

摘 要

门式起重机是广泛用于工厂、建筑工地、铁路货场、码头仓库等处的重要装卸设备。目前,国内生产的各种系列的通用门式起重机没有形成相应的参数化设计系统,不符合现代 CAD/CAM 技术应用的特点,没有发挥出 CAD/CAM 的优势。为了发挥设计人员的创造性,将他们从大量繁琐的重复劳动中解放出来,减少设计、计算、制图、制表所需的时间,缩短设计周期,实现产品的系列化,就需要研究和开发相应的参数化 CAD 系统。

通过对通用门式起重机 CAD 系统软件各部分功能及特点的分析,将该软件分为以下几部分:输入模块、几何尺寸计算模块、结构理论分析与建模、优化设计模块、可视化设计模块、二维参数绘图模块、三维建模模块、结构计算说明书模块、有限元分析模块等。本文主要研究结构理论分析与建模及二维参数绘图模块。在结构理论分析与建模模块中,通过编制一系列的结构计算与验算函数确定出目标函数与约束条件,供优化设计模块使用;在二维参数绘图中,通过程序生成 SCR 命令文件接口,然后调用驱动 AutoCAD 绘图。

门式起重机 CAD 系统软件采用 Windows 操作系统,以 AutoCAD 为绘图平台,Script 文件为数据接口文件,VC++6.0 为二次开发工具。在设计软件时,利用极限状态法通过分项载荷系数充分考虑载荷的重要度、通过抗力系数充分考虑材料的承载度,能够更好地反映结构实际的承载能力的特点,对双梁门式起重机金属结构进行变量化设计,提高了设计效率、缩短了设计周期、提升了材料的利用率。并通过程序计算及优化结果得出极限状态法较许用应力设计法呈现出更为经济、实用的优点,对起重机的节能降耗具有重大意义,应大力推广应用。

关键词: 门式起重机; 极限状态法; CAD 系统; 金属结构设计

ABSTRACT

As an important type of hoisting and conveying machinery, gantry crane is widely used in factory, construction field, railway station and storehouse. Parametric computer aided design software now has not been developed for domestic series gantry crane, the convenience and advantage of CAD/CAM hence could not be displayed. To increase designers' efficiency and shorten design time, it is necessary to develop a professional parametric CAD system.

The gantry crane CAD system is divided in the following modules on principle of module design: input module, dimension computation module, structure analysis and modeling module, optimized design module, definite element analysis module. In this thesis, structure analysis and modeling and two dimensional parametric drawing are researched. In structure analysis and modeling module, a series of calculating and checking function is programmed, which can result aim function and constrains for optimized design module. In two dimensional parametric drawing modules, SCR script file is resulted in programs, which can drive AutoCAD to draw.

The gantry crane CAD system based on Windows operating system, taken Script file as data interface, is developed in Visual C++. Limit design is used in the software design in consideration of load importance and anti-force by dividing load factor and bearing factor. Using parameterized modeling of CAD soft, metal structure of a double-beam gantry crane is designed. As a result, design efficiency is increased, design cycle shortened and material used adequately. The limit design is superior to the permissible stress method by comparing the result of two different methods in same parameter. The method taken in this thesis can be regarded as an important reference in gantry crane design and is worth spreading.

Key words: Gantry crane; Limit design; CAD system; Metal structure design

声 明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在指导教师的指导下，独立进行研究所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本论文不包含其他个人或集体已经发表或撰写过的科研成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本声明的法律责任由本人承担。

作者签名：_____日期：_____

关于学位论文使用权的说明

本人完全了解太原科技大学有关保管、使用学位论文的规定，其中包括：①学校有权保管、并向有关部门送交学位论文的原件、复印件与电子版；②学校可以采用影印、缩印或其它复制手段复制并保存学位论文；③学校可允许学位论文被查阅或借阅；④学校可以学术交流为目的，复制赠送和交换学位论文；⑤学校可以公布学位论文的全部或部分內容（保密学位论文在解密后遵守此规定）。

作者签名：_____日期：_____

导师签名：_____日期：_____

第一章 绪论

1.1 起重机的发展概况及作用

1.1.1 起重机械的发展

起重机械是用来对物料进行起重、运输、装卸或安装等作业的机械设备。它在国民经济各部门都有广泛的应用，起着减轻体力劳动、节省人力、提高劳动生产率和促进生产过程机械化的作用。例如，一个现代化的大型港口，每年的吞吐量有几千万吨乃至上亿吨，被运送的物料品种繁多，有成件物品，也有散装材料或液态材料。为了尽快地完成如此繁重的装卸任务，如不采用成套的起重运输设备，那是不可想象的。码头边上，吊车林立，成了现代化港口的重要特点。因此说，起重机械在现代化的生产过程中决不是可有可无的辅助工具，而是合理组织生产的必不可少的生产设备^[1]。

由于科学技术的飞速发展，推动现代设计和现代制造业的飞速发展，使起重机的技术性能进入崭新的发展阶段，起重机正经历着一场巨大的变革。起重机正向大型化、高速化、自动化和智能化方向发展，这也是社会发展的必然要求。

纵观世界各国起重机械发展的现状，对今后的动向，可归纳如下^[1]：

1. 大型化

由于石油、化工、冶炼、造船以及电站等的工程规模越来越大，所以吊车起吊物品的重量也越来越大。如海上采油平台的超大型结构件重达 3000t，所以目前世界上起重量最大的起重机是 3000t 的浮式起重机。

2. 重视“三化”，逐步采用国际标准

所谓“三化”，是指起重机械的标准化、系列化和通用化。贯彻“三化”可以缩短设计周期，保证产品制造质量，便于管理和提高经济效益。

世界上许多国家，不仅重视产品的“三化”工作，而且非常注意采用国际标准（ISO）。有的国家甚至废除本国标准而直接采用国际标准，其目的是为了促进商品的国际交流。

3. 实现产品的机电一体化

机械产品需要更新换代。在当今计算机技术、自控技术及数显技术大发展的年代里，更新换代的重要标志是实现产品的机电一体化。在起重机械上应用计算机技术，可以提高作业性能，增加安全性，以至实现无人自动操作。

4. 人机工程学的应用

起重机械一般应用在沉重和繁忙的、环境比较恶劣的场合。为减少司机的作业强度，保持旺盛的注意力，应根据人机工程学的理论，设计驾驶室，改善振动与噪声的影响，防止废气污染，使其符合健康规范的要求。

1.1.2 门式起重机的简介

起重运输机是一种常见的工作十分繁忙的重型机械，又是一种移动机械，若要使其能保证正常工作，起重运输机金属结构必须满足如下要求^[3]：

金属结构必须坚固耐用。应保证起重机有良好的工作性能，因此，其本身应具有足够的强度、刚性和稳定性；

金属结构应力求轻巧。起重运输机金属结构的重量约占整机重量的 40%~70%，巨型起重机可达 90%以上，由于起重机是移动的，因此减轻自重不但可以节省原材料，而且也相应地减轻了机构的负荷和支撑结构的造价；

起重机金属结构的制造工艺要求简单，安装、维修容易，并应注意改善司机的工作条件；

起重机金属结构的外形应美观、大方。

起重机金属结构的工作不仅繁忙，且结构自重甚大，消耗钢材很多，金属结构的成本约占总成本的 1/3 以上。因此，设法提高金属结构的性能、节省材料、减轻自重、减少制造劳动量，从而降低产品成本，是起重机金属结构设计和制造工作坚定不移的方针，也是今后发展的总趋势。

门式起重机是减轻装卸工人劳动强度，改善工人操作条件，提高装卸作业生产能力的大型起重和装卸设备，用途十分广泛。在铁路货场装卸火车与汽、马车，在船厂里吊装船段，在水电站大坝起吊闸门，在港口码头装卸集装箱，在工厂内部起吊和搬运笨重的成件物品，在建筑安装工地进行施工作业，在贮木场堆积木材等等，都可以采用门式起重机。门式起重机是靠两个水平往复运动的综合，使货物能在任意水平方向移动。使货物水平方向移动的机构统称为门式起重机的运行机构。加上使货物上下移动的起升机构，就能使门式起重机为一个长方形的面积及其上空的空间服务^[4]。通常，根据门式起重机的不同用途及结构特点分为通用门式起重机、造船门式起重机和集装箱门式起重机等。

1.2 CAD 技术概况及发展趋势

1.2.1 CAD 技术的基本概念^[5]

CAD (Computer Aided Design, 计算机辅助设计) 是工程技术人员以计算机为工

具进行设计活动的全过程，包括资料检索、方案构思、分析计算、工程绘图和编制技术文件等，随着计算机、外围设备及软件的发展而形成的一门综合性很高的新技术。它利用计算机强大而又快速的数据处理功能和丰富灵活的图文处理功能，帮助设计人员完成整个产品的设计过程，提高工作效率和质量。

广义 CAD 包括设计和分析两个方面。设计是指构造零件的几何形状、选择零件的材料，以保证整个设计的统一性而对零件提出的功能要求和技术要求等。分析是指运用数学建模技术，如有限元、优化设计技术等，从理论上对产品性能进行模拟、分析和测试，以保证产品设计的可靠性。总之，一个好的计算机辅助设计系统既能充分发挥人的创造性作用，又能充分利用计算机的高速分析计算能力。

1.2.2 CAD 技术的发展现状

CAD 作为一门学科始于 60 年代初，一直到 80 年代，由于受到计算机技术的限制，CAD 技术的发展很缓慢。进入 90 年代以来，计算机技术突飞猛进，极大地推动了 CAD 技术的发展。CAD 技术经历了从计算机辅助绘图、计算机辅助计算分析，发展到参数化设计、变量设计、特征建模和设计。与此对应的，编程思想也由面向过程发展到面向对象。从而使用 CAD 由支持纯几何设计扩展到非纯几何设计，进而发展到基于知识和人工智能的设计。如今 CAD 已进入实用化阶段，广泛服务于机械、电子、宇航、建筑、纺织等产品的总体设计、造型设计、结构设计、工艺过程设计等环节^[5]。

CAD 在许多方面已经越来越成熟。例如几何图形的生成、图形变换、图形轮廓识别、裁剪、延伸、断开和消隐技术，曲面造型和实体造型技术，局部修改技术，真实感技术以及工程图样的各种标注技术等等。但是 CAD 也存在着许多问题和不尽人意之处，例如工程图样识别、装配图和零件图一体化设计绘制模型、复杂三维图形快速重建、多维图形的表示方法、图形及其数据转换的标准化问题以及建立图形的专家系统等等。

我国 CAD 技术研究应用起步较晚，开始于 20 世纪 70 年代初期，研究工作主要集中在高等学校和科研院所。从 90 年代开始，CAD 技术应用工作才得以开展，出现了清华英泰、北航海尔、浙大大天和武汉天险等一批 CAD 软件企业，并发展出一批商品化 CAD 软件。现在，国内 CAD 软件产品也已从单一的二维 CAD 绘图软件发展为涵盖 CAD、CAPP、CAE、CAM、PDM 和 ERP 等方面的系列化产品。但与工业发达国家相比，国内的 CAD 软件无论在应用或开发的广度和深度上都还存在着很大的差距。

1.2.3 CAD 技术的发展趋势

随着 CAD 技术的不断研究与广泛应用,对 CAD 技术提出越来越高的要求,因此 CAD 从本身技术的发展看,其趋势是参数化、智能化、集成化和标准化。具体表现为:

(1) 参数化

由于大多数设计工作都是在原有的设计基础上的改进,传统的 CAD 绘图软件要进行图面修改只有删除原有的线条后重画,而参数化能极大地提高设计效率。通过尺寸驱动既能为设计人员提供直观、准确的反馈,又能随时对设计对象加以修改。先进的 CAD 软件都增加了参数化和变量化设计模块,设计过程中所涉及到的所有参数都可以当作变量,建立相互间的约束和关系式,增加程序逻辑,使产品的设计图可以随着某些结构尺寸的修改而自动修改图形。这些变量间的关系可以跨越 CAD 软件的不同模块,从而实现设计数据的全相关。参数化是实现机械设计自动化的前提和基础。

(2) 智能化

CAD 技术作为一种设计工具,其核心目标在于能够帮助设计人员设计出更好、更具市场竞争力的产品。CAD 系统在实现控制产品的设计过程、应用工程设计知识、实现优化设计和智能设计等的同时,也应具有丰富的图形处理功能,实现产品的“结构描述”与“图形描述”之间的转换。因此,在以几何模型为主的现代通用 CAD 技术的基础上,发展面向设计过程的智能 CAD 技术是一种必然趋势。

(3) 集成化

集成化是当今 CAD 技术发展的一大趋势。首先,它集成了计算机软件、硬件、数据库、外围设备、图形学、网络及各个应用领域的技术;同时,它又不断和 CAM、CAPP、MIS、PDM、MRP 等系统集成。此外,从制造业信息化的角度看,CAD 的广义概念包括 CAD/CAE/CAM/CAPP/PDM/ERP 技术的集合,利用基于网络的 CAD/CAE/CAM/CAPP/PDM 集成技术,实现真正的全数字化设计与制造。

(4) 标准化

随着 CAD 技术的不断发展和日益成熟,制定各种产品设计、评测和数据交换标准越来越显示出了它的重要性。目前,在微机和工作站上用于数据交换的图形文件标准主要有:AutoCAD 系统的 DXF(Data Exchange File)文件、美国标准 IGES(Initial Graphics Exchange Specification,即初始图形交换规范)及国际标准 STEP(Standard for The Exchange of Product model data)等。同时国家还将建立图文并茂、参数化的

标准件库，替代现行的各种形式的标准化手册。

1.3 课题的选题背景及研究内容

1.3.1 课题的意义

随着工业技术的不断发展，国内外各制造部门对门式起重机的需求不断增加。为适应这种需要，根据各部门的不同需求，以最快的速度设计出与之相适应的门式起重机，从而减少产品设计过程中的重复劳动，缩短产品设计周期，适应市场经济的发展。因此，门式起重机的 CAD 系统开发变得非常必要。目前，国内生产的各种系列的通用门式起重机没有形成相应的参数化设计系统，不符合现代 CAD/CAM 技术应用的特点，没有发挥出 CAD/CAM 的优势。为了发挥设计人员的创造性，将他们从大量繁琐的重复劳动中解放出来，减少设计、计算、制图、制表所需的时间，缩短设计周期，实现产品的系列化，就需要研究和开发相应的参数化 CAD 系统，即用计算机来完成一系列的设计、计算及绘图工作。

目前，在一些技术比较先进的工厂、企业、科研机构中虽已用计算机取代了人们的手工绘图，但是由于人力、物力的缺乏，对 CAD 进行二次开发的工作却进行得不多，与优化等各种先进技术的结合工作更是有待科研人员去解决。这主要是因为开发一个适合本行业实际需要的 CAD 系统要求开发者不仅要具备较深厚的专业知识，而且须熟悉 CAD 的二次开发等先进技术。一些研究人员已经在这方面取得了一些成绩，但在细节方面还存在一些问题。细节决定成败，只有把这些细节问题解决了，开发出来的软件才具有更高更有市场竞争力的价值。

本课题所要研究的通用门式起重机的 CAD 系统是对起重机设计行业提供了一种高效便捷的工具，它方便设计人员快速的设计出需要的产品。

现在，市场上也有一部分关于门式起重机 CAD 的软件，但该类软件在结构设计部分都是用许用应力设计法，没有将新的极限状态设计法引入，本课题研究的门式起重机 CAD 系统软件在结构设计部分将两种设计方法都融入其中，用户可以根据自己的要求任选，并通过设计结果可以将两种设计法进行对比。

1.3.2 课题研究内容和方法

通过对门式起重机的总体分析，把该系统软件开发工作大致分为八部分——整体规划、结构理论分析与建模、可视化设计、优化设计、三维建模、二维参数绘图、计算说明书和有限元分析。其中，整体规划中包括：对 CAD 系统软件整体的分析，数据文件及数据结构的确立，程序结构的设计等。结构理论分析与建模是对通用门

式起重机的结构进行力学模型分析,然后将载荷、内力、强度、刚性、稳定性等计算编制成一个结构验算模块。对数据文件中的数据进行验算,在该模块中分别将许用应力法和极限状态法都编制成独立的模块,用户可自己选择。可视化设计是将门式起重机的各个图通过程序所建的界面将其直观地反映给用户,用户可以很直接地了解到设计结果,并且用户可以根据自己的需要直接改变可视化界面当中的参数来改变设计结果,改变了的参数再传回数据文件中,然后再通过结构验算模块去验证是否符合要求,如果不符合要求,要对参数做一调整,符合要求则通过优化设计模块对优化变量进行优化。优化设计是对通用门式起重机的主要截面尺寸进行优化,即板厚、板宽、板高等进行优化,最终确定最优解,但这个优化的目标函数及约束条件都由结构验算模块得来,没有结构验算模块,优化设计将无法对该系统软件产生任何作用。优化出最优解后,就可以进行二维参数绘图及三维建模了。这样,设计出来的结果才比较合理,才能真正达到所谓的“CAD”。可见,这几部分中,结构分析与建模是核心,如果没有这部分,其他部分都只是一些虚设,不能够起到真正的辅助设计作用。

本课题中的研究成果很大程度上要满足企业的需要,所以,在开发该软件时,必须对研究对象通用门式起重机的结构作合理的分析,建立正确的计算模型,保证机器结构具有可靠的承载能力和良好的使用性能。

通过对各种绘图软件的功能、实用价值等方面的分析,确定对二维绘图软件 AutoCAD 进行二次开发与研究。在各种开发工具中,采用 Visual C++6.0,因为相对于其他开发工具如 VB6.0 等,它的功能更强大。

研究内容有:采用两种设计方法,许用应力设计法和极限状态设计法。

1. 门式起重机的结构设计计算与建模。在分别对主梁和支腿结构进行分析时,要分别建立正确的垂直载荷计算模型及水平载荷计算模型,还要计算主梁和支腿的强度和稳定性。根据行业标准的要求,对于门式起重机结构,除了计算强度和稳定性外,还要验算门架结构的静态刚性(位移)和起重机的动态刚性。

2. 参数化生成计算说明书。本文提出了一种使用 COM 接口技术的方法来操作 Word 文档,自动生成计算说明书的方案。该方案通过 Microsoft 提供的 COM 接口可以定制出图文并茂的计算说明书,编程简单灵活,结构化能力强,文件形式较为简单。

3. 实现参数绘图的方法有多种,本课题选用命令文件方式绘制门式起重机结构总图。主要以 AutoCAD 为绘图平台,以 Script 文件为数据接口文件,以 Visual C++6.0

为二次开发工具来编制通用门式起重机的总图，包括小车司机室，主梁，梯子，栏杆，导电架等。

本课题研究的基本理论和基本方法，对于各种起重机 CAD 系统的开发都具有参考价值。所以，对该方法进行系统的研究必将大大加快起重机 CAD 系统的开发步伐，使我国起重机设计水平上一个新台阶，从而促进我国机械工业的发展。

门式起重机 CAD 系统将应用上述起重机 CAD 系统开发方法，以 AutoCAD 为绘图平台，以 Script 文件为数据接口文件，以 Visual C++6.0 为二次开发工具来完成。它的开发能够节省大量的人力、物力和财力，它不仅可以应用于本行业系统及相关系统，还可以推广应用到机械行业、建筑行业等工程领域，对国民经济的发展和社会文明的进步起到积极的推动作用，极具推广价值。

第二章 金属结构设计方法研究

2.1 起重机金属结构设计方法概述

门式起重机是国内外露天物料搬运广泛采用的大型装卸机械，在起重机金属结构设计计算中，目前广泛采用的是许用应力设计法。该法要求结构构件在使用期间内截面任何一点的应力不得超过某一许用应力值，虽然许用应力法在工程实践中获得了良好的经济效果。但是人们逐渐认识到钢结构在破坏变形之前，一般都有塑性表现，构件中内力的分布情况不同于按许用应力法分析时的匀质弹性体假设。它对不同用途、不同工作性质（受力情况）的金属结构采用同一安全系数，而且安全系数往往偏大或偏小。因此，按许用应力计算法设计的起重机金属结构，或者多消耗金属材料或者安全程度较低。随着生产发展的要求，实验研究工作的开展，促进了计算理论的改进和发展。近年来出现了不少新的计算方法，提出许多新的数据、参数、系数和公式。这些方法正确的考虑了载荷的作用性质，钢材的性能及结构的工作特点，随结构工作情况的不同采用不同的安全系数。此后，针对许用应力法存在的问题开始探索与研究新的计算方法。

如目前正在研究的按结构工作的极限状态算法就是一例。极限状态法通过分项载荷系数充分考虑载荷的重要度、通过抗力系数充分考虑材料的承载度，能够更好地反映结构实际的承载能力的特点。因此这种计算方法，计算结果比较精确，比较符合金属结构的实际工作情况。因而也能更充分地利用钢材的性能，节省材料，提升了材料的利用率。

2.2 许用应力法理论研究

2.2.1 许用应力设计法基本概念及原理^[6]

许用应力法是使外载荷在结构及连接接头中产生的应力和变形，不超过结构及连接接头的许用承载能力（强度和稳定性的抗力）的设计方法。其设计步骤为：

- (1) 计算各指定载荷 f_i ，并以适当的动力系数 φ_i 增大；
- (2) 根据载荷组合表进行组合，得出组合载荷 \bar{F}_j ；
- (3) 用此组合载荷 \bar{F}_j 计算构件的内力来确定合成的载荷效应 \bar{S}_k 。然后根据作用在构件或部件上的载荷效应（内力）计算出应力 $\bar{\sigma}_{1i}$ ，并与由局部效应（内力）引起的任何应力 $\bar{\sigma}_{2i}$ 相组合，得到合成设计应力 $\bar{\sigma}_i$ ；
- (4) 将此合成设计应力 $\bar{\sigma}_i$ 与许用应力 $\text{adm}\sigma$ 相比较。许用应力 $\text{adm}\sigma$ 是以规定的强

度 R 除以强度系数 γ_f 而得到。

强度系数 γ_f 的取值范围列于表 2-2 中。在具有高度危险的场合，还要再除以高危险度系数 γ_n 才能得到最后的许用应力。在许用应力设计法中，当高危险度系数 $\gamma_n=1$ 时，安全系数 n 就是强度系数 γ_f ；而对于高度危险情况，安全系数 $n = \gamma_f \cdot \gamma_n$ 。许用应力设计法的典型流程图如图 2-1：

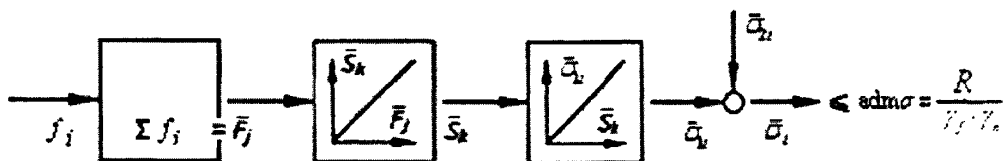


图 2-1 许用应力设计法的典型流程图
Fig.2-1 Typical flow chart of admit design

2.2.2 各种许用应力值的确定^[2]

(1) 拉伸、压缩、弯曲许用应力 $[\sigma]$ (即：基本许用应力)

基本许用应力包括拉伸、压缩、弯曲的许用应力，可按以下两种情况计算：

a) 对于 $\sigma_s/\sigma_b < 0.7$ 的钢材，基本许用应力 $[\sigma]$ 为钢材屈服点 σ_s 除以安全系数 n ，见表 2-1。

表 2-1 安全系数 n 和钢材的基本许用应力 $[\sigma]$
Tab.2-1 Safe factor n and basic admitted stress $[\sigma]$

载荷组合	A	B	C
安全系数 n	1.48	1.34	1.22
基本许用应力 $[\sigma]$ (N/mm^2)	$\sigma_s/1.48$	$\sigma_s/1.34$	$\sigma_s/1.22$

b) 对于 $\sigma_s/\sigma_b \geq 0.7$ 的高强度钢材，基本许用应力 $[\sigma]$ 按式 (2-1) 计算：

$$[\sigma] = \frac{0.5\sigma_s + 0.35\sigma_b}{n} \dots\dots\dots (2-1)$$

式中：

σ_s ——钢材的屈服点。当钢材无明显的屈服点时，取 $\sigma_{0.2}$ 为 σ_s ($\sigma_{0.2}$ 为钢材标准拉力试验残余应变达 0.2% 时的试验应力)，单位为牛每二次方毫米 (N/mm^2)；

σ_b ——钢材的抗拉强度，单位为牛每二次方毫米 (N/mm^2)；

n ——与载荷组合类别相关的安全系数，见表 2-1。

(2) 剪切许用应力

剪切许用应力，按式 (2-2) 计算：

$$[\tau] = \frac{[\sigma]}{\sqrt{3}} \dots \dots \dots (2-2)$$

式中：

$[\tau]$ ——剪切许用应力，单位为牛每二次方毫米 (N/mm^2)；

$[\sigma]$ ——与载荷组合类别相应的基本许用应力，单位为牛每二次方毫米 (N/mm^2)。

(3) 端面承压许用应力

端面承压许用应力，按式 (2-3) 计算：

$$[\sigma_{cd}] = 1.4[\sigma] \dots \dots \dots (2-3)$$

式中：

$[\sigma_{cd}]$ ——端面承压许用应力，单位为牛每二次方毫米 (N/mm^2)；

$[\sigma]$ ——与载荷组合类别相应的基本许用应力，单位为牛每二次方毫米 (N/mm^2)。

2.3 极限状态法理论研究

2.3.1 研究极限状态设计法的意义

极限状态法是继许用应力法之后，提出的一种新的结构可靠性的设计方法，该方法把载荷、材料性质、构件实际尺寸等均看作基于某种概率分布的统计计算，通过大量实测与调查得到各基本变量的分布概率及参数，然后应用概率可靠性知识，计算失效的概率（风险大小），从而估计起重机钢结构的安全度。起重机的设计从定值许用应力法发展到概率极限状态设计法是设计理论的重大发展。

当结构在外载荷作用下产生了较大变形，以致内力与载荷呈非线性关系时，宜采用极限状态设计法^[22]。

通过极限状态法与许用应力法的比较，证明极限状态法确实较许用应力法更合理，并可以根据极限状态法与许用应力法的计算结果进行修正，可以解决应用许用应力法带来的一些问题，能够对我国起重机设计新规范中引入的极限状态法的实用性得到了证实，对其它机械结构的设计有所帮助和参考，以此提高机械结构的设计质量和可靠性。

2.3.2 起重机金属结构的极限状态法

极限状态法是使用外载荷在结构及连接接头中产生的应力和变形，不超过结构及连接接头的极限承载能力的设计方法。其设计步骤为：

- (1) 计算各指定载荷 f_i ，并乘以适当的动力系数 φ_i 增大；
- (2) 再乘以载荷组合中该项载荷对应的分项载荷系数 γ_{pi} ，根据载荷组合表进行组合，得出组合载荷 F_j 。在具有高度危险的场合，需对组合载荷 F_j 乘以高危险度系数 γ_n ，得出设计载荷 $\gamma_n F_j$ ；
- (3) 由此设计载荷 $\gamma_n F_j$ 计算构件的内力来确定设计载荷效应 S_k 。然后根据作用在构件或部件上的载荷效应（内力）计算出应力 σ_{1i} ，并与由采用适当的载荷系数计算出来的局部效应（内力）引起的其他应力 σ_{2i} 合成，得到组合设计应力 σ_i ；
- (4) 将此组合设计应力 σ_i 与极限应力 $\lim \sigma$ 相比较。极限应力 $\lim \sigma$ 是以规定的材料强度 R 除以抗力系数 γ_m 而得到。

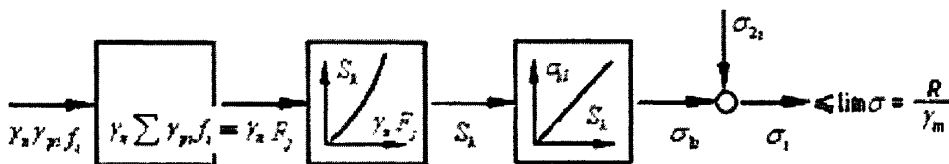


图 2-2 极限状态设计法的典型流程图
Fig.2-2 Typical flow chart of limit design

极限状态设计法的典型流程图示如图 2-2。

2.3.3 分项载荷系数 γ_{pi} 和抗力系数 γ_m

分项载荷系数 γ_{pi} 和抗力系数 γ_m 的取值范围列于表 2-2。

表 2-2 系数 γ_f 、 γ_m 、 γ_p 和 γ_n 值

Tab.2-2 Value of factor γ_f 、 γ_m 、 γ_p and γ_n

载荷组合	设计方法	许用应力法	极限状态法											
	高危险度系数 γ_n	强度系数 γ_f	抗力系数 γ_m	分项载荷系数 γ_p										
				1.16	1.22	1.28	1.34 ^b	1.41	1.48	1.55	1.63	1.71	1.80	
A	1.05~1.10	1.48	1.10	1.10	1.16	1.22	1.28 ^b	1.34	1.41	1.48	1.55	1.63	1.71	1.80
B		1.34		1.05	1.10	1.16	1.22 ^b	1.28	1.34	1.41	1.48	1.55	1.63	1.71
C		1.22		1.05	1.10	1.16	1.22 ^b	1.28	1.34	1.41	1.48	1.55	1.63	1.71

^a 系数是按公式 $\gamma_{pi} = 1.05^v$ 计算，式中 $0 \leq v \leq 12$ 。

^b 这些数值用于有效载荷的质量。

2.3.4 各种应力极限状态值的确定

除疲劳强度外的所有计算强度和屈曲稳定性的公式，其左侧的弯矩、扭矩、轴向力都应该将相应载荷乘以分项载荷系数 γ_{pi} 和高危险度系数 γ_n 后计算得出，右侧的极

限设计应力 $\lim \sigma$ 则应该是用钢材屈服点 σ_s 或构件抗屈曲临界应力 σ_{cr} 除以抗力系数 γ_m 而得到, 即:

$$\lim \sigma = \sigma_s / \gamma_m \cdots \cdots \cdots (2-4)$$

或

$$\lim \sigma = \sigma_{cr} / \gamma_m \cdots \cdots \cdots (2-5)$$

$$\lim \tau = \frac{\lim \sigma}{\sqrt{3}} \cdots \cdots \cdots (2-6)$$

$$\lim \sigma_{cd} = 1.4 \lim \sigma \cdots \cdots \cdots (2-7)$$

各式中的符号与许用应力法中相同符号的意义相同。

2.4 两种方法的比较

(1) 极限状态法比许用应力法的实际应力值与许用应力值都有所增大:

在极限状态法中, 等号左端的各项载荷增大了 γ_p 倍, 但不具有线性关系; 而等号右端的极限应力值 $\lim \sigma = \frac{\sigma_s}{\gamma_m}$ 中, 由于 $\gamma_m < \gamma_f \cdot \gamma_n$, 使得 $\lim \sigma = \sigma_s / \gamma_m$ 相对于许用应力 $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{\gamma_f \cdot \gamma_n}$ 增大了 $\frac{\gamma_f \cdot \gamma_n}{\gamma_m}$ 倍。而在许用应力法中, 等号左端的载荷不增大; 而等号右端的许用应力值 $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{\gamma_f \cdot \gamma_n}$ 中, 由于 $\gamma_m < \gamma_f \cdot \gamma_n$, 相对于极限应力值 $\lim \sigma = \frac{\sigma_s}{\gamma_m}$ 减小了 $\frac{\gamma_m}{\gamma_f \cdot \gamma_n}$ 倍。

(2) 极限状态法更适用结构在外载荷作用下产生较大变形, 以致内力与载荷呈非线性关系的情况。

2.5 载荷组合

(1) 载荷组合表

门式起重机金属结构计算的载荷与载荷组合表见表 2-3。

(2) 许用应力设计法的应用

采用许用应力设计法时, 许用应力值以材料、零件、部件或连接的规定强度 R (例如钢材屈服点、弹性稳定极限或疲劳强度计算中的各个极限应力) 除以相应的安全系数 n 来确定。安全系数 n 等于强度系数 γ_{ff} 和高危险度系数 γ_n 的乘积 ($n = \gamma_{ff} \cdot \gamma_n$), 当高危险度系数 γ_n 取为 1 时, 安全系数 n 即为强度系数 γ_{ff} 。

(3) 极限状态设计法的应用

采用极限状态设计法时, 各个计算载荷在进行组合计算前应按各个载荷情况的

规定分别乘以各自的分项载荷系数 γ_p 和高危险度系数 γ_n 后再进行组合与计算,在非高危险情况下,高危险度系数 γ_n 取为1。

极限设计应力以材料、零件、构件或连接的规定强度 R (例如钢材屈服点、弹性稳定极限或疲劳计算中的各个极限应力)除以抗力系数 γ_m 来确定,或以其他广义的极限值作为可接受的极限状态控制值(如相对挠度极限值,结构振动衰减参数的极限值等)。

表 2-3 门式起重金属结构计算的载荷与载荷组合表

载荷类别	载 荷	载荷组合 A					载荷组合 B					载荷组合 C												
		分项载 荷系数 γ_{PA}	A1	A2	A3	A4	分项载 荷系数 γ_{PB}	B1	B2	B3	B4	B5	分项载 荷系数 γ_{PC}	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9		
常规 载荷	白重振动 载荷, 起 升质量, 起 行冲击载 荷	1.16	ϕ_1	ϕ_1	1	—	1.05	ϕ_1	ϕ_1	1	—	—	1.05	ϕ_1	1	ϕ_1	1	1	1	1	1	1	1	1
		1.34	ϕ_2	ϕ_2	1	—	—	1.22	ϕ_2	ϕ_2	1	—	—	1.10	—	η	—	1	1	1	1	1	1	—
	1.16	—	—	—	ϕ_4	—	1.05	—	—	—	ϕ_4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	驱动加速 力	4.1 不包括起升 机构的质 量和总 质量引起 的驱动 加速力	1.55	ϕ_5	ϕ_5	—	ϕ_5	ϕ_5	ϕ_5	ϕ_5	—	ϕ_5	—	1.41	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
4.2 包括起升机 构的任何驱动机 构加速引起的		—	—	ϕ_5	—	—	—	—	—	ϕ_5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
偶然 载荷	位移载荷	1.16	1	1	1	1	1.05	1	1	1	1	1	1.05	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	气候影响 引起的载 荷	1.10	—	—	—	—	1.10	1	1	1	1	1	1.05	—	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—
		1.28	—	—	—	—	—	1	1	1	1	1	1.16	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	偏斜侧向 载荷	1.10	—	—	—	—	1.05	1	1	1	1	1	1.05	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—

表 2-3 门式起重机金属结构计算的载荷与载荷组合表 (续)

载荷类别	载 荷	载荷组合 A					载荷组合 B					载荷组合 C											
		分项载 荷系数 γ_{PA}	A1	A2	A3	A4	分项载 荷系数 γ_{PB}	B1	B2	B3	B4	B5	分项载 荷系数 γ_{PC}	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	
特殊 载荷	1.猛烈提升地面物品的动载荷													ψ_{2max}	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	2.非工作状态风载荷													1.10	I	—	—	—	—	—	—	—	—
	3.试验载荷													1.10	—	ϕ_6	—	—	—	—	—	—	—
	4.缓冲碰撞载荷													1.28	—	—	ϕ_7	—	—	—	—	—	—
	5.倾翻水平力													1.28	—	—	—	I	—	—	—	—	—
	6.意外停机引起的载荷													1.28	—	—	—	—	ϕ_5	—	—	—	—
	7.机构失效引起的载荷													1.28	—	—	—	—	—	ϕ_5	—	—	—
	8.起重机基础外部激励引起的载荷													1.28	—	—	—	—	—	—	—	I	—
	9.安装、拆卸和运输引起的载荷													1.28	—	—	—	—	—	—	—	—	—
系数	强度系数 γ_n (用于许用应力设计法)	—	1.48					—	1.34					—	1.22								
	抗力系数 γ_n (用于极限状态设计法)	1.10	—					1.10	—					1.10	—								
	特殊情况下的危险度系数 γ_n	1.05~1.10																					

第三章 门式起重机箱形主梁的设计计算

3.1 门式起重机的门架简介

3.1.1 门式起重机的概述

门式起重机是国内外露天物料搬运广泛采用的大型装卸机械，是广泛用于工厂、建筑工地、铁路货场、码头仓库等处的重要装卸设备。按其用途不同，分为通用门式起重机、造船门式起重机和集装箱门式起重机。其中通用门式起重机应用最广。为了保证起重机安全正常工作，起重机本身应具备三个基本条件：（1）金属结构和机械零部件应具有足够的强度、刚性和稳定性；（2）整机具有必要的抗倾覆稳定性；（3）原动机具有满足作业性能要求的功率，制动装置提供必须的制动力矩。在设计起重机时，需要通过计算来建立或检验这三个基本条件。计算时，首先要确定载荷，载荷计算是起重机设计计算的基础。

对于通用门式起重机，由主梁、支腿和上、下横梁构成的空间门架是门式起重机的主要承载结构，它可分解成：沿跨度方向，由主梁与两侧支腿组成的门架；沿大车轨道方向，由同侧支腿与上、下横梁组成的支腿架。合理的确定载荷值，正确的进行结构分析与设计，是保证机器结构具有可靠的承载能力和良好的使用性能的重要条件。本文采用许用应力法和极限状态法两种设计方法对双梁通用门式起重机进行结构设计计算，并比较两种方法的优劣。

3.1.2 门式起重机门架的结构型式

通用门式起重机的起重量在 $50t$ 以下，最常见的是 $5\sim 32t$ ，但也有起重量较大的，如天津火车站货场的 $100t$ 门式起重机。通常，跨度小于 $30m$ 的门式起重机，不考虑温度变形的影响，常采用双刚支腿结构形式，刚性支腿上部与主梁连接处截面相等而下部截面与下横梁宽度相等，形成上大下小的形状，并与主梁构成刚性连接。跨度大于 $30m$ 的门式起重机，需考虑温度变形影响，常采用一刚一柔支腿结构形式。柔性支腿上部与下部截面相等，与主梁构成柔性连接^[13]。

通用门式起重机可分为单梁和双梁门式起重机。在很多工厂、码头和铁路货场等地常采用双梁门式起重机。它的两根双梁和桥式起重机的双梁结构基本相同，并且常做成带有双悬臂的桥架。这类门式起重机的小车和桥式起重机的小车通用。双梁截面有各种不同的型式，由于较轻的桁架结构存在着制造劳动量大，维修保养不方便等缺点，所以箱型双梁门式起重机得到广泛应用。双梁门式起重机结构如图 3-1 所示。门式起重机金属结构选型的原则为：使用性能好，自重轻，易于制造和安装，

维修方便。

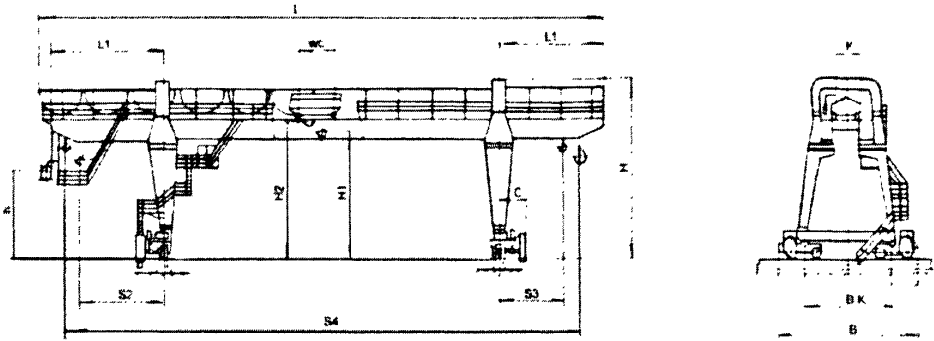


图 3-1 双梁门式起重机
Fig.3-1 double-beam gantry crane

3.2 门式起重机的计算载荷及其组合

3.2.1 门式起重机的计算载荷

作用在门式起重机上的载荷有金属结构的自重载荷、移动载荷（包括小车自身重力及起升载荷）、大车制动惯性力、小车制动惯性力以及风载荷等。

一、金属结构的自重载荷

它包括主梁、支腿以及司机室和其它固定设备等重量产生的重力。在进行设计时，首先需要估算结构的自重。估计结构自重的方法可参阅现有资料或用经验公式计算或反复试算决定之。

对无悬臂的通用门式起重机，可取同类型、同跨度的桥式起重机主梁自重作为门式起重机主梁自重 m_G^0 ，而支腿的单位长度重量约为 $m_l \approx (0.2 \sim 0.4)m_G^0/S$ 。

对 80t 以下的通用门式起重机，也可以用下列经验公式估算主梁和支腿的总重量（单位为 t）：

有悬臂时
$$\Sigma m = 0.5\sqrt{m_G L_0 H_0} \dots\dots\dots (3-1)$$

无悬臂时
$$\Sigma m = 0.7\sqrt{m_G L_0 H_0} \dots\dots\dots (3-2)$$

式中 m_G ——起重量，单位 t；

L_0 ——主梁全长，单位 m；

H_0 ——吊钩的起升高度，单位 m。

有悬臂的通用门式起重机，支腿的总质量约为 $m_l = (0.7 \sim 0.9)m_G$ ， m_G 为有悬臂的主梁总重量。

确定了主梁和支腿的自重后就可计算自重载荷。对于箱型结构，自重载荷视为均布载荷。计算时应考虑结构的动力效应。

二、移动载荷

由起升载荷 $P_Q = (m_Q + m_0)g$ 与小车重量 $P_{Gx} = m_x g$ 换算得到的小车轮压为移动集中载荷，通过轨道作用于门式起重机的主梁上。小车轮压按小车架中受力最大的 AB 梁分析。

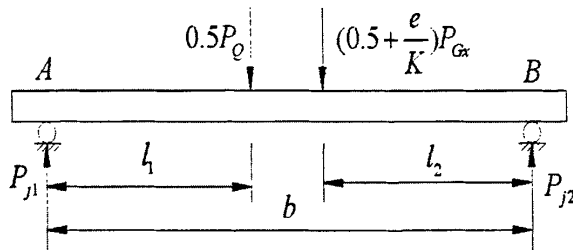


图 3-2 小车轮压的计算

Fig.3-2 Calculation of trolley wheel pressure

轮压计算模型如图3-2所示。当小车轮距 b 不大时，常用轮压合力 $\sum P = P_{j1} + P_{j2}$ 来计算。

满载小车静轮压为：

$$P_{j1} = 0.5P_Q(1 - \frac{l_1}{b}) + P_{Gx}(\frac{1}{2} + \frac{e}{K})\frac{l_2}{b} \dots\dots\dots (3-3)$$

$$P_{j2} = 0.5P_Q\frac{l_1}{b} + P_{Gx}(\frac{1}{2} + \frac{e}{K})(1 - \frac{l_2}{b}) \dots\dots\dots (3-4)$$

$$\sum P = P_{j1} + P_{j2} \dots\dots\dots (3-5)$$

式中：

P_Q ——起升载荷；

P_{Gx} ——小车重量；

b ——小车轮距；

K ——小车轨距；

e ——小车重心 F 点的位置（重心距中心的距离）。

三、动力效应系数

(1) 起升冲击系数 φ_1

当物品起升离地时，或将悬吊在空中的部分物品突然卸除时，或悬吊在空中的物品下降制动时，起重机本身的自重将因出现振动而产生脉冲式增大或减小的动力响应。此自重振动载荷用起升冲击系数 φ_1 乘以起重机的自重载荷来考虑，为反映此振动载荷范围的上下限，该系数取为两个值： $\varphi_1 = 1 \pm \alpha$ ， $0 \leq \alpha \leq 0.1$ 。

(2) 起升动载系数 φ_2

结构承受的起升动载荷 P_d 或动位移 δ_d 与起升静载荷 P_Q 或静位移 δ_0 之比值称为起升动载系数 φ_2 ，它表示相对起升静载荷增大的程度。采用 GB/T3811《起重机设计规范》的公式(3-6)确定：

$$\varphi_2 = \varphi_{2\min} + \beta_2 v_q \cdots \cdots \cdots (3-6)$$

式中 φ_2 ——起升动载系数，由式(3-6)计算得出，其最大值 $\varphi_{2\max}$ 对建筑塔式起重机和港口臂架起重机等起升速度很高的起重机不超过2.2，对其他起重机不超过2.0；

$\varphi_{2\min}$ ——与起升状态级别相对应的起升动载系数的最小值；

β_2 ——按起升状态级别设定的系数；

v_q ——稳定起升速度，单位为m/s。与起升机构驱动控制型式及起升操作方法有关。其最高值 $v_{q\max}$ 发生在电动机或发电机空载起动（相当于此时吊具、物品及完全松弛的钢丝绳均放置于地面），且吊具及物品被起升离地时其起升速度已达到稳定起升速度的最大值。

(3) 空中突然卸载冲击系数 φ_3 值由式(3-7)给出：

$$\varphi_3 = 1 - \frac{\Delta m}{m} (1 + \beta_3) \cdots \cdots \cdots (3-7)$$

式中： Δm ——突然卸除部分起升质量，单位为kg；

m ——总起升质量，单位为kg；

β_3 ——系数，对用抓斗或类似的慢速卸载机构的起重机， $\beta_3=0.5$ ；对用电磁盘或类似的快速卸载机构的起重机， $\beta_3=1.0$ 。

(4) 运行冲击系数 φ_4

对于轨道接头状况一般，起重机通过接头时会发生垂直冲击效应，可用运行冲击系数 φ_4 乘以起重机的自重载荷和起升载荷之和来计算，运行冲击系数 φ_4 可由式(3-8)确定：

$$\varphi_4 = 1.1 + 0.058 v_y \sqrt{h} \cdots \cdots \cdots (3-8)$$

式中 φ_4 ——运行冲击系数；

v_y ——运行速度，单位为m/s；

h ——轨道接头处两轨面的高度差，单位为mm，通常安装公差要求 $h \leq 1\text{mm}$ 。

(5) 驱动加速动载系数 φ_5

起重机或小车在水平面内纵向或横向运行起（制）动时，起重机或小车自身质

量和起升质量的水平惯性力，按该质量与运行加速度乘积的 φ_5 倍计算，但不大于主动车轮与轨道之间的粘着力，此时取 $\varphi_5=1.5$ ，用来考虑起重机驱动力突变时对结构的动力效应。这些惯性力都作用在各相应质量上，挠性悬挂的起升质量视为与起重机刚性连接。

四、惯性载荷

载荷起升和下降所引起的惯性力已在动载系数中考虑了，这里主要指由于小车和大车（起重机）运行机构起、制动所产生的水平惯性力。

为减小惯性力，限制起、制动时间在5~8s的范围之内，通常惯性力可按主动轮与轨道之间的粘着力计算。计算水平惯性力时，均不考虑物品升降时的动力效应。

(1) 小车起、制动的总惯性力为：

$$P_{xg} = \mu P_x \dots\dots\dots (3-9)$$

式中 μ ——车轮沿轨道的动摩擦系数，一般取 $\mu = 0.14 \approx \frac{1}{7}$ ；

P_x ——小车主动轮静轮压之和，按下式决定：

$$P_x = (P_Q + P_{Gx}) \frac{n_0}{n} \dots\dots\dots (3-10)$$

式中 n ——小车车轮总数；

n_0 ——小车主动轮数；

(2) 大车起、制动时所产生的惯性力计算如下所述。大车起、制动时，满载小车产生的水平惯性力 P_{H1} 作用在一根或两根主梁上：其方向与主梁轴线垂直，作用位置依小车所在位置而定。通常对于门架支腿四角上均装有主动轮的门式起重机，小车产生的总惯性力为：

$$P_{H1} = \frac{1}{5} (P_Q + P_{Gx}) \frac{n_0}{n} \dots\dots\dots (3-11)$$

(3) 大车起、制动时，金属结构和固定设备所产生的惯性力，也与大车主动轮数有关。如果主动轮数为全部车轮数的一半，则水平惯性力取为结构及设备重力的1/10；如果主动轮数为全部车轮数的1/4时，则取为结构及设备重力的1/20。

计算公式：

$$P_{H2} = \frac{1}{5} P_G \frac{n_0}{n} \dots\dots\dots (3-12)$$

式中 P_G ——结构重量 $P_G = \sum m \cdot g$ 。

五、偏斜运行侧向力

对于门架水平刚性较小的起重机，此一对偏斜水平侧向载荷 P_s 垂直作用在同侧

轨道的车轮轮缘或水平导轮上；对于门架水平刚性较大的起重机，也可能垂直作用在对角线车轮轮缘上或水平导轮上，在水平面内形成一对力偶作用。

偏斜水平侧向载荷直接与起重机的轮压、跨度 S 与基距 B （或有效轴距 a ）的比值 S/B （ S/a ）有关，可基于起重机金属结构为刚性系统假设时偏斜运行水平侧向载荷经验公式（3-13）进行估算：

$$P_s = \frac{1}{2} \sum P \cdot \lambda \dots\dots\dots(3-13)$$

式中 $\sum P$ —— 起重机承受侧向载荷一侧的下横梁上与有效轴距有关的相应车轮经常出现的最大轮压之和，不考虑各种动力系数；

λ —— 水平侧向载荷系数。

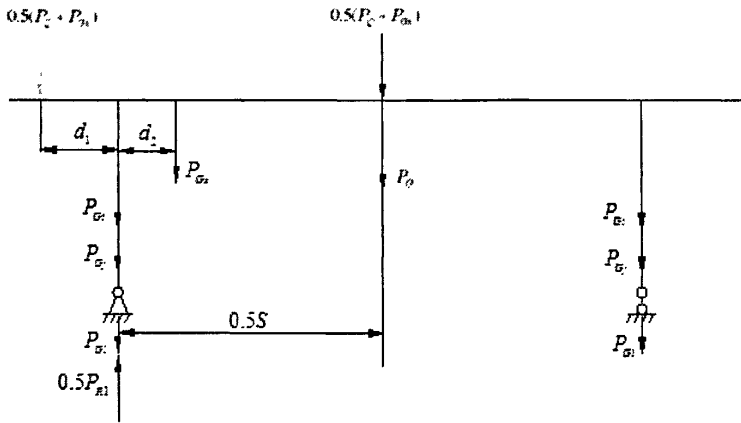


图 3-3 静轮压计算

Fig.3-3 calculation of still wheel pressure

(1) 满载小车位于主梁跨中位置

左侧下横梁总静轮压按图 3-3 计算：

$$P_{R1} = \frac{1}{2}(P_Q + P_{Gx}) + \frac{1}{2}(2P_G) + P_{Gs}(1 - \frac{d_2}{S}) + P_{Gj} + P_{Gt} + P_{Gt}$$

由 $\frac{S}{B_0}$ 查得 λ ，得到侧向力为：

$$P_{s1} = \frac{1}{2} P_{R1} \lambda \dots\dots\dots(3-14)$$

(2) 满载小车位于主梁悬臂端极限位置

$$P_{R2} = (P_Q + P_{Gx})(1 + \frac{d_1}{S}) + \frac{1}{2}(2P_G) + P_{Gs}(1 - \frac{d_2}{S}) + P_{Gj} + P_{Gt} + P_{Gt}$$

由 $\frac{S}{B_0}$ 查得 λ ，得到侧向力为：

$$P_{s2} = \frac{1}{2} P_{R2} \lambda \dots\dots\dots (3-15)$$

- 式中： P_G —— 一根主梁的重量；
 $P_{G'}$ —— 一组大车运行机构的重量（两组对称布置）；
 P_{Gs} —— 司机室及设备的重量；
 $P_{G''}$ —— 一根支腿的重量；
 $P_{G''}$ —— 一根下横梁的重量；
 d_1 —— 满载小车在主梁左端极限位置时，到大车轨道中心线的距离。
 d_2 —— 司机室及设备到主梁大车轨道中心线的距离；

六、风载荷

露天工作的起重机应考虑风载荷并认为风载荷是一种沿任意方向的水平力，在计算起重机风载荷时应考虑风载荷对起重机是沿着最不利的方向作用。

$$\left. \begin{aligned} P_{wI} &= Cp_1 A \\ P_{wII} &= Cp_{II} A \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3-16)$$

- 式中 P_{wI} —— 作用在起重机上的工作状态正常风载荷，单位为N；
 P_{wII} —— 作用在起重机上的工作状态最大风载荷，单位为N；
 C —— 风力系数；
 A —— 起重机构件垂直于风向的实体迎风面积，单位为 m^2 。
 p —— 工作状态计算风压，单位为 N/m^2 ；

计算风压与瞬时风速有关，可按式（3-17）计算；

$$p = 0.625 v_s^2 \dots\dots\dots (3-17)$$

式中 v_s —— 计算风速，单位为 m/s 。

(1) 作用在主梁上的风载荷

$$P_{w1} = CpA_{\text{主梁}} \dots\dots\dots (3-18)$$

$$A_{\text{主梁}} = H_1(S + 2l)$$

式中 $A_{\text{主梁}}$ ——主梁迎风面积，单位为 m^2 。

S ——主梁跨度，单位为 m 。

l ——主梁有效悬臂长，单位为 m 。

(2) 作用在货物上的风载荷

$$P_{w2} = 1.2 p A_Q \dots\dots\dots (3-19)$$

式中 A_Q ——吊运物品的最大迎风面积，单位为 m^2 。

(3) 作用在支腿上的风载荷

$$P_{WT} = CpA_{\text{腿}}$$

化为均布载荷为:

$$q_f = P_{WT}/h \dots\dots\dots (3-20)$$

式中 h ——支腿计算高度

七、扭转载荷

偏轨箱形梁因为截面的弯心不与形心重合, 小车轮压 $\sum P$ 和小车水平惯性力 P_{H1} 的偏心作用而产生移动扭矩。如图3-4所示。

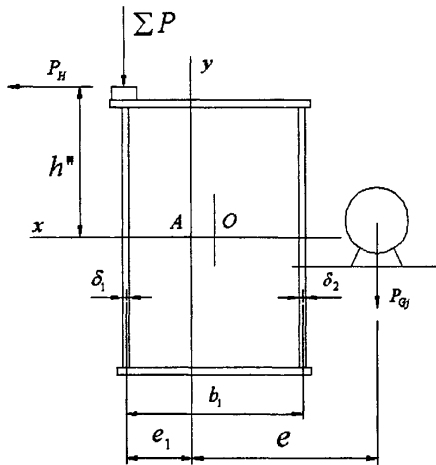


图 3-4 扭转载荷计算

Fig.3-4 Calculation of load torque

$$T_p = \sum P e_1 \dots\dots\dots (3-21)$$

$$T_H = P_H h'' \dots\dots\dots (3-22)$$

其中: e_1 ——弯心到主腹板中线的距离; $e_1 = \frac{\delta_2}{\delta_1 + \delta_2} (b - \frac{\delta_1}{2} - \frac{\delta_2}{2})$

h'' ——小车水平惯性力 P_{H1} 到弯心的距离; $h'' = \frac{1}{2} H_1 + h_g$

δ_1 ——主腹板的厚度;

δ_2 ——副腹板的厚度;

H_1 ——主梁的总高度;

h_g ——轨道的高度。

3.2.2 载荷组合

上述各种门架结构的载荷并不都是同时出现的，因此，对于不同的计算情况应选取不同的载荷作相应的组合来进行门架结构的计算。表2-3列出了计算门式起重机金属结构最常见的载荷组合情况（并非全部载荷组合情况）。表中载荷组合A用于结构的强度和疲劳强度计算；而载荷组合B用于结构的强度、刚性和稳定性计算。

一、 φ_1 为起升冲击系数， φ_2 为起升载荷动载系数， φ_3 为突然卸载冲击系数， φ_4 为运行冲击系数， φ_5 为机构驱动加（减）速动载系数。

二、各种载荷组合的工况如下^[6]：

1. 起重机无风工作条件下的载荷组合有以下四种：

(1) A1——起重机在正常工作状态下，无约束地起升地面的物品，无工作状态风载荷及其他气候影响产生的载荷，此时只应与按正常操作控制下的其他驱动机构（不包括起升机构）引起的驱动加速力相组合；

(2) A2——起重机在正常工作状态下，突然卸除部分起升载荷，无工作状态风载荷及其他气候影响产生的载荷，此时应按A1的驱动加速力组合；

(3) A3——起重机在正常工作状态下，（空中）悬挂着载荷，无工作状态风载荷及其他气候影响产生的载荷，此时应考虑悬吊物品及吊具的重力与正常操作控制的任何驱动机构（包括起升机构）在其一连串运动状态中引起的加速力或减速力进行任何的组合；

(4) A4——在正常工作状态下，起重机在不平道路或轨道上运行，无工作状态风载荷及其他气候影响产生的载荷，此时应按A1的驱动加速力组合。

2. 起重机有风工作条件下的载荷组合有以下五种：

(1) ~ (4) B1~B4——其载荷组合与A1~A4的组合相同，但应计入工作状态风载荷及其他气候影响产生的载荷；

(5) B5——在正常工作状态下，起重机在带坡度的不平的轨道上以恒速偏斜运行，有工作状态风载荷及其他气候影响产生的载荷，而其他机构不运动。

3. 起重机受到特殊载荷情况下的载荷组合有以下九种：

(1) C1——起重机在工作状态下，用最大起升速度无约束地提升地面载荷，例如相当于电动机或发动机无约束地起升地面上松弛的钢丝绳，当载荷离地时起升速度达到最大值；

(2) C2——起重机在非工作状态下，有非工作状态风载荷及其它气候影响产生的载荷作用；

(3) C3——动载试验状态下，起重机提升动载试验载荷，与载荷组合A1的驱动加速力相组合，并考虑试验状态风载荷；

(4) C4——起重机在带有额定起升载荷的状态下，与出现的缓冲碰撞力相组合；

(5) C5——起重机在带有额定起升载荷的状态下，与出现的倾翻水平力相组合；

(6) C6——起重机在带有额定起升载荷的状态下，与出现的意外停机引起的载荷相组合；

(7) C7——起重机在带有额定起升载荷的状态下，与出现的机构失效引起的载荷相组合；

(8) C8——起重机在带有额定起升载荷的状态下，与出现的基础外部激励引起的载荷相组合；

(9) C9——起重机在安装、拆卸或运输过程中出现的载荷组合。

三、载荷组合 C2 中的 η 是起重机不工作时，从总起升质量 m 中卸除部分起升质量 Δm 后，余下的那部分起升质量（含吊具质量） ηm 的系数， $\eta m = m - \Delta m$ ， $\eta = 1 - \Delta m/m$ 。

四、载荷分项系数只在用极限状态设计法时使用。使用方法在第二章已介绍过，将在下面的公式中得以体现。

3.3 截面特性计算

3.3.1 主梁截面特性值

主梁的设计变量（图 3-5）：

X_1 ——主梁高度

X_2 ——主梁宽度

X_3 ——主梁上、下盖板厚度

X_4 ——主梁主腹板板厚度

X_5 ——主梁副腹板板厚度

I_x ——截面对中性轴 $x-x$ 方向的惯性矩；

I_y ——截面对中性轴 $y-y$ 方向的惯性矩；

W_x ——绕 $x-x$ 向的抗弯截面模量；

W_y ——绕 $y-y$ 方向的抗弯截面模量。

3.3.2 支腿截面特性值

支腿在门架平面，根据其受力特点，为提高支腿与主梁连接刚性，通常做成上

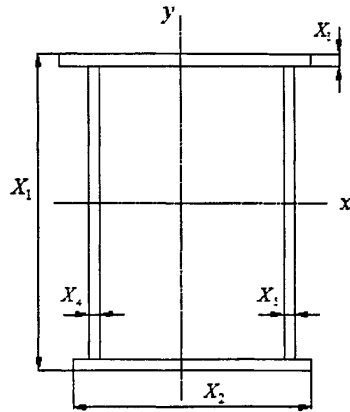


图 3-5 主梁截面

Fig.3-5 Section of main beam

宽下窄，上端连接宽度推荐取与主梁高度相同的尺寸；下端宽度与下横梁的宽度相同。对于带马鞍的门式起重机，在支腿的两个平面内制成上宽下窄。通常，其尺寸宽差率为：

$$\frac{b_{\text{上}} - b_{\text{下}}}{b_{\text{上}}} \approx 0.7, \quad \frac{c_{\text{上}} - c_{\text{下}}}{c_{\text{上}}} \approx 0.7$$

支腿设计变量：

X_2 ——支腿上端截面高度

X_6 ——支腿上端截面宽度

X_7 ——支腿下端截面高度

X_8 ——支腿下端截面宽度

X_9 ——支腿腹板厚度

X_{10} ——支腿盖板厚

3.3.3 下横梁截面特性值

下横梁的设计变量：

X_8 ——下横梁宽度

X_{11} ——下横梁截面高度

X_{12} ——下横梁盖板厚度

X_{13} ——下横梁腹板厚度

下横梁截面面积：

$$F_{\text{下}} = 2 \cdot X_8 \cdot X_{12} + 2 \cdot X_{13} \cdot (X_{11} - 2 \cdot X_{12})$$

下横梁截面特性值：

$$I_{x\text{下}} = \frac{1}{6} \cdot X_{13} \cdot (X_{11} - 2 \cdot X_{12})^3 + \frac{1}{6} \cdot X_8 \cdot X_{12}^3 + \frac{1}{2} \cdot X_{12} \cdot X_8 \cdot (X_{11} - X_{12})^2$$

$$I_{y\text{下}} = \frac{1}{6} \cdot (X_{11} - 2 \cdot X_{12}) \cdot X_{13}^3 + \frac{1}{2} \cdot X_{13} \cdot (X_{11} - 2 \cdot X_{12}) \cdot (X_8 - X_{13})^2 + \frac{1}{6} \cdot X_{12} \cdot X_8^3$$

3.4 箱形主梁的内力计算

作用于门式起重机主梁的计算载荷按其方向分为垂直载荷和水平载荷，下面分别计算这些载荷引起主梁的相应内力。主梁不仅承受垂直平面内（即门架平面）的载荷，同时还承受水平平面内的载荷。

在垂直平面内，取起重机运行时静定支承的刚架作为计算简图，并按小车位于跨中或悬臂端极限位置来计算主梁结构的内力，确定最大弯矩，选择主梁截面。

在水平平面内，主梁受水平惯性力和风力作用，还受偏斜侧向力作用，可近似地按静定的外伸简支梁进行计算^[12]。

3.4.1 垂直载荷引起的主梁内力

(1) 主梁自重引起的内力（见图 3-6）。

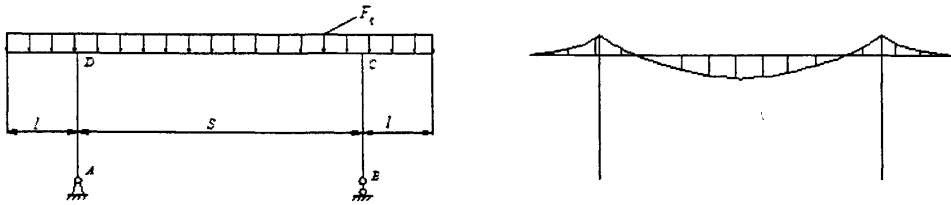


图 3-6 主梁均布载荷及弯矩图

Fig.3-6 Equally distributed load and bending movement of main beam

$$\text{支反力 } V_A = V_B = F_q \left(\frac{S}{2} + l \right)$$

$$\text{弯矩 } M_C = M_D = \frac{1}{2} F_q l^2$$

$$M_{S/2} = \frac{F_q}{2} \left(\frac{S^2}{4} - l^2 \right) \dots\dots\dots (3-23)$$

$$\text{剪力 } Q_D^L = Q_C^R = F_q l$$

$$Q_D^R = Q_C^L = \frac{1}{2} F_q S \dots\dots\dots (3-24)$$

(2) 移动载荷位于跨中引起的内力（见图 3-7）。

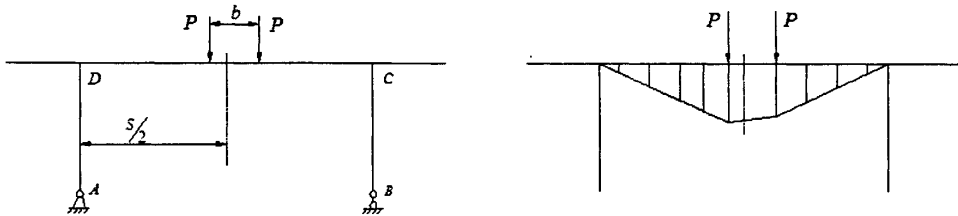


图 3-7 主梁移动载荷位于跨中及弯矩图

Fig.3-7 Moving load and bending movement when trolley lies in middle main beam

$$\text{支反力 } V_A = P \left(1 - \frac{b}{2S} \right) \quad V_B = P \left(1 + \frac{b}{2S} \right)$$

$$\text{弯矩 } M_{\max} = \frac{P(2S - b)^2}{8S} \dots\dots\dots (3-25)$$

$$\text{剪力 } Q_D = V_A \quad Q_C = V_B \dots\dots\dots (3-26)$$

(3) 移动载荷位于悬臂极限位置时主梁的内力（见图 3-8）。

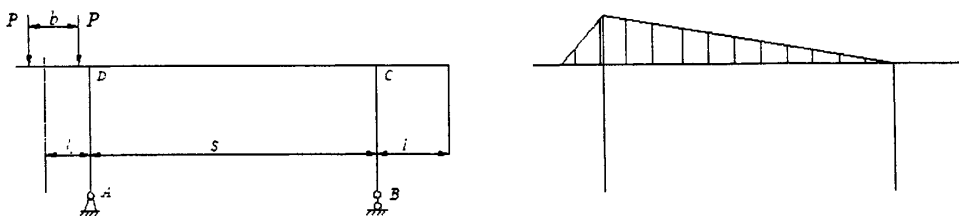


图 3-8 主梁移动载荷位于悬臂极限位置及弯矩图

Fig.3-8 Moving load and bending moment when trolley lies in end of main beam

$$\begin{aligned} \text{支反力 } V_A &= 2P\left(1 + \frac{l_1}{S}\right) & V_B &= 2P\left(\frac{l_1}{S}\right) \\ \text{弯矩 } M_{\max} &= 2Pl_1 \dots\dots\dots (3-27) \end{aligned}$$

$$\text{剪力 } Q_D^L = 2P \quad Q_D^R = V_B \dots\dots\dots (3-28)$$

式中 l_1 ——小车极限位置(mm) (小车运行到极限位置时与较近大车轨道的距离);

(4) 小车制动惯性力 P_{xg} 引起主梁内力 (见图 3-9)。

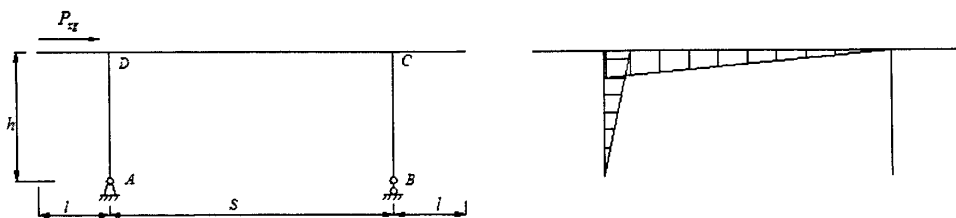


图 3-9 小车制动载荷及弯矩图

Fig.3-9 Brake load and bending movement of trolley

$$\begin{aligned} \text{支反力 } V_A = V_B &= \frac{P_{xg} h}{S} \\ \text{弯矩 } M_{S/2} &= \frac{1}{2} P_{xg} h & M_D &= P_{xg} h \dots\dots\dots (3-29) \end{aligned}$$

$$\text{剪力 } Q_C = V_B \quad Q_A = P_{xg} \dots\dots\dots (3-30)$$

式中 h ——近似取支腿的投影高度。

(5) 垂直载荷作用下主梁内力为:

采用两种设计方法进行载荷组合, 计算上述载荷作用下主梁总内力。考虑动力效应和分项系数。

①许用应力法:

a、小车跨中时, 跨中弯矩最大。

$$\text{总弯矩为: } M_{s/2} = \frac{\varphi_i F_q}{2} \left(\frac{S^2}{4} - l^2 \right) + \frac{(2S-b)^2}{16S} \varphi_i \sum P + \frac{1}{2} \varphi_i P_{xg} h \quad \dots\dots\dots (3-31)$$

$$\text{跨中剪切力: } F_p = \varphi_i P \left(1 + \frac{b}{2S} \right) \dots\dots\dots (3-32)$$

$$\text{内扭矩: } T_n = \frac{1}{2} (\varphi_i T_p + T_H) \dots\dots\dots (3-33)$$

b、小车在悬臂时，支承处D处弯矩最大。

$$\text{总弯矩为: } M_D = \frac{1}{2} \varphi_i F_q l^2 + l_1 \varphi_i \sum P + \varphi_i P_{xg} h \dots\dots\dots (3-34)$$

$$\text{支承处剪切力: } F_{pc} = \varphi_i \sum P \dots\dots\dots (3-35)$$

$$\text{内扭矩: } T_{n1} = (\varphi_i T_p + T_H) \left(1 + \frac{l_1}{S} \right) \dots\dots\dots (3-36)$$

②极限状态法:

$$\text{小车跨中: } M_{s/2} = \frac{\gamma_{pi} \varphi_i F_q}{2} \left(\frac{S^2}{4} - l^2 \right) + \frac{(2S-b)^2}{16S} \gamma_{pi} \varphi_i \sum P + \frac{1}{2} \gamma_{pi} \varphi_i P_{xg} h \dots\dots\dots (3-37)$$

$$F_p = \gamma_{pi} \varphi_i P \left(1 + \frac{b}{2S} \right) \dots\dots\dots (3-38)$$

$$T_n = \frac{1}{2} \gamma_{pi} (\varphi_i T_p + T_H) \dots\dots\dots (3-39)$$

$$\text{小车悬臂: } M_D = \frac{1}{2} \gamma_{pi} \varphi_i F_q l^2 + l_1 \gamma_{pi} \varphi_i \sum P + \gamma_{pi} \varphi_i P_{xg} h \dots\dots\dots (3-40)$$

$$F_{pc} = \gamma_{pi} \varphi_i \sum P \dots\dots\dots (3-41)$$

$$T_{n1} = \gamma_{pi} (\varphi_i T_p + T_H) \left(1 + \frac{l_1}{S} \right) \dots\dots\dots (3-42)$$

3.4.2 水平载荷引起的主梁内力

(1) 大车制动时引起的惯性力。

$$\text{主梁自重惯性力: } P_{H2} \text{ 转化成均布载荷 } q_m^s = \frac{P_{H2}}{S+2l}$$

小车自重及起重量惯性力: P_{H1}

小车位于跨中:

$$M_q^s = \frac{1}{2} q_m^s \left(\frac{S^2}{4} - l^2 \right) \qquad M_p^s = P_{H1} \frac{(S-0.5b)^2}{4S} \dots\dots\dots (3-43)$$

小车位于悬臂:

$$M_q^s = \frac{1}{2} q_m^s l^2 \qquad M_p^s = P_{H1} l_1 \dots\dots\dots (3-44)$$

(2) 风载荷引起的水平力。

作用在主梁上的风载荷 P_{W1} 和作用在货物上的风载荷 P_{W2} 。

$$q_w = \frac{P_{W1} + P_{W2}}{S + 2l}$$

跨中: $M_{q_w} = \frac{1}{2} q_w \left(\frac{S^2}{4} - l^2 \right) \dots\dots\dots (3-45)$

悬臂: $M_{q_w} = \frac{1}{2} q_w l^2 \dots\dots\dots (3-46)$

(3) 偏斜侧向力 P_s 引起的扭矩。

$$M_s = P_s h \dots\dots\dots (3-47)$$

式中 h ——近似取支腿的投影高度。

(4) 上述载荷引起的总内力为:

①许用应力法: (考虑动力效应)

小车跨中时, 跨中弯矩最大。

$$M_{s/2}^s = \frac{1}{2} \varphi_l q_m^s \left(\frac{S^2}{4} - l^2 \right) + \varphi_l P_{H1} \frac{(S - 0.5b)^2}{4S} + \frac{1}{2} \varphi_l q_w \left(\frac{S^2}{4} - l^2 \right) + P_s h \dots\dots\dots (3-48)$$

小车在悬臂时, 支承处 D 处弯矩最大。

$$M_D^s = \varphi_l P_{H1} l_1 + \frac{1}{2} \varphi_l q_m^s l^2 + \frac{1}{2} \varphi_l q_w l^2 + P_s h \dots\dots\dots (3-49)$$

②极限状态法: (考虑分项系数)

$$M_{s/2}^s = \frac{1}{2} \gamma_{pl} \varphi_l q_m^s \left(\frac{S^2}{4} - l^2 \right) + \gamma_{pl} \varphi_l P_{H1} \frac{(S - 0.5b)^2}{4S} + \frac{1}{2} \gamma_{pl} \varphi_l q_w \left(\frac{S^2}{4} - l^2 \right) + \gamma_{pl} P_s h \dots\dots\dots (3-50)$$

$$M_D^s = \gamma_{pl} \varphi_l P_{H1} l_1 + \frac{1}{2} \gamma_{pl} \varphi_l q_m^s l^2 + \frac{1}{2} \gamma_{pl} \varphi_l q_w l^2 + \gamma_{pl} P_s h \dots\dots\dots (3-51)$$

3.5 主梁的强度计算

3.5.1 主梁的强度计算

主梁内力确定后, 就进行截面选择和验算, 所验算的危险截面依结构而异。对于带有悬臂的门式起重机, 主梁跨中和支腿支承处截面可能出现最大弯矩; 对于不带悬臂的门式起重机, 主梁的跨中截面弯矩最大, 最大剪力一般出现在支承处附近的截面上。在双梁门式起重机中, 小车的运行轨道常安置在主梁的一侧腹板上, 由于轨道偏离主梁截面弯心一段距离, 所以主梁除受横向弯曲以外, 还受到扭转作用而产生约束扭转正应力^[24]。

在宽偏轨箱型梁中, 由于翼缘板较宽, 弯曲应力的分布已不符合平面假定, 因

而引起附加的约束弯曲正应力。为了简化,在进行强度验算时,考虑约束扭转和约束弯曲的存在,可将腹板处翼缘外表面的自由弯曲正应力增大 10%~15%。约束扭转和约束弯曲产生的剪应力都较小,可略去。在上述载荷作用下,主梁危险截面验算点的应力按最不利的工况和载荷组合决定。

这里对主梁跨中和支腿支承处截面都要进行强度校核(如图 3-10)。

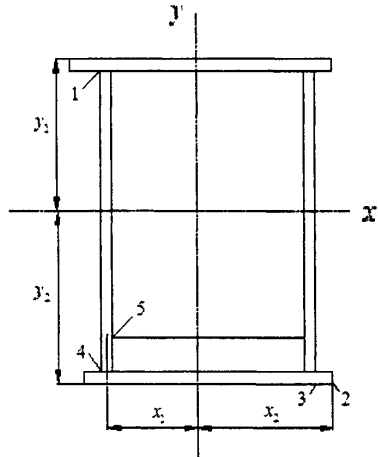


图 3-10 主梁截面强度验算点

(1) 主腹板上边缘 1 点的应力

Fig.3-10 Check point strength in main beam section

偏轨箱形梁主腹板边缘受有较大的正应力 σ_0 、较大的剪应力 τ 和局部压应力 σ_m ,按下式验算复合应力:

许用应力法
$$\sigma = \sqrt{\sigma_0^2 + \sigma_m^2 - \sigma_0 \sigma_m + 3\tau^2} \leq [\sigma] \dots\dots\dots (3-52)$$

极限状态法
$$\sigma = \sqrt{\sigma_0^2 + \sigma_m^2 - \sigma_0 \sigma_m + 3\tau^2} \leq \lim \sigma \dots\dots\dots (3-53)$$

其中: $\sigma_0 = \sigma_{01} + \sigma_{02}$;

垂直弯矩产生的应力:
$$\sigma_{01} = \frac{M_x}{I_x} y;$$

水平弯矩产生的应力:
$$\sigma_{02} = \frac{M_y}{I_y} x_1;$$

局部压应力:
$$\sigma_m = \frac{\varphi_1 P_{f1}}{(2h_y + 50)\delta};$$

主腹板上边的切应力:
$$\tau = \frac{F_p S_y}{I_x \sum \delta} + \frac{T_n}{2A_0 \delta};$$

S_y ——主梁上翼缘的静矩;

$\sum \delta$ ——主副腹板的厚度之和;

(2) 2 点的应力

主梁截面最远角点上的应力为:

许用应力法
$$\sigma = \sigma_{01} + \sigma_{02} = \frac{M_x y_2}{I_x} + \frac{M_y x_2}{I_y} \leq [\sigma] \dots\dots\dots (3-54)$$

极限状态法
$$\sigma = \sigma_{01} + \sigma_{02} = \frac{M_x y_2}{I_x} + \frac{M_y x_2}{I_y} \leq \lim \sigma \dots\dots\dots (3-55)$$

(3) 3 点的应力

考虑梁的约束弯曲和约束扭转，下翼缘板与副腹板连接处的外侧表面应力为：

许用应力法
$$\sigma = 1.15(\sigma_{01} + \sigma_{02}) = 1.15 \left[\frac{M_x y_2}{I_x} + \frac{M_y (x_2 - l)}{I_y} \right] \leq [\sigma] \dots\dots\dots (3-56)$$

极限状态法
$$\sigma = 1.15(\sigma_{01} + \sigma_{02}) = 1.15 \left[\frac{M_x y_2}{I_x} + \frac{M_y (x_2 - l)}{I_y} \right] \leq \lim \sigma \dots\dots\dots (3-57)$$

(4) 主梁支承处的切应力

小车在悬臂端时，主梁支承处剪力最大。主梁在水平面内受到的水平剪切力一般较小，可略去不计。

主梁支承处垂直面内的剪应力为：

许用应力法
$$\tau = \frac{1.5F_{pc}}{h \sum \delta} + \frac{T_{n1}}{2A_0 \delta} \leq [\tau] \dots\dots\dots (3-58)$$

极限状态法
$$\tau = \frac{1.5F_c}{h_d \sum \delta} + \frac{T_{n1}}{2A_0 \delta} \leq \lim \tau \dots\dots\dots (3-59)$$

其中 A_0 ——主梁的封闭截面面积；

h ——主梁高度。

3.5.2 主梁的疲劳强度计算

通常对工作级别大于 E4（含）的主梁需验算疲劳强度，按载荷组合 A 计算主梁跨中的最大弯矩截面的疲劳强度^[26]。

由于水平惯性载荷产生的应力很小，为了计算简明忽略惯性应力。

移动载荷在跨中，主梁跨中截面的最大弯矩：

$$M_{\max} = M_{s/2} \dots\dots\dots (3-60)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{s/2}(y_2 - \delta_0)}{I_x} \dots\dots\dots (3-61)$$

(1) 受拉翼缘板的横向对接焊缝或翼缘焊缝处受较大的拉应力，验算主腹板受拉翼缘焊缝 4 点的疲劳强度（如图 3-10）：

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma_n] \dots\dots\dots (3-62)$$

式中 σ_{\max} ——受拉翼缘板对接焊缝或翼缘焊缝按载荷组合 A 算得的最大拉应力；

$[\sigma_r]$ ——拉伸疲劳许用应力。

(2) 横向加劲肋（横隔板）下端焊缝与腹板相连处的腹板，同时受有较大拉应力和剪应力，验算横隔板下端焊缝与主腹板连接处 5 点的疲劳强度。

按下式计算：

$$\left(\frac{\sigma_{\max}}{[\sigma_r]}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\max}}{[\tau_r]}\right)^2 \leq 1.1 \dots \dots \dots (3-63)$$

式中 σ_{\max} 、 τ_{\max} ——腹板计算点按载荷组合 A 算得的最大正应力和最大剪应力；

$[\sigma_r]$ 、 $[\tau_r]$ ——拉伸和剪切疲劳许用应力。

3.6 主梁的稳定性计算

箱型梁具有很大的水平刚性和扭转刚性，再加上水平走台的辅助作用，其整体稳定性一般是不需验算的。但须对箱形主梁的腹板和受压翼缘板进行稳定性校核。

(1) 整体稳定性

当主梁的高宽比 $\frac{h}{b} \leq 3$ 时，不用验算，而且门架设有平台，增大了主梁的水平刚性，能防止整体失稳。

(2) 局部稳定性

箱形主梁的翼缘板和腹板均需验算局部稳定性。先要根据板的宽厚比布置加劲肋，形成区格，然后分别验算跨中和支承处附近的区格。

第四章 门式起重机支腿的设计计算

4.1 门式起重机支腿简介

门式起重机支腿是门式起重机金属结构的重要组成部分。对中、小跨度门式起重机，两个支腿和主梁的连接都制成刚接的（称刚性支腿），对大跨度门式起重机，有一个支腿和主梁的连接制成铰接的（称柔性支腿）。

一般而言，支腿结构型式与主梁结构型式应是相互匹配的，即主梁和支腿均采用桁架结构，或者都采用板梁（箱型）结构，以保证外观相称，结构美观，制造备料方便。但有时支腿和主梁并不采用相同的结构型式。通常，柔性支腿是由两根杆件组成，其截面型式常用管型或箱型截面，也可用组合型钢截面。刚性支腿结构型式较多，有箱型结构以及各种桁架结构。在某些门式起重机中，柔性支腿和主梁之间采用圆柱铰相连，以避免主梁温度变形的影响，但近年来新产品中已很少采用这种圆柱铰，因为只要正确地设计柔性支腿的柔度，就能避免温度变形的影响，并使结构制造得到简化。

通用门式起重机按支腿平面内的支腿形状，可分为 L 型、C 型单主梁门式起重机及 O 型、U 型、A 型和八字腿带马鞍型双梁门式起重机等结构型式。本文主要研究刚性支腿的设计计算。对于八字腿带马鞍的门式起重机，在支腿的两个平面内制成上宽下窄，上端连接宽度推荐取与主梁高度相同的尺寸；下端宽度与下横梁的宽度相同^[6]。

4.2 支腿的内力计算

4.2.1 门架平面内的受力分析

在计算门式起重机支腿时，门架应按一次超静定刚架结构进行内力计算的。这时，在垂直载荷作用下，在门架支承处产生的横推力将对支腿产生不利的影晌。应注意，对于一侧为刚性支腿，另一例为柔性支腿的门架，无论计算主梁或是支腿时都应按静定刚架结构进行内力计算。在门架平面内可不考虑风力影响。本文是以八字型、双刚性支腿为例进行计算，门架平面按一次超静定刚架计算内力^[13]。

(1) 由主梁均布自重产生的内力（见图4-1）。

$$\text{支反力 } F_A = F_B = \frac{qS}{2}$$

$$\text{横推力 } F = \frac{qS^2}{4H(2k+3)} \quad k = \frac{I}{I_1} \frac{H}{S}$$

许用应力法: 弯矩 $M_{C1} = M_{D2} = -\varphi_1 FH \dots\dots\dots (4-1)$

极限状态法: 弯矩 $M_{C1} = M_{D2} = -\gamma_{pl}\varphi_1 FH \dots\dots\dots (4-2)$

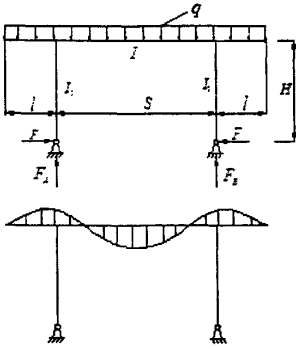


图 4-1

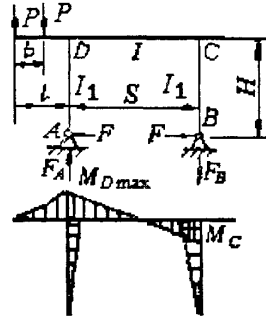


图 4-2

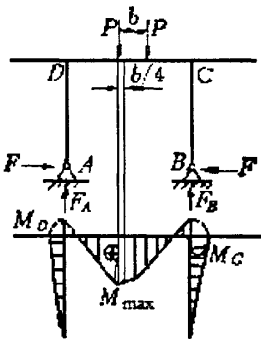


图 4-3

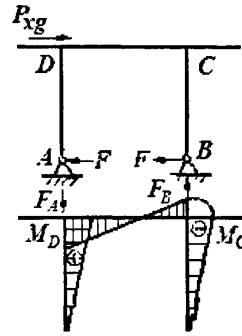


图 4-4

(2) 小车位于悬臂端时, 小车轮压产生的内力^[6] (见图4-2)。

$$F_A = \frac{2P}{S}(S+l-\frac{b}{2}) \quad F_B = \frac{-2P}{S}(l-\frac{b}{2})$$

$$F = \frac{3P(2l-b)}{2H(2k+3)} \quad M_{Dmax} = 2P(l-\frac{b}{2})$$

许用应力法: $M_{C2} = \varphi_1 FH \quad M_{D2} = -\varphi_1 FH \dots\dots\dots (4-3)$

极限状态法: $M_{C2} = \gamma_{pl}\varphi_1 FH \quad M_{D2} = -\gamma_{pl}\varphi_1 FH \dots\dots\dots (4-4)$

(3) 小车跨中时, 小车轮压产生的内力 (见图4-3)。

$$F_A = P(1-\frac{b}{2S}) \quad F_B = P(1+\frac{b}{2S})$$

$$F = \frac{3P(4S^2 - 5b^2)}{16HS(2k + 3)} \quad M_{\max} = \frac{F_A}{4}(2S - b) + M_D$$

许用应力法: $M_{C3} = M_{D3} = -\varphi_i FH \dots\dots\dots (4-5)$

极限状态法: $M_{C3} = M_{D3} = -\gamma_{pi}\varphi_i FH \dots\dots\dots (4-6)$

(4) 小车惯性力产生的内力 (见图4-4)。

$$F_A = F_B = \frac{P_{xg} H}{S}$$

$$F = \frac{1}{2} P_{xg}$$

许用应力法: $-M_{C4} = M_{D4} = \varphi_i FH \dots\dots\dots (4-7)$

极限状态法: $-M_{C4} = M_{D4} = \gamma_{pi}\varphi_i FH \dots\dots\dots (4-8)$

(5) 风载荷产生的内力 (见图4-5)。

支腿风载荷 q_f

计算公式:

$$\text{横推力 } T_A = \frac{q_f H}{8} \frac{11k + 18}{2k + 3}$$

$$T_B = \frac{q_f H}{8} \frac{5k + 6}{2k + 3}$$

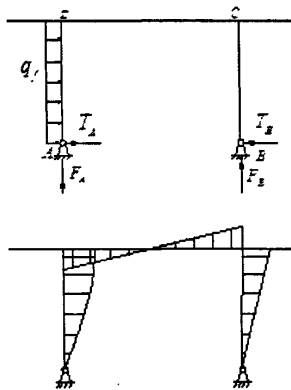


图 4-5

许用应力法: $M_{C5} = -\varphi_i T_B H \dots\dots\dots (4-9)$

$$M_{D5} = \frac{3\varphi_i q_f H^2 (k + 2)}{8(2k + 3)} \dots\dots\dots (4-10)$$

极限状态法: $M_{C5} = -\gamma_{pi}\varphi_i T_B H \quad M_{D5} = \frac{3\gamma_{pi}\varphi_i q_f H^2 (k + 2)}{8(2k + 3)} \dots\dots\dots (4-11)$

(6) 上述载荷产生的总弯矩:

小车在跨中的支腿合成弯矩:

$$\sum M_C = M_{C1} + M_{C3} + M_{C4} + M_{C5} \dots\dots\dots (4-12)$$

$$\sum M_D = M_{D1} + M_{D3} + M_{D4} + M_{D5} \dots\dots\dots (4-13)$$

小车在悬臂端的支腿合成弯矩:

$$\sum M_C = M_{C1} + M_{C2} + M_{C4} + M_{C5} \dots\dots\dots (4-14)$$

$$\sum M_D = M_{D1} + M_{D2} + M_{D4} + M_{D5} \dots\dots\dots (4-15)$$

4.2.2 支腿平面内的受力分析

L 型和 C 型单主梁门式起重机的支腿平面结构可按静定结构进行计算。在支腿平面内,除支腿顶部受水平力 P_H , 风力 P_W 以外,还应同时考虑支腿受到的均匀风力和惯性力作用。在门式起重机的支腿平面内,常把支腿做成平面刚架结构。确定支腿平面刚架结构的计算简图,要根据支腿和下横梁连接处的支腿和下横梁的刚性比值等因素而定^[27]。若连接处支腿的抗弯刚性与下横梁的抗弯刚性之比小于或等于 0.6 时,在连接处的支腿抗弯刚性比支腿的其它截面抗弯刚性要小的情况下,采用一次超静定结构计算简图;若其抗弯刚性之比大于 0.6~1 时(一般不会超过 1),要采用三次超静定结构计算简图。本文主要研究一次超静定平面刚架结构在外力作用下的内力计算公式。

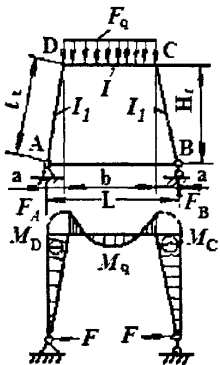


图 4-6

(1) 主梁均布载荷引起的内力(见图4-6)。

支反力: $F_A = F_B = \frac{F_q b}{2}$

横推力: $F = \frac{F_q b^2}{12I} [b + 2a(3 + 2k_1)]$ $k_1 = \frac{I l_t}{I_t b}$ $B = L$
 $\frac{B}{A} + \frac{H_t^2 b}{3I} (3 + 2k_1)$

A—拉杆截面积

$$M_q = F_A \left(a + \frac{b}{2} \right) - \frac{F_q b^2}{8} - FH_t$$

许用应力法: $M_{C1} = M_{D1} = \varphi_t (F_A a - FH_t) \dots\dots\dots (4-16)$

极限状态法: $M_{C1} = M_{D1} = \gamma_p \varphi_t (F_A a - FH_t) \dots\dots\dots (4-17)$

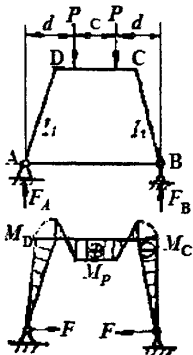


图 4-7

(2) 小车轮压引起的内力(见图4-7)。

$$F_A = F_B = P$$

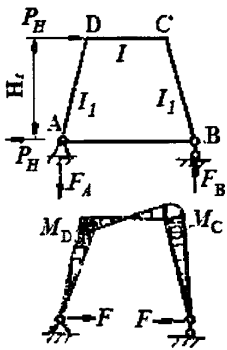
$$F = \frac{\frac{PH_t}{3I} [3(d^2 + dc - a^2) + 2abk_1]}{\frac{B}{A} + \frac{H_t^2 b}{3I} (3 + 2k_1)}$$

$$M_p = F_A d - FH_t$$

许用应力法: $M_{C2} = M_{D2} = \varphi_i (F_A a - FH_t) \dots\dots\dots (4-18)$

极限状态法: $M_{C2} = M_{D2} = \gamma_{pi} \varphi_i (F_A a - FH_t) \dots\dots\dots (4-19)$

(3) 惯性力引起的内力 (见图4-8)。



$$-F_A = F_B = P_H \frac{H_t}{B}$$

$$F = \frac{\frac{P_H b H_t^2}{6I} (3 + 2k_1)}{\frac{B}{A} + \frac{H_t^2 b}{3I} (3 + 2k_1)}$$

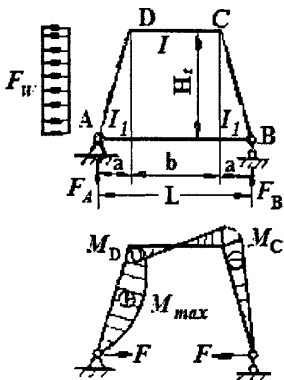
当 $\frac{B}{A}$ 很小时, $F \approx \frac{1}{2} P_H$

图 4-8

许用应力法: $M_{C3} = \varphi_i (F_B a - FH_t) \quad M_{D3} = \varphi_i F_B (B - a) - \varphi_i FH_t \dots\dots\dots (4-20)$

极限状态法: $M_{C3} = \gamma_{pi} \varphi_i (F_B a - FH_t) \quad M_{D3} = \gamma_{pi} \varphi_i [F_B (B - a) - FH_t] \dots\dots (4-21)$

(4) 风载荷引起的内力 (见图4-9)。



$$-F_A = F_B = \frac{P_W H_t^2}{2B}$$

$$F = \frac{\frac{P_W H_t^3}{24I} (6 + 5k_1)}{\frac{B}{A} + \frac{H_t^2 B}{3I} (3 + 2k_1)}$$

$$B = L$$

图 4-9

许用应力法: $M_{C4} = \varphi_i(F_B a - FH_i)$ $M_{D4} = \varphi_i[F_B(B-a) - FH_i]$ (4-22)

极限状态法: $M_{C4} = \gamma_{pi}\varphi_i(F_B a - FH_i)$ $M_{D4} = \gamma_{pi}\varphi_i[F_B(B-a) - FH_i]$ (4-23)

(5) 支腿平面内的合成弯矩:

$M_{C} = M_{C1} + M_{C2} + M_{C3} + M_{C4}$ (4-24)

$M_{D} = M_{D1} + M_{D2} + M_{D3} + M_{D4}$(4-25)

对于双梁式门式起重机带马鞍的实体式箱型支腿结构, 通常取其计算简图为一次超静定的, 如图 4-10a 所示。图 4-10b 为用力法求解多余未知力的基本结构^[4]。

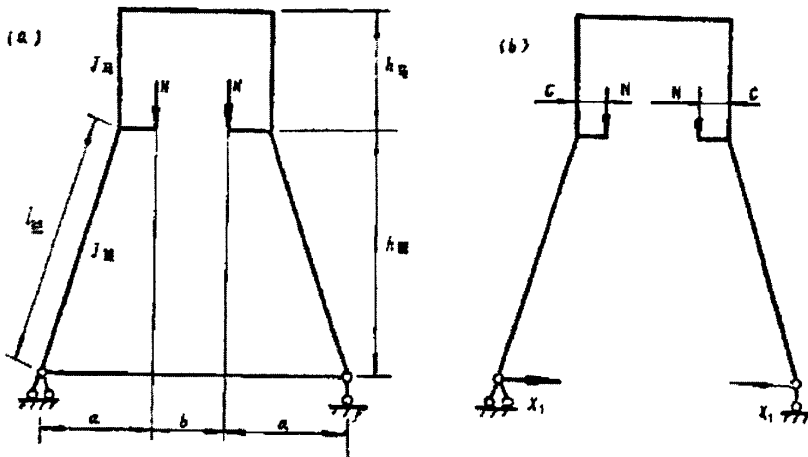


图 4-10 带马鞍的实体箱型支腿结构简图

Fig.4-10 Structure diagram of box support with saddle

$X_1 = -\frac{\Delta_{1P}}{\delta_{11}}$ (4-26)

式中 δ_{11} ——当 $x=1$ 时, 基本结构在 x_1 方向的线变位, 其计算式为:

$\delta_{11} = \frac{h_{腿}^3}{EJ_{腿}} \left\{ \frac{2 l_{腿}}{3 h_{腿}} + \frac{J_{腿}}{J_{马}} \left[2 \frac{h_{马}}{h_{腿}} \left(1 + \frac{1}{2} \frac{h_{马}}{h_{腿}} \right) + \left(\frac{h_{马}}{h_{腿}} \right)^2 \left(1 + \frac{2}{3} \frac{h_{马}}{h_{腿}} \right) + \frac{b}{h_{腿}} \left(1 + \frac{h_{马}}{h_{腿}} \right)^2 \right] \right\}$(4-27)

Δ_{1P} ——由外载荷 N 引起的沿 x_1 方向的线变位, 其计算式为:

$\Delta_{1P} = -\frac{2Nh_{腿}^3}{EJ_{腿}} \left\{ \frac{1}{3} \frac{l_{腿}}{h_{腿}} \frac{a}{h_{腿}} + \frac{J_{腿}}{J_{马}} \frac{a+c}{h_{腿}} \left[\frac{h_{马}}{h_{腿}} + \frac{1}{2} \left(\frac{h_{马}}{h_{腿}} \right)^2 + \frac{1}{2} \frac{b}{h_{腿}} \left(1 + \frac{h_{马}}{h_{腿}} \right) \right] \right\}$ (4-28)

外载荷除考虑 N 力外, 尚应考虑风载荷和结构自重。当 x_1 求出后, 按平面静定刚架分析内力, 并可确定出支腿和马鞍危险断面的最大内力。

4.3 支腿的强度计算

刚性支腿除承压外，还在两个刚架平面内承受弯矩，故为双向压弯构件，柔性支腿则为单向压弯构件。

根据支腿的受力情况和连接要求，往往把它做成变截面的。因此，必须先把变截面支腿的惯性矩换算成等效等截面支腿的折算惯性矩才能进行内力分析。折算惯性矩也可近似取支腿距小端约 $0.72H$ 处的截面惯性矩（ H 为支腿高度）来计算。应注意，用于内力和变形计算的折算惯性矩与稳定性计算的换算惯性矩不相同。

综合考虑支腿结构在两个平面的受力后，确定危险截面并进行强度验算。对于正应力和剪应力都比较大的截面，应验算其折算应力。

对于双梁门式起重机，支腿上端为危险截面。

其危险截面的强度校核式如下：

$$\sigma = \frac{M_{\max}^L}{W_y} + \frac{M_{\max}^Z}{W_x} + \frac{N_d}{F_{td}} \leq [\sigma] \dots\dots\dots (4-29)$$

式中 M_{\max}^L ——门架平面内验算截面的最大弯矩；

M_{\max}^Z ， N_d ——支腿平面验算截面的最大弯矩和轴力；

F_{td} ——验算截面的截面积；

W_x ， W_y ——验算截面对 $x-x$ 轴和 $y-y$ 轴抗弯模量。

式中的应力叠加是指同一截面上同一点的应力。支腿的剪应力值甚小，通常不予计算。

4.4 支腿的稳定性计算

(1) 整体稳定性

刚性支腿除承压外，还在两个刚架平面内承受弯矩，因此可把支腿作为双向偏心压杆进行稳定性验算，但是应该考虑支腿端部实际的约束影响。

支腿与主梁（横梁）刚性连接构成空间刚架，计算支腿整体稳定性时必须考虑主梁（横梁）对支腿端部的约束影响。

为了简化，可将空间刚架分解成两个方向的平面刚架，分别计算支腿在两个平面内的计算长度 $l_x = \mu_1 H$ 及 $l_y = \mu_1 H$ ，而忽略两个互相垂直的平面刚架之间的相互影响。

根据对门架支腿整体稳定性的研究,各种型式的刚架在失稳时将发生对称屈曲或反对称屈曲。根据刚架支腿的不同屈曲形式,可导出支腿端部的转角方程,进而求得支腿的稳定方程及腿端约束的计算长度系数 μ_1 值。 μ_1 值取决于刚架杆件的单位刚性比 γ_1 、 γ_2 ,它能反映刚架结构对支腿端部的实际约束。

对各种型式门架支腿整体稳定性的分析研究得知,除U型门架外,各种门架在反对称屈曲形式下 μ_1 值均比正对称屈曲大,这表明门架反对称屈曲为最不利的形式。

在门架平面内,柔性支腿主要承受压缩力,但在支腿平面刚架中支腿还受弯矩作用,因而它是单向偏心压杆,可按最大长细比验算整体稳定性,同样,在计算时还要考虑腿端约束和截面变化等因素^[12]。

支腿总体稳定性按下式验算:

$$\sigma = \frac{N}{\varphi A} + \frac{M_x}{W_x} + \frac{M_y}{W_y} \leq [\sigma] \dots\dots\dots (4-30)$$

式中 M_x , M_y ——门架平面和支腿平面的计算弯矩(常取距支腿小端 $0.45h$ 处截面弯矩);

N ——支腿承受的轴力;

A , W_x , W_y ——距支腿小端 $0.45h$ 处截面的断面积和截面抗弯模量;

φ ——轴心受压构件的稳定系数,按构件的最大长细比 λ 查取。

由于支腿在门架平面和支腿平面都是变截面,通常除了校核上述危险截面之外,还应对中间截面进行强度校核。

(2) 局部稳定性

为了防止支腿的腹板和翼缘板发生波浪变形,应对支腿进行局部稳定性校核,否则有可能导致结构过早损坏^[27]。

对于轴心受压的箱形截面支腿,其腹板的计算高度与其厚度之比和箱形截面两腹板间的翼缘板宽度与其厚度之比(图4-11)应满足下式

$$\left. \begin{aligned} \frac{b_0}{\delta_1} &\leq 50 \sqrt{\frac{240}{\sigma_s} + 0.1\lambda} \\ \frac{c_0}{\delta_2} &\leq 50 \sqrt{\frac{240}{\sigma_s} + 0.1\lambda} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4-31)$$

对于偏心受压的箱形截面支腿,其腹板的计算高度与其厚度之比和箱形截面两腹板间的翼缘板宽度与其厚度之比应满足下式

$$\left. \begin{aligned} \frac{b_0}{\delta_1} &\leq 100 \sqrt{\frac{\xi}{\sigma_{\max}}} \\ \frac{c_0}{\delta_2} &\leq 100 \sqrt{\frac{\xi}{\sigma_{\max}}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4-32)$$

式中 ξ ——系数，根据 $a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$ 值，查表选取；

σ_{\max} ——腹板计算高度边缘的最大压应力；

σ_{\min} ——腹板计算高度另一边缘的应力。

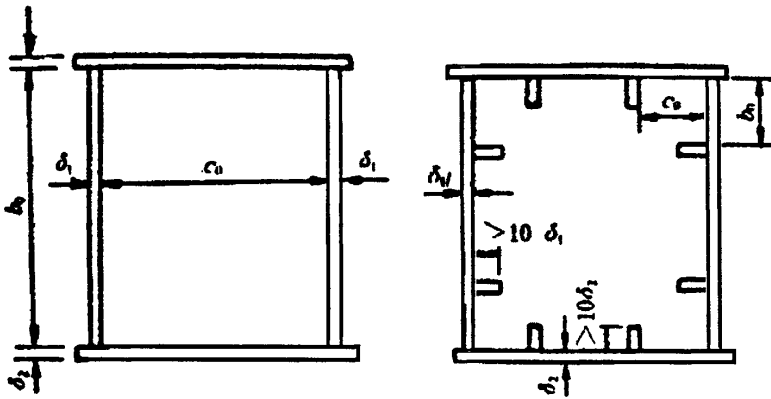


图 4-11 局部稳定性验算

Fig.4-11 Check of local stability

若受压支腿的腹板（或翼缘板）与其厚度之比，不满足上述要求时，要加纵向加劲杆，然后再按上述方法验算受压较大的腹板（或翼缘板）在加劲杆之间的计算长度与厚度之比。纵向加劲杆通常由钢板条或扁钢制成。

纵向加劲杆应成对布置，其宽度 $b_* > 10\delta$ ，厚度 $\delta_* > \frac{3}{4}\delta$ （ δ 为腹板或翼缘板的厚度）。

为增加支腿的抗扭刚性，必须设横向加劲板。横向加劲板间距通常为 $(2.5 \sim 3)b_0$ 。

横向加劲板宽度：

$$b_* \geq \frac{b_0}{30} + 40 \dots\dots\dots (4-33)$$

或

$$b_* \geq \frac{c_0}{30} + 40 \dots\dots\dots (4-34)$$

横向加劲板厚度：

$$\delta_{\text{静}} \geq \frac{b_{\text{静}}}{5} \dots\dots\dots (4-35)$$

4.5 门式起重机刚性计算

箱形门式起重机的刚性要求静态和动态两个方面。静态刚性以规定的载荷作用于指定位置时结构在某一位置处的静态弹性变形值来表征。起重机作为振动系统的动态刚性，以满载情况下钢丝绳绕组的下放悬吊长度相当于额定起升高度时系统在垂直方向的最低固有频率（简称为满载自振频率）来表征^[6]。

1、门架的垂直静态刚性

门式起重机的静态刚性是指满载起重小车位于跨中和悬臂端，在垂直平面内引起的主梁最大静挠度。在设计主梁时，要控制该静挠度不超过国家标准规定的许用值。

计算静挠度时的计算载荷是起升载荷和小车自重，不计冲击系数、动力系数和上部主梁自重。具有两侧刚性支腿的门架，应按外部一次超静定的刚架结构来计算主梁跨中和悬臂端的静挠度。

当小车位于跨中时，主梁跨中静挠度为（见图 4-12a）：

$$Y_1 = \frac{\sum PS^3}{48EI} - \frac{3\sum PS^3}{64(2k+3)EI} \leq [Y_L] \dots\dots\dots (4-36)$$

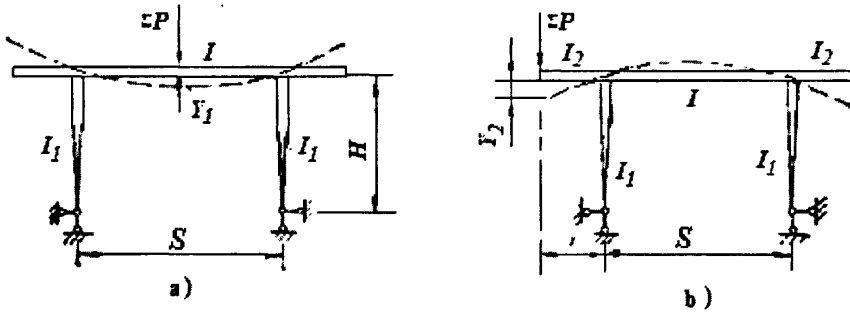


图 4-12 主梁刚度计算图

Fig.4-12 Rigidity computation of main beam

当小车位于悬臂端时，主梁悬臂端的挠度为（见图 4-12b）：

$$Y_2 = \frac{\sum PI^3}{3EI_2} + \frac{\sum PI^2S}{3EI} - \frac{3\sum PI^2S}{4(2k+3)EI} \leq [Y_L] \dots\dots\dots (4-37)$$

式中 $\sum P$ —— 一根主梁上小车静轮压之和；

I —— 一根主梁跨中的截面惯性矩；

E —— 钢材的弹性模量；

H —— 门架计算高度；

S —— 跨度；

l —— 悬臂计算长度；

k —— 计算系数， $k = \frac{IH}{I_1 S}$

I_1 —— 一个支腿的惯性矩，变截面支腿取折算惯性矩；

I_2 —— 一根主梁悬臂段的截面惯性矩，若为变截面悬臂，可近似取距悬臂端 $0.72l$ 处的截面惯性矩；

$[Y_L][Y_r]$ —— 许用静挠度。

对于一侧为柔性支腿的门架，则取静定刚架结构计算简图计算，这时以上两式中末项为零。

2、门架水平静位移

满载小车位于悬臂端时，超静定门架水平静位移为：

$$\Delta = \frac{\sum PISH}{12EI} \leq [\Delta] \dots\dots\dots (4-38)$$

式中 $[\Delta]$ —— 门架许用水平静位移，推荐 $[\Delta] = \frac{H}{1000}$ 。

3、支腿的静态刚性计算

通常，只对支腿平面进行支腿刚性验算，支腿在门架平面的刚性因跨度和结构差别都较大，且无技术要求，所以一般不予考虑。计算支腿平面的刚性，主要是指在移动载荷作用下，支腿和主梁连接处产生的垂直位移、水平位移和转角。对带悬臂的门式起重机，取小车位于悬臂极限位置来计算支腿的刚性。小车位于支腿处计算小车两轨道相对水平位移。

支腿刚性标准值尚未规定，推荐下列数据供参考：支腿垂直位移不超过支腿水平投影长度的 $1/200$ ；水平位移不超过支腿垂直投影长度的 $1/200$ ，转角不超过 1° 。垂直载荷 P 产生的垂直位移为（如图 4-13）：

$$\Delta_v \approx \frac{Pb^3}{48EI_l} \left(\frac{8k_1 + 3}{8k_1 + 12} \right) \quad k_1 = \frac{I_l}{I_b} \dots\dots\dots (4-39)$$

水平载荷 P 产生的水平位移为（如图 4-14）：

$$\Delta_H = \frac{PbH_l^2(2k_1 + 1)}{12EI_l} \left(\frac{b}{B} \right)^2 + \frac{PB}{4EA_{xl}} \approx \frac{Pb^3H_l^2(2k_1 + 1)}{12B^2EI_l} \dots\dots\dots (4-40)$$

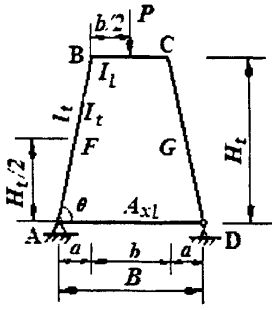


图 4-13

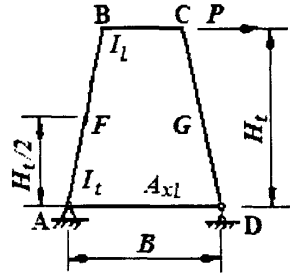


图 4-14

4、动态刚性

门式起重机的动态刚性以满载小车位于起重机的指定位置产生的满载自振频率来表达。

(1) 垂直动态刚性

满载小车位于跨中或悬臂端工作时，按同一标准来检验起重机的垂直自振频率。

门式起重机的垂直自振频率可用下列公式之一来计算

$$f_v = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{(y_0 + \lambda_0)(1 + \beta)}} \geq [f_v] \dots\dots\dots (4-41)$$

或

$$f_v = \frac{15.7635}{\sqrt{(y_0 + \lambda_0)(1 + \beta)}} \geq [f_v] \dots\dots\dots (4-42)$$

式中 y_0 ——由起升载荷对超静定门架跨中或悬臂端部产生的静位移（挠度）(mm)；

λ_0 ——由起升载荷对起升钢丝绳滑轮组产生的静伸长 (mm)；

β ——结构质量影响系数；

$[f_v]$ ——起重机满载垂直自振频率控制值，取为 $[f_v]=2\text{Hz}$ 。

(2) 水平动态刚性^[2]

起重机和小车运行工作时，将使门架和支腿刚架产生水平振动，需验算结构的水平自振频率。

门架和支腿刚架的水平自振频率，按物品高位悬挂的满载小车计算：

$$f_H = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{m_h \delta}} \geq [f_H] \dots\dots\dots (4-43)$$

或

$$f_H = \frac{0.1592}{\sqrt{m_h \delta}} \geq [f_H] \dots\dots\dots (4-44)$$

式中 m_h ——集中于门架或支腿刚架顶部的换算质量 (kg);

δ ——单位水平力作用于门架或支腿刚架顶部产生的水平位移 (mm/N);

$[f_H]$ ——起重机满载水平自振频率控制值, 取为 $[f_H]=1.5\sim 2\text{Hz}$ 。

4.6 主梁的拱度

梁在载荷作用下会产生弹性下挠变形, 这种变形给小车运行增加了阻力。为消除梁下挠变形引起的不利影响, 制造梁时做成上拱度, 简支梁跨中央的上拱度取为

$f_0 = \frac{S}{1000}$; 沿跨度向两边按二次抛物线对称变化。以跨中央为原点的简支梁任意点的

的拱度值按下式决定 (见图 4-15):

$$y = f_0 \left(1 - \frac{4a^2}{S^2} \right) \dots\dots\dots (4-45)$$

式中 a ——梁任意点至跨中央的距离;

S ——梁的跨度。

悬臂梁也应设置端点为 $l/350$ (l 为悬臂长度) 的上翘度, 各点的翘度值按抛物线或正弦曲线变化。

梁的上拱度和上翘度在制造过程中会减小, 为此在下料、组焊时允许将上述控制值增大 40%。

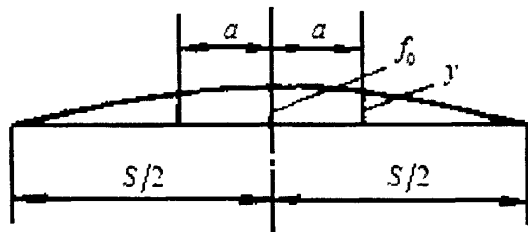


图 4-15 简支梁的上拱曲线

Fig.4-15 Simply supported beam on the arch of the curve

第五章 门式起重机 CAD 系统参数绘图与说明书生成

5.1 参数化绘图的研究意义和方法

5.1.1 参数化绘图的研究意义

随着 CAD 技术的发展,为了能快速地建立产品模型,全面完整地表达设计者的设计意图,提出了参数化绘图的问题。它使设计进一步规范化,目前已经成为现代产品设计的重要手段和标志。参数化绘图分为二维和三维。由于二维视图表示三维产品的局限性,从现代 CAD/CAM 技术的发展趋势来看,应该选用三维参数化绘图方法。

发展参数化绘图的一种快速实用的方法是在现有软件基础上进行二次开发。许多国外起重机制造商从应用计算机辅助设计系统,提高到应用计算机进行模块化、参数化设计,将起重机功能基本相同的构件、部件和零件划分成有多种用途,有相同联接要素和可互换的标准模块,通过不同模块的组合,形成不同类型和规格的起重机系列,使整个起重机行业的技术、生产和管理水平、产品的更新换代、新产品的研制速度大大加快。

尽管目前所流行的二维、三维绘图软件功能非常强大,但其建模过程仍为手工交互模式,不能满足专业机械 CAD 系统的需要。所以对二维、三维绘图软件进行二次开发,针对特定机械结构实现变量化建模,可以极大地提高设计效率,缩短新产品设计周期,具有实际意义。

5.1.2 二维参数化绘图方法

门式起重机 CAD 系统二维参数化绘图以 AutoCAD 为图形支撑软件,命令文件作接口,实现门式起重机的命令文件式参数绘图。

命令文件是 AutoCAD 系统中的一种 ASCII 码文件,它其实就是把 AutoCAD 命令一条一条写下来,类似于 DOS 系统中的批处理文件。它以 SCR (SCRIPT 的缩写)为扩展名,所以也被称为 SCR 文件。从某种意义上来说命令文件应该算是 AutoCAD 系统的程序了。但是在命令文件中不能有任何条件、循环等程序结构,只能顺序执行。命令文件的最大用途是作为一种接口。通过高级语言编程来生成命令文件,然后在 AutoCAD 系统中执行这个命令文件得到图形。这种开发方式可以采用 Quick BASIC 语言、FORTRAN 语言、C 语言等编译型高级语言来编程,因此程序的运行速度快,保密性好,模块性强,适于编写较大的程序。由于只是把 AutoCAD 系统作为其图形软件,所以,以命令文件作为接口的参数绘图模块和与之配套的设计软件

可以拥用自己独立的操作系统环境和软件界面。因此除了必须以 AutoCAD 系统作为其图形支撑软件外,这种开发方式具有一定的独立性^[32]。

采用命令文件方式的另一个好处是能够使用全部 AutoCAD 系统命令,如半自动标注尺寸,画剖面线,截断等,这为编写参数绘图程序提供了很多方便。命令文件对命令的格式要求很严格,各种参数、选项都不能错,差一个空格都不行,因为空格在 AutoCAD 系统中是与回车等价的。好在如果对某个命令的格式不熟悉,先在键盘上用交互式绘图的方式试一下就是了。命令文件的生成很快,但它在 AutoCAD 系统中是解释执行的。速度略慢,显示一张比较复杂的装配图大约需要 1 分多钟。

具体技术路线如下:

(1) 运用命令文件接口方式,对 AutoCAD 进行参数化二次开发,编写各类参数绘图函数,并将其封装为一个参数绘图类。该类能够实现绘制直线、曲线、添加尺寸标注等各种 AutoCAD 绘图命令,以及标题栏填写、材料明细表生成等的自动完成。

(2) 将参数绘图类应用到门式起重机的参数化绘图中,在程序中调用该类,根据读取的数据文件中门式起重机零部件各相应参数,生成 SCR 命令文件;并驱动二维绘图软件 AutoCAD,调用已生成的 SCR 命令文件,解释执行其中每条 AutoCAD 绘图命令,完成门式起重机的二维参数化绘图工作。

创建一个参数绘图类,将参数化绘图过程中经常使用的绘图命令改写为专用函数,并封装在参数绘图类中,以方便在程序中直接调用。把参数绘图类定义到一个头文件 SCR.h 中。编写参数绘图程序时把这个头文件包含上,就可以定义对象并使用其成员函数了。常用的成员函数重要有打开命令文件、画直线、画矩形、标注水平尺寸、标注垂直尺寸、标注文字、关闭命令文件等。

5.1.3 三维参数化建模方法

门式起重机 CAD 系统三维参数化绘图以 SolidWorks 为图形支撑软件,SolidWorks 是基于 Windows 平台的三维设计软件,它一改二维绘图的传统设计方式,直接进行三维建模,生成生动的三维实体模型,具有二维图纸无法比拟的直观性,是未来设计发展的必然趋势;模型的尺寸、相互关系和几何轮廓可以随时修改;同时,也为检查静态与动态干涉、进行有限元静力分析和动态分析打下了基础。由于以上特点,SolidWorks 成为目前微机平台上的主流三维设计软件。

SolidWorks 可以通过 API (Application Programming Interface 应用程序接口)进行二次开发,凡支持 API 的开发工具,如 Visual C++、Visual Basic 等均可用于

SolidWorks 的二次开发。SolidWorks API 接口为用户提供了自由、开放、功能完整的开发工具，其中包含了大量的功能函数，这些函数提供了程序员直接访问 SolidWorks 的能力。用户通过对这些函数的调用就可以在自己开发的程序中对 SolidWorks 进行各种操作控制，完成零件草图的绘制和三维模型的建立^[49]。

根据SolidWorks提供的参数化和特征建模技术，通过控制和访问SolidWorks中的对象，利用SolidWorks提供的各种API函数，对SolidWorks进行参数化二次开发，生成成员函数，并将其封装为一个CSldWorks类，该类能控制SolidWorks的启动、关闭、草图绘制和实体特征如拉伸、切除、旋转、倒角的生成、零部件装配等操作。把含有这些改写后的成员函数的CSldWorks类定义在一个头文件中，编写参数化建模的程序时只要把头文件包含进去，就可以定义对象并调用其成员函数了。主要用到7个函数，分别是启动SolidWorks、新建零件文件、插入草图、生成矩形、拉伸生成实体、切除实体、选择实体。举例如下。

①启动 SolidWorks 软件：

```
HRESULT CSldWorks: : Start ()
{
    HRESULT hr=CoCreateInstance (CLSID_SldWorks, NULL,
                                CLSCTX_LOCAL_SERVER, IID_ISldWorks,
                                (void ** ) (&m_pSldWorks) );
    ASSERT (hr==S_OK&&m_pSldWorks!=NULL) ;
    m_pSldWorks->put_Visible (true) ;
    return hr;
}
```

②打开零件图形文件：

```
HRESULT CSldWorks: : Open (BSTR FileName, long Type)
//FileName--文件名及路径
//Type--文件类型，取值为：
// swDocNONE, swDocPART, swDocASSEMBLY, swDocDRAWING
{
    HRESULT hr=m_pSldWorks->IOpenDoc (FileName,
                                       Type, &m_pModelDoc) ;
    ASSERT (hr==S_OK&&m_pModelDoc!=NULL) ;
}
```

```
return hr;  
}
```

5.2 基于 COM 技术开发门式起重机计算说明书

(1) 一个产品的设计包括计算、绘图、试验及编纂技术文档, 在现有的机械 CAD 产品中, 计算和出图均已做得比较完善, 而计算说明书的输出目前只能做到输出纯文本格式的说明书, 文中不能包括图形、表格及较为正式的计算公式。这样的说明书与正式说明书相比还有很大的距离。输出符合要求的参数化的图文并茂的计算说明书可以完善现有 CAD 系统的功能。对此问题, 本文在已有机械 CAD 产品的基础上给出了一种较为可行的解决方案。

基于 COM 对象操作 Word 的实现方案。Word 是当前最流行的一种文本格式, 提交、修改、保存都非常方便。如果能将数据直接输入 Word, 自动的生成计算书, 将会使工作大为方便。同时 MS Office 对 COM 技术有着强劲的支持, 它本身就是现成的 COM 服务器, 所以通过它的自动化服务器功能, 可以在不同的应用程序间共享数据, 在 MS Office 之间或者 MS Office 与应用程序之间进行数据的导入与导出, 可以完全自由地操纵 MS Office 进行高级复杂的自动化应用, 极大地推进办公自动化。基于以上原因, 本人在 VC++ 操作 Word 方面做了一些尝试, 提出了一种使用 COM 技术的方法来操作 Word 文档, 自动生成计算书的解决方案。该方案通过 Microsoft 提供的 COM 接口可以定制出图文并茂的计算书, 方案编程简单灵活, 结构化能力强, 文件形式较为简单。

首先, 如果采用预设格式的 Word 文档创建模板, 不仅给予了客户更多的灵活性, 让客户对整个文档中的对象的格式设置和布局施加有更多控制, 而且在程序设计中可以使用较少的代码创建文档, 使得创建过程会更加容易。另外, 通过使用模板, 可以更精确地调整数据、表格、段落和其他对象在文档中的布局, 并可为这些对象添加格式设置。

在文档模板设计时, 首先让客户来给出一个 Word 模板文档, 然后根据 Word 对象的应用特点, 只要在说明书中设定好标签即可在程序中将相应的数据内容自动填写到设计好的位置中, 对于数据表格来说也可以用相同的方法, 对于标准的表格(如汇总表)可自动增加行, 并在指定列中输出相应的内容。

对于本课题, 首先要设计出计算说明书文档的模板, 即是“计算说明书.dot”。第二步就可以编程, 既利用 Word 对象的功能依次移动光标的位置, 把从计算而得

到的数据内容插入到相应的位置。这里要注意的是“计算说明书.doc”中已经为数据留好了空位，只需要在相应的位置填写内容即可。其设计流程如图 5-1 所示：

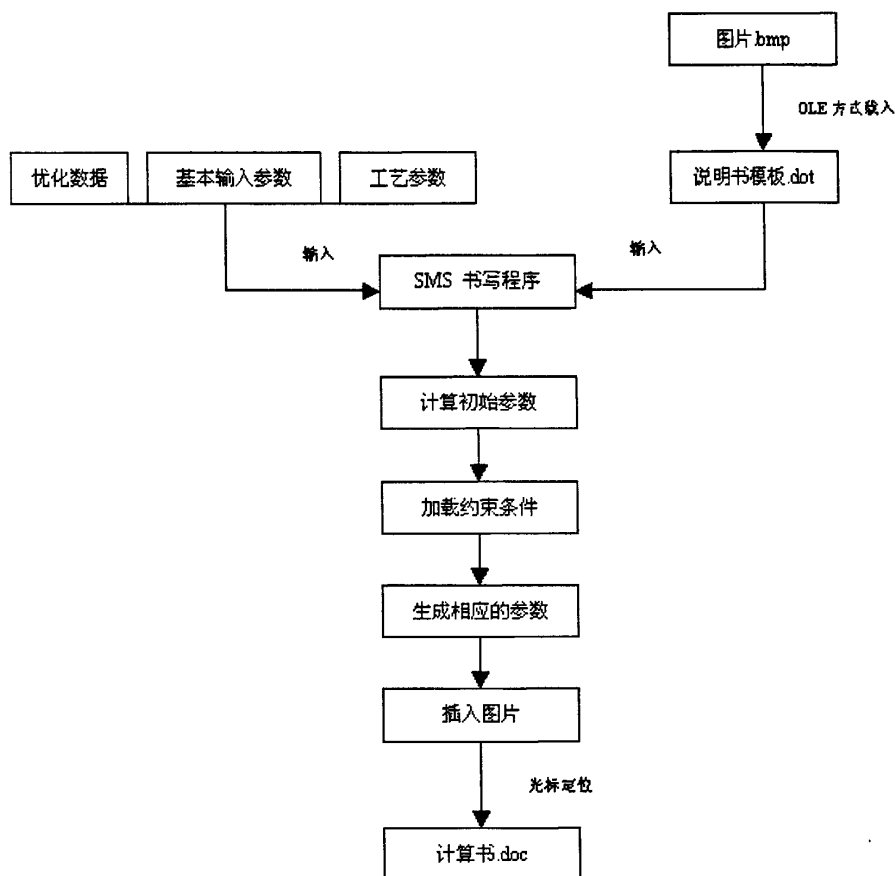


图 5-1 计算书设计流程

Fig.5-1 flow chart of calculation

(2) 举例介绍类型库的导入及 OLE 初始化。

选择 View 菜单下的 ClassWizard，切换到 Automation 选项卡，点击 Add Class 下拉按钮，选择 From a type library，此时会弹出一个选择文件对话框，选择 MSWORD9.OLB 文件，此文件一般在“D: \ Program Files \ Microsoft Office \ Office”下。选定文件后，会弹出一个“Confirm Classes”对话框，其中列出了由类型库导出的所有类，可以根据需要选择一部分，也可以全部选择，这里选择所有类，然后点击确认按钮，如图 5-2 所示。这时查看集成开发环境下的类浏览器，可以看到增加了许多新类，这些类就是从类型库文件中导入的封装了接口的类。

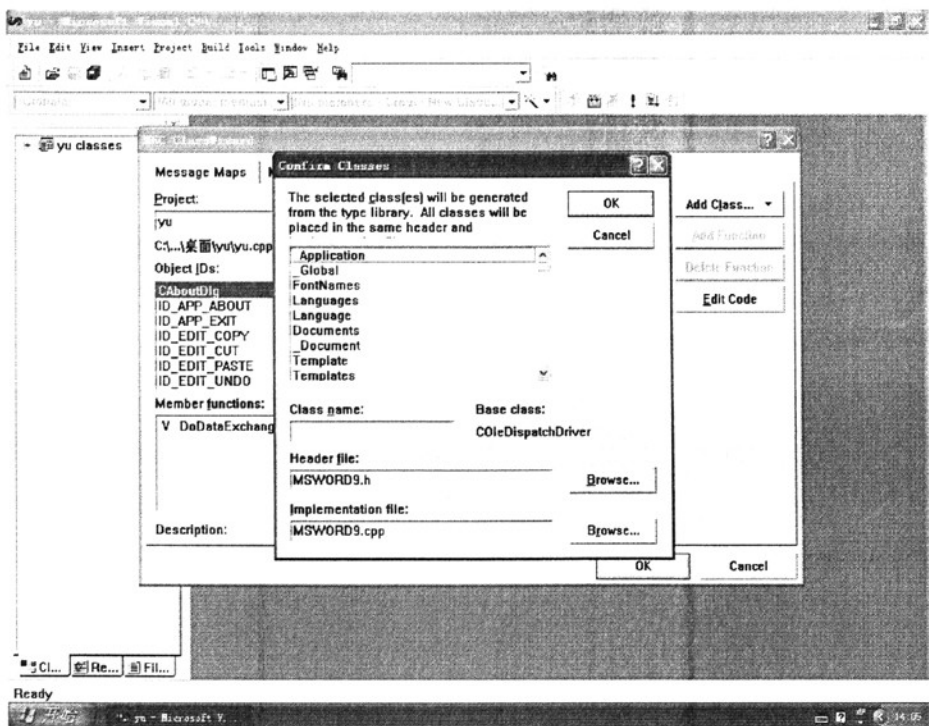


图 5-2 导入 Word 2000 的 COM 库
Fig.5-2 COM library input in Word 2000

经过上面的操作后，要想在程序中使用这些类所提供了函数，还有一件事情要做，那就是 OLE 的初始化。要完成初始化，可以将下面的代码放在程序的开始部分，由于初始化只需要一次就可以了，所以一般可以将这段代码放在应用类的 InitInstance 函数中。

```
if (!AfxOleInit ())
{AfxMessageBox ( "Error! " );
return FALSE; }
```

门式起重机 CAD 系统采用 VC++中调用 word 自动生成设计文档，Microsoft Office 2000 Word 类型库提供 COM 对象功能信息的文件或文件的一部分，而且类型库包含了有关类的信息。类型库详细说明了一个自动化客户机为对象需要调用的方法和属性的信息，比如说它详细的描述了接受或返回的值。每一个 Microsoft Office 应用程序都在一个 dll 文件中提供了多种类型库资源，这种 dll 文件叫做目标库 (*.olb)。

Word 应用程序是基于 COM 构建的，而且它提供了 Dispatch 接口，因此也就提

供了相应的自动化服务。利用 Visual C++ 开发环境下的 OLE / COM Object Viewer 工具打开 MSWord9.olb 文件（针对 Word2000 版本），这个文件包含了 Word 接口的详细信息。除此之外利用 Visual Basic 编辑器中的对象浏览工具或者在 Word 程序中使用宏录制工具都可以帮助了解 Word 提供的接口。

总之，利用组件对象模型的原理可以实现对 Word 应用程序的灵活调用，这样的做法不仅适合于 Word，对其他的基于 COM 实现的应用程序（比如 Excel 等）的调用也是适合的。

第六章 门式起重机 CAD 系统软件开发

6.1 门式起重机 CAD 系统软件简介

本课题主要研究计算说明书模块，它是门式起重机 CAD/CAE 系统软件的一个重要功能模块。在此软件中，用户提供基本输入参数，通过优化设计模块得到参数数据；然后利用三维 CAD 设计软件（SolidWorks）按照参数数据建立三维模型，有限元软件（Cosmos/works）对模型进行分析，得到分析报告，对优化结果进行验证；如果分析结果不满足强度、刚性、稳定性及工艺性要求，进入优化模块继续进行优化参数的优化，否则生成计算说明书（Word 文档）；进入参数绘图模块，利用二维 CAD 设计软件（AutoCAD）生成二维工程图纸。用户得到如图 6-1 所示的中间虚线框部分，即分析报告、计算说明书、工程图纸等，并利用这些文件指导生产。门式起重机 CAD/CAE 系统软件流程如图 6-1 所示。

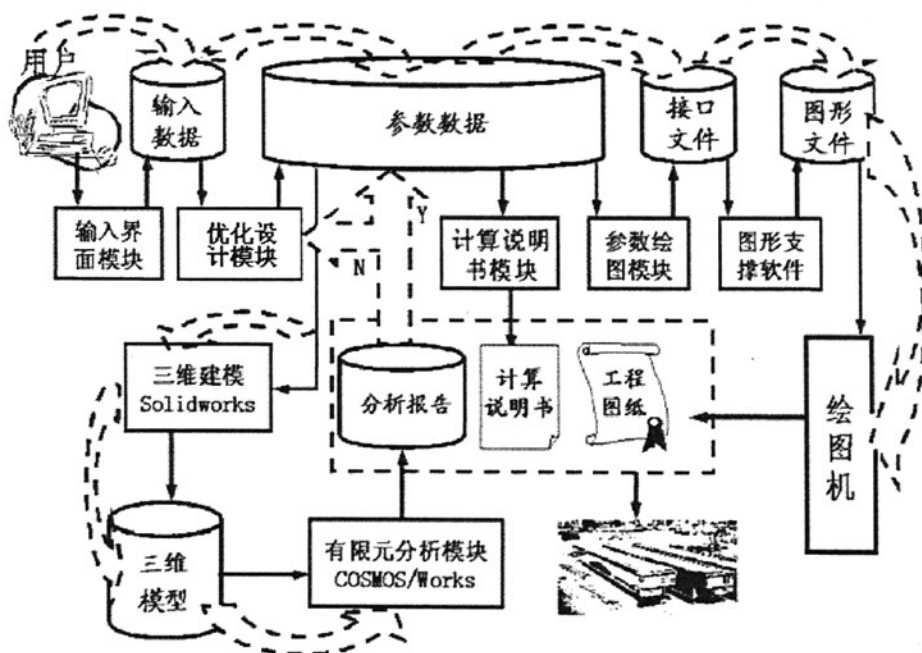


图 6-1 门式起重机 CAD/CAE 系统软件流程图

Fig.6-1 Flow chart of gantry crane CAD system

该系统软件除三维建模及有限元分析模块外，也可以构成一个完整的二维CAD系统软件，具体分为：尺寸计算模块，结构分析验算模块，优化设计模块，参数绘图模块。具体流程是：

- (1) 从用户输入的基本设计参数数据文件中读入数据；

(2) 调用尺寸计算模块和结构分析验算模块,一方面算出绘图时要用到的尺寸,另一方面得到出优化的目标函数和约束条件,并通过数据文件输出;

(3) 输出结果调用优化方法,再调用结构优化设计模块,将优化结果输出;

(4) 与基本输入参数共同作为参数绘图的输入参数,调用参数绘图模块出图,并调用 Word 文档自动出计算说明书。

计算模块程序框图如图 6-2 所示。

通过上述分析可知,设计过程实现计算机自动化。该软件对非标准化产品的设计和开发具有很大的实用价值,把软件与发展起来的计算机辅助设计 (CAD) 技术相结合,使得设计过程既能不断选择设计参数并评选出最优设计方案,又可以加快设计速度,缩短设计周期和产品更新周期,使设计过程自动化。本文把新标准中提及的极限状态设计法在软件中加以实现,验证了新的设计方法的优越性,对以后的结构设计提供了有力的参考依据。

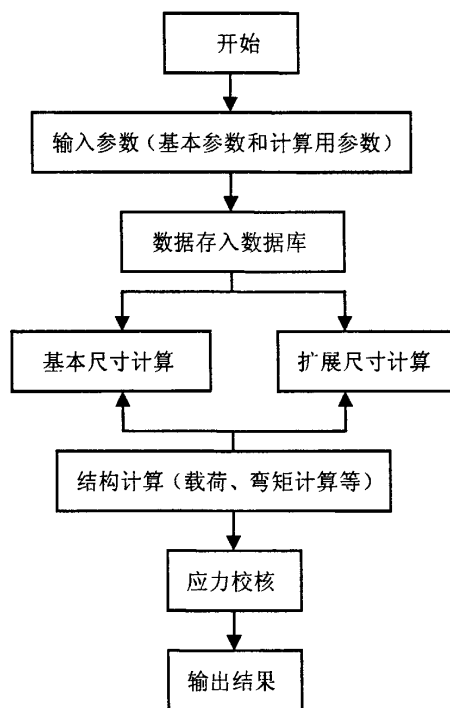


图 6-2 软件流程图

Fig.6-2 Flow chart of software design

6.2 计算说明书模块程序结构与实现

6.2.1 程序总体概述

为使计算程序层次清晰,结构归整,便于修改及阅读,在本程序的分析及编制中,运用了结构化的程序设计思想。在本程序中,各个功能都以子程序模块的形式来实现,模块之间相对独立,所以每个模块可以独立地被理解、编码、测试或修改。使程序层次和作用明确,易于修改和调试。

本程序对于门架类起重机尤其是门式起重机金属结构系统优化设计普遍适用。本程序设计的基点是双梁 A 型门式起重机,稍作修改即可用于其它类型的门式起重机。程序框图如图 6-3。

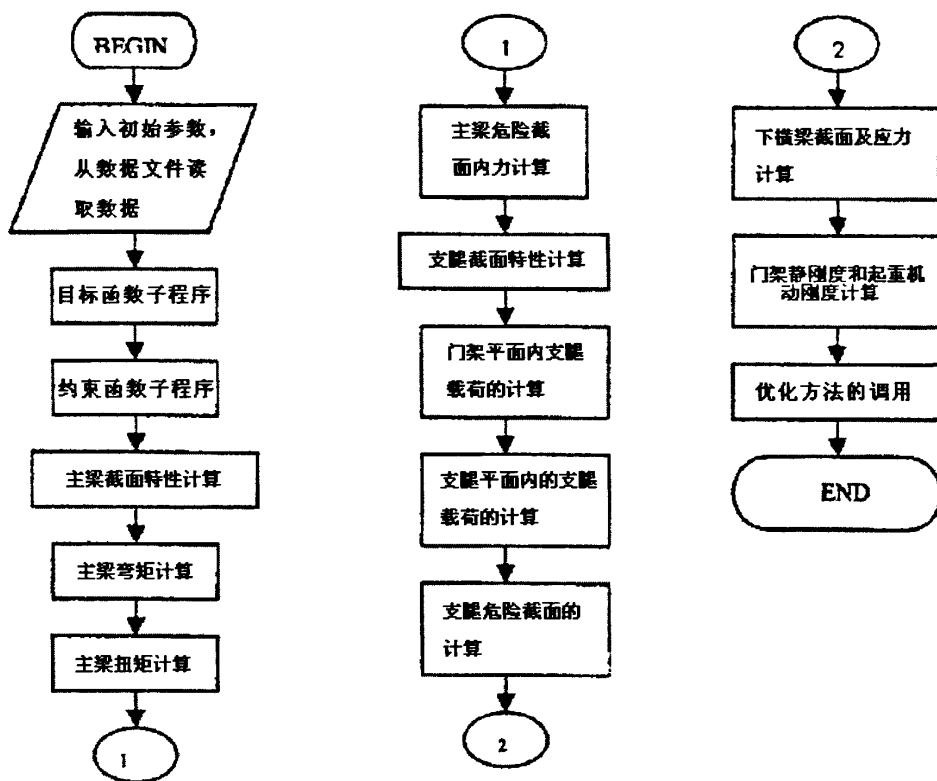


图 6-3 程序框图

Fig.6-3 Program layout

6.2.2 程序结构及变量说明

1. 主程序:

BL: 整型量, 输入参数, 设计变量总个数, 本程序为 13;

BD: 整型量, 输入参数, 离散变量总个数, 本程序为 13;

NC: 整型量, 输入参数, 约束总数目, 本程序为 22;

X (BL): 实型数组, 开始存放初始点, 最后存放最优解;

DSP (BL): 实型数组, 输入参数, 变量间隔; 对非均匀离散变量, 存放在离散值域中取值的总个数, 对连续变量和均匀离散变量, 存放实际间隔值;

S: 跨度;

Ms: 起重机司机室质量;

2. 目标函数子程序 (Objective Function):

Weight: 金属结构的总重量;

Weight1: 主梁结构重量;
Weight2: 支腿结构重量;
Weight3: 下横梁结构重量;
Mcrane: 金属结构优化后的总重量;

3. 约束函数子程序段 (Constraints):

E: Q235 钢的弹性模量;
P: 小车单个车轮轮压;
PLY: 合成的小车轮压;
XBL: 有效悬臂端长度;
ZLS: 主梁横截面面积;
K: 小车轨距;
ZFq: 主梁单位长度上的固定载荷;
Mx: 小车的重量;
b: 小车轴距;
H: 支腿高度;

4. ZLJM 子程序段: (用来计算主梁的截面特性)

E0: X 轴 (水平方向) 方向主梁截面的偏心距;
ZLIX: 主梁截面绕 X 轴的截面惯性矩;
ZLIY: 主梁截面绕 Y 轴的截面惯性矩;
ZLWX: 绕 X 轴的抗弯截面模量;
ZLWY: 绕 Y 轴的抗弯截面模量;

5. ZLWJ 子程序段: (用来计算主梁所承受的弯矩)

ZLMX1: 垂直固定载荷引起的跨中截面弯矩;
ZLMX2: 垂直固定载荷引起的支承处截面的弯矩;
ZLQ1: 垂直固定载荷引起的支承外侧截面的剪力;
ZLQ2: 垂直固定载荷引起的支承内侧截面的剪力;
ZLMX3: 垂直移动载荷引起的跨中截面的弯矩;
ZLQ3: 垂直移动载荷引起的跨中截面的剪力;
ZLMX4: 垂直移动载荷作用在悬臂端时支承处截面的弯矩;
ZLQ4: 垂直移动载荷作用在悬臂端时支承处截面的剪力;
ZLMX5: 小车制动惯性力引起的跨中截面的弯矩;

- ZLQ5: 小车制动惯性力引起的跨中截面的剪力;
- ZLQ6: 小车制动惯性力引起的支承内侧截面的剪力;
- ZZLMX1 :垂直载荷引起的跨中截面的总弯矩;
- ZZLMX2 :垂直载荷引起的支承处截面的总弯矩;
- ZLMY1: 小车轮压水平惯性力引起的跨中截面的弯矩;
- ZLMY2: 固定载荷水平惯性力引起的跨中截面弯矩;
- ZLMY3: 大车制动产生的水平惯性力引起的跨中截面的弯矩;
- ZLMY4: 大车制动产生的水平惯性力引起的支承处截面的弯矩;
- PW: 单根主梁上由小车和货物引起的风载荷;
- qw: 主梁均布风载荷;
- ZLMY5: 由主梁自身产生的风载荷引起的跨中截面弯矩;
- ZLMY6: 由小车、货物产生的风载荷引起的跨中截面弯矩;
- ZLMY7: 由风载荷引起的跨中截面的弯矩;
- ZLMY8: 由主梁自身产生的风载荷引起的支承处截面的弯矩;
- ZLMY9: 由小车、货物产生的风载荷引起的支承处截面的弯矩;
- ZLMY10: 由风载荷引起的支承处截面的弯矩;
- PXXS: 大车偏斜运行侧向力系数;
- PHC: 起重机承受侧向力一侧的最大轮压之和;
- PS: 大车偏斜运行水平侧向力;
- ZLMY11: 由大车偏斜运行侧向力引起的跨中截面的弯矩;
- ZZLMY1: 由水平载荷引起的跨中截面的弯矩;
- ZZLMY2: 由水平载荷引起的支承处截面的弯矩;

6. ZLNJ 程序段: (用于计算主梁的外扭矩)

- MNV: 由垂直载荷引起的主梁的外扭矩;
- MNH: 由水平载荷引起的主梁的外扭矩;
- MNJ: 主梁所承受的总的外扭矩;

7. ZLYL 程序段: (用于计算主梁危险截面的应力)

- ZLZYL1: 跨中截面的正应力;
- JYYL: 主腹板边的局部压应力;
- SY: 主梁中性轴以上截面对中性轴的静矩;
- QZ1: 主梁跨中截面的剪力;

JYLI: 主梁跨中截面的剪应力;

FHYL1: 主梁跨中截面危险点的复合应力;

QZ2: 主梁支承处截面小车位于悬臂端时的剪力;

ZLZYL2: 当小车位于悬臂端时主梁支承处截面危险点的正应力;

JYL2: 当小车位于悬臂端时主梁支承处截面的剪应力;

FHYL2: 当小车位于悬臂端时主梁支承处截面危险点的复合应力;

8. ZTJM 程序段: (用于计算支腿的截面特性)

ZTIX0: 支腿截面绕 X 轴的折算惯性矩;

ZTIY0: 支腿截面绕 Y 轴的折算惯性矩;

ZTIX1: 支腿 upper 截面绕 X 轴的惯性矩;

ZTIY1: 支腿 upper 截面绕 Y 轴的惯性矩;

ZTIX2: 支腿 lower 截面绕 X 轴的惯性矩;

ZTIY2: 支腿 lower 截面绕 Y 轴的惯性矩;

ZTIX3: 支腿绕 X 轴的折算惯性矩;

ZTIY3: 支腿绕 Y 轴的折算惯性矩;

A1: 支腿 upper 截面的截面面积;

A2: 支腿 lower 截面的截面面积;

A3: 支腿折算截面的截面面积;

9. ZTMJZH 程序段: (用于计算门架平面内的支腿载荷)

ZTLM1: 由主梁均布自重引起的支腿危险截面的弯矩;

ZTLM2: 由起升载荷引起的支腿危险截面的弯矩;

ZTLM3: 由小车惯性力、小车与货物的风载引起的危险截面的弯矩;

ZTLM4: 由风载荷引起的支腿危险截面 (upper 截面) 的弯矩;

ZTLVA1: 由主梁均布自重引起的支腿与主梁连接处的支反力;

ZTLVA2: 由起升载荷引起的支腿与主梁连接处的支反力;

ZTLVA3: 由小车惯性力、小车与货物的风载荷引起的支腿与主梁连接处的支反力;

ZTLVA4: 由风载荷引起的支腿与主梁连接处的支反力;

10. ZTZTZH 程序段: (用于计算支腿平面内的支腿载荷)

ZTZNA1: 由主梁均布载荷引起的下横梁的支反力;

ZTZNA2: 由小车轮压引起的下横梁的支反力;

- ZTZNA3: 由大车制动惯性载荷引起的下横梁的支反力;
- ZTZNA4: 由风载荷作用产生水平力引起的下横梁的支反力;
- ZTZM1: 由主梁均布载荷引起的支腿危险截面(上端)的内力;
- ZTZM2: 由小车轮压引起的支腿危险截面(上端)的内力;
- ZTZM3: 由大车制动惯性载荷引起的支腿危险截面的内力;
- ZTZM4: 由风载荷作用产生水平力引起的支腿上端截面门架平面内的弯矩;

11. ZTJW 程序段:(用于计算支腿危险截面的强度及稳定性)

- ZTZU: 支腿平面内由支腿支承情况决定的折算长度系数;
- ZTLU: 门架平面内由支腿支承情况决定的折算长度系数;
- ZTBB: 用于存放变截面支腿折算长度系数的数组;
- ZTLK: 中间参数;
- ZTZK: 中间参数;
- ZTUII: 门架平面内支腿的变截面长度系数;
- ZTUI2: 支腿平面内支腿的变截面长度系数;
- ZTDD: 用于存放压杆许用应力折减系数的数组;
- ZTZLM: 支腿平面内支腿的柔度;
- ZTLLM: 门架平面内支腿的柔度;
- ZTLF: 门架平面内压杆许用应力折减系数;
- ZTZF: 支腿平面内压杆许用应力折减系数;
- ZTQYL1: 支腿上端截面的正应力, 用作强度计算;
- ZTQYL2: 支腿下端截面的正应力, 用作强度计算;
- ZTZYL1: 支腿上端截面的应力, 用作稳定性计算;
- ZTZYL2: 支腿下端截面的应力, 用作稳定性计算;

12. MJGD 程序段:(用于计算门架的静态刚性和动态刚性)

- QJD: 用于存放用力法计算的支腿在单位力作用下的位移的数组;
- MJCY: 门架的垂直静态刚性;
- MJSP: 门架水平静位移;
- ZTJGD: 支腿的静态刚性计算;
- CZD: 起重机的垂直动态刚性;
- SPD: 起重机的水平动态刚性;
- QJHA: 水平支反力;

QJFA: 支腿上端的水平变位;

QJDT: 支腿上端许用的水平变位;

6.3 门式起重机 CAD 系统软件的实现

6.3.1 门式起重机 CAD 系统软件的整体规划^[55]

该软件的最顶层类为计算机辅助设计类(简称 CAD 类), 它的数据成员主要是基本常数, 如圆周率、重力加速度等; 成员函数主要有目标函数、约束函数、优化函数集、参数绘图函数集等。继承 CAD 类的子类主要有起重机(QZJ)类、叉车类、输送机类。叉车类与输送机类为软件功能扩展提供了接口。起重机类的数据成员主要有型钢数据、电机数据、联轴器数据等; 成员函数暂未编写。继承起重

机类的子类主要有桥式起重机类(简称桥机类)、门式起重机类(简称门机(MJ)类)、铸造起重机类(简称铸机类)。桥机类与铸机类为软件功能扩展提供了接口。门机类的数据成员主要有基本设计参数数据、扩展设计参数数据、基本尺寸参数数据、扩展尺寸参数数据等; 成员函数主要有目标函数、约束函数等。门式起重机 CAD/CAE 系统软件类树设计如图 6-4 所示。

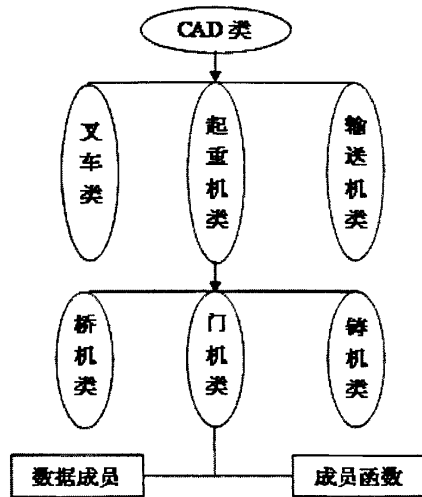


图 6-4 门式起重机 CAD/CAE 系统软件类树设计
Fig.6-4 Class-tree design in Gantry CAD/CAE system

一、确定数据文件

数据文件, 是该软件为用户提供的第一个窗口, 即用户可以根据自己的需要将相关数据输入。这也是开发该系统软件所做的整体规划的第一步, 这一步的好坏直接影响到整个软件的质量。经过仔细的分析与研究, 将该软件的数据文件分为四个, 分别是: 基本设计参数数据文件、扩展设计参数数据文件、基本尺寸参数数据文件、扩展尺寸参数数据文件。各数据文件的内容规定如下:

1、基本设计参数是能够唯一确定一台门式起重机设计要求的参数。在门式起重机 CAD 系统设计中, 它也是优化设计模块的输入参数。鉴于此, 基本设计参数不能太多, 否则用户使用不方便, 在该系统中, 设定了 30 余个。具体布置如图 6-5 所示:

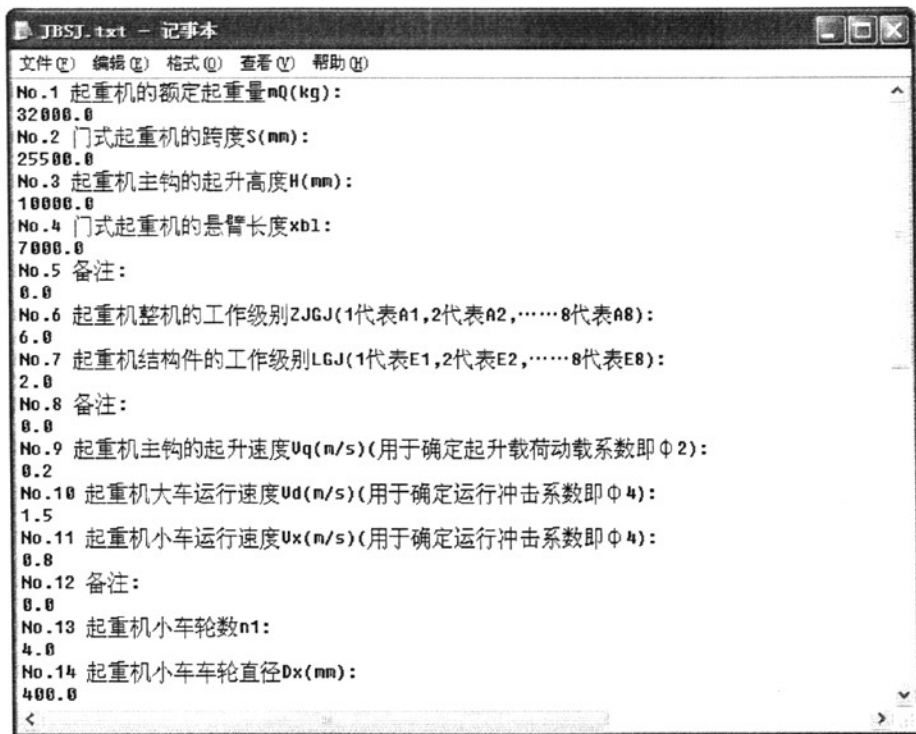


图 6-5 基本设计参数数据文件

Fig.6-5 Data file of fundamental design parameters

2、扩展设计参数是不经常改变的一些门式起重机的参数，或者是一些相对于基本设计参数来讲不太主要的参数。它不能够唯一确定一台门式起重机，但可以辅助基本设计参数确定一台门式起重机的更多相关设计要求。没有这部分参数，该软件就不能保证完全满足用户的设计要求。因此，它是必不可少的。其中包括：副钩起重量、副钩起升高度、副钩起升速度、小车极限位置、吊钩极限起升高度、走台结构型式、起重机工作场所、钢材的许用应力、钢材的极限状态应力、钢丝绳相关参数、各部分运行机构质量等 40 余项。

3、基本尺寸参数是能够唯一确定一台门式起重机主体结构的参数，因此不能太少，否则无法唯一地确定主体结构；也不能太多，太多会造成冗余、矛盾。基本尺寸参数还可以对门式起重机进行结构验算、二维参数绘图和三维建模提供数据，它首先由几何尺寸计算模块计算得出，其中也包含优化变量（根据优化设计模块优化得出结果）。因此，将该参数数目定为 50 余个。具体布置如图 6-6 所示：



图 6-6 基本尺寸参数数据文件

Fig.6-6 Data file of fundamental dimension parameters

4、扩展尺寸参数主要为局部和工艺尺寸参数。它虽不是主体结构尺寸，但却不能缺少，因为要保证结构的局部稳定性，必须有结构的局部加强结构来保证，即所谓的大隔板和加劲肋等；为了保证参数绘图的完整性，工艺尺寸参数也必不可少。

二、确定数据结构

确定数据结构是程序设计人员编程的第一步，它的设计要考虑到软件的各个部分及其功能。数据结构设计合理与否，直接影响整个程序的质量好坏。该软件当中考虑到软件各个部分的接口问题，数据结构多采用数组和结构体。具体规划如下：

- 1、首先将四个数据文件中的参数分别用四个数组进行存放，便于在编程时调用。
- 2、在结构理论与分析时的载荷计算、强度、刚性、稳定性验算中涉及到的值分别用数组进行存放，除了在结构理论建模时用以外，还为计算说明书及可视化设计等提供数据。
- 3、与尺寸相关的参数除分别在相应的数组中存放以外，还将其统一放在一个结构体中，主要为便于参数绘图。

三、程序设计

该系统软件的开发程序分别由 CAD、QZJ（起重机）、MJ（门机）三个类组成，它们的关系为 MJ 类继承 QZJ 类，QZJ 类继承 CAD 类。

CAD 类的数据成员由基本常数如圆周率、重力加速度、钢的比重等组成，成员函数由优化函数集、参数绘图函数集、三维建模函数集、计算说明书函数集、软件界面函数集等组成。

QZJ 类的程序还尚未开发，有待于进一步研究。

MJ 类的数据成员分别由前面的四个数据文件的数据结构组成，成员函数也是一个庞大的函数集，主要有主控模块、输入模块、几何尺寸计算模块、目标函数（即重量计算）、约束条件（包括载荷计算、强度、刚性、稳定性计算等）、优化设计模块、各部分参数绘图模块、各部分三维建模模块、结构计算模块等。该程序的计算说明书部分以及部分参数绘图为课题研究的主要内容，尤其在约束条件部分作了更系统的研究。

6.3.2 门式起重机 CAD 系统软件的实现

由于本课题主要研究门式起重机结构理论及其 CAD 系统软件的部分开发工作，所以不能完全展示该系统软件的整体运行结果，只能将本课题的研究内容及其部分结果给予展示^{[58][59]}。

(1) 主界面设计

门式起重机结构 CAD 系统软件的主界面设计如图 6-7 所示。

软件主界面中“编辑原始参数”按钮可用于输入用户初始数据。点击软件主界面中左侧的各标签，即可打开各相应模块的界面进行操作。如点击“参数绘图”标签，即可打开参数绘图模块的界面如图 6-8 所示。

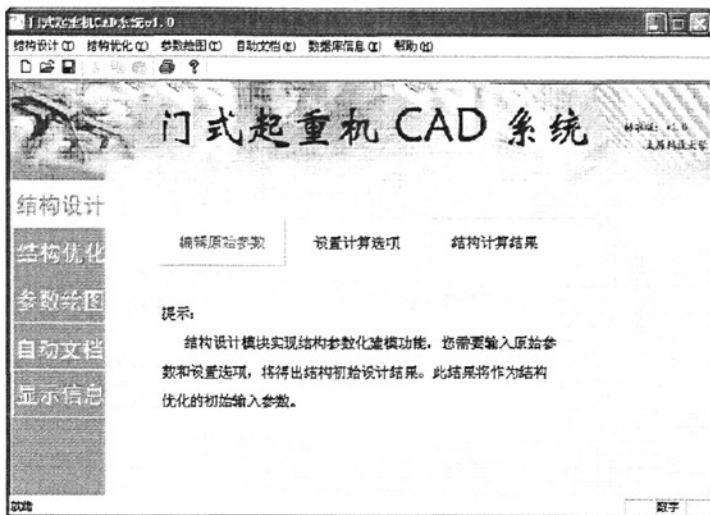


图 6-7 门式起重机结构 CAD 系统软件界面

Fig.6-7 Interface of gantry crane CAD system

在参数绘图模块界面中包括两部分的内容，上部为三维变量化建模模块，下部为二维参数化绘图模块。在相应的模块中点击按钮如主梁、上横梁、支腿、马鞍等，

即可执行门式起重机相应结构件的建模或绘图操作，从而实现门式起重机结构CAD系统的三维变量化建模与二维参数化绘图功能。

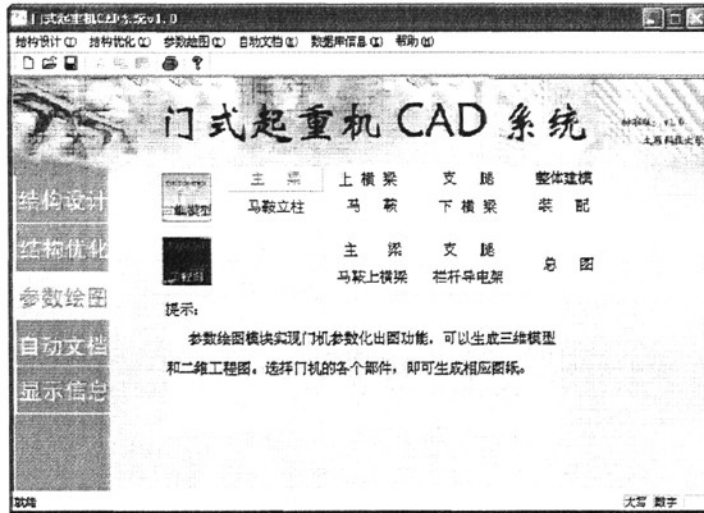


图 6-8 门式起重机 CAD 系统中参数绘图模块界面

Fig.6-8 Interface of parametric drawing module in gantry crane CAD system

(2) 结构计算模块

用户对产品的要求是设计软件开发的依据。所以，首先通过用户数据文件或通过在主界面点击“编辑原始参数”按钮打开对话框如图 6-9 所示输入参数。

然后，通过几何尺寸模块及结构验算模块进行计算，再调用优化设计模块优化出

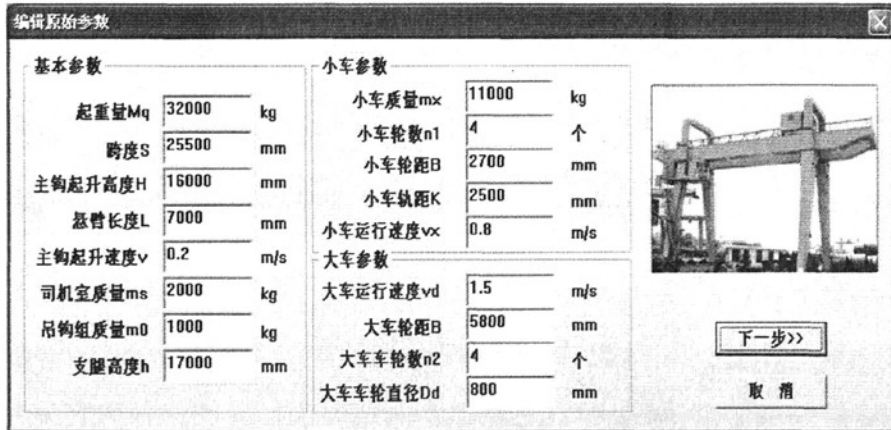


图 6-9 编辑原始参数输入对话框

Fig.6-9 Dialog box for input initial parameters

截面尺寸。优化出结果后，再次调用几何尺寸模块进行计算，可将主梁、支腿的截面其它尺寸计算出，通过界面显示给用户，如图 6-10 所示。这些参数再结合基本尺寸参数共同作为三维变量化建模与二维参数化绘图的输入参数，进行三维建模及二维绘图。在结构设计中采用两种方法：许用应力法和极限状态设计法。如图 6-11 所示。

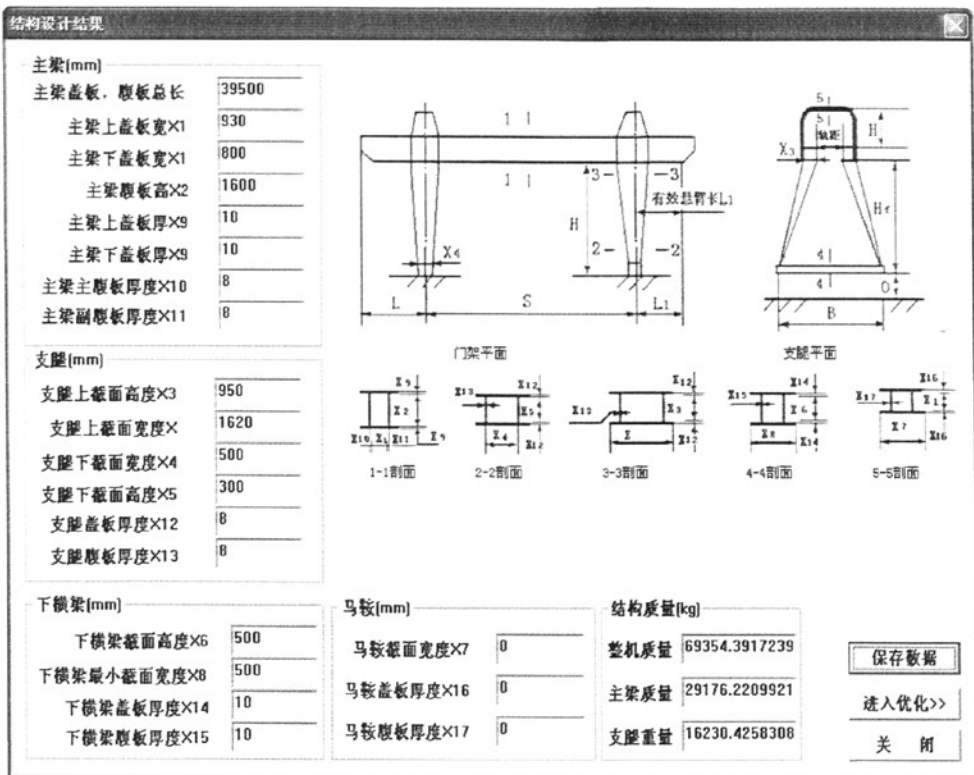


图 6-10 主梁结构设计结果界面
 Fig.6-10 Final interface of main beam structure design

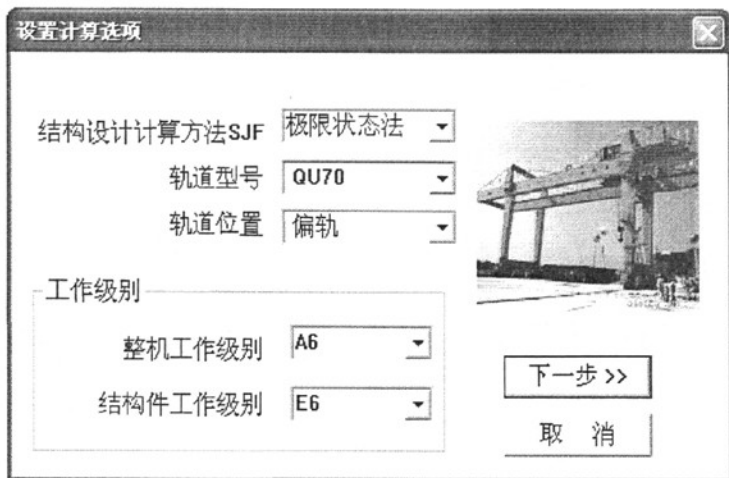


图 6-11 设计方法的选择
 Fig.6-11 Selecting design method

(3) 优化模块

运用 MDOD 法、复合形法、网格法和组合算法等分别对门式起重机进行优化, 使整机在保证使用要求的情况下, 重量最轻。软件界面如图 6-12 所示。优化结果如

图 6-13 所示。

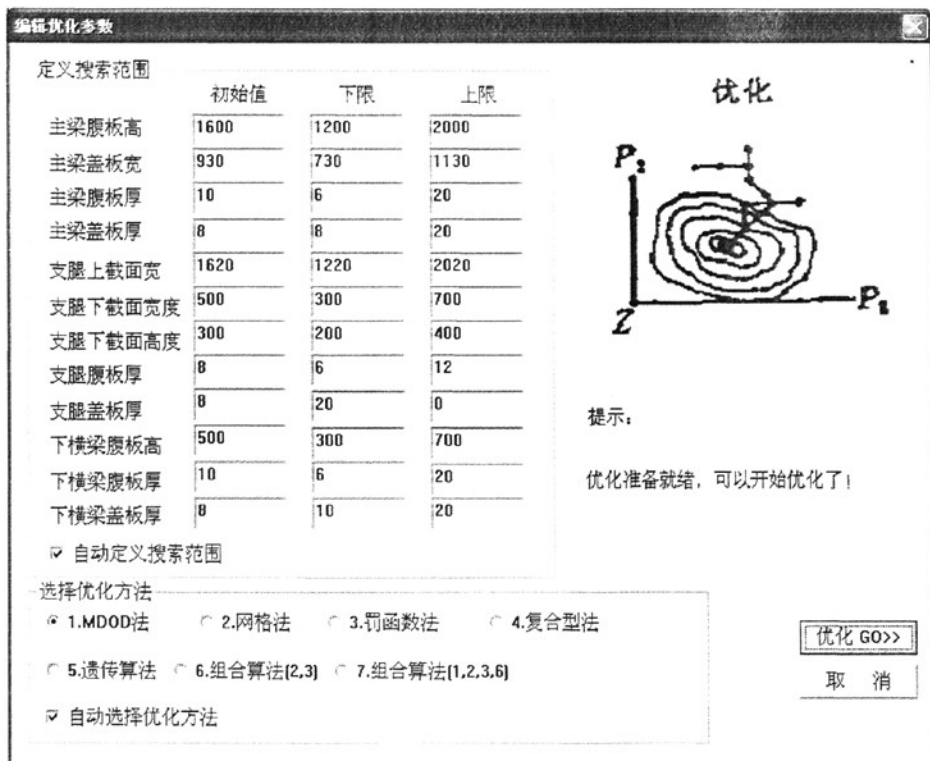


图 6-12 优化界面

Fig.6-12 Interface of optimize module

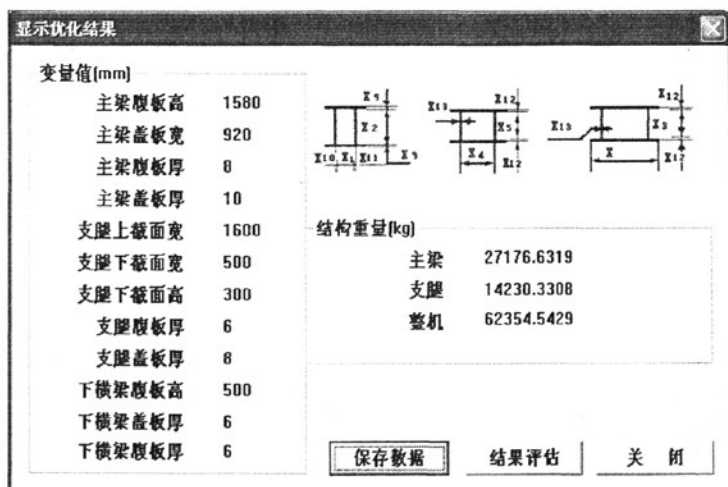


图 6-13 优化结果

Fig.6-13 Result of optimized design

(4) 参数绘图模块的实现

采用SCR命令文件接口实现参数绘图。在二维参数化绘图模块，点击各相应按钮，可实现门式起重机各结构件的二维参数化绘图工作。图 6-14 所示为实现参数化的门式起重机整机二维工程图。

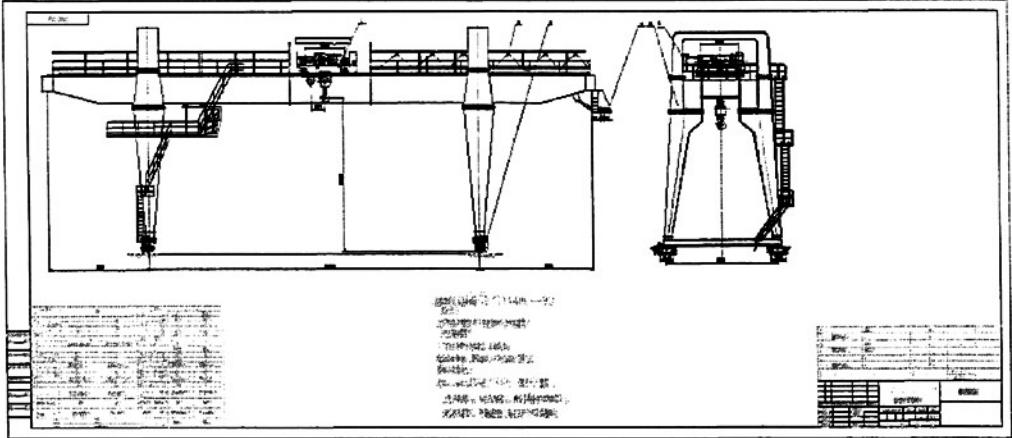


图 6-14 门式起重机整机工程图
Fig.6-14 General assembly drawing of gantry crane

6.4 极限状态法在门式起重机 CAD 系统软件中的实现

一、在研究门式起重机结构理论时，主要是将许用应力设计法与极限状态设计法都贯穿其中，通过对比，可以得出两种设计方法的优劣。根据许用应力或极限状态设计法原理，计算出危险截面危险点的实际应力值，许用应力值或极限应力值，当实际应力值与许用应力值或极限应力值的差小于等于零即满足条件。

于是，许用应力法计算的实际应力值与许用应力值的差为：

$$g[i] = \sigma - \text{adm}\sigma \leq 0 \dots\dots\dots (6-1)$$

极限状态法计算的实际应力值与极限应力值的差为：

$$g[i] = \sigma - \text{lim}\sigma \leq 0 \dots\dots\dots (6-2)$$

计算结果如图 6-15、图 6-16 所示。从结果可以看出，采用极限状态法计算的实际应力值与极限应力值之差大于许用应力法计算的实际应力值与许用应力值之差，表明用极限状态法设计的结构更安全；反之，要得到相同的差值，用极限状态法设计的截面尺寸要比许用应力法的小，这样就节省了钢材。

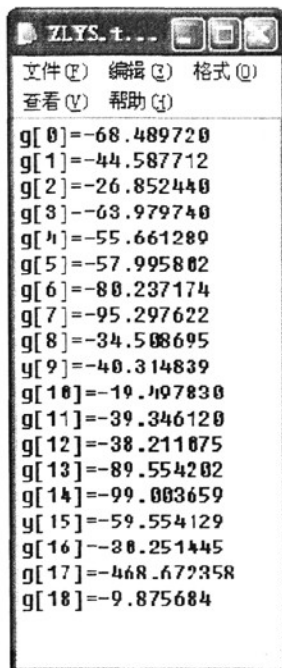


图 6-15 许用应力法计算结果

Fig.6-15 Result of permissible stress method

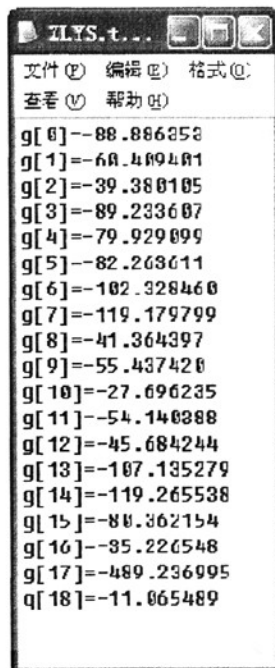


图 6-16 极限状态法计算结果

Fig.6-16 Result of ultimate state method

二、分别用许用应力法和极限状态法对几种不同型号的双梁门式起重机金属结构系统进行设计，结果如表 6-1。

表 6-1 两种方法设计计算的金属结构总重比较表

Tab.6-1 Gross weight of metal structure comparison adopted two different methods

门式起重机型号	许用应力法结构 总重 (t)	极限状态法结构 总重 (t)	金属结构总重下 降量%
10×18 双梁 A 型	25.5	24.7	3.14
10×22 双梁 A 型	29.1	28.2	3.09
20×26 双梁 A 型	39.0	37.7	3.33

根据计算结果及分析，可以得出以下结论：

(1) 相同的截面尺寸，采用极限状态法计算的极限应力值与实际应力值的差值大于用许用应力法的计算结果，表明用极限状态法设计的结构更安全。

(2) 从表 6-1 可看出，对于双梁门式起重机金属结构的设计，采用极限状态法比许用应力法计算的总重下降了 3% 以上，表明用极限状态法设计的结构更经济。

第七章 结论与展望

7.1 研究工作和结论

本论文对门式起重机结构理论建模以及CAD系统软件的开发工作做了深入的研究,虽然没有将各部分模块的开发技术都得以掌握,但对软件的整体规划以及部分开发都有了系统的研究,尤其在新修订的《起重机设计规范》中,对结构设计部分作的一些修订在本软件的开发工作中都得以实现。

本文研究并做了以下几方面的工作:

(1) 将门式起重机金属结构视为一个完整系统,以系统的总重为优化目标,选取主梁、支腿、下横梁截面的 13 个尺寸参数为设计变量,综合考虑各组成部分间的约束效应,在满足起重机工作性能的基础上建立约束函数,确定了门式起重机金属结构系统的数学模型。

(2) 将极限状态设计法和静态刚性理论引入该软件中。利用极限状态法通过分项载荷系数充分考虑载荷的重要度、通过抗力系数充分考虑材料的承载度,能够更好地反映结构实际的承载能力的特点,对双梁门式起重机金属结构进行变量化设计,提升了材料的利用率。并且通过计算结果对极限状态法和许用应力设计法进行比较。

(3) 系统分析了门式起重机 CAD 系统软件的功能和特点,用面向对象的方法对该软件重新做了规划和设计。尤其是在数据结构方面做了大量的工作。

(4) 采用 Visual C++6.0 开发平台,编程实现了结构理论分析与建模,以及部分二维参数绘图。并基于 COM 对象操作 Word 实现了门式起重机说明书的自动生成。

主要结论有:

(1) 在结构理论分析、计算及验算中,将金属结构两种设计方法即极限状态法和许用应力法都引入计算中,用户可以通过输入界面选择任何一种方法,得出其设计结果,通过两种方法设计结果的对比得出,极限状态设计法比许用应力法设计出来的结构更轻便,能够产生更大的经济效益,应将此方法推广。

(2) 在系统软件整体规划中,采用自顶向下的方式,通过类树设计将整个系统软件分析清楚;在程序设计时,也采用了自顶向下和面向对象的编程方法。采用此方法可实现分离度高、可拓展性强、通用性强等优点。为以后各种软件的程序结构设计提供了参考依据。

(3) 在二维参数绘图中,采用 SCR 命令文件接口实现参数绘图,可以拥用自己独立的操作系统环境和软件界面,具有一定的独立性。此方法可以推广到更多的

专业机械 CAD 软件中。

7.2 进一步研究工作展望

虽然作者在导师的悉心指导下已经作了不少的工作，但是对该软件的其它模块的技术掌握还不全面。并且，要将极限状态法贯穿于各种起重机的结构设计中，还需要进一步深入。结合本文的工作以及作者在研究过程中所遇到的困难，认为还需要在以下几个方面作进一步研究：

(1) 进一步研究新修订的《起重机设计规范》，对极限状态法以及静态刚性理论进行深入的研究，将新的设计方法和理论正确地应用到各类起重机中。

(2) 将数据库的开发和应用引入到该软件中，该软件是一个设计类的软件，存在很多零部件、结构、型钢、结构参数系列等等的选型问题，数据库的建立和使用是必要的，以及数据库的二次开发、快速访问数据库技术有待于进一步研究。

(3) 进一步掌握该软件其它模块的技术，完善该软件，将各部分的功能都得以实现。

(4) 本软件的开发思路清晰，技术基本成熟，可沿着该思路开发出各种起重机的 CAD 软件，进而将其合成一个完整的起重机 CAD 系统软件。

参考文献

- [1] 太原重型机械学院起重运输机械教研室编, 起重机械, 北京: 机械工业出版社, 2007
- [2] 徐格宁. 起重运输机金属结构设计. 北京: 机械工业出版社, 1997
- [3] 任宏. 龙门起重机金属结构系统优化及 CAD 的研究. 西南交通大学硕士学位论文, 1999
- [4] 西南交通大学起重运输机械教研室编. 龙门起重机[M]. 北京: 人民铁道出版社, 1978
- [5] 庞雨花, 桥式起重机桥架三维 CAD 设计系统研究, 中北大学硕士学位论文, 2007
- [6] 徐格宁主编. 机械装备金属结构设计[M]. 太原科技大学. 2008
- [7] 郭云志, 王欣. 极限状态设计法及应用. 建筑机械, 2005.05
- [8] 机械设计手册编委会 编著 机械设计手册, 机械工业出版社, 2004
- [9] 刘哲明. 30t/42m 门型起重机的力学分析及结构参数优化. 中南大学硕士学位论文, 2007
- [10] 黄大巍, 李风, 毛文杰 等编著, 现代起重运输机械, 化学工业出版社, 2006
- [11] 中华人民共和国国家标准, 起重机设计规范 (GB3811-83), 中国标准出版社, 1984
- [12] 起重机设计手册编写组 编, 起重机设计手册, 机械工业出版社, 1979
- [13] 陈道南, 盛汉中主编. 起重机课程设计. 冶金工业出版社, 1983
- [14] 陈纪新. 起重机金属结构设计中许用应力法和极限状态法简介. 上海港科技, 2003 (6)
- [15] 戴保东, 郑荣. 箱型门式起重机金属结构的优化设计. 山西机械, 2000
- [16] 陈道南 主编. 起重运输机械, 冶金工业出版社, 2008
- [17] 沈健. 龙门起重机金属结构动力学分析. 上海海运学院硕士学位论文, 2003
- [18] 孙殿柱, 王丰元. 当前 CAD 技术的发展趋势[J], 机械, 第 25 卷, 第 6 期, 1998
- [19] Yung-Chou Kao, Grier C. I. Lin. Development of a collaborative CAD/CAM system. Robotics and Computer-Integrated Manufacturing. 1998, 14
- [20] 王金诺, 赵永翔, 程文明等. 现代设计理论与方法在起重运输机械中的应用与展望[J]. 起重运输机械, 1997, (2).
- [21] 陆鸿生. 起重运输机械的新设计计算方法[J]. 起重运输机械, 1989, (4).

- [22] 起重机设计规范修订组, 起重机设计规范 (GB3811-2008) [S].北京: 中国标准出版社, 2008
- [23] 陆惠恩编著, 软件工程基础[M].北京: 人民邮电出版社, 2005
- [24] 王金诺. 起重运输机金属结构[M]. 北京: 中国铁道出版社, 1986.
- [25] 倪庆兴, 王焕勇. 起重机械[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 1990.
- [26] 舍费尔等. 起重运输机械设计基础[M]. 北京: 机械工业出版社, 1991.
- [27] 张质文, 虞和谦, 王金诺等. 起重机设计手册[S]. 北京: 中国铁道出版社, 1997.
- [28] 程耿东. 结构优化新方法及其计算机实现[J]. 力学与实践, 1992, 14 (1).
- [29] 牛学仁等. 理论力学[M]. 北京: 机械工业出版社. 2000. (2) :125—130
- [30] 梁雪春, 宋德明.AutoCAD 2002 二次开发技术指南[M].第一版.北京:清华大学出版社, 2001
- [31] 张峰, 李兆前, 参数化设计的研究现状与发展趋势.机械工程师, 2002 (1) :
- [32] 李正. 二维参数化绘图理论与方法的研究. 西北农林科技大学硕士学位论文,
- [33] 郑荣、庞茂、张亮有. 模块化设计与参数化绘图[J]. 太原重型机械学院学报, 2003, 24 (1): 27-30
- [34] 高德, 冯志友.机械 CAD 技术基础[M].哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2000
- [35] David d. Beworth, Mark R.Henderson and Philip M.Wolfe.Computer-integrated Design and Manufacturing M], McGraw-Hill, Inc.1991
- [36] 温诗铸, 黎明主编. 机械学发展战略研究[M]. 北京: 清华大学出版社, 2003
- [37] 孙殿柱, 王丰元. 当前 CAD 技术的发展趋势[J]. 机械, 1998, 25 (6): 47-49
- [38] Carl machover. Four Decades of Computer Graphics.Computer Graphics an Application[M], 1994
- [39] 黄平明, 梅葵花, 王蒂, 结构设计原理[M]; 人民交通出版社, 2006.12
- [40] Pro.Spring Joint. Sutherland IE. Sketchpad: a man-machine graphical communication system[J], Computer Conference, 1993, 23: 64-66
- [41] 陈宏亮. 我国 CAD 技术现状及发展趋势. 中国期刊网, 2001
- [42] Ibrahim Zeid. CAD/ CAM Theory and Practice[J].Dept of Mechanical engineering, Northeastern University, 1991
- [43] Hon Wai Chun, Rebecca Y. M. Wong. An Intelligent Crane Lorry Scheduling System. Applied Intellingence[J]. 2004, 20 (3): 179-194
- [44] Alessandro Garcia, Claudio Snat'Anna, Eduardo Figueiredo. Modularizing Design

- Patterns with Aspects: A Quantitative Study. *Computer Science*[J]. 2006, 3880: 36-74
- [45] 罗婉霞. 国外起重机制造业的发展趋势及中国起重机制造业的现状[J]. *机械开发*, 1999 (2): 4-7
- [46] Chu, Chih-Hsing, Song, Mu-Chi, Luo, Vincent C.S. Computer aided parametric design for 3D tire mold production[J]. *Computers in Industry*. 2006, 57 (1): 11-25
- [47] Krishnakumar, S., Hoole, S. R. H. A common algorithm for various parametric geometric changes in finite element design sensitivity computation[J]. *Journal of Materials Processing Tech*. 2005, 161 (10): 368-373
- [48] Alexis Muller, Olivier Caron. Bernard Carre and Gilles Vanwormhoudt. On Some Properties of Parameterized Model Application[J] *Computer Science*. 2005, 37 (48): 130-144
- [49] 陶元芳, 等. 用 VC++对 SolidWorks 进行二次开发[J]. *太原科技大学学报*, 2006, 27 (2) : 102-105
- [50] Roberto E. Lopez-Herrejon, Don Batory, William Cook. Evaluating Support for Features in Advanced Modularization Technologies[J]. *Computer Science*. 2005, 3586: 168
- [51] 沈树人, 过玉卿. 起重机零件 CAD 参数化绘图技术[J]. *起重运输机械*, 1994
- [52] 田仙云. 基于桥式起重机结构的参数化绘图系统研究[J]. *机械管理开发*, 2006, 6 (93): 34-35
- [53] 陶元芳, 卫良保. VC++命令文件式参数绘图类库[J]. *太原重型机械学院学报*, 2003, 24 (4): 284-289
- [54] 叶见暑, *结构设计原理*[M]; 北京: 人民交通出版社, 2005
- [55] 肖刚, 李学志. *机械 CAD 原理与实践*[M]. 北京: 清华大学出版社, 1999
- [56] 顾寄南, 吴巨龙. *现代工程制图*[M]. 北京: 国防工业出版社, 2004
- [57] 谭浩强. *C 程序设计*[M]. 北京: 清华大学出版社, 1998.
- [58] 王炽鸿, 欧宗瑛. *计算机辅助设计*[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998
- [59] 蓝芸. *Visual C++ 6.0 编程实例精解*[M]. 北京: 北京希望电子出版社, 2000

攻读硕士学位期间所发表的论文

- [1] 徐格宁, 詹鹏. 基于极限状态法的双梁门式起重机金属结构设计[J]. 起重运输机械, 2009.7 (已录用)

致 谢

本文的研究工作是在徐格宁教授的悉心指导下完成的，从课题选择到论文撰写完成的每一个环节，自始至终得到了导师的指导和帮助。导师以渊博的知识、严谨的治学态度和求实的工作作风给我留下了深刻的印象，并将成为我终生受益的精神财富。在攻读硕士学位的三年间，导师不仅让我学到了科学研究的方法，更重要的是眼光和胸怀，这些都是人一生中的重要财富，在此特向导师表示最诚挚的谢意！

在课题进行期间，陶元芳、卫良保、张亮有、张福生、高崇仁老师和范小宁、杨瑞刚、杨明亮、李宏娟、杨恒老师对我的工作做了很大的帮助。在此向实验室的各位老师表示衷心的感谢！

感谢同课题组的周科、朱映东、张长利、苗苗等在课题工作及学习中给予我的帮助！

感谢文茂堂、曾午平、银明、郑晖、冯晓蕾、江凡等同学的关心与支持！

再次感谢我的良师益友，并祝他们身体健康，万事如意！