZ 平面内的偏移角度为 α ，在 XOY 平面内偏移角度为 β ，则可计算得：

$$P_{MZ} = (Q+W) \operatorname{tga}$$

$$P_{MX} = (Q+W) \operatorname{tg}\beta$$

对于本机型悬吊平台自重加上额定载重量总和为 1450kg，如果钢丝绳的偏移角度为 $\alpha=5^\circ$ 或 $\beta=5^\circ$ ，再考虑到施工平台的动载系数为 1.25，则由人为导致的横向载荷为：

$$P_{MZ} = P_{MX} = 1586\text{N}$$

如果钢丝绳的偏移角度为 $\alpha=10^\circ$ 或 $\beta=10^\circ$ ，则人为导致的横向载荷为：

$$P_{MZ} = P_{MX} = 3196\text{N}$$

3.3.2 载荷工况

根据 GB19155 中的规定，以及对施工平台在施工现场使用情况的了解，本章主要对以下四种载荷工况进行静力学分析：

(1) 额定载荷均布

(2) 125% 额定载荷均布（承受动力试验载荷）

(3) 额定载荷偏置（标准中规定：试验偏载荷是指重心位于悬吊平台一端总长度 1/4 处的额定载重量所产生的重力）

(4) 横向载荷作用（风载荷及人为造成的横向载荷，考虑到风载荷和人为造成的横向载荷同时出现的可能很小，因此，进行分析加载时选择二者中较大的一个，作为横向载荷，进行求解计算）

3.4 施工平台结构有限元静力分析

3.4.1 加载及求解

(1) 定义有限元分析类型

在 ANSYS 软件中用于定义静力分析的选项如下：Analysis Type>Static。

(2) 约束的处理

施工平台整机系统工作时，悬挂机构固定于建筑物屋顶相对较平整的地方，悬挂机构前端悬臂段伸出屋顶边缘一段距离。悬吊平台通过起升钢丝绳与悬挂机构相连接，连同提升机、安全锁等构成施工平台的起升系统，悬吊平台与建筑物外立面接触点安装有靠墙轮机构，当施工平台沿竖直方向上下运动时，靠墙轮机构会使悬吊平台较平稳的实现升降运动。

在整机运转过程中，悬挂机构属于固定装置，也是起升载荷的主要承载机构，从整机的安全性、稳定性、可靠性等角度考虑，悬挂机构的作用尤为重要。因此，对施工平台整机系统进行有限元静力分析时，由于施工平台整机主要由悬挂机构、钢丝绳及悬吊平台组成，钢丝绳属于柔性体，通过提升机-钢丝绳系统把各部分连接构成整个起升系统。外载荷作用于悬吊平台，载荷通过平台传递到钢丝绳，再传递到悬挂机构，同时悬挂机构又承受平台自重，最终由额定载荷及平台自重共同构成了起升载荷，并以集中力的形式作用于悬挂机构前悬臂梁的钢丝绳悬吊点处，也就是说，悬挂机构是载荷的最终承受者。

整机有限元模型额定载荷静力分析：

依据 ANSYS 静力分析方法，对整机模型额定载荷作用下的位移应力情况进行求解计算，加载及求解结果如图 3-1、3-2 所示。

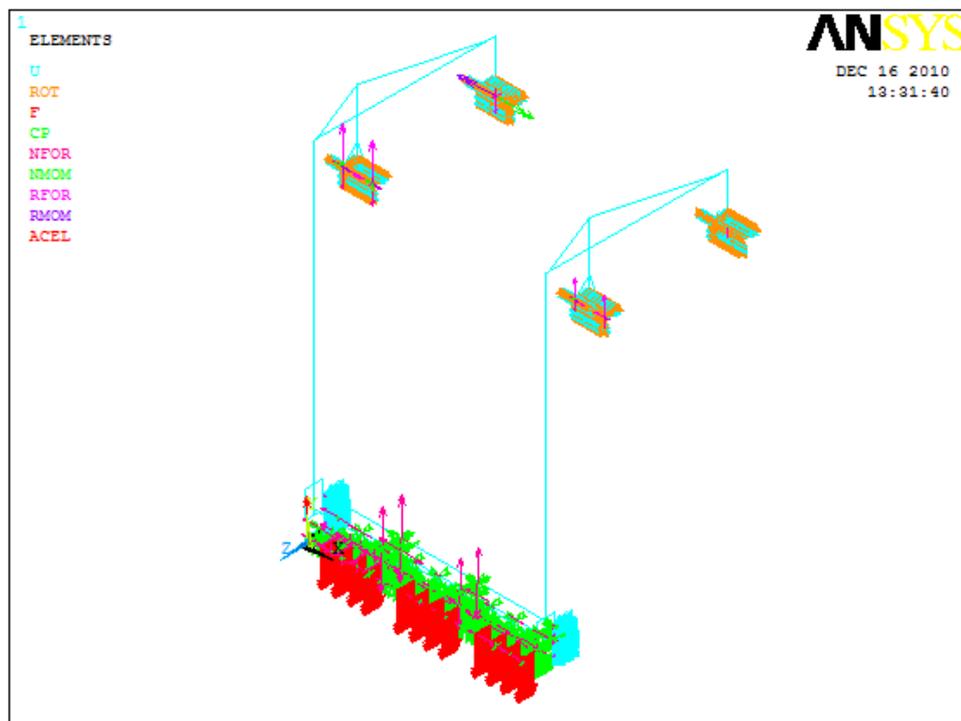


图 3-1 整机模型静力分析加载图

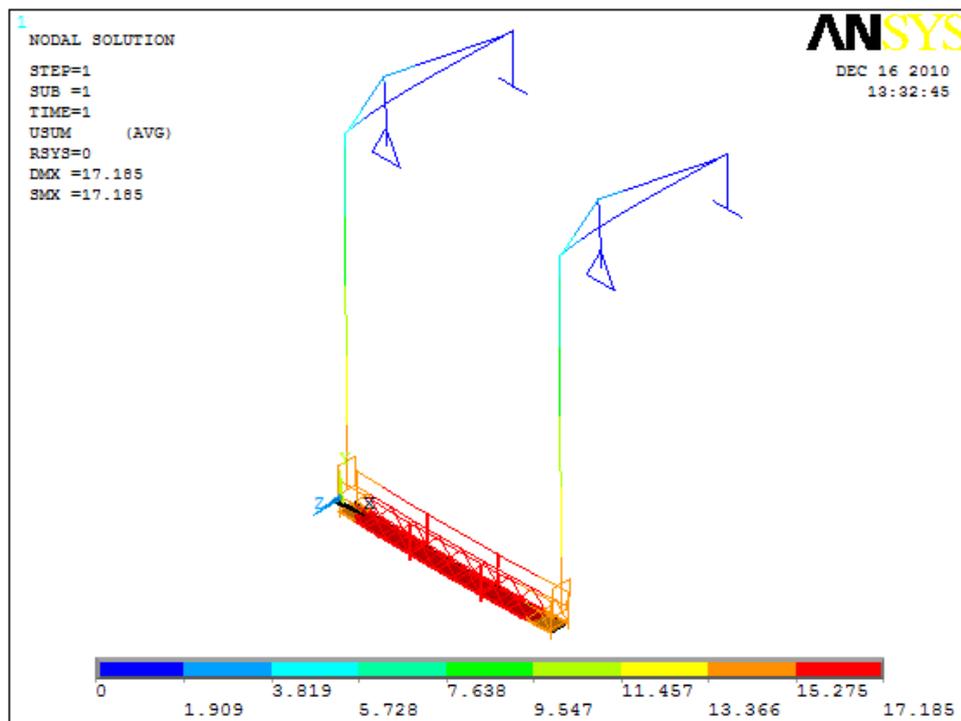


图 3-2 额定载荷下整机模型静力分析位移云图

从图 3-1、3-2 中可以看到整机结构受额定载荷下的变形情况，图中反映的是整体位移，本章静力学分析的目的是找出结构在多种工况下最危险的情况，因此应该有针对性的以某一部分作为研究对象，来分析其强度、刚度等力学特性。

从上述分析中可以看出，对施工平台整机有限元模型进行静力分析，当需要对模型进行约束处理时，由于悬吊平台通过钢丝绳与悬挂机构进行连接，单纯约束悬挂机构并不能使整机结构达到静定状态，如果不约束悬吊平台，则结构处于欠约束状态，ANSYS 无法进行求解计算。如果将悬吊平台施加约束，又不能准确客观的反映出设备在运行中的真实状态。同时，静力分析过程暂不考虑悬吊平台、钢丝绳振动对结构产生的冲击效应。根据理论计算及力学分析，可以知道在整个承载链中，悬挂机构承受了整个悬吊平台包括起重质量的重量，其受载最大，结构最容易出现危险，针对悬挂机构的静力分析显得十分必要。为了优化分析过程，节省计算时间及计算机资源，对施工平台整机结构静力分析的模型进行进一步的等效简化处理，分别针对上述四种载荷工况，制定了以下几种简化方案：

(1) 悬吊平台受均布的额定载荷作用，这种情况下，将均布的额定载荷以等效力的形式平均分配到两根起升钢丝绳，进而以集中力的形式施加于悬挂机构前端悬吊点处。两悬挂机构受载情况相同，分析其中一侧即可。该工况下悬挂机构所承受的起升载荷为：

$$P_{起} = 1/2 (W + Q) = 1/2 (6824 + 8000) = 7412\text{N} \quad (3-6)$$

ANSYS 静力求解结果如图 3-3 ~ 3-6 所示。



图 3-3 悬挂机构约束加载情况

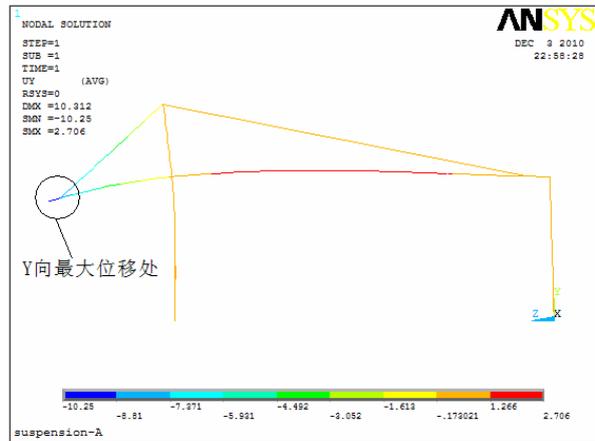


图 3-4 工况一载荷作用下的竖向位移 U_y

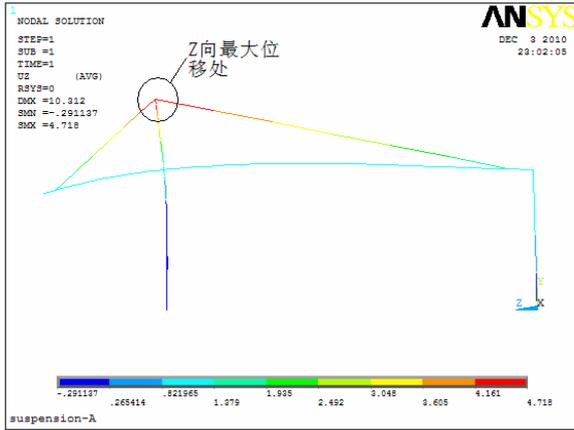


图 3-5 工况一载荷作用下的竖向位移 U_z

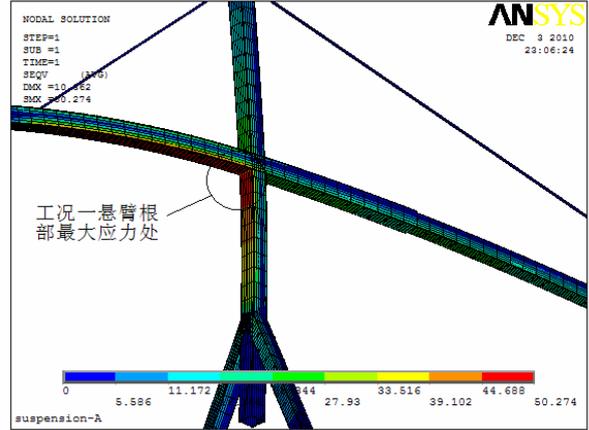


图 3-6 工况一载荷作用下的应力图

(2) 标准中规定施工平台在动力试验时, 应有超载 25% 额定载重量的能力, 因此对承受 125% 的额定载重量的工况进行分析, 载荷均布于悬吊平台, 两悬挂机构的受载情况相同, 分析其中一侧即可。该工况下悬挂机构所承受的超载载荷为:

$$P_{超} = 1/2 (W + 125\%Q) = 1/2 (6824 + 1.25 \times 8000) = 8412N \quad (3-7)$$

ANSYS 静力求解结果如图 3-7 ~ 3-9 所示。

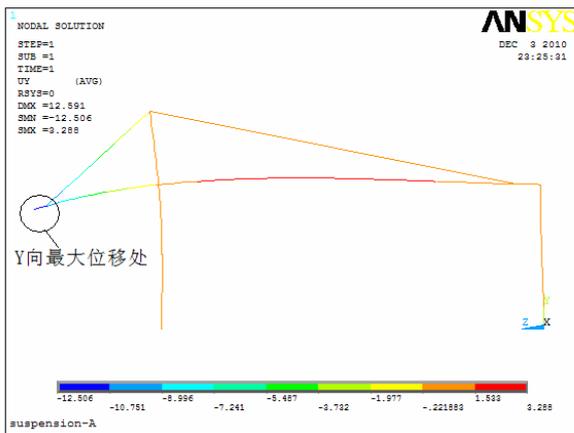


图 3-7 工况二载荷作用下的竖向位移 U_y

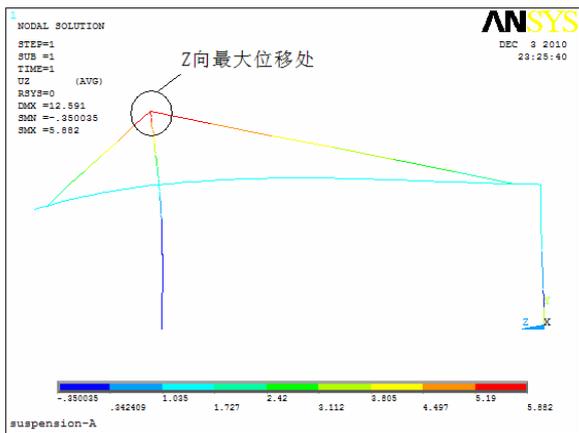


图 3-8 工况二载荷作用下的竖向位移 U_z

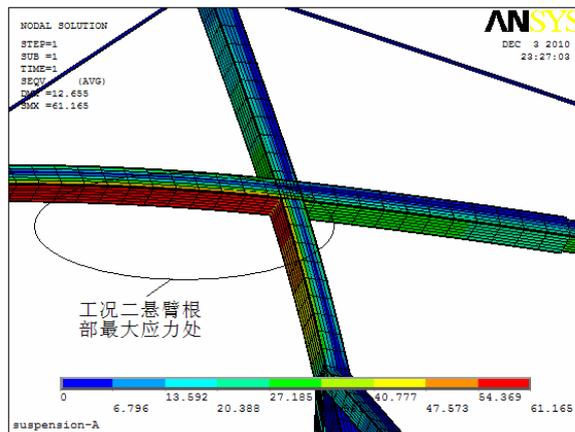


图 3-9 工况二载荷作用下应力图

(3) 悬吊平台受偏置的额定载荷作用, 这种情况下, 额定载重量所产生的重力作用于距悬吊平台一端 1/4 总长度处, 这时两个悬挂机构受载情况不同, 以其中受载较大一侧悬挂机构进行分析求解。该工况悬挂机构所承受的偏载作用力为:

$$P_{\text{偏}} = 1/2W + 3/4Q = 3412 + 6000 = 9412\text{N} \quad (3-8)$$

ANSYS 静力求解结果如图 3-10 ~ 3-12 所示。

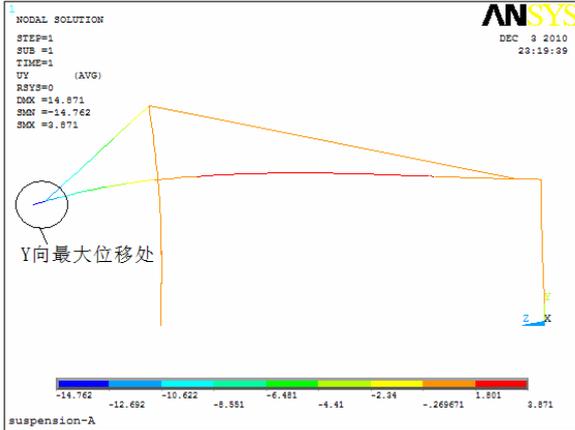


图 3-10 工况三载荷作用下的竖向位移 U_Y

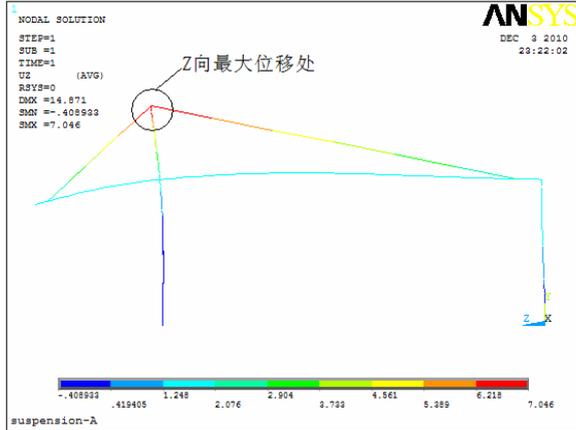


图 3-11 工况三载荷作用下的竖向位移 U_Z

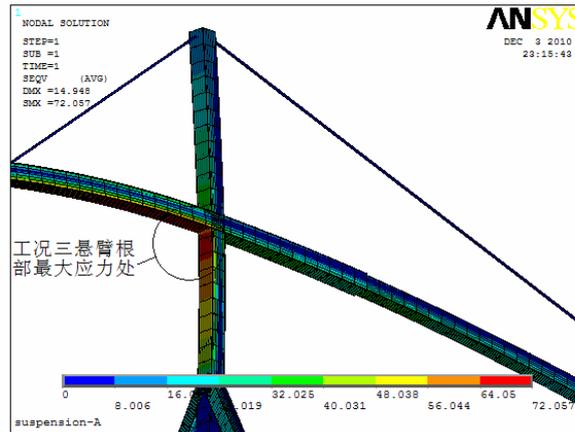


图 3-12 工况三载荷作用下的应力云图

(4) 悬挂机构承受的横向载荷主要有风载荷和人为造成的横向载荷。当高空作业施工平台在有风天气高空作业时, 悬吊平台需要承受一定大小的风载荷, 同时起升载荷也同样存在, 这时候悬挂机构在竖直及水平方向上同时受载, 在利用 ANSYS 进行分析计算时, 先将风载荷对悬吊平台的作用力等效到悬挂机构上, 分析时将两个方向的载荷同时加在悬挂机构前端悬吊点。

$$P_{\text{起}} = 1/2 (W + Q) = 1/2 (6824 + 8000) = 7412\text{N} \quad (3-9)$$

$$P_{\text{Wz1}} \sim 1/2 \times 4072 = 2036\text{N}, P_{\text{Wx1}} \sim 1/2 \times 1879 = 939.5\text{N}$$

人为导致的悬吊平台偏移所产生的横向载荷为:

$$P_{\text{MZ}} = P_{\text{MX}} = 1586\text{N}$$

每个悬挂机构受载为:

$$P_{MZ1} = P_{MX1} = 793N$$

当悬吊平台偏移角度 $\alpha=10^\circ$ 或 $\beta=10^\circ$ ，则人为导致的横向载荷为：

$$P_{MZ} = P_{MX} = 3196N$$

每个悬挂机构受载为：

$$P_{MZ1} = P_{MX1} = 1598N$$

当人为导致悬吊平台偏移的角度大于 6° 时，人为导致的 X 方向水平载荷大于该方向的风载荷，Z 方向的水平载荷主要是风载荷的作用力。只有当人为导致悬吊平台偏移角度超过 13° 时，人为导致的水平载荷才大于风载荷。

因此，此工况分析时施加的水平载荷为：

$$P_Z = 2036N, P_X = 939.5N$$

当悬吊平台承受 Z 向水平载荷作用时，ANSYS 静力求解结果如图 3-13 ~ 3-18 所示。

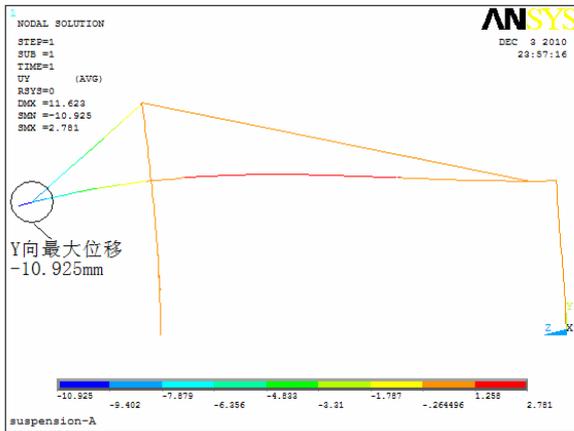


图 3-13 +Z 向水平力作用下 Y 向位移

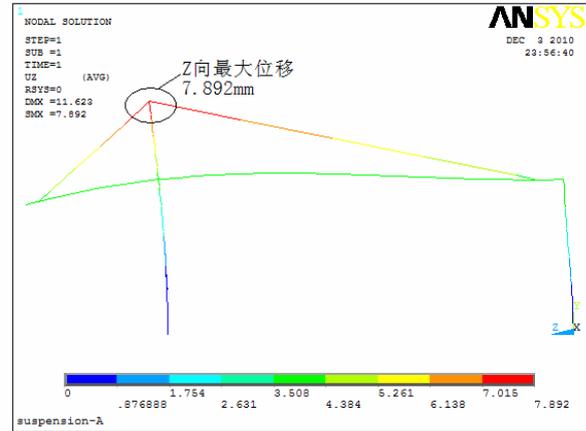


图 3-14 +Z 向水平力作用下 Z 向位移

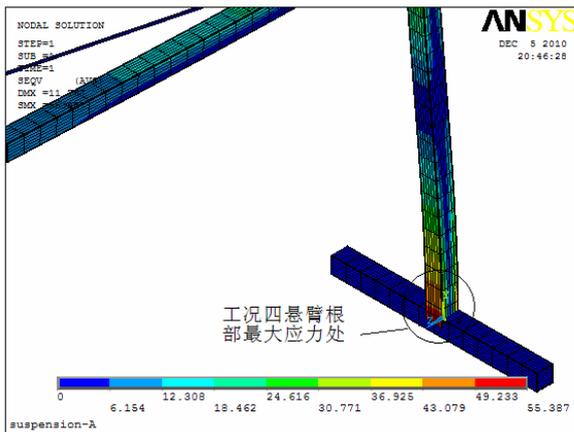


图 3-15 +Z 向水平力作用下应力图

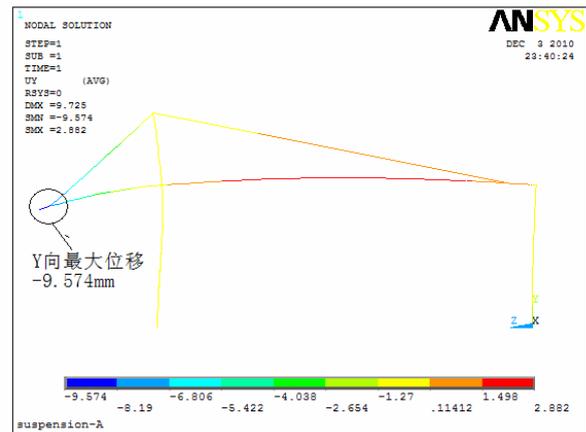


图 3-16 -Z 向水平力作用下 Y 向位移

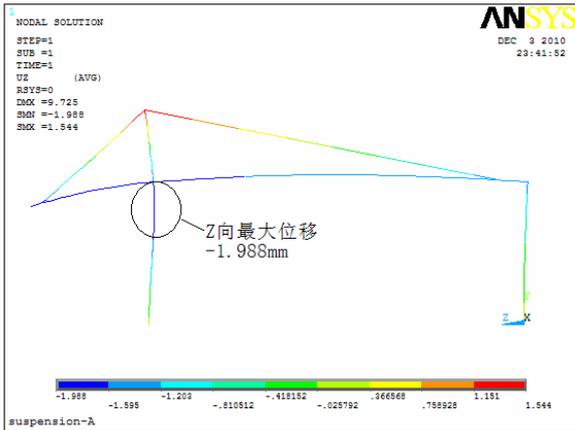


图 3-17 -Z 向水平力作用下 Z 向位移

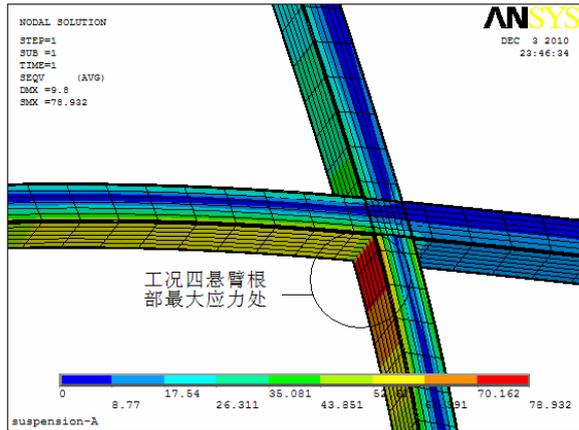


图 3-18 -Z 向水平力作用下应力图

当悬吊平台承受 X 向水平载荷作用时 ,ANSYS 静力求解结果如图 3-19 ~ 3-22 所示。由于施工平台整机结构在 X 方向是对称的 ,在 X 的正负方向的载荷作用对结构产生的影响基本相同 ,因此本文只对+X 方向水平载荷作用下的工况进行求解。

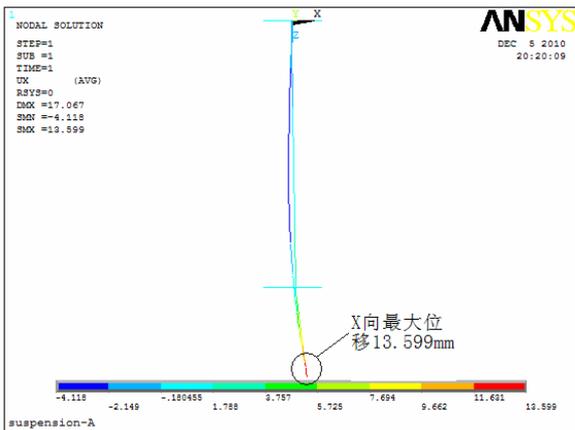


图 3-19 +X 向水平力作用下 X 向位移

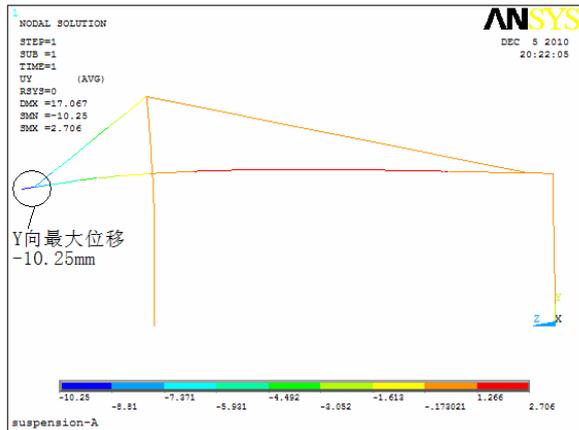


图 3-20 +X 向水平力作用下 Y 向位移

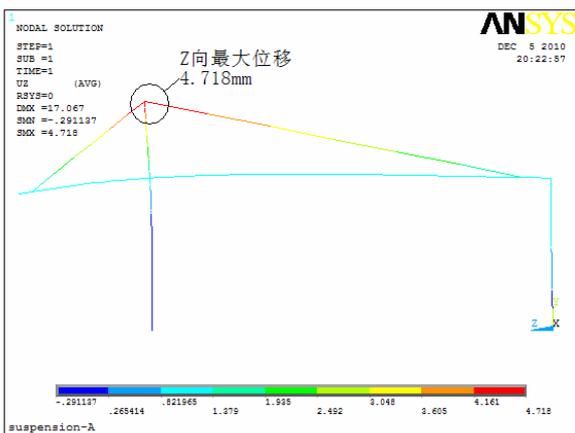


图 3-21 +X 向水平力作用下 Z 向位移

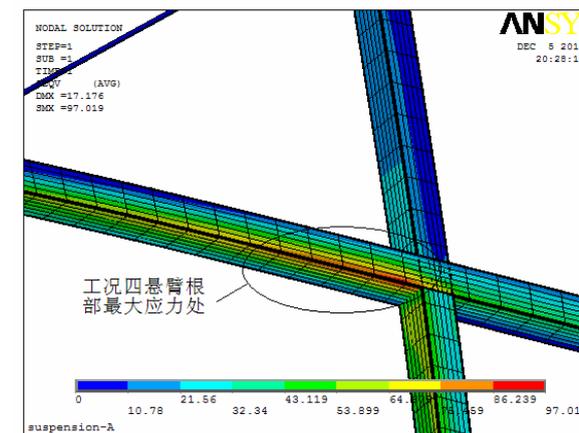


图 3-22 +X 向水平力作用下应力图

3.5 计算结果分析

通过对上述四种工况的有限元静力分析 ,可以确定结构的最大位移及最大应力出现

的位置以及数值大小，详细数据如表 3-1：

从表 3-1 的各工况计算结果可以看出：当悬吊平台上所承载的载荷由额定载荷变化到 125% 额定载荷再到额定载荷偏置的过程中最大位移位置出现在悬挂机构悬臂梁最前端吊点处，沿 -Y 向位移值由 10.25mm 到 14.762mm 逐渐增大，说明承载重量的增大直接导致悬挂机构悬臂段的 -Y 向位移的增大；同时最大应力主要出现在悬臂段的根部下侧，各工况对应的最大应力出现位置已在图中做出标记，当额定载荷偏置时最大应力达到了 72MPa，由相关手册标准查询可知悬挂机构结构的许用应力为 117.5MPa，在许用范围内。

工况四主要分析了悬吊平台在承受不同方向风载荷时悬挂机构强度、刚度情况。由数据结果显示可以看出，当悬吊平台承受 Z 向水平载荷时，最大位移及应力情况都与单独承载起升载荷作用时较为接近，说明 Z 向水平力对悬挂机构强度、刚度没有产生过大影响；当悬吊平台承受 X 方向水平载荷时，虽然 X 方向的载荷值只有 939.5N，较额定下的起升载荷小很多，但是 X 方向产生的位移已经超过了单独承载起升载荷所产生的位移，最大应力达到 97.019MPa，也达到起升载荷作用产生的位移的 2 倍左右。这主要是因为：悬挂机构在 Y 方向上有具有一定预紧力的张紧钢丝绳的作用，使得悬挂机构悬臂梁刚度得到很大程度加强，可以承受较大的起升载荷作用。而在水平 X 方向上，并没有类似的张紧装置，悬臂梁只能靠自身的强度、刚度来抵抗外载荷的作用。如表 3-2 所示，在 X 方向上当钢丝绳不同倾角产生的水平力对结构产生的不同影响，随着倾角的增大，水平力值也随着增大，悬挂机构在 X 方向产生的位移也随之增大，悬臂梁根部的应力甚至会超过材料本身的许用应力值（117.5MPa），这使得结构的安全性、可靠性降低，有可能导致安全事故的发生。在实际施工过程中，一定要严格杜绝人为斜拉悬吊平台进行施工作业，分析证明，当斜拉倾角大于 6° 时，人为导致的水平载荷将大于风载荷，将会产生更大的水平载荷，使悬挂机构悬臂梁最大应力值将达到极限值，易导致危险事故的发生。

表 3-1 四种工况静力分析结果

工况		额定载 荷(N)	125% 额载 偏置(N)	额载偏置 (N)	额载加 Z 向水平载荷 (N)		额载加 X 向水 平载荷(N)
					+Z 向	-Z 向	
					最大位移 (mm)	X	
	Y	-10.25	-12.506	-14.762	-10.925	-9.574	-10.25
	Z	4.718	5.882	7.046	7.892	-1.988	4.718
悬挂机构悬臂根 部应力 (MPa)		50.274	61.165	72.057	55.387	78.932	97.019
张紧钢丝绳悬挂 点应力 (MPa)		22.344	27.185	32.025	24.616	30	21.56

表 3-2 X 向不同钢丝绳倾角产生水平力计算结果

X 方向钢丝绳倾角		0°	5°	10°	15°
X 向水平力值 (N)		0	939.5	1598	4857
悬挂机构最大 位移 (mm)	X	0	13.599	23.131	35.153
	Y	-10.25	-10.25	-10.25	-10.25
	Z	4.718	4.718	4.718	4.718
悬臂梁根部最大应力 (MPa)		50.274	97.019	129.782	171.103

表 3-3 列出了工况一载荷下悬挂机构张紧钢丝绳在不同预应力条件下结构的位移、应力变化情况。由数据可以看出：随着张紧钢丝绳上预应力的增大，悬挂机构 Y 向及 Z 向最大位移随之减小，说明预张紧力使悬挂机构悬臂梁的刚度增大，可以更好的抵抗 Y 向起升载荷的作用。同时悬臂梁根部应力也有所减小，但是最大应力出现的位置从悬臂根部向端部转移，如图 3-23 ~ 3-26 所示，主要是由于悬臂梁的刚度随着张紧力的增加得到了加强，使应力向悬吊点处转移。

表 3-3 工况一在不同张紧钢丝绳预应力下结果

求解结果		预应力 (96MPa)	预应力 (120MPa)	预应力 (150MPa)	预应力 (180MPa)
最大位移 (mm)	X	—	—	—	—
	Y	-10.25	-8.631	-6.608	-4.585
	Z	4.718	3.755	2.529	1.303
悬挂机构悬臂根部应力 (MPa)		50.274	45.873	45.849	45.825
张紧钢丝绳悬挂点应力 (MPa)		22.344	28.034	28.019	28.458

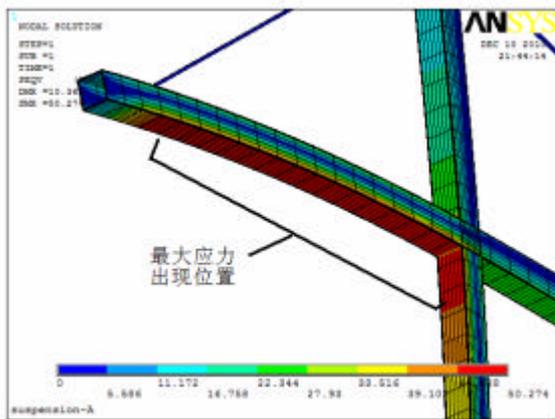


图 3-23 96MPa 预应力最大应力位置

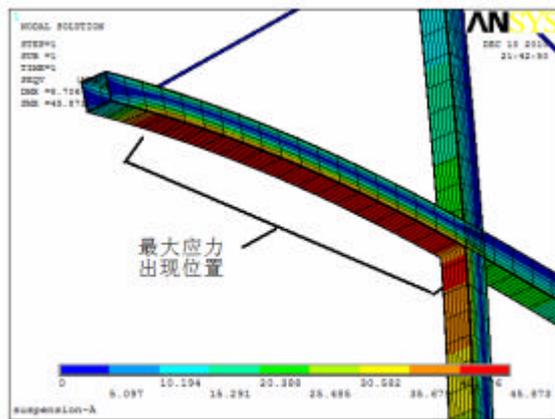


图 3-24 120MPa 预应力最大应力位置

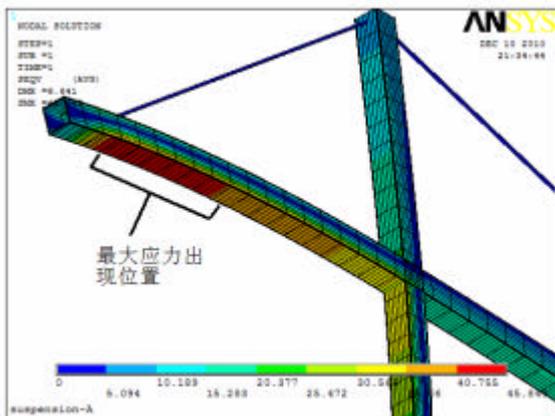


图 3-25 150MPa 预应力最大应力位置

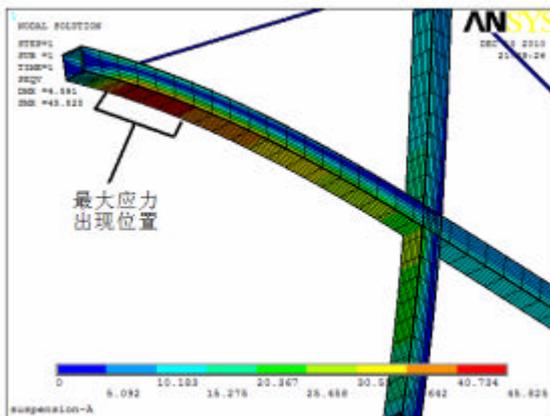


图 3-26 180MPa 预应力最大应力位置

3.6 本章小结

本章对静力学有限元分析的理论进行了简要概述，利用有限元法对高空作业施工平台的几种常见工况下结构的强度、刚度进行有限元静力学分析。主要结论如下：

(1) 得到了主要承载构件——悬挂机构的危险工况下结构的位移及应力情况，获得的位移及应力云图中悬挂机构承载后的变形情况与实际基本一致，说明利用有限元法所建立施工平台模型是正确的，这为后面的动力学分析做了准备。

(2) 将四种工况下的数据进行了对比分析，前三种工况属于施工平台工作的常规承载工况，位移及应力值都在许用范围内，应力最大处主要集中在悬挂机构悬臂根部，在设计过程中应该进一步采取措施加强该位置的强度、刚度。

(3) 第四种工况属于非工作载荷作用，风载及人为因素造成的悬吊平台偏离正常位置而产生的水平载荷虽然比起升载荷小很多，但对悬挂机构产生的影响却很大，在一定条件下完全有可能超过起升载荷对结构产生的影响，易引发安全事故。因此，在进行更大载荷产品开发设计时，特别是对悬挂机构的设计过程中一定要充分考虑风载荷及人为因素等非工作载荷对整机结构的影响，增加其横向承载能力及稳定性。在安装使用过程中，应该尽量避免人为斜拉悬吊平台进行施工作业，否则过大的水平载荷可能导致结构破坏。

(4) 对悬挂机构张紧钢丝绳施加一定的预应力，使悬臂梁刚度得到加强，可以更好的抵抗起升载荷。但是过大的预应力对于突然卸载时系统的性能会有一些影响，所以要将预应力值控制在一定范围内，并不是越大越好。

第四章 高空作业施工平台结构模态分析

4.1 引言

结构动力分析中一个重要问题就是进行结构的固有振动特性分析。结构固有振动特性只与结构自身的质量和刚度分布有关，因此又称为自振特性，自振特性将决定结构在动力载荷作用下的响应行为。ANSYS 通过模态分析来计算结构的固有振动特性，目的是确定结构的固有频率以及振型。它们是承受动态载荷结构设计中的重要参数。其结果可作为瞬态动力学分析、谐响应分析、谱分析等其他动力分析的基础^[31-33]。本章为了解 ZLP800 高空作业施工平台动态性能的优劣，通过对其有限元模型进行模态分析，确定了前四阶固有频率及振型，从振型中找出现有结构振动的不稳定因素，分析其影响原因，为高空作业施工平台的设计提供一种行之有效的分析方法。

4.2 结构模态分析理论

模态分析是研究结构动力特性的一种近代方法，属于系统辨识方法在工程振动领域的应用。任何结构或部件都具有固有频率及相应的模态振型，这些属于结构或部件自身的固有属性。模态分析的实质就是计算结构振动特征方程的特征值和特征向量。振动模态是弹性体固有的、整体的特性，如果通过模态分析方法确定了结构在某一受影响的频率范围内各阶主要模态的特性，就可能预测结构在此频段内受外部或内部各种振源作用下实际的振动响应。因此模态分析是结构动态设计及设备故障诊断的重要方法。模态分析的最终目的是：识别出系统的模态参数，为结构系统的振动分析、振动故障诊断和预测及结构动力特性的优化设计提供依据。

在机械结构的设计过程中，为了避免共振，我们通常对弹性体振动问题进行研究，具体的机械结构可以看成是多自由度的振动系统，具有多个固有频率，在阻抗试验中表现为多个共振区，这种在自由振动时结构所具有的基本振动特性称为结构的模态。结构模态是由结构自身的特性与材料特性所决定的，与外载荷等条件无关^[34-37]。

一个自由度为 N 的线性系统，其运动微分方程为：

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\} \quad (4-1)$$

其中： $[M]$ ——系统的质量矩阵； $[C]$ ——系统的阻尼矩阵； $[K]$ ——系统的刚度矩阵。 $\{x\}$ ——位移响应向量； $\{F(t)\}$ ——激励力向量。 $[M]$ 、 $[K]$ 通常为实系数对称矩阵，而 $[C]$ 为非对称矩阵，因此方程（4-1）是一组耦合方程，当系统的自由度很大时，求解就会变得十分困难，能否将上述耦合方程变成非耦合的独立方程组，是模态分析所要解决的主要问题。

模态分析法就是以无阻尼的各阶主振型所对应的模态坐标来代替物理坐标，使微分方程解耦，变成各个独立的微分方程。这就是模态分析的经典定义。对方程（4-1）两边同时进行拉氏变换，可以得到：

$$(s^2[M]+s[C]+[K])\{X(s)\}=\{F(s)\} \quad (4-2)$$

式中： $X(s)$ ， $F(s)$ 分别为位移响应和激励力的拉氏变换

令 $s=j\omega$ ，则方程 (4-2) 变为：

$$([K]-\omega^2[M]+j\omega[C])\{X(\omega)\}=\{F(\omega)\} \quad (4-3)$$

这是一耦合的方程组，为了解耦，引入模态坐标：

$$\{X\}=[\Phi]\{q\} \quad (4-4)$$

式中： $[\Phi]$ 为阵型矩阵， $\{q\}$ 为模态坐标。

将方程 (4-4) 代入 (4-2) 中，从而得到：

$$([K]-\omega^2[M]+j\omega[C])[\Phi]\{q\}=\{F(t)\} \quad (4-5)$$

根据振型矩阵对于质量和刚度矩阵的正交性关系(将质量和刚度矩阵对角化)，有：

$$[\Phi]^T[M][\Phi]=[\cdot m_i \cdot] \quad [\Phi]^T[K][\Phi]=[\cdot K_i \cdot]$$

若系统的阻尼矩阵也被对角化，既有：

$$[\Phi]^T[C][\Phi]=[\cdot C_i \cdot]$$

对方程 (4-5) 两边乘 $[\Phi]^T$ ，得到：

$$([K_i]-\omega^2[M_i]+j\omega[C_i])\{q\}=[\Phi]^T\{F(t)\} \quad (4-6)$$

这样，相互耦合的 N 自由度系统的方程组经过正交变换后，成为在模态坐标下相互独立的 N 自由度系统的方程组，解耦后的第 i 个方程为：

$$(K_i-\omega^2M_i+j\omega C_i) q_i = \sum_{j=1}^n f_{ji} F_j \quad (j=1,2,\dots,n) \quad (4-7)$$

$$\text{在任意坐标 } l \text{ 下，其响应为：} X_l = \sum_{i=1}^n f_{li} q_i \quad (4-8)$$

由方程 (4-7) 可知：采用模态坐标后， N 自由度振动系统的响应，相当于在 N 个模态坐标下单自由度系统的响应之和，此即模态叠加原理。

4.3 模态提取方法及模态分析步骤

ANSYS 的主要模态提取方法有 7 种^[38-39]。

- (1) 分块的兰索斯法 (Block Lanczos 法)
- (2) 子空间法 (Subspace 法)
- (3) PowerDynamics 法
- (4) 缩减法 (Reduced 法)
- (5) 不对称法 (Unsymmetric 法)

(6) 阻尼法 (Damped 法)

(7) QR 阻尼法

一般情况下 Block Lanczos 法、Subspace 法、PowerDynamics 法或 Reduced 法较为常用，而 Unsymmetric 法、Damped 法、QR Damped 法只在特殊场合会用到。模态提取方法的选择主要取决于所建立模型的大小，及具体应用的场合。

本章根据高空作业施工平台有限元模型的具体情况，选择 Block Lanczos 法，Block Lanczos 法特征值求解器采用 Labczos 算法，该算法和子空间法一样精确，但计算速度却更快。该法适用于大型结构对称的质量和刚度矩阵，收敛快，可处理 5 万 ~ 10 万个自由度的大量振型 (大于 40 个)。能很好的处理刚体振型，需要较大内存。运用 BlockLnczos 活字空间技术能使大多数模态分析得到很好的解决。这些方法使用完全的刚度和质量矩阵，有很高的效率和精度，且只需要很少的用户介入。PowerDynamics (使用 PCG 迭代求解器的子空间技术) 则是一种很快且很适用于那些仅包括体单元的方法。

对结构进行模态分析主要有以下几个步骤：

(1) 建模

模态分析建模的过程与其他分析基本相同，定义单元类型、设置实常数、材料属性、建立几何模型以及划分网格等几个步骤。需要注意以下两点：1 模态分析属于线性分析，在模态分析中只有线性行为是有效的，任何非线性行为都将被忽略并将作为线性处理。2 在模态分析中，材料可以是线性的、各向同性或者是正交各向异性的、恒定温度的或者与温度有关的。分析中必须指定材料的弹性模量和密度。

(2) 模态求解

此时需要设置分析类型为 Modal，以及模态提取方法及模态提取数等分析选项，接着定义模型的主自由度 (在使用 Reduced 模态提取法时需要定义主自由度)，本文分析选择 BlockLnczos 法，因此不需要定义主自由度。完成后，开始施加载荷，在模态分析中，只有零位移约束是有效的，如果对某个位置的自由度 (DOF) 指定了一个非零位移约束，ANSYS 程序也将以零位移约束取代在该位置所设置的非零位移约束。之后指定载荷步选项，模态分析中唯一可用的载荷步选项是阻尼选项。ANSYS 中提供了四种阻尼，分别是：Alpha (质量) 阻尼、Beta (刚度) 阻尼、恒定阻尼比、材料阻尼。需要特别指出的是，阻尼只有在阻尼法模态提取方法中才有效，其他提取方法中将被忽略。完成以上设置后，开始对结构进行模态求解^[40-41]。

(3) 扩展模态

如果模型受到外力约束，则是预应力问题。需要在设置时将预应力效益开关打开。之后选择适当的模态分析方法，获得解答。并设置所需提取的模态阶数。如果观察特定振型中的相对应变和应力等派生数据时，需要扩展模态。再对扩展后的模型进行扩展求解。

(4) 观察求解结果

分析结果包括固有频率、振型及相对应力分布和力分布等。一般在通用后处理器 POST1 观察模态分析结果。将所获得的模态扩展到整个结构，以便检查结果或用于其它分析。

对高空作业施工平台整机有限元模型的模态分析所编写的命令流如下：

模态分析

/SOL

ANTYPE,MODAL

MODOPT,LANB,4

MXPAND4

SOLVE

FINISH

后处理观察模态振型

/POST1

SET,LIST

SET,FIRST

PLDISP,0

SET,NEXT

PLDISP,0

SET,NEXT

PLDISP,0

SET,NEXT

PLDISP,0

FINISH

4.4 模态分析结果

4.4.1 施工平台固有频率

本章中所分析的高空作业施工平台整机结构共有 15895 个节点，对应的自由度数量非常庞大，想要求出全部的固有频率和模态振型难度较大。根据振动理论，一般在结构振动过程中，主要起作用的是较低阶固有频率及相应振型，而较高阶固有频率及对应振型对结构的振动影响较小，而且结构中具有一定大小的阻尼，这使得高阶固有频率所对应的振型很快衰减。本文通过对高空作业施工平台机械结构的分析，发现振动过程中对结构影响较大的振型主要集中在前四阶，故本文有针对性的提取了整机模态分析的前四阶固有频率及对应振型，也就是说低阶频率决定了系统的动态特性。

模态分析是动力学分析的基础，本文利用大型有限元分析软件 ANSYS 对施工平台起升系统进行了模态分析，得到了前四阶固有频率以及相应的模态振型图。以额定载荷作用在悬吊平台中间位置时为例，经分析得到的整机模型的前四阶固有频率如表 4-1：

表 4-1 施工平台整机固有频率

阶次	频率 (Hz)
1	0.26018
2	5.3315
3	8.9569
4	9.3014

4.4.2 施工平台模态振型

高空作业施工平台的工作过程主要是：地面起升——运行——制动；起升机构主要是：起动——起升，下降——制动组成。下面给出了整机系统工作循环的模态振型图，主要集中在前 4 阶振型上，各阶振型如图 4-1 ~ 4-4 所示。

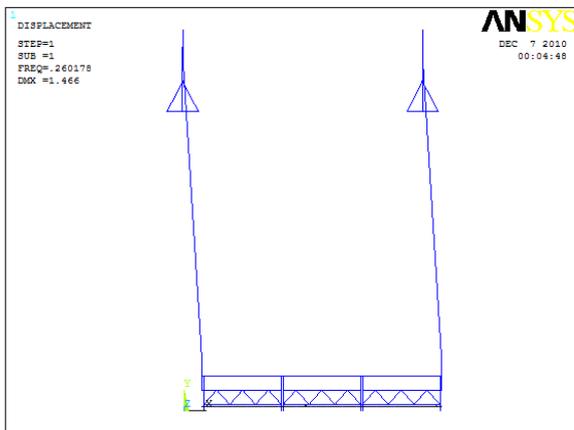


图 4-1 整机一阶模态振型

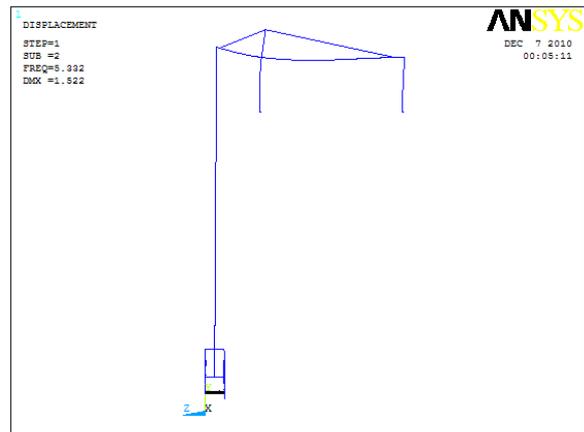


图 4-2 整机二阶模态振型

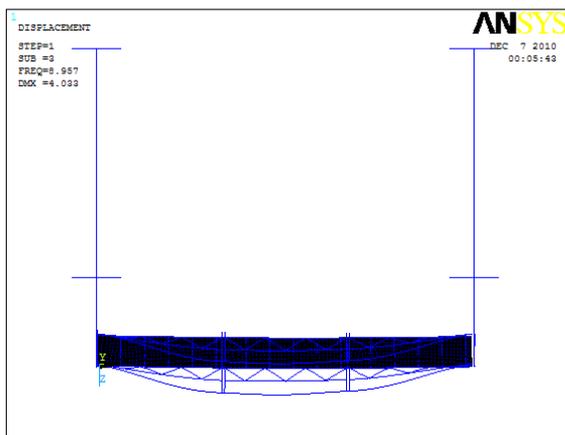


图 4-3 整机三阶模态振型

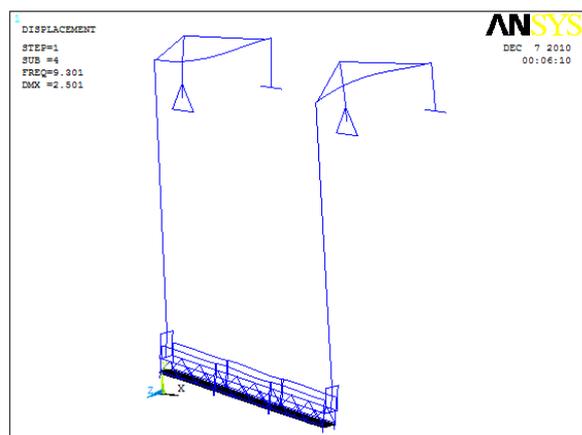


图 4-4 整机四阶模态振型

4.4.3 模态结果分析

(1) 表 4-1 列出了高空作业施工平台整机的前四阶固有频率值，从数据可以看出，由于施工平台整机结构上是左右对称的，因此有些自振频率值非常相近。

(2) 当外部因素产生的激励频率接近模态分析结果的数值时，整机结构有可能产生较大振动，一定条件下容易造成设备损坏。为了避免这种情况的发生，降低上述因素引

起的振动，我们可以通过修改结构设计达到改善整机振动频率的目的，进而提高操作舒适度的目的。

(3)第一阶振型图可以看出施工平台整机的横向水平振动，可以由水平方向的风载荷或者操作人员在悬吊平台上的移动等原因激励引起；第二阶振型是整机系统在竖直方向的垂直振动，可由悬吊平台从地面突然起动、空中上升运行时突然制动、突然卸载等原因激励引起；第三阶振型是悬吊平台前后围栏的水平振动，可以由水平方向的风载荷激励引起；第四阶振型是两悬挂机构悬臂梁的上下振动，且振动不一致，此种振型可能由于悬吊平台内的载荷偏置所引起。

4.5 主要结构——悬挂机构的模态分析

4.5.1 悬挂机构固有频率及模态振型

上面是针对高空作业施工平台整机有限元模型进行的模态分析。分析后发现，由于整机结构中主要承受载荷的悬挂机构与悬吊平台部分是通过起升钢丝绳产生联系的，由于钢丝绳属于柔性体，自身具有一定弹性，受到拉力作用后必定产生弹性变形。而悬挂机构是整个起升链的最顶端，承担了全部载荷，需要对它的动态特性进行较为精确的分析，找出其结构的薄弱环节。

对悬挂机构进行模态分析的步骤与上面基本相同，只是所用的有限元模型不同，需单独提取单边悬挂机构作为研究对象，建立其有限元模型。同样取其前四阶固有频率及模态振型进行对比分析。悬挂机构的前四阶固有频率如表 4-2 所示，对应的振型图如图 4-5 ~ 4-8 所示。

表 4-2 悬挂机构固有频率

阶次	频率 (Hz)
1	10.303
2	13.097
3	21.303
4	23.654

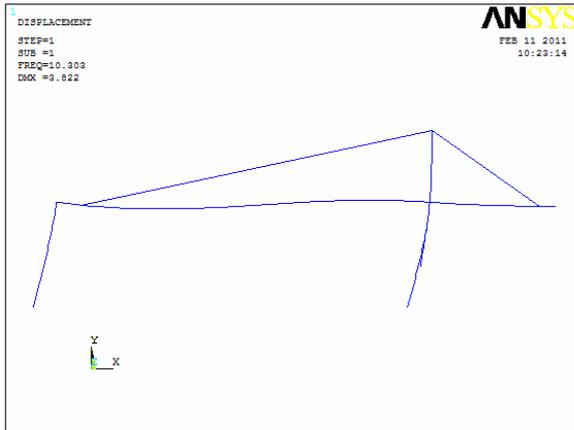


图 4-5 悬挂机构一阶模态振型

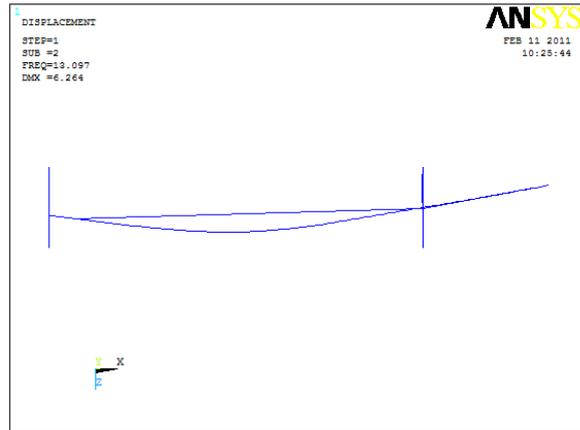


图 4-6 悬挂机构二阶模态振型

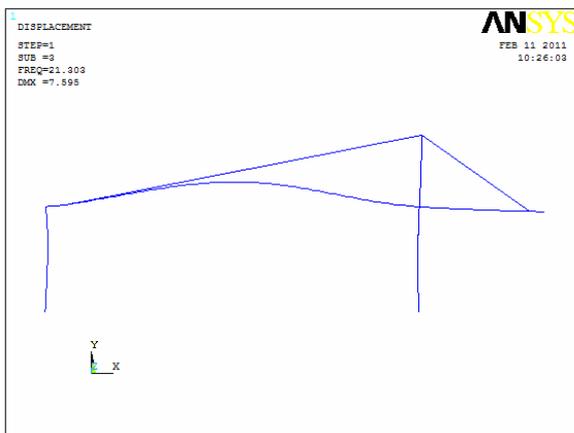


图 4-7 悬挂机构三阶模态振型

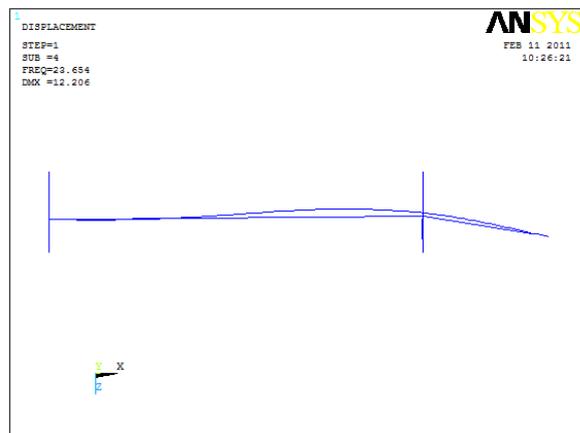


图 4-8 悬挂机构四阶模态振型

4.5.2 模态结果分析

从悬挂机构的前四阶固有频率可以看到其初始值就大于整机结构的固有频率，这说明悬挂机构的刚度要大于整机结构的刚度，这主要是由于整机模型中钢丝绳结构的存在大大降低了整体刚度。

从悬挂机构前四阶振型图中可以得到以下结论：第一阶振型为悬挂机构沿 X 方向的摆动，这种振型可能由于悬吊平台在起升过程中由于风载荷等水平载荷的作用下沿该方向的摆动引起，二阶振型为悬挂机构在其水平面（ZX 面）内的摆动，该振型可由悬吊平台在承受 Z 方向载荷作用时产生水平摆动，将振动传给悬挂机构引起。第三阶振型为中段横梁在竖直面的振动，这种振型可由平台突然起动、制动等运动状态改变时的冲击振动激振引起。第四阶振型与第二阶类似，也是悬挂机构在 ZX 面的振动，只不过其频率变得更大。为保证结构稳定性，不至产生过大振动，在施工过程中应注意避免上述几种易引起结构共振的情况。从前四阶振型可以很直观的分析出悬挂机构的动态特性及其结构的薄弱环节，为以后在针对刚度的设计修改提供了一定依据。

4.6 施工平台结构参数对模态参数的影响

在考虑施工平台结构参数及模态参数的影响时，主要对结构的固有频率进行了对比分析。

(1) 不同约束条件对固有频率的影响

表 4-3 不同约束条件下系统的固有频率

阶次	约束 1 频率 (Hz)	约束 2 频率 (Hz)
1	0.26018	0.26015
2	5.3315	5.1715
3	8.9569	6.6675
4	9.3014	6.9647

约束一：约束悬挂机构的所有自由度 UX、UY、UZ、ROTX、ROTY、ROTZ，以及悬吊平台线位移 UZ。

约束二：约束悬挂机构三个方向线位移 UX、UY、UZ 以及悬吊平台线位移 UZ。

从表 4-3 中可以看出：

1) 在约束条件 1 下，前四阶固有频率值较约束条件 2 下的值大，低阶固有频率值越大，越不容易被激励起振。当系统处于低阶振动时，振动系统的振动衰减时间可以有所减少，这有利于整机系统的稳定运转。

2) 在实际工况下，对结构进行合理的约束，约束条件的改变会对施工平台系统的固有频率及模态振型产生较大影响。故由实际情况出发，约束 1 的条件更为合理。

(2) 不同载荷作用位置对固有频率的影响

从表 4-4 中可以看出：

额定载荷处于偏置情况与额载作用于悬吊平台中间相比，对系统的固有频率的影响较小，说明两种载荷作用情况下的振型比较相似，也说明载荷作用位置的变化对系统响应的影响较小。

表 4-4 不同载荷作用下系统的固有频率

阶次	额载作用于平台中间	额载偏置
	频率 (Hz)	频率 (Hz)
1	0.26018	0.16564×10^{-3}
2	5.3315	5.3104
3	8.9569	9.0183
4	9.3014	9.2672

(3) 不同悬挂机构钢丝绳预紧力下系统的固有频率

表 4-5 不同钢丝绳预应力下系统的固有频率

阶次	预应力 1	预应力 2	预应力 3	预应力 4
	频率 (Hz)	频率 (Hz)	频率 (Hz)	频率 (Hz)
1	0.26018	0.26018	0.26018	0.26017
2	5.3318	5.3315	5.3312	5.3309
3	8.9943	8.9569	8.9943	8.9943
4	9.3019	9.3014	9.3009	9.3003

预应力 1=96MPa；预应力 2=120MPa；预应力 3=150MPa；预应力 4=180 MPa。

从表 4-5 的分析结果可以看出：

悬挂机构在不同钢丝绳预应力下，其悬臂梁刚度不同，预应力越大，刚度越大，但对整机系统的固有频率影响并不大。这说明整机系统固有频率不受悬挂机构刚度的影响。

4.7 本章小结

本章对模态分析理论进行了简要概述，应用有限元法对施工平台整机系统模型进行了模态分析，其中重点对前四阶的模态振型进行了分析研究，并结合实际工况参数变化对系统固有频率的影响进行了对比分析。本章结论如下：

(1) 本文选取应用较广的分块 Lanczos 法进行模态求解，该法利于求解多自由度振动系统模态分析的数值解，通过对高空作业施工平台整机系统的完整自由度模态分析，消除了建模时对施工平台结构等效处理带来的自由度缩减，不能反映局部动态特性的弊端。

(2) 施工平台整机模型的第一、二阶振型分别反映了施工平台整机系统横向水平、垂直振动，由于低阶固有频率对动力响应的影响较大，设备施工时附近常有很多设备运转，很容易由于外界因素而起振，因此设计时应提高结构刚度，进而提高低阶固有频率，增强其抗干扰能力。

(3) 按照振型叠加原理，一旦主振型被激发，将会严重影响施工平台的使用寿命，并会给安装及操作带来不便。因此在使用过程中应尽量减少主要模态方向的干扰力，如满载从地面突然起升、空中运行突然制动、突然卸载等都会影响系统工作时振幅的大小。

(4) 结构参数变化对模态参数有一定的影响，在设计和修改结构方案时应综合考虑各方面因素，如可适当增加加强结构来提高整体刚度，或考虑改变材料来提高结构刚度，都可以更好的避免结构产生共振。还可采用优化设计方法，获得最佳的结构参数，以提高整机性能。

第五章 高空作业施工平台瞬态动力学分析

5.1 引言

高空作业施工平台属于一种载人起重设备，它的安全性不容忽视。由于高空作业施工平台属于间歇、重复、循环、频繁的起动制动的设备，当悬吊平台突然起升或下降时，由于不断开关提升机构和制动装置，会产生一定大小的动力载荷。同时起升钢丝绳属于弹性系统，当钢丝绳从松弛状态突然张紧也会产生一定的动力载荷^[42]。因此，本章对可能产生动载荷的情况进行分析计算，得出所引起的动态冲击载荷大小。利用 ANSYS 软件对高空作业施工平台突然起升工况进行模拟，通过瞬态动力学分析（是在时域内分析结构承受随时间变化的载荷和速度作用的动力响应^[43]）来求解该工况下结构的一系列动力学响应。高空作业施工平台在离地起升过程中引起的冲击振动是对施工平台动力学分析的关键之一，系统的动力学响应对整机的性能有直接影响。目前高空作业施工平台正朝着大载荷多功能的方向发展，在这样复杂多变的工况下，对高空作业施工平台进行动力学分析显得尤为重要。目前，行业内对于平台突然离地起升时整机及各主要部件的动力响应没有进行过精确的有限元建模分析，其动力冲击下的应力分布情况以及结构变形情况都没有确切的掌握。鉴于此，本章在动力学相关基本理论的基础上运用 ANSYS 对施工平台起升系统进行了瞬态动力学分析。

5.2 ANSYS 瞬态动力学分析

5.2.1 瞬态动力学问题的特点

对于反复短暂工作的机械，启动和制动是经常发生的。启动、制动时，系统受到了原动机的驱动和制动器的激励。对于这类机器来说，在工作时系统中突然增加质量或突然卸去质量的情况是常有的，这就使系统的状态发生突然改变。因此，机械或结构产生振动的根本原因是由于它受到外界的某种动态载荷之故。从动态载荷的作用时间看，有瞬态激励和稳态激励。在很大情况下，瞬态激励可以化为初始激励，虽然，由瞬态激励产生的瞬态振动随时间变化很快衰减，但它在短时间内产生的巨大的动力响应，常成为计算机械强度时确定计算载荷的依据。所谓动力响应是指机械在振动时各元件中具有代表性部位的位移随时间变化的历程，从位移响应可以求得各元件的应力或应变。当然，响应也可以表示为加速度或速度随时间的变化，这两者与位移响应是导数关系。利用 ANSYS 瞬态动力学模块，对本文所研究起升系统在一定条件下进行瞬态动力学分析，通过其时间历程后处理器可以获得任意单元或节点的位移-时间曲线，从而可以直观的观察到结构在瞬态冲击下的响应情况，进而可以获得该点处的速度-时间及加速度-时间响应曲线^[44-47]。另外，瞬态振动的频繁出现，不仅对操作人员的健康具有不可忽视的危害，而且长时间的非正常振动会导致机器的疲劳破坏，以至寿命缩短。因此，瞬态振动是这类机械动力学问题研究的重要方面。

起重机械的共同特点是工作时经常启动和制动，本文所研究高空作业施工平台正是

这种设备，在高空作业时需要经常性的变换作业高度，同时平台内的作业人员也频繁的变化作业位置，因此给设备带来了许多不可预知的潜在危险。在工作状态突然改变时，机械系统将产生强烈的冲击和振动。起重机械瞬态动力学问题主要是研究起重机械在启动、制动或其它工作状态突然改变时系统的弹性振动规律，据此确定系统的动力响应。起重机械起吊货物突然离地和在空中启动制动引起的瞬态冲击振动是起重机械动力分析的关键。

与静态问题比较起来，瞬态动力学问题有以下特点：

1. 复杂性

造成动态问题的复杂性的主要原因是其载荷作用的“后效性”与其响应对于过去经历的载荷的“记忆性”。前者指某时刻作用在系统上的载荷不仅只影响系统在该时刻的响应而且影响系统在此后各时刻的响应；后者指系统在任一时刻的响应不只由该时刻的载荷决定，而是由在该时刻之前系统所经受的载荷的全部历程来决定。动载荷对系统的作用是首先改变系统在各个时刻的初态，这些受扰的初态按照系统内在的模式向前运动发展，然后才能决定系统在其后各个时刻的总的响应。由此可见，一个动态系统在受到外加扰动时，其响应并不亦步亦趋地跟踪载荷的变化而是力图表现出它的个性；而对一个动态系统施加的控制，只有顺应该系统的内在模式才能收到预期的效果。由于上述特性，使得对一个动态系统的辨识、响应预测或控制，都要比对静态系统复杂得多。

2. 危险性

动态系统可能十分危险。其危险性主要是由两种因素引起的，其一为共振现象，当扰动频率接近系统的自然频率时，微小的载荷可以引起“轩然大波”，在结构中激起比静态响应大很多倍的动态位移响应与应力响应，产生巨大的破坏力；其二为自激振动，在一定的条件下，一个动态系统可以在没有外加交变激励的情况下，突然振动起来，振幅猛烈上升而产生巨大的破坏性。

3. 超常性

振动的现象、规律及其防治方法往往都超越人们的生活常识之外，无法以直观的方法来说明和理解，而必须通过严谨的理论分析，才能得以解释或加以预测。

5.2.2 瞬态动力学分析的基本方程

一般地，在动力学分析时所建立的平衡方程为：

$$M\ddot{d}(t) + C\dot{d}(t) + Kd(t) = F(t) \quad (t > 0) \quad (5-1)$$

其中，位移向量 $d(t)$ 是时间 t 的函数，速度向量 $\dot{d}(t)$ 和加速度向量 $\ddot{d}(t)$ 分别是位移向量 $d(t)$ 对时间 t 的一阶和二阶导数，载荷向量 $F(t)$ 是时间的已知函数。M、C、K 分别是质量、阻尼和刚度矩阵，在动力分析中，原则上可以认为是考虑与加速度有关的惯性力和与速度有关的阻尼力的作用在时刻 t 的静力平衡^[48-51]。

对非线性动力学微分方程组 (5-1) 求解，可以得到不同时间 t 的位移向量、速度向

量和加速度向量，即求解动力响应问题。ANSYS 程序使用 Newmark 时间积分方法在离散的时间点上求解这些方程。连接的时间点的时间增量称为积分时间步长。

动力响应就是结构对作用在其上的动载荷的响应。用有限单元法求解结构的动力响应问题，一般有两种基本方法：振型叠加法和逐步积分法^[52]：

振型叠加法又称为模态叠加法，其基本思想是将式（5-1）变化成解一组独立的微分方程，每个自由度有一个方程，求出每个方程的解，即各阶的响应，然后将结构叠加在一起得到整个问题的解。但是振型叠加法只适用于线性问题，而且对某些能激起高阶分量的冲击问题，其精度则难以满足要求，因此常采用逐步积分法。

逐步积分法又称直接积分法。逐步积分的思想是将本应该在任何时刻 t 都应满足的动力学方程的位移向量 $d(t)$ ，代之以只要在时间离散点上满足动力学方程，在一系列时间步长 Δt 上对方程（5-1）进行数值积分，并在每一时间步长上计算其加速度、速度和位移。

5.2.3 ANSYS 瞬态动力学分析方法的选择

ANSYS 通过 Newmark 时间积分法在离散点上求解上述等式的，其常用方法有^[53-57]：完全（Full）法、缩减矩阵（Reduced）法及模态叠加（Mode Superposition）法三种。

（1）Full 法（完全法）

Full 法采用完整的系统矩阵计算瞬态相应，它是 3 种方法中功能最强的一种，允许包括各类非线性特性（塑性、大变形、大应变等）。本文进行的瞬态动力学分析均采用 Full 法。完全法的优点是：

- 1 容易使用，因为不必关心选择主自由度或振型；
- 2 容许包含各种类型的非线性特性；
- 3 采用完整矩阵，因此不涉及质量矩阵近似；
- 4 在一次处理过程中计算出所有的位移和应力；
- 5 允许施加所有类型的载荷：节点力、外加的（非零）位移、单元载荷等；
- 6 接受在实体模型上施加的载荷；

完全法的主要缺点是它比其他方法“开销”大，也就是说比较耗费计算机的资源。

（2）Reduced 法（缩减法）

Reduced 法采用主自由度及缩减矩阵来压缩问题的规模。在主自由度上的位移被计算出来后，ANSYS 可降阶扩展到初始的完整自由度上。缩减法的优点是比完全法快且“开销”小。缩减法的缺点是：

- 1 初始解只计算出主自由度上的位移。要得到完整的位移、应力和力解，需进行扩展处理；
- 2 不能施加单元载荷（压力、温度等），但容许有加速度；
- 3 所有载荷必须加在用户定义的主自由度上；
- 4 整个瞬态分析过程中时间步长必须保持恒定，不容许使用自动时间步长；

5 唯一容许的非线性是简单的点一点接触（有间隙情形）。

（3）Modes Superposition 法（振型叠加法）

Modes Superposition 法将模态分析得到的振型（特征值）乘上参与因子，并用求和来计算结构的响应。它是 ANSYS/Linea Plus 程序中唯一能够使用的瞬态动力学分析方法。其优点是：

- 1 对许多问题，它比降阶法或完全法更快且“开销”更小；
- 2 在模态分析时施加的载荷可以通过 VLSCALE 命令用于瞬态动力学分析；
- 3 容许指定振型阻尼。

振型叠加法的缺点是：

- 1 整个瞬态分析过程中时间步长必须保持恒定，不容许使用自动时间步长；
- 2 唯一容许的非线性是简单的点一点接触（有间隙情形）；
- 3 不接受外加的（非零）位移。
- 4 不能用于分析“固定的（floating）”或不连续结构。
- 5 当采用 PowerDynamics 模态提取法时，初始条件中不能有预加的载荷或位移。

由于对悬挂机构进行瞬态动力学分析需要的时间不是很多，故本文选择完全（Full）法对起升系统进行瞬态动力学分析，完全法进行瞬态分析建模过程需要注意以下两点：

- （1）可以采用线性单元和非线性单元
- （2）必须指定弹性模量 EX 和密度 DENS，材料可以是线性的和非线性的。

5.3 起升动力学建模及动载荷计算

5.3.1 动载荷基本概念

起重机械的动载荷是由于质量系统由于运动状态的突然改变而产生的动力载荷。在骤然起升和制动时，由于系统属于弹性系统，会引起起重机械系统的弹性振动，故产生动力载荷。对于金属结构和支撑零件，当起升机构工作时，被提升的重物骤然离地或下降时骤然制动，就会产生这种动力载荷^[58-61]。图 5-1 所示为高空作业施工平台的悬吊平台起升过程中，钢丝绳拉力变化示意图。

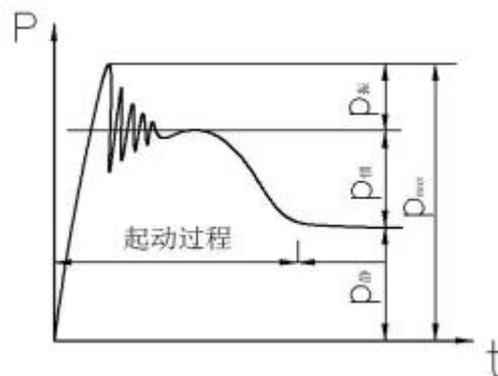


图 5-1 悬吊平台起升过程中钢丝绳拉力变化示意图

悬吊平台在起升过程中，当平台处于骤然起升或下降工况时，钢丝绳中承受的载荷

既包括悬吊平台及重物所产生的自重静载荷 还包括了突然起升过程中产生的惯性载荷。由自重载荷和惯性载荷构成了其基本载荷，由于钢丝绳属于弹性构件，除了以上基本载荷外，还在钢丝绳上叠加了按一定频率变化的振动载荷，振动载荷同上面两种基本载荷的共同作用使钢丝绳内部应力峰值大大提高，而且由于振动载荷作用，设备的某些敏感部位将发生疲劳破坏。因此在金属结构和传动零件的强度计算中，最大工作载荷以最大振动载荷为依据。

为了便于计算，起重机械中通常用动载系数值来表示动载荷的大小。动载系数的定义是最大振动载荷与静载荷的比值，对于传动零件则是最大振动载荷力矩与电动机额定力矩之比，对于金属结构和支承零件：

$$j = \frac{P_{静} + P_{惯} + P_{振}}{P_{静}} = \frac{P_{max}}{P_{静}} \quad (5-2)$$

5.3.2 悬吊平台突然离地起升动力学模型

建立高空作业施工平台的动力学模型主要有以下几个步骤：

- (1) 画出高空作业施工平台的力学模型简图，明确主要构件的受力关系；
- (2) 确定各主要部件的参数；
- (3) 通过力学模型简图来建立动力学研究的数学模型（描述系统运动的微分方程）

[62-67]。

绘制力学模型的简图主要考虑两个方面：首先要抓住机器或机构特点；其次，还要遵循所求解问题的各项指标。一方面，简图要能够真实反映机器工作时最本质的物理过程，及分析者所关心的关键点的振动情况。另外，研究问题时不能一味追求高精度，还应与研究人员的计算工作量进行合理的分配 过于精细的力学模型将影响求解计算速度，甚至造成无法求解。因此，以上两个方面的因素均应予以综合考虑，系统的坐标位置和自由度数也应依据以上两个方面因素来选取。一般情况下模型自由度数越多，所获得的结果精确度也越高，但同时计算工作量也增加，甚至使解题发生困难。自由度数的选择在很大程度上取决于已有的类似机器和结构的分析计算及试验数据的分析。一般来说，系统的自由度数不应小于对响应具有决定影响的固有振型数。

高空作业施工平台不是绝对的刚体。而是一个多质量多自由度的弹性振动系统，但是如果把高空作业施工平台看成弹性振动的问题进行分析，会导致问题的复杂化。首先，高空作业施工平台的弹性系统是由多个惯性质量（如悬吊平台、提升机、起升钢丝绳及所提升的重物）以及弹性构件（起升钢丝绳、悬挂机构悬臂梁及悬吊平台底板）联系起来的，有些构件的质量还是不均布的。因此，它是一个多自由度的振动系统，研究的时候要解多元联立微分方程，要求解精确解具有一定困难，且求解过程非常复杂。其次，高空作业施工平台工况较多，所受载荷又随着起升高度、作业人员位置等变化而发生变化，当悬吊平台突然离地起升，引起结构振动时还会对外载荷产生一定的影响，对高空作业施工平台的起升系统进行精确的动力计算具有一定的困难。虽然随着近几十年来结

构振动理论不断得到发展和完善，对多质量、多自由度的力学-数学模型进行计算已不再是难题。但由于大量的系数和参数无法求出，而且计算形式过于复杂，大大降低了使用价值。另一方面不容易反映问题的物理本质。所以目前仍然趋向于采用简化模型计算。当悬吊平台离地起升时，整个起升系统受到较大的冲击，弹性变形主要集中在起升钢丝绳和悬挂机构的悬臂梁，这种结构与钢丝绳串联的系统可以简化成单自由度弹簧质量系统。其中 k_{eq} 为悬挂机构悬臂梁刚度与起升钢丝绳刚性系数的等效刚度； M_{eq} 为悬挂机构在钢丝绳悬吊点处的等效质量与起升质量的等效质量。图 5-2 为高空作业施工平台整机结构起升过程的单自由度弹簧质量系统动力学模型。

单自由度系统的振动运动微分方程为：

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (5-3)$$

结合实际工况，可以发现对起升机构最不利的情况是：满载状态下开动提升机使悬吊平台从地面急速起升，当操作者操作不熟练或者不仔细，有可能在钢丝绳松弛的状态下以很高的速度将悬吊平台由地面突然提起，这一过程会产生较大的动力载荷。应当对这种情况进行分析计算。

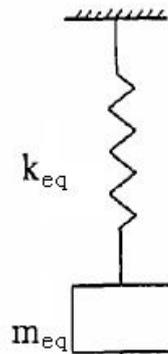


图 5-2 单自由度简化动力学模型

5.3.3 由力学模型计算冲击载荷

简化为单自由度系统进行计算^[68-71]：

系统的等效刚度系数为：

$$k_{eq} = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} = \frac{Q}{I_0 + y_0} = \frac{m_2 g}{I_0 + y_0} \quad (5-4)$$

其中：

k_1 ——悬挂机构悬臂梁等效刚度（其大小与张紧钢丝绳的预应力有关，预应力越大，悬臂梁刚度越大，其值计算约得： $k_1=723122\text{N/m}$ ）

k_2 ——钢丝绳刚性系数； $k_2 = \frac{E_{绳} A}{l}$ ； $E_{绳}=120\text{GPa}$ ； $A=58.088\text{mm}^2$ ； $l=100\text{m}$ （按 100m

计算）；可计算得^[72]： $k_2=69705.6\text{N/m}$

m_1 ——悬挂机构在悬吊点处的等效质量；（ $m_1=13.872\text{kg}$ ）

m_2 ——起升质量（包括平台质量、额定载重质量、钢丝绳质量）。

当额定载荷均布时： $m_2=1/2(m_{台}+m_{额})+m_{绳}=1/2\times(650+800)+40=760\text{kg}$

当额载偏置作用时： $m_2=1/2m_{台}+3/4m_{额}+m_{绳}=1/2\times 650+3/4\times 800+40=965\text{kg}$

y_0 ——钢丝绳在额定起升载荷 Q 作用下的静位移；

y_0 ——悬挂机构悬吊点在额定起升载荷 Q 作用下的结构静挠度。

系统等效质量按如下能量方程求得：

$$m_1 \dot{x}_1^2 + m_2 \dot{x}_2^2 = m_{eq} \dot{x}_3^2 \quad (5-5)$$

x_1 与 x_2 之比等于 m_1 与 m_2 的静位移之比，即：

$$\frac{x_1}{x_2} = \frac{y_0}{y_0 + I_0} \quad (5-6)$$

代入上面的（5-5）式，得：

$$m_{eq} = m_2 \left[1 + \frac{m_1}{m_2} \left(\frac{y_0}{y_0 + I_0} \right)^2 \right] \quad (5-7)$$

单自由度弹簧质量系统受初速度 v_0 激励的响应为：

$$x = \frac{v_0}{\omega_0} \sin \omega_0 t \quad (5-8)$$

由（5-8）可知，加速度的最大值为：

$$\ddot{x}_{\max} = \omega_0 v_0$$

动载系数 f_2 定义为^[73-74]：

$$j_2 = \frac{m_2 \ddot{x}_{\max} + m_2 g}{m_2 g} = 1 + \frac{\ddot{x}_{\max}}{g} \quad (5-9)$$

将 \ddot{x}_{\max} 的表达式代入并考虑到 $\omega_0^2 = \frac{k_{eq}}{m_{eq}}$ ，因此有：

$$j_2 = 1 + cv \sqrt{\frac{1}{dg(y_0 + I_0)}} \quad (5-10)$$

冲击载荷：

$$P = m_{eq} \ddot{x}_{\max} = m_2 \left[1 + \frac{m_1}{m_2} \left(\frac{y_0}{y_0 + I_0} \right)^2 \right] \omega_0 v_0 \quad (5-11)$$

由上述参数可知： $v_0=0.117\sim 0.15\text{m/s}$ ，计算时取上限速度 0.15m/s ；

代入相关参数，计算得额定载荷工况下冲击载荷为： $P_{\text{额冲}} \sim 1043\text{N}$ ；额载偏置工况下冲击载荷为： $P_{\text{偏冲}} \sim 1174\text{N}$ 。

5.3.4 能量方程法计算起升冲击载荷

所产生的冲击载荷也可以由能量方程求得，即：

冲击动能=弹簧势能

$$\frac{1}{2}mv_0^2 = \frac{1}{2} \times \frac{P^2}{k}$$

$$\text{即：} \quad P = v_0 \sqrt{mk} \quad (5-12)$$

其中： P ——冲击载荷； v_0 ——起升初始速度； m ——起升质量（包括平台质量、额定载重质量、钢丝绳质量）； k ——钢丝绳与悬挂机构悬臂梁的等效刚度。

由式（5-12）及参数可得额定载荷工况下冲击载荷为： $P_{\text{额冲}}=1042.7\text{N}$ ；

额载偏置工况下的冲击载荷为： $P_{\text{偏冲}}=1175\text{N}$

5.3.5 结果分析

由上面两种方法计算出的冲击应力 P_{max} 及对应的动载系数 f_2 如表 5-1 所示。

表 5-1 动力学计算结果对比

工况	单自由度系统动力学模型法		能量方程法	
	工况一	工况二	工况一	工况二
P_{max} (MPa)	8455	10586	8454.7	10587
$P_{\text{静}}$ (MPa)	7412	9412	7412	9412
f_2	1.14	1.12	1.14	1.12

上表计算所得的动载系数值在 1.12~1.14 范围内，平均值为 1.13，通过对高空作业施工平台起升系统的动力学简化模型的建立，将比较复杂的多自由度系统振动问题简化为单自由度力学模型进行分析计算，得出了在悬吊平台在突然离地起升时所引起的冲击载荷的大小，即由惯性载荷与振动载荷组成的附加冲击载荷，并获得了相应工况的动载系数。该方法作为一种较为简单粗略的分析方法，存在着一定的误差，误差主要来源于最初对多自由度系统的简化处理，以及计算过程中的计算误差，力学模型方法只能用于最初对问题的分析过程，想要获得较为精确的数据需要借助有限元分析的方法，对结构进行有限元建模，模拟实际工况进行瞬态动力学分析，得到较为精确的数据。

5.4 高空作业施工平台结构振动工况分析

施工平台在实际工作时，经常发生作业高度的变化，随之带来的就是提升机的频繁起制动，在这种工作过程中各个机构都会产生一定的动力载荷，整机结构都要受到不同

程度的冲击和振动影响。本章主要对高空作业施工平台在以下几种可能出现瞬态冲击的特殊工况进行分析：

- (1) 悬吊平台突然满载荷离地起升。
- (2) 突然向悬吊平台内施加载荷。
- (3) 悬吊平台受移动载荷作用。

其中，当施工平台悬吊平台突然由地面满载起升这一工况所引起的冲击振动是动力分析的关键所在，因为当悬吊平台处于地面时，通常起升钢丝绳处于松弛状态，这时突然开动提升机将承载的悬吊平台提升至空中并达到稳定速度，这一过程会产生较大的动态冲击。因此首先针对第一种情况进行分析。

通过对高空作业施工平台的整个离地起升过程进行分析后，发现在最初只有一部分质量参加了振动。为了保持每个阶段系统质量的恒定不变，在建立悬吊平台突然离地起升的整机动力学模型时，主要分为以下三个阶段进行系统的分析^[58]。

(1) 空载阶段

最初悬吊平台处于地面时，启动提升机将原来处于松弛状态的钢丝绳收紧，此时钢丝绳并未承受平台自身及重物所产生的外载，因此提升机处于空转状态。当钢丝绳刚刚被收紧的瞬间，它开始受力时，这一阶段结束。可以认为此时起升机构已处于稳定运行状态，悬吊平台还处于静止不动状态，但悬吊平台已具有向上的初速度 v_0 ，其中 v 值大小取决于钢丝绳的松弛程度及起升机构启动时间的长短。

(2) 预张紧阶段

钢丝绳开始受载的瞬间即为此阶段的时间零点，直到悬挂机构悬吊点处的张力等于悬吊平台重力为止。这一阶段，悬吊平台以上一阶段结束时的速度 v_0 向上运动，钢丝绳继续受力开始产生弹性变形，施工平台各部分结构产生振动，而悬吊平台仍处于地面，并未产生离地运动。该阶段结束的条件是当系统运动时间达到某一时间点 t_1 时，也就是钢丝绳所受内力恰好等于起升载荷时。

(3) 起升阶段

上一阶段中悬吊平台已具有速度 v_0 ，当平台以此速度离地上升时，即为此阶段时间零点，整机系统均处于自由振动状态。此时各部分结构已具有初位移和初速度。随着时间的增加，平台继续上升并达到稳定状态，由于起升瞬间对结构的冲击产生的系统振动也开始逐渐衰减，最终稳定运行。

5.5 悬吊平台突然离地起升动力响应分析

悬挂机构前伸段属于悬臂梁结构，主要依靠张紧钢丝绳提供的预张紧力来抵抗外载荷作用。施工平台悬吊平台在地面突然起升、空中突然卸载及空中启动或制动时，产生一定的动态冲击载荷^[75]，特别是当起升钢丝绳位于松弛状态下，提升机以全速提升满载的悬吊平台离地时，动载荷冲击比较大，也是施工平台设计时需要考虑的主要载荷工况之一。起升载荷通过钢丝绳传递形成对悬挂机构的冲击，起升载荷以集中力的形式施加

到悬挂机构前端。为了方便计算和研究，本文选取了悬挂机构前端悬吊点作为研究对象，利用 ANSYS 分析了高空作业施工平台突然离地起升的瞬态动力响应，研究了该位置处位移随时间的变化情况，并对起升动载系数、动力响应稳态值进行了分析研究。

5.5.1 起升过程的载荷变化曲线

本文利用 ANSYS 进行瞬态动力学分析时，起升过程中对施工平台悬挂机构有限元模型的冲击加载过程如图 5-3。

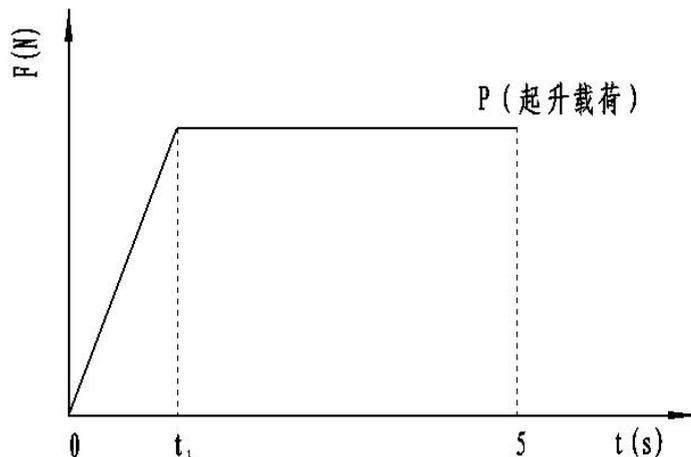


图 5-3 起升冲击载荷历程曲线

从图 5-3 中可以看出，用有限元法分析悬吊平台突然离地起升过程的动力响应时，预张紧阶段实际上非常短暂。在这极短的时间内，整个结构会产生一个初始变形，变形程度的大小取决于这阶段时间的大小，时间越短，也就意味着冲击效应越大。各部件在开始动作前预先产生的变形也就越大，很明显这对机器的结构稳定性、可靠性等都具有一定影响^[76-78]。所以我们应该尽量增大这个预张紧阶段的作用时间（起升时间） t_1 ，才能保证整机性能稳定可靠。研究表明，该时间主要与起升速度以及起升重量有关。

合适的起升时间应根据起升速度而定，由于 GB19155-2003 中并未有关于起升时间的规定，通过对相关文献的查阅，参考起重机相关规范中对起升时间的计算方法，得到高空作业施工平台起升载荷冲击时间在 0.2~0.4s 内，本文设定起升载荷冲击时间 $t_1=0.25s$ 。由于悬挂机构悬臂梁前端悬吊点承受了整个平台包括起升重物及钢丝绳等的重量，故它的相应动力学特性具有一定的代表性。为了便于求解分析，选取该点为研究对象，研究其受到起升载荷瞬态冲击后的位移随时间变化情况。同时找出瞬态冲击作用下结构的主要应力集中点，即结构的危险区域，动力学求解所获得的数据可以作为设计的有效依据。

5.5.2 悬挂机构瞬态动力学求解分析

以前面第三章静力学分析的基本工况为基础，即工况：(1) 额定载荷均布；(2) 125% 额定载荷；(3) 额定载荷偏置。因为瞬态动力学主要研究悬吊平台离地起升时刻结构的动力响应，故暂不考虑风载荷等水平载荷的作用，只按照承受竖直方向起升载荷来求解计算。利用 ANSYS 的瞬态动力学模块对悬挂机构起升冲击载荷进行瞬态动力学求解。

将三种工况的瞬态动力学分析结果在时间历程后处理器中进行处理，得到了悬挂机构悬臂梁前端竖直（Y 向）方向位移、速度及加速度响应曲线，图 5-4~5-12 分别列出了上面三种工况的位移、速度、加速度响应曲线。

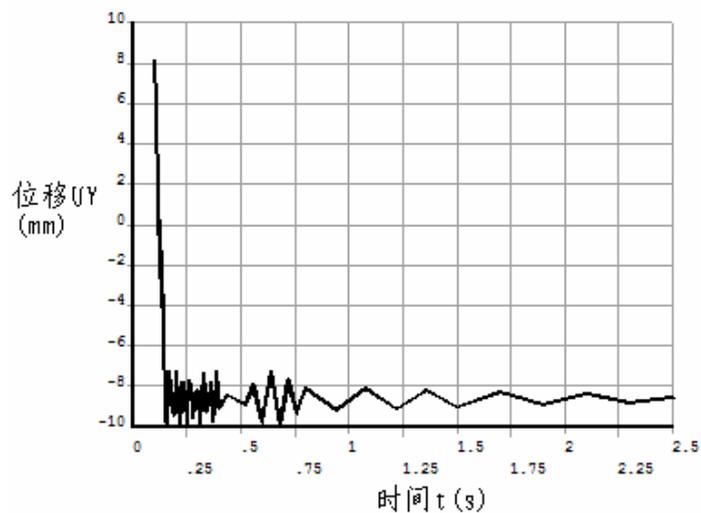


图 5-4 额定载荷下悬挂机构前端悬吊点 Y 向位移响应曲线

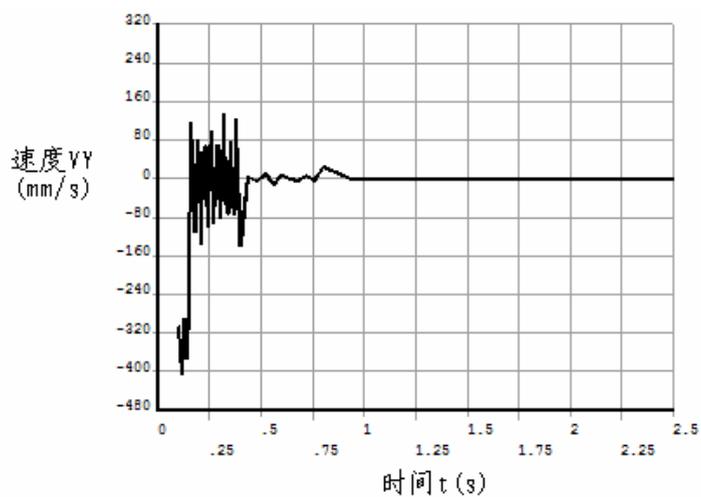


图 5-5 额定载荷下悬挂机构前端悬吊点 Y 向速度响应曲线

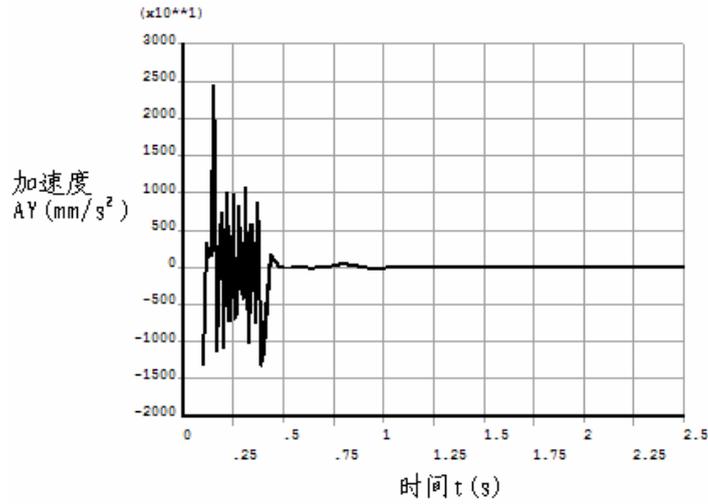


图 5-6 额定载荷下悬挂机构前端悬吊点 Y 向加速度响应曲线

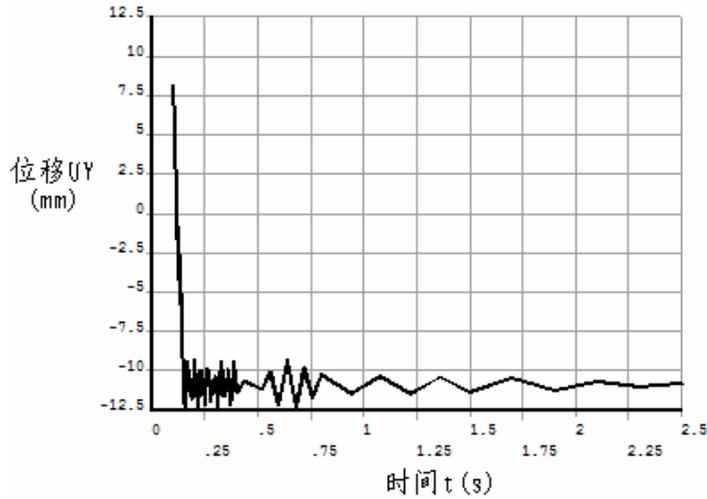


图 5-7 125% 额载悬挂机构前端悬吊点 Y 向位移响应曲线

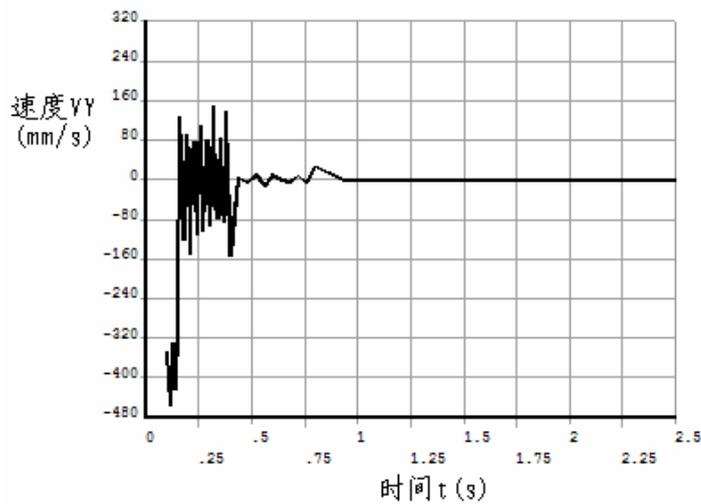


图 5-8 125% 额载悬挂机构前端悬吊点 Y 向速度响应曲线

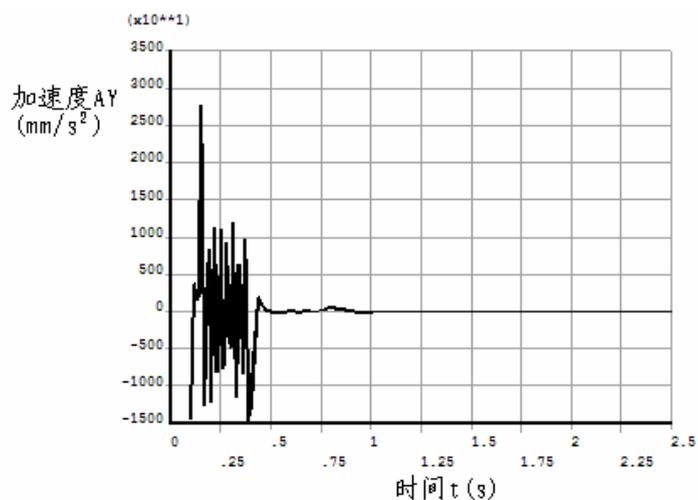


图 5-9 125% 额载悬挂机构前端悬吊点 Y 向加速度响应曲线

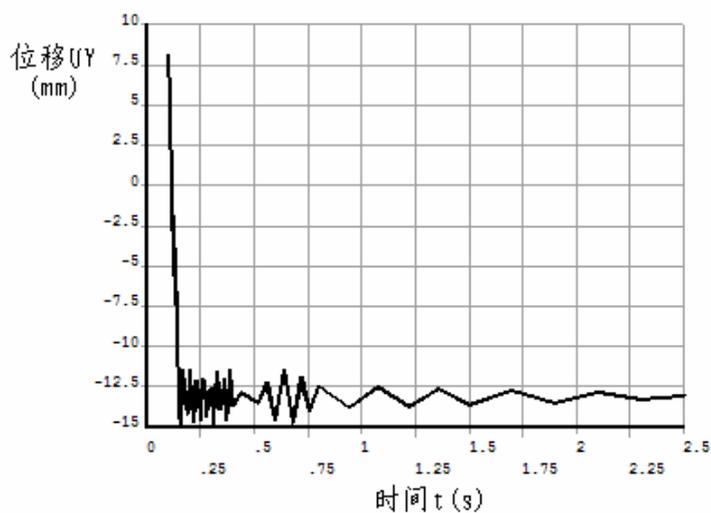


图 5-10 额载偏置悬挂机构前端悬吊点 Y 向位移响应曲线

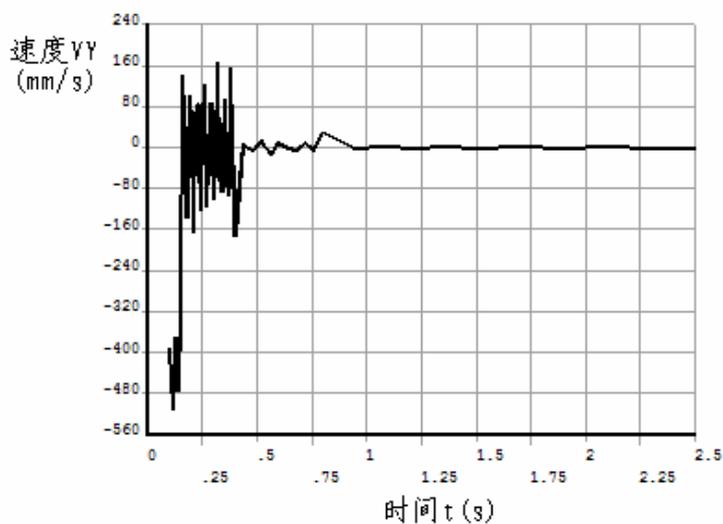


图 5-11 额载偏置悬挂机构前端悬吊点 Y 向速度响应曲线

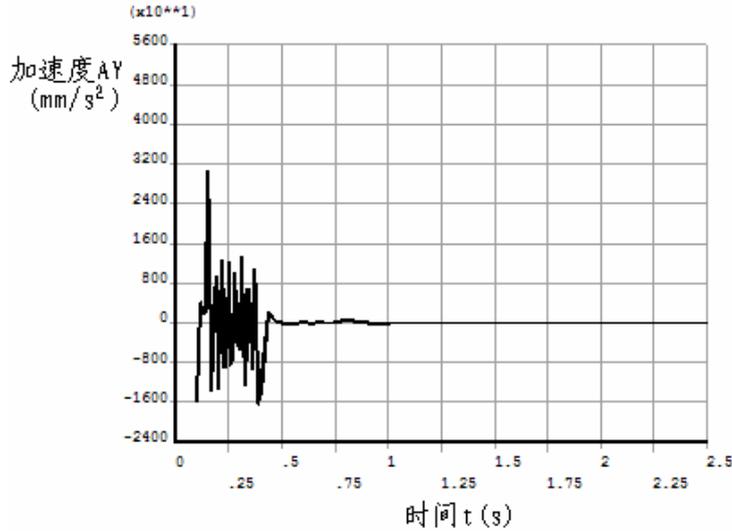


图 5-12 额载偏置悬挂机构前端悬吊点 Y 向加速度响应曲线

从瞬态动力学求解得出的动力响应曲线中可得出以下结论：

(1) 通过 ANSYS 瞬态动力学分析对高空作业施工平台三种载荷工况下离地起升时的瞬态冲击进行了仿真，获得的曲线可以较真实的反映出起升系统的结构动力学特性，曲线可以很直观的看出悬吊平台突然离地起升对悬挂机构的冲击作用，可以更好的让设计操作人员了解设备的工作情况。

(2) 由位移响应曲线看出，随着时间的变化，系统的振动逐渐减弱，直到达到一个稳定值，工况一悬挂机构悬臂梁吊点处位移达到稳态值为-8.562mm，前面静力学分析得到的最大位移值为-8.631mm，两数值基本相同（三种工况的瞬态求解稳态值与静力分析值比较如表 5-2）。同时位移曲线的趋势与起升冲击载荷的趋势也基本一致。说明建模可靠，分析方法较为科学可行。

(3) 由三种工况的速度、加速度响应曲线可以看出，起升系统在 1s 内都处于冲击振动状态，特别是在 0.5s 内冲击振动较为激烈，随着时间的增加，系统逐渐由瞬态响应转化为稳态响应。实际施工中特别是当悬吊平台满载起升时，应控制起升速度大小，可以有效减小对结构的冲击。目前变频技术广泛应用于工程起重机械，如果能采用变频技术对施工平台提升机构进行改进，实现启动、制动情况下对速度的控制，这在一定程度上可以降低结构的疲劳损伤，达到延长结构寿命的目的。

表 5-2 瞬态动力学求解稳态值与静力分析值比较

工况	工况一		工况二		工况三	
	位移 (mm)	应力 (MPa)	位移 (mm)	应力 (MPa)	位移 (mm)	应力 (MPa)
静力分析值	-8.631	45.878	-10.887	53.65	-13.144	64.444
瞬态分析稳态值	-8.562	45.873	-10.827	53.646	-13.101	64.507

5.5.3 高空作业施工平台起升动载系数

根据 GB19155-2003《高处作业施工平台》中结构安全系数的计算式中规定动载荷系

数 $f_2 = 1.25$ ，对三种载荷工况求解获得的动、静力最大位移与最大应力值，计算获得相应工况下的动载系数 f_2' ，如表 5-3 所示。可以看到其值在 1.12~1.26 范围变化，平均值为 1.18，略小于标准规定的动载系数 (1.25)，一方面标准中对起升动载系数的规定较为保守，实际施工中一般不会超过规定值；另一方面，本文采用简化建模方法对高空作业施工平台进行有限元建模，同真实结构存在一定的微小差别，故计算得出的动载系数也存在一定的微小误差，是不可避免的。本文采用求平均值的方法在一定程度上减小了误差率，获得的动载系数值具有一定的参考价值。

悬吊平台的起升速度是影响动载系数的主要因素，因为起升速度越大，预张紧阶段作用的时间越短，进而产生的冲击载荷就越大，导致动载系数变大。因此，合理的控制起升速度，是减小冲击载荷，延长设备使用寿命，提高操作人员舒适度的最有效办法。

表 5-3 起升动载系数计算表

工况	工况一		工况二		工况三	
	最大位移 (mm)	最大应力 (MPa)	最大位移 (mm)	最大应力 (MPa)	最大位移 (mm)	最大应力 (MPa)
动力学求解	-9.849	56.082	-12.274	67.517	-14.701	78.951
静力学求解	-8.631	45.873	-10.887	53.65	-13.144	64.444
动载系数	1.14	1.22	1.13	1.26	1.12	1.23

5.6 悬吊平台突然加载的动力响应分析

高空作业施工平台在实际施工过程中，常会出现在空中加载的情况。如果重物由一定高度落入悬吊平台内，这一过程重物对悬吊平台产生很大的冲击动载荷，该载荷由提升机传到钢丝绳，再传到悬挂机构。这一系列反应在一定条件下会对各部件结构造成破坏，如钢丝绳被拉断，悬挂机构变形、倾翻等。因此，对这种工况下的动力响应进行计算是十分必要的。

5.6.1 突然加载时的冲击载荷计算

由能量守恒定律可以知道，重物落入悬吊平台的过程中减少的动能 T 和势能 V 应等于悬吊平台内增加的变形能 U_d ，即：

$$T+V=U_d \tag{5-13}$$

重物下落的起始及终止速度均为零，故动能 $T=0$ ，悬吊平台底部达到最大位移 d_d 时，重物所减少的势能为：

$$V = P (h + d_d) \tag{5-14}$$

悬吊平台所增加的变形能：

$$U_d = \frac{1}{2} \frac{P_d}{d_d} = \frac{1}{2} \frac{P}{d_j} d_d^2 \quad (5-15)$$

将 (5-14) 及 (5-15) 代入 (5-13) 可得到：

$$d_d = d_j + \sqrt{d_j^2 + 2d_j h} = d_j \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{d_j}}\right) \quad (5-16)$$

如果考虑悬吊平台的质量则：

$$d_d = d_j \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{d_j} \frac{P_1}{P_1 + P_2}}\right) \quad (5-17)$$

其中， P_1 是重物的重量； P_2 是悬吊平台的重量（悬吊平台空载自重 6370N）。

由胡克定律知：

$$C = \frac{P}{d_j} = \frac{P_d}{d_d} \quad (5-18)$$

所以可以得到冲击载荷：

$$P_d = P_j \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{d_j} \frac{P_1}{P_1 + P_2}}\right) \quad (5-19)$$

对加载不同质量重物时，由式 (5-19) 可以计算出重物在不同下落高度时对悬吊平台的冲击载荷值，列于表 5-4。

表 5-4 重物在不同高度下落的冲击载荷值

重物质量 (kg)	静载荷 (N)	0.2m 高度冲击	0.5m 高度冲击	0.8m 高度冲击
		载荷 (N)	载荷 (N)	载荷 (N)
20	196	762	1058	1276
50	490	2294	3279	3997
100	980	5008	7234	8855
150	1470	7690	11138	13646

5.6.2 整机结构有限元求解分析

以 ZLP800 型高空作业施工平台为对象，向悬吊平台内加载重物过程考虑分为两种情况：(1) 缓慢放入重物；(2) 突然放入重物。第一种情况下，重物无落差的缓慢放入悬吊平台，该情况可以认为重物对悬吊平台无冲击载荷，按静力学进行分析即可。第二种情况，突然放入重物，物体在距平台底板一定高度的位置开始自由落体运动，当下落到底板时，会对平台底板产生一定冲击载荷，应该按照瞬态动力学方法进行分析^[79]。本文运用大型通用有限元分析软件 ANSYS 对上述两种情况下结构的位移、应力进行求解

分析。求解结果分别列于表 5-5、5-6 中。

表 5-5 缓慢加载时的静力学求解结果

重物质 量 (kg)	对应动载 荷值 (N)	重物在平台中点		重物在平台左偏载点	
		最大位移 (mm)	最大应力 (MPa)	最大位移 (mm)	最大应力 (MPa)
20	196	-1.627	20.761	-1.619	21.262
50	490	-2.275	22.098	-2.275	23.353
100	980	-3.356	24.328	-3.453	26.836
150	1470	-4.437	28.218	-4.781	30.32

表 5-6 由 0.5m 高度突然加载时的瞬态动力学求解结果

重物质 量 (kg)	重物在平台中点		重物在平台左偏载点	
	最大位移 (mm)	最大应力 (MPa)	最大位移 (mm)	最大应力 (MPa)
20	-2.558	22.549	-1.961	37.934
50	-7.62	60.243	-1.684	71.234
100	-8.89	155.812	-13.003	157.153
150	-17.904	239.899	-24.06	241.965

从表 5-5、5-6 的求解结果可以看出，向悬吊平台内突然加载重物对结构的影响较缓慢加载时大很多，以 0.5m 高度突然向平台加载为例，当重物质量逐渐增大时，整机结构的最大位移及最大应力均显著增大。如重物质量达到 150kg 时，突然加载产生的冲击应力是缓慢加载时的 8.5 倍，其值大小也超过了材料本身的许用应力（本机采用 Q235 结构钢，若选择安全系数为 2，则许用应力为 117.5MPa），容易造成结构破坏，导致危险事故的发生。

5.6.3 关键点动力响应曲线

通过对整机结构的静力学及瞬态动力学求解分析，可知突然加载冲击过程中，结构中受载较大的区域主要集中在重物下落点、悬挂机构的悬吊点以及悬臂根部位置。鉴于此，本文提取了上述几个位置节点的位移、动应力响应曲线。如图 5-13、5-14 所示。

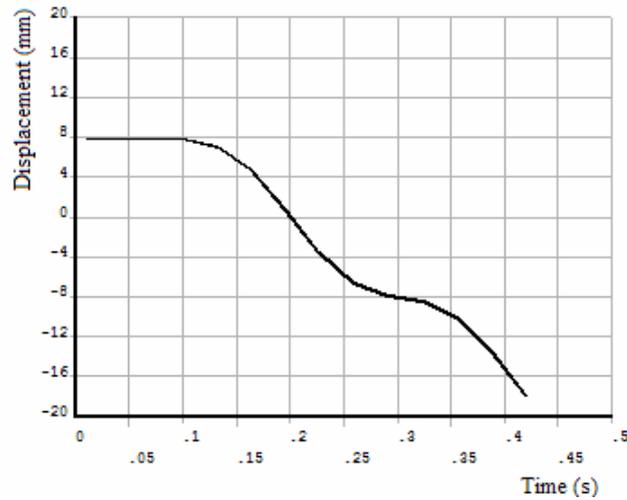


图 5-13 150kg 重物加载于平台中点的位移响应曲线

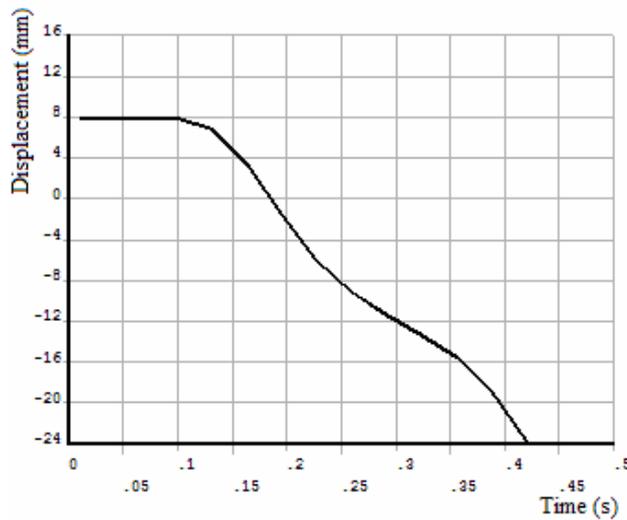


图 5-14 150kg 重物加载于平台左侧偏载点的位移响应曲线

图 5-13、5-14 为由 0.5m 高度突然向悬吊平台中点及左侧偏载点施加 150kg 重物时的位移响应曲线，随着时间的变化，加载点的位移逐渐增大，图 5-14 中的最大位移值已达到 24.06mm，而 GB19155-2003 中规定悬吊平台最大变形不能超过整体长度的 1/300，即 25mm。因此在施工中应尽量避免较重物体具有一定高度差落入悬吊平台，对结构造成破坏。

5.7 移动载荷作用下结构动力响应分析

高空作业施工平台在工作过程中，悬吊平台上常出现移动载荷的作用，移动载荷即载荷大小和作用方向都保持不变，作用位置却不断变化的荷载。如操作人员行走、材料机具等的搬运，都会对平台引起移动载荷的作用，其对整机结构的影响目前未见相关研究。而移动载荷作用下结构的瞬态响应分析具有广泛的工程应用前景，桥梁上承受火车、汽车和走动的人群等；厂房中的吊车梁承受的吊车荷载等都是移动荷载。

(1) 模型简化与方案构建

1.当移动物质量同梁的质量相比较小时,可以忽略移动质量的惯性作用,将其简化为移动载荷作用下梁的动态响应分析问题;

2.对匀速移动载荷问题,构建冲击等效加载方案,结构简图如图 5-13, 将其等效为多个点冲击载荷,施加在 ZLP800 高空作业吊篮有限元模型上进行整机动态响应分析。

3.根据施工现场环境,在悬吊平台上移动应相对较慢,本文以 $v=0.5\text{m/s}$ 作为载荷移动速度进行分析,整个悬吊平台长度 $L=7.5\text{m}$,并考虑移动物体质量变化的影响,对此工况进行瞬态动力学求解。求解结果列于表 5-7。

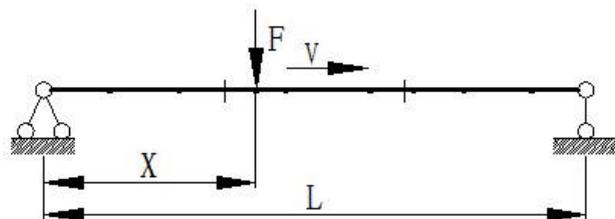


图 5-15 移动载荷作用下悬吊平台简化力学模型

表 5-7 多种移动载荷作用下结构瞬态求解结果

不同移动质量 (kg)	左侧悬吊点最大位移 (mm)	右侧悬吊点最大位移 (mm)	左侧悬臂根部最大应力 (MPa)	右侧悬臂根部最大应力 (MPa)
65	7.7151	8.1352	16.928	13.61
100	6.4639	6.7195	13.168	19.155
180	6.2016	6.6637	11.348	15.128

由分析结果可以看出：不同质量的物体在平台内以 0.5m/s 的速度移动时,两悬挂机构的位移、应力变化较小,其值均在允许范围内,不会对结构造成破坏性影响。由此可说明,以较小速度在平台内移动时对结构影响可以不予考虑。通过提高移动速度后,再进行上述计算,悬挂机构上的最大位移、应力值有所增大。同时,移动的物体对底板有沿速度反方向的摩擦力作用,速度越快,摩擦力越大,对平台产生一定大小的水平力,会使悬吊平台产生摆动,这又对悬挂机构产生了横向载荷作用。通过计算获得当物体在平台内移动速度不超过 2m/s ,可以保证整机的结构安全,运行稳定。

5.8 大载荷大跨度高空作业平台的初探

5.8.1 大载荷多功能高空作业平台设计意图

我国幕墙业是世界上最大的产能大国。但目前幕墙施工大都仍采用搭设脚手架、施工平台、卷扬机等,没有专用的幕墙安装设备。现有高空作业施工平台普遍存在以下弊端：产品类型单一；适应性、多功能性差；承载能力低；悬吊平台面积小、跨度小等。这些弊端限制了我国幕墙安装业的发展,给国民经济造成了一定影响。鉴于此,国家“十一五”期间提出了要设计开发一整套无脚手架施工装备,其中包括本课题研究的,用于幕墙安装的大载荷多功能高空作业平台的设计开发,目标是研发具有自主知识产权的

于安装领域的大载荷多功能高空作业平台的结构受力分析方法，为研究成果的产业化提供理论依据。目前该产品尚未开发完成，本课题所研究的高空作业施工平台是该新产品的原型产品，目的在于在原型产品的基础上，分析总结一套合理可行的结构分析方法，为将来大载荷多功能高空作业平台的设计研发提供有效的结构分析方法。

5.8.2 大载荷多功能高空作业平台基本参数及模型

额定载荷 2000~3000kg；
升降速度 7~9m/min；平台尺寸=15 m；
同步驱动精度 $\pm 4^\circ$ ；
工作台伸缩距离 0~2 m；
安全应急自救下降速度=7m/min；
超速保护动作速度 9~14m/min；
超载保护装置精度=3%。

其中，与原来高空作业施工平台产品最大的区别就在于其大承载能力，要求达到 2000~3000kg，以及大跨度达到 15 米。这两项指标的变化较大，使得整机结构都需要重新设计计算，除悬吊平台及悬挂机构外，还包括提升机、安全锁、电器部分等。大承载能力就要求提升机的起升能力要大幅度提高，同时悬挂机构要有足够的承载能力，以保证整机起升制动等过程的安全性、稳定性、可靠性。要实现大跨度的设计就要对悬吊平台进行整体加强，以保证平台在较大的载荷作用下拥有足够的强度和刚度，可以承担较大的幕墙材料的重量，以及复杂多变的载荷作用位置及受力状态。在完成理论设计之后，需要运用有限元法对整机及各部件进行精确的建模仿真分析，本文利用有限元法对高空作业施工平台的静动力分析及模态分析等一系列方法，均可以用于对大载荷多功能高空作业平台进行有限元分析。

总结的出的方法主要有以下几点：

(1) 基于有限单元理论，利用 ANSYS 有限元软件建立整机结构的有限元模型，整机主体结构中一般较多的采用方钢管及角钢材料。因此，在建模时，采用梁单元 (BEAM188) 进行模拟比较符合真实的受力情况。钢丝绳结构采用杆单元 (LINK10) 进行模拟，悬吊平台的底板则可以采用板壳单元 (SHELL63) 模拟，进行静动力分析时，一般对悬挂机构进行全约束，载荷作用则可以选择施加在对应关键点或节点上。

(2) 对整机进行静动力分析时，由于悬挂机构是整机主要的承载部件，因此，为了节省计算机资源，可以单独分析悬挂机构，只需将施加在悬吊平台上的载荷等效的施加在悬挂机构相应节点处即可，可得到较为理想的分析结果。

(3) 在对整机进行动力学分析之前，需要首先做整机的模态分析，通过得到的固有频率及模态振型，分析振型产生的原因，进而得到容易使结构产生激励的工况，尽量避免让结构在这些工况下由外激励起振。

(4) 在对高空作业施工平台做瞬态动力学分析时，关键在于载荷步的设置，首先要分析所研究工况下的载荷历程曲线，由曲线的拐点情况来确定载荷步数，并通过曲线的

走向设置相应的载荷步选项；另外，载荷步截止时间、载荷子步、系统阻尼等的设置也对瞬态动力学分析的结果有很大影响。

(5) 由于目前国内高空作业施工平台方面的文献和研究比较少，本文在对悬吊平台突然离地起升工况进行分析时，主要参考了起重机动力学方面的相关理论，在后续的大载荷多功能高空作业平台的设计研究过程中也可以参考这方面的理论，来充实和完善本产品的理论基础。

5.9 本章小结

本章在 ANSYS 瞬态动力学理论上，对高空作业施工平台工作中常见的三种冲击工况进行了瞬态动力学分析，主要结论如下：

(1) 通过对起升系统的动力学模型的简化，采用两种方法计算了起升动载荷，并获得了相应的动载系数。通过对悬吊平台离地起升工况的瞬态动力学分析获得了悬挂机构悬吊点处位移、速度及加速度响应曲线，反映出了起升系统的动力学特性，曲线可以很直观的看出悬吊平台突然离地起升对悬挂机构的冲击作用，可以更好的让设计操作人员了解设备的工作情况。又位移响应曲线趋势与起升冲击载荷的趋势基本一致，可说明建模方法正确，分析方法较为科学合理。

(2) 由突然离地起升工况下关键点速度、加速度响应曲线可以看出，起升系统在 1s 内都处于冲击振动状态，特别是在 0.5s 内冲击振动最为激烈，随着时间的增加，系统逐渐由瞬态响应转化为稳态响应。

(3) 由瞬态分析获得的动态冲击下的位移及应力值，计算出相应的起升动载系数，分析了影响动载系数的因素主要是起升速度的大小，实际施工中特别是当悬吊平台满载起升时，应控制起升速度大小，可以有效减小对结构的冲击。目前变频技术广泛应用于工程起重机械，如果能采用变频技术对施工平台提升机构进行改进，实现启动、制动情况下对速度的控制，这在一定程度上可以降低结构的疲劳损伤，达到延长结构寿命的目的。

(4) 突然向悬吊平台内加载时，重物对平台产生较大冲击载荷，冲击载荷的大小取决于加载物的质量及距离平台底板的高度。突然加载时结构的位移、应力较缓慢加载时增大很多，一定条件下将超出材料许用应力，造成结构破坏。因此，实际操作过程中应严格控制空中加载时重物与平台之间的高度差，由计算得到，当重物质量在 100kg 时，放入平台时的高度差不应超过 0.3m。

第六章 结论与展望

6.1 结论

随着我国建筑幕墙业的快速发展,对配套设备的需求也在不断扩大。传统的脚手架施工方法已经不能满足现代化建筑的要求,因此无脚手架施工方法正在我国开始推广,无脚手架施工装备的需求量也在逐年增加。本课题研究用于幕墙安装的高空作业施工平台产品,为幕墙安装无脚手架作业施工提供可靠的装备,并可改变幕墙安装施工作业依赖脚手架的传统施工工法,防止安全事故发生,提高操作使用安全性。本文以目前广泛应用的 ZLP800 型高空作业施工平台为原型,对结构进行了静力分析、模态分析以及动力学分析,总结出一套较为科学可行的分析计算方法,为大载荷多功能施工平台的建模仿真分析提供分析方法及理论依据。本文主要结论如下:

(1) 依据有限元法基本原理,确定了高空作业施工平台结构的简化原则及处理方法。以 ZLP800 型高空作业施工平台为研究对象,利用 ANSYS 建立其整机的有限元模型。分别对额定载荷均布、125% 额定载荷均布、额定载荷偏置、横向载荷作用四种工况下整机及悬挂机构进行了有限元静力学分析,获得了主要承载构件危险工况下的位移及应力数据,各工况下位移及应力云图中结构变形与实际工况基本一致,说明建模方法可行。

(2) 通过对数据的对比分析,额定载荷均布、125% 额定载荷均布、额定载荷偏置工况下最大位移为 14.762mm,位于悬挂机构悬臂梁最前端;最大应力为 72.057MPa,出现在悬臂梁根部,位移及应力值均在许用范围内,因此不会造成结构破坏。横向载荷作用工况下,最大应力达到 97MPa,在一定条件下有可能超过起升载荷对结构产生的影响,易引发安全事故。因此,在进行新产品开发及结构设计时,应增加其横向承载能力及稳定性。在安装使用过程中,应该尽量避免人为斜拉悬吊平台进行施工作业,否则过大的横向载荷可能导致结构的破坏。

(3) 悬挂机构张紧钢丝绳预应力起着影响结构刚度的作用,可以更好的抵抗起升载荷的冲击作用。但是过大的预应力对于突然卸载时系统的性能会有一些的影响,本文建议值为 120MPa。同时也建议在修改国家相关标准规范时,增加对张紧钢丝绳预应力的规定,以进一步规范施工作业。

(4) 采用分块 Lanczos 法对整机及悬挂机构进行了模态分析,提取了前四阶模态,第一、二阶振型分别反映了施工平台整机系统横向水平、垂直以及纵向水平振动。按照振型叠加原理,一旦主振型被激发,将会严重影响施工平台的使用寿命,并会给安装及操作带来不便。因此在使用中应尽量避免主要模态方向的干扰力,如满载从地面突然起升、空中运行突然制动、突然卸载等都会对影响系统工作时振幅的大小。

(5) 基于动力学的相关理论,将整机结构简化成单自由度弹簧振动系统,得到悬吊平台突然起升离地引起的冲击载荷,利用 ANSYS 对悬挂机构有限元模型进行瞬态动力学分析,求解了平台突然离地起升工况、突然加载工况以及平台受移动载荷作用工况下

结构的动力响应,获得了不同载荷作用下悬挂机构悬吊点处的位移、速度及加速度响应曲线,由瞬态冲击载荷作用下的动位移、动应力值,得到起升动载系数,其平均值为 1.18,影响动载系数大小的因素主要是起升速度,实际施工中特别是当悬吊平台满载起升时,应将起升速度控制在较低值,可以有效减小对结构的冲击。采用变频技术对提升机构进行改进,可实现启动、制动情况下对速度的控制,这在一定程度上可以降低结构的疲劳损伤,达到延长结构寿命的目的。

6.2 展望

本文在研究高空作业施工平台静动态性能分析方面做了大量的工作,不仅建立了整机的有限元模型及动力学简化模型,而且总结出结构静动力分析的有限元方法,得到了一些科学可行的结论,但是由于受到自身基础理论知识、专业知识以及科研能力和时间的限制,作者的研究还有待于进一步完善,作者认为,本课题的研究领域内,还可以在以下几个方面作进一步的深入研究:

(1) 为了建模和求解的需要,对高空作业施工平台整机结构进行了一定程度的简化处理,忽略了一些结构的影响,在以后的研究过程中尽可能的去完善有限元模型,减少模型简化,边界条件处理上给求解结果带来的影响。

(2) 在受力分析及模型求解方面,还可以进行多角度的探索 and 比较,如:对高空作业施工平台在空中上升、下降等启动制动工况的性能分析;尝试其它的结构分析方法;并通过改变一些结构参数来调整整机性能进而得到更为优化的结果。

(3) 针对不同型号的机型,逐个建立有限元模型过程比较耗时,尝试运用参数化的方法,来建立所有机型的有限元模型,并且在修改设计时,可以方便的调整模型参数,提高工作效率。运用其它动力学仿真软件,如 ADAMS 对整机系统进行动力学仿真分析,可以得到更多力学响应特性。

参考文献

1. 徐艳华,许芹祖,段红莉,李承伟.高处作业吊篮悬挂构架的有限元分析[J].建筑机械化,2006(03):36-37
2. 高明敏.水平载荷对吊篮悬挂机构的影响[J].建筑机械化,2007,(11):41-44
3. 芦建平,张国友,牛海军.高处作业吊篮提升机两种卷绳机构分析[J].建筑机械化,2010(05):47-50
4. 喻惠业.谐波齿轮传动在吊篮提升机上的应用[J].建筑机械化,1999,(05):37-38
5. 张华文,张金生,朱宪臣.新型高处作业吊篮安全锁试验装置[J].建筑机械,2007,(08):90-92
6. 张华,董威,於海.我国高处作业吊篮的几个技术问题[J].建筑机械化,2009,(1):73-76
7. 赵汝嘉.机械结构有限元分析[M].西安:西安交通大学出版社,1990
8. 朱勇,艾宴清.精通 ANSYS7.0 有限元分析[M].北京:清华大学出版社,2004
9. Saeed Moaveni.有限元分析——ANSYS 理论与应用,第二版[M].北京:电子工业出版社,2005
10. [美]莫维尼.有限元分析——ANSYS 理论与应用[M].北京:电子工业出版社,2008,(1)
11. 龙驭球.有限元法概论[M].北京:高等教育出版社,1991
12. 王歇成,邵敏.有限元法基本原理和数值方法[M].北京:清华大学出版社,1997
13. 龚曙光.ANSYS 工程应用实例解析[M].北京:机械工业出版社,2003,(4)
14. 尚晓江,邱峰,赵海峰等.ANSYS 结构有限元高级分析方法与范例应用[M].北京:中国水利水电出版社,2006
15. Gunther Meschke, Herbert A.Mang, Fellow, ASCE, Peter Kosza.Finite element analyses of cracked cooling[J]. Struct. Engrg. 117, 2620 (1991)
16. 黄国权.有限元法基础及 ANSYS 应用[M].北京:机械工业出版社,2004
17. 刘国庆,杨庆东.ANSYS 工程应用基础-机械篇[M].北京:中国铁道出版社,2003:19-36,219
18. 王庆五,左昉,胡仁喜.ANSYS10.0 机械设计高级应用实例[M].北京:机械工业出版社,2006,(1)
19. 邵海.高空作业平台工作机构现代设计方法研究[D].南京:南京林业大学,2008
20. 文新海,黄明辉,湛立华等.大型组合承载结构整体有限元建模研究[J].现代制造工程,2010,(1):10-14
21. 张应迁,张洪才.ANSYS 有限元分析从入门到精通[M].北京:人民邮电出版社,2010
22. 文国治,李正良.结构分析中的有限元法[M].武汉:武汉理工大学出版社,2010
23. 商跃进.有限元原理与 ANSYS 应用指南[M].北京:清华大学出版社,2005
24. Boris Jeremic. Finite element methods for 3D slope stability analysis[J]. 289, 17 (2000)
25. 黄义.弹性力学基础及有限元法[M].北京:冶金工业出版社,1983
26. 王国强.实用工程数值模拟技术及其在 ANSYS 上的实践[M].西安:西北工业大学出版社,2001
27. Preton.T.W. The finite element method as a computational tool for design[J], IEE Colloquium, 1992, 1 (22):1-6
28. 刘相新,孟宪颐.ANSYS 基础与应用教程[M].北京:科学出版社,2006:3-4

29. GB19155-2003, 高处作业吊篮[S]
30. GB3811-2008, 起重机设计规范[S]
31. 傅志方.振动模态分析与参数识别[M].北京:机械工业出版社, 1990
32. 大久保信行.机械模态分析[M].上海:上海交通大学出版社, 1985
33. 曹树谦.振动结构模态分析.理论、试验与应用[M].天津:天津大学出版社, 2001
34. 刘延柱, 陈文良, 陈立群.振动力学[M].北京:高等教育出版社, 1998
35. 阎以诵.工程机械振动分析[M].上海:同济大学出版社, 1992
36. [美]D.V. 哈通.应用机械振动学[M].北京:机械工业出版社, 1985
37. 郑玉巧, 黄建龙, 张淑珍.龙门起重机的结构有限元模态分析[J].矿山机械, 2010, (17): 68-70
38. 温熙森等.机械系统建模与动态分析[M].北京:科学出版社, 2004
39. 陈晓霞等.ANSYS7.0 高级分析[M].北京:机械工业出版社, 2004
40. 傅志芳, 华宏星.模态分析理论与应用[M].上海:上海交通大学出版社, 2000
41. 谭建国.使用 ANSYS6.0 进行有限元分析[M].北京:北京大学出版社, 2002
42. 程文明, 王金诺.起重机的动态分析方法[J].起重运输机械, 2002, (2): 1-4
43. 张朝晖.ANSYS 结构分析及实例解析[M].机械工业出版社, 2005
44. 胡宗武, 顾迪民.起重机设计计算[M].北京:北京科学技术出版社, 1989
45. C.S.Desai, J.Faberl. Introduction to the Finite Element Method. 1972
46. K.H.Huebner. The Finite Element Method for Engineers, 1975
47. K.H.Gallagher. Finite Element Analysis Fundamentals, 1975
48. 齐慧, 杨屹, 蒋玉明.基于 ANSYS 软件一次开发的铸造充型和凝固耦合过程数值模拟研究[J].成都:四川大学学报(工程科学版), 2001, (9)
49. 胡于进, 王璋奇.有限元分析及应用[M].北京:清华大学出版社, 2009, (4)
50. 徐芝纶.弹性力学[M].北京:高等教育出版社, 1980
51. I.Hollad, K.Bell.Finite Element Method in Stress Analysis[M].1972
52. 杨素, 唐恒龄, 廖伯瑜.机械动力学[M].北京:机械工业出版社, 1983
53. 过玉卿.起重运输机械[M].武汉:华中理工大学出版社, 1992
54. 陈道礼.桥式起重机动态刚性的有限元分析[M].起重运输机械, 2005, (5): 13-15
55. Rao S S.The Finite Element Method in Structural Mechanics, Academic Press.1982
56. Strang G An Analysis of The Finite Element Method.New Jersey: Prentice Hall.1973
57. Holley R F Bounding. plane stress solution by finite element. Proc.ASCE, ST1 1966
58. 胡宗武, 阎以诵.起重机动力学[M].北京:机械工业出版社, 1988, 1-45
59. 师汉民, 吴雄, 湛刚.机械振动系统[M].华中科技大学出版社, 2001
60. Zimoch Z.Sentivity Analysis of Vibration System[J].Journal of Sound and Vibration, 1987, 115(3): 447-458
61. A. Aslam. Finite Element Analysis of Stiffened[J].341,291 (2009)
62. 张质文, 刘全德.起重运输机械.机械设计[M].北京:中国铁道出版社, 1983: 430-446

63. 蒋海江.起升动载激励下门座起重机臂架系统动态特性研究[J].武汉：武汉理工大学，2006
64. 乐竟辉.港口装卸门机在货物离地时的振动[J].起重运输机械，1986，(3): 18-21
65. 张明勤,张瑞军等.塔式起重机结构体系动态分析计算工况的选择[J].建筑机械化,2002(5):12-15
66. 孙明尧,过玉卿.桁架式装卸桥动态特性分析[J].起重运输机械，2000，(5): 1-3
67. 胡宗武.起重机动载荷的简化计算[J].起重运输机械，1982，(2): 1-8
68. 胡宗武.起重机的动态计算[J].起重运输机械，1987，(11): 2-6
69. Bould L.Ssack Structure Analysis[M].MCgraw-Hill Bool Company, 1982
70. Heroyuki Sogo.Dynamic Load Factor of Crawler Crane with a Lifted During Publ[J]. Propelling(1st Report)Proc .Int .Conf. on ATEMH94 by China Machine Press, 1994
71. Vissarion Papadopoulos, Manolis Papadrakakis. Finite-Element Analysis of Cylindrical Panels with Random Initial Imperfections[J]. Engrg. Mech. 130, 867 (2004)
72. 刘鸿文.简明材料力学[M].北京：高等教育出版社，1995
73. 黄培文.机械系统振动的动载荷计算方法[M].武汉：华中工学院出版社，1987
74. 柯马罗夫.起重机动力学[M].北京：中国工业出版社，1965
75. 蒋晓燕.塔吊、吊篮等钢丝绳断绳事故动力学分析[J].石油工程建设，第34卷第6期：59-61
76. 孙守胜.龙门起重机金属结构动力学研究[D].武汉：武汉理工大学，2008
77. Hu Yurcn, Jin Xiading, Chen Bozhen. A finite element model for static and dynamic analysis of thin-walled beams with asymmrtric cross-sections, Computers & Structures. 1996, 61(5)：897-908
78. 常春影.门式起重机结构动态特性分析[D].大连：大连理工大学，2005
79. 徐振飞.ANSYS 有限元分析工程应用实例教程[M].北京：中国建筑工业出版社，2010

作者简介



卢震，男，1983年2月24日生，辽宁锦州人，2006年7月毕业于沈阳建筑大学机械设计及其自动化专业，获工学学士学位。2008年9月开始攻读沈阳建筑大学工学硕士学位，师从郑夕健教授，攻读硕士学位至今。攻读硕士研究生期间，参与科研项目1项、公开发表论文3篇。

作者在攻读硕士学位期间发表的学术论文

1. 郑夕健, 卢震, 谢正义. 基于 ANSYS 的吊篮悬挂机构动力学分析. 建筑机械化, 2010.12
2. Xijian Zheng, Zhen Lu, Zhenyi Xie, Yan Hong. Hoisting dynamics analysis of suspended access equipment. Advanced Materials Research Vols, 163-167. P708-712 (EI: 20110313593252)
3. Xijian Zheng, Zhen Lu, Zeguang Han, Xingliang Gao. Dynamic Responding Analysis of Temporarily Installed Suspended Access Equipment. Lecture Notes in Information Technology Vols.1-2 (EI 检索)
4. 郑夕健, 刘明达, 贾超, 卢震. 基于 ANSYS 的吊篮悬吊平台有限元建模及分析. 建筑机械化 (已录用, 待发表)

致 谢

时光如梭，转瞬间二年半的硕士研究生学习生活即将结束，至此毕业论文煞笔之时，我要向所有关心我、帮助我和支持我的人们说声感谢。

首先我要由衷的向我的恩师郑夕健教授表示感谢，本论文是在他的悉心指导下完成的，从论文最初的选题到相关资料的搜集，以及论文的撰写以及最终论文的顺利完成，都得到了郑老师的悉心帮助与指导。在论文研究与研究生学习的阶段，我不仅从导师那里学到许多以前不曾接触和了解的专业知识、增强了自己的思考能力和解决问题的能力，更学到了导师积极进取的科研精神和严谨治学的人生态度。导师广博渊深的知识，精辟透彻的见解、处理问题的方法、崇高的品德、严谨的治学态度使我受益颇深。论文完成离不开郑老师的悉心的培养和指导，其中凝聚了郑老师无数的心血和汗水！是他使我的知识得到了扩充，视野得到了拓宽，这使我终身受益。

在此我还要衷心感谢韩泽光副教授、费焯副教授和侯祥林教授，老师们渊博的知识、忘我的工作态度和严谨求实的科学态度都深深感染了我。在课题进展期间他们给了我极大的帮助，他们博学的知识使我的课题得以顺利完成。

感谢交通与机械学院领导和老师们在学习上和生活上给予的莫大帮助和支持，感谢沈阳建筑大学图书馆和交通与机械学院资料室为本文提供的大量资料！在此，向所有文献的作者表示衷心的感谢，感谢他们辛勤的努力和付出，感谢他们对科学技术的共同进步做出的贡献！

感谢本项目的组织单位国务院国有资产管理委员会对本项目的大力资助！

最后，向我的家人及给予我支持和鼓励的朋友表示感谢！

卢 震

2011 年 1 月于沈阳建筑大学