

机械设计课程设计

熊文修 (主编) 何悦胜 (副主编) 何永然 黎桂英 崔汉森



华南理工大学出版社

TH122
X67

412253

机械课程设计

熊文修(主编) 何悦胜(副主编)
何永然 黎桂英 崔汉森



华南理工大学出版社

• 广州 •

内 容 简 介

本书根据经国家教委批准供各校1987年起试行的高等工业学校《机械设计课程教学基本要求》和《机械设计基础课程教学基本要求》编写。

本书共分三篇。第一篇包括六章,在这里提供6个机械设计实例。在每个实例中,先作一般性概述,然后阐明设计方法,再后是例子,具体设计计算过程在例子里叙述,结尾是供选用的同类型课程设计题目。第二篇为齿轮减速器设计指导,共分三章,提供2个减速器设计实例。第三篇为机械设计常用标准及规范,共分十三章,供学生进行课程设计时检索资料。

另有附录提供15个参考图例。

本书可供高等工业学校机械类、近机类及非机类专业使用,也可供电大、职大、函授等有关专业使用,以及机械设计人员参考。

01209/22

图书在版编目(CIP)数据

机械设计课程设计/熊文修主编,何永然等编. —广州:华南理工大学出版社,1996.10
ISBN 7-5623-0865-9

- I. 机…
- II. ①熊…②何…
- III. 机械设计-课程设计-高等学校
- IV. TH12

华南理工大学出版社出版发行

(广州五山 邮编:510641)

责任编辑 赖淑华

各地新华书店经销

江门日报印刷厂印装

开本 787×1092 1/16 印张:23 字数:546千

1996年10月第一版 1996年10月第一次印刷

印数 1—6000

定价:25.00元

前 言

机械设计(原机械零件)课程在高等工业学校机械类专业教学计划中是一门主要技术基础课。这门课程阐述各种通用机械零件的设计方法及其有关问题。本课程有几个教学环节,如讲课、实验、习题作业、设计作业和课程设计等。课程设计是一个重要环节。在课程设计里,有关的零件设计方法进一步有机地联系起来。

课程设计的内容一般是设计简单机械或机械传动装置。在设计中,学生要综合考虑一系列问题,诸如方案选择、总体设计、零件的运动分析与载荷分析、材料选择、工作能力计算、结构设计、公差配合、标准化、工艺性、可靠性、经济性等,而且还与不少先修课程有着紧密联系,例如:画法几何及机械制图、理论力学、材料力学、机械原理、公差配合及技术测量、工程材料及机械制造基础、金属工艺学等。

同时,更为重要的是在课程设计中培养学生逐步树立正确的设计思想,提高独立工作能力和开发创造性设计构思。

多年来,机械类专业机械设计课程设计一般采用齿轮(或蜗杆)减速器设计作为题目。这是一个好题目,因为减速器包括了主要通用零件:齿轮(蜗杆、蜗轮)、轴、轴承、键(花键)、螺栓、联轴器和箱体等。所以,减速器设计能与机械设计课程内容结合。但一成不变地以减速器设计作为课程设计题目,实感不足。设计题目应灵活多样。为了使学生扩大思路,开阔视野,适应各种不同的设计要求,我们编写了这本《机械设计课程设计》。

本书第1篇及第2篇共有8个设计实例题目,繁简不同,深浅各异。其中较简单的题目可作为机械类专业机械设计课程的作业题目,也可作为非机械类专业机械设计基础课程的课程设计题目。内容较复杂的题目可以作为机械类专业机械设计课程设计题目。更复杂的题目,可以由几个学生组成一个小组,各人分担部分设计内容,合而成为一个设计。

在每个实例题目中,阐述设计方法时,着重于零件的载荷分析、几何计算、运动计算、资料活用等方面。

本书第2篇为齿轮减速器的设计指导,第3篇摘录有关设计资料,以方便学生进行课程设计时查阅。本书所用计算公式、数据、名词术语、符号、单位等基本上与濮良贵主编的《机械设计》^[1]相同。

本书由华南理工大学机械设计教研组部分教师编写,其中第1、2章由熊文修编写,第3章由黎桂英编写,第4章、第16~22章及附录由何永然编写,第6~15章由何悦胜编写,第5章由崔汉森编写。本书由熊文修主编,何悦胜担任副主编。

由于同类图书国内尚少见,国外亦不多见,可供参考的资料不多,因而书中存在缺点甚至错误恐怕在所难免,十分欢迎读者批评与指正。

编 者
1995年12月

目 录

第 1 篇 机械设计课程设计实例

第 1 章 摇臂起重架设计	3
第 2 章 FU 型无级变速器设计	16
第 3 章 悬挂输送机的传动装置设计	33
第 4 章 电动葫芦圆柱齿轮减速器设计	49
第 5 章 热处理炉的送料传动装置设计	70
第 6 章 NGW 型行星齿轮减速器设计	79

第 2 篇 齿轮减速器设计指导

第 7 章 齿轮减速器设计概要	107
一、传动装置的总体设计	107
二、传动零件的设计计算	113
三、设计和绘制减速器装配图	113
四、设计和绘制零件工作图	130
五、编写设计计算说明书	134
第 8 章 螺旋输送机的传动装置设计	136
第 9 章 带式输送机的传动装置设计	156

第 3 篇 机械设计常用标准和规范

第 10 章 常用标准和数据	177
一、图样	177
图幅尺寸(摘自 GB4457.1—84)	177
图样比例(摘自 GB4457.2—84)	177
标题栏、明细表	178
机构运动简图符号(摘自 GB4460—84)	178
二、一般零件结构尺寸	182
标准尺寸(摘自 GB2822—81)	182
锥度标准系列(摘自 GB157—89)	182
中心孔(摘自 GB145—85)	184
砂轮越程槽(摘自 GB4603.5—86)	184
零件的倒圆和倒角(摘自 GB6403.4—86 和 Q/ZB138—73)	185
插齿空刀槽和齿轮滚刀外径尺寸(摘自 JB/ZQ4239—86 和 GB6083—85)	186
铸件最小壁厚	186

铸造斜度(摘自 JB/ZQ4257—86)	186
铸造过渡尺寸(摘自 JB/ZQ4254—86)	187
三、机械传动	187
各种机械传动的传动比	187
机械传动和摩擦副的效率概略值	188
第 11 章 常用材料	189
一、黑色金属材料	189
碳素结构钢(摘自 GB700—88)	189
优质碳素结构钢(摘自 GB699—88)	191
合金结构钢(摘自 GB3077—88)	194
一般工程用铸造碳钢(摘自 GB5676—85)	197
灰铸铁(摘自 GB9439—88)	197
球墨铸铁(摘自 GB1348—88)	198
钢板和圆钢的尺寸系列(摘自 GB709—88、702—86、705—82)	199
二、有色金属材料	199
铸造铜合金(摘自 GB1176—87)	199
铸造轴承合金(摘自 GB1174—74)	200
三、其他常用非金属材料	201
第 12 章 公差与配合、形状和位置公差、表面粗糙度	202
公差与配合(摘自 GB1800、1801、1804—79)	203
形状和位置公差(摘自 GB1182、1183、1184—80)	214
表面粗糙度	219
第 13 章 螺纹和螺纹联接	220
一、螺纹	220
普通螺纹基本尺寸(摘自 GB196—81)	220
梯形螺纹基本尺寸(摘自 GB5796—86)	221
二、螺纹零件的结构要素	223
螺纹收尾、肩距、退刀槽、倒角(摘自 GB3—79)	223
紧固件通孔和沉头座孔尺寸(摘自 GB5277—85 和 GB152.2~152.4—88)	224
普通粗牙螺纹的余留长度、钻孔余留深度(摘自 JB/ZQ4247—86)	225
三、螺纹联接件	226
六角头螺栓——A 和 B 级(摘自 GB5782—86)	226
六角头铰制孔用螺栓——A 和 B 级(摘自 GB27—88)	227
双头螺栓(摘自 GB897~899—88)	228
开槽圆柱头螺钉(摘自 GB65—85)	229
内六角圆柱头螺钉(摘自 GB70—85)	230
紧定螺钉(摘自 GB71~75—85)	231
吊环螺钉(摘自 GB825—88)	232
I 型六角螺母——A 和 B 级(摘自 GB6170—86)	233
六角薄螺母——A 和 B 级——倒角(摘自 GB6172—86)	233
I 型六角开槽螺母——A 和 B 级(摘自 GB6178—86)	234
小垫圈、平垫圈(摘自 GB848—85、GB97.1~97.2—85)	235
弹簧垫圈(摘自 GB93—87、GB859—87)	236
第 14 章 键和销联接	237
一、键联接	237

平键(摘自 GB1095—79)	237
矩形花键的尺寸系列(摘自 GB1144—87)	238
二、销联接	240
圆柱销(摘自 GB119—86)	240
圆锥销(摘自 GB117—86)	240
开口销(摘自 GB91—86)	241
第 15 章 轴系零件的紧固件	242
一、挡圈	242
轴端挡圈(摘自 GB891~892—86)	242
孔用弹性挡圈——A 型(摘自 GB893.1—86)	243
轴用弹性挡圈——A 型(摘自 GB894.1—86)	245
二、圆螺母和圆螺母用止动垫圈	246
圆螺母(摘自 GB812—88)	246
圆螺母用止动垫圈(摘自 GB858—88)	247
第 16 章 齿轮、蜗杆、蜗轮和 V 带带轮的结构尺寸	248
一、齿轮	248
二、蜗杆与蜗轮	253
三、V 带带轮	255
第 17 章 齿轮和蜗杆传动精度	257
一、渐开线圆柱齿轮精度(摘自 GB10095—88)	257
二、圆锥齿轮精度(摘自 GB11365—89)	266
三、圆柱蜗杆和蜗轮精度(摘自 GB10089—88)	272
第 18 章 滚动轴承	280
深沟球轴承(摘自 GB276—82)	280
调心球轴承(摘自 GB281—84)	282
单列向心短圆柱滚子轴承(摘自 GB283—81)	285
向心角接触球轴承(摘自 GB292—83)	288
圆锥滚子轴承(摘自 GB297—84)	292
平底推力球轴承(摘自 GB301—84)	297
第 19 章 润滑与密封	301
一、润滑剂的选择	301
二、密封装置	305
O 型橡胶密封圈(摘自 GB3452.1—82)	305
毡圈及槽的尺寸(摘自 Q/ZB4606—86)	306
J 型无骨架橡胶密封(摘自 HG4-338—66)	306
J 型骨架式橡胶密封(摘自 HG4-692—67)	307
U 型无骨架橡胶密封(摘自 HG4-339—66)及密封槽尺寸	307
油沟密封槽(摘自 Q/ZB136—73)	308
迷宫式密封	308
甩油盘	309
甩油环	309
挡油环	310
第 20 章 联轴器	311
一、联轴器轴孔和键槽的类型及尺寸	311

轴孔和键槽的型式、代号及系列尺寸(摘自 GB3852—83)	311
二、常用联轴器的结构特性及尺寸	313
凸缘联轴器(摘自 GB5483—86)	313
NZ 型挠性爪型联轴器(摘自 Q/ZB110—73)	315
TL 型弹性套柱销联轴器(摘自 GB4323—85)	316
弹性柱销联轴器(摘自 GB5014—85)	317
十字滑块联轴器	318
第 21 章 电动机	319
Y 系列(IP44)三相异步电动机技术数据(摘自 JB3074—82)	320
Y 系列(IP44)三相异步电动机的外形和安装尺寸	322
第 22 章 减速器结构尺寸和附件	323
一、齿轮、蜗杆减速器箱体结构尺寸	323
二、减速器附件结构尺寸	328
螺钉固定式(凸缘式)轴承盖	328
嵌入式轴承盖	328
套杯	329
圆形油标(摘自 GB1160—79)	329
管状油标(摘自 GB1162—79)	330
油标尺	330
通气塞	331
通气器	332
管螺纹外六角螺塞(摘自 JB/ZQ4451—86)	332
视孔盖	333
吊钩和吊耳	334
附录 参考图例	335
单级圆柱齿轮减速器(之一)	337
单级圆柱齿轮减速器(之二)	339
两级圆柱齿轮减速器(展开式)	341
两级圆柱齿轮减速器(同轴式)	343
两级圆柱齿轮减速器(分流式)	345
单级圆锥齿轮减速器	347
圆锥-圆柱齿轮减速器	349
单级蜗杆减速器	351
单级 NGW 型行星齿轮减速器	352
轴零件工作图	353
齿轮轴零件工作图	354
圆柱齿轮零件工作图	355
圆锥齿轮零件工作图	356
蜗杆零件工作图	357
蜗轮零件工作图	358
主要参考书刊	359

第 1 篇

机械设计课程设计实例

(一) 机器和机械零件,工程设计和机械设计

机器是人类在生产过程中减轻体力劳动和提高劳动生产率的主要工具。几乎所有工、农业生产和运输作业都使用着机器。机器由机械零件组成。

在工程上,设计是为了满足某一特定要求而进行创造的过程。它计划变换或传递能量、物料或信息,而且常是侧重其中某一二项。例如水力发电机设计将水的位能转变为电能,炼钢设备将矿石转变为钢,电话在传递信息等。

机械设计应用新的原理或新的概念,开发创造新的机器,也可以是在已有机器的基础上,作局部的改进。因此,增加机器的功能,简化机器的结构,提高机器的效率,降低机器能耗,变更机械零件型式或加工方法,改用新材料,降低成本,增强市场竞争能力等等,都属于机械设计所希望达到的目的。人们认识事物有个过程,一般都从已有基础发展起来,机器及其设计的演进,也不例外。

机械设计是生产机械产品的第一道工序,设计质量的高低,将直接影响机械产品的技术水平和经济效益。设计工作愈搞得好,愈符合客观实际,则其经济效益和社会效果愈佳。

(二) 机械设计的步骤

(1) 明确任务:根据生产上的要求,提出设计新机器或改进已有机器的任务之后,经过调查研究、分析,明确下列几个问题:机器功能,经济性估计,制造方面条件,完成设计时限等。

(2) 方案选择:机器的组成一般有三个部分:执行部分、原动部分和传动部分。

机器执行部分的选择首先就是工作原理的应用问题,以不同的工作原理去完成相同的功能,所设计的机器差异甚大。

现在一般使用电动机拖动机器,以电动机作为原动部分。只有运输机械、农业机械和发电设备等多用热力原动机(如汽油机、柴油机、蒸汽透平机、燃气透平机、蒸汽机等)作为原动部分。使用电动机也有交流和直流、高速和低速等的选择。

传动部分的方案选择比较复杂。机械传动方面有啮合传动(齿轮、蜗杆、链轮等)和摩擦

轮传动(摩擦轮传动、带传动等),只有在具体要求下作具体分析比较,才能选取适当的传动方案。

一般可作出几个方案,进行比较后选定认为较优的方案。几个方案中一些指标会有矛盾,这是个辩证关系,应很好地处理,着重解决主要矛盾。

(3) 进行一系列计算和绘制机器总装图和零件工作图:在未进行绘制机器总装图之前应制作一个总装草图。同时应进行一系列计算,诸如:机器运动学及动力学计算,拟定零件结构及材料之后进行零件工作能力计算等,由此初步定下零件尺寸,以及标准件的型号等。比较简单的机器,也可以未经绘制草图而直接绘制总装图。对于比较复杂的机器,也可能需要绘制一些部件装配图。总装图绘成之后,可以拆绘零件工作图。机械设计步骤不是一成不变的,而且往往需反复校正,故应灵活处理。

机器总装图应具备各部分总体尺寸及零件之间的公差配合,以及有关技术条件,如机器安装、调试、运转、装箱、运输等方面的要求和应注意事项。零件工作图应具备足够视图、尺寸、公差、热处理要求等技术条件,满足车间生产需要。不论总装图还是零件图都应完全符合机械制图国家标准。

(三) 机械设计方法的发展

近二三十年来,机械设计学科发生了相当大的变化。很多机械设计新方法的发展,与电子计算机的推广应用关系很大。新方法的发展有下列几个方面:

(1) 从宏观研究趋向于微观研究,从静态分析趋向于动态分析:如摩擦学、弹性流体动力润滑、有限元法和断裂力学等方面的理论与方法应用于机械设计,就属于微观研究成果,它使得机械零件的设计方法更深入、更细致、更符合客观规律。机械系统动力学的研究成果应用于机械设计,使得设计方法更符合于动态实际。

(2) 使产品设计更科学、更完善、更具有市场竞争能力:如优化设计、可靠性设计、系统设计、设计方法学、价值工程、造型设计、模化设计等新设计方法的应用都属于这方面。

(3) 使繁冗的计算和绘图工作得以迅速完成,设计人员的精力主要集中在创造性设计:计算机辅助设计(CAD)和计算机绘图的应用都属于此方面的工作。

(4) 机电一体化:这实质上是机械与电子、强电与弱电、计算机软件与硬件、控制与信息等多种技术的有机结合。这也是现代机电技术综合发展的必然趋势。

第 1 章 摇臂起重架设计

一、概述

摇臂起重架(图 1-1)是一种简单立柱式旋转起重构架,将手动或电动起重葫芦挂在其摇臂 A 处的吊钩上,即可用来起重。这种装置常用于仓库、铁路月台、工场及车间等处。

摇臂起重架可用角钢、槽钢或无缝钢管等经焊接或铆接构成。

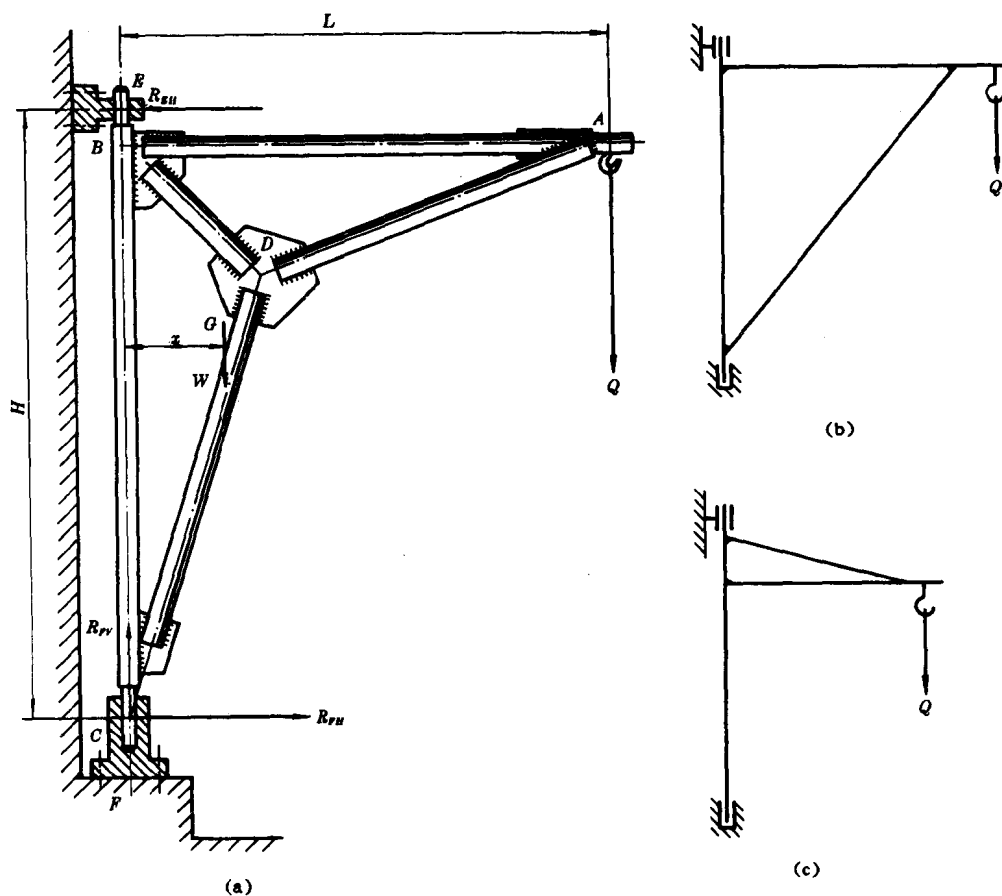


图 1-1 摇臂起重架

这种起重架有几种常见的结构型式,如图 1-1 所示。其中图 a 所示构架的刚性较好,起重活动空间较大;图 b 所示构架的结构简单,但活动空间较小;图 c 所示构架的活动空间最大,结构亦简单,但刚性较差。

立柱上、下轴承 E, F (图 1-1a), 可以是滑动轴承,亦可以是滚动轴承,并可采用润滑油或润滑脂润滑。

二、设计计算

按设计要求,如起重量 Q 、摇臂长度 L 及起重高度 (图 1-1a) 等,拟定金属构架结构型式及尺寸,选取型钢。根据构架结构及起重量 Q 进行作用力分析,计算各杆件载荷并验算其强度和稳定性。

在这个计算过程中,需首先计算构架重量^① W 及其质心 G 与立柱中心线之间的距离 x 。

·如构架采用焊接结构,则应拟定各杆件的焊缝型式,并验算焊缝强度。

根据作用力分析,计算轴承 E 的径向负荷 R_{EH} 和轴承 F 的径向负荷 R_{FH} 及轴向负荷 R_{FV} 。

最后应计算用手推动起重臂旋转所需的力。

三、实例

【例题 1-1】 试设计一摇臂起重架。它的起重量 $Q = 1t$,摇臂长度 $L = 2m$,起重高度为 $2.5m$ 。

解:

(一) 拟定金属构架型式及尺寸,选取型材,计算构架重量及质心位置

采用图 1-1a 所示的金属构架型式。如图 1-2 所示,拟定 AB 杆长度 $l_{AB} = 2000mm$, BD 杆长度 $l_{BD} = 800mm$, BD 杆与 AB 杆夹角为 45° , B, C 两节点间的距离 $l_{BC} = 2500mm$ 。轴承 F 离地面有一定高度,以保证起重高度为 $2.5m$,并减少地面水分与灰尘等污染。

构架受力情况如图 1-2 所示,计算各杆长度及夹角如下:

$$l_{BM} = l_{DM} = 800 \cos 45^\circ = 800 \times 0.7071 = 565.7 \text{ mm}$$

$$l_{AM} = 2000 - 565.7 \approx 1434 \text{ mm}$$

$$\alpha_A = \arctg \frac{l_{DM}}{l_{AM}} = \arctg \frac{565.7}{1434} = 21^\circ 31' 44''$$

$$\alpha'_D = 90^\circ - \alpha_A = 90^\circ - 21^\circ 31' 44'' = 68^\circ 28' 16''$$

$$\alpha_{D_1} = \alpha'_D + 45^\circ = 68^\circ 28' 16'' + 45^\circ = 113^\circ 28' 16''$$

$$l_{AD} = \sqrt{l_{AM}^2 + l_{DM}^2} = \sqrt{1434^2 + 565.7^2} = 1542 \text{ mm}$$

其余算法仿此,可得

$$\alpha_{D_2} = 118^\circ 45' 45''$$

$$\alpha_c = 16^\circ 18' 15''$$

$$l_{CD} = 2015 \text{ mm}$$

^① 本书中“重量”一词均指重力,单位为 N。

也可通过作图法求得各杆长度和夹角的近似值。

各杆件选用 7 号等边角钢(图 1-3),立柱 BC 选用无缝钢管,两端焊接 Q235(A3) 钢柱芯(图 1-4)。

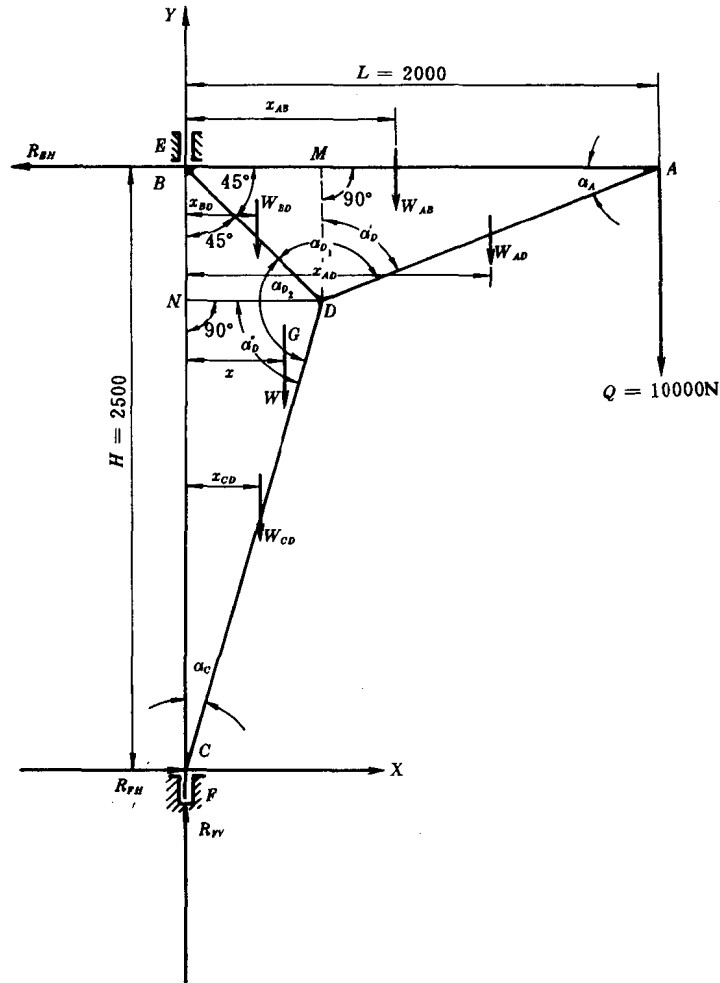


图 1-2 构架作用力分析

7 号等边角钢规格^[15,16]:重心距离 $x_0 = 19.9\text{mm}$;截面面积 $a = 942.4\text{mm}^2$;重量 $W_1 = 73.98\text{N/m}$;惯性矩 $I = 43.09 \times 10^4\text{mm}^4$;惯性半径 $i = 21.4\text{mm}$;材料为 Q235 钢。

立柱无缝钢管规格^[16]:外径 $D = 102\text{mm}$;壁厚 $\delta = 10\text{mm}$;重量 $W_2 = 0.2466 \times \delta(D - \delta)\text{N/m}$;材料为 10 号钢。

计算各杆及立柱的重量:每杆由两根角钢组成,其横截面形状如图 1-3b 所示,各杆重量:

$$W_{AB} = 2 \times 73.98 \times 2 = 295.9 \text{ N}$$

$$W_{BD} = 0.8 \times 73.98 \times 2 = 118.4 \text{ N}$$

$$W_{AD} = 1.542 \times 73.98 \times 2 = 228.2 \text{ N}$$

$$W_{CD} = 2.015 \times 73.98 \times 2 = 298.1 \text{ N}$$

立柱包括两端 Q235 钢柱芯(图 1-4), 重量为

$$\begin{aligned} W_{BC} &= 0.2466 \times 10(102 - 10) \times 2.445 \\ &+ \frac{\pi \times 80^2 [(283 - 140 - 10 - 10) + (370 - 140 - 10 - 10)] \times 7.85 \times 10}{4 \times 1000 \times 1000} \\ &+ \frac{\pi \times 82^2 (140 + 140) \times 7.85 \times 10}{4 \times 1000 \times 1000} \\ &= 554.7 + 131.4 + 116.1 = 802.2 \text{ N} \end{aligned}$$

这里, Q235 钢的密度为 7.85 g/cm^3 。

所以, 构架重量(除去接头钢板重量)

$$W = 295.9 + 118.4 + 228.2 + 298.1 + 802.2 = 1743 \text{ N}$$

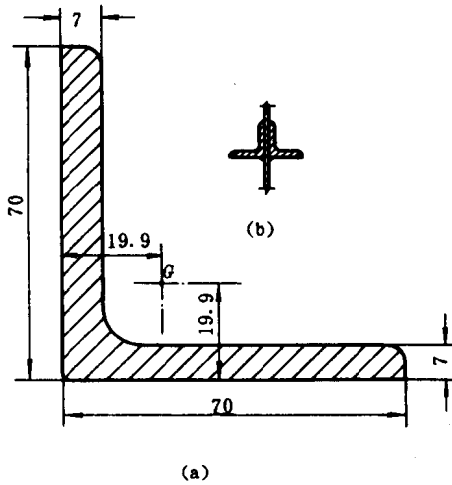


图 1-3 等边角钢

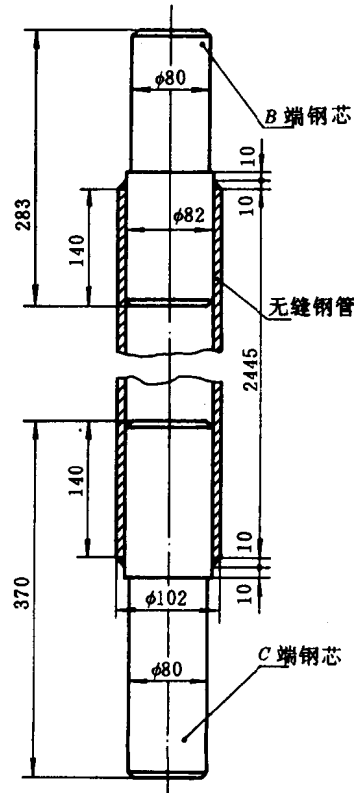


图 1-4 立柱

计算构架质心 G 与立柱中心线之间的距离 x (图 1-2): 各杆质心可近似地认为位于其中点。各质心与立柱距离分别为 x_{AB} 、 x_{AD} 、 x_{BD} 和 x_{CD} , 则

$$x = \frac{W_{AB}x_{AB} + W_{AD}x_{AD} + W_{BD}x_{BD} + W_{CD}x_{CD}}{W}$$

经计算得:

$$\begin{aligned}x_{AB} &= 1\text{m} & x_{AD} &= 1.283\text{m} \\x_{BD} &= 0.2828\text{m} & x_{CD} &= 0.2827\text{m}\end{aligned}$$

故

$$\begin{aligned}x &= \frac{(295.9 \times 1) + (228.2 \times 1.283) + (118.4 \times 0.2828) + (298.1 \times 0.2827)}{1743} \\&= 0.4053\text{ m}\end{aligned}$$

(二) 计算轴承支反力及各杆载荷(图 1-2)

为简化计算,略去起重电葫芦的重量、AB杆上A点右侧杆端小段重量和A、B、C、D4个节点处接头钢板的重量,并近似地设轴承E的水平支反力 R_{EH} 作用在B点,轴承F的水平支反力 R_{FH} 作用在C点。对整个构架来说,它处于静平衡状态。按力平衡条件,计算轴承载荷。

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{FV} - Q - W = 0$$

$$R_{FV} = Q + W$$

轴承F的垂直支反力

$$R_{FV} = 10000 + 1743 \approx 11740\text{ N}$$

又

$$\sum M_C = 0$$

$$-Q \times 2 + R_{EH} \times 2.5 - Wx = 0$$

$$R_{EH} = \frac{2Q + Wx}{2.5}$$

轴承E的水平支反力

$$R_{EH} = \frac{2 \times 10000 + 1743 \times 0.4053}{2.5} = 8282\text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$-R_{EH} + R_{FH} = 0$$

$$R_{FH} = R_{EH}$$

轴承F的水平支反力

$$R_{FH} = 8282\text{ N}$$

构架的节点A、B、C、D虽然是焊接点(图 1-1a),但可按桁架简化方法计算,即视节点为光滑铰链联接(只传轴力,不传弯矩)。同时各杆重量之半,应加在两端节点上。

根据在节点的力平衡条件,可求得各杆载荷。在节点A(图 1-5):

$$\sum F_y = 0$$

$$-Q - \frac{1}{2}W_{AB} - \frac{1}{2}W_{AD} + F_{AD}\sin 21^\circ 31' 44'' = 0$$

AD杆载荷

$$\begin{aligned}F_{AD} &= \frac{Q + \frac{1}{2}W_{AB} + \frac{1}{2}W_{AD}}{\sin 21^\circ 31' 44''} \\&= \frac{10000 + \frac{1}{2} \times 295.9 + \frac{1}{2} \times 228.2}{0.367} = 27960\text{ N(压力)}\end{aligned}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$-F_{AB} + F_{AD}\cos 21^{\circ}31'44'' = 0$$

AB 杆载荷

$$F_{AB} = F_{AD}\cos 21^{\circ}31'44'' = 27960 \times 0.9302 = 26010 \text{ N(拉力)}$$

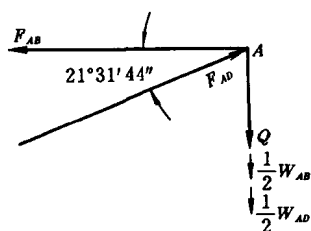


图 1-5 节点 A 作用力分析

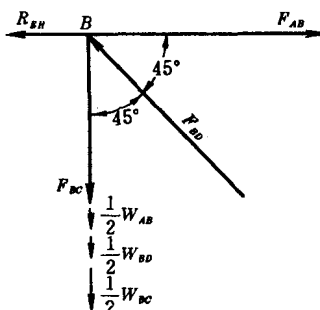


图 1-6 节点 B 作用力分析

在节点 B (图 1-6):

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{AB} - F_{BD}\cos 45^{\circ} - R_{EH} = 0$$

BD 杆载荷

$$F_{BD} = \frac{F_{AB} - R_{EH}}{\cos 45^{\circ}} = \frac{26010 - 8282}{0.7071} = 25070 \text{ N(压力)}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-F_{BC} - \frac{1}{2}W_{AB} - \frac{1}{2}W_{BD} - \frac{1}{2}W_{BC} + F_{BD}\cos 45^{\circ} = 0$$

BC 杆载荷

$$\begin{aligned} F_{BC} &= F_{BD}\cos 45^{\circ} - \frac{1}{2}W_{AB} - \frac{1}{2}W_{BD} - \frac{1}{2}W_{BC} \\ &= 25070 \times 0.7071 - \frac{1}{2} \times 295.9 - \frac{1}{2} \times 118.4 - \frac{1}{2} \times 802.2 \\ &= 17120 \text{ N(拉力)} \end{aligned}$$

在节点 C (图 1-7):

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{BC} + R_{FV} - F_{CD}\cos 16^{\circ}18'15'' - \frac{1}{2}W_{CD} - \frac{1}{2}W_{BC} = 0$$

CD 杆载荷

$$\begin{aligned} F_{CD} &= \frac{F_{BC} + R_{FV} - \frac{1}{2}W_{CD} - \frac{1}{2}W_{BC}}{\cos 16^{\circ}18'15''} \\ &= \frac{17120 + 11740 - \frac{1}{2} \times 298.1 - \frac{1}{2} \times 802.2}{0.9598} \end{aligned}$$

$$=29500 \text{ N(压力)}$$

可以按在节点 D 上力平衡条件, 验算上述各杆载荷计算是否正确, 这里从略。

(三) 校核各杆及立柱的强度与验算稳定性

由于构架各杆均采用两根 7 号角钢构成, 故只需校核承受载荷最大的 CD 杆的强度。 CD 杆的压应力

$$\sigma_c = \frac{F_{CD}}{2a} = \frac{29500}{2 \times 942.4} = 15.65 \text{ MPa}$$

7 号角钢的材料为 Q235 钢, 其屈服极限 $\sigma_s = 235 \text{ MPa}$ (表 11-1), 故强度十分富裕, 但考虑刚性, 不宜用尺寸过小的角钢。

对立轴强度应校核无缝钢管拉应力, 其值为

$$\sigma_t = \frac{F_{BC}}{\pi(D - \delta)\delta} = \frac{17120}{\pi(102 - 10) \times 10} = 5.923 \text{ MPa}$$

无缝钢管材料为 10 号钢, 其屈服极限 $\sigma_s = 205 \text{ MPa}$ (表 11-2), 所以强度也十分富裕。

验算压杆稳定性应根据杆件的柔度 λ 应用不同公式计算其临界应力 σ_{cr} , 对钢杆^[7]:

$\lambda \geq 100$ 时, 用欧拉公式 $\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} \text{ MPa}$; $100 > \lambda > 60$ 时, 用直线公式 $\sigma_{cr} = a - b\lambda$; $\lambda \leq 60$ 时, 不用验算。要求

$$\frac{\sigma_{cr}}{\sigma} \geq 1.8 \sim 3$$

这里

$$\lambda = \frac{\mu l}{i}$$

式中 σ_{cr} ——临界应力, MPa;

σ ——压应力, MPa;

E ——材料弹性模量, MPa;

a, b ——常数, 对 Q235 钢, $a = 310, b = 1.14$; 对优质碳钢, $a = 469, b = 2.618$;

μ ——长度系数, 两端固定时取 $\mu = 0.5$;

l ——杆的长度, mm;

i ——杆的断面惯性半径, mm。

这个构架有三条压杆, 即 AD, BD, CD , 其中 CD 杆最长, 载荷亦最大, 此杆

$$\lambda = \frac{\mu l}{i} = \frac{0.5 \times 2015}{2 \times 21.4} = 23.54 < 60$$

故不需验算。

(四) 验算焊缝

各节点的结构和焊缝布置如图 1-8~1-11 所示, 其焊缝长度按图 1-12 安排^[1], 由设计手册^[16]查得 7 号等边角钢的尺寸 $b = 70 \text{ mm}, e_2 = 19.9 \text{ mm}, e_1 = 70 - 19.9 = 50.1 \text{ mm}$ 。两侧焊缝长度比 $B_1 : B_2 = e_2 : e_1 \approx 1 : 2.5$ 。

焊缝长度拟定如下:

$$l_A = 130 \text{ mm};$$

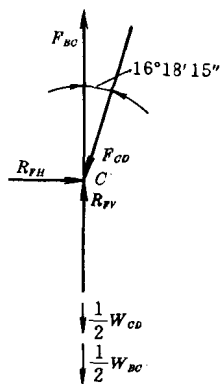


图 1-7 节点 C 作用力分析