

中华人民共和国国家标准

GB/T 3811—2008
代替 GB/T 3811—1983

起重机设计规范

Design rules for cranes

2008-04-30 发布

2009-06-01 实施



中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局 发布
中国国家标准化管理委员会

目 次

前言	Ⅲ
引言	V
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 分级	2
3.1 工作级别的划分	2
3.2 起重机整机的分级	3
3.3 机构的分级	4
3.4 结构件或机械零件的分级	6
4 起重机设计的计算载荷与载荷组合	9
4.1 原则	9
4.2 计算载荷与载荷系数	10
4.3 起重机金属结构设计的基本设计方法、载荷情况与载荷组合	25
4.4 起重机机械设计的载荷、载荷情况与载荷组合	30
5 结构	33
5.1 起重机金属结构构件	33
5.2 结构计算原则	33
5.3 材料和许用应力	34
5.4 结构构件和连接的强度计算	38
5.5 起重机及其结构构件的刚性计算	42
5.6 构件抗失稳的计算	44
5.7 板件和壳体抗屈曲的计算	49
5.8 结构的疲劳强度计算	53
5.9 构造要求	56
6 机械	59
6.1 机构设计计算原则	59
6.2 起重机的通用机械零件的设计计算	71
6.3 起重机特殊零部件的选用计算	79
7 电气	90
7.1 总则	90
7.2 电源和供电	90
7.3 配电系统	91
7.4 电气保护	91
7.5 电气控制	93
7.6 电气设备的工作环境	96
7.7 电动机选择	96

7.8	电线电缆及其敷设	98
7.9	起重吊具的电气	100
7.10	辅助电气设备	101
8	整体抗倾覆稳定性和抗风防滑安全性	102
8.1	起重机整体抗倾覆稳定性	102
8.2	起重机抗风防滑安全性	109
9	安全	111
9.1	起重机的安全设计计算	111
9.2	起重机的标记、铭牌、安全标志、限界尺寸和净距	111
9.3	结构安全要求	112
9.4	机械安全要求	114
9.5	电气安全要求	116
9.6	控制和操纵的安全与布置	116
9.7	安全防护装置的设置要求	118
9.8	起重机的使用维护文件	121
9.9	起重机的有效使用期	121
附录 A (资料性附录)	起重机整机分级举例	122
附录 B (资料性附录)	起重机机构分级举例	126
附录 C (资料性附录)	某些起重机的起升状态级别举例	132
附录 D (规范性附录)	偏斜运行时的水平侧向载荷	133
附录 E (资料性附录)	关于风载荷计算的资料	136
附录 F (规范性附录)	许用应力设计法和极限状态设计法的应用	138
附录 G (规范性附录)	各类典型起重机金属结构计算的载荷与载荷组合	140
附录 H (规范性附录)	用于载荷组合中的能力验算系数 γ_{li} 、 γ_m 和 γ_{pi} 的值	172
附录 I (资料性附录)	影响脆性破坏因素评价和钢材质量组别的选择	173
附录 J (规范性附录)	受压构件的计算长度和格构式构件的换算长细比	177
附录 K (规范性附录)	轴心受压构件的稳定系数	185
附录 L (规范性附录)	受弯构件的侧向屈曲稳定系数(整体稳定系数) φ_b	191
附录 M (资料性附录)	压弯构件整体稳定性计算	195
附录 N (规范性附录)	薄板局部稳定性计算中的屈曲系数	197
附录 O (规范性附录)	用于结构疲劳强度计算的构件连接的应力集中情况等级和构件接头型式	201
附录 P (规范性附录)	起重机各机构电动机的初选	213
附录 Q (资料性附录)	起重机机构电动机容量选择计算中的 JC 值、CZ 值和 G 值	218
附录 R (规范性附录)	电动机的过载校验	221
附录 S (规范性附录)	电动机的发热校验	223
附录 T (规范性附录)	形状系数 K_s 、尺寸系数 K_d 、表面情况系数 K_u 、腐蚀系数 K_c 的确定	227
附录 U (资料性附录)	导线载流量的校正	230
附录 V (资料性附录)	流动式起重机的倾覆线	231
附录 W (资料性附录)	符号和代号	233
	参考文献	256

前 言

本标准代替 GB/T 3811—1983《起重机设计规范》。

本标准与 GB/T 3811—1983 相比主要变化如下：

- a) 增加了“前言”。
- b) 修改了“引言”。
- c) 将起重机划分为桥架型起重机、臂架型起重机和缆索型起重机，在“范围”中取消了只适用于电力驱动起重机的限制。
- d) 将 GB/T 3811—1983 第 2 章“总则”的内容调整为本标准的：
 - 第 3 章“分级”，并增加了结构件或机械零件分级的规定；
 - 第 4 章“计算载荷与载荷组合”；
 - 第 8 章“整体抗倾覆稳定性和抗风防滑安全性”；
 - 第 9 章“安全”。
- e) 将 GB/T 3811—1983 第 3 章“结构”改为本标准的第 5 章，其内容的主要变化：
 - 增加了对钢材脆性破坏评价的内容；
 - 简化了压弯构件整体稳定性计算；
 - 修改了结构疲劳强度校验计算的有关内容；
 - 适当调整与修改了对起重机刚性的要求；
 - 补充了对结构设计的构造要求。
- f) 将 GB/T 3811—1983 第 4 章“机构”改为本标准的第 6 章“机械”，其内容的变化如下：
 - 机构计算充实了电动机容量初选及验算，引入了机构设计的基本内容和机构性能的简要计算等；
 - 对机械零部件计算进行了修改。
- g) 将 GB/T 3811—1983 第 5 章“电气”改为本标准的第 7 章，增加了关于起重机电气调速与控制等内容。

本标准的附录 D、附录 F、附录 G、附录 H、附录 J、附录 K、附录 L、附录 N、附录 O、附录 P、附录 R、附录 S、附录 T 为规范性附录。

本标准的附录 A、附录 B、附录 C、附录 E、附录 I、附录 M、附录 Q、附录 U、附录 V、附录 W 为资料性附录。

本标准由中国机械工业联合会提出。

本标准由全国起重机械标准化技术委员会(SAC/TC 227)归口。

本标准负责起草单位：北京起重运输机械研究所。

本标准参加起草单位：国家起重运输机械质量监督检验中心、上海振华港机(集团)股份有限公司、太原重型机械(集团)有限公司、大连重工·起重集团有限公司、上海港机重工有限公司、上海起重运输机械厂有限公司、南京起重机械总厂有限公司、江苏象王起重机械厂、国电郑州机械设计研究所、天津起重设备有限公司、上海振华港机(集团)丰城制动器有限公司、徐州重型机械厂、四川建设机械(集团)股份有限公司、江阴凯澄起重机械有限公司、广州起重机械有限公司、山东起重机厂有限公司、杭州华新机电工程有限公司、洛阳起重机厂、黑龙江富锦富华起重机有限公司、湖北银轮浦起机械有限责任公司。

GB/T 3811—2008

上海雄风起重设备厂、佳木斯防爆电机研究所、江西特种电机股份有限公司。

本标准主要起草人：万力、徐格宁、顾迪民、须雷、姚振南、王福绵、赵春晖、陶天华、徐克晋、崔振元、桂佩康、苏国萃、陈玮璋、陶德馨、文豪、翟甲昌、叶佩馨、刘银娥、虞洪、王冰、张仲鹏、王顺亭、顾翠云、朱昌明、李宇力、康志伟、路建湖、陈璇、王晓平、王晓文。

本标准所代替标准的历次版本发布情况为：

——GB/T 3811—1983。

引 言

0.1 使用本标准应考虑到：

- a) 本标准不包括所涵盖的起重机设计的特殊问题，如：与非电力驱动的其他驱动装置有关的工作特性分析及各相关部分的设计，在道路及越野地面上行驶运行机构与支承装置的设计，及各类具体起重机的专用特殊部件和结构设计中的特殊问题等；
- b) 凡经理论和实践已证明是正确的其他设计计算方法，经设计部门和用户协商同意，也可以在起重机设计中采用。

0.2 对不同工作要求的起重机设计，在使用本标准时允许有所不同：

- a) 本标准涉及各类起重机，其使用条件和工作要求可能有显著的差别，如一台高速运行、载荷繁重、繁忙使用的起重机，与一台平缓运行、载荷轻微、作业清闲的起重机，其工况和要求就很不相同。对使用工况和要求有很大差异的起重机设计，不要求都按本标准的全部内容进行计算，而应允许有所不同。
- b) 对那些设计中选用的标准的结构件、机械部件或电气部件，如果已进行过审核或试验并取得合格认可，则认为它们能满足所设计的起重机的工作要求，再进行计算也只是对一个令人满意的结果再作一次验证，故不必再对上述标准部件作校核计算。
- c) 对在本标准已作了规定的设计计算项目，如果在所设计的起重机工作中不可能有不利结果的，就没有必要再作校核计算。例如：对于工作级别很低的起重机，就不必进行疲劳计算。

对不同类型和不同工作要求的起重机应采用不完全相同的设计计算：对一台构造简单工作清闲的起重机，或对一台由标准部件组成的起重机，其计算就应简略一些，而不要求按本标准所列的全部内容逐项进行设计计算，但必须保证起重机的安全与可靠。

0.3 起重机用户在确定起重机订货要求及选购起重机产品时，要特别注意确定和选择起重机整机的工作级别和它的机构的工作级别：

- a) 用户要根据本标准恰当地提出对起重机工作级别的要求，如果可能还须进一步明确起重机各个机构的工作级别，以确保制造商能按此要求进行设计与制造。
- b) 起重机整机的工作级别，由起重机使用等级和起重机载荷状态级别两个因素决定，见 3.2 及表 3。起重机使用等级表明了该起重机工作忙闲程度，由起重机的总工作循环数决定，它可以由起重机预计的使用年数（该起重机报废或被更新之前的使用年数）、每年平均的工作日数，每工作日内平均的起重工作循环次数等三个数的乘积得到。
起重机的载荷状态级别表明了该起重机起吊载荷的轻重程度，由式(1)计算出的载荷谱系数按表 2 确定。
说明：对以上这两项计算只需作估算即可，不需要作十分精确的计算。
- c) 起重机机构工作级别，是将各单个机构分别作为一个整体进行的载荷及运转情况评价，它概略地表示了由该机构的使用等级（设计寿命、工作小时数）和该机构的载荷状态级别（反映载荷轻重状态的级别或载荷谱系数）所决定的机构工作的总体状况，见 3.3 及表 6。机构的使用等级由表 4 查得，机构的载荷状态级别由式(3)计算出的载荷谱系数按表 5 查得。同样，对机构使用等级和机构载荷状态级别两项计算也只需作估算即可，不需要作十分精确的计算。
- d) 如果用户无法提供所需要的起重机的有关数据，从而无法按上述 b)、c) 中所述的方法通过计

算与查表选出起重机整机或其机构的工作级别时,也可以通过查阅附录 A 及附录 B 中的有关资料,近似地选出所要的起重机的工作级别及其机构的工作级别。但必须说明附录 A 及附录 B 中的这些选择指南并无约束力,只是给出一个选择的参考示例。在起重机招标书和订货单上所确定的起重机及其机构的工作级别,只能由起重机用户提出并作出最终认定。

0.4 起重机的有效使用期:

- a) 本标准列出的使用等级,并不是对起重机实际使用工作有效期的保证值。
- b) 无论是起重机整机的使用等级(起重机的总工作循环数,或由此结合起重机的工作状况推算出的设计预期的起重机工作寿命年数),或者起重机机构整体的使用等级(起重机机构运转的总小时数,或由此结合使用状况推算出的设计预期的起重机机构工作寿命小时数),都只是一个设计时预估值,而决不是制造商给出的该起重机有效使用期的保证值。
- c) 如果在设计中未对该起重机的预期寿命进行充分的注意和考虑,制造时又没有遵循本标准提出的要点从而未达到设计要求,使用中未能按照制造商给出的说明书进行正常操作和定期维护,或者实际使用工况与订购该起重机时提出的要求又有较大的差异,则产品上述设计预期寿命就会与产品实际的有效使用期有比较大的、甚至是很大的出入。
- d) 如果起重机是由用户通过招标来确定制造商,招标书上提出的起重机的工作条件与其实际使用情况也较符合,起重机制造商遵从招标书的要求并根据本标准作出的正确设计来进行制造,制造的产品符合相应标准确定的制造技术条件的要求而获得了质量保证,用户也按照制造商给出的说明书进行了正常操作和定期维修保养,则设计者根据本标准对该起重机选出的使用等级的值就与具有设计所确定安全度的起重机及其机构的实际有效使用期相当。

0.5 起重机的用户应注意到:

- a) 起升物品的迎风面积——如果这个面积大于附录 E.5 所给出的值,则起重机用户需要另行提供此物品迎风面积的可靠实用的信息。
- b) 工作风压——如果起重机工作时的最大风压可能大于表 15 规定的值,则起重机用户需要另行提供起重机工作时应考虑到的最大工作风压的相关信息。
- c) 非工作风压——如果按照用户使用现场当地的气象条件的要求,需要起重机按表 18 规定的更大的非工作风压进行起重机设计,则起重机用户应提供该起重机设计应考虑到的非工作风压的准确信息。

起重机设计规范

1 范围

本标准确立了起重机总体、结构、机械、电气与安全等部分设计应共同遵守的必要准则,规定了设计、计算要求和方法,并可作为对设计进行分析和评价的技术依据。

本标准适用于桥架型起重机、臂架型起重机和缆索型起重机,但不涉及上述起重机设计的特殊问题。本标准也可供其他起重机参照使用。

2 规范性引用文件

下列文件中的条款通过本标准的引用而成为本标准的条款。凡是注日期的引用文件,其随后所有的修改单(不包括勘误的内容)或修订版均不适用于本标准,然而,鼓励根据本标准达成协议的各方研究是否可使用这些文件的最新版本。凡是不注日期的引用文件,其最新版本适用于本标准。

- GB/T 699 优质碳素结构钢
- GB/T 700 碳素结构钢
- GB/T 985 气焊、手工电弧焊及气体保护焊焊缝坡口的基本形式与尺寸
- GB/T 986 埋弧焊焊缝坡口的基本形式与尺寸
- GB/T 1231 钢结构用高强度大六角螺栓、大六角螺母、垫圈技术条件
- GB/T 1591 低合金高强度钢(GB/T 1591—1994, neq ISO 4950:1981)
- GB 2585 铁路用热轧钢轨
- GB 2893 安全色(GB 2893—2001, neq ISO 3864:1984)
- GB 2894 安全标志(GB 2894—1996, neq ISO 3864:1984)
- GB/T 3077 合金结构钢
- GB/T 3098.1 紧固件机械性能 螺栓、螺钉和螺柱(GB/T 3098.1—2000, idt ISO 898-1:1999)
- GB/T 3098.2 紧固件机械性能 螺母 粗牙螺纹(GB/T 3098.2—2000, idt ISO 898-2:1992)
- GB/T 3480 渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法(GB/T 3480—1997, eqv ISO 6336-1~6336-3:1996)
- GB/T 3633 钢结构用扭剪型高强度螺栓连接副 技术条件
- GB/T 4205 人机界面(MMI)操作规则
- GB 4208 外壳防护等级(IP代码)(GB 4208—1993, eqv IEC 60529:1989)
- GB/T 4942.1 旋转电机外壳防护分级(IP代码)(GB/T 4942.1—2006, IEC 60034-5:2000, IDT)
- GB/T 5117 碳钢焊条
- GB/T 5118 低合金钢焊条
- GB 5226.2 机械安全 机械电气设备 第32部分:起重机械技术条件(GB 5226.2—2002, idt IEC 60204-32:1998)
- GB/T 5269 传动及输送用双节距精密滚子链和链轮(GB/T 5269—1999, idt ISO 1275:1995)
- GB/T 5293 埋弧焊用碳钢焊丝和焊剂
- GB/T 8110 气体保护电弧焊用碳钢、低合金钢焊丝
- GB 8918 重要用途钢丝绳(GB 8918—2006, ISO 3154:1988, MOD)
- GB/T 9439 灰铸铁件
- GB/T 10051.1 起重吊钩 机械性能、起重量、应力及材料

GB/T 3811—2008

- GB/T 10062 锥齿轮承载能力计算方法(GB/T 10062.1~GB/T 10062.3—2003,ISO 10300-1~ISO 10300-3;2001,IDT)
- GB/T 11264 轻轨
- GB/T 11352 一般工程用铸造碳钢件(GB/T 11352—1989,neq ISO 3755:1975)
- GB/T 14048.4 低压开关设备和控制设备 机电式接触器和电动机起动器(GB/T 14048.4—2003,IEC 60947-4-1:2000,IDT)
- GB/T 14408 一般工程与结构用低合金铸钢件
- GB 15052 起重机械危险部位与标志
- GB/T 17909.1 起重机 起重机操作手册 第1部分:总则(GB 17909.1—1999, idt ISO 9928-1:1990)
- GB/T 18453.1 起重机 维护手册 第1部分:总则(GB/T 18453.1—2001, idt ISO 12478-1:1997)
- GB/T 19418 钢的弧焊接头 缺陷质量分级指南(GB/T 19418—2003,ISO 5817:1992,IDT)
- GB/T 20118 一般用途钢丝绳(GB/T 20118—2006, ISO/DIS 2408:2002 Steel wire ropes general purpose—Minimum requirements, MOD)
- GB/T 20303.1 起重机 司机室 第1部分:总则(GB/T 20303.1—2006,ISO 8566-1:1992,IDT)
- GB/T 20947 起重用短环链 T级(T、DAT和DT型)高精度葫芦链条(GB/T 20947—2007,ISO 3077:2001,IDT)
- GB 50058 爆炸和火灾危险环境电力装置设计规范
- JB/T 6392 起重机车轮
- JB/T 7017 起重机用液压缓冲器
- JB/T 7687.1 直柄吊钩横梁毛坯件
- JB/T 7687.2 直柄吊钩横梁
- JB/T 7687.3 直柄吊钩螺母
- JB/T 7687.4 直柄吊钩螺母定位板
- JB/T 8110.1 起重机 弹簧缓冲器
- JB/T 8110.2 起重机 橡胶缓冲器
- JB/T 8398 双幅板压制滑轮
- JB/T 9005 起重机用铸造滑轮
- JB/T 9006 起重机用铸造卷筒
- JB/T 10833 起重机用聚氨酯缓冲器
- JG/T 5078.1 建筑机械与设备 焊接滑轮
- YB/T 5055 起重机钢轨

3 分级

3.1 工作级别的划分

起重机通过起升和移动所吊运的物品完成搬运作业,为适应起重机不同的使用情况和工作要求,在设计和选用起重机及其零部件时,应对起重机及其组成部分进行工作级别的划分,包括:

- 起重机整机的分级;
- 机构的分级;
- 结构件或机械零件的分级。

3.2 起重机整机的分级

3.2.1 起重机的使用等级

起重机的设计预期寿命,是指设计预设的该起重机从开始使用起到最终报废时止能完成的总工作循环数。起重机的一个工作循环是指从起吊一个物品起,到能开始起吊下一个物品时止,包括起重机运行及正常的停歇在内的一个完整的过程。

起重机的使用等级是将起重机可能完成的总工作循环数划分成 10 个等级,用 U_0 、 U_1 、 U_2 …… U_9 表示,见表 1。

表 1 起重机的使用等级

使用等级	起重机总工作循环数 C_T	起重机使用频繁程度
U_0	$C_T \leq 1.60 \times 10^4$	很少使用
U_1	$1.60 \times 10^4 < C_T \leq 3.20 \times 10^4$	
U_2	$3.20 \times 10^4 < C_T \leq 6.30 \times 10^4$	
U_3	$6.30 \times 10^4 < C_T \leq 1.25 \times 10^5$	
U_4	$1.25 \times 10^5 < C_T \leq 2.50 \times 10^5$	不频繁使用
U_5	$2.50 \times 10^5 < C_T \leq 5.00 \times 10^5$	中等频繁使用
U_6	$5.00 \times 10^5 < C_T \leq 1.00 \times 10^6$	较频繁使用
U_7	$1.00 \times 10^6 < C_T \leq 2.00 \times 10^6$	频繁使用
U_8	$2.00 \times 10^6 < C_T \leq 4.00 \times 10^6$	特别频繁使用
U_9	$4.00 \times 10^6 < C_T$	

3.2.2 起重机的起升载荷状态级别

起重机的起升载荷,是指起重机在实际的起吊作业中每一次吊运的物品质量(有效起重量)与吊具及属具质量的总和(即起升质量)的重力;起重机的额定起升载荷,是指起重机起吊额定起重量时能够吊运的物品最大质量与吊具及属具质量的总和(即总起升质量)的重力。其单位为牛顿(N)或千牛(kN)。

起重机的起升载荷状态级别是指在该起重机的设计预期寿命期限内,它的各个有代表性的起升载荷值的大小及各相对应的起吊次数,与起重机的额定起升载荷值的大小及总的起吊次数的比值情况。

在表 2 中,列出了起重机载荷谱系数 K_P 的 4 个范围值,它们各代表了起重机一个相对应的载荷状态级别。

表 2 起重机的载荷状态级别及载荷谱系数

载荷状态级别	起重机的载荷谱系数 K_P	说 明
Q1	$K_P \leq 0.125$	很少吊运额定载荷,经常吊运较轻载荷
Q2	$0.125 < K_P \leq 0.250$	较少吊运额定载荷,经常吊运中等载荷
Q3	$0.250 < K_P \leq 0.500$	有时吊运额定载荷,较多吊运较重载荷
Q4	$0.500 < K_P \leq 1.000$	经常吊运额定载荷

如果已知起重机各个起升载荷值的大小及相应的起吊次数的资料,则可用式(1)算出该起重机的载荷谱系数:

$$K_p = \sum \left[\frac{C_i}{C_T} \left(\frac{P_{Qi}}{P_{Qmax}} \right)^m \right] \dots\dots\dots(1)$$

式中:

K_p ——起重机的载荷谱系数;

C_i ——与起重机各个有代表性的起升载荷相应的工作循环数, $C_i = C_1, C_2, C_3, \dots, C_n$;

C_T ——起重机总工作循环数, $C_T = \sum_{i=1}^n C_i = C_1 + C_2 + C_3 + \dots + C_n$;

P_{Qi} ——能表征起重机在预期寿命期内工作任务的各个有代表性的起升载荷, $P_{Qi} = P_{Q1}, P_{Q2}, P_{Q3}, \dots, P_{Qn}$;

P_{Qmax} ——起重机的额定起升载荷;

m ——幂指数,为了便于级别的划分,约定取 $m=3$ 。

展开后,式(1)变为:

$$K_p = \frac{C_1}{C_T} \left(\frac{P_{Q1}}{P_{Qmax}} \right)^3 + \frac{C_2}{C_T} \left(\frac{P_{Q2}}{P_{Qmax}} \right)^3 + \frac{C_3}{C_T} \left(\frac{P_{Q3}}{P_{Qmax}} \right)^3 + \dots + \frac{C_n}{C_T} \left(\frac{P_{Qn}}{P_{Qmax}} \right)^3 \dots\dots\dots(2)$$

由式(2)算得起重机载荷谱系数的值后,即可按表2确定该起重机相应的载荷状态级别。

如果不能获得起重机设计预期寿命期内起吊的各个有代表性的起升载荷值的大小及相应的起吊次数的资料,因而无法通过上述计算得到它的载荷谱系数及确定它的载荷状态级别,则可以由制造商和用户协商选出适合于该起重机的载荷状态级别及确定相应的载荷谱系数。

3.2.3 起重机整机的工作级别

根据起重机的10个使用等级和4个载荷状态级别,起重机整机的工作级别划分为A1~A8共8个级别,见表3。

表3 起重机整机的工作级别

载荷状态级别	起重机的载荷谱系数 K_p	起重机的使用等级									
		U_0	U_1	U_2	U_3	U_4	U_5	U_6	U_7	U_8	U_9
Q1	$K_p \leq 0.125$	A1	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Q2	$0.125 < K_p \leq 0.250$	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8
Q3	$0.250 < K_p \leq 0.500$	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8
Q4	$0.500 < K_p \leq 1.000$	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8	A8

注: 各类起重机的整机分级举例参见附录A。

3.3 机构的分级

3.3.1 机构的使用等级

机构的设计预期寿命,是指设计预设的该机构从开始使用起到预期更换或最终报废为止的总运转时间,它只是该机构实际运转小时数累计之和,而不包括工作中此机构的停歇时间。机构的使用等级是

将该机构的总运转时间分成 10 个等级,以 T_0 、 T_1 、 T_2 …… T_9 表示,见表 4。

3.3.2 机构的载荷状态级别

机构的载荷状态级别表明了机构所受载荷的轻重情况。在表 5 中,列出了机构载荷谱系数 K_m 的四个范围值,它们各代表了机构一个相对应的载荷状态级别。

表 4 机构的使用等级

使用等级	总使用时间 t_T / h	机构运转频繁情况
T_0	$t_T \leq 200$	很少使用
T_1	$200 < t_T \leq 400$	
T_2	$400 < t_T \leq 800$	
T_3	$800 < t_T \leq 1\,600$	
T_4	$1\,600 < t_T \leq 3\,200$	不频繁使用
T_5	$3\,200 < t_T \leq 6\,300$	中等频繁使用
T_6	$6\,300 < t_T \leq 12\,500$	较频繁使用
T_7	$12\,500 < t_T \leq 25\,000$	频繁使用
T_8	$25\,000 < t_T \leq 50\,000$	
T_9	$50\,000 < t_T$	

表 5 机构的载荷状态级别及载荷谱系数

载荷状态级别	机构载荷谱系数 K_m	说 明
L1	$K_m \leq 0.125$	机构很少承受最大载荷,一般承受轻小载荷
L2	$0.125 < K_m \leq 0.250$	机构较少承受最大载荷,一般承受中等载荷
L3	$0.250 < K_m \leq 0.500$	机构有时承受最大载荷,一般承受较大载荷
L4	$0.500 < K_m \leq 1.000$	机构经常承受最大载荷

机构的载荷谱系数 K_m 可用式(3)计算得到:

$$K_m = \sum \left[\frac{t_i}{t_T} \left(\frac{P_i}{P_{\max}} \right)^m \right] \dots\dots\dots (3)$$

式中：

K_m ——机构载荷谱系数；

t_i ——与机构承受各个大小不同等级载荷的相应持续时间， $t_i = t_1, t_2, t_3, \dots, t_n$ ，单位为小时(h)；

t_T ——机构承受所有大小不同等级载荷的时间总和， $t_T = \sum_{i=1}^n t_i = t_1 + t_2 + t_3 + \dots + t_n$ ，单位为小时(h)；

P_i ——能表征机构在服务期内工作特征的各个大小不同等级的载荷， $P_i = P_1, P_2, P_3, \dots, P_n$ ，单位为牛顿(N)；

P_{\max} ——机构承受的最大载荷，单位为牛顿(N)；

m ——同式(1)。

展开后，式(3)变为：

$$K_m = \frac{t_1}{t_T} \left(\frac{P_1}{P_{\max}} \right)^3 + \frac{t_2}{t_T} \left(\frac{P_2}{P_{\max}} \right)^3 + \frac{t_3}{t_T} \left(\frac{P_3}{P_{\max}} \right)^3 + \dots + \frac{t_n}{t_T} \left(\frac{P_n}{P_{\max}} \right)^3 \dots\dots\dots (4)$$

式中符号同式(3)。

由式(4)算得机构载荷谱系数的值后，即可按表 5 确定该机构相应的载荷状态级别。

3.3.3 机构的工作级别

机构工作级别的划分，是将各单个机构分别作为一个整体进行的关于其载荷大小程度及运转频繁情况总的评价，它并不表示该机构中所有的零部件都有与此相同的受载及运转情况。

根据机构的 10 个使用等级和 4 个载荷状态级别，机构单独作为一个整体进行分级的工作级别划分为 M1~M8 共 8 级，见表 6。

表 6 机构的工作级别

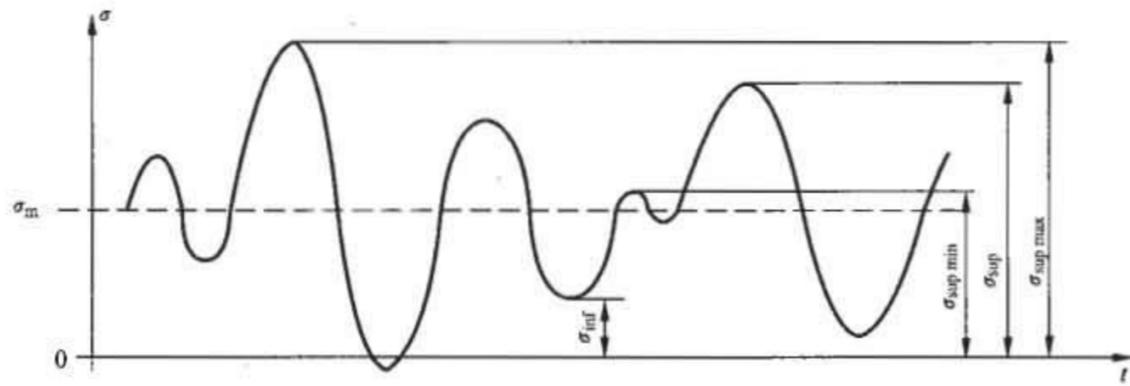
载荷状态级别	机构载荷谱系数 K_m	机构的使用等级									
		T ₀	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	T ₉
L1	$K_m \leq 0.125$	M1	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
L2	$0.125 < K_m \leq 0.250$	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8
L3	$0.250 < K_m \leq 0.500$	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8
L4	$0.500 < K_m \leq 1.000$	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8	M8

注：各类起重机的机构分级举例参见附录 B。

3.4 结构件或机械零件的分级

3.4.1 结构件或机械零件的使用等级

结构件或机械零件的一个应力循环是指应力从通过 σ_m 时起至该应力同方向再次通过 σ_m 时为止的一个连续过程。图 1 所示是包含 5 个应力循环的时间应力变化历程。



- σ_{sup} —— 峰值应力；
- $\sigma_{sup\ max}$ —— 最大峰值应力；
- $\sigma_{sup\ min}$ —— 最小峰值应力；
- σ_{inf} —— 谷值应力；
- σ_m —— 总使用时间内所有峰值应力和谷值应力的算术平均值。

图 1 随时间变化的 5 个应力循环举例

结构件或机械零件的总使用时间,是指设计预设的从开始使用起到该结构件报废或该机械零件更换为止的期间内发生的总的应力循环次数。

结构件的总应力循环数同起重机的总工作循环数之间存在着一定的比例关系,某些结构件在一个起重循环内可能经受几个应力循环,这取决于起重机的类别和该结构件在该起重机结构中的具体位置。对各不同的结构件这一比值可能互不相同,但当这一比值已知时,该结构件的总使用时间,即它的总应力循环数便可以从起重机使用等级的总工作循环数中导出。

机械零件的总应力循环数,则应从该零件所归属机构的或该零件的设计预定的总使用时间中导出,推导时要考虑到影响其应力循环的该零件的转速和其他相关的情况。

结构件或机械零件的使用等级,都是将其总应力循环次数分成 11 个等级,分别以代号 B_0, B_1, \dots, B_{10} 表示,见表 7。

表 7 结构件或机械零件的使用等级

使用等级	结构件或机械零件的总应力循环数 n_T
B_0	$n_T \leq 1.6 \times 10^4$
B_1	$1.6 \times 10^4 < n_T \leq 3.2 \times 10^4$
B_2	$3.2 \times 10^4 < n_T \leq 6.3 \times 10^4$
B_3	$6.3 \times 10^4 < n_T \leq 1.25 \times 10^5$
B_4	$1.25 \times 10^5 < n_T \leq 2.5 \times 10^5$
B_5	$2.5 \times 10^5 < n_T \leq 5 \times 10^5$
B_6	$5 \times 10^5 < n_T \leq 1 \times 10^6$
B_7	$1 \times 10^6 < n_T \leq 2 \times 10^6$

表 7(续)

使用等级	结构件或机械零件的总应力循环数 n_T
B ₈	$2 \times 10^6 < n_T \leq 4 \times 10^6$
B ₉	$4 \times 10^6 < n_T \leq 8 \times 10^6$
B ₁₀	$8 \times 10^6 < n_T$

3.4.2 结构件或机械零件的应力状态级别

结构件或机械零件的应力状态级别,表明了该结构件或机械零件在总使用期内发生应力的大小及相应的应力循环情况,在表 8 中列出了应力状态的 4 个级别及相应的应力谱系数范围值。每一个结构件或机械零件的应力谱系数 K_S 可以用式(5)计算得到:

$$K_S = \sum \left[\frac{n_i}{n_T} \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{\max}} \right)^C \right] \dots\dots\dots (5)$$

式中:

K_S ——结构件或机械零件的应力谱系数;

n_i ——与结构件或机械零件发生的不同应力相应的应力循环数, $n_i = n_1, n_2, n_3, \dots, n_n$;

n_T ——结构件或机械零件总的应力循环数, $n_T = \sum_{i=1}^n n_i = n_1 + n_2 + n_3 + \dots + n_n$;

σ_i ——该结构件或机械零件在工作时间内发生的不同应力, $\sigma_i = \sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \dots, \sigma_n$;

并设定: $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3 > \dots > \sigma_n$;

对机械零件,每一个循环 n_i 期间内认为发生的应力基本上相等,为 σ_i ,而各个循环之间的应力则可以是不同的;

σ_{\max} ——为应力 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \dots, \sigma_n$ 中的最大应力;

C ——幂指数,与有关材料的性能,结构件或机械零件的种类、形状和尺寸,表面粗糙度以及腐蚀程度等有关,由实验得出,见式(107)、式(108)。

展开后,式(5)变为:

$$K_S = \frac{n_1}{n_T} \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{\max}} \right)^C + \frac{n_2}{n_T} \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_{\max}} \right)^C + \frac{n_3}{n_T} \left(\frac{\sigma_3}{\sigma_{\max}} \right)^C + \dots + \frac{n_n}{n_T} \left(\frac{\sigma_n}{\sigma_{\max}} \right)^C \dots\dots\dots (6)$$

式中符号同式(5)。

对于机械零件,当式(5)、式(6)的 n_T 中某项应力 σ_i 首次出现 $n_i \geq 2 \times 10^6$ 项时,即取 $n_i = 2 \times 10^6$ 为有效值,并将此 n_i 值作为末项 n_n 的值,后续项不再计入。

由式(6)算得应力谱系数的值后,可按表 8 确定该结构件和机械零件的相应的应力状态级别。

表 8 结构件或机械零件的应力状态级别及应力谱系数

应力状态级别	应力谱系数 K_S
S1	$K_S \leq 0.125$
S2	$0.125 < K_S \leq 0.250$
S3	$0.250 < K_S \leq 0.500$

表 8(续)

应力状态级别	应力谱系数 K_s
S4	$0.500 < K_s \leq 1.000$
<p>某些结构件或机械零件,如已受弹簧加载的零部件,它所受的载荷同以后实际的工作载荷基本无关。在大多数情况下,它们的 $K_s=1$,应力状态级别属于 S4 级。</p> <p>对于机械零件,计算应力谱系数时所用的应力就是在零件计算截面上出现的总应力。</p> <p>对于结构件,确定应力谱系数所用的应力是该结构件在工作期间内发生的各个不同的峰值应力,即图 1 中的 $\sigma_{sup\ min}$, $\dots\sigma_{sup\ 1}$, $\dots\sigma_{sup\ max}$ 等。</p>	

3.4.3 结构件或机械零件的工作级别

根据结构件或机械零件的使用等级及应力状态级别,结构件或机械零件的工作级别划分为 E1~E8 共 8 个级别,见表 9。

表 9 结构件或机械零件的工作级别

应力状态级别	使用等级										
	B ₀	B ₁	B ₂	B ₃	B ₄	B ₅	B ₆	B ₇	B ₈	B ₉	B ₁₀
S1	E1	E1	E1	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7	E8
S2	E1	E1	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7	E8	E8
S3	E1	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7	E8	E8	E8
S4	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7	E8	E8	E8	E8

4 起重机设计的计算载荷与载荷组合

4.1 原则

4.1.1 本章规定了计算各种载荷及选择载荷组合的原则和方法,以用于验证本标准适用的各种起重机的金属结构件和机械零部件的防强度失效、防弹性失稳和防疲劳失效的能力,并且还用于起重机的抗倾覆稳定性和抗风防滑移安全性的校验计算。

4.1.2 起重机能力验算时应注意计算模型与实际情况的差异。当载荷引起的效应随时间变化时,应采用等效静载荷进行估算。本标准规定可以用刚体动力分析方法为计算基础,但要用动力系数估算作为模拟弹性系统响应时的载荷;也可以选择进行弹性动力分析或现场测试。为反映操作平稳程度的不同,应考虑司机实际操作情况的影响。

4.1.3 结构设计能力验算有两种方法:许用应力设计法或极限状态设计法。无论采用何种方法,在考虑载荷、载荷系数、载荷组合、许用应力和极限设计应力时,都应以本标准的有关章条或附录来确定,或者在可能的情况下以试验或统计数据为基础来确定。

4.1.4 如某载荷不可能出现,则应在验算中略去(如室内起重机不考虑风载荷)。同样,也不考虑起重机说明书中禁止出现的、起重机设计未提出要求的、在起重机设计中已明确要防止或禁止的载荷。

4.2 计算载荷与载荷系数

作用在起重机上的载荷分为常规载荷、偶然载荷、特殊载荷及其他载荷,只有在分析与这些载荷有关的起重机各种可能的载荷组合时,才需要区分这些载荷的不同类别。在起重机承载能力验算中确定载荷效应时要用到许多载荷系数,这些载荷系数及其具体值的选取,可在本标准有关的附录中查到。

4.2.1 常规载荷

常规载荷是指在起重机正常工作时经常发生的载荷,包括由重力产生的载荷,由驱动机构或制动器的作用使起重机加(减)速运动而产生的载荷及因起重机结构的位移或变形引起的载荷。在防屈服、防弹性失稳及在有必要时进行的防疲劳失效等验算中,应考虑这类载荷。

4.2.1.1 自重载荷、额定起升载荷及由垂直运动引起的载荷

4.2.1.1.1 自重载荷 P_G

自重载荷是指起重机本身的结构、机械设备、电气设备以及在起重机工作时始终积结在它的某个部件上的物料(如附设在起重机上的漏斗料仓、连续输送机及在它上面的物料)等质量的重力。对某些起重机的使用情况,自重载荷还要包括结壳物料质量的重力,例如粘结在起重机及其零部件上的煤或类似的其他粉末质量的重力,但在 4.2.1.1.2 中规定属于起升载荷的质量重力除外。

4.2.1.1.2 额定起升载荷 P_Q

额定起升载荷是指起重机起吊额定起重量时的总起升质量的重力。

4.2.1.1.3 自重振动载荷 $\phi_1 P_G$

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(主要是其金属结构)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: $\phi_1 = 1 \pm \alpha$, $0 \leq \alpha \leq 0.1$ 。

4.2.1.1.4 起升动载荷 $\phi_2 P_Q$

4.2.1.1.4.1 起升动力效应

当物品无约束地起升离开地面时,物品的惯性力将会使起升载荷出现动载增大的作用。此起升动力效应用一个大于 1 的起升动载系数 ϕ_2 乘以额定起升载荷 P_Q 来考虑。

4.2.1.1.4.2 起升状态级别

由于起升机构驱动控制型式不同,物品起升离地时的操作方法会有较大的差异,由此表现出起升操作的平稳程度和物品起升离地的动力特性也会有很大的不同。将起升状态划分为 $HC_1 \sim HC_4$ 四个级别:起升离地平稳的为 HC_1 ,起升离地有轻微冲击的为 HC_2 ,起升离地有中度冲击的为 HC_3 ,起升离地有较大冲击的为 HC_4 。与各个级别相应的系数 β_2 和 ϕ_{2min} 值列于表 10 中,说明见图 2。起升状态级别可以根据经验确定,也可以根据起重机的各种具体类型选取,对物品离地未采取专门的较好控制方案的某些起重机,其起升状态级别举例可参见附录 C。

表 10 β_2 和 ϕ_{2min} 值

起升状态级别	β_2	ϕ_{2min}
HC_1	0.17	1.05
HC_2	0.34	1.10
HC_3	0.51	1.15
HC_4	0.68	1.20

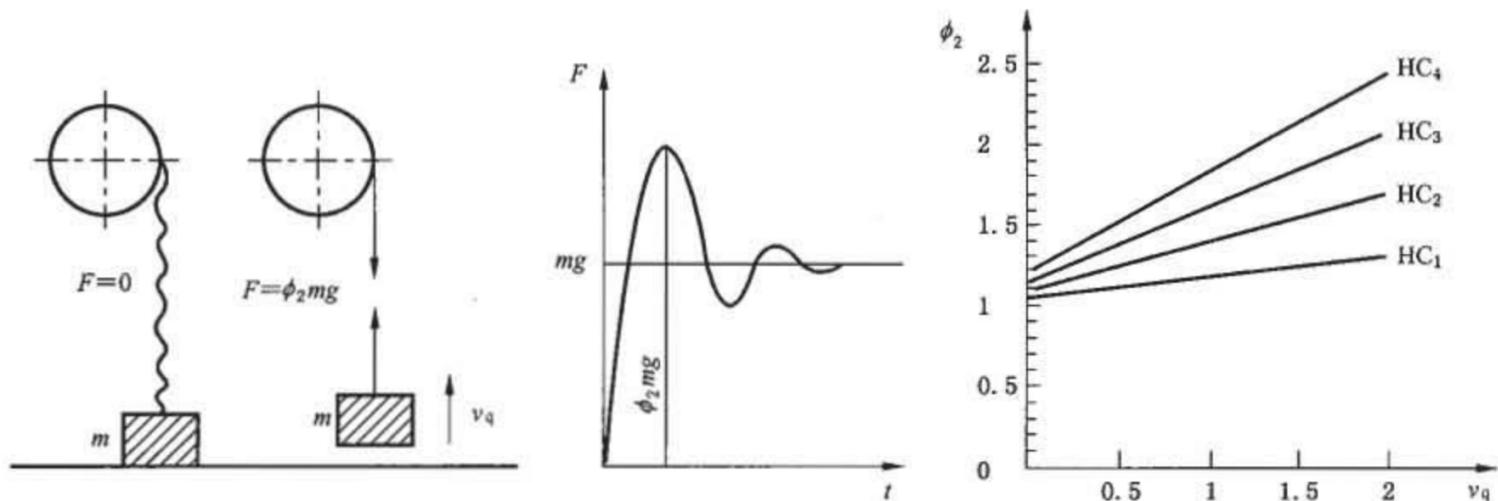


图 2 系数 ϕ_2

4.2.1.1.4.3 起升动载系数 ϕ_2

起升动载系数 ϕ_2 与稳定起升速度 v_q 和起升状态级别等有关,其值可以由试验或分析确定,也可以按式(7)计算:

$$\phi_2 = \phi_{2min} + \beta_2 v_q \dots\dots\dots(7)$$

式中:

- ϕ_2 ——起升动载系数,由式(7)计算得出,其最大值 ϕ_{2max} 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;
- ϕ_{2min} ——与起升状态级别相对应的起升动载系数的最小值,见表 10;
- β_2 ——按起升状态级别设定的系数,见表 10;
- v_q ——稳定起升速度,单位为米每秒(m/s),与起升机构驱动控制型式及操作方法有关,见表 11。其最高值 v_{qmax} 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的最大值。

表 11 确定 ϕ_2 用的稳定起升速度 v_q 值

载荷组合	起升驱动型式及操作方法				
	H1	H2	H3	H4	H5
无风工作 A1、 有风工作 B1	v_{qmax}	v_{qmin}	v_{qmin}	$0.5 v_{qmax}$	$v_q = 0$
特殊工作 C1	—	v_{qmax}	—	v_{qmax}	$0.5 v_{qmax}$

H1——起升驱动机构只能作常速运转,不能低速运转;
 H2——起重机司机可选用起升驱动机构作稳定低速运转;
 H3——起升驱动机构的控制系统能保证物品起升离地前都作稳定低速运转;
 H4——起重机司机可以操作实现无级变速控制;
 H5——在起升绳预紧后,不依赖于起重机司机的操作,起升驱动机构就能按预定的要求进行加速控制;
 v_{qmax} ——稳定的最高起升速度;
 v_{qmin} ——稳定低速起升速度。

4.2.1.1.5 突然卸载时的动力效应

有的起重机正常工作时会在空中从总起升质量 m 中突然卸除部分起升质量 Δm (例如使用抓斗或起重电磁吸盘进行空中卸载), 这将对起重机结构产生减载振动作用。减小后的起升动载荷用突然卸载冲击系数 ϕ_3 乘以额定起升载荷来计算 (见图 3)。

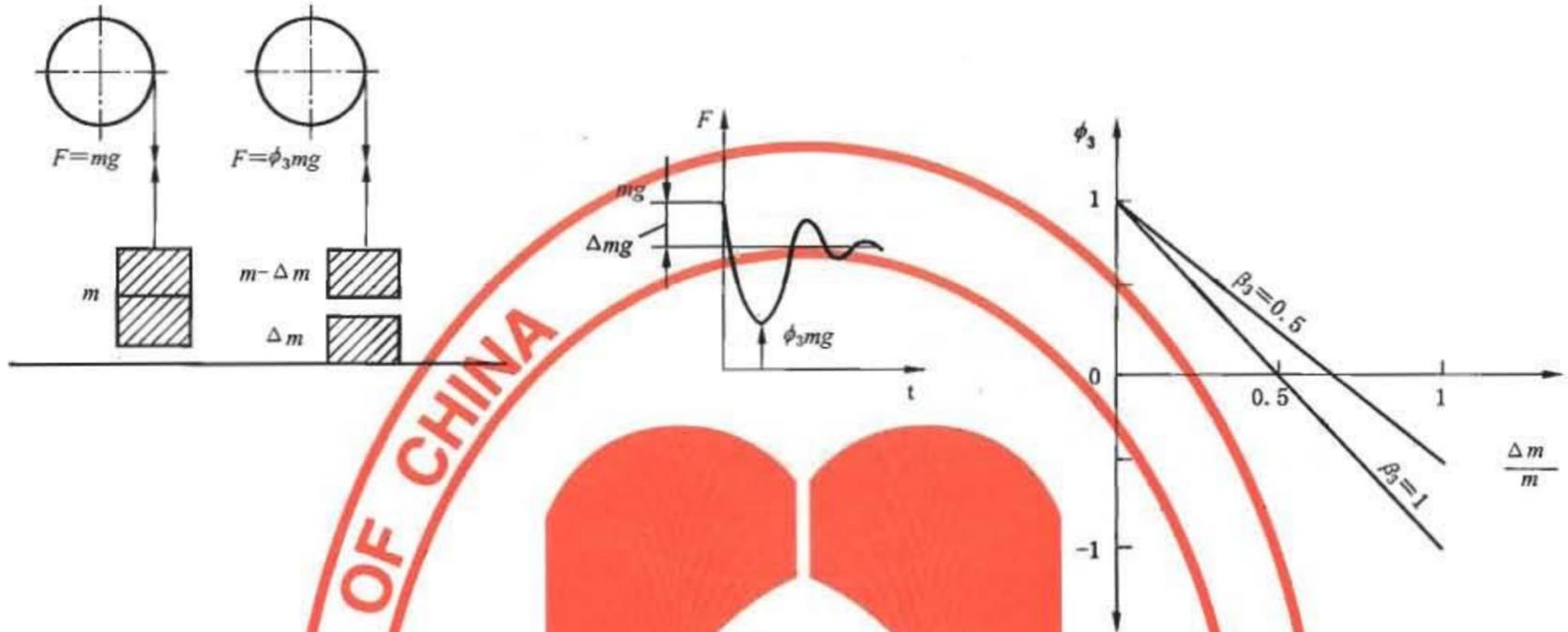


图 3 系数 ϕ_3

空中突然卸载冲击系数 ϕ_3 值由式(8)给出:

$$\phi_3 = 1 - \frac{\Delta m}{m} (1 + \beta_3) \quad (8)$$

式中:

Δm ——突然卸除的部分起升质量,单位为千克(kg);

m ——总起升质量,单位为千克(kg);

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

4.2.1.1.6 运行冲击载荷

4.2.1.1.6.1 运行冲击动力效应

起重机在不平的道路或轨道上运行时所发生的垂直冲击动力效应,即运行冲击载荷,用运行冲击系数 ϕ_4 乘以起重机的自重载荷与额定起升载荷之和来计算。

4.2.1.1.6.2 在道路上或道路外运行的起重机

在这种情况下, ϕ_4 取决于起重机的构造型式(质量分布)、起重机的弹性和/或悬挂方式、运行速度,以及运行路面的种类和状况。此冲击效应可根据经验、试验或采用适当的起重机和运行路面的模型分析得到。一般可采用以下数据计算:

a) 对轮胎起重机和汽车起重机:

——当运行速度 $v_y \leq 0.4$ m/s 时, $\phi_4 = 1.1$;

——当运行速度 $v_y > 0.4$ m/s 时, $\phi_4 = 1.3$ 。

b) 对履带式起重机:

——当运行速度 $v_y \leq 0.4$ m/s 时, $\phi_4 = 1.0$;

——当运行速度 $v_y > 0.4$ m/s 时, $\phi_4 = 1.1$ 。

4.2.1.1.6.3 在轨道上运行的起重机

起重机带载或空载运行于具有一定弹性、接头处有间隙或高低错位的钢质轨道上时,发生的垂直冲击动力效应取决于起重机的构造型式(质量分布、起重机的弹性及起重机的悬挂或支承方式)、运行速度和车轮直径及轨道接头的状况等,应根据经验、试验或选用适当的起重机和轨道的模型进行估算。 ϕ_4 可按以下规定选取:

- a) 对于轨道接头状态良好,如轨道用焊接连接并对接头打磨光滑的高速运行起重机,取 $\phi_4 = 1$ 。
- b) 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,这时 ϕ_4 可由式(9)确定:

$$\phi_4 = 1.1 + 0.058v_y \sqrt{h} \dots\dots\dots (9)$$

式中:

- ϕ_4 ——运行冲击系数;
- v_y ——起重机运行速度,单位为米每秒(m/s);
- h ——轨道接头处两轨面的高度差,单位为毫米(mm)。

4.2.1.2 变速运动引起的载荷

4.2.1.2.1 驱动机构(包括起升驱动机构)加速引起的载荷

由驱动机构加速或减速、起重机意外停机或传动机构突然失效等原因在起重机中引起的载荷,可以用刚体动力模型对各部件分别进行计算。计算中要考虑起重机驱动机构的几何特征、驱动的动力特性和机构的质量分布,还要考虑在作此变速运动时出现的机构内部摩擦损失。在计算时,一般是将总起升质量视为固定在臂架端部,或直接悬置在小车的下方。

为了反映实际出现的弹性效应,将机构驱动加(减)速动载系数 ϕ_5 乘以引起加(减)速的驱动力(或力矩)变化值 $\Delta F = ma$ (或 $\Delta M = J\varepsilon$),并与加(减)速运动以前的力(F 或 M)代数相加,该增大的力既作用在承受驱动力的部件上成为动载荷,也作用在起重机和起升质量上成为它们的惯性力(见图4)。 ϕ_5 数值的选取决定于驱动力或制动力的变化率、质量分布和传动系统的特性,见表12。通常, ϕ_5 的较低值适用于驱动力或制动力较平稳变化的系统, ϕ_5 的较高值适用于驱动力或制动力较突然变化的系统。

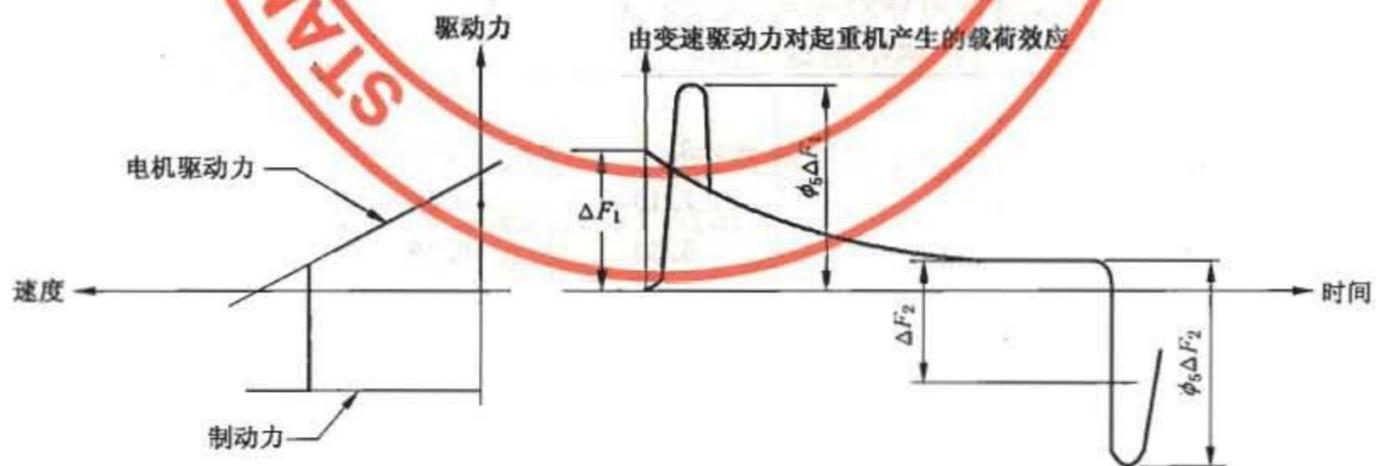


图4 系数 ϕ_5

表 12 ϕ_s 的取值范围

序号	工 况	ϕ_s
1	计算回转离心力时	1.0
2	传动系统无间隙,采用无级变速的控制系统,加速力或制动力呈连续平稳的变化	1.2
3	传动系统存在微小的间隙,采用其他一般的控制系统,加速力呈连续的但非平稳的变化	1.5
4	传动系统有明显的间隙,加速力呈突然的非连贯性变化	2.0
5	传动系统有很大的间隙或存在明显的反向冲击,用质量弹簧模型不能进行准确的估算时	3.0
如有依据, ϕ_s 可以采用其他值。		

4.2.1.2.2 水平惯性力

4.2.1.2.2.1 起重机或小车在水平面内进行纵向或横向运动起(制)动时的水平惯性力

起重机或小车在水平面内进行纵向或横向运动起(制)动时,起重机或小车自身质量和总起升质量的水平惯性力,按该质量与运行加速度乘积的 ϕ_s 倍计算,但不大于主动车轮与轨道之间的黏着力,此时取 $\phi_s = 1.5$,用来考虑起重机驱动力突变时结构的动力效应。这些惯性力都作用在各相应质量上,挠性悬挂的总起升质量视为与起重机刚性连接。

加(减)速度值可以根据加(减)速时间和所要达到的速度值来推算得到。如果用户未规定或未给出速度和加速度值,则可按表 13 中所列的三种运行工作状况来选择与所要达到的速度相应的加速时间和加速度的参考值。

对于用高加速度高速运行的起重机,常要求所有的车轮都为驱动轮,此时本条所述的水平惯性力不应小于驱动轮或制动轮轮压的 $1/30$,也不大于它的 $1/4$ 。

表 13 加速时间和加速度值

要达到的速度/ (m/s)	低速和中速长距离运行		正常使用中速和高速运行		高加速度、高速运行	
	加速时间/s	加速度/ (m/s ²)	加速时间/s	加速度/ (m/s ²)	加速时间/s	加速度/ (m/s ²)
4.00			8.00	0.50	6.00	0.67
3.15			7.10	0.44	5.40	0.58
2.50			6.30	0.39	4.80	0.52
2.00	9.10	0.220	5.60	0.35	4.20	0.47
1.60	8.30	0.190	5.00	0.32	3.10	0.43
1.00	6.60	0.150	4.00	0.25	3.00	0.33
0.63	5.20	0.120	3.20	0.19		
0.40	4.10	0.098	2.50	0.16		
0.25	3.20	0.078				
0.16	2.50	0.064				

4.2.1.2.2.2 起重机的回转离心力和回转与变幅运动起(制)动时的水平惯性力

起重机回转运动时各部(构)件的离心力,用这些部(构)件的质量大小、其质量中心处的回转半径和回转速度来计算,把悬挂的总起升质量视为与起重机臂架端部刚性固接,对塔式起重机则各部(构)件质量和总起升质量的离心力均按最不利位置计算,在计算离心力时 ϕ_s 取为1。通常,这些离心力对结构起减载作用,可忽略不计。

起重机回转与变幅起(制)动时的水平惯性力,按其各部(构)件质量与该质心的加速度乘积的 ϕ_s 倍计算(对机构计算和抗倾覆稳定性计算取 $\phi_s=1$),并把总起升质量视为与起重机臂端刚性固接,其加(减)速度值取决于该质量在起重机上的位置。对一般的臂架起重机,根据其速度和回转半径的不同,臂架端部的切向和径向加速度值均可在 $0.1\text{ m/s}^2\sim 0.6\text{ m/s}^2$ 之间选取,加(减)速时间在 $5\text{ s}\sim 10\text{ s}$ 之间选取。物品所受风力单独计算,按最不利方向叠加。

臂架起重机回转和变幅机构起(制)动时的总起升质量产生的综合水平力(包括风力、变幅和回转起制动产生的惯性力和回转运动的离心力),也可以用起重钢丝绳相对于铅垂线的偏摆角引起的水平分力来计算:用起重钢丝绳最大偏摆角 α_{II} (其值见表14)计算结构、机构强度和起重机整机抗倾覆稳定性,用起重钢丝绳正常偏摆角 α_I 计算电动机功率[此时取 $\alpha_I=(0.25\sim 0.3)\alpha_{II}$]和机械零件的疲劳强度及磨损[此时取 $\alpha_I=(0.3\sim 0.4)\alpha_{II}$]。

表14 α_{II} 的推荐值

起重机类别及 回转速度	装卸用门座起重机		安装用门座起重机		轮胎和汽车起重机
	$n\geq 2\text{ r/min}$	$n< 2\text{ r/min}$	$n\geq 0.33\text{ r/min}$	$n< 0.33\text{ r/min}$	
臂架变幅平面内	12°	10°	4°	2°	3°~6°
垂直于臂架变幅平面内	14°	12°			

4.2.1.3 位移和变形引起的载荷

应考虑由位移和变形引起的载荷,如由预应力产生的结构件变形和位移引起的载荷,由结构本身或安全限制器准许的极限范围内的偏斜,以及起重机其他必要的补偿控制系统初始响应产生的位移引起的载荷等。

还要考虑由其他因素导致的起重机发生在规定极限范围内的位移或变形引起的载荷,例如由于轨道的间距变化引起的载荷,或由于轨道及起重机支承结构发生不均匀沉陷引起的载荷等。

4.2.2 偶然载荷

偶然载荷是指在起重机正常工作时不经常发生而只是偶然出现的载荷,包括由工作状态的风、雪、冰、温度变化及偏斜运行引起的载荷。在防疲劳失效的计算中通常不考虑这些载荷。

4.2.2.1 偏斜运行时的水平侧向载荷 P_s

起重机偏斜运行时的水平侧向载荷是指装有车轮的起重机或小车在作稳定状态的纵向运行或横向移动时,发生在它的导向装置(例如导向滚轮或车轮的轮缘)上由于导向的反作用引起的一种偶然出现的载荷。

附录D给出了起重机偏斜运行时的水平侧向载荷的经验估算法,它是在把起重机金属结构认为是刚性系统的假设基础上得出的。

4.2.2.2 坡道载荷

起重机的坡道载荷是指位于斜坡(道、轨)上的起重机自重载荷及其额定起升载荷沿斜坡(道、轨)面的分力,按下列规定计算:

- a) 流动式起重机:需要计算时,按路面或地面的实际情况考虑;
- b) 轨道式起重机(含铁路起重机):当轨道坡度不超过 0.5% 时不考虑坡道载荷,否则按出现的实际坡度计算坡道载荷。

4.2.2.3 风载荷

4.2.2.3.1 风载荷估算的原则

对于露天工作的起重机应考虑风载荷的作用。假定风载荷是沿起重机最不利的水平方向作用的静力载荷,计算风压值按不同类型起重机及其工作地区选取。

4.2.2.3.2 计算风压

计算风压与阵风风速有关,可按式(10)计算:

$$p = 0.625v_s^2 \dots\dots\dots(10)$$

式中:

p ——计算风压,单位为牛每平方米(N/m^2);

v_s ——计算风速,单位为米每秒(m/s)。

计算风速为空旷地区离地 10 m 高度处的阵风风速,即 3 s 时距的平均瞬时风速。工作状态的阵风风速,其值取为 10 min 时距平均风速的 1.5 倍。非工作状态的阵风风速,其值取为 10 min 时距平均风速的 1.4 倍。计算风压 p 、3 s 时距平均瞬时风速 v_s 、10 min 时距平均风速 v_p 与风力等级的对应关系参见附录 E 中的 E.4。

4.2.2.3.3 工作状态风载荷 P_{wII}

工作状态风载荷是指起重机在工作时应能承受的最大风力。工作状态风压沿起重机全高取为定值,不考虑高度变化。为限制工作风速不超过极限值而采用风速测量装置时,通常将它安装在起重机的最高处。工作状态计算风压分为 p_I 和 p_{II} 。 p_I 是起重机工作状态正常的计算风压,用于选择电动机功率的阻力计算及发热验算; p_{II} 是起重机工作状态最大计算风压,用于计算机构零部件和金属结构强度、结构的刚性及稳定性,验算驱动装置的过载能力以及起重机整机的抗倾覆稳定性、抗风防滑安全性等。

工作状态的计算风速和计算风压列于表 15 中。如果制造商采用不同于表列的风速和风压值,应在起重机设计和使用说明书中予以说明。

表 15 工作状态计算风压和计算风速

地 区	计算风压 $p/(N/m^2)$		与 p_I 相应的计算风速 $v_s/(m/s)$
	p_I	p_{II}	
在一般风力下工作的起重机	内陆	150	15.5
	沿海、台湾省及南海诸岛	$0.6p_{II}$	20.0
在 8 级风中应继续工作的起重机		500	28.3

注 1: 沿海地区系指离海岸线 100 km 以内的陆地或海岛地区。

注 2: 特殊用途的起重机的工作状态计算风压允许作特殊规定。流动式起重机(即汽车起重机、轮胎起重机和履带起重机)的工作状态计算风压,当起重机臂长小于 50 m 时取为 $125 N/m^2$;当臂长等于或大于 50 m 时按使用要求决定。

4.2.2.3.4 风载荷计算

4.2.2.3.4.1 作用在起重机上的工作状态风载荷按以下两种情况计算：

a) 当风向与构件的纵轴线或构架表面垂直时，沿此风向的风载荷按式(11)计算：

$$\left. \begin{aligned} P_{wI} &= Cp_I A \\ P_{wII} &= Cp_{II} A \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(11)$$

式中：

P_{wI} ——作用在起重机上的工作状态正常风载荷，单位为牛顿(N)；

P_{wII} ——作用在起重机上的工作状态最大风载荷，单位为牛顿(N)；

C ——风力系数；

p_i ——工作状态计算风压，根据计算内容不同，选取表 15 的 p_i 或 p_{II} ，单位为牛每平方米(N/m²)；

A ——起重机构件垂直于风向的实体迎风面积，单位为平方米(m²)，它等于构件迎风面积的外形轮廓面积 A_0 乘以结构迎风面充实率 φ ，即 $A=A_0\varphi$ 。 A_0 和 φ 见图 5 b) 中的说明。

起重机结构上总的风载荷为其各组成部分风载荷的总和。

b) 当风向与构件的纵轴线或构架表面呈某一角度时，沿此风向的风载荷由式(12)计算：

$$\left. \begin{aligned} P_{wI} &= Cp_I A \sin^2 \theta \\ P_{wII} &= Cp_{II} A \sin^2 \theta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(12)$$

式中：

P_{wI} ——同式(11)；

P_{wII} ——同式(11)；

C ——同式(11)；

p_i ——同式(11)；

A ——构件平行于纵轴的正面迎风面积，单位为平方米(m²)；

θ ——风向与构件纵轴或构架表面的夹角($\theta < 90^\circ$)，单位为度(°)。

4.2.2.3.4.2 作用在起重机吊运的物品上的风载荷，按式(13)确定：

$$\left. \begin{aligned} P_{wqI} &= 1.2 p_i A_q \\ P_{wqII} &= 1.2 p_{II} A_q \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(13)$$

式中：

P_{wqI} ——作用在吊运物品上的工作状态正常风载荷，单位为牛顿(N)；

P_{wqII} ——作用在吊运物品上的工作状态最大风载荷，单位为牛顿(N)；

p_i ——同式(11)；

A_q ——吊运物品的最大迎风面积，单位为平方米(m²)。如果起重机是吊运某些特定尺寸和形状的物品，则应根据该物品相应的尺寸和外形确定其迎风面积；当该面积不明确时，可参见附录 E 的 E.5 估算物品的迎风面积。

4.2.2.3.5 风力系数

风力系数分为：

a) 单根构件、单片平面桁架结构的风力系数

表 16 给出了单根构件、单片平面桁架结构和机器房的风力系数 C 值。单根构件的风力系数 C 值随构件的空气动力长细比(l/b 或 l/D)而变化。对于大箱形截面构件，还要随构件截面尺寸比 b/d 而变化。空气动力长细比和构件截面尺寸比等在风力系数计算中的定义见图 5 a)、图 5 c)。

表 16 风力系数 C

类型	说 明		空气动力长细比 l/b 或 l/D					
			≤ 5	10	20	30	40	≥ 50
单根构件	轧制型钢、矩形型材、空心型材、钢板		1.30	1.35	1.60	1.65	1.70	1.90
	圆形型钢构件	$Dv_s < 6 \text{ m}^2/\text{s}$	0.75	0.80	0.90	0.95	1.00	1.10
		$Dv_s \geq 6 \text{ m}^2/\text{s}$	0.60	0.65	0.70	0.70	0.75	0.80
	箱形截面构件, 大于 350 mm 的正方形和 250 mm × 450 mm 的矩形	b/d						
		≥ 2	1.55	1.75	1.95	2.10	2.20	
1		1.40	1.55	1.75	1.85	1.90		
0.5		1.00	1.20	1.30	1.35	1.40		
	0.25	0.80	0.90	0.90	1.00	1.00		
单片平面桁架	直边型钢桁架结构		1.70					
	圆形型钢桁架结构	$Dv_s < 6 \text{ m}^2/\text{s}$	1.20					
		$Dv_s \geq 6 \text{ m}^2/\text{s}$	0.80					
机器房等	地面上或实体基础上的矩形外壳结构		1.10					
	空中悬置的机器房或平衡重等		1.20					
<p>注 1: 单片平面桁架式结构上的风载荷可按单根构件的风力系数逐根计算后相加, 也可按整片方式选用直边型钢或圆形型钢桁架结构的风力系数进行计算; 当桁架结构由直边型钢和圆形型钢混合制成时, 宜根据每根构件的空气动力长细比和不同气流状态 [$Dv_s < 6 \text{ m}^2/\text{s}$ 或 $Dv_s \geq 6 \text{ m}^2/\text{s}$, D 为圆形型钢直径, 单位为米 (m)], 采用逐根计算后相加的方法。</p> <p>注 2: 除了本表提供的数据之外, 由风洞试验或者实物模型试验获得的风力系数值, 也可以使用。</p>								

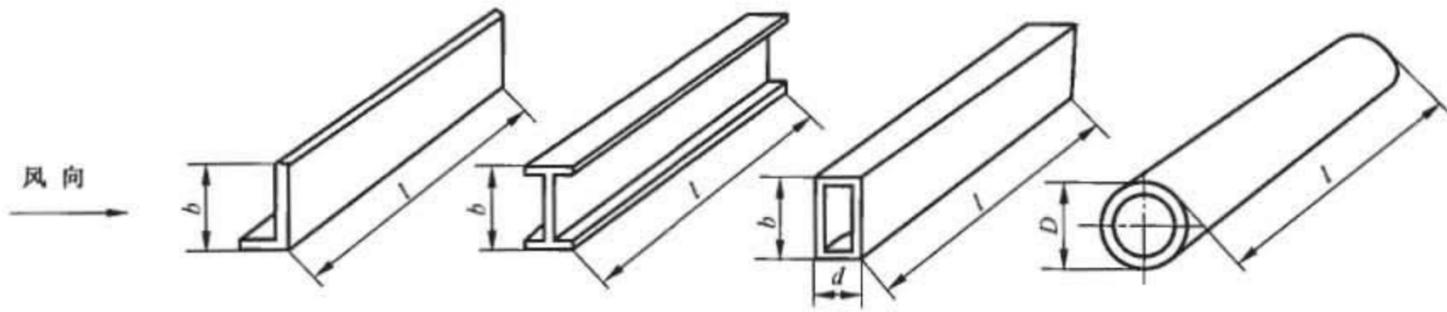
b) 正方形格构式塔架的风力系数

在计算正方形格构塔架正向迎风面的总风载荷时, 应将实体迎风面积乘以下列总风力系数:

- 1) 由直边型材构成的塔身, 总风力系数为: $1.7(1+\eta)$;
- 2) 由圆形型材构成的塔身: $Dv_s < 6 \text{ m}^2/\text{s}$ 时, 总风力系数为: $1.2(1+\eta)$;
 $Dv_s \geq 6 \text{ m}^2/\text{s}$ 时, 总风力系数为: 1.4。

其中挡风折减系数 η 值按表 17 中的 $a/b=1$ 时相对应的结构迎风面充实率 φ 查取。

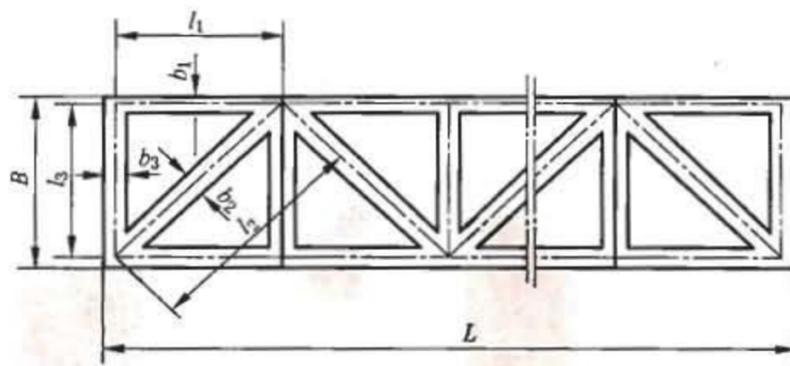
在正方形塔架中, 当风沿塔身截面对角线方向作用时, 风载荷最大, 可取为正向迎风面风载荷的 1.2 倍。



$$\text{空气动力长细比} = \frac{\text{构件长度}}{\text{迎风面的截面高(宽)度}} = \frac{l}{b} \text{ 或 } \frac{l}{D}$$

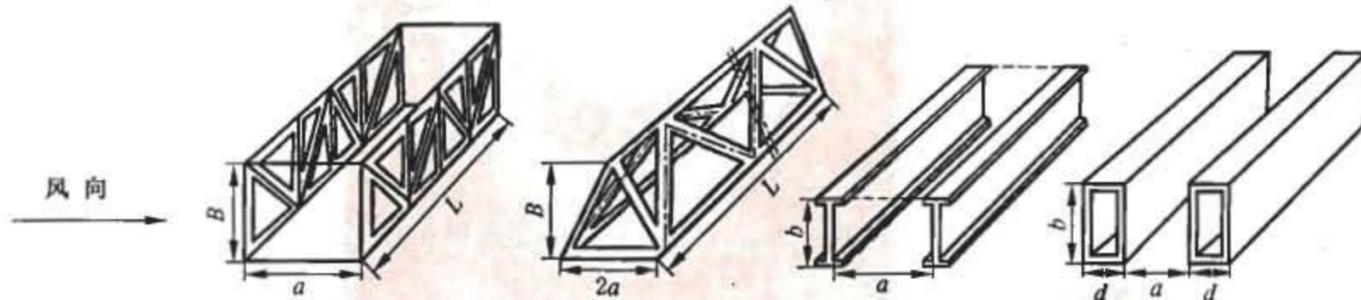
在格构式结构中, 单根构件的长度 l_i 取为相邻节点的中心间距, 参见b)图。

a)



$$\text{结构迎风面充实率 } \varphi = \frac{\text{实体部分面积}}{\text{轮廓面积}} = \frac{A}{A_0} = \frac{\sum_{i=1}^n l_i \times b_i}{L \times B} = \frac{\sum_{i=1}^n l_i \times b_i}{L \times B}$$

b)



$$\text{间隔比} = \frac{\text{两片构件相对面之间的距离}}{\text{构件迎风面的高(宽)度}} = \frac{a}{b} \text{ 或 } \frac{a}{B}, \text{ 其中 } a \text{ 取构件外露表面几何形状中的最小可能值}$$

$$\text{构件截面尺寸比} = \frac{\text{构件截面迎风面的截面高度}}{\text{平行于风向的截面深(宽)度}} = \frac{b}{d} \text{ (对箱形截面)}$$

c)

图 5 风力系数计算中的定义

4.2.2.3.6 挡风折减系数

挡风折减系数的计算有以下两种情况:

a) 两片构件的挡风折减

当两片等高且型式相同的构件或构架平行布置相互遮挡时, 迎风面的构件或构架上的风载荷仍用式(11)或式(12)进行计算; 被前片构件遮挡的后片构件的风载荷计算, 应考虑前片对后片的挡风折减作用, 即用后片的迎风面积乘以挡风折减系数 η 来计算, η 值随图 5 b) 定义的结构迎风面的充实率 φ 和图 5 c) 定义间隔比 a/b 的值选取, 见表 17。

表 17 挡风折减系数 η

间隔比 a/b	结构迎风面充实率 φ					
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	≥ 0.6
0.5	0.75	0.40	0.32	0.21	0.15	0.10
1.0	0.92	0.75	0.59	0.43	0.25	0.10
2.0	0.95	0.80	0.63	0.50	0.33	0.20
4.0	1.00	0.88	0.76	0.66	0.55	0.45
5.0	1.00	0.95	0.88	0.81	0.75	0.68
6.0	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00

注：其他结构的挡风折减系数 η 可参照附录 E 选取。

b) n 片构件的挡风折减

对于 n 片型式相同且彼此等间隔平行布置的结构或构件,在纵向风力作用下,应考虑前片结构对后片结构的重叠挡风折减作用,此时结构纵向的总迎风面积 A 按式(14)计算:

$$A = (1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{n-1}) \varphi A_{01} = \frac{1 - \eta^n}{1 - \eta} \varphi A_{01} \dots \dots \dots (14)$$

式中:

A ——结构纵向的总迎风面积,单位为平方米(m^2);

η ——挡风折减系数;

φ ——第一片结构的迎风面充实率;

A_{01} ——第一片结构的外形轮廓面积,单位为平方米(m^2)。

当按式(14)算得的迎风面积 A 和用式(11)或式(15)计算结构总风载荷时,因各片结构型式相同,只用其中一片结构的风力系数 C 相乘即可。

4.2.2.4 雪和冰载荷

对于某些地区,应当考虑雪和冰载荷。也应考虑由于冰、雪积结引起受风面积的增大。

4.2.2.5 温度变化引起的载荷

一般情况不考虑温度载荷;但在某些地区,如果起重机在安装时与使用时温度差异很大,或者跨度较大的超静定结构(如跨度达 30 m 以上的双刚性支腿的门式起重机),则应当考虑因温度变化引起结构件膨胀或收缩受到约束所产生的载荷,本项载荷的计算可根据用户提供的有关资料进行。

4.2.3 特殊载荷

特殊载荷是指在起重机非正常工作或不工作时的特殊情况下才发生的载荷,包括由起重机试验、受非工作状态风、缓冲器碰撞及起重机(或其一部分)发生倾翻、起重机意外停机、传动机构失效或起重机基础受到外部激励等引起的载荷。在防疲劳失效的计算中也不考虑这些载荷。

4.2.3.1 非工作状态风载荷 P_{wII}

非工作状态风载荷,是起重机在不工作时能承受的最大风力作用。非工作状态计算风压和与之相应的计算风速列于表 18 中。计算非工作状态风载荷时,要用表 19 所列的风压高度变化系数来计及受风部位离地高度的影响。将此风载荷与起重机相应的自重载荷进行组合,用于验算非工作状态下起重机零部件及金属结构的强度、起重机整机抗倾覆稳定性,并进行起重机的抗风防滑装置、锚定装置等的

设计计算。

起重机非工作状态风载荷按式(15)计算：

$$P_{wIII} = CK_h p_{III} A \dots\dots\dots (15)$$

式中：

P_{wIII} ——起重机的非工作状态风载荷，单位为牛顿(N)；

C ——同式(11)；

K_h ——风压高度变化系数，见表 19；

p_{III} ——非工作状态计算风压，见表 18，单位为牛每二次方米(N/m²)；

A ——同式(11)。

在计算非工作状态风载荷时，还应考虑从总起升质量 m 中卸除了有效起升质量 Δm 后还悬吊着的吊具质量 ηm 仍受到的非工作风力的作用，系数为 $\eta = 1 - (\Delta m / m)$ 。

表 18 非工作状态计算风压和计算风速

地 区	计算风压 $p_{III}^b /$ (N/m ²)	与 p_{III} 相应的计算风速 $v_c^c /$ (m/s)
内 陆	500~600	28.3~31.0
沿 海	600~1 000	31.0~40.0
台湾省及南海诸岛	1 500	49.0

^a 非工作状态计算风压的取值，内陆的华北、华中和华南地区宜取小值，西北、西南、东北和长江下游等地区宜取大值；沿海以上海为界，上海可取 800 N/m²，上海以北取小值，以南取大值。在特定情况下，按用户要求，可根据当地气象资料提供的离地 10 m 高处 50 年一遇 10 min 时距年平均最大风速换算得到作为计算风速的 3 s 时距的平均瞬时风速(但不大于 50 m/s)和计算风压 p_{III} ；若用户还要求此计算风速超过 50 m/s 时，则可作非标准产品进行特殊设计。

^b 在海上航行的起重机，可取 $p_{III} = 1 800$ N/m²，但不再考虑风压高度变化，即取 $K_h = 1$ 。

^c 沿海地区、台湾省及南海诸岛港口大型起重机抗风防滑系统、锚定装置的设计，所用的计算风速 v_c 不应小于 55 m/s。

表 19 风压高度变化系数 K_h

离地(海)面高度 $h /$ m	≤ 10	10~20	20~30	30~40	40~50	50~60	60~70	70~80	80~90	90~100	100~110	110~120	120~130	130~140	140~150
陆上按 $(\frac{h}{10})^{0.3}$ 计算	1.00	1.13	1.32	1.46	1.57	1.67	1.75	1.83	1.90	1.96	2.02	2.08	2.13	2.18	2.23
海上及 海岛按 $(\frac{h}{10})^{0.2}$ 计算	1.00	1.08	1.20	1.28	1.35	1.40	1.45	1.49	1.53	1.56	1.60	1.63	1.65	1.68	1.70

注：计算非工作状态风载荷时，可沿高度划分成 10 m 高的等风压段，以各段中点高度的系数 K_h (即表列数字)乘以计算风压；也可以取结构顶部的计算风压作为起重机全高的定值风压。

对臂架长度不大于 30 m 且臂架不工作时能方便放倒在地上的流动式起重机、带伸缩臂架的低位回转起重机和依靠自身机构在非工作时能够将塔身方便缩回的塔式起重机,只需按其低位置进行非工作状态风载荷验算。在这些起重机的使用说明书中都要写明,在不工作时要求将臂架和塔身固定好,以使其能抗御暴风的袭击。

4.2.3.2 碰撞载荷

起重机的碰撞载荷是指同一运行轨道上两相邻起重机之间碰撞或起重机与轨道端部缓冲止挡件碰撞时产生的载荷,起重机应设置减速缓冲装置以减小碰撞载荷。

4.2.3.2.1 作用在缓冲器的连接部件上或止挡件上的缓冲碰撞力

对于桥式、门式、臂架起重机,以额定运行速度计算缓冲器的连接与固定部件上和止挡件上的缓冲碰撞力。

4.2.3.2.2 作用在起重机结构上的缓冲碰撞力

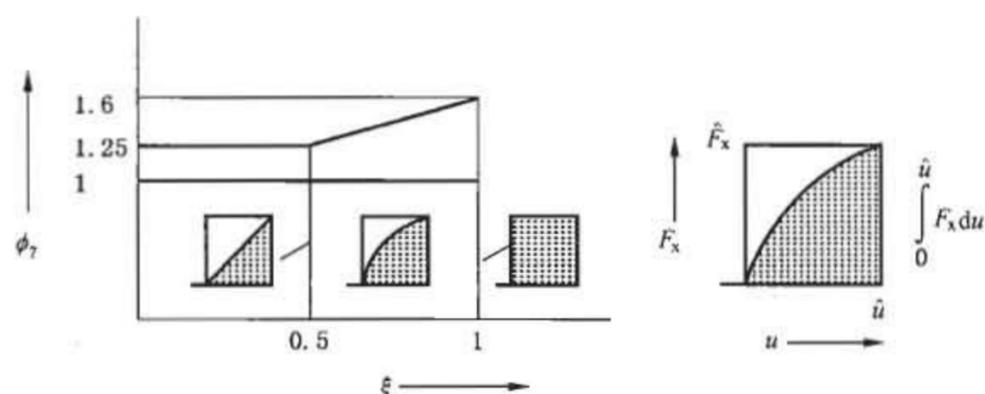
4.2.3.2.2.1 当水平运行速度 $v_y \leq 0.7$ m/s,不必考虑此缓冲碰撞力。

4.2.3.2.2.2 当水平运行速度 $v_y > 0.7$ m/s 时,应考虑以下情况的缓冲碰撞力:

- a) 对装有终点行程限位开关及能可靠起减速作用的控制系统的起重机,按减速后的实际碰撞速度(但不小于 50% 的额定运行速度)来计算各运动部分的动能,由此算出缓冲器吸收的动能,从而算出起重机金属结构上的缓冲碰撞力。
- b) 对未装可靠的自动减速限位开关的起重机,碰撞时的计算速度:大车(起重机)取 85% 的额定运行速度,小车取额定运行速度,以此来计算缓冲器所吸收的动能,并按该动能来计算起重机金属结构上的缓冲碰撞力。
- c) 在计算缓冲碰撞力时,对于物品被刚性吊挂或装有刚性导架以限制悬吊的物品水平移动的起重机,要将物品质量的动能考虑在内;对于悬吊的物品能自由摆动的起重机,则不考虑物品质量动能的影响。
- d) 缓冲碰撞力在起重机上的分布,取决于起重机(对装有刚性导架限制悬吊物品摆动的起重机,还包括物品)的质量分布情况。计算时要考虑小车处在最不利位置,计算中不考虑起升冲击系数 ϕ_1 、起升动载系数 ϕ_2 和运行冲击系数 ϕ_4 。

4.2.3.2.3 缓冲器碰撞弹性效应系数 ϕ_7

用 ϕ_7 与缓冲碰撞力相乘,来考虑用刚体模型分析所不能估算的弹性效应。 ϕ_7 的取值与缓冲器的特性有关:对于具有线性特性的缓冲器(如弹簧缓冲器), ϕ_7 的值取为 1.25;对于具有矩形特性的缓冲器(如液压缓冲器), ϕ_7 的值取为 1.6;对其他特性的缓冲器(如橡胶、聚氨酯缓冲器等), ϕ_7 的值要通过试验或计算确定,见图 6。



$$\xi = \frac{1}{\hat{F}_x \hat{u}} \int_0^{\hat{u}} F_x du$$

式中:

ξ ——相对缓冲能量。具有线性特性的缓冲器, $\xi=0.5$; 具有矩形特性的缓冲器, $\xi=1.0$;

\hat{F}_x ——最大缓冲碰撞力;

\hat{u} ——最大缓冲行程;

F_x ——缓冲碰撞力;

u ——缓冲行程。

ϕ_7 的中间值的估算如下:

若 $0 \leq \xi \leq 0.5$, $\phi_7 = 1.25$;

若 $0.5 < \xi \leq 1.0$, $\phi_7 = 1.25 + 0.7(\xi - 0.5)$ 。

图6 系数 ϕ_7 的取值

4.2.3.2.4 在刚性导架中升降的悬吊物品的缓冲碰撞力

对于物品沿刚性导架升降的起重机,要考虑该物品和固定障碍物碰撞引起的缓冲碰撞力。此力是作用在物品所在的高度上并力图使起重机小车车轮抬起的水平力,见4.2.3.3。

4.2.3.3 倾翻水平力 P_{SL}

对带有刚性升降导架的起重机,如果起重机在水平移动时受到水平方向的阻碍与限制,例如在起重机刚性导架中升降的悬吊物品、起重机的取物装置(吊具)或起重机刚性升降导架下端等与障碍物相碰撞,就会产生一个水平方向作用的、引起起重机(大车)或小车倾翻的力,即为倾翻水平力。

如果有倾翻趋势的起重机能够自行回落到正常位置,还应考虑对支承结构的垂直撞击力。

无反滚轮的小车下端碰到障碍物后,使得小车被抬起[图7 a)]或者使大车主动车轮打滑,倾翻水平力的极限值取这两种情况中的较小者。

有反滚轮的小车在下端碰到障碍物后[图7 b)],倾翻水平力仅由大车主动轮打滑条件所限制。

由于倾翻水平力 P_{SL} 的存在,使小车轮压发生变化。无反滚轮的小车在小车的一侧被抬起时,对桥架主梁的影响最大,此时包括小车自重载荷、额定起升载荷及倾翻水平力 P_{SL} 在内的全部载荷均由另一侧的主梁承担;有反滚轮的小车除上述作用力外,还要考虑倾翻水平力 P_{SL} 对主梁的垂直附加载荷 P'_{SL} 的作用,见图7 b)。

计算中不考虑起升冲击系数 ϕ_1 、起升动载系数 ϕ_2 和运行冲击系数 ϕ_4 ,也不考虑运行惯性力,并假定 P_{SL} 力作用在物品的最低位置上(有物品时)或作用在吊具的最下端(无物品时)。

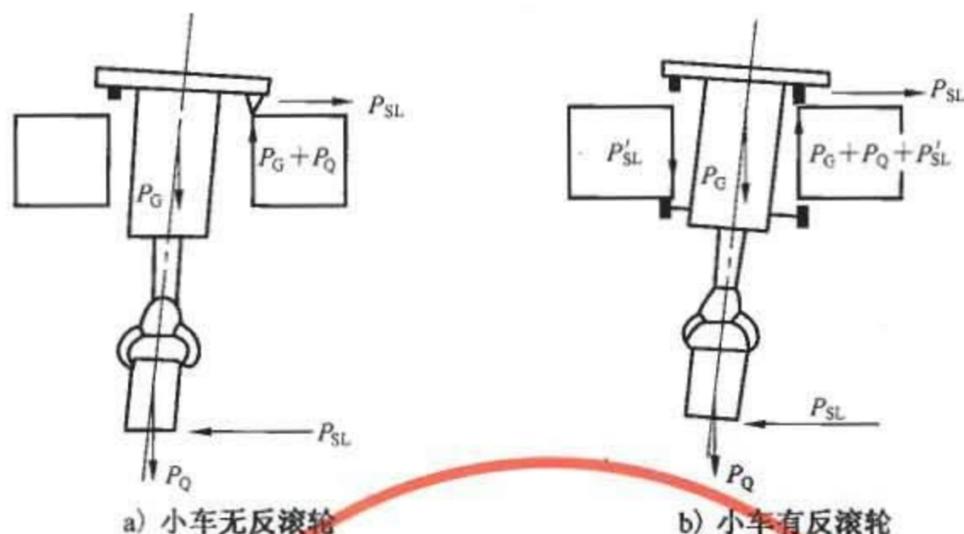


图7 带刚性升降导架的起重机的倾翻

4.2.3.4 试验载荷

起重机投入使用前,应进行静载试验和动载试验。试验场地应坚实、平整,试验时风速不应大于8.3 m/s。

4.2.3.4.1 静载试验载荷

试验时起重机静止不动,静载试验载荷作用于起重机最不利位置,且应平稳无冲击地加载。除订货合同有其他要求之外,静载试验载荷取为 $1.25 P$ 。其中 P 定义为:

对于流动式起重机, P 为有效起重量与可分及固定吊具质量总和的重力;

对于其他起重机, P 为额定起重量的重力,此额定起重量不包括作为起重机固有部分的任何吊具的质量。

4.2.3.4.2 动载试验载荷

试验时起重机需完成的各种运动和组合运动,动载试验载荷应作用于起重机最不利位置。除订货合同有更高的要求以外,动载试验载荷取为 $1.1 P$, P 的定义同上。在验算时此项试验载荷应再乘以由式(16)给出的动载试验载荷起升动载系数 ϕ_3 。

$$\phi_3 = 0.5(1 + \phi_2) \dots\dots\dots (16)$$

式中:

ϕ_3 ——动载试验载荷起升动载系数;

ϕ_2 ——同式(7)。

4.2.3.4.3 特殊情况

4.2.3.4.3.1 有特殊要求的起重机,其试验载荷可以取与上述不同而更高的值,应在订货合同或有关的产品标准中规定。

4.2.3.4.3.2 如静载试验和动载试验载荷的数值高于上述的规定,则应按实际试验载荷值验算起重机的承载能力。

4.2.3.5 意外停机引起的载荷

应考虑意外停机瞬间的最不利驱动状态(即意外停机时的突然制动力或加速力与最不利的载荷组合),按 4.2.1.2.1 估算意外停机引起的载荷,动载系数 ϕ_5 取值见表 12。

4.2.3.6 机构(或部件)失效引起的载荷

在各种特殊情况下都可用紧急制动作为对起重机有效的保护措施,因此机构或部件突然失效时的载荷都可按出现了最不利的状况而采取紧急制动时的载荷来考虑。

当为了安全原因采用两套(双联)机构时,若任一机构的任何部位出现失效,就应认为该机构发生了失效。

对上述两种情况,均应按 4.2.1.2.1 估算此时所引起的载荷,并考虑力的传递过程中所产生的冲击效应。

4.2.3.7 起重机基础受到外部激励引起的载荷

起重机基础受到外部激励引起的载荷是指由于地震或其他震波迫使起重机基础发生振动而对起重机引起的载荷。

只有在它们会构成重大危险时(如对核电站起重机或在其他特殊场合工作的很重要的起重机),才考虑由这类基础外部激励引起的载荷。

如果政府颁布的条例或特殊的技术规范对此有明确的要求,则应根据相应的法规或专门的规定来考虑这种载荷。起重机的用户应向制造商提出此项要求,并提供当地相应的地震谱等信息以供设计使用。

4.2.3.8 安装、拆卸和运输引起的载荷

应该考虑在安装、拆卸过程中的每一个阶段发生的作用在起重机上的各项载荷,其中包括由 8.3 m/s 的风速或规定的更大风速引起的风载荷。对于一个构件或部件,在各种情况下都应进行在这项重要载荷作用下的承载能力验算。

在某些情况下,还需要考虑在运输过程中对起重机结构产生的载荷。

4.2.4 其他载荷

其他载荷是指在某些特定情况下发生的载荷,包括工艺性载荷,作用在起重机的平台或通道上的载荷等。

不能用载荷所属的类别来判断它是否是重要的或关键的载荷,因为有相当多的事故仍发生在这些情况下,所以对它亦应予以特别注意。

4.2.4.1 工艺性载荷

工艺性载荷是指起重机在工作过程中为完成某些生产工艺要求或从事某些杂项工作时产生的载荷,由起重机用户或买方提出。一般将它作为偶然载荷或特殊载荷来考虑。

4.2.4.2 走台、平台和其他通道上的载荷

这些载荷都是局部载荷,只作用在起重机结构的这些局部部位及直接支承它们的构件上。

这些载荷的大小与结构的用途和载荷的作用位置有关,如在走台、平台、通道等处应考虑下述载荷:

——在堆放物料处:3 000 N;

——在只作为走台或通道处:1 500 N。

4.3 起重机金属结构设计的基本设计方法、载荷情况与载荷组合

4.3.1 基本设计方法

在起重机金属结构设计中,通常采用的有许用应力设计法和极限状态设计法两种方法。附录 F 给出了关于这两种方法应用的说明。

4.3.2 载荷情况

在进行起重机及其金属结构计算时,应考虑三种不同的基本载荷情况:

- a) A——无风工作情况;
- b) B——有风工作情况;
- c) C——受到特殊载荷作用的工作情况或非工作情况。

在每种载荷情况中,与可能出现的实际使用情况相对应,又有若干个可能的具体载荷组合。

4.3.3 载荷组合

4.3.3.1 起重机无风工作情况下的载荷组合

起重机无风工作情况下的载荷组合有以下四种:

- a) 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;
- b) A2——起重机在正常工作状态下,突然卸除部分起升质量,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;
- c) A3——起重机在正常工作状态下,(空中)悬吊着物品,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;
- d) 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。

4.3.3.2 起重机有风工作情况下的载荷组合

起重机有风工作情况下的载荷组合有以下五种:

- a) B1~ B4——其载荷组合与 A1~ A4 的组合相同,但应考虑加上工作状态风载荷及其他气候影响产生的载荷;
- b) 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。(其他机构不运动)

注:当起重机的具体使用情况认为应该考虑坡道载荷及工艺性载荷时,可以将坡道载荷视作偶然载荷在起重机的无风工作情况下或有风工作情况下的载荷组合中予以考虑,将工艺性载荷视作偶然载荷或特殊载荷予以考虑。

4.3.3.3 起重机受到特殊载荷作用的工作情况或非工作情况下的载荷组合

起重机受到特殊载荷情况下的载荷组合有以下九种:

- a) 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(使用导出的 ϕ_{2max} ,其他机构不运动);
- b) C2——起重机在非工作状态下,有非工作状态风载荷及其他气候影响产生的载荷;
- c) C3——起重机在动载试验状态下,提升动载试验载荷,并有试验状态风载荷,与载荷组合 A1 的驱动加速力相组合;
- d) C4——起重机带有额定起升载荷,与缓冲碰撞力产生的载荷相组合;
- e) C5——起重机带有额定起升载荷,与倾翻力产生的载荷相组合;
- f) C6——起重机带有额定起升载荷,与意外停机引起的载荷相组合;
- g) C7——起重机带有额定起升载荷,与机构失效引起的载荷相组合;
- h) C8——起重机带有额定起升载荷,与起重机基础外部激励产生的载荷相组合;
- i) C9——起重机在安装、拆卸或运输期间产生的载荷组合。

4.3.4 载荷组合表及其应用

4.3.4.1 载荷组合表

考虑到受以上各类载荷作用的起重机金属结构计算的载荷与载荷组合表见表 20,各类典型起重机的载荷与载荷组合表见附录 G。

表 20 起重机金属结构的载荷与载荷组合表

1 载荷类别	2 载 荷	3			4					5					6 行号											
		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	自重振 动载 荷、起 升动载 荷与运 行冲击 载荷	1. 起重机质量引起的, 见 4.2.1.1.1和4.2.1.1.3	ϕ_1	1	—	—	γ_{pB1}	ϕ_1	1	—	—	γ_{pC1}	ϕ_1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	
		2. 总起升质量或突然卸除部分起 升质量引起的, 见 4.2.1.1.1.2、 4.2.1.1.4和4.2.1.1.5	ϕ_2	ϕ_3	1	—	γ_{pB2}	ϕ_2	ϕ_3	1	—	—	γ_{pC2}	—	η	—	1	1	1	1	1	1	—	—	—	2
	3. 在不平道路(轨道)上运行起重 机的质量和总起升质量引起的, 见 4.2.1.1.6	ϕ_3	—	—	ϕ_4	γ_{pB3}	—	—	—	ϕ_4	ϕ_4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3
	4. 起重机的质量和总 起升质量, 见 4.2.1.2	ϕ_4	ϕ_5	—	ϕ_5	γ_{pB4}	ϕ_5	—	—	ϕ_5	—	—	—	—	—	ϕ_5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	4
驱动 加速度	4.1 不包括起升机构 的其他驱动机构加速 引起的	ϕ_5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	5
	4.2 包括起升机构的 任何驱动机构加速引 起的	—	—	ϕ_5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	5
偶然 载荷	位移和变形引起的载荷, 见 4.2.1.3	γ_{pA5}	1	1	1	1	γ_{pB5}	1	1	1	1	γ_{pC5}	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	6
	1. 工作状态风载荷, 见 4.2.2.3.3	—	—	—	—	γ_{pB6}	1	1	1	1	1	γ_{pC6}	—	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	7
	2. 雪和冰载荷, 见 4.2.2.4	—	—	—	—	γ_{pB7}	1	1	1	1	1	γ_{pC7}	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	8
偶然 载荷	3. 温度变化引起的载荷, 见 4.2.2.5	—	—	—	—	γ_{pB8}	1	1	1	1	1	γ_{pC8}	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	9
	偏斜运行时的水平侧向载荷, 见 4.2.2.1, 4.2.2.2	—	—	—	—	γ_{pB9}	—	—	—	—	—	γ_{pC9}	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	10

表 20 (续)

1 载荷类别	2 载 荷	3 载 荷 组 合 A			4 载 荷 组 合 B					5 载 荷 组 合 C									6 行 号						
		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. 猛烈地提升地面物品的动载荷, 见 4.2.1.1.4											γ_{PC10}	ϕ_{2max}	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	11	
	2. 非工作状态风载荷, 见 4.2.3.1											γ_{PC11}	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12	
	3. 试验载荷, 见 4.2.3.4											γ_{PC12}	—	—	ϕ_0	—	—	—	—	—	—	—	—	13	
	4. 缓冲碰撞载荷, 见 4.2.3.2											γ_{PC13}	—	—	—	ϕ_7	—	—	—	—	—	—	—	14	
	5. 倾翻水平力, 见 4.2.3.3											γ_{PC14}	—	—	—	—	1	—	—	—	—	—	—	15	
	6. 意外停机引起的载荷, 见 4.2.3.5											γ_{PC15}	—	—	—	—	—	—	ϕ_5	—	—	—	—	16	
	7. 机构失效引起的载荷, 见 4.2.3.6											γ_{PC16}	—	—	—	—	—	—	—	ϕ_5	—	—	—	17	
	8. 起重机基础外部激励引起的载荷, 见 4.2.3.7											γ_{PC17}	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1	—	18	
	9. 安装、拆卸和运输时引起的载荷, 见 4.2.3.8											γ_{PC18}	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	19	
系数	强度系数 γ_H (许用应力设计法), 见 4.3.4.2.3										γ_{HA}													20	
	抗力系数 γ_n (极限状态设计法), 见 4.3.4.2.4																								21
	特殊情况下的危险度系数 γ_n , 见 4.3.4.2.7																								22

注 1: 如需考虑坡道载荷时, 按 4.2.2.2 计算。

注 2: 如需考虑工艺性载荷时, 按 4.2.4.1 计算。

注 3: 载荷组合 C2 中的 η 是起重机不工作时, 从总起升质量 m 中卸除有效起升质量 Δm 后, 余下的起升质量 (即吊具质量) ηm 的系数, $\eta m = m - \Delta m, \eta = 1 - (\Delta m / m)$ 。

4.3.4.2 载荷组合表的应用

4.3.4.2.1 各项载荷的计算

表 20 中各项乘以动力系数的载荷计算如下:

- 第 1 行的载荷为相应质量乘以重力加速度后,再乘以起升冲击系数 ϕ_1 或乘以 1;
- 第 2 行的载荷为相应质量乘以重力加速度后,再乘以起升动载系数 ϕ_2 、突然卸载冲击系数 ϕ_3 或乘以 1 或乘以 η ;
- 第 3 行的载荷为相应质量乘以重力加速度后,再乘以运行冲击系数 ϕ_4 ;
- 第 4 行和第 5 行的载荷为相应质量乘以驱动加速度后,再乘以动载荷系数 ϕ_5 ;
- 第 11 行的载荷为相应质量乘以重力加速度后,再乘以最大起升动载系数 $\phi_{2\max}$;
- 第 13 行的载荷为相应质量乘以重力加速度及 1.1(或其他动载试验载荷倍数)后,再乘以动载试验载荷起升动载系数 ϕ_6 ;
- 第 14 行的载荷为相应质量乘以碰撞停车减速度后,再乘以缓冲器碰撞弹性效应系数 ϕ_7 或按缓冲器吸收的动能算出缓冲碰撞力后,再乘以缓冲器碰撞弹性效应系数 ϕ_7 ;
- 第 16 行和第 17 行的载荷为相应质量乘以相应的停机减速度后,再乘以动载系数 ϕ_8 。

4.3.4.2.2 载荷组合的选取

根据所设计起重机的工况要求的实际情况,按 4.3.3 选取相应的载荷组合,并按表 20 或附录 G 中相应的载荷组合表中的内容,进行该载荷组合下的设计计算或承载能力验算。

4.3.4.2.3 用许用应力设计法时载荷组合表的应用

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。在一般情况下,当高危险度系数 γ_n 取为 1 时,安全系数也就是表 20 中的强度系数 γ_n 。系数 γ_n 的取值范围见附录 H 的表 H.1。

4.3.4.2.4 用极限状态设计法时载荷组合表的应用

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_{pi} 和高危险度系数 γ_n 。在一般非高危险情况下,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)。

供选用的分项载荷系数 γ_{pi} 列在表 20 的第 3、4 和 5 栏中。

分项载荷系数 γ_{pi} 和抗力系数 γ_m 的取值范围见附录 H 的表 H.1。

4.3.4.2.5 关于弹性位移的考核

在某些情况下,太大的弹性变形和位移会妨碍起重机完成它的工作任务,会影响起重机及其结构的稳定性,或者可能干扰机构实现它的正常功能。此时,有关弹性位移的考核就应是承载能力验算的组成部分,并且应将计算的弹性位移同确定的极限值进行适当的对比。

4.3.4.2.6 关于疲劳强度验算

如有必要验算疲劳强度,则应按 5.8 的原则进行。通常,疲劳强度验算应按 A1、A2、A3 和 A4(常规载荷)等载荷组合考虑。在某些特殊的应用实例中,它甚至还有必要考虑一些偶然载荷及特殊载荷,例如工作状态风载荷,偏斜运行侧向载荷,试验载荷以及与起重机基础外部激励等有关的载荷。

4.3.4.2.7 高危险度系数的应用

某些起重机(例如铸造起重机或核工业用起重机)如果发生失效将对人员或经济造成特别严重的后果,在这些特殊情况下,应选用一个其值大于 1 的高危险度系数 γ_n ,以便使起重机获得更大的可靠性。

此系数值根据特殊的使用要求来选取,一般可取 $\gamma_n = 1.05 \sim 1.1$ 。

用许用应力设计法时,安全系数 n 等于强度系数 γ_{fi} 和高危险度系数 γ_n 的乘积 ($n = \gamma_{fi} \cdot \gamma_n$);用极限状态设计法时,各分项载荷应先乘以高危险度系数 γ_n 后再进行计算与组合。

4.4 起重机机械设计的载荷、载荷情况与载荷组合

4.4.1 机械设计的载荷

4.4.1.1 P_M 型载荷

由电动机驱动转矩或制动器制动转矩所确定的载荷,用 P_M 表示,属于这类载荷的有:

- 由起升质量垂直位移引起的载荷 P_{MQ} ;
- 由起重机其他的运动部分的质心垂直位移引起的载荷 P_{MG} ;
- 与机构加(减)速有关的起(制)动惯性载荷 P_{MA} ;
- 与机构传动效率中未考虑的摩擦力相对应的载荷 P_{MF} ;
- 工作风压作用在起重机结构或机械设备(或大面积的起升物品)上的风载荷 P_{MW} 。

4.4.1.2 P_R 型载荷

与电动机及制动器的作用无关、作用在机构零件上但不能与驱动轴上的转矩相平衡的反作用力性质的载荷,用 P_R 表示,属于这类载荷的有:

- 由起升质量引起的载荷 P_{RQ} ;
- 由起重机零部件质量引起的载荷 P_{RG} ;
- 由起重机或它的某些部分作不稳定运动时的加(减)速度引起的惯性载荷 P_{RA} ;
- 由最大非工作风压或锚定装置设计用的极限风压(见表 18)引起的风载荷 P_{RW} 。

4.4.2 机械设计的载荷情况与载荷组合

4.4.2.1 机械设计计算要考虑的载荷情况

机械设计计算要考虑以下三种载荷情况:

- 情况 I:无风正常工作情况;
- 情况 II:有风正常工作情况;
- 情况 III:特殊载荷作用情况。

对每种载荷情况应确定一个最大载荷,作为计算的依据。对于不在室外工作、不暴露于风中的起重机,情况 I 和情况 II 是完全相同的。

按 4.4.1 确定各项载荷之后,组合时再乘一个增大系数 γ'_m 来考虑由于计算方法不完善和无法预料的偶然因素会导致实际出现的应力超出计算应力的某种可能性。系数 γ'_m 取决于机构的工作级别,见表 21。

表 21 增大系数 γ'_m 的数值

机构工作级别	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
γ'_m	1.00	1.04	1.08	1.12	1.16	1.20	1.25	1.30

4.4.2.2 载荷情况 I (无风正常工作情况)的载荷组合

4.4.2.2.1 P_M 型载荷

P_M 型的最大组合载荷 P_{MmaxI} ,用 4.4.1.1 所定义的载荷 P_{MQ} 、 P_{MG} 、 P_{MA} 、 P_{MF} 按式(17)进行组合确定:

$$P_{M\max I} = (\bar{P}_{MQ} + \bar{P}_{MG} + \bar{P}_{MA} + \bar{P}_{MF})\gamma'_m \quad \dots\dots\dots (17)$$

式中:

$P_{M\max I}$ ——在载荷情况 I (无风正常工作) 中出现的 P_M 型的最大组合载荷, 单位为牛顿(N);

\bar{P}_{MQ} ——由起升质量垂直位移引起的载荷, 单位为牛顿(N);

\bar{P}_{MG} ——由起重机其他的运动部分的质心垂直位移引起的载荷, 单位为牛顿(N);

\bar{P}_{MA} ——与机构加(减)速有关的起(制)动惯性载荷, 单位为牛顿(N);

\bar{P}_{MF} ——与机构传动效率中未考虑的摩擦力相对应的载荷, 单位为牛顿(N)。

γ'_m ——增大系数;

注: 式(17)内所需考虑的载荷并不是其每一项最大值的组合, 而是在起重机实际工作中可能发生的最不利的载荷组合时所出现的综合最大载荷值, 即式(17)中各项载荷 P 上加横线的含义, 以下同。

4.4.2.2.2 P_R 型载荷

P_R 型的最大组合载荷 $P_{R\max I}$, 用 4.4.1.2 所定义的载荷 P_{RQ} 、 P_{RG} 、 P_{RA} 按式(18)进行组合确定:

$$P_{R\max I} = (\bar{P}_{RQ} + \bar{P}_{RG} + \bar{P}_{RA})\gamma'_m \quad \dots\dots\dots (18)$$

式中:

$P_{R\max I}$ ——在载荷情况 I (无风正常工作) 中出现的 P_R 型的最大组合载荷, 单位为牛顿(N);

\bar{P}_{RQ} ——由起升质量引起的载荷, 单位为牛顿(N);

\bar{P}_{RG} ——由起重机零部件质量引起的载荷, 单位为牛顿(N);

\bar{P}_{RA} ——由起重机或它的某些部分作不稳定运动时的加(减)速度引起的惯性载荷, 单位为牛顿(N);

γ'_m ——同式(17);

4.4.2.3 载荷情况 II (有风正常工作情况) 的载荷组合

4.4.2.3.1 P_M 型载荷

P_M 型的最大组合载荷 $P_{M\max II}$, 用 4.4.1.1 所定义的载荷 P_{MQ} 、 P_{MG} 、 P_{MF} 并分别按式(19)和式(20)计算的两个组合计算结果中的较大者来确定:

a) 考虑对应于计算风压为 p_I (见表 15) 时的风载荷 P_{MWI} 和载荷 P_{MA} 作用的载荷组合, 按式(19)确定:

$$P_{M\max II} = (\bar{P}_{MQ} + \bar{P}_{MG} + \bar{P}_{MA} + \bar{P}_{MF} + \bar{P}_{MWI})\gamma'_m \quad \dots\dots\dots (19)$$

式中:

$P_{M\max II}$ ——在载荷情况 II (有风正常工作) 中出现的 P_M 型的最大组合载荷, 单位为牛顿(N);

\bar{P}_{MQ} ——同式(17);

\bar{P}_{MG} ——同式(17);

\bar{P}_{MA} ——同式(17);

\bar{P}_{MF} ——同式(17);

\bar{P}_{MWI} ——作用在起重机或大表面积的起升物品上的工作状态风载荷, 单位为牛顿(N);

γ'_m ——同式(17)

b) 考虑对应于计算风压为 p_{II} (见表 15) 时的风载荷 P_{MWII} 作用的载荷组合, 按式(20)确定:

$$P_{M\max II} = (\bar{P}_{MQ} + \bar{P}_{MG} + \bar{P}_{MF} + \bar{P}_{MWII})\gamma'_m \quad \dots\dots\dots (20)$$

式中:

$P_{M\max II}$ ——同式(19);

\bar{P}_{MQ} ——同式(17);

\bar{P}_{MG} ——同式(17);

\bar{P}_{MF} ——同式(17);

\bar{P}_{MWII} ——作用在起重机或大表面积的起升物品上的工作状态风载荷,单位为牛顿(N);

γ'_m ——同式(17)

4.4.2.3.2 P_R 型载荷

P_R 型的最大载荷 P_{RmaxII} ,用 4.4.1.2 所定义的载荷 P_{RQ} 、 P_{RG} 、 P_{RA} 和对应于计算风压为 p_{II} (见表 15)时的风载荷 P_{RWII} 作用的载荷组合,按式(21)确定:

$$P_{RmaxII} = (\bar{P}_{RQ} + \bar{P}_{RG} + \bar{P}_{RA} + \bar{P}_{RWII}) \gamma'_m \dots\dots\dots (21)$$

式中:

P_{RmaxII} ——在载荷情况 II (有风正常工作)中出现的 P_R 型的最大组合载荷,单位为牛顿(N);

\bar{P}_{RQ} ——同式(18);

\bar{P}_{RG} ——同式(18);

\bar{P}_{RA} ——同式(18);

\bar{P}_{RWII} ——工作风压引起的相应风载荷,单位为牛顿(N);

4.4.2.4 载荷情况 III (特殊载荷作用情况)的载荷组合

4.4.2.4.1 P_M 型载荷

在 4.4.1.1 中所定义的 P_M 型载荷的最大组合载荷 $P_{MmaxIII}$ 是在具体操作条件下电动机实际能传递给机构的最大载荷。 $P_{MmaxIII}$ 的值在 4.4.2.5 中给出。

4.4.2.4.2 P_R 型载荷

由于起重机或小车与缓冲器或固定障碍物相碰撞所引起的机构受到的载荷通常都远小于结构受到的自重载荷与非工作状态最大风载荷,因此, P_R 型载荷的最大组合载荷 $P_{RmaxIII}$ 就可取为在 4.3.3.3 中的载荷情况 C2 给出的载荷,即按式(22)确定:

$$P_{RmaxIII} = \bar{P}_{RG} + \bar{P}_{RWIII max} \dots\dots\dots (22)$$

式中:

$P_{RmaxIII}$ ——在载荷情况 III (特殊载荷情况)中出现的 P_R 型的最大组合载荷,单位为牛顿(N);

\bar{P}_{RG} ——由起重机零部件质量引起的相应载荷,单位为牛顿(N);

$\bar{P}_{RWIII max}$ ——非工作风压引起的相应最大风载荷,单位为牛顿(N);

当采用附加的锚定装置或者抗风牵索来保证在极限风压时的起重机整机抗倾翻稳定性时,应考虑这些装置或牵索对相应机构的影响。

4.4.2.5 对上述有关计算 P_M 型载荷的说明和应用

起重机的各机构的功能有:

- 使运动质心作纯垂直位移(如起升运动);
- 使运动质心作水平位移的所谓纯水平位移(如横向运行,纵向运行,回转或平衡式变幅运动);
- 使运动质心作垂直和水平相组合的位移(如非平衡式变幅运动)。

4.4.2.5.1 起升运动

$P_{M max}$ 的计算公式可简化为:

载荷情况 I 和 II: $P_{MmaxII} = (\bar{P}_{MQ} + \bar{P}_{MF}) \gamma'_m \dots\dots\dots (23)$

式中符号同式(19)。

此处,由起升加速产生的载荷 P_{MA} 忽略不计,因为它同 P_{MQ} 相比是微不足道的。

载荷情况 III: $P_{MmaxIII} = 1.6(\bar{P}_{MQ} + \bar{P}_{MF}) \dots\dots\dots (24)$

式中:

$P_{MmaxIII}$ ——在载荷情况 III (特殊载荷情况)中出现的 P_M 型的最大组合载荷,单位为牛顿(N);

其余符号同式(19)。

考虑到 4.4.2.4.1 所提出的一般原则,可以认为能传递到起升机构上的最大组合载荷,实际上限制在 $P_{Mmax I}$ 载荷的 1.6 倍。

4.4.2.5.2 水平运动

P_{Mmax} 的计算公式可简化为:

载荷情况 I,按式(25)计算:

$$P_{Mmax I} = (\bar{P}_{MF} + \bar{P}_{MA})\gamma'_m \dots\dots\dots(25)$$

式中符号同式(17)。

载荷情况 II,取式(26)和式(27)两值中的较大者:

$$P_{Mmax II} = (\bar{P}_{MF} + \bar{P}_{MA} + P_{WSI})\gamma'_m \dots\dots\dots(26)$$

或

$$P_{Mmax II} = (\bar{P}_{MF} + \bar{P}_{MWII})\gamma'_m \dots\dots\dots(27)$$

式中符号同式(19)。

载荷情况 III,对 $P_{Mmax II}$,取对应于电动机(或制动器)最大扭矩的载荷。但如果作业条件限制了实际传递的扭矩,例如由于车轮在轨道上打滑,或者由于使用了适当的限制器(如液压联轴器,极限力矩联轴器等),这时就应取实际可能传递的扭矩。

4.4.2.5.3 复合运动

对载荷情况 I 和 II:载荷 $P_{Mmax I}$ 和 $P_{Mmax II}$ 用 4.4.2.2.1 和 4.4.2.3.1 给出的通用公式来确定。

对载荷情况 III:

当用于质心升高运动的功率,同克服加速或风力影响所需的功率相比可以忽略不计时,载荷最大值 $P_{Mmax III}$ 取为由电动机最大转矩引起的载荷,此值虽很高,但可以接受,因为它增加了安全性。

反之,当用于克服加速或风力影响所需的功率,同用于质心升高运动的功率相比可以忽略不计时, $P_{Mmax III}$ 可以按 $P_{Mmax III} = 1.6 P_{Mmax II}$ 来计算。

在这两个极限数值之间的各种情况,应根据选用的电动机、起动方式,以及由惯性和风力影响引起的载荷与由质心升高引起的载荷的相对值来进行研究。

当作业条件限制了实际传递给机构的力矩(见 4.4.2.5.2),而它又小于上述数值时,则将此限制的极限力矩作为 $P_{Mmax III}$ 的值。

5 结构

本章内容包括金属结构构件及其连接的设计计算和对起重机结构构造的主要设计要求和规定。

5.1 起重机金属结构构件

各类起重机的金属结构各不相同,它们都分别由许多构件组成,而构件则由杆件、板件或壳体组成。按受力情况这些构件分为:

- 轴心受拉构件和轴心受压构件;
- 受弯构件;
- 拉弯构件和压弯构件;
- 受扭构件;
- 弯扭构件;
- 其他复合受力构件。

5.2 结构计算原则

5.2.1 计算方法

起重机结构设计计算可采用许用应力设计法或极限状态设计法。

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。

5.2.2 计算内容和有关规定

5.2.2.1 计算内容

验算在载荷最不利组合(见 4.3.3、表 20 和附录 G)下,起重机金属结构构件及其连接的强度(含疲劳强度)、刚性和稳定性,是否满足本标准的要求。

5.2.2.2 有关规定

5.2.2.2.1 本章规定的各项内容,均限于在钢材弹性范围内的计算。

5.2.2.2.2 用极限状态设计法进行设计的步骤见附录 F 的 F.3 有关说明。在验算起重机结构和构件的刚性时,载荷用标准值,即取分项载荷系数 $\gamma_{pi}=1$ 。

5.2.2.2.3 结构件及其连接的疲劳强度仍按许用应力设计法计算。

5.2.2.2.4 本章中的计算公式,是按许用应力设计法给出的。若采用极限状态设计法,则应作如下变更:

- a) 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: $\lim\sigma = \sigma_s / \gamma_m$ 或 $\lim\sigma = \sigma_{cr} / \gamma_m$;
- b) 在压弯构件稳定性计算的式(51)、式(52)、式(M.1)、式(M.2)、式(M.5)左侧的弯矩项中乘有增大系数 $\frac{N_E}{N_E - N}$ 时,其中的 N_E 也应除以 γ_m ;
- c) 若计算公式中出现有许用应力设计法的安全系数 n 时,则将此安全系数 n 用抗力系数 γ_m 代替。

5.3 材料和许用应力

5.3.1 结构件钢材及其许用应力

5.3.1.1 结构件钢材

5.3.1.1.1 起重机承载结构件的钢材选择,应考虑结构的重要性、载荷特征、应力状态、连接方式和起重机工作环境温度及钢材厚度等因素。

起重机金属结构的主要承载结构的构件,宜采用力学性能不低于 GB/T 700 中的 Q235 钢和 GB/T 699 中的 20 钢材;当结构需要采用高强度钢材时,可采用力学性能不低于 GB/T 1591 中的 Q345、Q390 和 Q420 钢材。

对厚度大于 50 mm 的钢板,用作焊接承载构件时应慎重,当用作拉伸、弯曲等受力构件时,需增加横向取样的拉伸和冲击韧性的检验,且应满足设计要求。

下列情况的承载结构和构件钢材不应采用沸腾钢:

a) 焊接结构

- 1) 直接承受动载荷且需要计算疲劳的结构;
- 2) 虽可以不计算疲劳但工作环境温度低于 -20°C 时的直接承受动载荷的结构以及受拉、受弯的重要承载结构;
- 3) 工作环境温度等于或低于 -30°C 的所有承载结构。

b) 非焊接结构

工作环境温度等于或低于 -20°C 的直接承受动载荷且需要计算疲劳的结构。

5.3.1.1.2 在设计高强度钢材的结构构件时,应特别注意选择合理的焊接工艺并进行相应的焊接试验,以减少其制造内应力,防止焊缝开裂及控制高强度钢材结构的变形。

5.3.1.1.3 室外工作起重机的结构工作环境温度,在用户未特别提出时,可取为起重机使用地点的最低日平均温度。对不确定使用地点的起重机,工作环境温度由设计制造单位根据销售情况确定。

5.3.1.1.4 为使所选的结构件钢材具有足够的抗脆性破坏的安全性,应根据影响脆性破坏的条件来选择钢材的质量组别,即应正确评价导致构件钢材脆性破坏的以下各因素的影响:

- 纵向残余拉伸应力与自重载荷引起的纵向拉伸应力的联合作用;
- 构件材料的厚度;
- 工作环境的温度。

考虑影响脆性破坏因素评价的钢材质量组别选择方法参见附录 I。

5.3.1.1.5 钢铸件宜采用符合 GB/T 11352 或 GB/T 14408 规定的铸钢。

5.3.1.2 结构构件钢材的许用应力

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

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 除以强度安全系数 n ,见表 22。

表 22 强度安全系数 n 和钢材的基本许用应力 $[\sigma]$

载 荷 组 合	A	B	C
强度安全系数 n	1.48	1.34	1.22
基本许用应力 $[\sigma]$ /(N/mm ²)	$\sigma_s/1.48$	$\sigma_s/1.34$	$\sigma_s/1.22$

注 1: 在一般非高危险的正常情况下,高危险度系数 $\gamma_n=1$,强度安全系数 n 就是表 H.1 中的强度系数 γ_n 。
 注 2: σ_s 值应根据钢材厚度选取,见 GB/T 700 和 GB/T 1591。

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(28)计算:

$$[\sigma] = \frac{0.5\sigma_s + 0.35\sigma_b}{n} \dots\dots\dots(28)$$

式中:

- $[\sigma]$ ——钢材的基本许用应力,单位为牛每二次方毫米(N/mm²);
- 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/mm²);
- σ_b ——钢材的抗拉强度,单位为牛每二次方毫米(N/mm²);
- n ——与载荷组合类别相关的强度安全系数,见表 22。

5.3.1.2.2 剪切许用应力

剪切许用应力,按式(29)计算:

$$[\tau] = \frac{[\sigma]}{\sqrt{3}} \dots\dots\dots(29)$$

式中:

- $[\tau]$ ——机构件剪切许用应力,单位为牛每二次方毫米(N/mm²);
- $[\sigma]$ ——同式(28)或见表 22。

5.3.1.2.3 端面承压许用应力

端面承压许用应力,按式(30)计算:

$$[\sigma_{ed}] = 1.4[\sigma] \dots\dots\dots (30)$$

式中:

$[\sigma_{ed}]$ ——端面承压许用应力,单位为牛每二次方毫米(N/mm²);

$[\sigma]$ ——同式(28)或见表 22。

5.3.2 连接材料及其许用应力

5.3.2.1 焊条、焊丝、焊剂材料

手工焊条应符合 GB/T 5117 和 GB/T 5118 的规定。焊丝应符合 GB/T 5293 和 GB/T 8110 的规定。

焊条、焊丝和焊剂,应与母材的综合机械性能相适应。

5.3.2.2 高强度螺栓副、销轴材料

高强度螺栓、螺母和垫圈材料应符合 GB/T 1231 或 GB/T 3633 的规定。大于 M24 的扭剪型高强度螺栓副和大于 M30 的高强度螺栓副,应符合 GB/T 3098.1、GB/T 3098.2 等的规定。各种规格的螺栓副除选用 GB/T 1231 规定的材料外,还可采用 GB/T 3077 规定的用于 8.8 级的 40 Cr 和用于 10.9 级以上的 35 CrMo、42 CrMo 等钢材。

主要承载连接销轴的材料,宜采用符合 GB/T 699 的 45 钢及符合 GB/T 3077 的 40 Cr、35 CrMo、42 CrMo 等钢材,并进行必要的热处理。

5.3.2.3 连接的许用应力

5.3.2.3.1 焊缝的许用应力

在焊缝连接的设计中,焊缝应具有与母材同等的综合机械性能。

焊缝承受纵向拉伸、压缩时,许用应力不应超过焊缝纵向拉、压许用应力 $[\sigma_h]$,承受剪切时不应超过焊缝的剪切许用应力 $[\tau_h]$ 。根据焊接条件、焊接方法和焊缝质量分级,焊缝的许用应力 $[\sigma_h]$ 、 $[\tau_h]$ 见表 23。

表 23 焊缝的许用应力^a

单位为牛每平方米

焊 缝 型 式		纵向拉、压许用应力 $[\sigma_h]$ ^d	剪切许用应力 $[\tau_h]$
对接焊缝	质量分级 ^b	B 级	$[\sigma]^c$
		C 级	
		D 级	$0.8[\sigma]$
角焊缝	自动焊、手工焊	—	$[\sigma]/\sqrt{2}$

^a 计算疲劳强度时的焊缝许用应力见 5.8.5。

^b 焊缝质量分级按 GB/T 19418 的规定。

^c 表中 $[\sigma]$ 为母材的基本许用应力,见表 22。

^d 施工条件较差的焊缝或受横向载荷的焊缝,表中焊缝许用应力宜适当降低。

5.3.2.3.2 铆钉、螺栓、销轴连接的许用应力

5.3.2.3.2.1 铆钉连接的许用应力

铆钉分剪切铆钉(单剪、双剪或复剪),拉力铆钉和拉剪组合铆钉。

铆钉在承受拉剪组合应力时应分别计算剪切应力和拉伸应力,计算值应分别小于对应的许用应力。
主要承载构件使用铆钉连接时,应避免铆钉受拉。
在连接中沿同一受力方向至少排列两个以上铆钉。
铆钉连接的许用应力见表 24。

表 24 铆钉连接的许用应力(I类孔^a)

单位为牛每平方米

应力种类	铆钉许用应力 ^{b,d}	被连接构件承压许用应力
单剪	$0.6[\sigma]^c$	$1.5[\sigma]$
双剪、复剪	$0.8[\sigma]$	$2[\sigma]$
拉伸	$0.2[\sigma]$	—
^a I类孔有: ——在装配好的结构件上按设计孔径钻成的孔; ——在单个零件和结构件上按设计孔径分别用钻模钻成的孔; ——在单个零件上先钻成或冲成较小的孔径,然后在装配好的构件上再扩钻至设计孔径的孔。 ^b 工地安装的连接铆钉,其许用应力宜适当降低。 ^c $[\sigma]$ 为铆钉或构件相应钢材的基本许用应力,见表 22。 ^d 当为埋头或半埋头铆钉时,表中数值乘以 0.8 予以降低。		

5.3.2.3.2.2 普通螺栓、销轴连接的许用应力

普通螺栓、销轴连接的许用应力见表 25。

表 25 普通螺栓、销轴连接的许用应力

单位为牛每平方米

接头种类	应力种类	螺栓、销轴许用应力	被连接构件许用应力
A、B级螺栓连接	拉伸	$0.8\sigma_{sp}^2/n^b$	—
	单剪切	$0.6\sigma_{sp}/n$	—
	双剪切	$0.8\sigma_{sp}/n$	—
	承压	—	$1.8[\sigma]^c$
C级螺栓连接	拉伸	$0.8\sigma_{sp}/n$	—
	剪切	$0.6\sigma_{sp}/n$	—
	承压	—	$1.4[\sigma]$

表 25 (续)

接头种类	应力种类	螺栓、销轴许用应力	被连接构件许用应力
销轴连接 ^d	弯曲	$[\sigma]$	—
	剪切	$0.6[\sigma]$	—
	承压	—	$1.4[\sigma]$

^a σ_{sp} ——与螺栓性能等级相应的螺栓保证应力,按 GB/T 3098.1 的规定选取。
^b n ——安全系数,按表 22 确定。
^c $[\sigma]$ ——与螺栓、销轴或构件相应钢材的基本许用应力,见表 22。
^d 当销轴在工作中可能产生微动时,其承压许用应力宜适当降低。

5.4 结构构件和连接的强度计算

5.4.1 结构构件的强度计算

5.4.1.1 基本原则

起重机结构设计计算的载荷情况与载荷组合应符合 4.3.3、表 20 和附录 G 中的规定,载荷的作用位置、作用方向以及起重机的自身状况(各部分相对位置、运动组合等)均应对计算的最不利情况。

强度计算的内容包括结构构件受拉、受压、受弯、受扭的应力分析(此应力还包含薄壁杆件约束弯曲或约束扭转时产生的正应力和剪应力、局部弯曲、局部受压及局部承压等产生的局部应力等)和复合应力等的计算,可用一般力学方法,参考有关的文献中的公式、图表等进行,计算出的应力值应小于 5.3.1.2 规定的许用应力(许用应力设计法)或相应的极限设计应力(极限状态设计法)。

5.4.1.2 局部压应力

当车轮或滑块上的集中载荷作用在构件顶面(无垫板、无轨道)、垫板上(有垫板、无轨道)或轨道上(有轨道、无垫板)时,在其下方的腹板上边缘产生的局部压应力按式(31)计算:

$$\sigma_m = \frac{P}{tc} \leq [\sigma] \quad \dots\dots\dots (31)$$

式中:

- σ_m ——局部压应力的平均值,单位为牛每二次方毫米(N/mm²);
- P ——一个车轮或滑块上的集中载荷,不计起升动载系数 ϕ_2 及运行冲击系数 ϕ_4 ,单位为牛顿(N);
- t ——腹板板厚,单位为毫米(mm);
- c ——集中载荷的分布长度,单位为毫米(mm);

$$c = l + 2h_y$$

- l ——集中载荷的作用长度,单位为毫米(mm),对滑块取 l 为滑块长度,对车轮取 $l = 50$ mm;
- h_y ——自轨道顶面(有轨道时)或垫板顶面(有垫板无轨道时)或构件顶面(无垫板无轨道时)至腹板上边缘的距离,单位为毫米(mm);

$[\sigma]$ ——同式(28)。

5.4.1.3 复合应力

5.4.1.3.1 当构件的同一计算点上受有正应力 σ ,剪应力 τ 和局部压应力 σ_m 时,该点的复合应力按式

(32)计算:

$$\sqrt{\sigma^2 + \sigma_m^2 - \sigma\sigma_m + 3\tau^2} \leq [\sigma] \quad \dots\dots\dots(32)$$

式中:

σ ——正应力,单位为牛每平方米(N/mm²);

σ_m ——同式(31);

τ ——剪应力,单位为牛每平方米(N/mm²)。

式中的 σ 和 σ_m 带各自的正负号,[σ]见表22或式(28)。

5.4.1.3.2 当构件的同一计算点上受有两个方向的正应力 σ_x 、 σ_y 和剪应力 τ_{xy} 时,该点的复合应力按式(33)计算:

$$\sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \leq [\sigma] \quad \dots\dots\dots(33)$$

式中:

σ_x 、 σ_y ——构件同一计算点上所受的两个方向的正应力,带各自的正负号,单位为牛每平方米(N/mm²),其中的每一个应力都应小于表22或式(28)的许用应力[σ];

τ_{xy} ——构件同一计算点上所受的剪应力,其值应小于式(29)的剪切许用应力[τ],单位为牛每平方米(N/mm²);

[σ]——同式(28)或见表22。

当仅有拉伸(或压缩)应力 σ 和剪切应力 τ 时,按式(34)计算复合应力:

$$\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma] \quad \dots\dots\dots(34)$$

式中:

σ ——拉伸(或压缩)应力,单位为牛每平方米(N/mm²);

τ ——同式(32)。

5.4.1.4 摩擦型高强度螺栓连接的构件的强度计算

高强度螺栓连接的轴心受拉和轴心受压结构构件的强度,按式(35)计算:

$$\frac{N'}{A_j} \leq [\sigma] \quad \dots\dots\dots(35)$$

式中:

N' ——高强度螺栓连接的构件的计算轴向力,单位为牛顿(N);

$$N' = N(1 - 0.5 \frac{Z_1}{Z})$$

N ——作用于连接处的轴向力,单位为牛顿(N);

Z_1 ——所计算结构件截面(连接接头一侧的最外列螺栓处)的高强度螺栓数;

Z ——在节点或拼接连接接头一侧结构构件上的高强度螺栓的总数;

A_j ——所计算结构件截面的净面积,单位为平方毫米(mm²);

[σ]——同式(28)或见表22。

5.4.2 连接的强度计算

5.4.2.1 焊缝连接

钢熔化焊焊缝连接是起重机金属结构最主要的连接形式,其焊缝的主要型式为对接焊缝和角焊缝,焊缝坡口的基本型式和尺寸应符合GB/T 985和GB/T 986。

5.4.2.1.1 对接焊缝的计算

对接焊缝(焊透的焊缝)的计算应力,按连接中最薄的板厚 t 计算。当无法用引弧板施焊时,每条焊缝的计算长度为其实际长度减去 $2t$ 。

对接焊缝的计算有以下几种情况：

- a) 承受轴向拉伸或压缩的对接焊缝，其纵向拉、压的计算应力，应小于表 23 中规定的焊缝纵向拉、压许用应力。
- b) 承受弯矩和剪力联合作用的对接焊缝，应验算其危险点的最大正应力不超过表 23 规定的焊缝纵向拉、压许用应力；最大剪应力不超过表 23 规定的焊缝剪切许用应力。
- c) 承受复合应力的对接焊缝，在正应力和剪应力都较大的部位，应按式(36)验算焊缝复合应力：

$$\sqrt{\sigma^2 + 2\tau^2} \leq [\sigma_h] \quad \dots\dots\dots(36)$$

式中：

σ ——同式(34)；

τ ——同式(32)；

$[\sigma_h]$ ——焊缝的许用应力，单位为牛每二次方毫米(N/mm²)，见表 23；

当对接焊缝的同一计算点上受正应力 σ_x 、 σ_y 和剪应力 τ_{xy} 的复合作用时，应按式(37)验算焊缝复合应力：

$$\sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 2\tau_{xy}^2} \leq [\sigma_h] \quad \dots\dots\dots(37)$$

式中：

$[\sigma_h]$ ——同式(36)；

其余符号同式(33)；

5.4.2.1.2 角焊缝的计算

角焊缝应计算其抗剪强度。计算时焊缝的有效高度一般取为 $0.7h_f$ ， h_f 为较小的焊脚尺寸。若内力沿侧向角焊缝全长分布时，焊缝的计算长度取为其实际长度减去 $2h_f$ （如果焊缝为自身闭合或特别注意了在焊缝长度的端部避免出现凹弧时，则不必减去此尺寸）。

当角焊缝受复合内力（轴力、剪力、弯矩、扭矩）作用时，应先分别求出各内力单独作用下的应力，再用求矢量和的方法进行组合，算出合应力后再与表 23 规定的角焊缝的剪切许用应力 $[\tau_h]$ 相比较。

5.4.2.2 螺栓连接

5.4.2.2.1 普通螺栓连接

普通螺栓中的 C 级螺栓连接，此时由于螺栓直径与螺栓孔的配合间隙较大，只能用于受拉力的连接或作安装临时固定用，不应用于受动载荷的主要受力结构中。普通螺栓中的 A、B 级螺栓连接，可以用于受动载荷的结构中。采用普通螺栓连接时，应校验螺杆抗拉和抗剪切破坏的承载力，并校验螺栓孔抗承压破坏的承载力。

5.4.2.2.2 有预拉力的高强度螺栓连接

5.4.2.2.2.1 摩擦型高强度螺栓连接

该连接是利用高强度螺栓的预拉伸，使被连接构件之间相互压紧而产生静摩擦力来传递剪力。

摩擦型高强度螺栓连接的计算有以下五种情况：

- a) 在受剪连接中，单个摩擦型高强度螺栓的承载能力，按式(38)计算：

$$[P] = \frac{Z_m \mu P_s}{n} \quad \dots\dots\dots(38)$$

式中：

$[P]$ ——受剪连接中单个摩擦型高强度螺栓的许用承载能力，单位为千牛(kN)；

Z_m ——传力的摩擦面数；

μ ——抗滑移系数(摩擦系数),按表 26 选取;
 P_s ——高强度螺栓的预拉力,按表 27 选取,单位为千牛(kN);
 n ——见式(28)。

表 26 抗滑移系数 μ

在连接处接合面的处理方法	构件钢号	
	Q235	Q345 及其以上
喷砂	0.45	0.55
喷砂后生赤锈	0.45	0.55
喷砂(酸洗)后涂无机富锌漆	0.35	0.40
钢丝刷清浮锈或未经处理的干净轧制表面	0.3	0.35

表 27 单个高强度螺栓的预拉力 P_s^a

螺栓等级	抗拉强度 σ_b / (N/mm ²)	屈服点 σ_{sl} / (N/mm ²)	螺栓有效截面积 A_t / mm ²									
			157	192	245	303	353	459	561	694	817	976
			螺栓公称直径 d / mm									
			M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M33	M36	M39
			单个高强度螺栓的预拉力 P_s / kN									
8.8S	≥ 800	≥ 640	70	86	110	135	158	205	250	310	366	437
10.9S	$\geq 1\ 000$	≥ 900	99	120	155	190	223	290	354	437	515	615
12.9S	$\geq 1\ 200$	$\geq 1\ 080$	119	145	185	229	267	347	424	525	618	738

^a 表中预拉力值按 $0.7\sigma_{sl} \cdot A_t$ 计算,其中 σ_{sl} 取各档中的最小值。

b) 在受拉连接中,单个摩擦型高强度螺栓沿螺杆轴向的许用承载能力 $[P_t]$,按式(39)计算,并不宜大于 $1.0P_s$ 。

$$[P_t] \leq \frac{0.2\sigma_{sl}A_t}{1\ 000n\beta} \dots\dots\dots (39)$$

式中:

$[P_t]$ ——受拉连接中单个摩擦型高强度螺栓沿螺杆轴向的许用承载能力,单位为千牛(kN);
 σ_{sl} ——高强度螺栓钢材的屈服点,有确切数据的按值选取,也可按表 27 中最低值选取,单位为牛每二次方毫米(N/mm²);

A_t ——螺栓有效截面积,可按表 27 选取,单位为平方毫米(mm^2);

n ——同式(38);

β ——载荷分配系数。

β 与连接板总厚度 L 和螺栓(公称)直径 d 有关,按下式计算:

—— $L/d \geq 3$ 时, $\beta = (0.26 - 0.026 L/d) + 0.15$;

—— $L/d < 3$ 时, $\beta = (0.17 - 0.057 L/d) + 0.33$ 。

c) 摩擦型高强度螺栓连接,同时承受摩擦面的剪切和沿螺栓轴线方向的外拉力时,每个高强度螺栓的许用承载能力仍按式(38)计算,但应以 $(P_g - 1.25P_t)$ 代替式中的 P_g , P_t 为每个高强度螺栓在其轴线方向所受的外拉力。此拉力不应大于 $0.7 P_g$ 。

d) 摩擦型高强度螺栓连接中的螺栓数目 Z ,按式(40)计算:

$$\left. \begin{array}{l} \text{在受剪连接中: } Z = \frac{N}{[P]} \\ \text{在受拉连接中: } Z = \frac{N}{[P_t]} \end{array} \right\} \dots\dots\dots (40)$$

式中:

Z ——摩擦型高强度螺栓连接中的螺栓数目;

N ——连接所传递的内力,单位为千牛(kN);

$[P]$ ——同式(38);

$[P_t]$ ——同式(39)。

e) 在摩擦型高强度螺栓连接中,为使高强度螺栓达到规定的预拉力,应施加一定的拧紧螺栓螺母的扭矩,其值应由试验得出,但可用式(41)估算:

$$M = KdP_g \dots\dots\dots (41)$$

式中:

M ——拧紧力矩,单位为千牛米($\text{kN} \cdot \text{m}$)。

K ——螺栓组连接的扭矩系数,视螺纹间的摩擦和螺母与垫圈间的摩擦情况而异:

当螺栓、螺母和垫圈经皂化、磷化处理时,取 $K = 0.11 \sim 0.15$;

当螺栓、螺母和垫圈未作处理时,取 $K = 0.15 \sim 0.20$ 。

d ——螺栓的公称直径,单位为米(m)。

P_g ——同式(38)。

摩擦型高强度螺栓应满足 5.3.2.2 相关要求。

5.4.2.2.2 承压型高强度螺栓连接

承压型高强度螺栓连接,是当传递的剪力超过构件接触面间的摩擦力后发生滑移,致使螺栓杆抵住孔壁,而通过摩擦与承压共同传力的连接。由于它不适用于直接承受动载荷的结构和在连接处有反向内力作用的结构,因此在起重机承载结构中一般不采用此类连接。如果确有需要采用,应对其进行承剪和承压的计算。

5.5 起重机及其结构构件的刚性计算

5.5.1 轴心受力构件的刚性

5.5.1.1 轴心受力构件的刚性计算

刚性计算按式(42)计算:

$$\lambda \leq [\lambda] \dots\dots\dots (42)$$

式中:

λ ——结构构件的长细比,见 5.5.1.2;

$[\lambda]$ ——结构构件的容许长细比,见表 28。

表 28 结构构件的容许长细比 $[\lambda]$

构件名称		受拉结构件	受压结构件
主要承载结构件	对桁架的弦杆	180	150
	对整个结构	200	180
次要承载结构件(如主桁架的其他杆件、辅助桁架的弦杆等)		250	200
其他构件		350	300

5.5.1.2 结构构件的长细比

5.5.1.2.1 实腹式轴心受力构件的长细比 λ ,分为 λ_x 和 λ_y ,按式(43)计算:

$$\left. \begin{aligned} \lambda_x &= \frac{l_{cx}}{r_x} \\ \lambda_y &= \frac{l_{cy}}{r_y} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (43)$$

式中:

λ_x, λ_y ——实腹式轴心受力构件对强轴(x 轴)或弱轴(y 轴)的计算长细比;

l_{cx}, l_{cy} ——结构构件对通过截面形心的强轴(x 轴)或弱轴(y 轴)的计算长度,单位为毫米(mm),其计算方法按附录 J 的 J.1;

r_x, r_y ——结构构件毛截面对强轴(轴)或弱轴(轴)的回转半径,单位为毫米(mm);

$$r_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}, \quad r_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$$

I_x, I_y ——结构构件对强轴(x 轴)或弱轴(y 轴)的毛截面惯性矩,单位为四次方毫米(mm^4);

A ——结构构件毛截面面积,单位为平方毫米(mm^2)。

5.5.1.2.2 等截面格构式组合构件的换算长细比 λ_h ,按附录 J 中的表 J.5 选取。

5.5.2 起重机的静态刚性

5.5.2.1 桥架型起重机

5.5.2.1.1 跨中位置

5.5.2.1.1.1 手动起重机

手动小车(或手动葫芦)位于桥架主梁跨中位置时,由额定起升载荷及手动小车(或手动葫芦)自重载荷在该处产生的垂直静挠度 f 与起重机跨度 S 的关系,推荐为: $f \leq \frac{1}{400} S$;

5.5.2.1.1.2 电动起重机

自行式小车(或电动葫芦)位于桥架主梁跨中位置时,由额定起升载荷及自行式小车(或电动葫芦)

自重载荷在该处产生的垂直静挠度 f 与起重机跨度 S 的关系,推荐为:

对低定位精度要求的起重机,或具有无级调速控制特性的起重机;采用低起升速度和低加速度能达到可接受定位精度的起重机: $f \leq \frac{1}{500} S$

使用简单控制系统能达到中等定位精度特性的起重机: $f \leq \frac{1}{750} S$

需要高定位精度特性的起重机: $f \leq \frac{1}{1000} S$

注:定位精度要求的实现取决于不同调速控制系统的完善程度和不同静态刚性指标的互补性匹配,而可接受定位精度是指低与中等之间的定位精度。

5.5.2.1.2 有效悬臂长度位置

自行式小车(或电动葫芦)位于桥架主梁有效悬臂长度位置时,由额定起升载荷及小车(或电动葫芦)自重载荷在该处产生的垂直静挠度 f_1 与有效悬臂长度 L_1 的关系,推荐为: $f_1 \leq \frac{1}{350} L_1$

5.5.2.2 塔式起重机

在额定起升载荷(有小车时还应包括在臂端的小车自重载荷)作用下,塔身在其与臂架连接处(或臂架与转柱的连接处)产生的水平静位移 ΔL 与塔身自由高度 H 的关系,推荐为: $\Delta L \leq \frac{1.34}{100} H$ 。

5.5.2.3 箱形伸缩式臂架的轮胎起重机和汽车起重机

5.5.2.3.1 在相应工作幅度起升额定载荷且只考虑臂架的变形时,臂架端部在变幅平面内垂直于臂架轴线方向的静位移 f_L 与臂架长度 L_c 的关系,推荐为: $f_L \leq 0.1(L_c/100)^2$ 。当 $L_c \geq 45$ m 时,式中系数 0.1 值可适当增大。

5.5.2.3.2 在相应工作幅度起升额定载荷及在臂架端部施加数值为 5% 额定载荷的水平侧(切)向力时,臂架端部在回转平面内的水平(侧向)静位移 Z_L 与臂架长度 L_c 的关系,推荐为: $Z_L \leq 0.07(L_c/100)^2$ 。

5.5.2.4 对各类起重机的其他静态刚性要求

对以上各类起重机其他的静态刚性要求或对其他各类起重机的静态刚性要求,可以由设计者或使用者根据起重机设计本身的需要或起重机使用要求另行提出,并要求在提交给用户的有关资料中说明。当结构在大变形状态下, ΔL 、 f_L 、 Z_L 宜采用非线性分析方法计算。

5.5.3 起重机的动态刚性

对起重机的动态刚性一般不作要求,但当用户从起重机使用条件考虑对此有要求,或从起重机设计角度考虑认为对此性能应有要求时(如:认为对起重机司机健康和起重机正常工作平稳性有影响等),则进行校核,其指标由设计者与用户确定,并要在提交给用户的有关资料中说明。

注:对桥式和门式起重机的动态刚性可参见 ISO 22986:2007 及有关文献。

5.6 构件抗失稳的计算

5.6.1 轴心受压构件的整体稳定性

5.6.1.1 构件的假想长细比

当计算钢材屈服点大于 235 N/mm² 的轴心受压构件稳定性时,需用假想长细比,对实腹式构件其值 λ_F 按式(44)计算,对格构式构件其值 λ_{hF} 按式(45)计算:

$$\lambda_F = \lambda \sqrt{\frac{\sigma_s}{235}} \dots\dots\dots (44)$$

$$\lambda_{hF} = \lambda_h \sqrt{\frac{\sigma_s}{235}} \dots\dots\dots (45)$$

式中:

λ_F ——实腹式构件的假想长细比;

λ ——按 5.5.1.2 计算的实腹式构件长细比;

σ_s ——轴心受压构件使用的大于 235 N/mm² 的钢材屈服点,单位为牛每二次方毫米(N/mm²)。

λ_{hF} ——格构式构件的假想长细比;

λ_h ——格构式构件的换算长细比。

5.6.1.2 实腹式轴心受压构件的整体稳定性

5.6.1.2.1 实腹式轴心受压构件整体稳定性按式(46)计算:

$$\frac{N}{\varphi A} \leq [\sigma] \quad \dots\dots\dots (46)$$

式中:

N ——构件的轴向力,单位为牛顿(N);

φ ——根据轴心受压构件的假想长细比 λ_F 和构件的截面类别(表 29)确定的轴心受压稳定系数,有对 x 轴的 φ_x 和对 y 轴的 φ_y 之分。 φ 值按附录 K 中的表 K.1~表 K.4 选取;

A ——同式(43);

$[\sigma]$ ——同式(28)或见表 22。

结构构件的长细比计算,见 5.5.1.2。

5.6.1.2.2 单面连接的单角钢受压构件一般都是偏心受载,其稳定性应按压弯构件计算。若按轴心受压构件式(46)计算,则其许用应力应乘以下列折减系数予以降低:

- a) 等边角钢为: $0.6 + 0.0015\lambda$, 但不大于 1.0;
- b) 短边相连的不等边角钢为: $0.5 + 0.0025\lambda$, 但不大于 1.0;
- c) 长边相连的不等边角钢为 0.70。

对中间无联系的单角钢构件,单角钢构件长细比 λ 应按最小回转半径计算。当 $\lambda < 20$ 时,取 $\lambda = 20$;对中间有联系的单角钢构件, λ 应按平行于角钢联系边的形心轴计算。

5.6.1.3 格构式轴心受压构件的整体稳定性

5.6.1.3.1 整体稳定性仍按式(46)计算,但要用假想换算长细比 λ_{hF} 选取轴压稳定系数 φ 。

5.6.1.3.2 腹杆内力由构件横截面的剪力 Q 确定, Q 按式(47)计算:

$$Q = \frac{A[\sigma]}{85} \sqrt{\frac{\sigma_s}{235}} \quad \text{或} \quad Q = \frac{N}{85\varphi} \sqrt{\frac{\sigma_s}{235}} \quad \dots\dots\dots (47)$$

式中:

Q ——格构式构件横截面的剪力,单位为牛顿(N);

A ——同式(43);

$[\sigma]$ ——同式(28)或见表 22;

σ_s ——同式(45);

N ——同式(46);

φ ——同式(46)。

表 29 轴心受压构件的截面类别

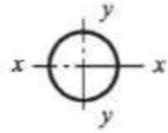
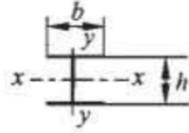
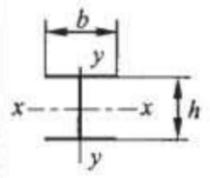
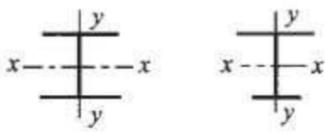
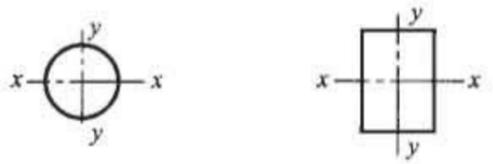
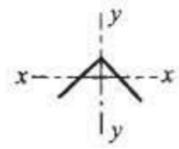
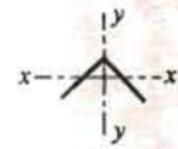
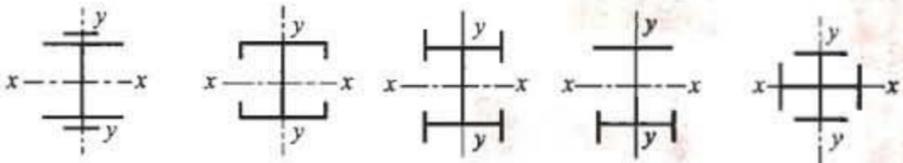
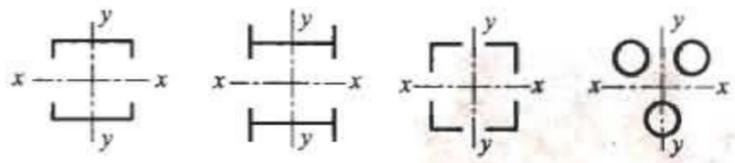
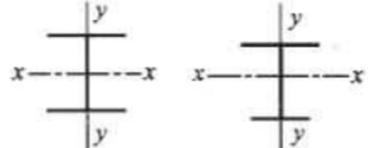
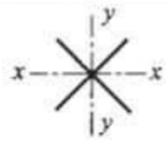
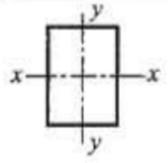
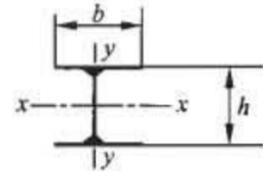
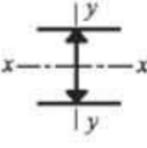
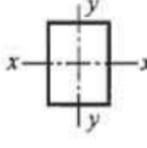
截面分类		对 x 轴	对 y 轴
 轧制		a 类	a 类
 轧制 $b/h \leq 0.8$		a 类	b 类
 轧制 $b/h > 0.8$	 焊接 翼缘为焰切边	 焊接 轧制、焊接(板件宽厚比 > 20)	
 轧制		 轧制等边角钢	
 焊接		板厚 $t < 40$ mm	
			
 焊接 翼缘为轧制或剪切边			
 焊接		 焊接 板件宽厚比 ≤ 20	
 轧制工字形或 H 形截面		$40 \text{ mm} \leq t < 80 \text{ mm}$	
		$t \geq 80 \text{ mm}$	
		b 类	c 类
		c 类	d 类

表 29 (续)

截面分类		对 x 轴	对 y 轴
 焊接工字形截面, 板厚 $t \geq 40$ mm	翼缘为焰切边	b 类	b 类
	翼缘为轧制或剪切边	c 类	d 类
 焊接箱形截面, 板厚 $t \geq 40$ mm	板件宽厚比 > 20	b 类	b 类
	板件宽厚比 ≤ 20	c 类	c 类

5.6.2 受弯构件的整体稳定性

受弯构件的整体稳定性,是指其抗侧向整体弯扭屈曲的稳定性。

5.6.2.1 凡符合下列情况之一的受弯构件,不必验算其整体稳定性:

- a) 有刚性较强的走台和铺板与受弯构件的受压翼缘牢固相连,能阻止受压翼缘侧向位移时;
- b) 箱形截面受弯构件的截面高度 h 与两腹板外侧之间的翼缘板宽度 b 的比值 $h/b \leq 3$,或构件截面足以保证其侧向刚性(如为空间桁架)时;
- c) 两端简支且端部支承不能扭转的等截面轧制 H 型钢或焊接工字形截面的受弯构件,其受压翼缘的侧向支承间距 l (无侧向支承点者,则为构件的跨距)与其受压翼缘的宽度 b 之比满足以下条件:
 - 1) 无侧向支承且载荷作用在受压翼缘上时, $l/b \leq 13 \sqrt{235/\sigma_s}$;
 - 2) 无侧向支承且载荷作用在受拉翼缘上时, $l/b \leq 20 \sqrt{235/\sigma_s}$;
 - 3) 跨中受压翼缘有侧向支承时, $l/b \leq 16 \sqrt{235/\sigma_s}$ 。

5.6.2.2 不符合 5.6.2.1 情况的受弯构件的整体稳定性按以下方法计算:

- a) 在最大刚度平面内受弯的构件,按式(48)计算:

$$\frac{M_x}{\varphi_b W_x} \leq [\sigma] \quad \dots\dots\dots (48)$$

式中:

- M_x ——绕构件强轴(x 轴)作用的最大弯矩,单位为牛毫米($N \cdot mm$);
- φ_b ——绕构件强轴弯曲所确定的受弯构件侧向屈曲稳定系数,按附录 L 确定;
- W_x ——按构件受压最大纤维确定的毛截面抗弯模量,单位为立方毫米(mm^3);
- $[\sigma]$ ——同式(28)或见表 22。

- b) 在两个互相垂直的平面内都受弯的轧制 H 型钢或焊接工字形截面构件,按式(49)计算:

$$\frac{M_x}{\varphi_b W_x} + \frac{M_y}{W_y} \leq [\sigma] \quad \dots\dots\dots (49)$$

式中:

- M_x, M_y ——构件计算截面对强轴(x 轴)或对弱轴(y 轴)的弯矩,单位为牛毫米($N \cdot mm$);
- W_x, W_y ——构件计算截面对强轴(x 轴)或对弱轴(y 轴)的抗弯模量,单位为立方毫米(mm^3);
- $[\sigma]$ ——同式(28)或见表 22。

5.6.3 压弯构件的整体稳定性

5.6.3.1 压弯构件整体稳定性计算

5.6.3.1.1 双向压弯构件的整体弯曲屈曲稳定性计算的简便方法

当 N/N_{Ex} 和 N/N_{Ey} 均小于 0.1 时,按式(50)计算:

$$\frac{N}{\varphi A} + \frac{M_x}{W_x} + \frac{M_y}{W_y} \leq [\sigma] \quad \dots\dots\dots(50)$$

式中:

N ——作用在构件上的轴向力,单位为牛顿(N);

φ ——同式(46),根据构件结构型式确定的假想长细比 λ_F 或 λ_{MF} 按附录 K 中的表 K.1~表 K.4 查取;

A ——同式(43);

M_x, M_y ——同式(49);

W_x, W_y ——同式(49);

$[\sigma]$ ——同式(28)或见表 22。

当 N/N_{Ex} 和 N/N_{Ey} 均大于等于 0.1 时,按式(51)计算:

$$\frac{N}{\varphi A} + \left[\frac{1}{1 - \frac{N}{N_{Ex}}} \right] \frac{M_x}{W_x} + \left[\frac{1}{1 - \frac{N}{N_{Ey}}} \right] \frac{M_y}{W_y} \leq [\sigma] \quad \dots\dots\dots(51)$$

式中:

N ——同式(50);

φ ——同式(46);

A ——同式(43);

M_x, M_y ——同式(49);

W_x, W_y ——同式(49);

N_{Ex}, N_{Ey} ——构件对 x 轴或对 y 轴的名义欧拉临界力,单位为牛顿(N);

$$N_{Ex} = \frac{\pi^2 EA}{\lambda_x^2}, N_{Ey} = \frac{\pi^2 EA}{\lambda_y^2}$$

E ——钢材的弹性模量,取 $E=2.06 \times 10^5$,单位为牛每平方毫米(N/mm²);

λ_x, λ_y ——构件对强轴(x 轴)或弱轴(y 轴)的计算长细比(格构式构件改用 $\lambda_{hx}, \lambda_{hy}$),见 5.5.1.2;

$[\sigma]$ ——同式(28)或见表 22。

5.6.3.1.2 压弯构件整体弯扭屈曲稳定性计算,可按式(52)计算:

$$\frac{N}{\varphi A} + \left[\frac{1}{1 - \frac{N}{N_{Ex}}} \right] \frac{M_x}{\varphi_b W_x} \leq [\sigma] \quad \dots\dots\dots(52)$$

式中:

φ_b ——构件侧向屈曲稳定系数,见附录 L。

其他符号同式(50)和式(51)。

5.6.3.1.3 计算压弯构件整体稳定性时应注意以下几点:

- a) 计算单向压弯构件的弯曲屈曲稳定性时,应将式(51)中最后一项删去后使用;
- b) 使用式(51)或式(52)时,当 $N/N_{Ei} < 0.1$ 时,则可不计增大系数 $\left[\frac{1}{1 - \frac{N}{N_{Ei}}} \right]$ (即令其为 1.0);
- c) 对两端在两个互相垂直的平面内支承方式不同的等截面构件或变截面构件,一般可选取两个或三个危险截面进行验算。

5.6.3.2 压弯构件整体稳定性计算的其他方法

如果用户有要求或设计者认为确有必要用更详细的方法进行压弯构件稳定性的计算,可参见附录

M 所介绍的方法,或采用积分法或逐步逼近法等方法对构件在压弯联合作用下产生的变形进行精确的计算,或直接用有限元非线性分析。

5.7 板件和壳体抗屈曲的计算

5.7.1 板的局部稳定性计算

5.7.1.1 压缩应力 σ_1 、剪切应力 τ 和局部压应力 σ_m 分别作用时板的临界应力

临界应力按式(53)~式(55)计算:

$$\sigma_{i,1cr} = \chi K_\sigma \sigma_E \dots\dots\dots (53)$$

$$\tau_{i,cr} = \chi K_\tau \sigma_E \dots\dots\dots (54)$$

$$\sigma_{i,mcr} = \chi K_m \sigma_E \dots\dots\dots (55)$$

式中:

$\sigma_{i,1cr}$ ——临界压缩应力,单位为牛每平方米(N/mm²);

$\tau_{i,cr}$ ——临界剪切应力,单位为牛每平方米(N/mm²);

$\sigma_{i,mcr}$ ——临界局部压应力,单位为牛每平方米(N/mm²);

χ ——板边弹性嵌固系数。弯曲应力作用时,对受压翼缘扭转无约束的单腹板工字梁的腹板,可取 $\chi=1.38$;对受压翼缘扭转有约束的工字梁和箱形截面梁的腹板,可取 $\chi=1.64$;剪切应力作用时,对上述梁的腹板均可取 $\chi=1.23$;对其他板和板区格,应参考专门文献加以确定,一般取 $\chi=1$;

K_σ 、 K_τ 、 K_m ——四边简支板的屈曲系数,取决于板的边长比 $a=a/b$ 和板边载荷(应力)情况。用加劲肋分隔的局部区格板的屈曲系数按附录 N 的表 N.1 求得,包括加劲肋在内的带肋板的屈曲系数按附录 N 的表 N.2 求得。

σ_E ——四边简支单向均匀受压板的欧拉应力,单位为牛每平方米(N/mm²)。

$$\sigma_E = \frac{\pi^2 E}{12(1-\mu^2)} \left(\frac{t}{b}\right)^2 = 18.62 \left(\frac{100t}{b}\right)^2$$

其中:

E ——同式(51);

μ ——泊桑比($\mu=0.3$);

t ——板厚,单位为毫米(mm);

b ——区格宽度或板的总宽(高)度,单位为毫米(mm)。

当按式(53)、式(55)算出的临界应力或按式(54)算出的临界应力乘以 $\sqrt{3}$ 的值超过 $0.8\sigma_s$ 时,则应参照式(57)求得相应的折减临界应力,用它来替换原超过 $0.8\sigma_s$ 的临界应力。

当加劲肋的构造尺寸符合 5.7.1.5 的规定时,只需要按局部区格计算稳定性,否则应同时计算局部区格板和带肋板体两种情况的稳定性。

5.7.1.2 压缩应力 σ_1 、剪切应力 τ 和局部压应力 σ_m 同时作用时板的临界复合应力

临界复合应力按式(56)计算:

$$\sigma_{i,ccr} = \frac{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_m^2 - \sigma_1 \sigma_m + 3\tau^2}}{\frac{1+\psi}{4} \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{i,1cr}}\right) + \sqrt{\left[\frac{3-\psi}{4} \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{i,1cr}}\right) + \frac{\sigma_m}{\sigma_{i,mcr}}\right]^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{i,cr}}\right)^2}} \dots\dots\dots (56)$$

式中:

$\sigma_{i,ccr}$ ——压缩应力 σ_1 、剪切应力 τ 和局部压应力 σ_m 同时作用时板的临界复合应力,单位为牛每二次方毫米(N/mm²);

$\sigma_{i,1cr}$ 、 $\tau_{i,cr}$ 、 $\sigma_{i,mcr}$ ——为分别由式(53)、式(54)和式(55)直接求得的临界应力值;

ψ ——板边两端应力比, $\psi = \sigma_2 / \sigma_1$, 见附录 N。

特殊情况: $\tau = 0, \sigma_m = 0$ 时: $\sigma_{i,ccr} = \sigma_{i,1cr}$

$\sigma_1 = 0, \sigma_m = 0$ 时: $\sigma_{i,ccr} = \sqrt{3} \tau_{i,cr}$

$\tau = 0, \sigma_1 = 0$ 时: $\sigma_{i,ccr} = \sigma_{i,mcr}$

当局部压应力作用于板的受拉边缘时, σ_1 与 σ_m 不相关, 可分别取 $\sigma_m = 0$ 以及 $\sigma_1 = 0$ 进行计算。当临界复合应力 $\sigma_{i,ccr}$ (含特殊情况) 超过 $0.8\sigma_s$ 时, 应按式(57)求得相应的折减临界应力 σ_{cr} , 并用折减临界应力 σ_{cr} 替换超过 $0.8\sigma_s$ 的临界复合应力 $\sigma_{i,ccr}$:

$$\sigma_{cr} = \sigma_s \left(1 - \frac{1}{1 + 6.25m^2} \right) = \sigma_s \rho \quad \dots\dots\dots (57)$$

式中:

σ_{cr} ——折减临界应力, 单位为牛顿每平方米(N/mm²);

σ_s ——同式(28);

m ——大于 $0.8\sigma_s$ 的临界复合应力(含特殊情况)与钢材的屈服点之比值, $m = \sigma_{i,ccr} / \sigma_s$;

ρ ——系数, 可由表 30 查得。

表 30 m - ρ 表

m	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.9	2.0	2.1	2.3	2.5
ρ	0.80	0.84	0.86	0.88	0.90	0.91	0.93	0.93	0.94	0.96	0.96	0.97	0.97	0.98

5.7.1.3 板的局部稳定性许用应力和板的局部稳定性计算

5.7.1.3.1 板的局部稳定性许用应力 $[\sigma_{cr}]$ 。

当 $\sigma_{i,ccr} \leq 0.8\sigma_s$ 时, 按式(58)计算; 当 $\sigma_{i,ccr} > 0.8\sigma_s$ 时, 按式(59)计算:

$$[\sigma_{cr}] = \frac{\sigma_{i,ccr}}{n} \quad \dots\dots\dots (58)$$

$$[\sigma_{cr}] = \frac{\sigma_{cr}}{n} \quad \dots\dots\dots (59)$$

式中:

$[\sigma_{cr}]$ ——板的局部稳定性许用应力, 单位为牛顿每平方米(N/mm²);

$\sigma_{i,ccr}$ ——同式(56);

σ_{cr} ——同式(57);

n ——板的局部稳定性安全系数, 取与强度安全系数一致, 见表 22。

5.7.1.3.2 板的局部稳定性, 按式(60)计算:

$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_m^2 - \sigma_1 \sigma_m + 3\tau^2} \leq [\sigma_{cr}] \quad \dots\dots\dots (60)$$

式中:

σ_1 ——板的计算点上的压缩正应力, 单位为牛每平方米(N/mm²);

σ_m ——板的计算点上的局部压应力, 单位为牛每平方米(N/mm²);

τ ——板的计算点上的剪切应力, 单位为牛每平方米(N/mm²);

$[\sigma_{cr}]$ ——同式(58)或式(59)。

5.7.1.4 均匀受压翼缘板不必验算局部稳定性的条件

若工字形截面构件的受压翼缘板自由外伸宽度与其厚度之比不大于 $15 \sqrt{\frac{235}{\sigma_s}}$ 时, 或箱形构件两腹

板之间的、或满足 5.7.1.5.2 要求的纵向加劲肋之间的受压翼缘板宽度与厚度之比不大于 $60\sqrt{\frac{235}{\sigma_s}}$ 时,且板中计算压缩应力不大于 $0.8[\sigma]$ 时,可不必验算其受压翼缘板的局部稳定性。

5.7.1.5 加劲肋的构造尺寸要求

5.7.1.5.1 横向加劲肋

5.7.1.5.1.1 受 $\psi=-1$ 分布载荷(应力)的腹板,其横向加劲肋间距 a 一般不应小于 $0.5b$,且不应大于 $2b$ 。此处 b 为上、下翼缘板之间的腹板总高(宽)度。

5.7.1.5.1.2 腹板两侧成对配置矩形截面横向加劲肋时,其截面尺寸应按式(61)、式(62)确定:

$$b_s \geq \frac{b}{30} + 40 \quad \dots\dots\dots(61)$$

$$t_s \geq \frac{1}{15} b_s \sqrt{\frac{\sigma_s}{235}} \quad \dots\dots\dots(62)$$

式中:

b_s ——横向加劲肋的外伸宽度,单位为毫米(mm);

b ——腹板高度,单位为毫米(mm);

t_s ——横向加劲肋的厚度,单位为毫米(mm)。

σ_s ——同式(28)。

5.7.1.5.1.3 腹板一侧配置矩形截面横向加劲肋时,为获得与成对配置时相同的线刚度,加劲肋的外伸宽度应大于按式(61)算得的 1.2 倍,加劲肋的厚度按式(62)确定。

5.7.1.5.1.4 腹板采用非矩形截面横向加劲肋时,其横向加劲肋的截面惯性矩应满足式(63)的要求:

$$I_{s1} \geq 3bt^3 \quad \dots\dots\dots(63)$$

式中:

I_{s1} ——横向加劲肋的截面惯性矩,单位为四次方毫米(mm^4);

b ——同式(61);

t ——同式(31)。

5.7.1.5.1.5 腹板同时采用矩形截面的横向加劲肋和纵向加劲肋时,其横向加劲肋应同时满足式(61)、式(62)和式(63)的要求。

5.7.1.5.2 纵向加劲肋

5.7.1.5.2.1 受 $\psi=-1$ 分布载荷(应力)的腹板,当 $\frac{a}{b} \leq 0.85$ 时,其纵向加劲肋的截面惯性矩应满足

式(64)的要求;当 $\frac{a}{b} > 0.85$ 时,应满足式(65)的要求:

$$I_{s2} \geq 1.5bt^3 \quad \dots\dots\dots(64)$$

$$I_{s2} \geq (2.5 - 0.45 \frac{a}{b}) (\frac{a}{b})^2 bt^3 \quad \dots\dots\dots(65)$$

式中:

I_{s2} ——腹板纵向加劲肋的截面惯性矩,单位为四次方毫米(mm^4);

a ——腹板横向加劲肋的间距,单位为毫米(mm);

b ——同式(61);

t ——同式(31)。

5.7.1.5.2.2 受 $\psi=1$ 载荷(应力)的均匀受压翼缘板,当纵向加劲肋等间距布置时,若 $\alpha = \frac{a}{b} <$

$\sqrt{2n^2(1+n\delta)-1}$,其纵向加劲肋的截面惯性矩应满足式(66)的要求;若 $\alpha \geq \sqrt{2n^2(1+n\delta)-1}$,应满足式(67)的要求:

$$I_{s3} \geq 0.092 \left\{ \frac{\alpha^2}{n} [4n^2(1+n\delta) - 2] - \frac{\alpha^4}{n} + \frac{1+n\delta}{n} \right\} bt^3 \quad \dots\dots\dots (66)$$

$$I_{s3} \geq 0.092 \left\{ \frac{1}{n} [2n^2(1+n\delta) - 1]^2 + \frac{1+n\delta}{n} \right\} bt^3 \quad \dots\dots\dots (67)$$

式中:

I_{s3} ——均匀受压翼缘板纵向加劲肋的截面惯性矩,单位为四次方毫米(mm⁴);

α ——翼缘板的边长比 $\alpha = \frac{a}{b}$, a 为翼缘板横向加劲肋的间距, b 为两腹板间翼缘板的宽度;

n ——翼缘板被纵向加劲肋等间距分割的区格数;

δ ——单根纵向加劲肋截面面积与翼缘板截面面积之比 $\delta = \frac{b_s t_s}{bt}$, b_s 、 t_s 为单根纵向加劲肋的外伸宽度和厚度, b 为两腹板间翼缘板的宽度, t 为翼缘板的厚度。

5.7.1.5.2.3 加劲肋的截面惯性矩计算:当加劲肋在板两侧成对配置时,其截面惯性矩按板厚中心线为轴线进行计算;一侧配置时,按与板相连接的加劲肋边缘为轴线进行计算。

5.7.2 圆柱壳体的局部稳定性

受轴压或压弯联合作用的薄壁圆柱壳体,当壳体壁厚与壳体中面半径之比 $\frac{t}{R} \leq \frac{25\sigma_s}{E}$ 时,应计算其局部稳定性。

5.7.2.1 圆柱壳体受轴压或压弯作用时的临界应力

圆柱壳体受轴压或压弯作用时的临界应力按式(68)计算:

$$\sigma_{c,cr} = 0.2 \frac{Et}{R} \quad \dots\dots\dots (68)$$

式中:

$\sigma_{c,cr}$ ——圆柱壳体受轴压或压弯作用时的临界应力(已考虑圆柱壳直径制造误差不超过 $t/2$),单位为牛每平方米(N/mm²);

E ——同式(51);

t ——圆柱壳体的壁厚,单位为毫米(mm);

R ——圆柱壳体的中面半径,单位为毫米(mm)。

当按式(68)算得的临界应力超过 $0.8\sigma_s$ 时,应按式(57)进行折减。

5.7.2.2 受轴压或压弯作用的薄壁圆柱壳体的局部稳定性计算

受轴压或压弯作用的薄壁圆柱壳体的局部稳定性按式(69)计算:

$$\frac{N}{A} + \frac{M}{W} \leq \frac{\sigma_{c,cr}}{n} \quad \dots\dots\dots (69)$$

式中:

N ——见式(50);

A ——圆柱有效壳壁的截面面积(壳体上有孔洞者则按净截面面积计算),单位为平方毫米(mm²);

M ——弯矩,单位为牛毫米(N·mm);

W ——圆柱壳体的截面抗弯模量(壳体上有孔洞者则按净截面抗弯模量计算),单位为立方毫米(mm³);

$\sigma_{c,cr}$ ——同式(68);

n ——同式(59)。

5.7.2.3 加劲环

圆柱壳两端应设置加劲环或设置起相应作用的结构件；当壳体长度大于 $10R$ 时，还需设置中间加劲环，其间距不大于 $10R$ 。加劲环的截面惯性矩 I_{s4} 应满足式(70)的要求：

$$I_{s4} \geq \frac{Rt^3}{2} \sqrt{\frac{R}{t}} \dots\dots\dots (70)$$

式中：

- I_{s4} ——圆柱壳体加劲环的截面惯性矩，单位为四次方毫米(mm^4)；
- R ——同式(68)；
- t ——同式(68)。

当加劲环是对壳体中面内外成对配置时，其截面惯性矩按壳体中面母线为轴线进行计算；单侧配置时，按图 8 所示的组合截面形心轴 $Z-Z$ 及式(71)计算：

$$I_{s4} = I_1 + I_2 + A_1 e_1^2 + A_2 e_2^2 \dots\dots\dots (71)$$

式中：

- I_{s4} ——同式(70)；
- I_1 ——圆柱有效壳壁的计算截面惯性矩，单位为四次方毫米(mm^4)；
- I_2 ——加劲环截面的惯性矩，单位为四次方毫米(mm^4)；
- A_1 ——圆柱有效壳壁的计算截面面积，单位为平方毫米(mm^2)；
- e_1 ——圆柱有效壳壁的计算截面形心轴至组合截面形心轴 $Z-Z$ 的距离，单位为毫米(mm)；
- A_2 ——加劲环的截面面积，单位为平方毫米(mm^2)；
- e_2 ——加劲环的截面形心轴至组合截面形心轴 $Z-Z$ 的距离，单位为毫米(mm)；



图 8 有效壳壁与加劲环的组合截面计算图

5.8 结构的疲劳强度计算

结构构件及其连接的抗疲劳能力(疲劳极限强度)，取决于构件的工作级别、材料种类、应力变化情况以及构件连接的应力集中等级等。

对结构疲劳强度计算，常用应力比法和应力幅法。本标准采用应力比法。

5.8.1 构件(或连接)的最大应力

构件(或连接)中的最大应力 $\sigma_{x\max}$ 、 $\sigma_{y\max}$ 、 $\tau_{z\max}$ 是按 4.3.3.1 规定的载荷组合 A 中最不利工况确定的，在疲劳计算点上的各个应力循环中，沿 x 、 y 轴线方向的绝对值最大计算正应力和 xy 轴线形成的平面上的绝对值最大计算剪应力。

5.8.2 应力循环特性

构件(或连接)单独或同时承受正应力(σ_x, σ_y)和剪应力(τ_{xy})作用时,应力循环特性值 r_x, r_y, r_{xy} 按式(72)计算:

$$\left. \begin{aligned} r_x &= \sigma_{x\min} / \sigma_{x\max} \\ r_y &= \sigma_{y\min} / \sigma_{y\max} \\ r_{xy} &= \tau_{xy\min} / \tau_{xy\max} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (72)$$

式中:

$r(r_x, r_y, r_{xy})$ ——应力循环特性值;

$\sigma_{x\min}, \sigma_{y\min}, \tau_{xy\min}$ ——应力循环中与 $\sigma_{x\max}, \sigma_{y\max}, \tau_{xy\max}$ 相对应的同一疲劳计算点上的一组应力值,单位为牛每平方米(N/mm^2);

$\sigma_{x\max}, \sigma_{y\max}, \tau_{xy\max}$ ——构件(或连接)在疲劳计算点上的绝对值最大正应力和绝对值最大剪应力,单位为牛每平方米(N/mm^2);

$\sigma_{x\min}, \sigma_{y\min}, \tau_{xy\min}$ 是应力循环中与 $\sigma_{x\max}, \sigma_{y\max}, \tau_{xy\max}$ 相对应的同一疲劳计算点上的一组应力值(各带正负号),其差值的绝对值为最大。

计算应力循环特性值 r (包括 r_x, r_y, r_{xy})时,最小应力和最大应力应带各自正负号,拉应力为正号,压应力为负号。剪应力按变化约定;移动小车轮压产生的脉动局部压应力,其 r 值为 0。

5.8.3 构件连接的应力集中情况等级

起重机的构件连接和接头对结构件的疲劳强度有很大影响。按应力集中情况,将非焊接件构件连接分为 W_0, W_1, W_2 三个应力集中情况等级,将焊接件构件连接分为 K_0, K_1, K_2, K_3, K_4 五个应力集中情况等级,每个应力集中情况等级中又有一种或多种不同的构件接头型式,见附录 O。随着连接应力集中等级的递增,结构疲劳强度递减。应尽量采用较为合理的应力集中情况等级 K 值,推荐采用 K_2 , 尽量避免采用 K_4 。

5.8.4 结构件的工作级别

结构件的工作级别见 3.4.3。对于有轻微或中等应力集中等级而工作级别较低的结构件,一般不需要进行疲劳强度校核,通常 E4 级(含)以上的结构件应校核疲劳强度。

5.8.5 疲劳许用应力

构件疲劳许用应力按表 31 列出的公式计算,连接件的疲劳许用应力按表 32 计算。表中 r 为应力循环特性,其值按 5.8.2 决定。 $[\sigma_{-1}]$ 为拉伸和压缩疲劳许用应力的基本值,是 $r = -1$ 的对称应力循环试验中得到的疲劳极限(具有 90% 的可靠度)除以 1.34 安全系数,并考虑构件工作级别及具体的构件连接的应力集中情况等级和构件的材质等三个因素后的疲劳许用应力值。 $[\sigma_{-1}]$ 值详见表 33。

表 31 构件疲劳许用应力

应力循环特性	疲劳许用应力计算公式		说 明
$-1 \leq r \leq 0$	拉伸 t	$[\sigma_{rt}] = \frac{5}{3-2r} [\sigma_{-1}]$	x 方向的为 $[\sigma_{xrt}]$ y 方向的为 $[\sigma_{yrt}]$
	压缩 c	$[\sigma_{rc}] = \frac{2}{1-r} [\sigma_{-1}]$	x 方向的为 $[\sigma_{xrc}]$ y 方向的为 $[\sigma_{yrc}]$
$0 < r \leq 1$	拉伸 t	$[\sigma_{rt}] = \frac{1.67[\sigma_{-1}]}{1 - (1 - \frac{[\sigma_{-1}]}{0.45\sigma_b})r}$	x 方向的为 $[\sigma_{xrt}]$ y 方向的为 $[\sigma_{yrt}]$

表 31 (续)

应力循环特性	疲劳许用应力计算公式		说 明
$0 < r \leq 1$	压缩 c	$[\sigma_{rc}] = 1.2[\sigma_{rt}] = \frac{2[\sigma_{-1}]}{1 - (1 - \frac{[\sigma_{-1}]}{0.45\sigma_b})^r}$	x 方向的为 $[\sigma_{xrc}]$ y 方向的为 $[\sigma_{yrc}]$
$-1 \leq r \leq 1$	剪切	$[\tau_{xyr}] = \frac{[\sigma_{rt}]}{\sqrt{3}}$	本行中的 $[\sigma_{rt}]$ 是根据剪切的 r 值计算的相应于 W_0 的值
计算出的 $[\sigma_{rt}]$ 不应大于 $0.75\sigma_b$, $[\sigma_{rc}]$ 不应大于 $0.9\sigma_b$, $[\tau_{xyr}]$ 不应大于 $0.75\sigma_b/\sqrt{3}$ 。若超过时, 则 $[\sigma_{rt}]$ 取为 $0.75\sigma_b$, $[\sigma_{rc}]$ 取为 $0.9\sigma_b$, $[\tau_{xyr}]$ 取为 $0.75\sigma_b/\sqrt{3}$ 。 注: σ_b 为被连接构件钢材的抗拉强度, Q235 的 $\sigma_b = 370 \text{ N/mm}^2$, Q345 的 $\sigma_b = 490 \text{ N/mm}^2$ 。			

表 32 连接的疲劳许用应力

连接类型	疲劳许用应力计算公式		说 明
焊缝连接	拉伸压缩	同构件疲劳许用应力计算公式	本行中的 $[\sigma_{rt}]$ 是根据焊缝剪切的 r 值计算的相应于 K_0 的值
	剪切	$[\tau_{xyr}]^a = \frac{[\sigma_{rt}]}{\sqrt{2}}$	
A、B 级螺栓连接 或铆钉连接	拉伸压缩	不必进行疲劳计算	尽量避免螺栓、铆钉在拉伸下工作
	单剪	$[\tau_{xyr}] = 0.6[\sigma_{rt}]$, 但不应大于 $0.45\sigma_b$	本行中的 $[\sigma_{rt}]$ 是根据螺栓或铆钉剪切的 r 值计算的相应于 W_2 的值
	双剪	$[\tau_{xyr}] = 0.8[\sigma_{rt}]$, 但不应大于 $0.6\sigma_b$	
	承压	$[\tau_{cyr}] = 2.5[\tau_{xyr}]$	$[\tau_{cyr}]$ 为螺栓或铆钉的剪切疲劳许用应力
^a 计算出的 $[\tau_{xyr}]$ 不应大于 $0.75\sigma_b/\sqrt{2}$ 。若超过时, 则取 $0.75\sigma_b/\sqrt{2}$ 值代之。 σ_b 为连接件钢材的抗拉强度。			

表 33 拉伸和压缩疲劳许用应力的基本值 $[\sigma_{-1}]$

单位为牛每平方米

构件 工作级别	非焊接件构件连接的应力集中情况等级						焊接件构件连接的应力集中情况等级				
	W_0		W_1		W_2		K_0	K_1	K_2	K_3	K_4
	Q235	Q345	Q235	Q345	Q235	Q345	Q235 或 Q345				
E1	249.1	298.0	211.7	253.3	174.4	208.6	(361.9)	(323.1)	271.4	193.9	116
E2	224.4	261.7	190.7	222.4	157.1	183.2	(293.8)	262.3	220.3	157.4	94.4
E3	202.2	229.8	171.8	195.3	141.5	160.8	238.4	212.9	178.8	127.7	76.6
E4	182.1	201.8	154.8	171.5	127.5	141.2	193.5	172.3	145.1	103.7	62.2
E5	164.1	177.2	139.5	150.6	114.2	124.0	157.1	140.3	117.8	84.2	50.5
E6	147.8	155.6	125.7	132.3	103.5	108.9	127.6	113.6	95.6	68.3	41.0
E7	133.2	136.6	113.2	116.2	93.2	95.7	103.5	92	77.6	55.4	33.3
E8	120.0	120.0	102.0	102.0	84.0	84.0	84.0	75.0	63.0	45.0	27.0
注: 括号内的数值为大于 Q235 的 $0.75\sigma_b$ (抗拉强度) 的理论计算值, 仅应用于求取公式(76)用到的 $[\sigma_{xt}]$ 、 $[\sigma_{yt}]$ 和 $[\tau_{xyr}]$ 的值。											

5.8.6 疲劳强度校核

根据载荷组合 A(见 4.3.3.1)的实际可能的最不利工况计算得出的绝对值最大应力,按式(73)~式(76)进行核算:

$$|\sigma_{x\max}| \leq \begin{cases} [\sigma_{xrt}] \\ [\sigma_{xrc}] \end{cases} \dots\dots\dots (73)$$

$$|\sigma_{y\max}| \leq \begin{cases} [\sigma_{yrt}] \\ [\sigma_{yrc}] \end{cases} \dots\dots\dots (74)$$

$$|\tau_{xy\max}| \leq [\tau_{xyr}] \dots\dots\dots (75)$$

$$\left[\frac{\sigma_{x\max}}{[\sigma_{xr}]} \right]^2 + \left[\frac{\sigma_{y\max}}{[\sigma_{yr}]} \right]^2 - \frac{\sigma_{x\max}\sigma_{y\max}}{[\sigma_{xr}][\sigma_{yr}]} + \left[\frac{\tau_{xy\max}}{[\tau_{xyr}]} \right]^2 \leq 1.1 \dots\dots\dots (76)$$

式中:

$|\sigma_{x\max}|$ ——同式(72)的 $\sigma_{x\max}$;

$|\sigma_{y\max}|$ ——同式(72)的 $\sigma_{y\max}$;

$|\tau_{xy\max}|$ ——同式(72)的 $\tau_{xy\max}$;

$[\sigma_{xrt}]$ ——与 $\sigma_{x\max}$ 相应的拉伸疲劳许用应力,单位为牛每二次方毫米(N/mm²);

$[\sigma_{xrc}]$ ——与 $\sigma_{x\max}$ 相应的压缩疲劳许用应力,单位为牛每二次方毫米(N/mm²);

$[\sigma_{yrt}]$ ——与 $\sigma_{y\max}$ 相应的拉伸疲劳许用应力,单位为牛每二次方毫米(N/mm²);

$[\sigma_{yrc}]$ ——与 $\sigma_{y\max}$ 相应的压缩疲劳许用应力,单位为牛每二次方毫米(N/mm²);

$[\tau_{xyr}]$ ——与 $\tau_{xy\max}$ 相应的剪切疲劳许用应力,单位为牛每二次方毫米(N/mm²)。

在式(73)~式(76)中, $\sigma_{x\max}$ 、 $\sigma_{y\max}$ 、 $\tau_{xy\max}$ 按 5.8.1 计算, $[\sigma_{xrt}]$ 、 $[\sigma_{yrt}]$ 、 $[\sigma_{xrc}]$ 、 $[\sigma_{yrc}]$ 、 $[\tau_{xyr}]$,各式中符号下脚标 xr 、 yr 、 xyr 分别为 σ_x 、 σ_y 、 τ_{xy} 的应力循环特性,按 5.8.2 计算。

当 $\sigma_{x\max}$ 、 $\sigma_{y\max}$ 、 $\tau_{xy\max}$ 三种应力中某一个最大应力在任何应力循环中均显著大于其他两个最大应力时,可以只用这一个最大应力校核疲劳强度,另两个最大应力可忽略不计。

通常起重机的结构件(或连接)在同一工况下进行疲劳强度校核,为确保安全,也可将同一工况或不同工况的 $\sigma_{x\max}$ 、 $\sigma_{y\max}$ 、 $\tau_{xy\max}$ 组合在一起,按最不利的 r 值计算的疲劳许用应力 $[\sigma_{xrt}]$ 、 $[\sigma_{yrt}]$ 、 $[\sigma_{xrc}]$ 、 $[\sigma_{yrc}]$ 、 $[\tau_{xyr}]$ 来进行校核。

式(76)中第三项分子中的 $\sigma_{x\max}$ 和 $\sigma_{y\max}$ 应带各自的正负号,分母中的 $[\sigma_{xr}]$ 和 $[\sigma_{yr}]$ 则是相应的疲劳许用应力。

从表 33 中的 $[\sigma_{-1}]$ 值看出,当工作级别 E1 ~ E3 所对应的构件或连接的应力集中情况等级 W_0 、 W_1 、 K_0 、 K_1 、 K_2 中的 $[\sigma_{-1}]$ 值有的已大于构件静强度的基本许用应力值 $[\sigma]$,说明可以不必进行单项疲劳强度核算。若 $[\sigma_{-1}]$ 值虽小于静强度基本许用应力值 $[\sigma]$,但计算出的 $[\sigma_r]$ ($\geq [\sigma_{-1}]$) 已大于静强度基本许用应力值 $[\sigma]$,则该构件或连接也不必进行单项疲劳强度核算。

5.9 构造要求

5.9.1 一般原则

5.9.1.1 主要承载结构的构造设计应力求简单、受力明确、传力直接、尽量降低应力集中的影响。

5.9.1.2 结构(或结构件)的设计应考虑到制造、检查、运输、安装(拆卸)、使用和维护等的方便和可能性。露天工作的起重机结构应避免积水。

5.9.1.3 应根据起重机的实际工作环境考虑腐蚀对结构钢材的影响(结构有可靠的防腐措施或属于短暂性使用的设备,可不考虑腐蚀的影响),主要承载结构的钢板和型钢的最小厚度不应小于表 34 的规定。

表 34 钢板和型钢的最小厚度

单位为毫米

环境对钢材腐蚀的影响	开口截面	闭口截面
微弱 ^a	3(2.5) ^b	2.5(2) ^b
中等	5(4)	4(3)
严重	6(6)	6(4)

^a 采用厚度为 3 mm(含)以下的薄板时,结构外露表面应有牢靠的防锈涂漆;
^b 括号内数值用于流动式起重机。

5.9.1.4 对于动载荷比较严重和受力比较复杂的焊接结构件,除非采取措施减小或消除焊接内应力,否则选用的钢材厚度对碳素钢不宜大于 50 mm,对低合金钢不宜大于 35 mm。

5.9.1.5 对承载后会发生较大弹性变形的结构,在设计时应预先采取与此弹性变形相反的措施,如桥式起重机和门式起重机主梁跨中应作出向上的预拱,门式起重机悬臂段应作出向上的预翘,且这些预变形宜由结构构造或结构件的下料来保证。

5.9.1.6 在设计由疲劳强度控制的主要焊接结构时,应采取各种降低疲劳应力的措施,如改善接头型式降低应力集中等级,对双面连续焊缝的头部进行包裹回焊、采用较大半径的圆弧过渡板以减少内应力等。

5.9.1.7 主要承载结构件在不同连接处允许采用不同的连接方式来传递载荷,但在同一连接处不宜混合使用不同的连接方式。

5.9.1.8 主要承载结构的表面如果长期受到热辐射作用,且表面温度达 150℃ 以上时,结构设计应考虑有效的隔热防护措施。

5.9.2 焊缝连接

5.9.2.1 对接焊接

对接焊缝的坡口型式应符合 GB/T 985 和 GB/T 986 的规定。

主要承载结构中不等板厚或板宽的对接,均应从一侧或两侧制成不大于 1:4 的过渡斜度(见图 9)。

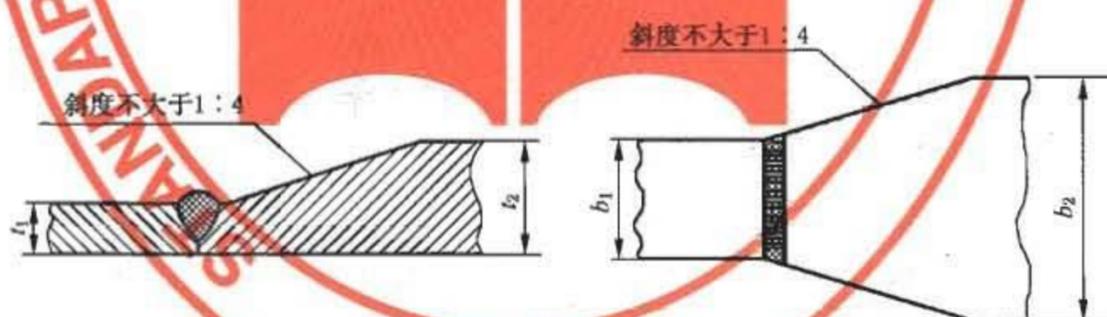


图 9 对接焊缝坡口型式

5.9.2.2 角焊接

5.9.2.2.1 焊脚尺寸

5.9.2.2.1.1 被焊接件厚度小于 4 mm 时,焊脚尺寸等于被焊接件的厚度。

5.9.2.2.1.2 焊脚尺寸不应小于表 35 的规定。

5.9.2.2.1.3 对于一般角焊缝,焊脚尺寸不应大于较薄焊件厚度的 1.2 倍;而对于杆件边缘的角焊缝(见图 10),还应符合下列要求:

- $t_1 \leq 6$ mm 时, $h_f \leq t_1$;
- $t_1 > 6$ mm 时, $h_f = t_1 - (1 \sim 2)$ mm。

表 35 角焊缝的焊脚尺寸

单位为毫米

较厚焊接件的厚度 t	h_f
$t \leq 10$	4(6)
$10 < t \leq 20$	6(8)
$20 < t \leq 30$	8(10)

注： h_f 数值中，括号外的数值用于碳素钢，括号内的数值用于低合金钢。

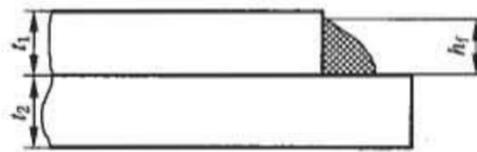


图 10 角焊缝的焊脚

5.9.2.2.2 焊缝形状

受动载荷的主要承载结构，在保证焊缝受剪计算截面面积的情况下，角焊缝的表面应呈微凹弧形或直线形。焊缝直角边的比例：对侧焊缝为 1:1，对端焊缝为 1:1.5（长边顺载荷方向）。

5.9.2.2.3 焊缝的计算长度

角焊缝（侧焊缝或端焊缝）的最小计算长度为 $8 h_f$ 。对于侧焊缝，当受动载荷时，最大计算长度为 $40 h_f$ ；受静载荷时，最大计算长度为 $60 h_f$ ；若焊缝长度超过上述规定，超长部分在计算中不予考虑。

5.9.3 铆钉连接和螺栓连接

5.9.3.1 对于需要在使用现场进行整体拼接的大型结构，宜优先考虑采用高强度螺栓连接或铆钉连接。

5.9.3.2 铆合钢板的总厚度一般不应超过铆钉直径的 5 倍。当可以保证铆钉杆塞紧钉孔时，总厚度允许为铆钉直径的 7 倍。

5.9.3.3 在主要承载结构中应采用半圆头铆钉，特殊情况可以采用沉头铆钉。

5.9.3.4 每一杆件在节点处或接头一侧，铆钉或螺栓数不应少于 2 个。沿受力方向，每行铆钉或螺栓数不宜多于 5 个。

5.9.3.5 C 级螺栓连接只允许用在次要构件的连接中或作暂时性连接。

5.9.3.6 对直接承受动载荷的普通螺栓受拉连接，应采用双螺母或其他能防止螺母松动的有效措施。

5.9.3.7 A、B 级螺栓采用铰制孔时，若构件承受脉动载荷，则孔径不应大于 $[d + (0.2 \sim 0.3)] \text{mm}$ ， d 为螺栓配合部分的公称直径；若构件承受交变载荷，则孔和螺栓的配合不应低于 H11/h9。

5.9.3.8 铆钉或螺栓布置的极限尺寸见表 36。

表 36 铆钉或螺栓布置的极限尺寸

单位为毫米

名称	位置和方向		最大容许距离 (取两者中较小者)	最小容许距离	
中心间距	外排(垂直内力方向或沿内力方向)		$8 d_0$ 或 $12 t$	$3 d_0$	
	中间排	垂直内力方向	$16 d_0$ 或 $24 t$		
		沿内力方向	受压构件		$12 d_0$ 或 $18 t$
			受拉构件		$16 d_0$ 或 $24 t$
	沿对角线方向		—		

表 36 (续)

单位为毫米

名称	位置和方向		最大容许距离 (取两者中较小者)	最小容许距离
中心至构件边缘的距离	沿内力方向		4 d_0 或 8 t	2 d_0
	垂直于内力方向	剪切边或手工气割边		1.5 d_0
		轧制边、自动气割或锯割边		高强度螺栓 其他螺栓或铆钉
注 1: d_0 为螺栓或铆钉的孔径, t 为外层较薄板件的厚度。 注 2: 钢板边缘与刚性构件(如角钢、槽钢等)相连的螺栓或铆钉的最大间距,可按中间排的数值选用。				

6 机械

6.1 机构设计计算原则

6.1.1 起升机构

6.1.1.1 电动机初选

6.1.1.1.1 电动机的型式

起升机构一般采用绕线转子异步电动机、笼型异步电动机、自制动异步电动机、交流变频电动机、直流电动机,或适合于起升机构使用特点的其他电动机。

6.1.1.1.2 电动机的初选功率

6.1.1.1.2.1 电动机的稳态起升功率按附录 P 中的式(P.1)计算。

6.1.1.1.2.2 对 YZR 系列等能提供有关按 CZ 值计算选择电动机资料的异步电动机,其所需功率按附录 P 中式(P.7)计算。

6.1.1.1.2.3 对未能提供按 CZ 值计算选择电动机的资料,但已知采用电动机的起升机构工作级别的,其所需功率按附录 P 中的 P.2.4 计算。

6.1.1.1.2.4 对能获得负荷图的起升机构,其所需电动机的功率按附录 P 中的式(P.10)计算。

6.1.1.1.2.5 对下述起重机的起升机构,选择其电动机功率时,还应考虑:

- a) 抓斗起重机:如设计的钢丝绳卷绕系统能使闭合绳和支持绳的载荷接近平均分配,则闭合绳机构和支持绳机构电动机功率各取为总计算功率的 66%;当采用直流调速或交流变频调速,能实时监控并保证抓斗闭合终止时支持绳与闭合绳载荷准确相等,各机构电动机功率可取为总计算功率的 55%。
- b) 铸造起重机:起升机构中采用有刚性联系的两套驱动装置双电动机驱动时,每台电动机的功率不小于总计算功率的 60%;当要求用一台电动机驱动,起重机以满载(额定载荷)完成一个工作循环时,每台电动机的功率不小于总计算功率的 66%;采用行星差动减速器双电动机驱动时,每台电动机的功率不小于总计算功率的 50%。
- c) 水电站门式起重机等起升速度慢、起升行程范围大的起重机或特殊用途的慢速起重机:在一个工作循环中起升机构运转时间往往超过 10 min,其电动机功率应按短时工作方式 S2 选择;在一个工作循环中起升机构平均运转时间为 10 min~30 min 时,S2 标定时间为 30 min;在一个工作循环中起升机构平均运转时间为 30 min~60 min 时,S2 标定时间为 60 min。

6.1.1.1.3 电动机轴上所需的转矩

6.1.1.1.3.1 稳态起升额定起升载荷的转矩

稳态起升额定起升载荷时电动机轴上的转矩 M_N 按式(77)计算:

$$M_N = \frac{P_Q D}{2 a i \eta} \dots\dots\dots (77)$$

式中：

- M_N ——稳态起升额定起升载荷的转矩,单位为牛米(N·m);
- P_Q ——额定起升载荷,单位为牛顿(N);
- D ——按最外层钢丝绳中心计算的卷筒卷绕直径,单位为米(m);
- a ——钢丝绳滑轮组的倍率;
- i ——由电动机轴到卷筒轴的总传动比;
- η ——起升物品时起升机构传动装置和滑轮组的总效率。

6.1.1.1.3.2 电动机产生转矩的最低要求

为了加速起升额定载荷或起升试验载荷,以及为补偿电源电压和频率变化所导致的转矩损失,电动机轴上转速 $n=0$ 时产生的转矩应满足式(78)~式(80)的最低要求:

a) 对直接起动的笼型异步电动机:

$$M_d \geq 1.6 M_N \dots\dots\dots (78)$$

式中:

- M_d ——起动时(转速 $n=0$ 时)电动机轴上具有的转矩;
- M_N ——同式(77)。

b) 对绕线转子异步电动机:

$$M_d \geq 1.9 M_N \dots\dots\dots (79)$$

式中符号同式(78)。

c) 对采用变频控制的所有类型的电动机:

$$M_d \geq 1.4 M_N \dots\dots\dots (80)$$

式中符号同式(78)。

6.1.1.2 电动机的校验

6.1.1.2.1 电动机的过载校验和发热校验

电动机过载校验,是检验在设计要求的极限起动条件下,所选电动机的最大转矩或堵转转矩是否能满足机构起动的需要,按附录 R 的方法计算。

电动机发热校验,是检验在设计要求的正常运转条件下,电动机不应出现过热,按附录 S 的方法计算。

6.1.1.2.2 电动机使用环境的功率修正

若起重机安装使用地点海拔超过 1 000 m,或起重机使用环境温度超过 40℃,就应对电动机容量进行修正,见 7.7.2.4。

6.1.1.3 制动器

6.1.1.3.1 支持制动

6.1.1.3.1.1 支持制动的的作用

在起升机构中,支持制动是用来将起升的物品支持在悬空状态,由机械式制动器产生支持制动作用。

6.1.1.3.1.2 支持制动器的选择

起升机构的每一套独立的驱动装置至少应装设一个支持制动器。吊运液态金属及其他危险物品的起升机构,每套独立的驱动装置至少应装设两个支持制动器。起升机构制动器的制动距离应满足起重机使用要求。

支持制动器应是常闭式的,制动轮/盘应装在与传动机构刚性联接的轴上。

支持制动器的制动转矩应等于或大于按式(81)计算的制动轴上所需的计算制动转矩 M_z :

$$M_z = K_z \frac{P_Q D \eta'}{2ai} \dots\dots\dots (81)$$

式中:

M_z ——起升机构制动器轴上的计算制动转矩,单位为牛顿米(N·m);

K_z ——制动安全系数;

P_Q ——同式(77);

D ——同式(77);

η' ——物品下降时起升机构传动装置和滑轮组的总效率;

a ——同式(77);

i ——由制动器轴到卷筒轴的总传动比。

对于工作特别频繁的起升机构,宜对制动器进行发热校验。

6.1.1.3.1.3 制动安全系数

制动安全系数规定如下:

- a) 一般起升机构(通常为 M5 级及其以下级别)不应低于 1.50。
- b) 重要起升机构(通常为 M6 级及其以上级别)不应低于 1.75。
- c) 吊运液态金属和易燃易爆的化学品及危险品的起升机构:每套驱动装置应装有两个支持制动器,每一个制动器的制动安全系数不低于 1.25;对于两套彼此有刚性联系的驱动装置,每套装置应装有两个支持制动器,每一个制动器的制动安全系数不应低于 1.10;对于采用行星差动减速器传动,每套驱动装置也应装有两个支持制动器,每一个制动器的制动安全系数不应低于 1.75。
- d) 具有液压制动作用的液压传动起升机构:制动安全系数不应低于 1.25。

6.1.1.3.2 减速制动

在起升机构中,不宜采用无控制的物品自由下降方式,减速制动是用来将悬挂在空中的正在向下运动的物品减速到停机或到一个较低的下降速度时实施停机制动。

起升机构的减速制动可以由机械式支持制动器来完成,也可以由电气制动来完成。电气制动只用于减速制动,不能用于支持制动和安全制动。

6.1.1.3.3 安全制动

在安全性要求特别高的起升机构中,为防止起升机构的驱动装置一旦损坏而出现特殊的事故,在钢丝绳卷筒上装设机械式制动器作安全制动用。此安全制动器在机构失效或传动装置损坏导致物品超速下降,下降速度达到 1.5 倍额定速度前自动起作用。

6.1.1.4 机构起动、制动时间和加速度的计算

6.1.1.4.1 起动时间和起动平均加速度计算

6.1.1.4.1.1 机构起动时间 t_q ,按式(82)计算:

$$t_q = \frac{n \left[k(J_1 + J_2) + \frac{J_3}{\eta} \right]}{9.55(M_{dq} - M_N)} \dots\dots\dots (82)$$

式中：

t_q ——起升机构的起动时间，单位为秒(s)，其值见表 37；

n ——电动机额定转速，单位为转每分(r/min)；

k ——其他传动件的转动惯量折算到电动机轴上的影响系数， $k=1.05\sim 1.20$ ；

J_1 ——电动机转子的转动惯量，单位为千克平方米($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)；

J_2 ——电动机轴上制动轮和联轴器的转动惯量，单位为千克平方米($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)；

J_3 ——作起升运动的物品的惯量折算到电动机轴上的转动惯量，单位为千克平方米($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)；

$$J_3 = \frac{P_Q D^2}{4ga^2 i^2}$$

P_Q ——同式(77)；

D ——同式(77)；

g ——重力加速度，取 $g=9.81\text{ m/s}^2$ ；

a ——同式(77)；

i ——同式(77)；

η ——同式(77)；

M_{dq} ——电动机平均起动转矩，单位为牛米($\text{N}\cdot\text{m}$)；

$$M_{dq} = \lambda_{AS} M_n$$

λ_{AS} ——电动机平均起动转矩倍数，其值见表 38；

M_n ——电动机的额定转矩，单位为牛米($\text{N}\cdot\text{m}$)；

M_N ——见式(77)。

表 37 起升机构起(制)动时间和平均升降加(减)速度值

起重机的用途及类型	起(制)动时间/s	平均加(减)速度/ (m/s^2)
作精密安装用的起重机	1 ~ 3	≤ 0.01
吊运液态金属和危险品的起重机	3 ~ 5	≤ 0.07
通用桥式起重机和通用门式起重机	0.7 ~ 3	0.01 ~ 0.15
冶金工厂中生产率高的起重机	3 ~ 5	0.02 ~ 0.05
港口用门座起重机	1 ~ 3	0.3 ~ 0.7
岸边集装箱起重机	1.5 ~ 5	0.2 ~ 0.8
卸船机	1 ~ 5	0.5 ~ 2.2
塔式起重机	4 ~ 8	0.25 ~ 0.5
汽车起重机	3 ~ 5	0.15 ~ 0.5

注：根据起重机不同的使用要求，对起升机构起(制)动时间或平均升降加(减)速度两者只选一项进行校核计算。

表 38 电动机平均起动转矩倍数

电动机型式		λ_{AS}
起重用三相交流绕线式电动机		1.5~1.8
起重用三相笼型电动机	普通型式	电动机堵转转矩倍数
	变频器控制型式	1.5~1.8
并励直流电动机		1.7~1.8
串励直流电动机		1.8~2.0
复励直流电动机		1.8~1.9

6.1.1.4.1.2 起动平均加速度 a_q ,按式(83)计算(起动平均加速度值见表 37):

$$a_q = \frac{v_q}{t_q} \dots\dots\dots (83)$$

式中:

a_q ——起升机构的起动平均加速度,单位为米每平方秒(m/s^2);

v_q ——起升速度,单位为米每秒(m/s);

t_q ——同式(82)。

6.1.1.4.2 制动时间和制动平均减速度计算

6.1.1.4.2.1 采用机械式制动器的满载下降制动时间 t_z ,按式(84)计算(制动时间值见表 37):

$$t_z = \frac{n' [k(J_1 + J_2) + J_3 \eta]}{9.55(M_z - M'_j)} \dots\dots\dots (84)$$

式中:

t_z ——起升机构的制动时间,单位为秒(s);

n' ——满载(额定载荷)下降且制动器投入有效制动转矩时的电动机转速,单位为转每分(r/min),

常取 $n' = 1.1 n$;

k ——同式(82);

η ——同式(77);

M_z ——机械式制动器的计算制动转矩,单位为牛米($N \cdot m$);

M'_j ——稳态下降额定载荷时电动机制动轴上的转矩,单位为牛米($N \cdot m$);

$$M'_j = \frac{P_Q D}{2ai \eta'}$$

η' ——物品下降时起升机构系统的总效率;

其余符号同式(82)。

6.1.1.4.2.2 制动平均减速度,按式(85)计算(除紧急制动外的正常情况制动平均减速度值见表 37):

$$a_z = \frac{v'_q}{t_z} \dots\dots\dots (85)$$

式中:

a_z ——制动平均减速度,单位为米每二次方秒(m/s^2);

v'_q ——满载下降且制动器开始有效制动时的下降速度,单位为米每秒(m/s),可取 $v'_q=1.1 v_q$;
 t_z ——同式(84)。

除了用支持制动器完成减速制动以外,也可用支持制动器与电气制动并用作减速制动,或单独采用电气制动作减速制动。减速制动仅用来消耗动能,使物品安全减速。在与电气制动并用时,支持制动器的最低制动安全系数仍应满足 6.1.1.3.1.3 的要求。

6.1.1.5 减速器的选择

6.1.1.5.1 在一般情况下,起升机构减速器的设计预期寿命应与该机构工作级别中所对应的使用等级一致。但对一些工作特别繁重,允许在起重机使用期限内更换减速器的,则所选减速器的设计预期寿命可小于该起升机构所对应的机构工作寿命。

6.1.1.5.2 采用起重机用减速器时,当所选用的减速器参数表上标注的工作级别与所设计的起升机构的工作级别不一致时,应引入减速器功率修正系数。

6.1.1.5.3 采用普通用途减速器时,还应用电动机的最大起动转矩验算减速器输入轴的强度,用额定起升载荷(考虑起升动载系数 λ_{max})作用在减速器输出轴上的短暂最大力矩和最大径向力验算减速器输出轴的强度。

6.1.2 有轨运行机构

6.1.2.1 稳态运行阻力

稳态运行阻力 P_j (包括摩擦阻力 P_m 、坡道阻力 P_a 、按计算风压 P_1 算得的风阻力 P_{w1}),按式(86)计算:

$$P_j = P_m + P_a + P_{w1} \dots\dots\dots (86)$$

式中:

- P_j ——稳态运行阻力,单位为牛顿(N);
- P_m ——运行摩擦阻力,单位为牛顿(N);
- P_a ——坡道阻力,单位为牛顿(N);
- P_{w1} ——按计算风压 P_1 算得的风阻力,单位为牛顿(N)。

在曲线轨道上运行的起重机,还要考虑弯道运行附加阻力;在绳索牵引式运行机构中,还需计算小车运行时起升钢丝绳及运行牵引钢丝绳绕过导向滑轮的阻力。

6.1.2.1.1 摩擦阻力 P_m

起重机或起重小车沿直线运行时摩擦阻力 P_m 主要包括车轮踏面的滚动摩擦阻力、车轮轴承的摩擦阻力以及附加摩擦阻力三部分,按式(87)计算:

$$P_m = P_z \frac{\mu d + 2f_k C_t}{D} \dots\dots\dots (87)$$

式中:

- P_m ——同式(86);
- P_z ——运动部分所有质量的重力,包括吊运物品和起重机或小车等质量的重力,单位为牛顿(N);
- μ ——车轮轴承摩擦阻力系数,见表 39;
- d ——车轮轴径,单位为毫米(mm);
- f_k ——车轮沿轨道的滚动摩擦力臂,单位为毫米(mm),见表 40;

D ——车轮踏面直径,单位为毫米(mm);

C_f ——考虑车轮轮缘与轨顶侧面摩擦或牵引供电电缆及集电器摩擦等的附加摩擦阻力系数,见表 41。

表 39 车轮轴承的摩擦阻力系数 μ

轴承型式	滑动轴承			滚动轴承	
	开式	稀油润滑	滚珠或滚柱式	锥形滚子式	调心滚子式
μ	0.1	0.08	0.015	0.02	0.004

表 40 车轮的滚动摩擦力臂 f_k

车轮材料	钢轨型式	车轮踏面直径/mm					
		100,160	200,250,315	400,500	630,710	800	900,1 000
钢	平顶	0.25	0.3	0.5	0.6	0.7	0.7
	圆顶	0.3	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2
铸铁	平顶	—	0.4	0.6	0.8	0.9	0.9
	圆顶	—	0.5	0.7	0.9	1.2	1.4

表 41 附加摩擦阻力系数 C_f

车轮形状		机 构	驱动型式	C_f	
圆柱车轮	有轮缘	桥式、门式和门座起重机的大车运行机构	分别驱动	1.5	
	无轮缘 (有水平滚轮)		分别驱动	1.1	
	有轮缘	具有柔性支腿的装卸桥、门式起重机的大车运行机构	分别驱动	1.3	
	有轮缘	双梁桥式、门式起重机的小车运行机构	滑线导电	集中驱动	1.6
			电缆导电	集中驱动	1.3
	有轮缘	受偏心载荷的单主梁小车运行机构	滑线导电		1.6
	无轮缘				1.5
	有轮缘		电缆导电		1.3
无轮缘				1.2	
圆锥车轮(单轮缘)		悬挂在工字梁或箱形梁下翼缘上的小车运行机构	单边驱动	1.5	
			双边驱动	2.0	

6.1.2.1.2 坡道阻力 P_a

坡道阻力的计算原则,见 4.2.2.2。

坡道阻力按式(88)计算:

$$P_a = (m + m_i)g \cdot \tan\alpha \quad \dots\dots\dots(88)$$

式中:

- P_a ——同式(86);
- m ——起重机的总起升质量,单位为千克(kg);
- m_i ——起重机或小车的质量,单位为千克(kg);
- g ——重力加速度,单位为米每二次方秒(m/s^2);
- α ——轨道倾斜的角度,单位为度($^\circ$)。

6.1.2.1.3 风阻力 P_{wT}

风阻力按 4.2.2.3.4 中的风载荷计算方法计算。

6.1.2.2 电动机初选

6.1.2.2.1 电动机型式选择

电动机型式按附录 P 中的 P.1 的规定选择。

6.1.2.2.2 电动机的初选功率

- 6.1.2.2.2.1 电动机运行稳态功率按附录 P 中的式(P.2)计算。
- 6.1.2.2.2.2 对能提供有关按 CZ 值计算选择电动机资料的异步电动机,可按附录 P 的式(P.7)计算。
- 6.1.2.2.2.3 对能获得电动机负荷图的运行机构,可按附录 P 的(P.9)计算。

6.1.2.3 电动机的校验

6.1.2.3.1 电动机的过载校验和发热校验

电动机的过载校验按附录 R 的方法计算;电动机的发热校验按附录 S 的方法计算。

6.1.2.3.2 电动机使用环境的功率修正

电动机使用环境的功率修正见 7.7.2.4。

6.1.2.4 起动时间与起动平均加速度计算

6.1.2.4.1 满载、上坡、迎风运行起动时的起动时间 t_q ,按式(89)计算:

$$t_q = \frac{n \left[k(J_1 + J_2)m + \frac{J'_3}{\eta} \right]}{9.55(mM_{dq} - M_{dj})} \quad \dots\dots\dots(89)$$

式中:

- n ——同式(82);
- k ——同式(82);
- J_1 ——同式(82);
- J_2 ——同式(82);
- m ——电动机台数;
- J'_3 ——作平移运动的全部质量的惯量折算到电动机轴上的转动惯量,单位为千克平方米($kg \cdot m^2$);

$$J'_3 = \frac{(m + m_i)D^2}{4i^2}$$

m ——同式(88);

m_i ——同式(88);

D ——车轮踏面直径,单位为米(m);

i ——由电动机轴到车轮的机构总传动比;

η ——运行机构总传动效率;

M_{dq} ——同式(82);

M_{dq} ——满载、上坡、迎风时作用于电动机轴上的稳态运行阻力矩,单位为牛米(N·m);

$$M_{dq} = \frac{P_j D}{2i\eta}$$

P_j ——同式(86)。

6.1.2.4.2 起动平均加速度 a_y 按式(90)计算:

$$a_y = \frac{v_y}{t_q} \quad \dots\dots\dots(90)$$

式中:

a_y ——起动平均加速度,单位为米每二次方秒(m/s^2);

v_y ——起重机的稳定运行速度,单位为米每秒(m/s);

t_q ——起重机的运行起动时间,单位为秒(s),一般取不大于表 13 中的值。

6.1.2.5 减速器的选择

6.1.2.5.1 在一般情况下,运行机构减速器的设计预期寿命与该机构工作级别中所对应的使用等级一致。但对一些工作特别繁重,允许在起重机使用期限内更换减速器的,所选减速器的设计预期寿命可小于运行机构的工作寿命。

6.1.2.5.2 在选用减速器时,若其参数表上的工作级别与运行机构的工作级别不一致时,应引入换算减速器使用繁忙条件的功率修正系数。

6.1.2.5.3 与起升机构减速器不同,运行机构减速器在工作时承受双向载荷,且在机构起(制)动时要传递更大的驱动或制动力矩,在选择运行机构的减速器时应特别考虑此因素。

6.1.2.6 制动器的选择

运行机构装设制动器的作用一般是为了实现减速制动,并使停止下来的起重机在作业时运行机构能保持不动。

6.1.2.6.1 运行机构机械式制动器的制动转矩与运行摩擦阻力矩之和,应能使处于满载、顺风及下坡状态下运行的起重机或小车在要求的时间内停止下来。

运行机构的制动转矩 M_z 按式(91)计算:

$$M_z = \left\{ \frac{(P_{w1} + P_a - P'_m) D \eta}{2i} + \frac{n}{9.55 t_z} [k m_z (J_1 + J_2) + J'_3 \eta] \right\} \quad \dots\dots\dots(91)$$

式中:

M_z ——运行机构制动转矩,单位为牛米(N·m);

P_{w1} ——同式(86);

P_a ——同式(86);

P'_m ——不考虑轮缘与轨道侧面附加摩擦的摩擦阻力,单位为牛顿(N);

D ——同式(89);

- η ——同式(89)；
- i ——由制动器轴到车轮的机构总传动比；
- n ——同式(82)；
- t_z ——运行机构制动时间,单位为秒(s)；
- k ——同式(82)；
- m_z ——制动器的台数；

J_1, J_2, J'_3 ——同式(89)。

6.1.2.6.2 制动器的选择条件,一般 $[M_z] \geq M_z$, $[M_z]$ 是所选制动器参数表中给出的制动转矩。

6.1.2.6.3 频繁制动的制动器,在同一挡制动力矩的各个制动器中,宜选用制动轮较大的制动器。

6.1.2.6.4 对那些驱动轮与轨道之间有足够大黏着力露天的工作起重机的运行小车,或未采用自动作用夹轨器的起重机,应按式(142)及式(144)计算在顺风、下坡情况下制动装置的总抗风阻力是否能抗御风的吹袭,以防止在有风工作中的起重机发生移动。

6.1.2.7 打滑计算

运行机构起动或制动时,起重机或小车不应发生打滑,一般由设计校验主动轮不打滑来保证。计算时钢质车轮与钢轨的黏着系数(静摩擦系数)为:室内工作的取0.14,室外工作的取0.12。

6.1.3 回转机构

6.1.3.1 等效回转稳态阻力矩

等效回转稳态阻力矩 M_{eq} ,按式(92)计算:

$$M_{eq} = M_m + M_w + M_s \dots\dots\dots (92)$$

式中:

- M_{eq} ——等效回转稳态阻力矩,单位为牛米(N·m)；
- M_m ——回转摩擦阻力矩,主要是回转支承装置的摩擦阻力矩,单位为牛米(N·m)；
- M_w ——正常工作状态下的等效风阻力矩,按 P_{w1} 风阻力矩的0.7倍计算,单位为牛米(N·m)；
- M_s ——等效坡道阻力矩,按坡道阻力矩的0.7倍计算,单位为牛米(N·m)。

6.1.3.2 电动机初选

6.1.3.2.1 电动机型式选择

电动机型式按附录P中的P.1规定选择。

6.1.3.2.2 电动机的初选功率

6.1.3.2.2.1 回转机构电动机等效功率按附录P中的式(P.4)计算。

6.1.3.2.2.2 对能提供有关按CZ值计算选择电动机资料的绕线转子异步电动机,可按附录P中的式(P.8)计算所需电动机功率。

6.1.3.2.2.3 对能获得电动机负荷图的回转机构,可按附录P中的式(P.10)计算所需电动机功率。

6.1.3.3 电动机的校验

6.1.3.3.1 电动机的过载校验和发热校验

回转机构电动机的过载校验按附录R的方法计算,电动机的发热校验按附录S的方法计算。

6.1.3.3.2 电动机使用环境的功率修正

电动机使用环境的功率修正见7.7.2.4。

6.1.3.3.3 起动加速度计算

对于电动机直接起动的回转机构应计算机构的起动加速度,应使臂架起重机回转臂架头部切向加

(减)速度不大于下列数值:对于回转速度较低的安装用起重机,根据起重量大小,此值一般为 $0.1 \text{ m/s}^2 \sim 0.3 \text{ m/s}^2$;对于回转速度较高的装卸用起重机,根据起重量大小,此值一般为 $0.8 \text{ m/s}^2 \sim 1.2 \text{ m/s}^2$ 。起重量大者取小值。

6.1.3.4 减速器的选择

回转机构的减速器用等效功率进行选择,减速器的工作特点和选择原则与运行机构减速器相同。

6.1.3.5 制动器的选择

在回转机构最不利工作状态下,其制动器应能使回转部分从运动中停止;对塔式起重机,则是使已停住的回转部分在工作中能保持定位不动。制动减速度不宜超过 6.1.3.3.3 的规定。

回转机构的制动转矩按式(93)计算:

$$M_z = \frac{\sum J \cdot n}{9.55 t_z} + M_c \quad \dots\dots\dots (93)$$

式中:

- M_z ——回转机构的制动转矩,单位为牛米($\text{N} \cdot \text{m}$);
- $\sum J$ ——起重机回转制动时,回转机构及含吊运物品在内的全部回转运动质量换算到电动机轴(制动器轴)上的机构总转动惯量,单位为千克二次方米($\text{kg} \cdot \text{m}^2$);
- n ——同式(82);
- t_z ——回转机构制动时间,单位为秒(s);
- M_c ——换算到电动机轴上的等效回转力矩,单位为牛米($\text{N} \cdot \text{m}$);

$$M_c = \frac{\eta}{i} (M_w + M_a - M_m)$$

- η ——回转机构的总传动效率;
- i ——由制动器轴到回转支承装置的回转机构总传动比;
- M_w ——同式(92);
- M_a ——同式(92);
- M_m ——同式(92)。

6.1.3.6 极限力矩联轴器的选择

对于有自锁可能的传动机构应装设极限力矩联轴器。非自锁机构如果不装设极限力矩联轴器,则应计算传动机构在事故状态下的静强度。

极限力矩联轴器的摩擦力矩,按式(94)计算:

$$M_{jl} = 1.1 \left[M_{\max} - \frac{(J_1 + J_2)n}{9.55t} \right] i_c \eta \quad \dots\dots\dots (94)$$

式中:

- M_{jl} ——极限力矩联轴器的摩擦力矩,单位为牛米($\text{N} \cdot \text{m}$);
- M_{\max} ——电动机最大起动转矩或制动器的制动转矩,单位为牛米($\text{N} \cdot \text{m}$);
- J_1, J_2 ——见式(82);
- n ——同式(82);
- t ——起、制动时间,单位为秒(s);
- i_c ——电动机至极限力矩联轴器的回转机构传动比;
- η ——电动机至极限力矩联轴器的传动效率。

6.1.4 变幅机构

6.1.4.1 变幅阻力

6.1.4.1.1 非平衡动臂式变幅机构的变幅阻力

在非平衡动臂式变幅机构变幅全过程中的不同幅度位置,变幅牵引构件(如钢丝绳、齿条、螺杆、液压缸活塞等)上的总变幅阻力可能会有较大的变化。每一个变幅位置上变幅牵引构件的最大变幅阻力按式(95)计算:

$$P_z = P_o + P_l + P_w + P_{sh} + P_c + P_e + P_f + P_a \dots\dots\dots (95)$$

式中:

- P_z ——非平衡动臂式变幅机构的变幅阻力,单位为牛顿(N);
- P_o ——变幅时吊运物品非水平位移所引起的变幅阻力,单位为牛顿(N);
- P_l ——臂架系统自重未能完全平衡引起的变幅阻力,单位为牛顿(N);
- P_w ——作用在臂架系统上的风载荷引起的变幅阻力,单位为牛顿(N);
- P_{sh} ——作用在吊运物品上的风载荷、起重机回转时吊运物品的离心力以及变幅、回转、运行起动或制动时在吊运物品上造成的水平惯性力等引起的起升滑轮组对铅垂线的偏角 α 造成的变幅阻力,单位为牛顿(N);
- P_c ——臂架系统在起重机回转时的离心力引起的变幅阻力,单位为牛顿(N);
- P_e ——变幅过程中臂架系统相对回转中心线的径向惯性力引起的变幅阻力,单位为牛顿(N);
- P_f ——臂架铰轴等关节中的摩擦力和补偿滑轮组的效率造成的变幅阻力,单位为牛顿(N);
- P_a ——起重机轨道坡度等引起的变幅阻力,单位为牛顿(N)。

6.1.4.1.2 平衡臂架式变幅机构的变幅等效阻力

平衡臂架式变幅机构每个位置上的变幅阻力也可以采用式(95)计算,而在变幅全过程的变幅等效阻力 F_{ld} 则应按式(96)计算:

$$F_{ld} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n P_{li}^2 \cdot t_i}{\sum_{i=1}^n t_i}} \dots\dots\dots (96)$$

式中:

- F_{ld} ——平衡臂架式变幅机构变幅等效阻力,单位为牛顿(N);
- P_{li} ——臂架从位置 i 到位置 $i+1$ 幅度区段上两个相邻计算位置的变幅阻力的平均值,单位为牛顿(N);
- t_i —— P_{li} 的作用时间,单位为秒(s)。

6.1.4.1.3 牵引小车式变幅机构的变幅稳态阻力

钢丝绳牵引小车式变幅机构的变幅稳态阻力包括摩擦阻力、等效坡道阻力、起升钢丝绳和牵引钢丝绳绕过导向滑轮所引起的阻力。摩擦阻力包括车轮沿轨道滚动的阻力、车轮轴承内的摩擦阻力以及车轮轮缘与轨道侧面间的附加摩擦阻力,后者一般是用前述两种基本摩擦阻力之和乘以附加摩擦阻力系数 1.50 来考虑,计算见 6.1.2.1.1。

6.1.4.2 电动机初选

6.1.4.2.1 非平衡动臂式变幅机构

非平衡动臂式变幅机构所需电动机功率按附录 P 中的式(P.5)计算。

6.1.4.2.2 平衡臂架式变幅机构

平衡臂架式变幅机构所需电动机功率,按附录 P.2.2 中的式(P.6)计算。

6.1.4.2.3 牵引小车式变幅机构

牵引小车式变幅机构所需电动机功率按附录 P 中的式(P.3)计算。

6.1.4.3 电动机的校验

6.1.4.3.1 电动机的过载校验和发热校验

变幅机构电动机的过载校验按附录 R 的方法计算,电动机的发热校验按附录 S 的方法计算。

6.1.4.3.2 电动机使用环境功率修正

电动机使用环境功率修正见 7.7.2.4。

6.1.4.3.3 起动加速度计算

变幅机构电动机选出之后,应计算机构的起动加速度,起重机变幅时臂架端部水平移动的最大加(减)速度不大于 0.6 m/s^2 。

6.1.4.4 减速器的选择

6.1.4.4.1 非平衡动臂式变幅机构

减速器的工作特点和选择原则与起升机构减速器相同。

6.1.4.4.2 平衡臂架式变幅机构、牵引小车式变幅机构

减速器的工作特点和选择原则与运行机构减速器相同。

6.1.4.5 制动器的选择

6.1.4.5.1 对于平衡臂架式变幅机构,应采用常闭式机械制动器。当用变幅过程中变幅钢丝绳或变幅拉杆中的最大拉力换算到制动器轴上的转矩进行计算时:

——起重机悬吊的物品回转并受工作状态最大风力 P_{wII} 作用、钢丝绳出现最大摆角 α_{II} 时,制动安全系数不应小于 1.25;

——起重机不工作、并受最大非工作风 P_{wIII} 作用时,制动安全系数不应小于 1.15。

6.1.4.5.2 对于非平衡动臂式变幅机构,在一般情况下应装一个机械式制动器;在重要情况下应装两个机械式支持制动器或装一个机械式支持制动器和一个停止器。装一个机械式支持制动器时,其制动安全系数不小于 1.50;装有两个机械式支持制动器时,每一个制动安全系数不小于 1.25。液压变幅机构应装平衡阀。

6.1.4.5.3 对于钢丝绳牵引小车变幅机构,机械式制动器的制动转矩与运行摩擦阻力矩之和,应能使处于不利情况下的变幅小车在要求的时间内停止下来。机械式制动器安全系数不小于 1.25。采用常闭式机械式制动器,宜先减速后制动,牵引小车的制动减速度不宜超过 0.5 m/s^2 。

6.2 起重机的通用机械零件的设计计算

6.2.1 计算内容和方法

起重机机械零件的设计计算包括以下内容,但并非全部零件都要进行以下各项计算,而是根据零件所处的部位及其受载情况进行合理的选择。

6.2.1.1 强度计算

强度计算包括抗脆性断裂及防止出现塑性变形的计算,其目的是要验证计算应力不超过所采用材料的许用应力。对传动机构中的大多数零件均要进行此项计算,对受力较大的承载零件也需进行此项计算。在确定许用应力时,对于弹塑性较好的材料($\sigma_s/\sigma_b < 0.7$)制成的机械零件,可以用屈服强度(屈服点)除以安全系数进行强度计算。但对于机械零件中使用较多的高强度材料或经过热处理提高了其机械性能的材料,其屈服强度与抗拉强度之比是较高或很高的(经常 $\sigma_s/\sigma_b \geq 0.7$),如果强度计算的许用应力仍根据屈服强度来确定,零件就容易在其所受应力偶然超过这个强度时发生脆性破坏。因此对这类机械零件应该用其钢材的抗拉强度除以安全系数进行强度计算。

6.2.1.2 稳定计算

稳定计算包括对易丧失稳定的零件进行的抗失稳计算,对较长的高速传动轴进行防止达到临界转速的计算等。特别是对于使用高强度材料的机构,更应重视对零件的稳定计算。

6.2.1.3 耐磨及发热计算

耐磨及发热计算包括对受力较大的摩擦磨损件进行耐磨计算和对可能出现较高发热的零部件进行防止过热的计算。对于采用新的金属及非金属材料制成的零件,更应进行此项计算。

6.2.1.4 抗疲劳计算

对承受应力循环次数较多的零件,应进行抗疲劳计算。

起重机机械零件的上述计算都是用安全系数法,即考核这些零件在抗失效方面是否有足够的安全裕度。

6.2.2 计算载荷与载荷情况

6.2.2.1 计算载荷

起重机机构零件受到的载荷基本上可分为两类: P_M 型载荷和 P_R 型载荷,见4.4.1。

6.2.2.2 载荷情况

起重机机械零件设计计算中的载荷,要考虑在情况I:无风正常工作,情况II:有风正常工作,情况III:特殊载荷作用等三种情况下 P_M 、 P_R 各类载荷的载荷组合,见4.4.2。

6.2.3 强度计算

6.2.3.1 许用应力值

6.2.3.1.1 当钢材的屈服点(σ_s)与钢材的抗拉强度(σ_b)之比小于0.7时,许用应力 $[\sigma]$ 按式(97)确定:

$$[\sigma] = \sigma_s / n_s \dots\dots\dots (97)$$

式中:

$[\sigma]$ ——同式(28);

σ_s ——钢材的屈服点,单位为牛每平方米(N/mm^2);

n_s ——与钢材的屈服点及载荷情况相对应的安全系数,见表42。

表 42 n_s 和 n_b

载 荷 情 况	安 全 系 数	
	n_s	n_b
I 和 II	1.48	2.2
III	1.22	1.8

^a 对灰铸铁, n_b 值要增加25%。

6.2.3.1.2 对 $\sigma_s/\sigma_b \geq 0.7$ 的材料,许用应力 $[\sigma]$ 由式(98)确定:

$$[\sigma] = \sigma_b / n_b \dots\dots\dots (98)$$

式中:

$[\sigma]$ ——同式(28);

σ_b ——机械零件钢材的抗拉强度,单位为牛每平方米(N/mm^2);

n_b ——与钢材的抗拉强度及载荷情况相对应的安全系数,见表42。

6.2.3.2 计算应力与许用应力之间的关系

机械零件危险点的计算应力,用通常的力学方法计算;复合应力按合适的强度理论予以合成。当

计算应力与许用应力之间符合以下关系时,即认为该机械零件满足了强度的条件:

- a) 纯拉伸: $1.25\sigma_t \leq [\sigma]$, σ_t 为计算的拉伸应力;
- b) 纯压缩: $\sigma_c \leq [\sigma]$, σ_c 为计算的压缩应力;
- c) 纯弯曲: $\sigma_b \leq [\sigma]$, σ_b 为计算的弯曲应力;
- d) 拉伸和弯曲复合: $1.25\sigma_t + \sigma_b \leq [\sigma]$;
- e) 压缩和弯曲复合: $\sigma_c + \sigma_b \leq [\sigma]$;
- f) 纯剪切: $\sqrt{3}\tau \leq [\sigma]$;
- g) 拉伸、弯曲和剪切复合: $\sqrt{(1.25\sigma_t + \sigma_b)^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$;
- h) 压缩、弯曲和剪切复合: $\sqrt{(\sigma_c + \sigma_b)^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$ 。

6.2.4 稳定计算

6.2.4.1 抗失稳计算

对易于丧失稳定的零件,计算目的是验证其计算应力是否会超过作为临界应力函数的某个极限应力,超过临界应力就有发生失稳的危险。计算时,要考虑增大系数 γ (见表 21),其数值与机构工作级别有关。

有关零件抗失稳计算可按 5.6 计算。

6.2.4.2 轴的临界转速

对转速超过 400 r/min 的长传动轴,应计算其临界转速,并满足式(99)的要求:

$$n_{\max} \leq \frac{n_{\text{cr}}}{1.2} \quad \dots\dots\dots (99)$$

式中:

n_{\max} ——轴的实际最大转速,单位为转每分(r/min);

n_{cr} ——轴的临界转速,单位为转每分(r/min), $n_{\text{cr}} = 1\,210 \frac{\sqrt{d_1^2 + d^2}}{l^2}$;

d_1 ——空心轴的内直径,单位为厘米(cm),当为实心轴时, $d_1 = 0$;

d ——轴外径,单位为厘米(cm);

l ——轴的支点间距,单位为米(m)。

6.2.5 耐磨及防过热计算

6.2.5.1 耐磨计算

对于受磨损的零件,根据经验应对一些影响磨损的特定物理量进行计算,使之不会导致过度磨损。如对制动器、离合器及滑动支承等,应计算其摩擦表面的单位面积压力强度 p 及与摩擦面相对运动速度 v 乘积的特性系数 $p v$ 值,要求它不超过允许范围。

6.2.5.2 防过热计算

在盘式制动器或鼓式制动器中,摩擦面要选用耐磨耐高温的材料,制动轮/盘应有良好的散热条件,对频繁动作的制动器还应进行散热计算,应重视温度升高引起制动轮/盘与制动衬垫的摩擦系数变化,必要时应进行制动器热容量的计算。传动系统中采用液力偶合器时应具有足够的散热条件,并应采取防过热的保护措施。

6.2.6 疲劳强度的计算

6.2.6.1 一般方法

零件的疲劳强度主要由以下因素所确定:

——制造零件的材料;

- 形状、表面情况、腐蚀状态、尺寸(比例效应)和其他产生应力集中的因素;
- 在各种应力循环过程中出现的最小应力和最大应力的比值;
- 应力谱;
- 应力循环数。

一般情况下,机械零件的疲劳强度要从材料和零件的应力、疲劳循环特性以及与这些特性有关的规律中推导出来。

疲劳强度是以所选用的材料制成的抛光试件在交变拉伸疲劳载荷下的疲劳极限为基础,并采用一些系数来考虑零件的几何形状、表面情况、腐蚀状态和尺寸等因素降低疲劳强度的影响。

借助疲劳极限曲线[史密斯(SMITH)图],由交变载荷(应力循环特征值 $r = -1$)下的疲劳极限可得出与其他应力循环特征值 r 相对应的疲劳极限。在此曲线中,对于疲劳强度曲线的形状作了某些简化假设。

用这种确定实际零件相对于已知应力循环特征值 r 的疲劳极限的方法,可以用来绘制疲劳寿命曲线[威勒(WOHLER)曲线],此曲线表示了具有相同的应力循环特征值 r 的应力循环下疲劳应力与应力循环数的关系。根据此曲线,利用迈内尔(MINER)疲劳损伤线性累积假设,根据机械零件的工作级别,便可以确定它的疲劳强度。

本标准中所叙述的确定疲劳强度的方法,只适用于材料结构在所考虑的整个截面上是均匀的零件。因此,经过表面处理(如淬硬、氮化、表面硬化)的零件就不能用这个方法,只有当疲劳寿命曲线表示的是由同样材料制造、有相同的形状和尺寸、并受过完全相同的表面处理的零件,才可以由它来确定要计算的零件的疲劳强度。

只需用载荷情况 I (见 4.4.2.2) 进行机械零件疲劳强度计算。

应力循环数小于 8 000 次时,可不必进行疲劳计算。

6.2.6.2 抛光试件在交变载荷($r = -1$)下的疲劳计算

研究表明,机械零件的抛光试件在交变旋转弯曲作用下的疲劳极限值 σ_{bw} 可以近似地作为交变非旋转的弯曲作用下疲劳极限值。

交变轴向拉伸和压缩作用下的疲劳极限值,应比 σ_{bw} 减少 20%。

交变剪切(纯剪切或扭转)作用下的疲劳极限 τ_w ,可由式(100)得出:

$$\tau_w = \frac{\sigma_{bw}}{\sqrt{3}} \dots\dots\dots (100)$$

式中:

τ_w ——抛光零件在交变剪切(纯剪切或扭转)作用下的疲劳极限,单位为牛每平方米(N/mm^2);

σ_{bw} ——抛光试件在交变旋转弯曲作用下的疲劳极限值,单位为牛每平方米(N/mm^2)。

此处给定的 σ_{bw} 值一般为对应于 90%完好率的统计值,对常用的钢材为碳钢的机械零件, σ_{bw} 值可按式(101)决定:

$$\sigma_{bw} = 0.5\sigma_b \dots\dots\dots (101)$$

式中:

σ_{bw} ——同式(100);

σ_b ——同式(28)。

6.2.6.3 形状、尺寸、表面情况和腐蚀的影响

对所讨论零件,由于其形状、尺寸、表面(机械加工)情况以及其腐蚀状态等因素的影响,必然使其在

交变载荷下的疲劳极限相对于抛光试件的理想状态有所降低。分别用系数 K_s, K_d, K_u 和 K_c 来考虑这些影响。这些系数可按附录 T 确定。

所讨论零件在交变载荷 ($r = -1$) 下拉伸, 压缩, 弯曲和扭转剪切的疲劳极限 σ_{wr} 或 τ_{wr} 由式(102)~式(104)给出:

$$\sigma_{wr} = \frac{\sigma_{bw}}{K_s K_d K_u K_c} \dots\dots\dots (102)$$

或

$$\tau_{wr} = \frac{\tau_w}{K_s K_d K_u K_c} \dots\dots\dots (103)$$

在纯剪切情况下, 取:

$$\tau_{wr} = \tau_w \dots\dots\dots (104)$$

式中:

σ_{wr} 或 τ_{wr} ——零件拉伸, 压缩, 弯曲和扭转剪切的疲劳极限, 单位为牛顿每平方米 (N/mm^2);
 τ_w ——同式(100);

K_s, K_d, K_u, K_c ——系数。

6.2.6.4 作为 r, σ_b 和 $\sigma_{wr} (\tau_{wr})$ 函数的疲劳极限

图 11 为疲劳极限曲线[史密斯(SMITH)图], 它表达了疲劳极限 σ_d (或 τ_d) 与极值应力比 r 、抗拉强度 σ_b 和交变载荷 ($r = -1$) 下疲劳极限 $\sigma_{wr} (\tau_{wr})$ 之间的假设关系, 这些关系也如表 43 内容所示。

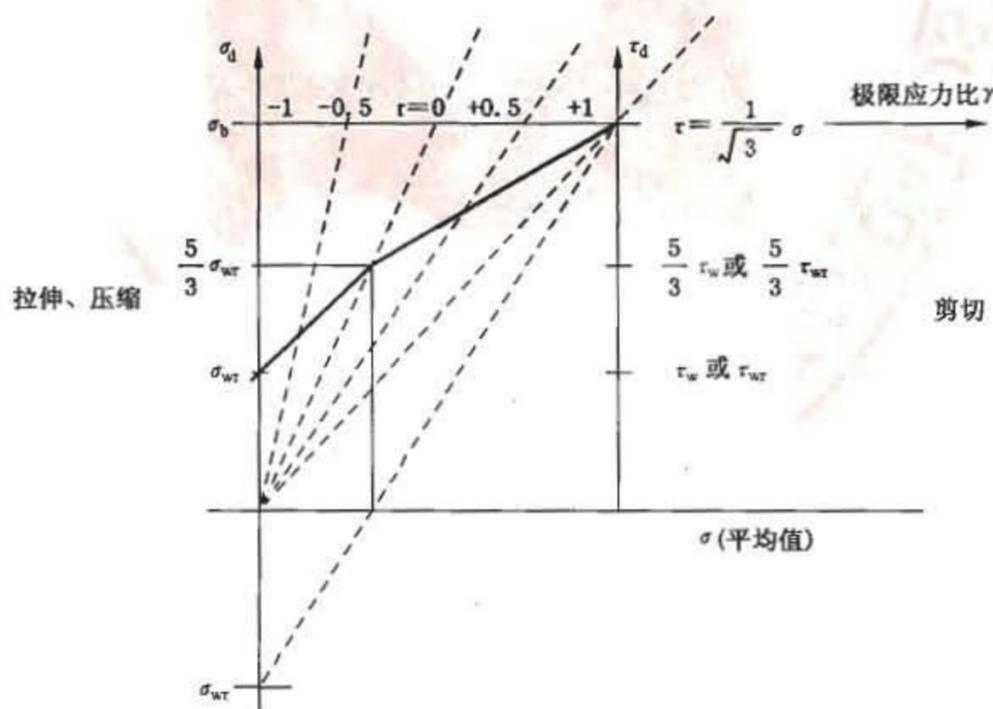


图 11 疲劳极限曲线

表 43 机械零件疲劳极限 $\sigma_d(\tau_d)$ 与 r, σ_b, σ_{wr} 的关系

正应力	$-1 \leq r < 0$	$\sigma_d = \frac{5}{3-2r} \sigma_{wr}$	交变应力
	$0 \leq r \leq 1$	$\sigma_d = \frac{\frac{5}{3} \sigma_{wr}}{1 - \left[1 - \frac{\frac{5}{3} \sigma_{wr}}{\sigma_b} \right] r}$	脉动应力
剪切应力	$-1 \leq r < 0$	$\tau_d = \frac{5}{3-2r} \tau_{wr}$	交变应力
	$0 \leq r \leq 1$	$\tau_d = \frac{\frac{5}{3} \tau_{wr}}{1 - \left[1 - \frac{\frac{5}{3} \sqrt{3} \tau_{wr}}{\sigma_b} \right] r}$	脉动应力

6.2.6.5 疲劳寿命曲线(威勒曲线)

图 12 的疲劳寿命曲线表示了当所有应力循环具有相同的幅值和相同的应力循环特征值 r 时, 疲劳破坏前能承受的应力循环数 n 和最大应力 $\sigma(\tau)$ 之间的函数关系, 假设如下:

a) 对 $n_T \leq 8 \times 10^3$:

$$\sigma = \sigma_b \dots\dots\dots (105)$$

或

$$\tau = \frac{\sigma_b}{\sqrt{3}} \dots\dots\dots (106)$$

式中:

σ, τ ——最大应力, 单位为牛顿每平方米(N/mm²);

σ_b ——同式(98);

b) 对 $8 \times 10^3 < n_T < 2 \times 10^6$ 的有限疲劳区, 这一函数关系可由图 12 双对数坐标中的 TD 直线来表示:

在所考虑的区间内, 威勒曲线的斜率由 C 来表示。

$$C = \tan \varphi = \frac{\log 2 \cdot 10^6 - \log 8 \cdot 10^3}{\log \sigma_b - \log \sigma_d} \dots\dots\dots (107)$$

或

$$C = \tan \varphi = \frac{\log 2 \cdot 10^6 - \log 8 \cdot 10^3}{\log \frac{\sigma_b}{\sqrt{3}} - \log \tau_d} \dots\dots\dots (108)$$

c) 对 $n \geq 2 \times 10^6$:

$$\sigma = \sigma_d \dots\dots\dots (109)$$

或

$$\tau = \tau_d \dots\dots\dots (110)$$

式中:

C ——威勒曲线斜率;

$\tan \varphi$ ——威勒曲线斜率；

σ_b ——同式(98)；

σ_d ——机械零件的疲劳极限,单位为牛顿每平方米(N/mm²)；

τ_d ——机械零件的疲劳极限,单位为牛顿每平方米(N/mm²)；

σ ——同式(105)。

上述 C 值表示了该机械零件实际的应力谱系数 K_s 值。

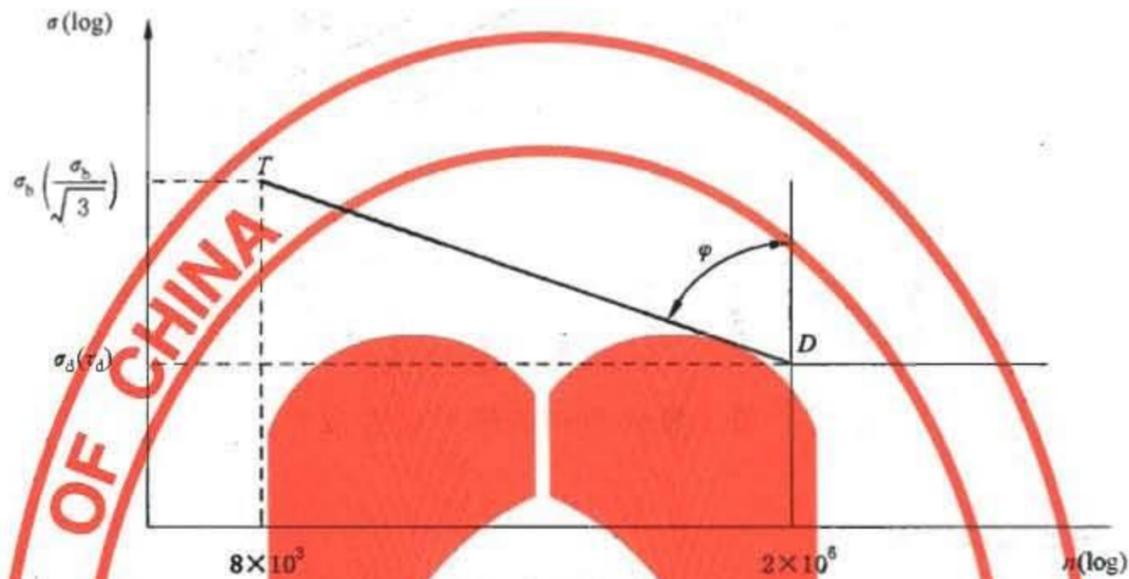


图 12 疲劳寿命曲线

6.2.6.6 机械零件的疲劳强度

一个已知的机械零件,其拉伸或压缩疲劳强度 σ_r 或剪切疲劳强度 τ_r 可以分别用式(111)和式(112)来确定:

$$\sigma_r = \left(2^{\frac{8-j}{C}}\right) \cdot \sigma_d \quad \dots\dots\dots (111)$$

或

$$\tau_r = \left(2^{\frac{8-j}{C}}\right) \cdot \tau_d \quad \dots\dots\dots (112)$$

式中:

σ_r ——机械零件的拉伸或压缩疲劳强度,单位为牛顿每平方米(N/mm²)；

j ——为该机械零件工作级别的组别号, $j=1\sim 8$,见表 9；

C ——同式(107)；

σ_d ——同式(107)；

τ_r ——机械零件的剪切疲劳强度,单位为牛顿每平方米(N/mm²)；

τ_d ——同式(108)。

根据机械零件总应力循环数 n_T 和应力谱系数 K_s ,它们的组别划分和相应于每一组别的临界疲劳应力如图 13 所示,其中 σ_r 表示用于工作级别的应力。对临界剪切应力,字母 σ 用 τ 来代替。

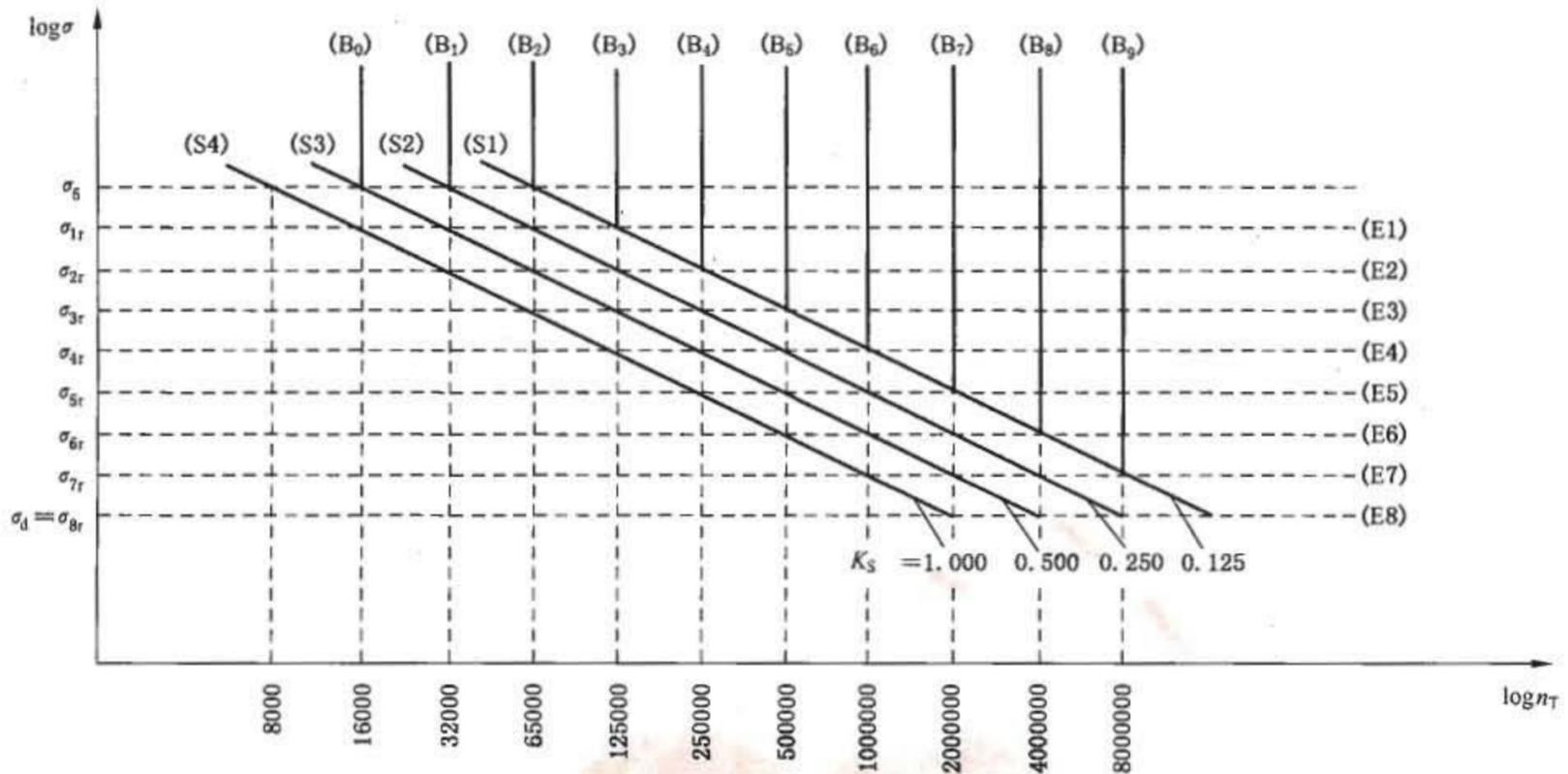


图 13 每个零件组别的临界疲劳应力图

6.2.6.7 疲劳许用应力和疲劳计算

将式(111)及式(112)中所定义的 σ_r 和 τ_r 分别除以疲劳安全系数 n_r , 就可以求出疲劳许用应力 $[\sigma_r]$ 和 $[\tau_r]$ 。

取:
$$n_r = 3 \cdot 2^{1/C} \dots\dots\dots (113)$$

疲劳许用应力为:
$$[\sigma_r] = \frac{\sigma_r}{n_r} \dots\dots\dots (114)$$

$$[\tau_r] = \frac{\tau_r}{n_r} \dots\dots\dots (115)$$

疲劳计算:
$$\sigma \leq [\sigma_r] \dots\dots\dots (116)$$

式中:

n_r ——疲劳安全系数;

C ——同式(107);

$[\sigma_r]$ ——机械零件拉伸或压缩疲劳许用应力,单位为牛顿每平方米(N/mm²);

σ_r ——同式(111);

$[\tau_r]$ ——机械零件的剪切疲劳许用应力,单位为牛顿每平方米(N/mm²);

τ_r ——同式(112);

σ ——最大计算正应力,单位为牛顿每平方米(N/mm²)。

$$\tau \leq [\tau_r] \dots\dots\dots (117)$$

式中:

τ ——最大计算剪切应力,单位为牛顿每平方米(N/mm²);

$[\tau_r]$ ——同式(115)。

受具有不同应力循环特征值 r 的正应力和剪切应力同时作用的零件,应满足下述条件:

$$\left(\frac{\sigma_x}{\sigma_{xr}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_{yr}}\right)^2 - \left(\frac{\sigma_x \sigma_y}{|\sigma_{xr}| \cdot |\sigma_{yr}|}\right) + \left(\frac{\tau}{\tau_r}\right)^2 \leq \frac{1.1}{n_r} \dots\dots\dots (118)$$

式中:

σ_x 、 σ_y —— x 方向或 y 方向的最大正应力,单位为牛顿每平方米(N/mm²);

σ_{xr} 、 σ_{yr} —— x 方向或 y 方向的正应力疲劳强度,单位为牛顿每平方米(N/mm²);

τ ——最大剪应力,单位为牛顿每平方米(N/mm²);

τ_r ——同式(112);

n_r ——同式(113)。

如果不能从相应的应力 σ_x 、 σ_y 和 τ 确定上述关系的最不利情况,就应分别对载荷应力 $\sigma_{x\max}$ 、 $\sigma_{y\max}$ 和 τ_{\max} 以及最不利的相应应力进行计算。

应注意上述计算并不能保证机械零件抗脆性破坏的安全性,只有选择合适的钢材质量组别才能确保这种安全性,可参见附录 I。

6.3 起重机特殊零部件的选用计算

6.3.1 滚动轴承的选择计算

滚动轴承计算的目的是计算滚动轴承是否能满足在 4.4.2.1 中规定的载荷情况 I、II、III 中最不利的情况下的静载荷的要求,及在载荷情况 I、II 中的较不利的情况下最大动载荷的要求,但对转速低于 10 r/min 的滚动轴承,不必校验其动载承受能力。

6.3.1.1 滚动轴承的设计预期寿命

滚动轴承应具有足够的设计预期寿命,可以根据所在机构的使用等级确定;对作为易损件在使用中可以更换的滚动轴承,其设计预期寿命可以取为比它所在机构的使用等级低一级或低两级。

6.3.1.2 滚动轴承的等效平均动载荷

6.3.1.2.1 承受 P_M 型载荷(见 4.4.1.1)的轴承等效平均动载荷

6.3.1.2.1.1 水平运动的机构中的轴承等效平均动载荷

因为在作业循环周期内,承受 P_M 型载荷的滚动轴承所受的载荷值是变化的,为计算方便起见特确定一个等效平均动载荷 $P_{M\text{mean}}$,并假定此载荷在 6.3.1.1 中所确定的设计预期寿命期内是不变的,其值为:

$$\text{对受加速力但不受风力影响的零件上的滚动轴承} \quad P_{M\text{mean I}} = K'_m P_{M\text{max I}} \quad \dots\dots\dots (119)$$

$$\text{对受加速力又受风力影响的零件上的滚动轴承} \quad P_{M\text{mean II}} = K'_m P_{M\text{max II}} \quad \dots\dots\dots (120)$$

式中:

$P_{M\text{mean I}}$ ——水平运动机构中受加速力但不受风力的零件上的滚动轴承的等效平均动载荷,单位为牛顿(N);

$P_{M\text{mean II}}$ ——水平运动机构中受加速力又受风力的零件上的滚动轴承的等效平均动载荷,单位为牛顿(N)。

$P_{M\text{max I}}$ 、 $P_{M\text{max II}}$ 见 4.4.2.2.1 和 4.4.2.3.1, K'_m 为 3.3.2 中所述的机构载荷谱系数 K_m 值的立方根。

6.3.1.2.1.2 作复合运动的机构中的轴承等效平均动载荷

机构使运动质量质心既有水平移动又有垂直位移的复合运动(例如非平衡变幅机构运动)的情况下,应将下面两种等效平均动载荷组合起来以确定组合等效平均动载荷:

- 由水平加速和风力产生的轴承等效平均动载荷,由 6.3.1.2.1.1 确定;
- 由全部运动质量质心的垂直位移引起的轴承等效平均动载荷,由式(121)计算:

$$P'_{M \max II} = \frac{2P_{M \max} + P_{M \min}}{3} \dots\dots\dots (121)$$

式中:

- $P'_{M \max II}$ ——由全部运动质量质心作垂直位移引起的轴承等效平均动载荷,单位为牛顿(N);
- $P_{M \max}$ ——正常工作条件下与轴承相应动载荷的最大值,单位为牛顿(N);
- $P_{M \min}$ ——正常工作条件下与轴承相应动载荷的最小值,单位为牛顿(N)。

6.3.1.2.2 承受 P_R 型载荷(见 4.4.1.2)的轴承等效平均动载荷

按 4.4.2,先对无风正常工作的起重机按载荷情况 I 计算轴承所在处的极值动载荷 $P_{R \max I}$ 、 $P_{R \min I}$,或对有风正常工作的起重机按载荷情况 II 计算轴承所在处的极值动载荷 $P_{R \max II}$ 、 $P_{R \min II}$,然后按式(122)、式(123)确定出此承受 P_R 型载荷的轴承无风工作的等效平均动载荷 $P_{R \text{mean I}}$ 和有风工作的等效平均动载荷 $P_{R \text{mean II}}$:

$$P_{R \text{mean I}} = \frac{2P_{R \max I} + P_{R \min I}}{3} \dots\dots\dots (122)$$

$$P_{R \text{mean II}} = \frac{2P_{R \max II} + P_{R \min II}}{3} \dots\dots\dots (123)$$

式中:

- $P_{R \text{mean I}}$ ——轴承无风工作的等效平均动载荷,单位为牛顿(N);
- $P_{R \text{mean II}}$ ——轴承有风工作的等效平均动载荷,单位为牛顿(N);
- $P_{R \max I}$ 、 $P_{R \min I}$ ——无风正常工作的起重机按载荷情况 I 计算轴承所在处的极值动载荷,单位为牛顿(N);
- $P_{R \max II}$ 、 $P_{R \min II}$ ——有风正常工作的起重机按载荷情况 II 计算轴承所在处的极值动载荷,单位为牛顿(N)。

6.3.1.2.3 同时承受 P_M 和 P_R 型载荷的轴承等效平均动载荷

在 6.3.1.2.1 和 6.3.1.2.2 的基础上,将此两种轴承等效平均动载荷组合,即得到该轴承同时承受 P_M 和 P_R 型载荷时的轴承等效平均动载荷。

6.3.2 钢丝绳

6.3.2.1 钢丝绳选用原则

起重机用钢丝绳应符合 GB/T 20118 的要求,优先采用线接触型钢丝绳。

当起重机进行危险物品装卸作业(如吊运液态熔融金属、高放射性或高腐蚀性物品等),或吊运大件物品、重要设备,且起重机的使用对人身安全及可靠性有较高要求时,应采用 GB 8918 中规定的钢丝绳。

钢丝绳的选择应满足本标准适用的起重机对所使用的钢丝绳规定的最低选用要求。本标准规定的钢丝绳使用的前提是:所采用的钢丝绳出厂时已得到正确润滑,滑轮和卷筒的卷绕直径选择适当(符合 6.3.3.1 要求)。

钢丝绳在滑轮和卷筒上的卷绕直径的选择要以起升机构的工作级别为依据。但对于要经常拆卸钢

钢丝绳的起重机(如建筑用起重机和流动式起重机),由于要求滑轮、卷筒等与钢丝绳相关的部件尺寸紧凑,重量较轻,且可以经常更换钢丝绳,故滑轮、卷筒的卷绕直径选用允许比所在起升机构工作级别低一级,但最低工作级别不应低于 M3 级。

当起重机进行危险物品装卸作业(如吊运液态熔融金属、高放射性或高腐蚀性物品等)时,宜按比该类起重机起升机构常用的工作级别高一级的机构来选择钢丝绳滑轮和卷筒的卷绕直径。

6.3.2.2 钢丝绳结构类型的选择

选用线接触型钢丝绳时,对起升高度很大,吊钩组钢丝绳倍率很小的港口装卸用起重机或建筑塔式起重机,宜采用多层股不旋转钢丝绳;当钢丝绳在腐蚀性较大的环境中工作时,应采用镀锌钢丝绳。

6.3.2.3 钢丝绳直径的选择计算

6.3.2.3.1 确定钢丝绳最大工作静拉力应考虑的因素

6.3.2.3.1.1 起重用(抓斗除外)钢丝绳

计算最大工作静拉力时应考虑下列因素:

- 起重机的额定起升载荷;
- 下滑轮组和取物装置的自重重力;
- 起升钢丝绳缠绕滑轮组的倍率 a 和绕上卷筒的钢丝绳分支数;
- 起升高度超过 50 m 时,一般要计及钢丝绳的自重重力;
- 在上极限位置若钢丝绳与铅垂线夹角大于 22.5° 时,还需要考虑由钢丝绳的倾斜引起钢丝绳拉力的增大;
- 钢丝绳系统的总传动效率 η_z 。对单联滑轮组可按式(124)计算:

$$\eta_z = \frac{1 - \eta_i^a}{(1 - \eta_i) a} \cdot \eta_0 \quad \dots\dots\dots (124)$$

式中:

- η_z ——钢丝绳系统的总传动效率;
- η_i ——单个滑轮的效率(滚动轴承取 0.98,滑动轴承取 0.96);
- a ——同式(77);
- η_0 ——导向滑轮的效率。

6.3.2.3.1.2 非起重用钢丝绳

对不专门用于起升垂直载荷的各种钢丝绳,应考虑在 4.4.2 中规定的、在各种用途工况中能反复出现的载荷情况 I 或 II 的最不利情况来确定出钢丝绳的最大工作静拉力 S 。当钢丝绳用来作水平运动的牵引时,应考虑牵引对象作水平运动时的摩擦阻力、坡道阻力以及起升钢丝绳绕过起升及导向滑轮系统的阻力等。

6.3.2.3.1.3 多绳抓斗的钢丝绳

对于四绳(或双绳)抓斗,其闭合绳和支持绳载荷分配按如下规定:

- a) 如使用的系统能自动地且快速地(例如采用差动式电控装置等)使闭合绳和支持绳中的载荷平均分配或将两种绳之间的载荷差异仅限制在闭斗末期或开始张开的极短时期内者,则闭合绳和支持绳的最大工作静拉力 S 各取为总载荷的 66% 除以各自的分支数;当采用直流调速或交流变频调速,并进行了特殊的设计,能实时监控保证抓斗离地时起升与闭合机构载荷准确协调共同承担者,钢丝绳的最大工作静拉力 S 可各取为总载荷的 55% 除以

各自的分支数。

- b) 如使用的系统在起升过程中不能使闭合绳和支持绳中的载荷平均分配,而实际上在抓斗闭合及起升初期几乎全部载荷都作用在闭合绳上,则闭合绳最大工作静拉力 S 取为总载荷的 100% 除以其分支数,支持绳最大工作静拉力 S 取为总载荷的 66% 除以其分支数。

6.3.2.3.2 钢丝绳选用计算

6.3.2.3.2.1 C 系数法

本方法只适用于运动绳。选取的钢丝绳直径不应小于(最接近于)按式(125)计算的钢丝绳直径。

$$d_{\min} = C\sqrt{S} \quad \dots\dots\dots(125)$$

式中:

d_{\min} ——钢丝绳的最小直径,单位为毫米(mm);

C ——钢丝绳选择系数,单位为毫米每开二次方牛($\text{mm}/\sqrt{\text{N}}$);

S ——钢丝绳最大工作静拉力,单位为牛顿(N)。

钢丝绳选择系数 C 取值与钢丝绳的公称抗拉强度和机构工作级别有关,见表 44。

当钢丝绳的 k' 和 σ_t 值与表 44 中不同时,则可根据工作级别从表 44 中选择安全系数 n 值并根据所选择钢丝绳的 k' 和 σ_t 值按式(126)换算出适合的钢丝绳选择系数 C ,然后再按式(125)选择绳径。

$$C = \sqrt{\frac{n}{k' \cdot \sigma_t}} \quad \dots\dots\dots(126)$$

式中:

n ——钢丝绳的最小安全系数,按表 44 选取;

k' ——钢丝绳最小破断拉力系数,见表 44 注;

σ_t ——钢丝绳的公称抗拉强度,单位为牛每平方米(N/mm^2)。

6.3.2.3.2.2 最小安全系数法

本方法对运动绳和静态绳都适用。按与钢丝绳所在机构工作级别有关的安全系数选择钢丝绳直径。所选钢丝绳的整绳最小破断拉力应满足式(127):

$$F_0 \geq Sn \quad \dots\dots\dots(127)$$

式中:

F_0 ——钢丝绳的整绳最小破断拉力,单位为千牛(kN);

S ——同式(125);

n ——同式(126)。

表 44 钢丝绳的选择系数 C 和安全系数 n

	机构工作 级别	选择系数 C 值						安全系数 n		
		钢丝绳公称抗拉强度 $\sigma_b/(N/mm^2)$						运动绳	静态绳	
		1 470	1 570	1 670	1 770	1 870	1 960			2 160
纤维 芯 钢 丝 绳	M1	0.081	0.078	0.076	0.073	0.071	0.070	0.066	3.15	2.5
	M2	0.083	0.080	0.078	0.076	0.074	0.072	0.069	3.35	2.5
	M3	0.086	0.083	0.080	0.078	0.076	0.074	0.071	3.55	3
	M4	0.091	0.088	0.085	0.083	0.081	0.079	0.075	4	3.5
	M5	0.096	0.093	0.090	0.088	0.085	0.083	0.079	4.5	4
	M6	0.107	0.104	0.101	0.098	0.095	0.093	0.089	5.6	4.5
	M7	0.121	0.117	0.114	0.110	0.107	0.105	0.100	7.1	5
	M8	0.136	0.132	0.128	0.124	0.121	0.118	0.112	9	5
钢 芯 钢 丝 绳	M1	0.078	0.075	0.073	0.071	0.069	0.067	0.064	3.15	2.5
	M2	0.080	0.077	0.075	0.073	0.071	0.069	0.066	3.35	2.5
	M3	0.082	0.080	0.077	0.075	0.073	0.071	0.068	3.55	3
	M4	0.087	0.085	0.082	0.080	0.078	0.076	0.072	4	3.5
	M5	0.093	0.090	0.087	0.085	0.082	0.080	0.076	4.5	4
	M6	0.103	0.100	0.097	0.094	0.092	0.090	0.085	5.6	4.5
	M7	0.116	0.113	0.109	0.106	0.103	0.101	0.096	7.1	5
	M8	0.131	0.127	0.123	0.120	0.116	0.114	0.108	9	5

注 1: 对于吊运危险物品的起重用钢丝绳,一般应比设计工作级别高一级的的工作级别选择表中的钢丝绳选择系数 C 和钢丝绳最小安全系数 n 值。对起升机构工作级别为 M7、M8 的某些冶金起重机和港口集装箱起重机等,在使用过程中能监控钢丝绳劣化损伤发展进程,保证安全使用,保证一定寿命和及时更换钢丝绳的前提下,允许按稍低的工作级别选择钢丝绳;对冶金起重机最低安全系数不应小于 7.1,港口集装箱起重机主起升钢丝绳和小车曳引钢丝绳的最低安全系数不应小于 6。

伸缩臂架用的钢丝绳,安全系数不应小于 4。

注 2: 本表中给出的 C 值是根据起重机常用的钢丝绳 $6 \times 19W(S)$ 型的最小破断拉力系数 k' 、且只针对运动绳的安全系数用式(125)计算而得。对纤维芯(NF)钢丝绳 $k' = 0.330$,对金属绳芯(IWR)或金属股芯(IWS)钢丝绳 $k' = 0.356$ 。

6.3.3 滑轮和卷筒

6.3.3.1 滑轮和卷筒的卷绕直径

按钢丝绳中心计算的滑轮或卷筒的卷绕直径,用式(128)计算:

$$D=h \cdot d \quad \dots\dots\dots (128)$$

式中:

D ——按钢丝绳中心计算的滑轮或卷筒的卷绕直径,单位为毫米(mm);

h ——卷筒、滑轮和平衡滑轮的卷绕直径与钢丝绳直径之比值,分别为 h_1 、 h_2 、 h_3 ,不应小于表 45 的规定值;

d ——钢丝绳公称直径,单位为毫米(mm)。

表 45 h_1 、 h_2 、 h_3 的值

机构工作级别	卷筒 h_1	滑轮 h_2	平衡滑轮 h_3
M1	11.2	12.5	11.2
M2	12.5	14	12.5
M3	14	16	12.5
M4	16	18	14
M5	18	20	14
M6	20	22.4	16
M7	22.4	25	16
M8	25	28	18

注 1: 采用抗扭转钢丝绳时, h 值按比机构工作级别高一级的值选取。
 注 2: 对于流动式起重机及某些水工工地用的臂架起重机, 建议取 $h_1=16, h_2=18$, 与工作级别无关。
 注 3: 臂架伸缩机构滑轮的 h_2 值, 可选为卷筒的 h_1 值。
 注 4: 桥式和门式起重机, 取 h_3 等于 h_2 。
 注 5: 用 6.3.2 给出的方法求出的最小钢丝绳直径并由此确定了卷筒和滑轮的最小直径后, 只要实际采用的钢丝绳直径不大于原算得的最小直径的 25%、钢丝绳实际的拉力不超过原计算钢丝绳最小直径时用的最大工作静拉力 S 值, 则新选的钢丝绳仍可以与算得的卷筒和滑轮的最小直径配用。
 注 6: 本表的 h 值不能限制或代替钢丝绳制造厂和起重机制造厂之间的协议, 当考虑采用不同柔性的新型钢丝绳时尤其如此。

6.3.3.2 滑轮、卷筒的材质和结构型式的选择

6.3.3.2.1 滑轮、卷筒材质的选择

铸造滑轮和卷筒应选用力学性能不低于 GB/T 9439 中的 HT 200, 及力学性能不低于 GB/T 11352 的 ZG 270-500。

焊接、轧制滑轮和卷筒应选用力学性能不低于 GB/T 700 中的 Q235B;根据使用工况和环境温度的需要,也可选用力学性能不低于 GB/T 1591 中的 Q345。

允许使用满足使用要求的其他材质的滑轮。

6.3.3.2.2 滑轮、卷筒的结构型式

铸造滑轮的结构型式宜采用 JB/T 9005 中规定的型式,铸造卷筒结构型式宜采用 JB/T 9006 规定的型式。

双腹板压制滑轮宜采用 JB/T 8398 中规定的型式,焊接滑轮宜采用 JG/T 5078.1 规定的型式。焊接卷筒的结构型式一般为短轴式,可以用卷筒联轴器与减速器连接。

6.3.3.2.3 绳槽半径

钢丝绳的使用寿命不仅与其弯曲半径,即滑轮、卷筒的直径密切相关,还与其和沟槽之间的比压等因素有关。滑轮、卷筒的绳槽半径 r 与钢丝绳公称直径 d 的比值,应按式(129)确定的值:

$$r=(0.53\sim 0.6)d \quad \dots\dots\dots(129)$$

式中:

r ——滑轮、卷筒的绳槽半径,单位为毫米(mm);

d ——同式(128)。

6.3.3.3 钢丝绳允许偏斜角

6.3.3.3.1 钢丝绳绕进或绕出滑轮槽时的最大偏斜角(即钢丝绳中心线和与滑轮轴垂直的平面之间的夹角)不应大于 5° 。

6.3.3.3.2 钢丝绳绕进或绕出卷筒时,钢丝绳中心线偏离螺旋槽中心线两侧的角度不应大于 3.5° ;对大起升高度及 D/d 值较大的卷筒,其钢丝绳偏离螺旋槽中心线的允许偏斜角应由计算确定。

6.3.3.3.3 对于光卷筒无绳槽多层卷绕卷筒,当未采用排绳器时钢丝绳中心线与卷筒轴垂直平面的偏离角度不应大于 1.7° 。

6.3.3.4 钢丝绳在卷筒上绳端的固定

吊具下降到最低极限位置时,钢丝绳在卷筒上的剩余安全圈(不包括固定绳端所占的圈数)至少应保持 2 圈(对塔式起重机为 3 圈)。当钢丝绳和卷筒之间的摩擦系数取为 0.1 时,在此安全圈下,绳端固定装置应在承受 2.5 倍钢丝绳最大工作静拉力时不发生永久变形。

6.3.4 车轮与轨道

6.3.4.1 材料

6.3.4.1.1 车轮与滚轮的材料

车轮与滚轮的材料应符合 JB/T 6392 的规定。当采用球墨铸铁时,其踏面和轮缘应进行热处理。

6.3.4.1.2 轨道材料

起重机轨道用材料推荐如下:

- 轻轨推荐用力学性能不低于 GB/T 11264 中的 55Q;
- 铁路用热轧钢轨推荐用力学性能不低于 GB 2585 中的 U71Mn;
- 起重机钢轨推荐用力学性能不低于 YB/T 5055 中的 U71Mn。

注:当采用其他型钢、方钢、扁钢等做轨道时,应注意其材质和硬度的实际情况,必要时可降低轮压,以保证有足够的使用寿命。

6.3.4.2 车轮与滚轮的校验计算

6.3.4.2.1 总则

本计算方法适用于轨道安装与维护良好、车轮调整正确、直径不超过 1 000 mm 的车轮和滚轮的校

验计算。应避免采用大直径车轮和滚轮,因为大直径车轮和滚轮的轮压较大,对轨道基础或承轨结构的承载能力要求较高。为减少单个车轮轮压,可采用平衡台车增加车轮数量。

起重机的车轮和滚轮应根据等效工作轮压进行疲劳强度校验计算,应根据最大轮压进行静强度校验计算。

6.3.4.2.2 计算载荷

6.3.4.2.2.1 等效工作轮压

等效工作轮压按式(130)确定:

$$P_{\text{mean I, II}} = \frac{P_{\text{min I, II}} + 2P_{\text{max I, II}}}{3} \dots\dots\dots(130)$$

式中:

$P_{\text{mean I}}$ ——无风正常工作起重机的等效工作轮压,单位为牛顿(N);

$P_{\text{mean II}}$ ——有风正常工作起重机的等效工作轮压,单位为牛顿(N);

$P_{\text{min I, II}}$ ——按 4.4.2.2 的载荷情况 I 或按 4.4.2.3 的载荷情况 II,起重机空载确定的所验算车轮的最小轮压,单位为牛顿(N);

$P_{\text{max I, II}}$ ——按 4.4.2.2 的载荷情况 I 或按 4.4.2.3 的载荷情况 II,起重机满载确定的所验算车轮的最大轮压,单位为牛顿(N)。

6.3.4.2.2.2 最大轮压

最大轮压 P_{max} 是指在载荷情况 I、II、III 中最不利状态和位置下最大轮压中的较大者,单位为牛顿(N)。

6.3.4.2.2.3 确定承压面的有效接触宽度 l

对具有平坦承压面的轨道,轨顶总宽度为 b ,每边倒角圆半径为 r ,见图 14 a),轮轨有效接触宽度为: $l = b - 2r$ 。

对于具有平坦、锥形或凸起承压面的轮轨,如车轮在工字钢梁下翼缘上面运行,则轮轨有效接触宽度为: $l = w - r$ 。

其中车轮踏面宽度 w ,下翼缘外侧倒角圆半径为 r ,如图 14 b)所示,车轮直径 D 应为投影宽度 $(w - r)$ 中点上的直径。

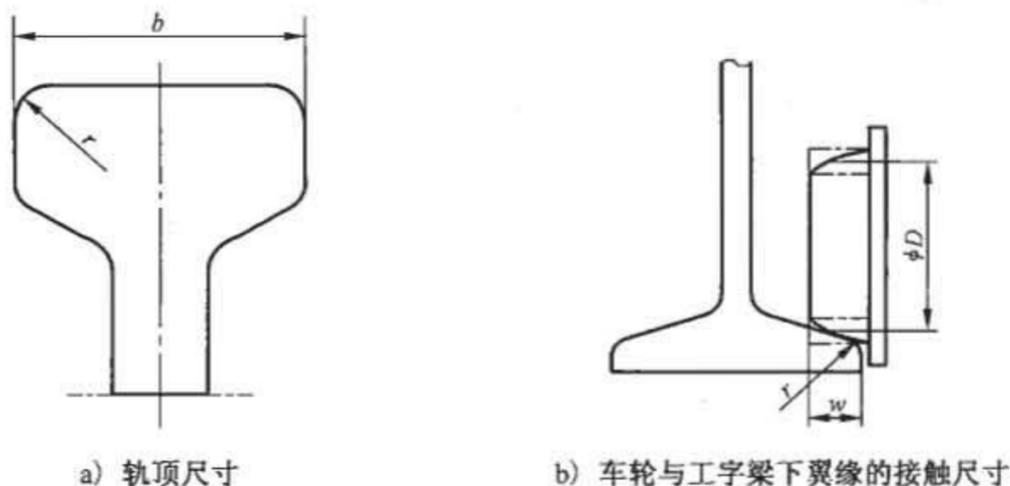


图 14 车轮踏面与轨道的接触宽度

6.3.4.2.3 允许轮压

允许轮压按式(131)确定:

$$P_L = kDlC \dots\dots\dots(131)$$

式中:

P_L ——正常工作起重机车轮或滚轮的允许轮压,单位为牛顿(N);

k ——车轮或滚轮的许用比压,单位为牛每二次方毫米(N/mm^2),钢质车轮或滚轮按表 46 选取;

注:对于具有凸起承压面的轨道或车轮(滚轮),许用比压 k 可增加 10%。因为这能改善轮轨的接触。

D ——车轮或滚轮的踏面直径,单位为毫米(mm);

l ——车轮或滚轮与轨道承压面的有效接触宽度(按 6.3.4.2.2.3 计算),单位为毫米(mm);

C ——计算系数:

进行车轮或滚轮踏面疲劳校核时, $C = C_1 C_2$;

进行车轮或滚轮强度校核时, $C = C_{max}$;

C_1 ——转速系数,按表 47 或表 48 选取;

C_2 ——车轮所在机构的工作级别系数,按表 49 选取;

$$C_{max} = C_{1max} C_{2max}, \text{取 } C_{max} = 1.9。$$

6.3.4.2.4 车轮或滚轮的疲劳强度校核

车轮或滚轮的疲劳强度应满足式(132):

$$P_{mean} \leq P_L \dots\dots\dots(132)$$

式中:

P_{mean} ——根据式(130)计算得 P_{meanI} 和 P_{meanII} ,两者之中取大者;

P_L ——同式(131)。

6.3.4.2.5 车轮或滚轮的静强度校核

车轮或滚轮的静强度应满足式(133):

$$P_{max} \leq 1.9 kDl \dots\dots\dots(133)$$

式中:

P_{max} ——最大轮压(见 6.3.4.2.2.2,包括考虑动载试验或静载试验的载荷),单位为牛顿(N)。

其他符号同式(131)。

表 46 车轮与滚轮的许用比压 k

车轮与滚轮材料的抗拉强度 σ_b / (N/mm^2)	轨道材料最小抗拉强度 / (N/mm^2)	许用比压 k / (N/mm^2)
$\sigma_b > 500$	350	5.0
$\sigma_b > 600$	350	5.6
$\sigma_b > 700$	510	6.5
$\sigma_b > 800$	510	7.2
$\sigma_b > 900$	600	7.8
$\sigma_b > 1\ 000$	700	8.5

注: σ_b 为车轮或滚轮材料未热处理时的抗拉强度。

表 47 车轮转速系数 C_1

车轮转速 n / (r/min)	C_1	车轮转速 n / (r/min)	C_1	车轮转速 n / (r/min)	C_1
200	0.66	50	0.94	16	1.09
160	0.72	45	0.96	14	1.10
125	0.77	40	0.97	12.5	1.11
112	0.79	35.5	0.99	11.2	1.12
100	0.82	31.5	1.00	10	1.13
90	0.84	28	1.02	8	1.14
80	0.87	25	1.03	6.3	1.15
71	0.89	22.4	1.04	5.6	1.16
63	0.91	20	1.06	5	1.17
56	0.92	18	1.07		

表 48 车轮直径、运行速度与转速系数 C_1

车轮直径/ mm	运行速度/ (m/min)														
	10	12.5	16	20	25	31.5	40	50	63	80	100	125	160	200	250
200	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72	0.66	—	—	—
250	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72	0.66	—	—
315	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72	0.66	—
400	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72	0.66
500	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77	0.72
630	1.17	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82	0.77
710	—	1.16	1.14	1.13	1.12	1.1	1.07	1.04	1.02	0.99	0.96	0.92	0.89	0.84	0.79
800	—	1.17	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87	0.82
900	—	—	1.16	1.14	1.13	1.12	1.1	1.07	1.04	1.02	0.99	0.96	0.92	0.89	0.84
1 000	—	—	1.17	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1.00	0.97	0.94	0.91	0.87

表 49 工作级别系数 C_2

车轮所在机构工作级别	C_2
M1、M2	1.25
M3、M4	1.12
M5	1.00
M6	0.90
M7、M8	0.80

6.3.5 缓冲器

缓冲器应按碰撞动能及最大碰撞力,并考虑缓冲行程来选用,允许的最大减速度为 4 m/s^2 。

宜采用 JB/T 7017、JB/T 8110.1、JB/T 8110.2、JB/T 10883 中规定的缓冲器。

6.3.6 联轴器

联轴器应验算所传递的扭矩,并满足式(134):

$$M_L \leq [M_L] \quad \dots\dots\dots (134)$$

式中:

M_L ——联轴器的计算扭矩,按下式计算,单位为牛米($\text{N} \cdot \text{m}$);

$$M_L = k M'_L$$

k ——系数,与工作级别、联轴器的重要性及其所连接的轴有关,一般为 $1.3 \sim 3.1$,起升机构和变幅机构宜取大值;

M'_L ——联轴器所连接的轴的传递扭矩,单位为牛米($\text{N} \cdot \text{m}$);

$[M_L]$ ——联轴器的许用扭矩,单位为牛米($\text{N} \cdot \text{m}$)。

6.3.7 齿轮设计

起重机用齿轮设计应进行齿面接触强度和轮齿弯曲强度计算,采用的设计计算方法应结合起重机工作特点,并满足不同类型和使用场合的起重机各机构的安全性和可靠度要求。渐开线圆柱齿轮的承载能力计算应符合 GB/T 3480 和 GB/T 10062 的规定。制造厂应阐明齿轮设计所用方法和依据,并按 4.4.2 给出的方法确定齿轮计算载荷,按 3.3.1 确定所在机构的总使用时间,或按 3.4.1 规定的与该计算齿轮相对应的总应力循环数确定其使用等级。

6.3.8 吊钩

6.3.8.1 锻造吊钩

起重吊钩应按照 GB/T 10051.1 的规定选取。

起重吊钩附件(包括吊钩螺母、吊钩横梁等)应按 JB/T 7687.1~JB/T 7687.4 的规定选取。

6.3.8.2 片式吊钩

铸造起重机用片式单钩宜采用低合金高强度钢,其强度计算中相应于钢材的屈服点的安全系数不应低于 2.5。

6.3.9 链条

6.3.9.1 链条的选用和计算应根据最大工作载荷及安全系数,由式(135)计算链条的破断载荷 P_p (用 P_p 选择链条)。

$$P_p \geq P_{max} n \quad \dots\dots\dots (135)$$

式中:

P_p ——破断载荷,单位为牛顿(N);

P_{max} ——链条最大工作载荷,单位为牛顿(N);

n ——安全系数,按表 50 选取。

表 50 链条安全系数 n

链条种类	焊接链				片式链	
	光滑卷筒或滑轮		链轮		速度 $v/(m/s)$	
用途	手动	机动	手动	机动	<1	1~1.5
驱动方式	手动	机动	手动	机动	<1	1~1.5
安全系数 n	3	6	4	8	6	8

6.3.9.2 起重用短环链应符合 GB/T 20947 的规定。

6.3.9.3 传动链的主要参数和尺寸应符合 GB/T 5269 的规定,带附件的传动链应满足安装尺寸的要求。

7 电气

7.1 总则

起重机械电气设备应符合 GB 5226.2 和本标准的规定。

7.2 电源和供电

7.2.1 供电电源

7.2.1.1 电网电压

本标准对低压(不高于 1 000 V)、三相(3Φ+PE)、50 Hz/60 Hz 交流供电系统作了规定。对于直流供电及电压高于 1 000 V 的交流供电系统,其配电线路设计应符合其他相关的标准。

7.2.1.2 电压波动范围

在正常工作条件下,供电系统在起重机械馈电线接入处的电压波动不应超过额定值的±10%。

7.2.2 供电系统

7.2.2.1 接地线

供电系统应提供用于保护接地的装置,如滑触线、集电环或接地线。

7.2.2.2 供电方式

常用的供电方式有电源滑触线、集电器、电缆卷筒和悬挂电缆小车等。

7.2.2.2.1 电源滑触线及其防护

电源滑触线通常采用型钢、铜质刚性滑触线或安全滑触线,根据起重机运行环境及运行速度进行选择。

滑触线应布置合理,与周围设备应有足够的安全距离,或采取安全防护措施,当人靠近时不会意外

触及。物品(或吊钩)摆动时,不得碰触到滑触线。

7.2.2.2.2 集电器

刚性滑触线的集电器用自重或弹簧加压,以保证在运行过程中与滑触线接触良好可靠,对于有起重电磁铁或因瞬时掉电会引起控制系统故障的起重机应采用双(或多)集电器。

集电器应具有足够的电流容量,运动灵活。当集电器从滑触线上脱落时,不应造成短路或接地。

7.2.2.2.3 电缆卷筒

采用电缆卷筒供电时,应防止电缆在运动过程中被磨损。对于外径不大于 21.5 mm 的电缆,电缆卷筒底部直径不应小于电缆外径的 10 倍;对于外径大于 21.5 mm 的电缆,电缆卷筒底部直径不应小于电缆外径的 12.5 倍。

电缆卷筒应能自动收缠电缆,电缆卷筒的驱动转矩不应小于收缠电缆时所需的最大转矩。

在放缆过程中,作用在电缆导线上的牵引力应尽可能地小,对于没有加强芯的电缆,作用在铜导线截面上的最大允许拉应力为 15 N/mm^2 ;对于要求电缆缠绕速度高或电缆自重较重时,应采用具有加强芯的电缆。

电缆卷筒的集电滑环应满足相应的电压等级和电流容量的要求,每个滑环至少有一对电刷。电刷的防护等级应满足环境要求,室外使用不应低于 GB 4208 中的 IP54。

7.2.2.2.4 悬挂电缆小车

采用悬挂电缆小车时,应防止电缆在运动过程中被磨损和发生过度弯曲,其电缆悬挂弯板的曲率半径不应小于电缆外径的 5 倍。

对于扁电缆,电缆的厚度相当于圆电缆的直径。

电缆排布时应保证各电缆长度相等,压板压接牢靠,同一层电缆外径尽可能接近,要避免某一根或少数几根电缆过分受力。悬挂电缆小车相互之间宜设牵引钢丝绳,运行时,当相邻两个悬挂电缆小车间距使得悬垂电缆间的夹角接近 120° 时,牵引钢丝绳应完全拉直受力。

牵引杆的安装位置,应使得当所有悬挂电缆小车退回到起始位置时,不影响起重机小车运行到端部的极限位置。两悬挂电缆小车间可以设缓冲件,以减少碰撞力和噪声。

7.3 配电系统

7.3.1 主隔离开关

起重机宜装设切断所有电源的主隔离开关,开关应尽量靠近总进线集电器。

7.3.2 总断路器

总电源回路应设置总断路器。总断路器的控制应具有电磁脱扣功能,其额定电流应大于起重机额定工作电流,电磁脱扣电流整定值应大于起重机最大工作电流。总断路器的断弧能力应能断开在起重机上发生的短路电流。

7.3.3 动力电源接触器

动力电源回路宜设能够分断动力线路的接触器。

7.3.4 动力电源紧急分断

紧急情况下,能在司机室和电气室内断开总动力电源和制动器电源。急停按钮为红色非自复位式。

7.3.5 分支线路配电

各机构动力、控制及辅助电源分支线路应采用断路器、熔断器或过电流保护继电器,提供过电流保护功能。当三相动力电路采用熔断器保护时,应具有缺相保护功能。

7.4 电气保护

7.4.1 电动机的保护

电动机应具有如下一种或一种以上的保护功能,具体选用应按电动机及其控制方式确定:

- a) 瞬动或反时限动作的过电流保护,其瞬时动作电流整定值应约为电动机最大起动电流的1.25倍;
- b) 在电动机内设置热传感元件;
- c) 热过载保护。

7.4.2 线路保护

所有外部线路都应具有短路或接地引起的过电流保护功能,在线路发生短路或接地时,瞬时保护装置应能分断线路。对于导线截面较小,外部线路较长的控制线路或辅助线路,当预计接地电流达不到瞬时脱扣电流值时,应增设热脱扣功能,以保证导线不会因接地而引起绝缘烧损。

7.4.3 错相和缺相保护

当错相和缺相会引起危险时,应设错相和缺相保护。

7.4.4 零位保护

起重机各传动机构应设有零位保护。运行中若因故障或失压停止运行后,重新恢复供电时,机构不得自行动作,应人为将控制器置回零位后,机构才能重新起动。

7.4.5 失压保护

当起重机供电电源中断后,凡涉及安全或不宜自动开启的用电设备均应处于断电状态,避免恢复供电后用电设备自动运行。

7.4.6 电动机定子异常失电保护

起重机构电动机应设置定子异常失电保护功能,当调速装置或正反向接触器故障导致电动机失控时,制动器应立即上闸。

7.4.7 超速保护

对于重要的、负载超速会引起危险的起升机构和非平衡式变幅机构应设置超速开关。超速开关的整定值取决于控制系统性能和额定下降速度,通常为额定下降速度的1.25~1.4倍。

7.4.8 行程限位保护

起重机应设有行程限位保护,见9.7.2的规定。

7.4.9 超载保护

起重机存在超载可能时,应设防超载的安全装置,见9.7.3的规定。

7.4.10 接地保护

7.4.10.1 起重机本体的金属结构应与供电线路的地线可靠连接。大车与小车的车轮、任何其他的滚轮或端梁连接采用的铰链均不能替代必需的导电连接,而应另外用专门的接地线将各部分结构件上的接地点连接;司机室与起重机本体接地点之间应用双接地线连接。

7.4.10.2 起重机所有电气设备的金属外壳、金属导线管、金属支架及金属线槽等均应可靠接地。宜采用专门设置的接地线,保证电气设备的可靠接地。

7.4.10.3 接地线及用作接地设施的电导,一般不小于本线路中最大的相电导的1/2,向小车供电的接地线不小于小车上最大用电设备相电导的1/2。

7.4.10.4 严禁用接地线作为载流零线。

7.4.11 避雷保护

对于安装在野外且相对周围地面处在较高位置的起重机,应考虑避除雷击对其高位部件和人员造成损坏和伤害,特别是如下情况:

- 易遭雷击的结构件(例如:臂架的支承缆索);
- 连接大部件之间的滚动轴承和车轮(例如:支承回转大轴承,运行车轮轴承);
- 为保证人身安全起重机运行轨道应可靠接地。

7.4.12 其他保护

7.4.12.1 从起重机外部上下起重机的门应装设门开关,当人员上下起重机时,应断开运行机构电源;会涉及人身安全的通道门也应装设门开关,门打开时应断开相应机构的电源。

7.4.12.2 起重机上的电气控制设备中可能触及的带电裸露部分,应有防止触电的防护措施。

7.4.12.3 当室外起重机的总高度大于 30 m,且周围无高于起重机顶尖的建筑物和其他设施,两台起重机之间有可能相碰,或起重机及其结构可能妨碍空运或水运时,应在其端部、顶部装设障碍灯。

7.4.12.4 起重机应设单独的照明变压器。照明变压器应是隔离变压器,禁止采用自耦变压器,照明变压器二次侧一端应接地,照明线路总电源开关应设置断路器及漏电保护开关。

7.4.12.5 安全照明电压不应超过 50 V。

7.4.13 指示器

根据使用需求,可设置指示器以利于司机完成起重吊装作业。指示器主要有起升高度指示器、起升载荷指示器、臂架倾角指示器、塔式起重机工作幅度指示器、臂架回转角度指示器、运行同步指示器及松绳指示器等。

7.5 电气控制

7.5.1 控制元件

7.5.1.1 接触器

接触器应符合 GB 14048.4 的要求。换向接触器和其他同时闭合会引起短路事故的接触器之间,应设置电气联锁和机械联锁。

7.5.1.2 可编程序控制器

可编程序控制器一般根据开关量的输入输出点数和电压等级、模拟量输入输出点数及其他特殊功能要求进行设计选型,在可靠性要求特别高的情况下可使用冗余系统。可编程序控制器应按照制造商的说明书安装。对用于安全保护的联锁信号,如极限限位、超速限制等,应具有直接的继电保护联锁线路。

7.5.1.3 电阻器

7.5.1.3.1 选择电阻器电阻值时应注意:

- a) 接电持续率不同的电动机,宜选用不同参数的起重机通用电阻器;接电持续率虽不同但又相近时,允许选用同一规格的电阻器。
- b) 起动用电阻器各级电阻选用值与计算值允差 $\pm 5\%$;个别级的电阻器选用值允差 $\pm 10\%$,但各相总电阻选用允差不应超过 $\pm 8\%$ 。

7.5.1.3.2 选择电阻器发热容量时应注意:

- a) 一般按重复短时工作制选择,一个循环周期时间定为 60s,接电持续率分别为:100%、70%、50%、35%、25%、17.5%、12.5%、8.8%、6.25%和 4.4%;常串级电阻应按长期工作制选择。
- b) 电阻器各级电阻的接电持续率,可按不同接入情况选用不同值。同一电阻元件在不同接电持续率时有不同允许电流值,选用元件的允许电流值不应小于电动机额定电流。

7.5.1.3.3 起升机构不应选用频敏电阻器。

7.5.1.3.4 晶闸管定子调压调速系统电阻器的接电持续率应按 100%选用,上升和下降用电阻元件在 $JC=100\%$ 下的电流值,不应小于当电动机带额定载荷时上升和下降分别对应的电动机的工作电流。

7.5.1.3.5 变频调速系统采用制动单元时,起升机构电阻器的接电持续率应按 100%选用,电阻器的功率值不应小于下降时的额定回馈功率;运行机构电阻器的接电持续率和功率值取决于机构的制动频度与制动转矩。

7.5.1.3.6 电阻器应加防护罩,室内使用时其防护等级不应低于 GB 4208 中的 IP10,室外使用不应低于 IP13。

7.5.1.3.7 电阻器应安装牢固,一般 4 箱及 4 箱以下的电阻器可直接叠装,超过 4 箱时在保证散热及温升稳定的情况下可增加叠装箱数。

7.5.2 控制屏(柜)

开关装置、配电装置和装有电气设备的控制屏(柜)可按如下办法加以封闭:

- 在专门的密封空间内;
- 在起重机主梁结构内。

室外型起重机控制屏(柜)应采用防护式结构。在无遮蔽的场所安装使用时,其外壳防护等级不应低于 GB 4208 中的 IP54,在有遮蔽的场所安装使用时,其外壳防护等级可适当降低。

设备的金属壳体,需焊有保护接地螺钉(或螺母),并在明显处标志保护接地符号;若门上有电气元件,应装设专用的接地线,门应可锁住。

控制屏(柜)应安装牢固,在箱壳和箱柜前面至少要留 400 mm 宽的净空,地面应无障碍物。

7.5.3 控制系统

7.5.3.1 控制系统性能

起重机在 110% 的额定载荷下应能可靠工作。

在供电系统电压波动为额定值的 -10% 时起升额定载荷,无论载荷处于什么位置,系统应保证机构正常工作且不出现溜钩。

除非控制方案允许,无论控制手柄处于什么位置,正常工作时额定载荷下降速度不应超过额定速度的 120% 。

对运行和回转机构,两个方向的起动和停机应渐进控制。

7.5.3.2 控制电源

控制电源由变压器提供时,二次侧电压不应超过 250 V;变压器的二次侧公共端应可靠接地,变压器的公共极不应被任何开关、触点或熔断器隔断,同时应采取适当措施,防止非公共极线路的超载或短路。

7.5.4 控制方式

7.5.4.1 司机室控制

控制器的布置应使司机对起重机工作区域有足够的视角范围和视野,控制手柄的方向应符合 GB/T 4205 的规定。

应设置在紧急情况下可迅速断开总动力电源的红色急停按钮,急停按钮应是非自动复位式的,并设置在司机操作方便的地方。

7.5.4.2 地面有线控制

地面控制的起重机由悬挂式控制装置上的按钮、开关等操作元件来控制所有机构的动作,这些按钮或开关装置应是自动复位式的。控制装置上除操作元件外,还应设置一个切断总电源的开关,此开关应是非自动复位式的。

除了对电动机进行直接控制外,控制装置中的电压不应超过 250 V。

控制装置外壳的材料宜采用完全绝缘的或者是有绝缘保护层材料,对于金属外壳或直接能触摸到的金属零件应单独接地。

外壳防护等级应符合 GB 4208 的规定,室内作业时不低于 IP43,室外作业时不低于 IP54。

悬挂控制装置应采取有效的悬挂承重措施,以防止电缆在悬挂状态时受拉伸。

地面控制的起重机,大小车运行机构空载速度不超过 50 m/min。

7.5.4.3 无线遥控

采用无线遥控方式的起重机,遥控器应具有故障自诊断功能,在任何非正常工作状态下应能实现自动关闭,停止工作;还应具有抗同频干扰信号的能力,受同频干扰时不允许出现误动作。

遥控器的防护等级应符合 GB 4208 的规定,室内使用时不低于 IP43,室外使用时不低于 IP54。

采用无线遥控方式的起重机还应同时满足国家有关安全规程规定的要求。

7.5.4.4 多点控制

起重机要求多点控制时,各控制点间应相互联锁,任一时刻只允许一控制点工作,每一控制点均应装设紧急断电装置。

7.5.5 传动控制方案

7.5.5.1 起重机一般采用交流传动控制系统,在有特殊要求或仅有直流电源情况下,可采用直流传动控制系统。

7.5.5.1.1 交流传动控制方案

起重机采用交流传动控制方案时应考虑以下情况:

- a) 一般采用变频、定子调压、能耗制动、涡流制动器、多速电动机等控制方案;
- b) 调速系统的电动机、电阻器等主要器件的容量都应按实际工作条件选择和校核;
- c) 变频调速可实现额定频率以下的恒转矩调速及额定频率以上的恒功率调速,一般恒功率调速的弱磁升速最高频率不宜大于 2 倍额定频率;
- d) 起升机构采用变频调速时,宜采用闭环控制方式。当调速范围大于 1:10 时,应采用闭环控制。
- e) 运行机构采用变频调速时,在调速范围不大于 1:10 的情况下,可采用开环控制方式;
- f) 变频装置的最大输出电流不应小于电动机最大起动电流值,其额定输出电流不应小于电动机在额定负载时的工作电流。在变频器的频率设计中,要避免与起重机结构发生共振;
- g) 调压调速装置的额定电流不应小于电动机的额定工作电流,其最大输出电流不应小于电动机所需的最大起动电流。

7.5.5.1.2 直流传动控制方案

交流供电时,一般采用直流调压调速和调磁调速;直流供电时,一般采用串励、复励直流电动机系统,调速方案为电枢串电阻调速。

7.5.5.2 采用控制屏控制的绕线转子异步电动机驱动的起升机构,下降时宜设有一挡低速,下降减速过程应有电气制动,但对抓斗等另有要求的起重机可例外。

7.5.5.3 起重机运行机构一般要求能进行反接制动或其他电气制动,以保证在正常运行速度时也能迅速、平稳地制动。

7.5.6 制动器的控制

7.5.6.1 与电动机同时控制的制动器

制动器线路应设有保护装置,在出现故障时能迅速切断电动机和制动器的电源;如电动机接至制动器的导线长度不大于 5 m,制动器可不单独设这样的保护。

7.5.6.2 与电动机分开控制的制动器

制动器的控制要采取预防措施,使得起动和制动时不出现任何失控的运动。

如有电气制动,机械制动应在电气制动之后作用。

电动机通电时制动器不得抱闸,短暂过渡状态除外。

7.5.6.3 安全制动器

对设有安全制动器的起升机构,在正常作业时,其支持制动器动作后,安全制动器延时动作,其延时

动作时间可调;在进行紧急制动时,安全制动器应立即动作。

7.5.6.4 意外断电

对于系统意外断电时制动器的动作会引起机械设备损坏倾翻的情况,应采取适当措施保证意外断电时制动器的安全动作过程。

7.6 电气设备的工作环境

7.6.1 防油滴

任何润滑系统、液压系统或其他含油装置在运行和安装时应保证不会使油滴到电气设备上,否则电气设备应加以保护。

7.6.2 环境温度

起重机电气设备应能保证在起重机运行场所的环境温度范围内正常工作。当环境温度不能满足所选电气设备工作要求时,应采取冷却或加温措施。

7.6.3 大气条件

周围空气温度在 $+40^{\circ}\text{C}$ 的最高温度时,其相对湿度不超过50%,温度较低时相对湿度可以提高(例如在 $+20^{\circ}\text{C}$ 时提高为90%),应考虑到由于温度变化可能偶然发生的凝露现象。

周围空气温度在不超过 $+25^{\circ}\text{C}$ 时,相对湿度允许短时高达100%。

7.6.4 海拔

一般起重机的电气设备使用的海拔不超过1 000 m。起重机若用于海拔1 000 m以上,其电气设备的具体数据由相应的产品标准规定。

7.6.5 其他

用于爆炸和火灾危险环境时,电气设备的选择、管线配置敷设等,应符合GB 50058的规定;在腐蚀、盐雾和湿热环境使用的,应选择相应的产品。

7.7 电动机选择

7.7.1 电动机选择依据

电动机的选择应依据:

- 类型及结构型式;
- 供电型式;
- 功率;
- 工作制、接电持续率;
- 额定转矩、堵转转矩和最大转矩;
- 额定转速;
- 调速方式;
- 防护等级;
- 环境温度及湿度;
- 海拔。

7.7.2 电动机选型说明

7.7.2.1 电动机的型式

起重机应采用适合于起重冶金用的电动机,一般采用绕线转子异步电动机、笼型异步电动机、变频异步电动机、自制动异步电动机和直流电动机,也可采用符合起重机要求的其他类型电动机。

7.7.2.2 防护等级

7.7.2.2.1 电动机外壳防护等级应符合GB/T 4942.1的规定:

- a) 室内使用时,在正常条件下,防护等级不应低于 IP23;多尘环境下,防护等级不应低于 IP44。
- b) 室外使用时,防护等级不应低于 IP54。在可能出现冷凝水的情况下,应确保冷凝水出水孔畅通。

7.7.2.2.2 电动机在有专门的外部防护措施时,可采用较低的防护等级。

7.7.2.3 爆炸性危险环境

在具有爆炸性气体、蒸汽与空气混合物或其他爆炸性危险场所,应采用防爆型电动机。

7.7.2.4 根据环境温度和海拔修正功率

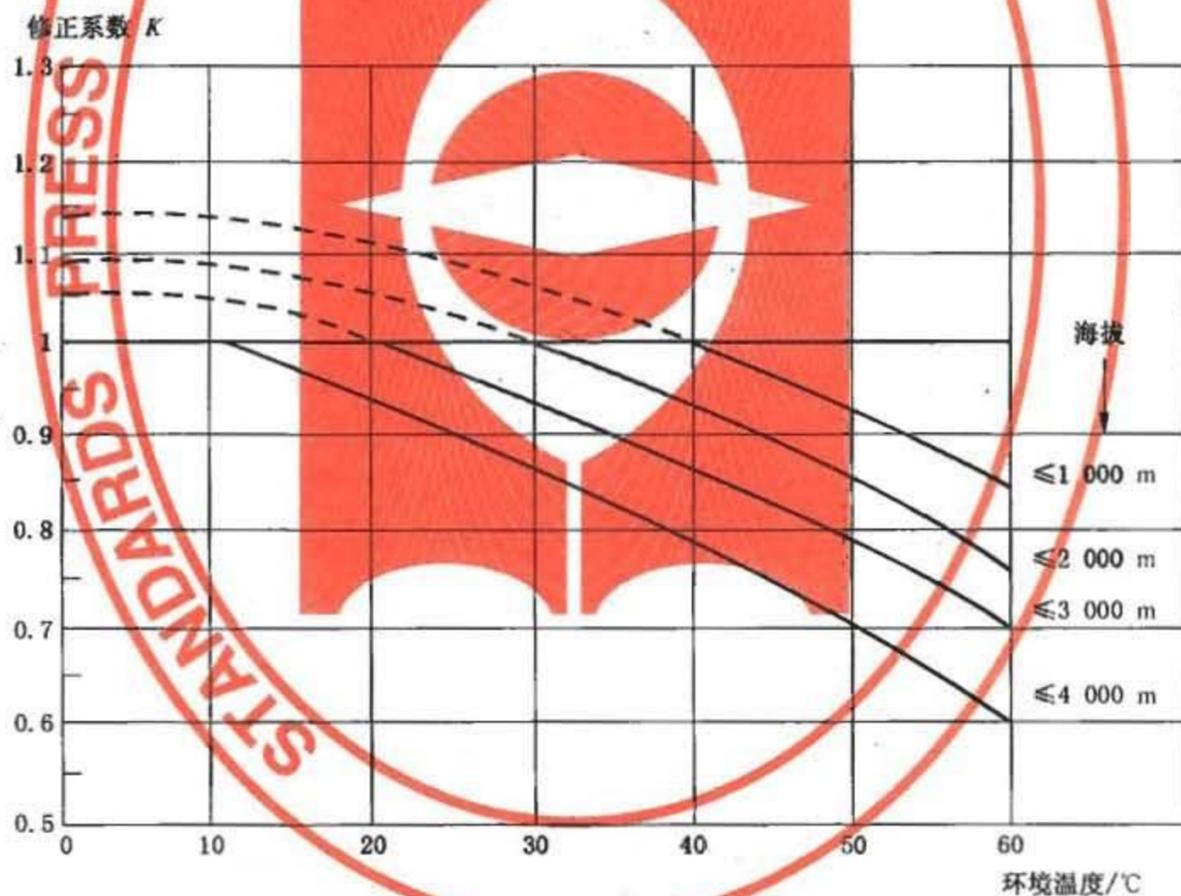
当电动机使用地点的海拔超过 1 000 m 和/或使用环境温度与其额定环境温度不一致时,其输出功率应按实际使用地点的海拔和使用环境温度下的输出功率计算。

根据环境温度和海拔进行电动机功率修正计算,按式(136)进行:

$$P'_N = \frac{P_N}{K} \dots\dots\dots(136)$$

式中:

- P'_N ——根据环境温度和海拔修正后用来选用电动机的功率,单位为千瓦(kW);
- P_N ——未修正的所需电动机的功率,单位为千瓦(kW);
- K ——功率修正系数,由图 15 确定。



注 1: 修正系数 $K > 1$ 的值需由电动机制造商和起重机制造商共同确定;
 注 2: 海拔大于 1 000 m 时,要指出环境温度。

图 15 以环境温度和海拔为函数变量的修正值

7.7.2.5 接电持续率和每小时工作循环数

接电持续率 JC 值用于在工作循环时间小于等于 10 min 的场合,由式(137)确定:

$$JC = \frac{\text{在起重机一个工作循环中该机构的运转时间}}{\text{起重机一个工作循环的总时间}} \times 100\% \dots\dots\dots (137)$$

起重机各机构的接电持续率 JC 值、 CZ 值、稳态负载平均系数 G ,是影响电动机发热的重要因素,应根据实际载荷情况计算,并在起重机制造商和买方之间达成一致意见。如无法获得载荷情况的详细资料,可参考附录 Q 表 Q.1 选取。

7.7.3 电动机的过载校验

电动机的过载校验按附录 R 的方法计算。

7.7.4 电动机的发热校验

电动机的发热校验按附录 S 的方法计算。

7.8 电线电缆及其敷设

7.8.1 电线电缆选型

电线电缆应选用铜芯多股软线,并根据电压等级、环境温度、敷设方式来选定。

7.8.2 电线电缆截面选择

7.8.2.1 导线截面应根据导线所承受的负载电流、线路允许的电压降、工作环境温度和敷设方式所要求的机械强度等来确定。

7.8.2.2 起重机外部连接用电线电缆截面选择:对于多股单芯导线,截面不应小于 1.5 mm^2 ;对于多股多芯电缆,截面不应小于 1.0 mm^2 ;对于电子装置、油压伺服机构、检测与传感元件的连接线,其截面不作规定。

7.8.3 导线的负载电流

7.8.3.1 导线的负载电流为负载(电动机或其他用电器)在额定载荷下工作时的等效发热电流,即负载的额定工作电流。

7.8.3.2 导线的载流量不应小于负载的额定工作电流。

7.8.3.3 对于供电给单机构电动机的导线,其负载电流为电动机的额定工作电流。

7.8.3.4 对于起重机的总电源导线,其负载电流应按式(138)计算:

$$I_w = I_{N1} + I_{N2} + I_{N3} + I_{AUX1} \dots\dots\dots (138)$$

式中:

I_w ——总电源导线的额定工作电流,称作起重机工作电流,单位为安培(A);

I_{N1} ——功率最大机构电动机的额定工作电流,单位为安培(A);

I_{N2}, I_{N3} ——其他两个可能同时工作的机构电动机的额定工作电流,单位为安培(A);

I_{AUX1} ——辅助电气设备与控制所需的额定工作电流,单位为安培(A)。

I_w 的接电持续率与电动机额定工作电流对应的接电持续率相同,计算时应按等效发热原则统一接电持续率,通常采用 $JC=40\%$ 或 $JC=100\%$ 。作为供电滑线设计依据时,应同时向用户提供工作电流值与相应的接电持续率。

7.8.4 电压降

7.8.4.1 总电压降

对交流电源供电,在尖峰电流时,自供电变压器的低压母线至起重机任何一台电动机端子上的电源

的总电压降最大不得超过额定电压的 15%。

7.8.4.2 起重机内部电压降

起重机内部电压降指自起重机供电点至各机构电动机端子,在最大起动电流下,线路可能产生的最大电压降。

对于滑触线供电,起重机供电点指大车集电器;对于电缆卷筒或拖缆供电,起重机供电点指卷筒电缆或拖缆在地面开关柜的接线处。起重机内部电压降不应超过 5%。

特殊情况下,供电电压波动范围和起重机内部电压降,可由制造商和用户协商确定,但总电压降应符合 7.8.4.1 的规定。

7.8.4.3 交流电导线电压降

忽略导线单位长度的感抗时,导线电压降按式(139)计算:

$$\Delta U = \frac{\sqrt{3}LI\cos\varphi}{S\gamma} \quad \dots\dots\dots(139)$$

式中:

ΔU ——导线的电压降,单位为伏特(V);

L ——导线有效长度,单位为米(m);

I ——最大工作电流,单位为安培(A);

$\cos\varphi$ ——功率因数;

S ——导线截面,单位为平方毫米(mm²);

γ ——导线电导率,单位为米每欧姆平方毫米(m/Ω·mm²),铜取 50(m/Ω·mm²)。

7.8.4.4 最大工作电流

单台电动机的最大工作电流为设计选定的最大起动电流。对于绕线转子电动机一般取 2.2 I_N ~ 2.5 I_N ,对于变频控制的笼型电动机一般取为 1.5 I_N ~ 1.8 I_N ,对于直接起动的笼型电动机参照电动机产品样本数据查取。 I_N 为电动机的额定工作电流。

单台起重机的最大工作电流,按功率最大机构的电动机处于起动状态、其余可能同时工作机构的电动机处于额定工作状态时的电流进行计算,见式(140)。

一般考虑三个机构同时工作的情况。

$$I_{\max} = K I_{N1} + I_{N2} + I_{N3} \quad \dots\dots\dots(140)$$

式中:

I_{\max} ——起重机最大工作电流,单位为安培(A);

K ——功率最大机构电动机的起动电流倍数;

I_{N1}, I_{N2}, I_{N3} ——三个机构电动机在额定载荷下的额定工作电流,单位为安培(A)。

7.8.4.5 功率因数

计算电压降时,电动机起动时的功率因数 $\cos\varphi$ 一般选用下列值:

——对于绕线电动机 $\cos\varphi=0.65$;

——对于变频调速笼型电动机 $\cos\varphi=0.8\sim 0.82$;

——对于直接起动笼型电动机 $\cos\varphi=0.5$ 。

7.8.5 导线载流量校正

导线载流量 I_z 按式(141)校正计算:

$$I_z = K_a K_t K_j I_g \quad \dots\dots\dots(141)$$

式中:

K_a ——导线或穿管导线多根并列敷设校正系数;

K_t ——环境温度校正系数;

K_j ——重复短时工作制的接电持续率校正系数；

I_g ——电线电缆载流量的基准值，单位为安培(A)。

各载流量计算系数参见附录 U。

7.8.6 导线敷设

7.8.6.1 在有机机械损伤的地方，导线应敷设于线槽、金属管或软管中；在有化学腐蚀的地方，电缆连接处应采取有效措施，保证接触良好；在有油污侵蚀的地方，要防止油污侵蚀电缆；线槽、导线管的出口处，应防止磨损电缆。

7.8.6.2 电缆固定敷设时，弯曲半径不应小于电缆外径的 5 倍。至少不应低于制造商提供的相应数据。

7.8.6.3 三相或单相交流电源线穿管应在同一根导线管内。

7.8.6.4 导线的连接及分支点处应设置接线盒，其防护等级应适合周围环境条件。

7.8.6.5 对于控制屏(柜)、接线箱等电气设备的接线端子，若接线端子间的意外连接会造成设备损坏时，应将相关端子明显分开。

7.8.6.6 不同供电电压等级的导线，若各导线的绝缘耐压都大于其中最高的供电电压等级，则可将它们敷设在同一线槽或导线管中，或者安排在同一根电缆内。安全照明电源应单独敷设。

7.8.6.7 变频器输出的动力电缆，敷设时宜与控制电缆分开，条件允许时尽可能避免平行走线，应尽可能远离有电子器件的设备或传感检测元件，重要信号应采取屏蔽措施。

7.8.6.8 导线两端应采用铜质冷压端头(对于直接连接到压接式端子的导线除外)。

7.9 起重吊具的电气

7.9.1 供电

供电电缆应缠绕到电缆卷筒上或收集到吊具上的电缆框内(对于吊具的起升高度小的场所)，它们的机械强度、抗外界影响的性能、耐热或耐水压性能应适合使用条件。

所选用的电缆固定方法应做到使其接头不受任何拉力，电缆不被损坏。

电缆的敷设与防护应排除正常使用时被损坏的可能性。

7.9.2 起重电磁吸盘

7.9.2.1 起重电磁吸盘电源严禁接入其他设备，以免影响其正常工作。

7.9.2.2 必要场合，可设置备用电源(如蓄电池)，备用电源支持时间不宜小于 20 min，在这种情况下，应提供自动充电装置和显示蓄电池电压的指示器，并应有灯光和声响警告装置示警。为及时安全下放所吸物料，该电源允许接入起升制动器回路，或起升制动器应具有手动释放功能。

7.9.2.3 绕组绝缘等级应根据功率损失、环境温度及被吸物料所产生的热辐射量进行选择。

7.9.2.4 通常起重电磁吸盘按接电持续率 50% 设计制造，对于其他接电持续率，应由制造商向用户提供相应参数。

7.9.2.5 起重电磁吸盘的拉脱力不应小于所吸物料质量重力的两倍。

7.9.3 电动夹钳

驱动电动机、检测元件、行程开关及电缆敷设等均应满足所需的防护等级及环境温度要求，应具有高可靠性能。

7.9.4 水下液压抓梁

7.9.4.1 液压泵站及其电控设备、行程检测元件等均应有良好的密封措施，确保在其承受相应水压时能正常工作；电缆及其接头的密封方式应能在承受相应的水压时正常工作。

7.9.4.2 抓梁至少应具有抓梁下放到位、销轴退回到位和销轴伸出到位的行程检测及指示功能。

7.9.5 抓斗

7.9.5.1 驱动

驱动电动机应根据抓斗的类型和使用情况(电动抓斗、电动液压抓斗、机械驱动抓斗)设计成 S3、S4 或 S5 工作制。

7.9.5.2 防护等级

室外使用时,电动机和电气设备的防护等级不应低于 GB/T 4942.1 和 GB 4208 中的 IP54;水下作业时,防护等级不应低于 IP57。由于这种设备的特殊使用条件,对振动和冲击应特别加以注意。

7.9.6 吊具回转装置

7.9.6.1 对回转部分的供电

回转部分的供电系统要根据回转范围的要求进行合适的设计。

7.9.6.2 防护等级

如果回转电动机安装在起重机金属结构上,则至少应符合该结构件上其他电动机的防护等级。

如果回转电动机安装在起重吊具上,室内作业时电动机的防护等级不应低于 GB/T 4942.1 中的 IP44,室外作业时电动机的防护等级不应低于 GB/T 4942.1 中的 IP54。

7.9.7 集装箱专用吊具

7.9.7.1 吊具上的用电设备和电气元件安装在防护等级不应低于 GB/T 4942.1 的 IP55 的密封箱中,采用多芯插头/插座与吊具电缆连接,以便于更换吊具。为防止电气元件的松动,密封箱的固定应采取减震措施。

7.9.7.2 吊具应具有与起重机操作系统实现安全联锁的限位开关。这些安全措施至少应包括:只有当所有锁销全部正确插入箱孔时,才能进行锁销的开锁或闭锁动作,当吊具吊离地面时锁销不能有任何动作;只有当所有锁销全部处于全开锁或全闭锁位置时,起升机构才允许动作;当起吊集装箱时,不允许有伸缩动作。

7.10 辅助电气设备

7.10.1 照明

7.10.1.1 司机室

司机室要提供固定的、不眩目的工作照明装置,该装置应布置合理,并具有不小于 30lx 的照度,在起重机主电气线路被切断时,照明装置应能正常工作。

7.10.1.2 工作区域照明

当由起重机提供工作区域照明时,要在起重机合适部位装设投光灯,确保地面有 30lx 的最小照度。投光灯应是防震型的,照明线路不应受起重机主线路控制,应采取预防措施,防止因电动机起动造成压降而使灯熄灭。

7.10.1.3 通道和电气室照明

通道和电气室应装设不受起重机主线路控制的辅助照明装置,平均照度不小于 30lx。

7.10.1.4 紧急照明

当现场照明不能保证安全离开起重机时,应提供配有蓄电池的应急照明灯,司机室内应提供蓄电池充电器。

7.10.1.5 其他

7.10.1.5.1 必要时为检修方便,可配置电压不超过 50 V 的安全照明手提灯,并在必要位置设置相应安全电压电源插座。

7.10.1.5.2 不同电压等级的电源插座应采用不同型式或尺寸的插座。防止不同电压间的混淆。

7.10.2 取暖与降温

7.10.2.1 电气室

电气室的通风散热应满足以下要求:

——提供自然通风或强制通风,以驱散辐射热及电气设备所产生的热能。

——当采用电子设备而工作条件又不能保证电子设备正常工作所需的环境温度时,应装设空调装置。

7.10.2.2 司机室

司机室内应根据供需双方达成的协议设置取暖与降温设备。该装置的供电应与起重机动力线路分开。在环境温度较高的场所,司机室外部或下方应装热反射板,防止或减少司机室受环境温度的影响。

8 整体抗倾覆稳定性和抗风防滑安全性

对在工作或非工作时有可能发生整体倾覆的起重机,应通过计算来校核其整体抗倾覆稳定性所需满足的条件。在露天工作的轨道运行起重机,还应校核其抵抗风吹并防止出现滑移的安全性。

8.1 起重机整体抗倾覆稳定性

8.1.1 基本要求与假定

8.1.1.1 在校核计算中,当稳定力矩的代数和大于倾覆力矩的代数和时,则认为该起重机整机是稳定的。

由自重载荷产生稳定力矩,由除自重载荷外其他载荷产生倾覆力矩,它们都是对所规定的特定倾覆线计算的结果。

在进行起重机整体抗倾覆稳定性计算时,求倾覆力矩所用的计算载荷分别按表 51~表 54 选取(不考虑其他动力系数的影响)。计算中要考虑起重机的结构形态及其零部件的位置,各项载荷与力作用的方向及其影响均按实际可能出现的最不利载荷组合的原则来考虑。

8.1.1.2 校核计算的假定是起重机在坚实、水平的支承面上或轨道上工作。若起重机需要在倾斜面上工作,在校核计算时制造商应考虑此特定条件,加上倾斜坡度的影响并予以说明。

8.1.1.3 对于固定的起重机,在具体使用现场或地区如有地震或其他的基础外部激励效应,则在相应的工作状态或非工作状态抗倾覆稳定性的核算中,将其作为附加的载荷情况予以考虑。对于地震的影响,应参考国家有关部门相应的抗震规范,根据不同地区的抗震设防等级来计算。

8.1.2 流动式起重机整体抗倾覆稳定性

对流动式起重机,应核算验证在下列载荷状态下整体抗倾覆是稳定的:

- 无风试验或运行时,按表 51 的规定;
- 有风工作或运行时,按表 52 的规定;
- 向后倾翻时,按 8.1.2.3 的规定;
- 非工作风作用时,按 8.1.2.4 的规定。

流动式起重机的倾覆线参见附录 V。这些倾覆线只是示意图,在实际计算中应由起重机不同的具体设计来决定。

8.1.2.1 无风试验或运行时的整体抗倾覆稳定性

在风速不大于 8.3 m/s 的风载荷作用下,流动式起重机作稳定性试验或带载运行。用自重载荷与表 51 规定的载荷计算出相应的稳定力矩和倾覆力矩,来判定起重机是否符合整体抗倾覆稳定性的条件。

8.1.2.2 有风工作或运行时的整体抗倾覆稳定性

在工作风载(见 4.2.2.3.3)作用下流动式起重机不移动,但作起升、回转、变幅、臂架伸缩等动作;或仅整机移动,但不作起升、回转、变幅、臂架伸缩等动作。用自重载荷与表 52 规定的载荷算出相应的稳定力矩和倾覆力矩,来判定起重机是否符合整体抗倾覆稳定性的条件。

8.1.2.3 抗后倾覆稳定性

8.1.2.3.1 验算条件

起重机处于以下支承条件和质量分布状态时,应配置平衡重,并保证起重机有一个合理的稳定安全

系数:

- 起重机放置在坚实、水平的支承面或轨道上(最大坡度为1%);
- 起重机装有规定的最短臂架,且此臂架处于最大推荐臂架角度;
- 将吊钩、吊钩滑轮组或其他取物装置放在地面上;
- 使外伸支腿脱离支承面,起重机支承在车轮(轮胎)上;
- 起重机装有规定的最长主臂或主臂和副臂的组合结构,并且此主臂或臂架组合结构处于最大推荐臂架角度,还承受最不利方向的工作风载荷。

应验算对上述规定的各种质量分布状态及在相应的平衡重配置条件下,对制造商允许的起重机回转到的最不稳定位置,起重机均不应向后倾覆。

表 51 流动式起重机整体抗倾覆稳定性校验的计算载荷——无风试验或运行时

起重机的状态和计算条件	载荷性质	计算载荷 ^{a,c}
轮胎起重机、汽车起重机支腿伸出 ^b 或履带起重机	作用载荷	$1.25 P_Q + 0.1 F$
轮胎起重机、汽车起重机支腿收回 ^b	作用载荷	$1.33 P_Q + 0.1 F$
轮胎起重机、汽车起重机或履带起重机运行 最大运行速度不大于 0.4 m/s	作用载荷	$1.33 P_Q + 0.1 F$
轮胎起重机、汽车起重机或履带起重机运行 最大运行速度大于 0.4 m/s	作用载荷	$1.5 P_Q + 0.1 F$
^a P_Q 是在不同幅度下起重机的最大起升载荷。 F 是将主臂质量 G (作用于质心上) 或副臂质量 g (作用于质心上) 按力矩相等原理换算到主臂端部或副臂端部的质量的重力。 ^b 与本表相对应的条件是: 起重机静止不动, 但作升降、变幅、臂架伸缩和回转等动作的载荷试验, 或者起重机作整机带载运行, 但不作起升、变幅、臂架伸缩和回转等动作。 ^c “计算载荷”是与不大于 8.3 m/s 的试验风速相对应的。在特殊情况下, 如果要求限制最大起升载荷, 制造商应明确说明在抗倾覆稳定的校核计算中采用的最大风速值。当考虑其他的最大风速时, 制造商也应予以明确说明。		

表 52 流动式起重机整体抗倾覆稳定性校验的计算载荷——有风工作或运行时

起重机的状态和计算条件	载荷性质	计算载荷 ^a
轮胎起重机、汽车起重机支腿伸出 ^b 或履带起重机	作用载荷	$1.1 P_Q$
	风载荷	P_{wII}
	惯性力	P_D
轮胎起重机、汽车起重机支腿收回 ^b	作用载荷	$1.17 P_Q$
	风载荷	P_{wII}
	惯性力	P_D

表 52 (续)

起重机的状态和计算条件	载荷性质	计算载荷 ^a
轮胎起重机、汽车起重机或履带起重机运行 ^c 最大运行速度不大于 0.4 m/s	作用载荷	1.17 P_Q
	风载荷	P_{wII}
	惯性力	P_D
轮胎起重机、汽车起重机或履带起重机运行 ^c 最大运行速度大于 0.4 m/s	作用载荷	1.33 P_Q
	风载荷	P_{wII}
	惯性力	P_D
^a P_Q 按表 51 定义; P_D 是由于起升、回转、变幅、臂架伸缩或运行等机构驱动产生的惯性力。对于分级变速控制的起重机, P_D 应采用产生的实际惯性力值; 对于无级变速控制的起重机, P_D 值为 0; P_{wII} 是工作状态下的风载荷, 见 4.2.2.3.3。 ^b 与本表相对应的计算条件是: 起重机有风工作, 不移动, 但作起升、回转、变幅、臂架伸缩等动作。 ^c 与此相对应的条件是: 起重机有风工作, 且整机移动, 但不作起升、回转、变幅、臂架伸缩等运动。		

8.1.2.3.2 轮胎起重机和汽车起重机

当起重机回转的上部结构纵向轴线与承载底架纵向轴线成 90°角时, 臂架下面承载侧的车轮(轮胎)或底架支腿的总载荷不应小于起重机总重力的 15%。

当起重机回转的上部结构纵向轴线与承载底架纵向轴线重合时, 在制造商规定的工作区域中承载底架的轻载端, 车轮(轮胎)或支腿上的总载荷不应小于起重机总重力的 15%, 在非工作区域内则不应小于起重机总重力的 10%。

在起重机上应为操作人员设置醒目可见的警示信息, 否则起重机车轮(轮胎)上的载荷均应满足上述有关限制。警示信息应标明为保持足够的抗后倾覆稳定性要求, 活动支腿应是处在伸出状态。

8.1.2.3.3 履带起重机

在侧面或支承最小载荷的底盘端部倾覆线上的总载荷不应小于起重机总重力的 15%。

对于装有可收缩履带装置的履带起重机, 如果在履带装置缩短时不能满足上述要求, 制造商应在起重机上向司机提供醒目可见的警示信息。

8.1.2.4 非工作风载荷作用下的起重机整体抗倾覆稳定性

制造商应规定起重机在工作时承受风载荷的极限以及在非工作状态时应采取的特殊预防措施。非工作风载荷见 4.2.3.1。

8.1.3 塔式起重机整体抗倾覆稳定性

8.1.3.1 塔式起重机的整体抗倾覆稳定性按表 53 中的五种工况校核, 并采用有相应载荷系数的计算载荷。

8.1.3.2 在轨道上带载运行的塔式起重机, 还应当考虑制造商在起重机出厂文件上规定的两轨道允许的最大垂直高低差和坡度所引起的载荷, 作为其他载荷列入表 53 工况 II 中。

8.1.3.3 按表 53 计算时,应考虑塔式起重机所有起升部件质量引起的载荷。

8.1.3.4 工作状态下抗后倾覆稳定性按表 53 中的工况Ⅲ计算。

8.1.3.5 风载荷的作用

8.1.3.5.1 工作状态的风载荷按最不利方向施加作用。

8.1.3.5.2 对于不能随风自由回转的塔式起重机,非工作状态的风载荷按最不利方向施加作用。对于可随风回转的塔式起重机,非工作状态的风载荷应按设计预期的方向施加于塔式起重机的上部结构,并按最不利方向施加于塔式起重机的下部结构。

8.1.3.6 起重机的基础

制造商应提供在允许使用的所有工况中(包括有非工作状态风载荷作用时),塔式起重机对地面或基础作用的载荷,并说明提供的载荷数据所对应的使用工况。如果是用塔式起重机的基础来实现塔式起重机的部分或全部抗倾覆稳定时,制造商还应规定对用作该塔式起重机基础的要求。当塔式起重机需在斜面上作业时,制造商亦应考虑相应的计算工况。

8.1.3.7 临时辅助稳定装置

在表 53 的工况Ⅰ至Ⅳ的状态下,塔式起重机不使用临时辅助稳定装置时,也应是稳定的。

临时辅助稳定装置可以用来满足表 53 中工况Ⅳ,即保证安装或拆卸时的抗倾覆稳定性。

可以用可拆卸的压重来满足表 53 工况Ⅳ的整体抗倾覆稳定性的要求。但当没有这些外加的压重,并且将风载荷取为 $1.1 P_{wII}$ 时,该起重机也应符合稳定要求。

8.1.3.8 关于大变形的影响

在塔式起重机最不利的结构形态和最不利的载荷组合工况下,如果大变形(按二阶理论计算的变形)的影响在塔身中增加的弯矩小于 10%(可按 $N/N_E < 0.1$ 界定)时,整体抗倾覆稳定性计算就可以不考虑此大变形的影响(即仍按一阶理论计算),以简化计算。但是,若超过上述范围,则表 53 各工况的倾覆力矩应考虑随上述二阶理论计算的变形增大而增加。

表 53 塔式起重机整体抗倾覆稳定性校验的计算载荷

起重机的工况和计算条件		载荷性质	计算载荷
工作状态	Ⅰ. 基本稳定性 (无风时起升静载试验载荷)	自重载荷	P_G
		起升载荷	$1.6 P_Q$
		风载荷	0
		惯性力	0
	Ⅱ. 动态稳定性 (有工作风时起升正常工作载荷)	自重载荷	P_G
		起升载荷	$1.35 P_Q$
		风载荷	P_{wII}
		惯性力	P_D

表 53 (续)

起重机的工况和计算条件		载荷性质	计算载荷
工作状态	Ⅲ. 抗后倾覆稳定性 (有向后吹工作风载, 且突然空中卸载)	自重载荷	P_G
		起升载荷	$-0.2 P_Q$
		风 载 荷	P_{WII}
		惯 性 力	0
非工作状态	Ⅳ. 抗暴风稳定性 (非工作时遭暴风袭击)	自重载荷	P_G
		起升载荷	P_s
		风 载 荷	$1.2 P_{WII}$
		惯 性 力	0
非工作状态	Ⅴ. 装拆稳定性 (在许可风中进行装拆)	自重载荷	P_G
		起升载荷	$1.25 P_s$
		风 载 荷	P'_{WII}
		惯 性 力	P_D
<p> P_G——自重载荷; P_D——由机构驱动产生的惯性力, 此时取 $\phi_s = 1$; P_Q——最大起升载荷; P_q——起升吊具、悬垂钢丝绳及起升附件等的重力; P_s——安装/拆卸时被起吊的安装/拆除的部件的重力; P_{WII}——起重机承受的工作状态风载荷, 见 4.2.2.3.3; P_{WIII}——起重机承受的非工作状态风载荷, 见 4.2.3.1; P'_{WII}——由制造商操作手册给定的或在起重机安装/拆卸作业时限制的风载荷。 </p>			

8.1.4 除流动式、塔式和浮式起重机以外的起重机整体抗倾覆稳定性

起重机整体抗倾覆稳定性计算中, 稳定力矩由自重载荷计算, 而倾覆力矩则用表 54 给出的计算载荷计算。

表 54 除流动式、塔式和浮式起重机以外的起重机整体抗倾覆稳定性校验的计算载荷

计算条件	载荷性质	计算载荷
I. 基本稳定性	作用载荷	$1.5 P_Q$
	风载荷	0
	惯性力	0
II. 动态稳定性	作用载荷	$1.3 P_Q$
	风载荷	P_{wII}
	惯性力	P_D
III. 非工作时最大风载荷	作用载荷	0
	风载荷	$1.2 P_{wIII}$
	惯性力	0
IV. 突然卸载	作用载荷	$-0.2 P_1$
	风载荷	P_{wII}
	惯性力	0

P_D ——由机构驱动产生的惯性力；
 P_Q ——最大起升载荷。在起重机工作时的永久性起升附件，无论它是否是规定的起升载荷的组成部分，在计算抗倾覆稳定性时均应计入在最大起升载荷中；
 P_1 ——起重机的有效载荷，但不包括起重机在工作状态中作为永久性起升附件的重力；
 P_{wII} ——起重机承受的工作状态风载荷，见 4.2.2.3.3；
 P_{wIII} ——起重机承受的非工作状态风载荷，见 4.2.3.1。

8.1.4.1 工作状态的抗后倾覆稳定性

当起重机处于卸载状态，所有可移动工作部件都缩回到最靠近向后倾覆线的位置时，按以下规定的方法校验其抗后倾覆稳定性。

8.1.4.1.1 力矩法

按对倾覆线计算，由工作状态风载荷 P_{wII} 和惯性力 P_D 构成的倾覆力矩不应大于稳定力矩的 90%。

8.1.4.1.2 重力法

不考虑风载荷作用时，静止起重机的质心在水平面上的投影位置不应超过从前支点到后倾覆线距离的 80%，典型例子如图 16 所示。

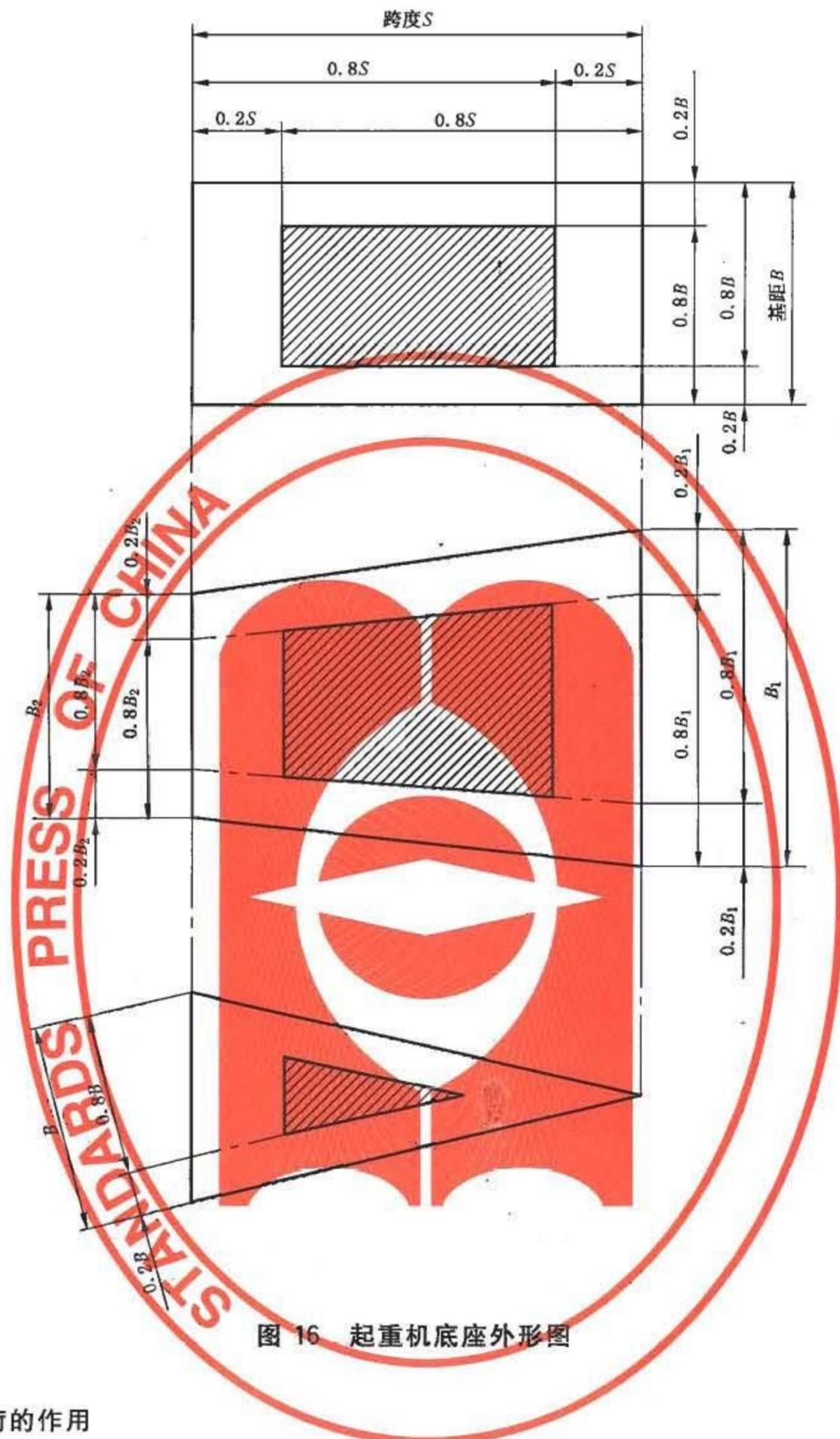


图 16 起重机底座外形图

8.1.4.2 风载荷的作用

工作状态风载荷按最不利的方向施加作用。对于不能随风自由回转的起重机,非工作状态风载荷按最不利的方向施加作用;对可随风回转的起重机,非工作状态风载荷应按设计预期方向作用于起重机的上部结构,并按最不利方向作用于起重机的下部结构。

8.1.4.3 起重机的基础

起重机制造商应规定起重机对作为基础的地面或承载结构物的作用力。如果是用基础来保证起重机全部或部分抗倾覆稳定性,制造商应对基础的要求作出规定。

8.1.4.4 临时辅助稳定装置

临时辅助稳定装置是指为增加起重机的整体抗倾覆稳定性而对起重机基本的或正常的结构增加的

临时辅助附件,它应能迅速并方便地投入使用。

当需要设置临时辅助稳定装置时,起重机使用说明书应全面叙述需要的临时辅助稳定装置的类型,正确的安装方法,以及它们的作用是否用于满足工作、非工作、或抗后倾覆的稳定性。

8.1.4.5 关于大变形的影响

对由于固定载荷、变动载荷、风载荷或动载的影响而产生显著弹性变形(即大变形)的起重机,在计算整体抗倾覆稳定性和抗后倾覆稳定性时应计及大的弹性变形的影响。

8.2 起重机抗风防滑安全性

8.2.1 除塔式起重机以外的轨道起重机抗风防滑安全性

8.2.1.1 正常工作状态

起重机正常工作状态设定为带载、顺风、下坡运行制动,此时抗风防滑安全性按式(142)校验计算:

$$P_{Z1} \geq 1.1 P_{WII} + P_s + P_D - P_f \quad \dots\dots\dots (142)$$

式中:

P_{Z1} ——运行机构制动器在车轮踏面上产生的制动力,单位为牛顿(N);

P_{WII} ——起重机承受的工作状态风载荷,见 4.2.2.3.3,单位为牛顿(N);

P_s ——起重机自重载荷与起升载荷沿坡道方向产生的滑动力,单位为牛顿(N);

P_D ——起重机运行停车减速惯性力,取 $\phi_s = 1$,按 4.2.1.2.2 计算,单位为牛顿(N);

P_f ——起重机运行摩擦阻力,单位为牛顿(N);

$$P_f = \omega \times (P_Q + P_G)$$

ω ——运行摩擦阻力系数,见表 55;

$P_Q + P_G$ ——额定起升载荷与自重载荷产生的总轮压,单位为牛顿(N)。

当制动力 P_{Z1} 大于被制动车轮与轨道的黏着力(即摩擦力)时, P_{Z1} 用被制动车轮与轨道的黏着力代替,计算黏着力时,摩擦系数 f 按表 55 选取。仅有部分车轮制动力大于车轮与轨道的黏着力时,则应按不同情况的车轮分别进行计算。

表 55 运行摩擦阻力系数和静摩擦系数

运行摩擦阻力系数 ω		静摩擦系数 f	
装滑动轴承的车轮	装减摩(滚动)轴承的车轮	轨道与制动车轮之间	轨道与夹轨钳之间
0.015	0.006	0.14	0.25

8.2.1.2 非工作状态

起重机非工作状态的抗风防滑安全性按式(143)校验计算

$$P_{Z2} \geq 1.1 P_{WII} + P_{sG} - P_f \quad \dots\dots\dots (143)$$

式中:

P_{Z2} ——由制动器与夹轨器、锚定装置或防风拉索等沿轨道方向产生的抗风防滑阻力,单位为牛顿(N)。夹轨器单独作用时:

$$P_{Z2} = P f$$

P ——夹轨器对轨道产生的夹持力,单位为牛顿(N);

f ——静摩擦系数,见表 55;

P_{WII} ——同式(15);

P_{aG} ——自重载荷沿坡道方向产生的滑动力,单位为牛顿(N);

P_f ——非工作状态下阻止起重机被风吹移动的摩擦阻力(即被制动轮与轨道的黏着力),单位为牛顿(N);

$$P_f = P_G f$$

P_G ——同式(142)。

当制动力等抗风阻力 P_{z2} 大于被制动车轮与轨道的黏着力时, P_{z2} 用被制动车轮与轨道的黏着力代替,计算黏着力时,摩擦系数 f 按表 55 选取。仅有部分车轮制动力大于车轮与轨道的黏着力时,则应按不同情况的车轮分别进行计算。

手工操作夹轨器时,手动的最大操作力不得大于 200 N。

实践证明,对于受很大风载荷作用的起重机,如岸边集装箱起重机等,采用将全部车轮(主动轮和从动轮)都制动的方法,可获得良好的抗风防滑安全性。还可采用主动轮两级制动的方式。

8.2.2 轨道塔式起重机抗风防滑安全性

8.2.2.1 正常工作状态

核算抗风防滑安全性时,塔式起重机的正常工作状态设定为带载、顺风、下坡运行制动,此时抗风防滑安全性按式(144)校验计算:

$$P_{z1} \geq 1.2 P_{wII} + P_{aG} + 1.35 P_{aQ} + P_D - P_f \quad \dots\dots\dots(144)$$

式中:

P_{z1} ——同式(142);

P_{wII} ——同式(142);

P_{aG} ——同式(143);

P_{aQ} ——额定起升载荷沿坡道方向产生的滑动力,单位为牛顿(N);

P_D ——同式(142);

P_f ——同式(142)。

当制动力 P_{z1} 大于被制动车轮与轨道的黏着力时, P_{z1} 用被制动车轮与轨道的黏着力代替,计算黏着力时,摩擦系数 f 按表 55 选取。仅有部分车轮制动力大于车轮与轨道的黏着力时,则应按不同情况的车轮分别进行计算。

8.2.2.2 非工作状态

塔式起重机非工作状态的抗风防滑安全性按式(145)校验计算:

$$P_{z2} \geq 1.2 P_{wIII} + P_{aG} + P_{aQ} - P_f \quad \dots\dots\dots(145)$$

式中:

P_{z2} ——制动器、夹轨器等装置沿轨道方向产生的抗风防滑阻力,单位为牛顿(N);

P_{wIII} ——同式(15);

P_{aG} ——同式(143);

P_{aQ} ——固定吊具(吊钩、下滑轮组及 1/2 的悬吊钢丝绳等)的重力沿坡道方向产生的滑动力,单位为牛顿(N);

P_f ——同式(143)。

当制动力等抗风阻力 P_{z2} 大于被制动车轮与轨道的黏着力时, P_{z2} 用被制动车轮与轨道的黏着力代替,计算黏着力时,摩擦系数 f 按表 55 选取。仅有部分车轮制动力大于车轮与轨道的黏着力时,则应按不同情况的车轮分别进行计算。

9 安全

9.1 起重机的安全设计计算

起重机结构、机械、电气及整体抗倾覆稳定性和抗风防滑安全性的设计计算等,应按本标准第4章、第5章、第6章、第7章、第8章的规定进行。

9.2 起重机的标记、铭牌、安全标志、限界尺寸和净距

9.2.1 标记、铭牌和安全标志

9.2.1.1 起重机应有标记、铭牌和安全标志。

9.2.1.2 起重机的规格标记应符合下列要求:

- a) 额定起重量(或额定起重力矩),应永久性地标明在从地面容易看清的地方。
- b) 额定起重量随全幅度范围变化的起重机,应设有明显可见的额定起重量随幅度全程变化的曲线或表格;凡不同幅度段规定有不同额定起重量的,幅度段的划分及各段的额定起重量,均应永久性地标明并明显可见。由制造商提供的操作说明书应能对不同幅度起重量做出更详细说明。
- c) 如果起重机配备有几个起升机构,则应分别标明每个起升机构的额定起重量。由制造商提供的操作说明书应指明这些起升机构是否可以同时使用。

9.2.1.3 每台起重机都应在适当的位置装设铭牌,铭牌应至少标明以下内容:

- 制造商名称;
- 产品名称和型号;
- 主要性能参数;
- 出厂编号;
- 制造日期。

9.2.1.4 应在起重机的合适位置或工作区域设有明显可见的文字安全警示标志,如“起升物品下方严禁站人”、“臂架下方严禁停留”、“作业半径内注意安全”、“未经许可不得入内”等。在起重机的危险部位,应有安全标志,安全标志应符合 GB 2894 和 GB 15052 的规定。安全标志的颜色,应符合 GB 2893 的规定。

9.2.2 界限尺寸和净距

9.2.2.1 在最不利位置和最不利装载条件下,起重机的所有运动部分(吊具和其他取物装置除外)与建筑物的净距规定如下:

- 距固定部分不小于 0.05 m;
- 距任何栏杆或扶手不小于 0.10 m;
- 距出入区不小于 0.50 m(出入区是指允许人员进出的所有通道,但工作平台除外)。

具有水平滚轮或带轮缘车轮导向的桥式起重机等,考虑其沿轨道运行时可能产生一定的偏斜,其侧方与外部固定部分的间隙尺寸不应小于 0.08 m。

铁路起重机的轮廓线应符合铁路运输轮廓界限。用于铁路装卸的起重机,其任何固定部分不应侵入铁路净空界限。

9.2.2.2 起重机各运动部分的下界限线与下方的一般出入区(从地面或从属于建筑物的固定或活动部分算起,工作或维修平台及类似物除外)之间的垂直距离不应小于 1.7 m,与通常不准人出入的下方的固定或活动部分(例如棚顶、加热器、机械部分和运行在下方的起重机等)及与栏杆顶部的垂直距离不应小于 0.5 m。

9.2.2.3 起重机各运动部分的上界限线与上方的固定或活动部分(例如起重小车的最高处与房顶结构

最低点、下垂吊灯、下敷管道或与运行在其上方的起重机的最低点)之间的垂直距离,在保养区域和维修平台等处不应小于0.5 m。如果不会对人员产生危险,这个距离可以减小到0.1 m。

9.2.2.4 起重机上任何部件与高压输电线的最小距离如表 56。

表 56 起重机与输电线的最小距离

输电线路电压 V/ kV	<1	1~35	≥60
最小距离/ m	1.5	3	$0.01(V-50)+3$

9.3 结构安全要求

9.3.1 司机室

起重机司机室应符合 GB/T 20303.1 的规定外,还应满足以下要求。

9.3.1.1 当臂架俯仰摆动或臂架及物品坠落会影响司机室安全时,司机室不应设置在起重臂架的正下方。

9.3.1.2 当存在坠落物碰撞司机室的危险时,司机室顶部应装设有效的防护。

9.3.1.3 在室外或在没有暖气的室内操作的起重机(除气候条件较好外),宜采用封闭式司机室。在高温、蒸气、有尘、有毒或有害气体等环境下工作的起重机,应采用能提供清洁空气的密封性能良好的封闭司机室。在有暖气的室内工作的起重机司机室、或仅作辅助性质工作较少使用的起重机司机室,可以是敞开式的,敞开式司机室应设高度不小于1 m的护栏。

9.3.1.4 除极端恶劣的气候条件外,在工作期间司机室内的工作温度宜保持在15℃~30℃之间。长期在高温环境工作的(如某些冶金起重机)司机室内应设降温装置,底板下方应设置隔热板。

9.3.1.5 司机室应有安全出入口;当司机室装有门时,应防止其在起重机工作时意外打开;司机室的拉门和外开门应通向同一高度的水平平台;司机室外无平台时,一般情况下门应向里开;流动式起重机司机室回转门应向外开,滑动门应向后开。

9.3.1.6 司机室的窗离地板高度不到1 m时,玻璃窗应做成不可打开的或加以防护,防护高度不应低于1 m;司机室地板上装有玻璃的部位也应加以防护。司机室底窗和天窗安装防护栏时,防护栏应尽可能不阻挡视线。

9.3.1.7 司机室地板应用防滑的非金属隔热材料覆盖。

9.3.1.8 用于司机室工作面上的照度不应低于30 lx。

9.3.1.9 重要的操作指示器应有醒目的显示,并安装在司机方便观察的位置。指示器和报警灯及急停开关按钮应有清晰永久的易识别标志。指示器应有合适的量程并应便于读数。报警灯应具有适宜的颜色,危险显示应用红灯。

9.3.2 通道和平台

9.3.2.1 起重机上所有操作部位以及要求经常检查和保养的部位(包括臂架顶端的滑轮和运动部分),凡离地面距离超过2 m的,都应能通过斜梯(或楼梯)、平台、通道或直梯到达,梯级的两边应装护栏。不论起重机在什么位置,通道、斜梯(或楼梯)、平台都应有安全入口。如臂架可放到地面或人员可到达的部位进行全面直接检查,或者设有其他构造能进行直观检查时,则臂架上也可以不设置通道。

9.3.2.2 起重机处在正常工作状态下的任何位置时,人员应能方便安全地进出司机室。

如果起重机在任何位置,人员不能直接从地面进入司机室,且司机室地板离地面的高度不超过5 m,司机室内配备有合适的紧急逃逸装置(例如绳梯)时,则司机室进出口可以限制在某些规定的位置。

如果起重机在任何位置,人员都不能直接从地面进入司机室,以及司机室的地板离地面的高度超过5 m时,起重机应设置到达司机室的通道;对于桥式起重机等,如能提供适当的装置使人员方便安全地离开司机室,则司机室进出口可以限制在某些规定的位置。

一般情况下应通过斜梯或通道,从同司机室地板一样高且备有栏杆的平台直接进入司机室。平台与司机室入口的水平间隙不应超过0.15 m,与司机室地板的高低差不应超过0.25 m。只有在空间受到限制时,才允许通过司机室顶部或地板进入司机室。

9.3.2.3 斜梯、通道和平台的净空高度不应低于1.8 m。运动部分附近的通道和平台的净宽度不应小于0.5 m;如果设有扶手或栏杆,在高度不超过0.6 m的范围内,通道的净宽度可减至0.4 m。固定部分之间的通道净宽度不应小于0.4 m。

起重机结构件内部很少使用的进出通道,其最小净空高度可为1.3 m,但此时通道宽度应增加到0.7 m。只用于保养的平台,其上面的净空高度可以减到1.3 m。

9.3.2.4 工作人员可能停留的每一个表面都应当保证不发生永久变形:

- a) 2 000 N的力通过直径为125 mm圆盘施加在平台表面的任何位置;
- b) 4 500 N/m²的均布载荷。

9.3.2.5 通道和平台表面应防滑。地板上的单个孔洞和间隙的尺寸不应使直径为20 mm的球体穿过,且孔隙的面积应小于400 mm²。

9.3.2.6 通道离下方裸露动力线的高度小于0.5 m时,应在这些区域采用实体式地板;当通道靠近动力线时,应对这些动力线加以保护。

9.3.3 斜梯和直梯

凡高度差超过0.5 m的通行路径应做成斜梯或直梯。高度不超过2 m的垂直面上(例如桥架主梁的走台与端梁之间),可以设踏脚板,踏脚板两侧应设有扶手。

9.3.3.1 斜梯

9.3.3.1.1 斜梯的倾斜角不宜超过65°,特殊情况下,倾斜角也不应超过75°(超过75°时按直梯设计)。

9.3.3.1.2 斜梯两侧应设置栏杆,两侧栏杆的间距:主要斜梯不应小于0.6 m;其他斜梯可取为0.5 m;斜梯的一侧靠墙壁时,只在另一侧设置栏杆,栏杆高度不小于1 m。

9.3.3.1.3 梯级的净宽度不应小于0.32 m,单个梯级的高度宜取为0.18 m~0.25 m,斜梯上梯级的进深不应小于梯级的高度,连续布置的梯级,其高度和进深均应为相同尺寸。

9.3.3.1.4 梯级踏板表面要防滑。

9.3.3.2 直梯

9.3.3.2.1 直梯两边撑杆的间距不小于0.40 m,两撑杆之间梯级宽度不应小于0.30 m,梯级的间距应保持一致宜为0.23 m~0.30 m,梯级离开固定结构件至少应为0.15 m,梯级中心0.1 m范围内应能承受1 200 N的分布垂直力而无永久变形。

9.3.3.2.2 人员出入的爬越孔尺寸,方孔不宜小于0.63 m×0.63 m,圆孔直径宜取为0.63 m~0.80 m。

9.3.3.2.3 高度2 m以上的直梯应有护圈,护圈从2.0 m高度起开始安装,护圈直径宜取为0.6 m~0.8 m。护圈之间应由三或五根间隔布置的纵向板条联接起来,并保证有一根板条正对着直梯的垂直中心线,相邻护圈之间的距离:当护圈设置三根纵向板条时,不应大于0.9 m,当护圈设置五根纵向板条时,不应大于1.5 m。安装了纵向板条的护圈在任何一个0.1 m的范围内应能承受1 000 N的分布

垂直力,不允许有永久变形。

9.3.3.2.4 除非提供有其他合适的把手,直梯的两边撑杆至少要比最上一个梯级高出 1.0 m,当空间受限制时此高出的高度也不应小于 0.8 m。

9.3.3.2.5 装在结构内部的直梯,如果结构件的布置能够保证直径为 0.6 m 的球体不能穿过,则可不设护圈。

9.3.3.2.6 直梯每 10 m 至少应设一个休息平台。如果空间不够,可以将平台靠在连续直梯的旁边。

9.3.3.2.7 直梯的终端宜与平台平齐,梯级终端踏板或踏杆不应超过平台平面。

9.3.3.2.8 如梯子在平台处不中断,则护圈也不应中断,但应在护圈侧面开一个宽为 0.5 m、高为 1.4 m 的洞口,以便人员出入。

9.3.4 栏杆

9.3.4.1 在起重机上的以下部位应装设栏杆:

- 用于进行起重机安装、拆卸、试验、维修和保养的、且高于地面 2 m 的工作部位;
- 通往离地面高度 2 m 以上的操作室、检修保养部位的通道;
- 在起重机上存在跌落高度大于 1 m 的危险通道及平台。

9.3.4.2 栏杆的设置应满足以下要求:

- 栏杆上部表面的高度不低于 1 m,栏杆下部有高度不低于 0.1 m 的踢脚板,在踢脚板与手扶栏杆之间有不少于一根的中横杆,它与踢脚板或手扶栏杆的距离不得大于 0.5 m;对净高不超过 1.3 m 的通道,手扶栏杆的高度可以为 0.8 m。
- 在手扶栏杆的最危险部位,应能承受水平方向的集中载荷 F 而不发生永久变形,并且其最大位移不应超过 30 mm;载荷 F 按式(146)计算:

$$F=300 L \quad \dots\dots\dots(146)$$

式中:

- F ——水平方向的集中载荷,单位为牛顿(N);
- L ——栏杆的相邻两支柱轴线间的最大距离,单位为米(m);

载荷 F 的取值,每米不得小于 300 N。

- 栏杆允许开口,但开口处应有防止人员跌落的保护措施。
- 在沿建筑物墙壁或实体墙结构设置的通道上,允许用扶手代替栏杆,这些扶手的中断长度(例如为让开建筑物的柱子、门孔)不宜超过 1 m。

9.4 机械安全要求

9.4.1 钢丝绳和链条传动系统

9.4.1.1 钢丝绳

9.4.1.1.1 起重机的承载钢丝绳直径,一般不宜小于 6 mm。

9.4.1.1.2 载荷由多根钢丝绳支承时,宜设置能有效地保证各根钢丝绳受力均衡的装置。如果结构上无法消除载荷在各钢丝绳之间分布的不均匀性,则应在设计中予以考虑。

9.4.1.1.3 起升机构和非平衡变幅机构不应使用接长的钢丝绳。

9.4.1.1.4 起升高度较大的起重机,宜采用不旋转钢丝绳,必要时还应有防止钢丝绳旋转的装置和措施。

9.4.1.1.5 吊运熔融金属的起重机,在吊钩组及吊运横梁等处应采取措施保护钢丝绳免受辐射热直接影响,并防止熔融金属喷溅到钢丝绳上。吊运熔化或炽热金属的钢丝绳,应采用金属绳芯或金属股芯等有耐高温性能的重要用途钢丝绳。

9.4.1.1.6 钢丝绳端部的固定和连接应符合如下要求:

- a) 用绳卡连接时,应满足表 57 的要求,同时应保证连接强度不小于钢丝绳破断拉力的 85%。

表 57 钢丝绳夹连接时的安全要求

钢丝绳公称直径/ mm	≤19	19~32	32~38	38~44	44~60
钢丝绳夹最少数量 组	3	4	5	6	7

钢丝绳夹夹座应在钢丝绳长头一边;钢丝绳夹的间距不应小于钢丝绳直径的 6 倍。

- b) 用编结连接时,编结长度不应小于钢丝绳直径的 15 倍,并且不小于 300 mm。连接强度不应小于钢丝绳破断拉力的 75%。
- c) 用楔块、楔套连接时,楔套应用钢材制造。连接强度不应小于钢丝绳破断拉力的 75%。
- d) 用锥形套浇铸法连接时,连接强度应达到钢丝绳的破断拉力。
- e) 用铝合金套压缩法连接时,应以可靠的工艺方法使铝合金套与钢丝绳紧密牢固地贴合,连接强度应达到钢丝绳的破断拉力。

9.4.1.2 链条

链条传动系统中应有防止链条在工作中发生爬链、跳链、保证链条与链轮正确啮合并平稳运转的措施。还应有可靠的导链和防脱链装置以及防止链条在使用中扭转打结和能检查链条松弛的措施。应装设使用可靠的链条罩壳或挡板。

链条端部的固定应安全可靠,设计链条固定装置时,应使其能承受 2.5 倍的链条名义张力且不发生永久变形。对起升机构的链条固定装置,当需要时还应能校验其疲劳强度。

链条的空载端应固定牢固,使其不会被拉脱。此装置应可靠地吸收可能会产生的力。链条固定装置上的螺栓连接应能防止松动,应能检查其拧紧情况,并且在需要时对螺栓能再进一步拧紧。

9.4.1.3 卷筒

9.4.1.3.1 钢丝绳在卷筒上应能按顺序整齐排列。只缠绕一层钢丝绳的卷筒,宜做出绳槽。用于多层缠绕的卷筒,宜提供适用的排绳装置或便于钢丝绳自动转层缠绕的凸缘导板等结构。

9.4.1.3.2 多层缠绕的卷筒,应有防止钢丝绳从卷筒端部滑落的凸缘。凸缘直径应比最外层钢丝绳直径大 2 倍。

9.4.1.3.3 当吊钩处于工作位置最低点时,卷筒上缠绕的钢丝绳,除固定绳尾的圈数外,不应少于 2 圈(塔式起重机不应少于 3 圈)。当吊钩处于工作位置最高点时,卷筒上至少还宜留有 1 整圈的绕绳余量。

9.4.1.3.4 卷筒上钢丝绳尾端的固定装置,应安全可靠并有防松或自紧的性能。如果钢丝绳尾端用压板固定,固定强度不应低于钢丝绳破断拉力的 80%,且至少应有两个相互分开的压板夹紧,并用螺栓将压板可靠固定。

9.4.1.3.5 用于起升机构和变幅机构的卷筒,采用筒体内无贯通的支承轴(即“短轴式”)的结构时,筒体应采用钢材制造。焊接卷筒的各段对接焊缝,应按要求进行无损探伤检验。

9.4.1.3.6 对于臂架型起重机,当起升绳或变幅绳向斜上方引出时,其缠绕钢丝绳的卷筒与支承部分以及车架或转台底架的连接,应能承受钢丝绳向斜上方的拉力;与卷筒相连的减速器,其上下壳体间或

壳体与车架之间的连接,也应能承受钢丝绳的这些载荷。

9.4.1.4 滑轮

9.4.1.4.1 滑轮应有防止钢丝绳脱出绳槽的装置或结构。在滑轮罩的侧板和圆弧顶板等处与滑轮本体的间隙不宜超过钢丝绳直径的20%。

9.4.1.4.2 人手可触及的滑轮组,应设置滑轮罩壳。对可能摔落到地面的滑轮组,其滑轮罩壳应有足够的强度和刚度。

9.4.2 吊钩、吊钩夹套和其他取物装置

9.4.2.1 起重机械不应使用铸造吊钩。

9.4.2.2 当使用条件或操作方法会导致物品意外脱钩时,应采用带防脱绳的闭锁装置吊钩;当吊钩起升过程中有被钩住的危险时,应选用安全吊钩或采取其他有效措施。

9.4.2.3 吊运物品时需同步供给电能的取物装置(例如电磁盘、马达抓斗或液压抓斗等),其供电电缆的收放速度应与该取物装置升降速度保持一致,在升降过程中电缆不应过分松弛和碰触起重钢丝绳。

9.4.2.4 在可更换的取物装置(如抓斗、起重电磁盘、扁斗、夹钳和吊梁等)上,应永久性地标明其自重和能起吊的最大质量。

9.4.2.5 吊运各类物品的专用辅具,在必要时应有自紧功能或防止物品滑落的装置及措施。

9.4.3 制动器

9.4.3.1 动力驱动的起重机(液压缸驱动的除外),其起升、变幅、运行、回转机构都应装可靠的制动装置;当机构要求具有载荷支持作用时,应装设机械常闭式制动器。在运行、回转机构的传动装置中有自锁环节的特殊场合,如能确保不会发生超额定应力的运动,也可以不用制动器。变速机构换挡到中间位置时,制动器或其他装置应能自动地支持住物品。

9.4.3.2 对于需要控制下降制动距离的起重机,其制动距离(控制器转回零位后,从制动器断电至物品停止时的下滑距离)一般可控制为不大于1min内稳定起升距离的1/65。

9.4.3.3 制动器应便于检查,制动器弹簧应是压缩式的,制动器应可调整,制动衬片应能方便更换。

9.4.3.4 宜选择对制动衬垫的磨损有自动补偿功能的制动器。

9.4.3.5 操纵制动器的控制装置,如踏板、操纵手柄等,应有防滑性能。人工操纵通过手或脚施加在制动器上的力与行程,应符合人类工效学的要求。

9.5 电气安全要求

9.5.1 起重机馈电裸滑触线与周围设备的安全距离和安全防护应符合7.2.2.2.1的规定。

9.5.2 供电系统中有触电危险的主滑触线应涂有安全色,并在适当的位置装设安全标志或表示带电的指示灯。

9.5.3 障碍信号灯的设置应符合7.4.12.3的规定。

9.5.4 起重机应有指示总电源分合状况的信号,必要时还应设置故障信号或报警信号。信号指示应设置在司机或有关人员视力、听力可及的地点。

9.5.5 避雷保护应符合7.4.11的规定。

9.6 控制和操纵的安全与布置

9.6.1 一般原则

9.6.1.1 控制与操纵系统的设计和布置应能避免发生误操作的可能性,保证在正常使用中起重机能安全可靠地运转。

9.6.1.2 应按人类工效学有关的功能要求设计和布置所有控制手柄、手轮、按钮和踏板,并保证有足够的操作空间,最大限度地减轻司机的疲劳,将发生意外时对人员造成的伤害和财产损失的可能性降至

最小。

9.6.1.3 控制与操作系统的布置应使司机对起重机工作区域及所要完成的操作有足够的视野。

9.6.1.4 尽可能地将操纵杆(踏板或按钮等)布置在司机手或脚能方便操作的位置。操纵装置的运动方向也应尽可能地设置得适合人的肢体的自然运动。例如:脚踏控制装置应采用向下的脚踏力操作而不能用脚的横向运动触碰操作。

9.6.1.5 用来操纵起重机械控制装置所需的力应与使用此控制装置的使用频度有关,应随机型变化并按人类工效学来考虑。

9.6.1.6 控制起重机的急停按钮,应符合 7.3.4 和 7.5.4.1 的规定。

9.6.2 司机室控制

9.6.2.1 控制装置的操纵

9.6.2.1.1 控制器的操作方向应与其所控制对象的运动方向一致或者是合乎逻辑的关系。

9.6.2.1.2 合适的操作方向是指起重机司机面向控制器时,操纵控制器时手的动作方向和所产生的效应要协调,采用手柄控制操作的见表 58,采用手轮控制操作的见表 59。

9.6.2.2 控制装置的布置与标识

9.6.2.2.1 控制装置的位置设计,应在使其接通一个或几个控制装置时,一般不会无意识地再接通另外的控制装置。

9.6.2.2.2 当操纵装置较多时,起重机主要的控制与操纵装置宜安排在司机座位的右侧。在布置了以手操纵控制器为主要操纵装置的情况下,可以安排脚踏操纵控制器。

表 58 手柄移动方向和起重机运动的关系

机构	机构运动方向	手柄移动方向
起升、变幅机构	起升、向里变幅	向着司机(手柄向后)
	下降、向外变幅	离开司机(手柄向前)
回转机构	向右回转	手柄向右
	向左回转	手柄向左

表 59 手轮旋转方向和起重机运动的关系

机构运动方向	手轮旋转方向
起升、向里变幅 向右回转	顺时针旋转
下降、向外变幅 向左回转	逆时针旋转

9.6.2.2.3 在每个控制装置上,或在靠近它的位置处,应贴上文字标志或符号以区别其功能,清晰地表明所操纵实现的起重机械的运动方向。

9.7 安全防护装置的设置要求

9.7.1 总则

安全防护装置是防止起重机械事故的必要措施。包括限制运动行程和工作位置的装置、防起重机超载的装置、防起重机倾翻和滑移的装置、联锁保护装置等,应根据起重机的用途和工作要求设置。

9.7.2 限制运动行程和工作位置的安全装置

9.7.2.1 起升高度限位器

起升机构均应装设起升高度限位器。当取物装置上升到设计规定的上极限位置时,应能自动切断起升动力源。在此极限位置的上方,还应留有足够的空余高度,以适应上升制动行程的要求。在特殊情况下,还可装设防止越程冲顶的第二级起升高度限位器。

需要时,还应设下降深度限位器;当取物装置下降到设计规定的下极限位置时,应能自动切断下降动力源。

电动机作上述运动方向的电源切断后,仍需保留作相反方向运动的电源。

用内燃机驱动,中间无电气、液压、气压等连接环节而直接进行机械连接的起升机构,可以配备灯光或声响报警装置,以替代限位开关。

9.7.2.2 运行行程限位器

起重机和起重小车(悬挂型电动葫芦运行小车除外),应在每个运行方向装设运行行程限位器,在达到设计规定的极限位置时自动切断前进方向的动力源。在运行速度较高(如大于 100 m/min),或停车定位要求较严的情况下,宜根据需要装设两级运行行程限位器,第一级发出减速信号并按规定要求减速,第二级应能自动断电并停车。

如果在正常作业时起重机经常到达运行的极限位置,司机室的最大减速度不应超过 2.5 m/s^2 。

9.7.2.3 幅度限位器

9.7.2.3.1 对动力驱动的动臂变幅的起重机(液压变幅除外),应在臂架俯仰行程的极限位置处设臂架低位置和高位置的幅度限位器。

9.7.2.3.2 对采用移动小车变幅的塔式起重机,应装设幅度限位装置以防止可移动的起重小车快速达到其最大幅度或最小幅度处。最大变幅速度超过 40 m/min 的起重机,在小车向外运行且当起重力矩达到额定值的 80% 时,应自动转换为低速运行。

9.7.2.4 幅度指示器

具有变幅机构的起重机,应装设幅度指示器(或臂架仰角指示器)。

9.7.2.5 防止臂架向后倾翻的装置

具有臂架俯仰变幅机构的起重机,应装设防止臂架后倾装置(例如一个带缓冲的机械式的止挡杆),以保证当变幅机构的行程开关失灵时,能阻止臂架向后倾翻。

9.7.2.6 回转限位

不设回转集电滑环或需要限制回转范围时,回转机构应装设回转角度限位器。

9.7.2.7 回转锁定装置

需要时,流动式起重机及其他回转起重机或起重机的回转部分应装设回转锁定装置。

9.7.2.8 支腿回缩锁定装置

工作时利用支腿支承作业的流动式起重机,支腿伸出定位应由液压系统实现;且应装设支腿回缩锁定装置,使支腿在缩回后,能可靠地锁定。

9.7.2.9 防碰撞装置

当两台或两台以上的起重机或起重小车运行在同一轨道上时,应装设防碰撞装置。在发生碰撞的任何情况下,司机室内的减速度不应超过 5 m/s^2 。

9.7.2.10 缓冲器及端部止挡

在轨道上运行的起重机的运行机构、起重小车的运行机构及起重机的变幅机构等均应装设缓冲器或缓冲装置。缓冲器或缓冲装置可以安装在起重机上或轨道端部止挡装置上。

轨道端部止挡装置应牢固可靠,防止起重机脱轨。

螺杆和齿条等变幅驱动机构,应在变幅齿条和变幅螺杆的末端装设端部止挡防脱装置,以防止臂架在低位置发生坠落。

9.7.2.11 偏斜指示器或限制器

跨度大于 40 m 的门式起重机和装卸桥应装设偏斜指示器或限制器。当两侧支腿运行不同步而发生偏斜时,能向司机指示出偏斜情况,在达到设计规定值时,还应使运行偏斜得到调整和纠正。

9.7.2.12 水平仪

利用支腿支承或履带支承进行作业的起重机,应在下车架或底座上装设水平仪,用来检查起重机底座的倾斜程度。

9.7.3 防超载的安全装置

9.7.3.1 起重量限制器

工作中有超载可能的起升机构,应装设起重量限制器。

当实际起重量超过 95% 额定起重量时,起重量限制器宜发出报警信号。

当实际起重量在 100%~110% 的额定起重量之间时,起重量限制器起作用,此时应自动切断起升动力源,但应允许物品作下降运动。

内燃机驱动的起升和/或非平衡变幅机构,如果中间没有电气、液压或气压等连接环节而直接与机械连接,该起重机可以配备灯光或声响报警装置来替代起重量限制器。

9.7.3.2 起重力矩限制器

额定起重量随工作幅度变化的起重机,应装设起重力矩限制器。

当实际起重量超过实际幅度所对应的起重量的额定值的 95% 时,起重力矩限制器宜发出报警信号。

当实际起重量大于实际幅度所对应的额定值但小于 110% 的额定值时,起重力矩限制器起作用,此时应自动切断不安全方向(上升、幅度增大、臂架外伸或这些动作的组合)的动力源,但应允许机构作安全方向的运动。

内燃机驱动的起升和/或平衡变幅机构,如果中间没有电气、液压或气压等连接环节而直接与机械连接,该起重机可以配备灯光或声响报警装置来替代起重力矩限制器。

9.7.3.3 极限力矩限制装置

对有自锁作用的回转机构,应设极限力矩限制装置。保证当回转运动受到阻碍时,能由此力矩限制器发生的滑动而起到对超载的保护作用。

9.7.4 防倾翻和抗风防滑安全装置

9.7.4.1 抗风防滑装置

9.7.4.1.1 室外工作的轨道式起重机应装设可靠的抗风防滑装置,并应满足规定的工作状态和非工作状态抗风防滑要求。

9.7.4.1.2 工作状态下的抗风制动装置可采用制动器、轮边制动器、夹轨器、顶轨器、压轨器、别轨器等,其制动与释放动作应考虑与运行机构连锁并应能从控制室内自动进行操作。

9.7.4.1.3 起重机只装设抗风制动装置而无锚定装置的,抗风制动装置应能承受起重机非工作状态下的风载荷;当工作状态下的抗风制动装置不能满足非工作状态下的抗风防滑要求时,还应装设牵揽式、插销式或其他形式的锚定装置。起重机有锚定装置时,锚定装置应能独立承受起重机非工作状态下的

风载荷。

9.7.4.1.4 非工作状态下的抗风防滑设计,如果只采用制动器、轮边制动器、夹轨器、顶轨器、压轨器、别轨器等抗风制动装置,其制动与释放动作也应考虑与运行机构连锁并能从控制室内自动进行操作。

9.7.4.1.5 锚定装置应确保在下列情况下起重机及其相关部件的安全可靠:

- a) 起重机进入非工作状态并且锚定时;
- b) 起重机处于工作状态,起重机进行正常作业并实施锚定时;
- c) 起重机处于工作状态且在正常作业,突然遭遇超过工作状态极限风速的大风而实施锚定时。

9.7.4.2 防倾翻安全钩

起升吊钩装在主梁一侧的单主梁起重机、有抗震要求的起重机及其他有类似防止起重小车发生倾翻要求的起重机,应装设防倾翻安全钩。

9.7.5 起连锁保护作用的安全装置和措施

9.7.5.1 进入桥式和门式起重机的门,和从司机室登上桥架的舱口门,应能连锁保护;当门打开时,应断开由于机构动作可能会对人员造成危险的机构的电源。

9.7.5.2 司机室设在起重机的运动部分上时,进入司机室的通道口,应能连锁保护;当通道口的门打开时,应断开由于机构动作可能会对人员造成危险的机构的电源。

9.7.5.3 可在两处或多处操作的起重机,应有连锁保护,以保证只能在一处操作,防止两处或多处同时都能操作。

9.7.5.4 当既可以电动,也可以手动驱动时,相互间的操作转换应能连锁。

9.7.5.5 夹轨器等制动装置和锚定装置应能与运行机构连锁。

9.7.5.6 回转锁定装置应能与回转机构连锁。

9.7.5.7 对小车在可俯仰的悬臂上运行而工作的起重机,悬臂俯仰机构与小车运行机构应能连锁,使俯仰悬臂放平后小车方能运行。

9.7.6 其他安全防护装置

9.7.6.1 风速仪及风速报警器

9.7.6.1.1 对于室外作业的高大起重机应安装风速仪,风速仪应安装在起重机上部迎风处。

9.7.6.1.2 对室外作业的高大起重机应装有显示瞬时风速的风速报警器,且当风力大于工作状态的计算风速设定值时,应能发出报警信号。

9.7.6.2 轨道清扫器

当物料有可能积存在轨道上成为运行的障碍时,在轨道上行驶的起重机和起重小车,在台车架(或端梁)下面和小车架下面应装设轨道清扫器,其扫轨板底面与轨道顶面之间的间隙一般为5 mm~10 mm。

9.7.6.3 防小车坠落保护

塔式起重机的变幅小车及其他起重机要求防坠落的小车,应设置使小车运行时不脱轨的装置,即使轮轴断裂,小车也不能坠落。

9.7.6.4 检修吊笼或平台

需要经常在高空进行起重机自身检修作业的起重机,应装设安全可靠的检修吊笼或平台。

9.7.6.5 导电滑触线的安全防护

9.7.6.5.1 桥式起重机司机室位于大车滑触线一侧,在有触电危险的区段,通向起重机的梯子和走台与滑触线间应设置防护板进行隔离。

9.7.6.5.2 桥式起重机大车滑触线侧应设置防护装置,以防止小车在端部极限位置时因吊具或钢丝绳

摇摆而与滑触线意外接触。

9.7.6.5.3 多层布置桥式起重机时,下层起重机应采用电缆或安全滑触线供电。

9.7.6.5.4 其他使用滑触线的起重机,对易发生触电的部位应设防护装置。

9.7.6.6 报警装置

必要时,在起重机上应设置蜂鸣器、闪光灯等作业报警装置。流动式起重机倒退运行时,应发出清晰的报警音响并伴有灯光闪烁信号。

9.7.6.7 防护罩

在正常工作或维修时,为防止异物进入或防止其运行对人员可能造成危险的零部件,应设有保护装置。起重机上外露的、有可能伤人的运动零部件,如开式齿轮、联轴器、传动轴、链轮、链条、传动带、皮带轮等,均应装设防护罩/栏。

在露天工作的起重机上的电气设备应采取防雨措施。

9.7.6.8 防起重机零件掉落的措施

设计上应采取有效措施,防止起重机上的零部件在静止或运动时从空中掉落。

9.8 起重机的使用维护文件

9.8.1 起重机设计者或起重机制造商应向用户提供“起重机操作手册”,指导起重机安全使用,其内容应符合 GB/T 17909.1 的规定。

9.8.2 起重机设计者或制造商应向用户提供“起重机维护手册”,指导对起重机进行正常的维护保养,其内容应符合 GB/T 18453.1 的规定。

9.9 起重机的有效使用期

起重机都是按一定的理论寿命即设计预期寿命进行设计的,但起重机设计预期寿命并不完全等同于起重机的有效使用寿命期。

对起重机的有效使用期起有害影响的主要因素是:

- 疲劳现象;
- 磨损;
- 腐蚀;
- 操作、装配和拆装时的偶发事故;
- 超载;
- 保养不良等。

附 录 A
(资料性附录)
起重机整机分级举例

A.1 流动式起重机分级举例

流动式起重机包括汽车起重机、轮胎起重机(含集装箱正面吊运起重机)、履带起重机。
按照起重机的使用情况,流动式起重机整机分级举例见表 A.1。

表 A.1 流动式起重机整机分级举例

序号	起重机的使用情况	使用等级	载荷状态	整机工作级别
1	一般吊钩作业,非连续使用的起重机	U ₂	Q1	A1
2	带有抓斗、电磁盘或吊桶的起重机	U ₃	Q2	A3
3	集装箱吊运或港口装卸用的较繁重作业的起重机	U ₃	Q3	A4

A.2 塔式起重机分级举例

按照起重机的类别和使用情况,塔式起重机整机分级举例见表 A.2。

表 A.2 塔式起重机整机分级举例

序号	起重机的类别和使用情况	使用等级	载荷状态	整机工作级别
1(a)	很少使用的起重机	U ₁	Q2	A1
1(b)	货场用起重机	U ₃	Q1	A2
1(c)	钻井平台上维修用起重机	U ₃	Q2	A3
1(d)	造船厂舾装起重机	U ₄	Q2	A4
2(a)	建筑用快装式塔式起重机	U ₃	Q2	A3
2(b)	建筑用非快装式塔式起重机	U ₄	Q2	A4
2(c)	电站安装设备用塔式起重机	U ₄	Q2	A4
3(a)	船舶修理厂用起重机	U ₄	Q2	A4
3(b)	造船用起重机	U ₄	Q3	A5
3(c)	抓斗起重机	U ₅	Q3	A6

A.3 臂架起重机分级举例

臂架起重机包括人力驱动的臂架起重机、车间电动悬臂起重机、造船用臂架起重机、吊钩式臂架起重机、货场及港口装卸用的吊钩、抓斗、电磁盘或集装箱用臂架起重机及铁路起重机。但不包括塔式起重机和流动式起重机。

按照起重机的类别和使用情况,臂架起重机整机分级举例见表 A.3。

表 A.3 臂架起重机整机分级举例

序号	起重机的类别	起重机的使用情况	使用等级	载荷状态	整机工作级别
1	人力驱动起重机	很少使用	U ₂	Q1	A1
2	车间电动悬臂起重机	很少使用	U ₂	Q2	A2
3	造船用臂架起重机	不频繁较轻载使用	U ₄	Q2	A4
4(a)	货场用吊钩起重机	不频繁较轻载使用	U ₄	Q2	A4
4(b)	货场用抓斗或电磁盘起重机	较频繁中等载荷使用	U ₅	Q3	A6
4(c)	货场用抓斗、电磁盘或集装箱起重机	频繁重载使用	U ₇	Q3	A8
5(a)	港口装卸用吊钩起重机	较频繁中等载荷使用	U ₅	Q3	A6
5(b)	港口装船用吊钩起重机	较频繁重载使用	U ₆	Q3	A7
5(c)	港口装卸抓斗、电磁盘或集装箱用起重机	较频繁重载使用	U ₆	Q3	A7
5(d)	港口装船用抓斗、电磁盘或集装箱起重机	频繁重载使用	U ₆	Q4	A8
6	铁路起重机	较少使用	U ₂	Q3	A3

A.4 桥式和门式起重机分级举例

根据起重机的类别和使用情况,桥式和门式起重机整机分级举例见表 A.4。

表 A.4 桥式和门式起重机整机分级举例

序号	起重机的类别	起重机的使用情况	使用等级	载荷状态	整机工作级别
1	人力驱动起重机(含手动葫芦起重机)	很少使用	U ₂	Q1	A1
2	车间装配用起重机	较少使用	U ₃	Q2	A3
3(a)	电站用起重机	很少使用	U ₂	Q2	A2
3(b)	维修用起重机	较少使用	U ₂	Q3	A3
4(a)	车间用起重机(含车间用电动葫芦起重机)	较少使用	U ₃	Q2	A3
4(b)	车间用起重机(含车间用电动葫芦起重机)	不频繁较轻载使用	U ₄	Q2	A4
4(c)	较繁忙车间用起重机(含车间用电动葫芦起重机)	不频繁中等载荷使用	U ₅	Q2	A5
5(a)	货场用吊钩起重机(含货场电动葫芦起重机)	较少使用	U ₄	Q1	A3
5(b)	货场用抓斗或电磁盘起重机	较频繁中等载荷使用	U ₅	Q3	A6
6(a)	废料场吊钩起重机	较少使用	U ₄	Q1	A3
6(b)	废料场抓斗或电磁盘起重机	较频繁中等载荷使用	U ₅	Q3	A6
7	桥式抓斗卸船机	频繁重载使用	U ₇	Q3	A8
8(a)	集装箱搬运起重机	较频繁中等载荷使用	U ₅	Q3	A6
8(b)	岸边集装箱起重机	较频繁重载使用	U ₆	Q3	A7
9	冶金用起重机				
9(a)	换轧辊起重机	很少使用	U ₃	Q1	A2
9(b)	料箱起重机	频繁重载使用	U ₇	Q3	A8
9(c)	加热炉起重机	频繁重载使用	U ₇	Q3	A8
9(d)	炉前兑铁水铸造起重机	较频繁重载使用	U ₆ ~U ₇	Q3~Q4	A7~A8

表 A.4 (续)

序号	起重机的类别	起重机的使用情况	使用等级	载荷状态	整机工作级别
9(e)	炉后出钢水铸造起重机	较频繁重载使用	U ₄ ~U ₅	Q4	A6~A7
9(f)	板坯搬运起重机	较频繁重载使用	U ₆	Q3	A7
9(g)	冶金流程线上的专用起重机	频繁重载使用	U ₇	Q3	A8
9(h)	冶金流程线外用的起重机	较频繁中等载荷使用	U ₆	Q2	A6
10	铸工车间用起重机	不频繁中等载荷使用	U ₄	Q3	A5
11	锻造起重机	较频繁重载使用	U ₆	Q3	A7
12	淬火起重机	较频繁中等载荷使用	U ₅	Q3	A6
13	装卸桥	较频繁重载使用	U ₅	Q4	A7



附录 B
(资料性附录)
起重机机构分级举例

B.1 流动式起重机机构分级举例

流动式起重机各机构单独作为整体的分级举例见表 B.1。

表 B.1 流动式起重机各机构单独作为整体的分级举例

序号	机构名称		起重机整机工作级别	机构使用等级	机构载荷状态	机构工作级别
1	起升机构		A1	T ₁	L1	M3
			A3	T ₁	L2	M4
			A4	T ₁	L3	M5
2	回转机构		A1	T ₂	L2	M2
			A3	T ₃	L2	M3
			A4	T ₁	L2	M4
3	变幅机构		A1	T ₂	L2	M2
			A3	T ₃	L2	M3
			A4	T ₃	L2	M3
4	臂架伸缩机构		A1	T ₂	L1	M1
			A3	T ₂	L2	M2
			A4	T ₂	L2	M2
5	运行机构	轮胎式运行机构 (仅在工作现场)	A1	T ₂	L1	M1
			A3	T ₂	L2	M2
			A4	T ₂	L2	M2
	履带运行机构	A1	T ₂	L1	M1	
		A3	T ₂	L2	M2	
		A4	T ₂	L2	M2	

注：在空载状态下臂架伸缩机构作伸缩动作。

B.2 塔式起重机机构分级举例

塔式起重机各机构单独作为整体的分级举例见表 B.2。

表 B.2 塔式起重机各机构单独作为整体的分级举例

序号	起重机的类别和使用情况	起重机整机工作级别	机构使用等级					机构载荷状态					机构工作级别				
			H	S	L	D	T	H	S	L	D	T	H	S	L	D	T
1(a)	很少使用的起重机	A1	T ₁	L2	L3	L2	L2	L3	M1	M2	M1	M1	M2				
1(b)	货场用起重机	A2	T ₃	T ₃	T ₂	T ₂	T ₁	L1	L3	L1	L1	L3	M2	M4	M1	M1	M2
1(c)	钻井平台上维修用起重机	A3	T ₃	T ₃	T ₂	T ₂	T ₁	L1	L3	L2	L2	L3	M2	M4	M2	M2	M2
1(d)	造船厂舾装起重机	A4	T ₄	T ₄	T ₃	T ₃	T ₂	L2	L3	L2	L2	L3	M4	M5	M3	M3	M3
2(a)	建筑用快装式塔式起重机	A4	T ₃	T ₃	T ₂	T ₂	T ₁	L2	L3	L3	L2	L3	M3	M4	M3	M2	M2
2(b)	建筑用非快装式塔式起重机	A4	T ₄	T ₄	T ₃	T ₃	T ₂	L2	L3	L3	L2	L3	M4	M5	M4	M3	M3
2(c)	电站安装设备用的塔式起重机	A4	T ₄	T ₄	T ₃	T ₃	T ₂	L2	L2	L2	L2	L3	M4	M4	M3	M3	M3
3(a)	船舶修理厂用起重机	A4	T ₄	T ₄	T ₃	T ₃	T ₃	L2	L3	L2	L2	L3	M4	M5	M3	M3	M6
3(b)	造船用起重机	A5	T ₄	T ₄	T ₃	T ₃	T ₄	L3	L3	L3	L3	L3	M5	M5	M4	M4	M5
3(c)	抓斗起重机	A6	T ₅	T ₅	T ₄	T ₅	T ₂	L3	L3	L3	L3	L3	M6	M6	M5	M6	M3

注：H——起升机构；
S——回转机构；
L——动臂俯仰变幅机构；
D——小车运行变幅机构；
T——大车(纵向)运行机构。

B.3 臂架起重机机构分级举例

臂架起重机各机构单独作为整体的分级举例见表 B.3。

表 B.3 臂架起重机各机构单独作为整体的分级举例

序号	起重机的类别	起重机的使用情况	起重机整机工作级别	机构使用等级					机构载荷状态					机构工作级别				
				H	S	L	D	T	H	S	L	D	T	H	S	L	D	T
1	人力驱动起重机	很少使用	A1	T ₁	T ₁	T ₁	T ₂	T ₂	L2	L2	L2	L1	L1	M1	M1	M1	M1	M1
2	车间电动悬臂起重机	很少使用	A2	T ₂	T ₂	T ₁	T ₁	T ₂	L2	L2	L2	L2	L2	M2	M2	M1	M1	M2
3	造船用臂架起重机	不频繁较 轻载使用	A4	T ₃	T ₄	T ₄	T ₄	T ₃	L2	L2	L2	L2	L2	M5	M4	M4	M4	M5
4(a)	货场用吊钩起重机	不频繁较 轻载使用	A4	T ₄	T ₄	T ₃	T ₄	T ₄	L2	L2	L2	L2	L2	M4	M4	M3	M4	M4
4(b)	货场用抓斗或 电磁盘起重机	较频繁中 等载 荷 使用	A6	T ₅	T ₅	T ₅	T ₅	T ₄	L3	L3	L3	L3	L3	M6	M6	M6	M6	M5
4(c)	货场用抓斗、 电磁盘或集装 箱起重机	频繁重载 使用	A8	T ₇	T ₅	T ₅	T ₅	T ₅	L3	L3	L3	L3	L3	M8	M7	M7	M7	M6
5(a)	港口装卸用吊 钩起重机	较频繁中 等载 荷 使用	A6	T ₄	T ₄	T ₄	—	T ₃	L3	L3	L2	—	L2	M5	M5	M4	—	M3
5(b)	港口装船用吊 钩起重机	较频繁重 载使用	A7	T ₆	T ₅	T ₄	—	T ₃	L3	L3	L3	—	L3	M7	M6	M5	—	M4
5(c)	港口装卸抓 斗、电磁盘或 集装箱用起 重机	较频繁重 载使用	A7	T ₆	T ₅	T ₅	—	T ₃	L3	L3	L3	—	L3	M7	M6	M6	—	M4

表 B.3 (续)

序号	起重机的类别	起重机的使用情况	起重机整机工作级别	机构使用等级					机构载荷状态					机构工作级别				
				H	S	L	D	T	H	S	L	D	T	H	S	L	D	T
5(d)	港口装船用抓斗、电磁盘或集装箱起重机	频繁重载使用	A8	T ₇	T ₆	T ₆	—	T ₃	L3	L3	L3	—	L3	M8	M7	M7	—	M4
6	铁路起重机	较少使用	A3	T ₂	T ₂	T ₂	—	T ₁	L3	L2	L3	—	L2	M3	M2	M3	—	M1

注：H——起升机构；
S——回转机构；
L——臂架俯仰变幅机构；
D——小车(横向)运行变幅机构；
T——大车(纵向)运行机构。

B.4 桥式和门式起重机机构分级举例

桥式和门式起重机各机构单独作为整体的分级举例见表 B.4。

表 B.4 桥式和门式起重机各机构单独作为整体的分级举例

序号	起重机的类别	起重机的使用情况	起重机整机的工作级别	机构使用等级			机构载荷状态			机构工作级别		
				H	D	T	H	D	T	H	D	T
1	人力驱动的起重机(含手动葫芦起重机)	很少使用	A1	T ₂	T ₂	T ₂	L1	L1	L1	M1	M1	M1
2	车间装配用起重机	较少使用	A3	T ₂	T ₂	T ₂	L2	L1	L2	M2	M1	M2
3(a)	电站用起重机	很少使用	A2	T ₂	T ₂	T ₃	L2	L1	L2	M2	M1	M3
3(b)	维修用起重机	较少使用	A3	T ₂	T ₂	T ₂	L2	L1	L2	M2	M1	M2
4(a)	车间用起重机(含车间用电动葫芦起重机)	较少使用	A3	T ₄	T ₃	T ₄	L1	L1	L1	M3	M2	M3
4(b)	车间用起重机(含车间用电动葫芦起重机)	不频繁较轻载使用	A4	T ₄	T ₃	T ₄	L2	L2	L2	M4	M3	M4

表 B.4 (续)

序号	起重机的类别	起重机的使用情况	起重机整机的工作级别	机构使用等级			机构载荷状态			机构工作级别		
				H	D	T	H	D	T	H	D	T
4(c)	较繁忙车间用起重机(含车间用电动葫芦起重机)	不频繁中等载荷使用	A5	T ₅	T ₃	T ₅	L2	L2	L2	M5	M3	M5
5(a)	货场用吊钩起重机(含货场用电动葫芦起重机)	较少使用	A3	T ₄	T ₃	T ₄	L1	L1	L2	M3	M2	M4
5(b)	货场用抓斗或电磁盘起重机	较频繁中等载荷使用	A6	T ₅	T ₃	T ₅	L3	L3	L3	M6	M6	M6
6(a)	废料场吊钩起重机	较少使用	A3	T ₄	T ₃	T ₄	L2	L2	L2	M4	M3	M4
6(b)	废料场抓斗或电磁盘起重机	较频繁中等载荷使用	A6	T ₅	T ₅	T ₅	L3	L3	L3	M6	M6	M6
7	桥式抓斗卸船机	频繁重载使用	A8	T ₇	T ₆	T ₅	L3	L3	L3	M8	M7	M6
8(a)	集装箱搬运起重机	较频繁中等载荷使用	A6	T ₅	T ₅	T ₅	L3	L3	L3	M6	M6	M6
8(b)	岸边集装箱起重机	较频繁重载使用	A7	T ₆	T ₆	T ₅	L3	L3	L3	M7	M7	M6
9	冶金用起重机											
9(a)	换轧辊起重机	很少使用	A2	T ₃	T ₂	T ₃	L3	L3	L3	M4	M3	M4
9(b)	料箱起重机	频繁重载使用	A8	T ₇	T ₅	T ₇	L4	L4	L4	M8	M7	M8
9(c)	加热炉起重机	频繁重载使用	A8	T ₆	T ₆	T ₆	L3	L4	L3	M7	M8	M7
9(d)	炉前兑铁水铸造起重机	较频繁重载使用	A6~ A7	T ₇	T ₅	T ₅	L3	L3	L3	M7~ M8	M6	M6
9(e)	炉后出钢水铸造起重机	较频繁重载使用	A7~ A8	T ₇	T ₆	T ₆	L4	L3	L3	M8	M7	M6~ M7

表 B.4 (续)

序号	起重机的类别	起重机的使用情况	起重机整机的工作级别	机构使用等级			机构载荷状态			机构工作级别		
				H	D	T	H	D	T	H	D	T
9(f)	板坯搬运起重机	较频繁重载使用	A7	T ₆	T ₅	T ₆	L3	L4	L4	M7	M7	M8
9(g)	冶金流程线上的专用起重机	频繁重载使用	A8	T ₆	T ₆	T ₇	L4	L3	L4	M8	M7	M8
9(h)	冶金流程线外用的起重机	较频繁中等载荷使用	A6	T ₆	T ₅	T ₅	L2	L2	L3	M6	M5	M6
10	铸工车间用起重机	不频繁中等载荷使用	A5	T ₅	T ₄	T ₅	L2	L2	L2	M5	M4	M5
11	锻造起重机	较频繁重载使用	A7	T ₆	T ₅	T ₅	L3	L3	L3	M7	M6	M6
12	淬火起重机	较频繁中等载荷使用	A6	T ₅	T ₄	T ₅	L3	L3	L3	M6	M5	M6
13	装卸桥	较频繁重载使用	A7	T ₇	T ₇	T ₃	L4	L4	L2	M8	M8	M3

注：H——主起升机构；
D——小车(横向)运行机构；
T——大车(纵向)运行机构。

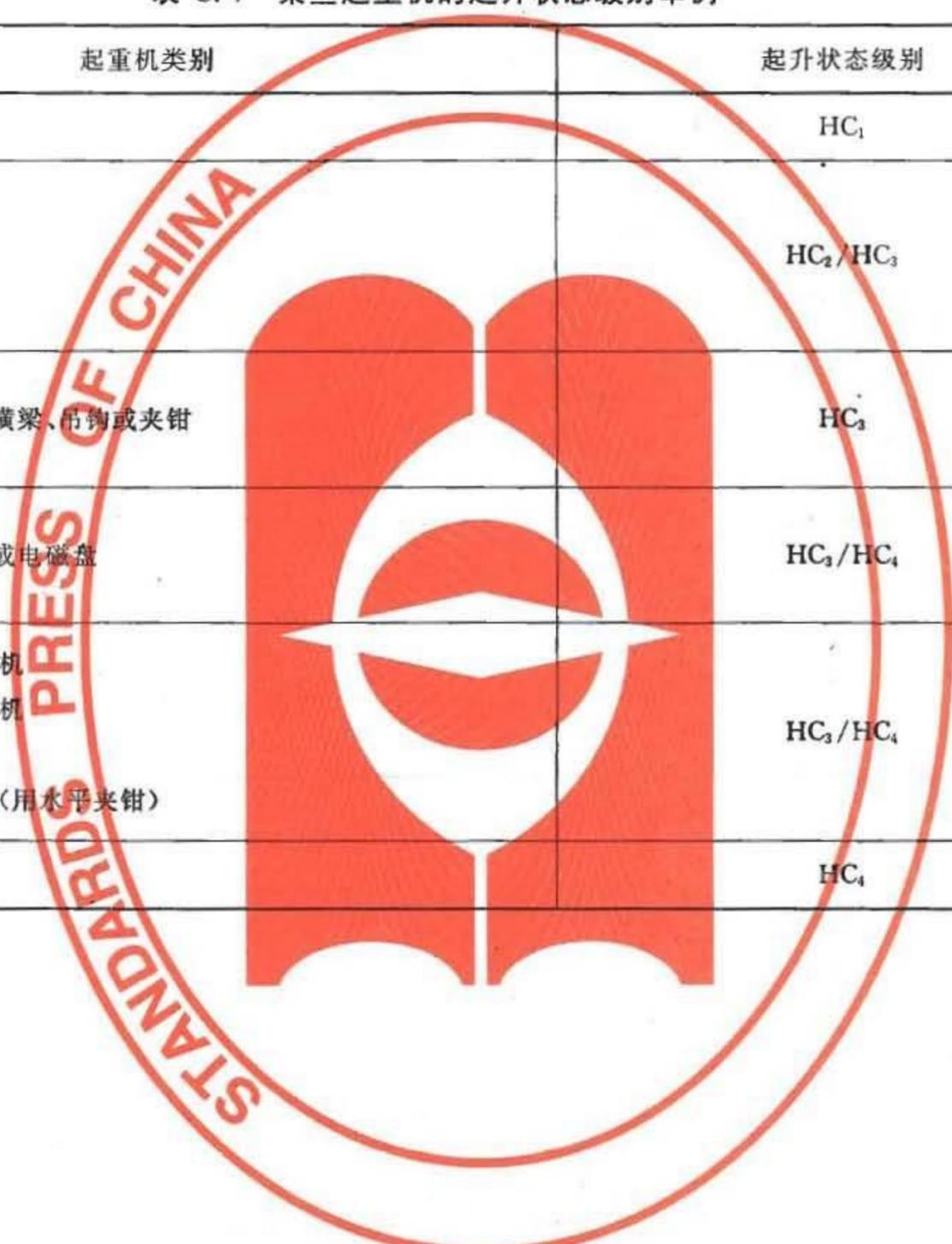
附录 C
(资料性附录)

某些起重机的起升状态级别举例

C.1 某些起重机的起升状态级别举例见表 C.1。

表 C.1 某些起重机的起升状态级别举例

起重机类别	起升状态级别
人力驱动起重机	HC ₁
电站起重机 安装起重机 车间起重机	HC ₂ /HC ₃
卸船机 } 货场起重机 } 用起重横梁、吊钩或夹钳	HC ₃
卸船机 } 货场起重机 } 用抓斗或电磁盘	HC ₃ /HC ₄
炉前兑铁水铸造起重机 炉后出钢水铸造起重机 料箱起重机 加热炉装取料起重机(用水平夹钳)	HC ₃ /HC ₄
锻造起重机	HC ₄



附录 D
(规范性附录)
偏斜运行时的水平侧向载荷

D.1 起重机偏斜运行时的水平侧向载荷 P_s

在实际设计中,起重机偏斜运行时的水平侧向载荷 P_s 可按式(D.1)作简化计算:

$$P_s = \frac{1}{2} \sum P \cdot \lambda \quad \dots\dots\dots (D.1)$$

式中:

P_s ——起重机偏斜运行时的水平侧向载荷,单位为牛顿(N);

$\sum P$ ——起重机承受侧向载荷一侧的端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 [与小车位置有关,见图 D.1 a)、图 D.1 b)及图 D.3],单位为牛顿(N),不考虑各种动力系数;

λ ——水平侧向载荷系数,与起重机跨度 S 和起重机基距 B (或有效轴距 a) 的比值 S/B (S/a) 有关,按图 D.2 确定。

注:因为许多起重机在起吊额定载荷时小车并不位于桥架端部的极限位置,如电站桥式起重机吊装水轮机转子时的载荷最大,但此时小车不在桥架极限位置;坝顶门式起重机起吊闸门时轮压最大,但此时大车不运行。因此用“最大轮压”来计算偏斜运行侧向载荷比较合理、简明、符合实际情况。此外,用于计算偏斜运行水平侧向载荷的“最大轮压”是“静轮压”,不考虑动力效应。

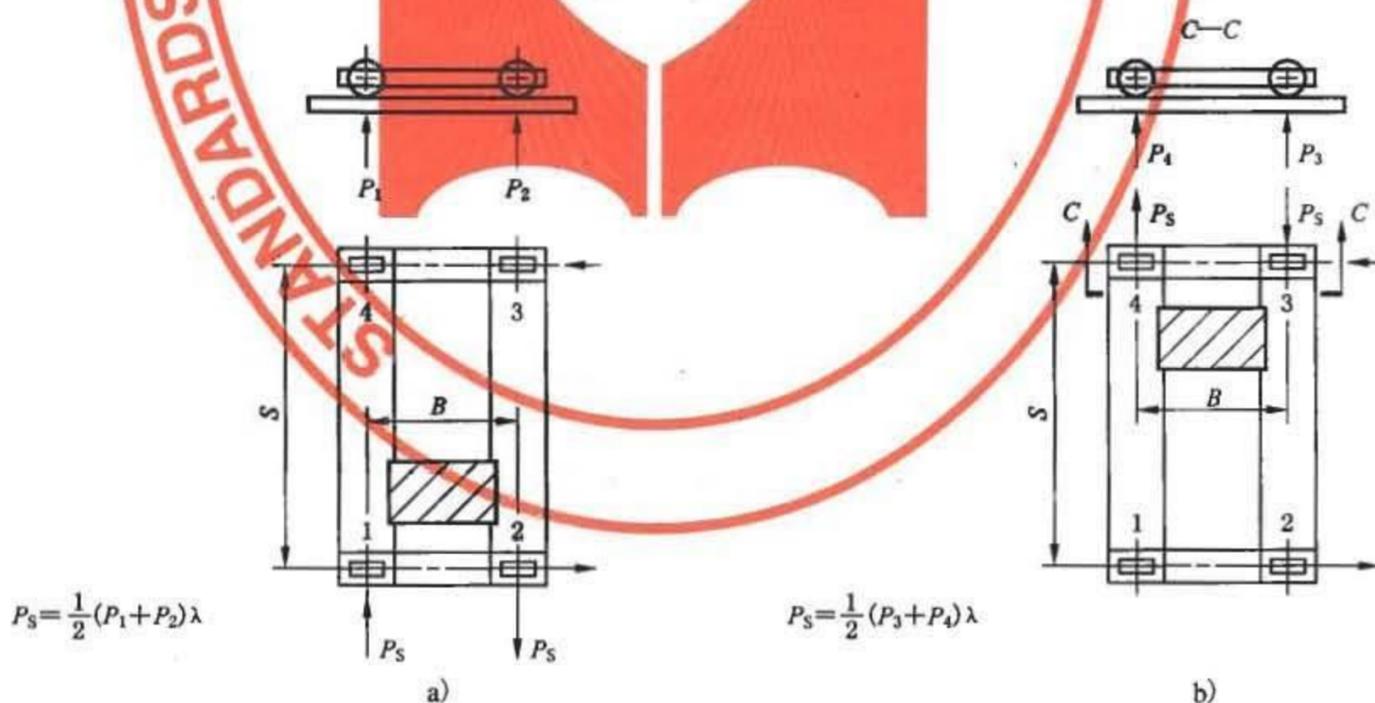
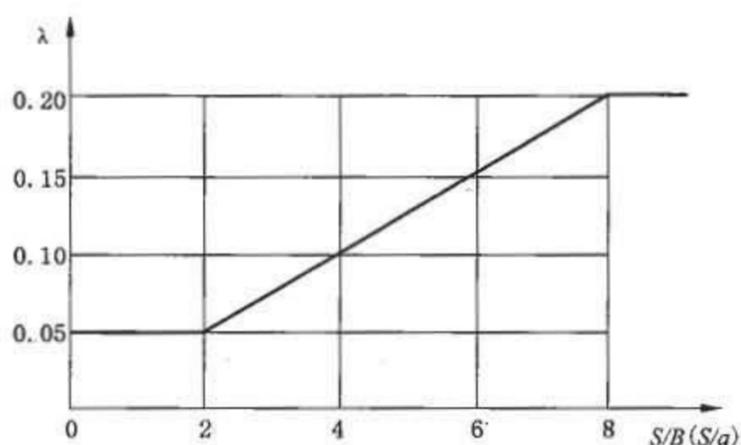


图 D.1 水平侧向载荷的简化计算

图 D.2 水平侧向载荷系数 λ

D.2 多车轮起重机的有效轴距

在多车轮的起重机中,用起重机有效轴距 a 代替起重机的基距 B 进行水平侧向力的计算更为合理,此有效轴距 a 按下述原则确定:

- 一侧端梁上装有两个或四个车轮时,有效轴距取端梁两端最外边车轮轴的间距,见图 D.3 a)、图 D.3 b);
- 一侧端梁上的车轮不超过八个时,有效轴距取两端最外边两个车轮中心线的间距,见图 D.3 c)、图 D.3 d);
- 一侧端梁上的车轮超过八个车轮时,有效轴距取端梁两端最外边三个车轮中心线的间距,见图 D.3 e);
- 端梁和用球铰连接的多车轮台车时,有效轴距为两铰链点的间距(水平侧向载荷按一侧全部车轮最大轮压之和计算);
- 端梁装有水平导向轮时,有效轴距取端梁两端最外边两个导向轮轴的间距(此时,水平侧向载荷参考 ISO 8686-1:1989 附录 F 的方法计算)。

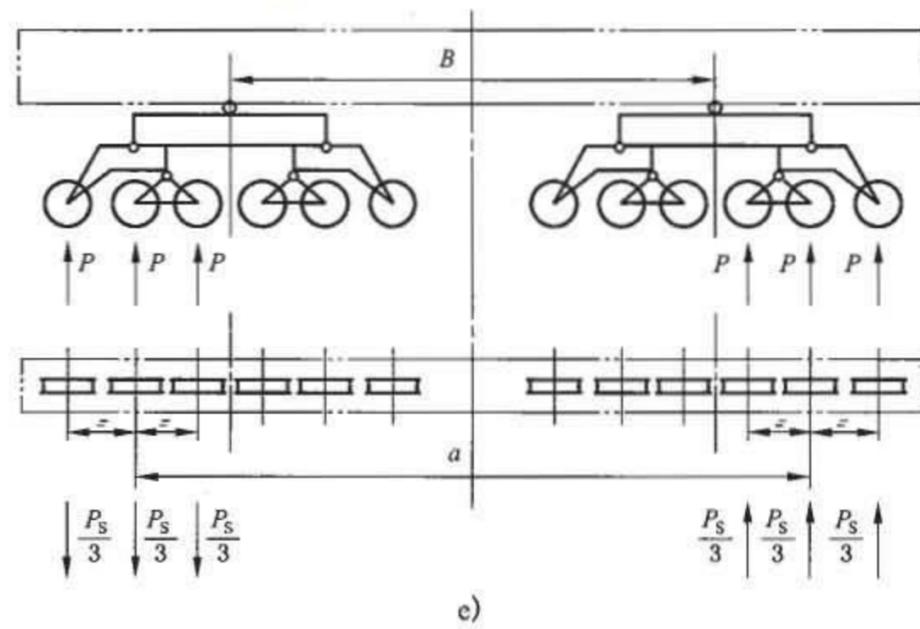
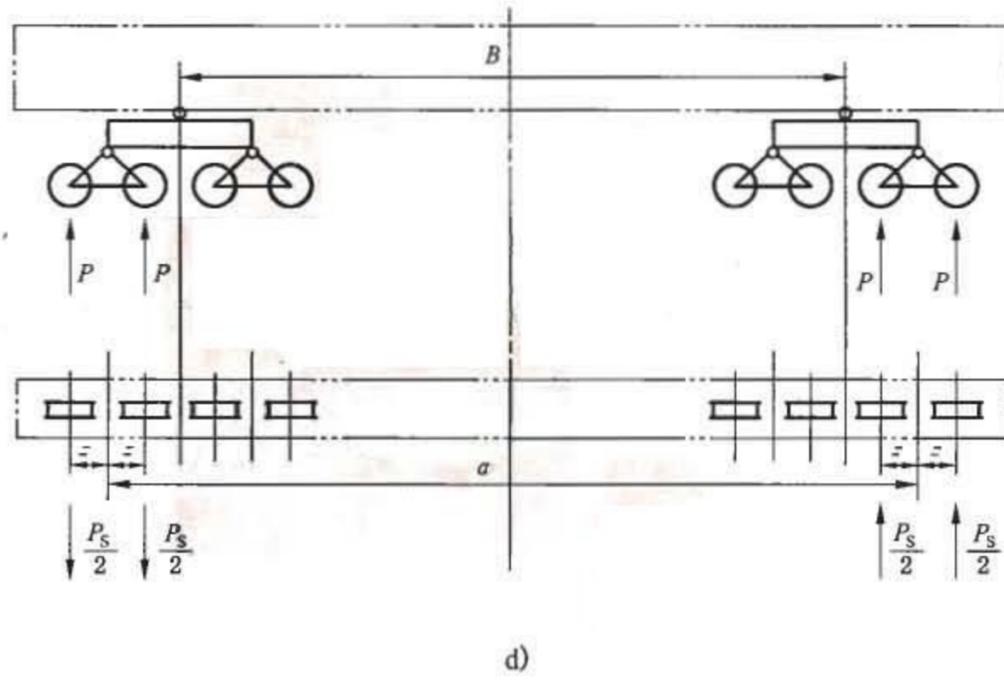
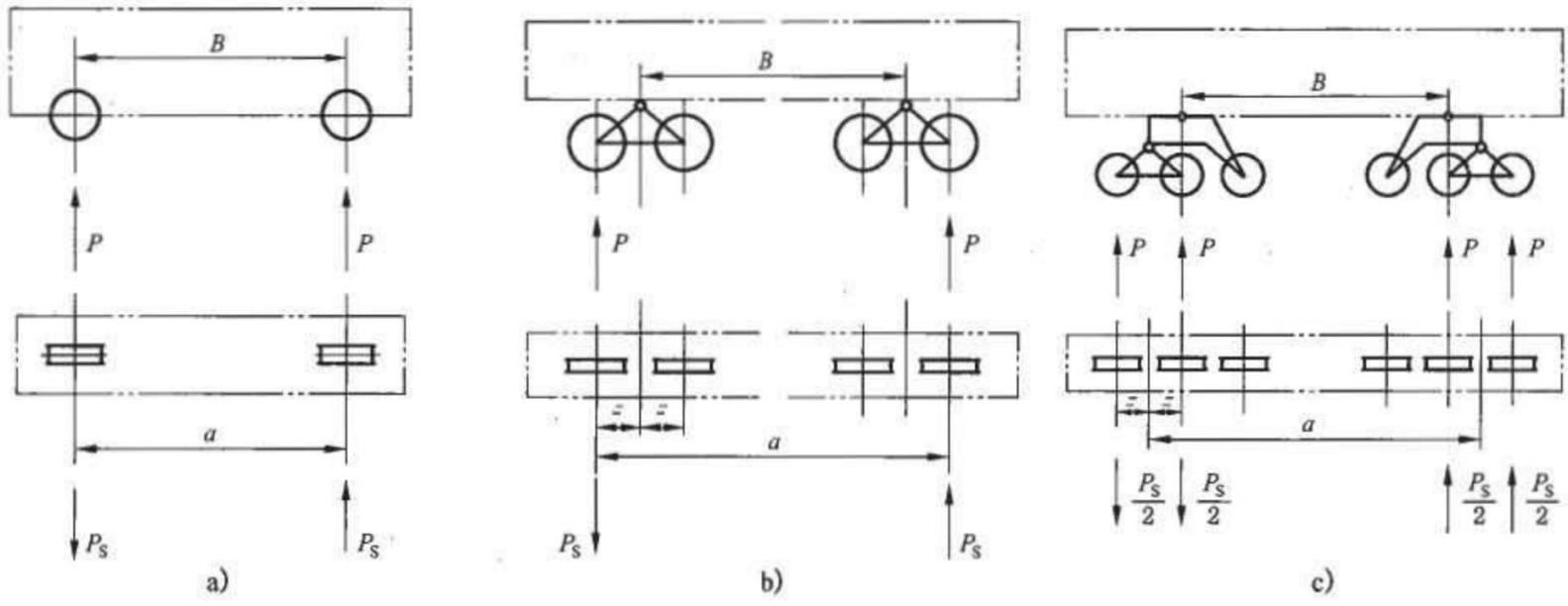


图 D.3 有效轴距及相应车轮轮压

附录 E
(资料性附录)
关于风载荷计算的资料

E.1 工字形截面梁和桁架的混合结构、后片构件的挡风折减系数 η , 见图 E.1 和图 E.2。



图 E.2 前片为桁架后片为工字形截面梁的混合构件的挡风折减系数

- E.2 管材制成的三角形截面空间桁架(下弦杆可用矩形管材或组合封闭杆件)的侧向风力系数为 1.3。
- E.3 单根梯形截面构件(梁)(空气动力长细比 $l/b=10\sim 15$, 截面高宽比 $b/d\approx 1$)在侧向风力作用下风力系数为 1.5~1.6。
- E.4 计算风压 p 、3 s 时距平均瞬时风速 v_s 、10 min 时距平均风速 v_p 与风力等级的对应关系, 见表 E.1。

表 E.1 计算风压 p 、3 s 时距平均瞬时风速 v_s 、10 min 时距平均风速 v_p 与风力等级的对应关系

$p/$ (N/m^2)	$v_s/$ (m/s)	$v_p/$ (m/s)	风级
43	8.3	5.5	4
50	8.9	6.0	4
80	11.3	7.5	5
100	12.7	8.4	5
125	14.1	9.4	5
150	15.5	10.3	5
250	20.0	13.3	6
350	23.7	15.8	7
500	28.3	18.9	8
600	31.0	22.1	9
800	35.8	25.6	10
1 000	40.0	28.6	11
1 100	42.0	30.0	11
1 200	43.8	31.3	11
1 300	45.6	32.6	12
1 500	49.0	35.0	12
1 800	53.7	38.4	13
1 890	55.0	39.3	13

E.5 起重机吊运物品迎风面积的估算值,见表 E.2。

表 E.2 起重机吊运物品迎风面积的估算值

吊运物 品质量/ t	1	2	3	5	8	10	12.5	15	20	25	30	40	50	63	75	100	125	150	200	250	280	300	400
				6.3				16			32				80			160				320	
迎风面 积估算 值/ m^2	1	2	3	5	6	7	8	10	12	15	18	22	25	28	30	35	40	45	55	65	70	75	80

附录 F
(规范性附录)

许用应力设计法和极限状态设计法的应用

F.1 总则

本标准提出的在承载能力验算中用以确定载荷与载荷组合的原则,均适用于采用许用应力设计法或极限状态设计法进行的设计。本附录概括地介绍两种方法的应用。

F.2 许用应力设计法

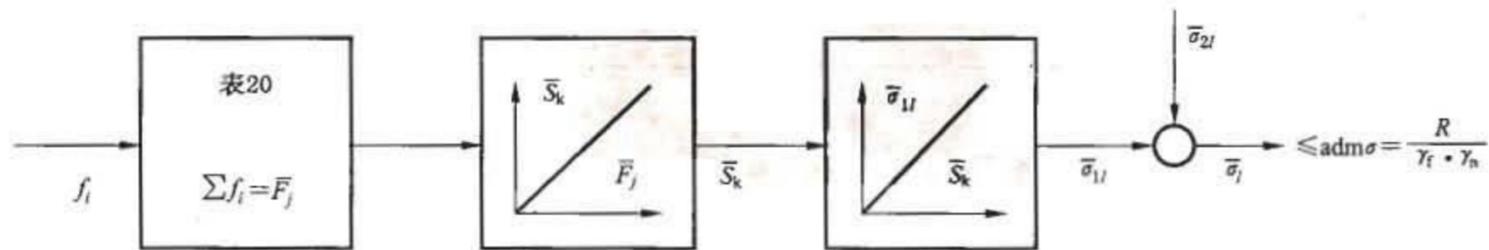
先计算各个指定的载荷 f_i ,必要时用适当的动力系数 ϕ 增大;然后根据表 20 或附录 G 所确定的载荷组合将它们进行组合,得出组合载荷 \bar{F}_j 。用此组合载荷 \bar{F}_j 来确定合成的载荷效应 \bar{S}_k ,也就是构件的内力。

由作用在某个构件或部件上的载荷效应计算出应力 $\bar{\sigma}_{1l}$,并与由局部效应(内力)引起的任何应力 $\bar{\sigma}_{2l}$ 相组合。得到合成设计应力 $\bar{\sigma}_l$,此应力应同可采纳的应力 $adm\sigma$ (即应力的适当许用值——许用应力)相比较。

可采纳的应力(许用应力)是用强度系数 γ_t (具体数值见表 G.1、表 G.5、表 G.8、表 G.11 中的安全系数 n) 去除规定的强度 R 求得的。强度系数 γ_t 的取值范围列于表 H.1 中。在有高度危险的场合,还要再除以一个高危险度系数 γ_n 才得到最后的许用应力(见 4.3.4.2.6)。

当外载荷与其产生的内力呈非线性关系时,或者在结构某计算点上能产生相反符号应力的外载荷在其组合时引起的应力接近临界值时,为确保承载能力验算的有效性,用许用应力设计法应特别小心。

许用应力设计法的典型流程图示于图 F.1。



- f_i ——作用在构件或部件上的载荷 i ;
- \bar{F}_j ——组合载荷 Σf_i ;
- \bar{S}_k ——在构件或支承部件的 k 截面中的载荷效应,例如由组合载荷 \bar{F}_j 引起的内力;
- $\bar{\sigma}_{1l}$ ——由载荷效应 \bar{S}_k 在个别特定构件 l 中产生的应力;
- $\bar{\sigma}_{2l}$ ——由局部效应在个别特定构件 l 中产生的应力;
- $\bar{\sigma}_l$ ——在个别特定构件 l 中的合成设计应力;
- R ——由材料和个别特定构件或连接件所规定的强度或特性抗力,例如对应于钢材屈服点、构件的弹性稳定极限或构件与连接的疲劳强度等各种极限应力;
- $adm\sigma$ ——可采纳的应力,即许用应力;
- γ_t ——根据所确定的载荷组合选用规定的强度系数,附录 G 中的安全系数 n 即为强度系数 γ_t ;
- γ_n ——高危险度系数。

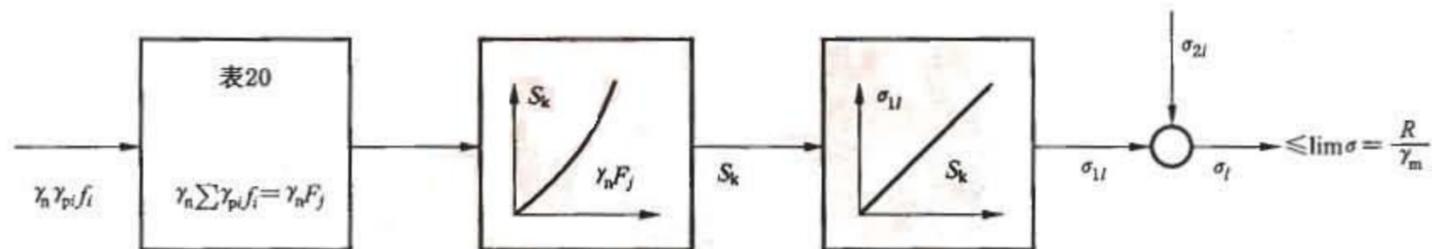
图 F.1 用许用应力设计法进行设计的典型流程图

F.3 极限状态设计法

先计算各个指定的载荷或特性载荷 f_i ，必要时用适当的动力系数 ϕ 增大，并乘以与相关载荷组合的该项计算载荷相应的分项载荷系数 γ_{pi} ，然后根据表 20 或附录 G 所确定的载荷组合将它们进行组合，得出组合载荷 F_j 。各个载荷的系数 ϕ 按第 4 章相关条款和附录 G 确定，而分项载荷系数 γ_{pi} 见表 20，其范围列于表 H.1 中。

在有高度危险的特定情况下还要对组合载荷 F_j 乘以高危险度系数 γ_n (见 4.3.4.2.6)，得出设计载荷 $\gamma_n F_j$ 。由此确定设计载荷效应 S_k 。由作用在构件或部件上的载荷效应 (内力) 计算出应力 σ_{1l} ，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_{2l} 相组合，便得到合成设计应力 σ_l ，最后再将此合成的设计应力 σ_l 同适当规定的应力极限值 $\lim\sigma$ 相比较。 $\lim\sigma$ 是用抗力系数 γ_m 去除规定的强度 R 而获得。 $\lim\sigma$ 也可以是其他广义的可接受的极限状态控制值，如控制结构变形的相对挠度极限值，控制结构振动的振动衰减参数的极限状态值等。

极限状态设计法的典型流程图示于图 F.2。



f_i ——作用在构件或部件上的载荷 i ；

F_j ——由载荷 f_i 乘以分项载荷系数 γ_{pi} 后构成的组合载荷 $\sum \gamma_{pi} f_i = F_j$ ；

$\gamma_n F_j$ ——在特定情况下考虑了高危险度系数 γ_n 的设计载荷；

S_k ——在构件或支承部件 k 截面中的载荷效应，例如由组合载荷 F_j 或设计载荷 $\gamma_n F_j$ 引起的内力；

σ_{1l} ——由载荷效应 S_k 在个别特定构件 l 中产生的应力；

σ_{2l} ——由局部效应在个别特定构件 l 中产生的应力；

σ_l ——在个别特定构件 l 中的合成设计应力；

R ——由材料和个别特定构件或连接件所规定的强度或特性抗力，例如对应于钢材屈服点、构件的弹性稳定极限或构件与连接的疲劳强度等各种极限状态应力；

$\lim\sigma$ ——适当规定的应力极限值，极限设计应力，或其他广义的可接受的极限状态控制值；

γ_{pi} ——根据所确定的载荷组合，选得的用于各个载荷的分项载荷系数；

γ_m ——抗力系数；

γ_n ——高危险度系数。

图 F.2 用极限状态设计法进行设计的典型流程图

附录 G
(规范性附录)

各类典型起重机金属结构计算的载荷与载荷组合

G.1 流动式起重机金属结构计算的载荷与载荷组合

G.1.1 流动式起重机金属结构计算的载荷与载荷组合表

采用许用应力设计法设计时,见表 G.1;采用极限状态设计法设计时,见表 G.2。

表 G.1 采用许用应力设计法设计时流动式起重机金属结构计算的载荷与载荷组合表

1 载荷类别	2 载 荷	3 载 荷 组 合 A				4 载 荷 组 合 B				5 载 荷 组 合 C					6 行 号			
		安全系数 n	A1	A2	A3	A4	安全系数 n	B1	B2	B3	B4	C1	C2	C3		C4	C5	
常规 载荷	自重振 动载 荷、起 升动载 荷与运 行冲击 载荷	1. 起重机质量引起的,见 4.2.1.1.1 和 4.2.1.1.3	ϕ_1	ϕ_1	1	—	ϕ_1	ϕ_1	1	—	ϕ_1	1	ϕ_1	1	1	1	1	
		2. 总起升质量或突然卸除部分起升质量引起的,见 4.2.1.1.2、4.2.1.1.4 和 4.2.1.1.5	ϕ_2	ϕ_3	1	—	ϕ_2	ϕ_3	1	—	ϕ_3	1	—	—	1	—	—	—
	3. 在不平道路(轨道)上运行起重机的质量和总起升质量引起的,见 4.2.1.1.6	—	—	—	—	ϕ_4	—	—	—	—	ϕ_4	—	—	—	—	—	—	—
驱动 加速力	4. 起重机的 质量和总起升质 量,见 4.2.1.2	4.1 不包括起升机构的其他 驱动机构加速引起的	ϕ_5	ϕ_5	—	—	ϕ_5	ϕ_5	—	—	ϕ_5	—	—	—	—	—	—	—
		4.2 包括起升机构的任何驱 动机构加速引起的	—	—	—	—	ϕ_5	—	—	ϕ_5	—	—	—	—	—	—	—	—

表 G.1 (续)

1 载荷类别	2 载 荷	3 载 荷 组 合 A				4 载 荷 组 合 B				5 载 荷 组 合 C					6 行 号			
		安全系数 η	A1	A2	A3	A4	安全系数 η	B1	B2	B3	B4	安全系数 n	C1	C2		C3	C4	C5
偶然 载荷	气候 影响 引起的 载荷						1	1	1	1	1	—	—	1	—	—	—	6
	1. 工作状态风载荷, 见 4.2.2.3.3 2. 雪和冰载荷, 见 4.2.2.4						1	1	1	1	1	—	1	—	—	—	—	7
特殊 载荷	1. 猛烈提升地面物品的动载荷, 见 4.2.1.1.4						—	—	—	—	—	ϕ_{2max}	—	—	—	—	—	8
	2. 非工作状态风载荷, 见 4.2.3.1						1.48	—	—	—	—	—	1	—	—	—	—	9
	3. 试验载荷, 见 4.2.3.4						—	—	—	—	—	—	—	—	ϕ_6	—	—	10
	4. 意外停机引起的载荷, 见 4.2.3.5						—	—	—	—	—	—	—	—	—	ϕ_5	—	11
	5. 安装、拆卸和运输时引起的载荷, 见 4.2.3.8						—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1	12

注 1: 如需要考虑坡道载荷时, 按 4.2.2.2 计算。
 注 2: 在载荷组合 C2 中的 η 是起重机不工作时, 从总起升质量 m 中卸除有效起升质量 Δm 后, 余下的起升质量 (即吊具质量) ηm 的系数, $\eta m = m - \Delta m, \eta = 1 - (\Delta m / m)$ 。
 注 3: 表中各项动力系数 ϕ 见表 G.3。
 注 4: 各加速效应的组合, 见 G.1.3。
 注 5: 各个载荷组合的说明, 见表 G.4。

表 G.2 采用极限状态设计法设计时流动式起重机金属结构计算的载荷与载荷组合表

1 载荷类别	2 载 荷	3 载 荷 组 合 A				4 载 荷 组 合 B				5 载 荷 组 合 C				6 行 号				
		分项载荷系数 γ_{PA}	A1	A2	A3	A4	分项载荷系数 γ_{PB}	B1	B2	B3	B4	分项载荷系数 γ_{PC}	C1		C2	C3	C4	C5
常规 载荷	自重振 动载	1.22	ϕ_1	ϕ_1	1	—	1.16	ϕ_1	1	—	—	ϕ_1	1	—	—	—	—	1
	荷、起 升动载	1.34	ϕ_2	ϕ_3	1	—	1.22	ϕ_2	ϕ_3	1	—	—	—	—	—	—	—	—
	荷与运 行冲击 载荷	1.22	—	—	—	ϕ_4	1.16	—	—	—	ϕ_4	—	—	—	—	—	—	—
驱动 加速力	4. 起重机的 质量和总起升质 量,见 4.2.1.2	1.34	ϕ_5	ϕ_5	—	—	1.22	ϕ_5	ϕ_5	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	4.1 不包括起升机构的其他 驱动机构加速引起的 4.2 包括起升机构的任何驱 动机构加速引起的	1.34	—	—	ϕ_5	—	1.22	—	—	ϕ_5	—	—	—	—	—	—	—	—
偶然 载荷	气候 影响 引起的 载荷																	
	1. 工作状态风载荷,见 4.2.2.3.3 2. 雪和冰载荷,见 4.2.2.4																	
特殊 载荷	1. 猛烈提升地面物品的动载荷,见 4.2.1.1.4																	
	2. 非工作状态风载荷,见 4.2.3.1																	
	3. 试验载荷,见 4.2.3.4																	

表 G.2 (续)

1 载荷类别	2 载 荷	3				4				5					6 行 号		
		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	分项载荷系数 γ_{pC}	C1	C2		C3	C4
特殊 载荷	4. 意外停机引起的载荷, 见 4.2.3.5 5. 安装、拆卸和运输时引起的载荷, 见 4.2.3.8										1.1	--	--	--	ϕ_s	--	11
系数	抗力系数 γ_m , 见 4.3.4.2.4										1.1	--	--	--	--	1	12
																	13

注 1: 如需要考虑坡道载荷时, 按 4.2.2.2 计算。

注 2: 在载荷组合 C2 中的 η 是起动机不工作时, 从总起升质量 m 中卸除有效起升质量 Δm 后, 余下的起升质量 (即吊具质量) ηm 的系数, $\eta m = m - \Delta m, \eta = 1(\Delta m/m)$ 。

注 3: 表中各项动力系数 ϕ 见表 G.3。

注 4: 各加速效应的组合, 见 G.1.3。

注 5: 各个载荷组合的说明, 见表 G.4。

G.1.2 载荷与适用的动力系数 ϕ

载荷与适用的动力系数 ϕ , 见表 G.3。

表 G.3 流动式起重机金属结构计算的载荷与动力系数 ϕ 的取值

表 G.1 和表 G.2 中的行号	ϕ	本标准中的章条号	系数 ϕ 值和载荷值
1	ϕ_1	4.2.1.1.3	$\phi_1 = 1 \pm \alpha$ 采用普通吊具工作时, $\alpha = 0$ 采用周期循环作用的吊具, 如用抓斗、网兜、电磁盘工作时, $\alpha = 0.1$ ϕ_1 取大于或小于 1.0, 取决于该动力作用对自重载荷是增强了或是削弱了
2	ϕ_2	4.2.1.1.4.3	采用普通吊具工作的起重机, 起升等级为 HC ₁ 此时采用速度无级连续变化的变速驱动控制, $\phi_2 = 1.0$ 采用周期循环作用的吊具工作的起重机, 起升等级为 HC ₂ 此时采用速度无级连续变化的变速驱动控制, $\phi_2 = 1.3$ 对其他情况, 见 4.2.1.1.4.3
	ϕ_3	4.2.1.1.5	适用于抓斗、网兜、电磁盘及相类似的吊具, 按式(8)计算
3	ϕ_4	4.2.1.1.6.2	对轮胎起重机和汽车起重机: 当运行速度 $v_r \leq 0.4$ m/s 时, $\phi_4 = 1.1$ 当运行速度 $v_r > 0.4$ m/s 时, $\phi_4 = 1.3$ 对履带起重机: 当运行速度 $v_r \leq 0.4$ m/s 时, $\phi_4 = 1.0$ 当运行速度 $v_r > 0.4$ m/s 时, $\phi_4 = 1.1$
4、5 和 11	ϕ_5	4.2.1.2	对具有无级变速控制的连续变化变速驱动的流动式起重机: 采用普通吊具工作时, $\phi_5 = 1.2$ 采用周期循环作用的吊具, 如抓斗、网兜、电磁盘工作时, $\phi_5 = 1.5$ 对多级驱动控制的流动式起重机: 采用普通吊具工作时, $\phi_5 = 1.6$ 采用周期循环作用的吊具, 如抓斗、网兜、电磁盘工作时, $\phi_5 = 2.0$ 还可按表 14 考虑起重机回转和变幅时总起升质量的综合水平力
6		4.2.2.3.3	一般情况取工作状态风压不小于 50 N/m ² , 相应的 3 s 时距的平均瞬时风速 8.9 m/s; 当起重机臂长小于 50 m 时, 可取风压为 125 N/m ² , 相应的 3 s 时距的平均风速为 14.1 m/s; 当臂长等于或大于 50 m 时, 按使用要求决定
7		4.2.2.4	对一般可存放在库房中的流动式起重机(如中小吨位的汽车起重机等)可不考虑此项载荷。但是当起重机买方与起重机制造商对此有特殊约定时, 亦应考虑此项载荷的影响
8	ϕ_{2max}	4.2.1.1.4.3	仅对用周期循环作用的吊具, 如抓斗、网兜、电磁盘工作时, 取 $\phi_{2max} = 1.6$
9		4.2.3.1	按式(15)计算非工作状态风载荷 P_{wE} ; 对臂架长度不大于 30m 且臂架不工作时能方便放倒在地上的、或带伸缩臂架的流动式起重机, 只需按其低位置进行非工作状态风载荷的验算。最大非工作状态风载荷及此时起重机的外形尺寸等, 应由起重机制造商作出规定

表 G.3 (续)

表 G.1 和表 G.2 中的行号	ϕ_i	本标准中的章条号	系数 ϕ_i 值和载荷值
10	ϕ_6	4.2.3.4	静载试验载荷按 4.2.3.4.1 取值,动载试验载荷按 4.2.3.4.2 取值,并乘以 ϕ_6 。动载试验载荷起升动载系数 ϕ_6 按式(16)决定
11	ϕ_5	4.2.3.5	在紧急停机等严重的情况时,本系数可取为最大值 $\phi_5=3.0$
12		4.2.3.8	在需要时,应考虑此项载荷

G.1.3 加速效应的组合

G.1.3.1 带格构式桁架臂架的履带起重机

G.1.3.1.1 允许的加速度组合如下(见图 G.1):

- 起升(H)和回转(S);
- 起升(H)和臂架俯仰变幅(L);
- 回转(S)和臂架俯仰变幅(L);
- 带载运行(T)。

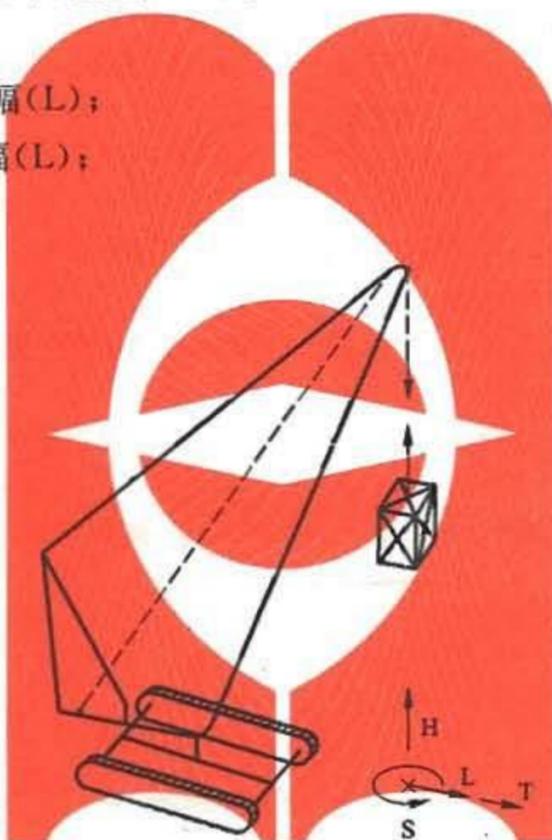


图 G.1 带格构式桁架臂架的履带起重机

G.1.3.1.2 当制造商有特殊规定时,在运行时还可以带有其他运动的加速度。

G.1.3.2 带格构式桁架臂架的轮胎起重机及汽车起重机

G.1.3.2.1 允许的加速度组合如下(见图 G.2):

- 起升(H)和回转(S);
- 起升(H)和臂架俯仰变幅(L);
- 回转(S)和臂架俯仰变幅(L);
- 带载运行(T)。

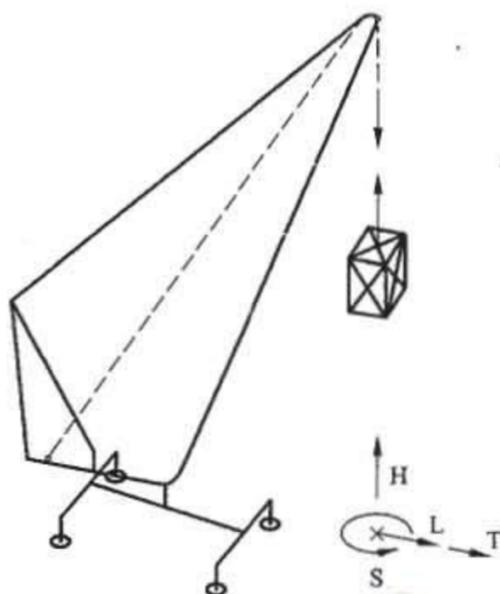


图 G.2 带格构式桁架臂架的轮胎起重机和汽车起重机

G.1.3.2.2 当制造商有特殊规定时,在运行时还可以带有其他运动的加速度。

G.1.3.3 带伸缩式臂架的轮胎起重机及汽车起重机

G.1.3.3.1 允许的加速度组合如下(见图 G.3):

- 起升(H)和回转(S);
- 起升(H)和臂架俯仰变幅(L);
- 起升(H)和臂架伸缩(Te);
- 回转(S)和臂架俯仰变幅(L);
- 回转(S)和臂架伸缩(Te);
- 臂架伸缩(Te)和臂架俯仰变幅(L);
- 带载运行(T)。

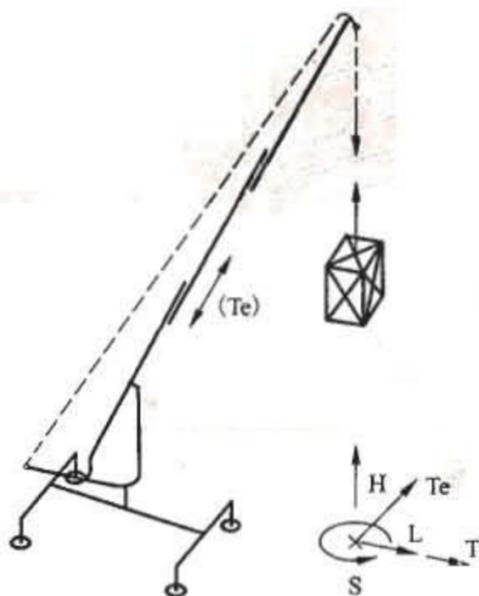


图 G.3 带伸缩式臂架的轮胎起重机及汽车起重机

G.1.3.3.2 当制造商有特殊规定时,在运行时还可以带有其他运动的加速度。

G.1.4 对表 G.1 和 G.2 中的载荷组合的说明(见表 G.4)

表 G.4 流动式起重机载荷组合的说明

表 G.1 和表 G.2 中的 载荷组合	说 明
A1 和 B1	在无风工作(A1)或有风工作(B1)时,流动式起重机处于正常工作状态,无约束地起升地面物品,另一机构可能同时作不稳定运动
A2 和 B2	在无风工作(A2)或有风工作(B2)时,流动式起重机处于正常工作状态,在空中突然卸除部分起升质量,另一机构可能同时作不稳定运动
A3 和 B3	在无风工作(A3)或有风工作(B3)时,流动式起重机处于正常工作状态,起升机构作从空中起升或下降悬吊物品的运动,另一机构可能同时作不稳定运动
A4 和 B4	在无风工作(A4)或有风工作(B4)时,流动式起重机处于正常行驶状态,在不平的路面上运行,其余各个机构皆不运动
C1	流动式起重机用周期循环作用的吊具从地面突然猛烈起吊物品
C2	流动式起重机处于非工作状态,并受有起重机制造商规定的非工作风载作用
C3	流动式起重机处于符合 4.2.3.4 规定的试验状态
C4	流动式起重机发生符合 4.2.3.5 规定的意外停机
C5	流动式起重机在安装、拆卸和运输时发生的各项载荷的组合

G.2 塔式起重机金属结构计算的载荷与载荷组合

G.2.1 塔式起重机金属结构计算的载荷与载荷组合表

采用许用应力设计法设计时,见表 G.5;采用极限状态设计法设计时,见表 G.6。

表 G.5 采用许用应力设计法设计时塔式起重机金属结构计算的载荷与载荷组合表

1	2	3	4	5	6																		
载荷类别	载 荷	载 荷 组 合			行 号																		
		载 荷 组 合 A		载 荷 组 合 B			载 荷 组 合 C																
		安全系数	安全系数	安全系数	安全系数	A1	A2	A3	A4	B1	B2	B3	B4	B5	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9
常规载荷	1. 起重机质量, 见 4.2.1.1.1 和 4.2.1.1.3	1.1 对合成载荷起不利作用的质量引起的	1.2 对合成载荷起有利作用的质量引起的	1.1 对合成载荷起不利作用的质量引起的	1.2 对合成载荷起有利作用的质量引起的	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	2. 总起升质量或突然卸除部分起升质量引起的, 见 4.2.1.1.2、4.2.1.1.4 和 4.2.1.1.5	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	3. 在不平轨道上运行起重机的质量和总起升质量引起的, 见 4.2.1.1.6	1.48	1.34	1.22	1.48	1.48	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	4. 起重机的质量和总起升质量, 见 4.2.1.2	4.1 不包括起升机构加速引起的	4.2 包括起升机构加速引起的	4.1 不包括起升机构加速引起的	4.2 包括起升机构加速引起的	4.1	4.2	4.1	4.2	4.1	4.2	4.1	4.2	4.1	4.2	4.1	4.2	4.1	4.2	4.1	4.2	4.1	4.2

表 G.5 (续)

1	2	3			4					5					6									
		载荷组合 A			载荷组合 B					载荷组合 C						行号								
载荷类别	载 荷	安全系数	A1	A2	A3	A4	安全系数	B1	B2	B3	B4	B5	安全系数	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9		
常规载荷	位移载荷	5. 位移和变形引起的载荷, 见 4.2.1.3	1	1	1	1	n	1	1	1	1	1	n	1	1	1	1	1	1	1	1	1	6	
	偶然载荷	气候影响引起的载荷	1. 工作状态风载荷, 见 4.2.2.3.3						1	1	1	1	1											7
2. 雪和冰载荷, 见 4.2.2.4									1	1	1	1	1											8
3. 温度变化引起的载荷, 见 4.2.2.5									1	1	1	1	1											9
特殊载荷	偏斜水平侧向载荷	偏斜运行时的水平侧向载荷, 见 4.2.2.1, 4.2.2.2	1.48											1.34										10
		1. 猛烈提升地面物品的动载荷, 见 4.2.1.1.4																						11
	2. 非工作状态风载荷, 见 4.2.3.1																							12
	3. 试验载荷, 见 4.2.3.4																							13
	4. 缓冲碰撞载荷, 见 4.2.3.2																							14
5. 倾翻水平力, 见 4.2.3.3																							15	

表 G.5 (续)

1 载荷类别	2 载 荷	3				4					5					6 行 号								
		载荷组合 A				载荷组合 B					载荷组合 C													
		安全系数 η	A1	A2	A3	A4	安全系数 η	B1	B2	B3	B4	B5	安全系数 η	C1	C2		C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	
特 殊 载 荷	6. 意外停机引起的载荷, 见 4.2.3.5																	ϕ_5					16	
	7. 机构失效引起的载荷, 见 4.2.3.6																			ϕ_5				17
	8. 起重机基础外部激励引起的载荷, 见 4.2.3.7	1.48										1.34												18
	9. 安装、拆卸和运输时引起的载荷, 见 4.2.3.8																							19

注 1: 如需考虑坡道载荷时, 按 4.2.2.2 计算。
 注 2: 在载荷组合 C2 中的 η 是起重机不工作时, 从总起升质量 m 中卸除有效起升质量 Δm 后, 余下的起升质量 (即吊具质量) ηm 的系数, $\eta m = m - \Delta m, \eta = 1 - (\Delta m / m)$ 。
 注 3: 表中各项动力系数 ϕ_i 见表 G.7。
 注 4: 各加速效应的组合见 G.2.3。
 注 5: 各个载荷组合的说明见 4.3.3.1~4.3.3.3, 用于施工工地的建筑塔式起重机的载荷组合见 G.2.5。

表 G.6 采用极限状态设计法设计时塔式起重机金属结构计算的载荷与载荷组合表

1 载荷类别	2 载 荷	3 载 荷 组 合 A				4 载 荷 组 合 B				5 载 荷 组 合 C				6 行 号												
		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				
常规 载 荷	自重 载 荷 振 动 载 荷 起 升 载 荷 与 运 行 冲 击 载 荷	1.1 对合成载荷起不利作用的 质量引起的	1.22				1.16					1.1														
			1.16	ϕ_1	1	—	1.1	ϕ_1	1	—	—	1.05	ϕ_1	1	ϕ_1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		1.1																								
		2. 总起升质量或突然卸除部分起升质 量引起的, 见 4.2.1.1.2、4.2.1.1.4 和 4.2.1.1.5	1.34	ϕ_2	1	—	—	1.22	ϕ_3	1	—	—	—	1.1	—	η	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
1.22																										
3. 在不平轨道上运行起重机的质量和 总起升质量引起的, 见 4.2.1.1.6	1.22	—	—	ϕ_4	1.16	—	—	ϕ_4	—	—	ϕ_4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3	
																										1.34
4. 起重机的 质量 和 总起 升 质量 引起的 任 何 驱 动 机 构 加 速 引 起 的	1.34	ϕ_5	—	ϕ_5	1.22	ϕ_5	—	—	ϕ_5	—	—	1.1	—	—	ϕ_5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	4	
																										1.16
位 移 载 荷	位 移 和 变 形 引 起 的 载 荷, 见 4.2.1.3	1.16	1	1	1	1.1	1	1	1	1	1	1.05	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	6	

表 G.6 (续)

1 载荷类别	2 载 荷	3			4					5					6 行 号							
		载荷组合 A			载荷组合 B					载荷组合 C												
		分项 载荷 系数 γ_{AC}	A1	A2	A3	分项 载荷 系数 γ_{BC}	B1	B2	B3	B4	B5	分项 载荷 系数 γ_{CC}	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	
偶然 载 荷	气候影 响引起 的载 荷					1.16	1	1	1	1	1	1	—	—	1	—	—	—	—	—	—	7
	1. 工作状态风载荷, 见 4.2.2.3.3					1.22	1	1	1	1	1	1	—	1	—	—	—	—	—	—	—	8
	2. 雪和冰载荷, 见 4.2.2.4					1.16	1	1	1	1	1	1	1.05	1	—	—	—	—	—	—	—	9
偏斜水平 侧向载 荷	3. 温度变化引起的载 荷, 见 4.2.2.5					1.16	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	10
	偏斜运行时的水平侧向载 荷, 见 4.2.2.1, 4.2.2.2																					
特 殊 载 荷	1. 猛烈提升地面物品的动载 荷, 见 4.2.1.1.4											1.1	ϕ_{2max}	—	—	—	—	—	—	—	—	11
	2. 非工作状态风载 荷, 见 4.2.3.1											1.1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12
	3. 试验载 荷, 见 4.2.3.4											1.1	—	—	ϕ_6	—	—	—	—	—	—	13
	4. 缓冲碰撞载 荷, 见 4.2.3.2											1.1	—	—	—	ϕ_7	—	—	—	—	—	14
	5. 倾翻水平力, 见 4.2.3.3											1.1	—	—	—	—	1	—	—	—	—	15
	6. 意外停机引起的载 荷, 见 4.2.3.5											1.1	—	—	—	—	—	ϕ_8	—	—	—	16
	7. 机构失效引起的载 荷, 见 4.2.3.6											1.1	—	—	—	—	—	—	ϕ_9	—	—	17
	8. 起重机基础外部激励引起的载 荷, 见 4.2.3.7											1.1	—	—	—	—	—	—	—	1	—	18
	9. 安装、拆卸和运输时引起的载 荷, 见 4.2.3.8											1.1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	19
系数	抗力系数 γ_m , 见 4.3.4.2.4																					20

注 1: 如需要考虑坡道载
荷时, 按 4.2.2.2 计算。

注 2: 在载
荷组合 C2 中的 η 是起
重机不工作时, 从总起
升质量 m 中卸除有效
起升质量 Δm 后, 余
下的起升质量 (即吊具
质量) ηm 的系数, $\eta m = m - \Delta m$, $\eta = 1 - (\Delta m / m)$ 。

注 3: 表中各
项动载系数 ϕ_i 见表
G.7。

注 4: 各加
速效应的组合见 G.2.3。

注 5: 各个
载
荷组合的说明见 4.3.3.1~4.3.3.3, 用于
施工工地的建筑塔式
起重机的载
荷组合见 G.2.5。

G.2.2 载荷与适用的动力系数

G.2.2.1 载荷与适用的动力系数 ϕ_i 取值,见表 G.7表 G.7 塔式起重机金属结构计算的载荷与动力系数 ϕ_i 的取值

表 G.5 和表 G.6 中的行号	ϕ_i	本标准中的章条号	系数 ϕ_i 值和载荷值
1	ϕ_1	4.2.1.1.3	$\phi_1 = 1 \pm \alpha, \alpha = 0.1$
2	ϕ_2	4.2.1.1.4.3	塔式起重机起升状态级别为 HC ₁ , 取最小值 $\phi_{2min} = 1.05$
	ϕ_3	4.2.1.1.5	适用于抓斗、网兜、扁斗及相类似的吊具, 按式(8)计算
3	ϕ_4	4.2.1.1.6.3	对建筑塔式起重机, 推荐 $\phi_4 = 1.1$ 。当用户与制造商协商同意轨道公差采用与标准不同的值时, ϕ_4 可选用其他值
4 和 5	ϕ_5	4.2.1.2.1	当使用刚性模型进行动态分析时, $\phi_5 = 1.2, 1.5, 2.0$, 见表 12 序号 2、3、4。如有根据, ϕ_5 可选用其他值
6		4.2.1.3	在需要考虑时, 在表 G.6 中应适当考虑分项载荷系数
7		4.2.2.3.3	安装时风压为 125 N/m ² , 相应的 3 s 时距的平均瞬时风速为 14.1 m/s; 正常工作时风压为 250 N/m ² , 相应的 3 s 时距的平均瞬时风速为 20.0 m/s
8		4.2.2.4	在特殊情况下根据使用地区的实际状况考虑雪和冰载荷
9		4.2.2.5	环境温度变化载荷仅在使用地点根据现场情况对此确有要求时才予以适当考虑
10		4.2.2.1	使用普通底架时, 偏斜水平运行侧向载荷忽略不计。如此载荷较严重, 可按 4.2.2.1 进行分析
11	ϕ_{2max}	表 10	用表 10 中规定的起升状态级别 HC _i 算出的 ϕ_{2max}
12		4.2.3.1	非工作状态风载荷 P_{wII} 按式(15)计算。对依靠自身机构在不工作时能将塔身方便缩回的塔式起重机, 只需按其低位置进行非工作状态风载荷验算
13	ϕ_6	4.2.3.4	静载试验载荷按 4.2.3.4.1, 动载试验载荷按 4.2.3.4.2, 动载试验载荷起升动载系数 ϕ_6 按式(16)计算
14	ϕ_7	4.2.3.2	当运行速度不大于 0.7 m/s 时, 不考虑起重机所受的缓冲碰撞力
15		4.2.3.3	一般情况下不必考虑倾翻水平力的作用, 仅在有可能出现此类载荷时才考虑

表 G.7 (续)

表 G.5 和表 G.6 中的行号	ϕ_s	本标准中的章条号	系数 ϕ_s 值和载荷值
16	ϕ_s	4.2.3.5	在紧急停机时,本系数可取为最大值, $\phi_s=2.0$
17		4.2.3.6	在需要时,可适当考虑此项载荷,当出现最严重的反向冲击时,可取到本系数的极大值 $\phi_s=3.0$
18		4.2.3.7	在需要时,应适当考虑此项载荷
19		4.2.3.8	在需要时,应考虑此项载荷

G.2.2.2 塔式起重机的某些部件,当它们的质量明显降低会对合成的载荷效应显著有利时,表 G.6 中的分项载荷系数 γ_{pA} 、 γ_{pB} 、 γ_{pC} 应适当减小。

G.2.3 加速效应组合

加、减速时作用在塔式起重机结构上的惯性力应按正常操作时产生的最大驱动加速力确定,加速效应应按下述进行组合:

- a) 当不限制同时操作不同的动作时,起升运动可以与下述运动组合:
 - 1) 回转及小车变幅;
 - 2) 回转及臂架俯仰变幅;
 - 3) 回转及塔式起重机运行;
 - 4) 回转减速,此时有惯性力和离心力,对离心力取 $\phi_s=1$ 。
- b) 当限制同时操作不同的动作时,惯性力按可能同时操作的动作进行组合。

G.2.4 工作状态的计算风压和 3 s 时距的平均瞬时风速

工作状态的计算风压应限制为:安装时为 125 N/m^2 ;工作时为 250 N/m^2 。相应的 3 s 时距的平均瞬时风速为:安装时为 14.1 m/s ;工作时为 20.0 m/s 。

上述值推荐用于设计计算,而在操作手册中对实际作业可以规定比此所限制的最大风压相应的更低一些的风速值。

G.2.5 用于施工工地的建筑塔式起重机的载荷组合

用于施工工地的建筑塔式起重机的载荷组合仅需用表 G.5 和 G.6 中的载荷组合 A1、A2、A3、A4、B1、B2、B3、B4、C1、C2、C3、C4、C6、C7、C8、C9 进行安全分析。

G.3 臂架起重机金属结构计算的载荷与载荷组合

G.3.1 臂架起重机金属结构计算的载荷与载荷组合表

许用应力设计法设计用的,见表 G.8;极限状态设计法设计用的,见表 G.9。

表 G.8 采用许用应力设计法设计时臂架起重机金属结构计算的载荷与载荷组合表

1	2	3	4	5	6					
载荷类别	载 荷	载荷组合 A		载荷组合 B			载荷组合 C			行 号
		安全系数 n	A1 A2 A3 A4	安全系数 n	B1 B2 B3 B4 B5	安全系数 n	C1 C2 C3 C4 C5 C6 C7 C8 C9			
常规载荷	1. 起重机质量引起的, 见 4.2.1.1.1 和 4.2.1.1.3	ϕ_1	ϕ_1 1 —	ϕ_1	ϕ_1 1 —	ϕ_1	1 ϕ_1 1 1 1 1 1 1 1 1	1	1	1
	2. 总起升质量或突然卸除部分起升质量引起的, 见 4.2.1.1.2、4.2.1.1.4 和 4.2.1.1.5	ϕ_2	ϕ_2 1 —	ϕ_2	ϕ_2 1 —	—	— η — 1 1 1 1 1 1 1 1	2	—	—
	3. 在不平轨道上运行起重机的质量和总起升质量引起的, 见 4.2.1.1.6	—	— ϕ_1 —	—	— ϕ_1 —	—	— — — — — — — — — —	3	—	—
	4. 起重机的质量和总起升质量, 见 4.2.1.2	ϕ_5	ϕ_5 — ϕ_5 —	ϕ_5	ϕ_5 — ϕ_5 —	ϕ_5	— — — — — — — — — —	4	—	—
驱动加速度	4.1 不包括起升机构的其他驱动机构加速引起的	—	— ϕ_5 —	—	— ϕ_5 —	—	— — — — — — — — — —	5	—	—
驱动力	4.2 包括起升机构的任何驱动机构加速引起的	—	— ϕ_5 —	—	— ϕ_5 —	—	— — — — — — — — — —	—	—	—

表 G.8 (续)

1	2	3				4					5					6								
		载荷组合 A				载荷组合 B					载荷组合 C													
载荷类别	载 荷	安全系数 n	A1	A2	A3	A4	安全系数 n	B1	B2	B3	B4	B5	安全系数 n	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	行 号	
常规载荷	位移和变形引起的载荷, 见 4.2.1.3	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	6	
	气候影响引起的载荷																							7
偶然载荷	1. 工作状态风载荷, 见 4.2.2.3.3																							8
	2. 雪和冰载荷, 见 4.2.2.4																							9
特殊载荷	3. 温度变化引起的载荷, 见 4.2.2.5																							10
	偏斜水侧向载荷	1.48					1.34						1.22											11
特殊载荷	1. 猛烈提升地面物品的动载荷, 见 4.2.1.1.4													ϕ_{max}										12
	2. 非工作状态风载荷, 见 4.2.3.1														1									13
	3. 试验载荷, 见 4.2.3.4															ϕ_6								14
	4. 缓冲碰撞载荷, 见 4.2.3.2																ϕ_7							15
	5. 倾翻水平力, 见 4.2.3.3																	1						

表 G.8 (续)

1 载荷类别	2 载 荷	3					4					5					6 行 号						
		载荷组合 A					载荷组合 B					载荷组合 C											
		安全系数 n	A1	A2	A3	A4	安全系数 n	B1	B2	B3	B4	B5	安全系数	C1	C2	C3		C4	C5	C6	C7	C8	C9
特殊 载 荷	6. 意外停机引起的载荷, 见 4.2.3.5																	ϕ_3					16
	7. 机构失效引起的载荷, 见 4.2.3.6																		ϕ_3				17
	8. 起重机基础外部激励引起的载荷, 见 4.2.3.7	1.48					1.34														1		18
	9. 安装、拆卸和运输时引起的载荷, 见 4.2.3.8																						19

注 1: 如需要考虑坡道载荷时, 按 4.2.2.2 计算。
 注 2: 在载荷组合 C2 中的 η 是起重机不工作时, 从总起升质量 m 中卸除有效起升质量 Δm 后, 余下的起升质量 (即吊具质量) ηm 的系数, $\eta m = m - \Delta m, \eta = 1 - (\Delta m / m)$ 。
 注 3: 表中各项动力系数 ϕ_i 见表 G.10。
 注 4: 各加速效应的组合见 G.3.3。
 注 5: 各个载荷组合的说明见 4.3.3.1~4.3.3.3。

表 G.9 采用极限状态设计法设计时臂架起重机金属结构计算的载荷与载荷组合表

1	2	3				4					5					6							
		组合 A				组合 B					组合 C												
载荷类别	载 荷	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	行 号
常规 载荷	1. 起重机质量引起的, 见 4.2.1.1.1 和 4.2.1.1.3	1.16	ϕ_1	ϕ_1	1	—	1.1	ϕ_1	ϕ_1	1	—	—	1.05	ϕ_1	1	ϕ_1	1	1	1	1	1	1	1
		自重振动 载荷, 起 升动载荷 与运行冲 击载荷	1.34	ϕ_2	ϕ_3	1	—	1.28	ϕ_2	ϕ_3	1	—	—	1.22	—	7	—	1	1	1	1	1	—
	4. 起重机的质 量和总起升质量, 见 4.2.1.2		1.16	—	—	—	ϕ_4	1.1	—	—	—	ϕ_4	ϕ_4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
		驱动加 速度	4.1 不包括起升 机构的其他驱动机 构加速引起的	1.55	ϕ_5	ϕ_5	—	ϕ_5	1.48	ϕ_5	ϕ_5	—	ϕ_5	—	1.41	—	—	ϕ_5	—	—	—	—	—
4.2 包括起升机 构的任何驱动机构 加速引起的	1.55			—	—	ϕ_5	—	1.48	—	—	ϕ_5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

表 G.9 (续)

1	2	3				4					5						6							
		载组合 A				载组合 B					载组合 C													
载类别	载 荷	分项 载系数 γ_{pA}	A1	A2	A3	A4	分项 载系数 γ_{pB}	B1	B2	B3	B4	B5	分项 载系数 γ_{pC}	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	行 号	
常规 载荷	位移和变形引起的载荷, 见 4.2.1.3	1.16	1	1	1	1	1.1	1	1	1	1	1	1.05	1	1	1	1	1	1	1	1	1	6	
偶 然 载 荷	气候影 响引起 的载荷						1.16	1	1	1	1	1	—	—	—	1	—	—	—	—	—	—	—	7
							1.34	1	1	1	1	1	1.28	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	8
							1.1	1	1	1	1	1	1.05	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	9
特 殊 载 荷	偏斜水 平侧向 载荷						1.16	—	—	—	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	10	
	1. 猛烈提升地面物品的动载荷, 见 4.2.1.1.4												1.22	ϕ_{2max}	—	—	—	—	—	—	—	—	—	11
	2. 非工作状态风载荷, 见 4.2.3.1												1.22	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	12
	3. 试验载荷, 见 4.2.3.4												1.22	—	—	ϕ_6	—	—	—	—	—	—	—	13
4. 缓冲碰撞载荷, 见 4.2.3.2												1.41	—	—	—	ϕ_7	—	—	—	—	—	—	14	
5. 倾翻水平力, 见 4.2.3.3												1.41	—	—	—	—	—	1	—	—	—	—	15	

表 G.9 (续)

1 载荷类别	2 载 荷	3 载 荷 组 合 A				4 载 荷 组 合 B					5 载 荷 组 合 C					6 行 号			
		安全系数 η				安全系数 η					安全系数 η								
		A1	A2	A3	A4	B1	B2	B3	B4	B5	C1	C2	C3	C4	C5		C6	C7	C8
特殊载荷	6. 意外停机引起的载荷, 见 4.2.3.5										1.41				ϕ_s				16
	7. 机构失效引起的载荷, 见 4.2.3.6										1.41				ϕ_s				17
	8. 起重机基础外部激励引起的载荷, 见 4.2.3.7	1.48								1.34									18
	9. 安装、拆卸和运输时引起的载荷, 见 4.2.3.8										1.41								19
	系数	抗力系数 γ_m , 见 4.3.4.2.																	

注 1: 如需要考虑道载荷时, 按 4.2.2.2 计算。

注 2: 在载荷组合 C2 中的 η 是起重机不工作时, 从总起升质量 m 中卸除有效起升质量 Δm 后, 余下的起升质量 (即吊具质量) ηm 的系数, $\eta m = m - \Delta m, \eta = 1 - (\Delta m / m)$ 。

注 3: 表中各项动力系数 ϕ_s 见表 G.10。

注 4: 各加速效应的组合见 G.3.3。

注 5: 各个载荷组合的说明见 4.3.3.1~4.3.3.3。

G.3.2 载荷与适用的动力系数,(见表 G.10)。

表 G.10 臂架起重机金属结构计算的载荷与动力系数 ϕ 的取值

表 G.8 及 表 G.9 中 的行号	ϕ	本标准中的章条号	系数 ϕ 值和载荷值
1	ϕ_1	4.2.1.1.3	$\phi_1 = 1 + a, a = 0.05 \sim 0.1$ 。 ϕ_1 取大于或小于 1.0, 取决于该动力作用对自重载荷是增强了或是削弱了
2	ϕ_2	4.2.1.1.4.2	应考虑 4.2.1.1.4.2 规定的不同的起升状态级别
	ϕ_3	4.2.1.1.5	适用于抓斗、网兜、电磁盘及相类似的吊具, 按式(8)计算
3	ϕ_4	4.2.1.1.6.3	在轨道上运行的起重机, 如果轨道接头处有高低错位或间隙, 则按式(9)计算
4 和 5	ϕ_5	4.2.1.2.1	当使用刚性模型进行动态分析时, $\phi_5 = 1.2, 1.5, 2.0$, 见表 12 序号 2、3、4。如有根据, ϕ_5 可选用其他值, 也可按表 14 考虑回转和变幅时总起升质量的综合水平力
6			需要考虑时, 在表 G.9 中应考虑分项载荷系数
7		4.2.2.3.3	按表 15 中的 p_{wII} 计算。在 8 级风中应继续工作的起重机, 工作状态风压取为 500 N/m^2 , 相应的 3 s 时距平均瞬时风速为 28.3 m/s
8		4.2.2.4	按起重机使用地区的雪和冰载荷状况确定
9		4.2.2.5	按起重机使用场所的环境温度变化来确定
10		4.2.2.1	一般情况按附录 D 估算
11	ϕ_{2max}	表 11	根据起重机的起升状态级别, 按起重机起升机构驱动型式及操作方法选择表 11 中的 v_0 相应值计算
12		4.2.3.1	按式(15)计算非工作状态风载荷 P_{wIII}
13	ϕ_6	4.2.3.4	静载试验载荷按 4.2.3.4.1, 动载试验载荷按 4.2.3.4.2, 动载试验载荷起升动载系数 ϕ_6 按式(16)计算

表 G. 10 (续)

表 G. 8 及 表 G. 9 中 的行号	ϕ_i	本标准中的章条号	系数 ϕ_i 值和载荷值
14	ϕ_7	4. 2. 3. 2	当运行速度不大于 0.7 m/s 时, 不考虑缓冲器的缓冲碰撞力, 仅对高速运行的水平小车及其止挡器等部件才考虑此载荷
15		4. 2. 3. 3	一般情况下不必考虑倾翻的水平力的作用, 仅在有可能出现此类载荷时才考虑
16	ϕ_5	4. 2. 3. 5	在紧急停机时, 本系数可取为最大值 $\phi_5 = 2.0$
17	ϕ_5	4. 2. 3. 6	在需要时, 可适当考虑此项载荷, 当出现最严重的反向冲击时, 可取到本系数的极大值 $\phi_5 = 3.0$
18		4. 2. 3. 7	在需要时, 可适当考虑此项载荷
19		4. 2. 3. 8	在需要时, 应考虑此项载荷

G. 3. 3 加速效应的组合

加(减)速时, 作用在臂架起重机上的惯性力应按正常操作时产生的最大驱动加速力确定, 并按下述进行组合:

- a) 当不限制同时操作不同的动作时, 起升运动可以与下述运动组合:
 - 1) 臂架俯仰变幅;
 - 2) 回转;
 - 3) 回转及小车运行变幅;
 - 4) 回转及臂架俯仰变幅;
 - 5) 回转及起重机运行;
 - 6) 回转减速时, 惯性力应与离心力组合, 对离心力取 $\phi_5 = 1$ 。
- b) 当限制同时操作不同的动作时, 惯性力则按可能同时操作的动作进行组合。

G. 4 桥式和门式起重机金属结构计算的载荷与载荷组合

G. 4. 1 桥式和门式起重机金属结构计算的载荷与载荷组合表

采用许用应力设计法设计时, 见表 G. 11; 采用极限状态设计法设计时, 见表 G. 12。

表 G.11 采用许用应力设计法设计时桥式和门式起重机金属结构计算的载荷与载荷组合表

1	2	3				4					5					6									
		载荷组合 A				载荷组合 B					载荷组合 C														
载荷类别	载 荷	安全系数 n	A1	A2	A3	A4	安全系数 n	B1	B2	B3	B4	B5	安全系数 n	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	行 号		
常规载荷	自重振动 载荷, 起 升动载荷 与运行冲 击载荷	1.48	ϕ_1	ϕ_1	1	—	1.34	ϕ_1	ϕ_1	1	—	—	1.22	ϕ_1	1	ϕ_1	1	1	1	1	1	1	1	1	
			ϕ_2	ϕ_3	1	—		ϕ_2	ϕ_3	1	—	ϕ_4		—	—	—	—	η	—	1	1	1	1	—	—
	驱动加 速力	4.1 不包括起升 机构的其他驱动机 构加速引起的	1.48	—	—	—	ϕ_4	—	—	—	—	ϕ_4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3
				ϕ_5	ϕ_5	—	ϕ_5	—	ϕ_5	—	ϕ_5	ϕ_5	—	ϕ_5	—	—	—	—	ϕ_5	—	—	—	—	—	—
	4.2 包括起升机 构的任何驱动机构 加速引起的		—	—	ϕ_5	—	—	—	—	ϕ_5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	5

表 G.11 (续)

1	2	3					4					5					6				
		载荷组合 A					载荷组合 B					载荷组合 C									
载荷类别	载 荷	A1	A2	A3	A4	B1	B2	B3	B4	B5	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	行 号	
常规载荷	位移载荷	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	6	
	气候影响引起的载荷	1. 工作状态风载荷, 见 4.2.2.3.3		1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	7
		2. 雪和冰载荷, 见 4.2.2.4		1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	8
偶然载荷	偏斜水平侧向载荷	3. 温度变化引起的载荷, 见 4.2.2.5		1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	9	
		偏斜运行时的水平侧向载荷, 见 4.2.2.1, 4.2.2.2		1.48	1.34	1.22	1.22	1.22	1.22	1.22	1.22	1.22	1.22	1.22	1.22	1.22	1.22	1.22	1.22	1.22	10
	1. 猛烈提升地面物品的动载载荷, 见 4.2.1.1.3		ϕ_{max}	11																	
特殊载荷	2. 非工作状态风载荷, 见 4.2.3.1		1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	12	
	3. 试验载荷, 见 4.2.3.4		1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	13
	4. 缓冲碰撞载荷, 见 4.2.3.2		1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	14
	5. 倾翻水平力, 见 4.2.3.3		1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	15
			1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	15

表 G.11 (续)

1 载荷类别	2 载 荷	3 载 荷 组 合 A				4 载 荷 组 合 B					5 载 荷 组 合 C					6 行 号			
		安全系数 η				安全系数 η					安全系数 η								
		A1	A2	A3	A4	B1	B2	B3	B4	B5	C1	C2	C3	C4	C5		C6	C7	C8
特殊载荷	6. 意外停机引起的载荷, 见 4.2.3.5														ϕ_s				16
	7. 机构失效引起的载荷, 见 4.2.3.6															ϕ_s			17
	8. 起重机基础外部激励引起的载荷, 见 4.2.3.7	1.48				1.34											1		18
	9. 安装、拆卸和运输时引起的载荷, 见 4.2.3.8																		19
	特殊情况下的危险度系数 γ_n , 见 4.3.4.2.7																		1.05~1.10
系 数																			

注 1: 如需要考虑坡道载荷时, 按 4.2.2.2 计算, 视具体情况可分属于载荷组合 A 或载荷组合 B 的偶然载荷中。

注 2: 如需要考虑工艺性载荷时, 按 4.2.4.1 计算, 视具体情况可归属于载荷组合 C 的特殊载荷中。

注 3: 在载荷组合 C2 中的 η 是起重机的质量 m 中卸除有效起升质量 Δm 后, 余下的起升质量 (即吊具质量) $\eta m = m - \Delta m, \eta = 1 - (\Delta m / m)$ 。

注 4: 表中各项动力系数 ϕ_s 见表 G.13。

注 5: 各加速效应的组合见 G.4.3。

注 6: 各个载荷组合的说明见 4.3.3.1~4.3.3.3。

表 G.12 采用极限状态设计法设计时桥式和门式起重机金属结构计算的载荷与载荷组合表

1	2	3	4	5	6									
载荷类别	载 荷	载 荷 组 合				行 号								
		载 荷 组 合 A	载 荷 组 合 B	载 荷 组 合 C										
		分项 载荷 系数 γ_{FA}	分项 载荷 系数 γ_{FB}	分项 载荷 系数 γ_{FC}	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	
常规 载荷	自重振动 载荷,起 升动载荷 与运行冲 击载荷	1. 16	ϕ_1	ϕ_1	ϕ_1	1	ϕ_1	1	1	1	1	1	1	1
		1.34	ϕ_2	ϕ_3	ϕ_3	1	ϕ_2	ϕ_3	1	1	1	1	1	1
	1.16	—	—	ϕ_4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	1.55	ϕ_5	ϕ_5	ϕ_5	—	ϕ_5	ϕ_5	—	—	—	—	—	—	
驱动加 速力	4. 起重机的质 量和总起升质量, 见 4.2.1.2	1.41	ϕ_5	ϕ_5	ϕ_5	—	ϕ_5	—	—	—	—	—	—	
		1.28	—	—	—	—	—	ϕ_5	—	—	—	—	—	
	4.1 不包括起升 机构的其他驱动机 构加速引起的													
	4.2 包括起升机 构的任何驱动机构 加速引起的													

表 G.12 (续)

1	2	3				4					5					6								
		载 荷				载 荷 组 合 A					载 荷 组 合 B						载 荷 组 合 C							
载 荷 类 别	载 荷	分 项 载 荷 系 数 γ_{pA}	A1	A2	A3	A4	分 项 载 荷 系 数 γ_{nB}	B1	B2	B3	B4	B5	分 项 载 荷 系 数 γ_{nC}	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	行 号	
常 规 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	6	
	偶 然 载 荷	气 候 影 响 引 起 的 载 荷	1. 工 作 状 态 风 载 荷, 见 4.2.2.3.3					1.10	1	1	1	1	1	1.05	—	—	1	—	—	—	—	—	—	7
			2. 雪 和 冰 载 荷, 见 4.2.2.4					1.28	1	1	1	1	1	1.16	—	—	—	—	—	—	—	—	—	8
3. 温 度 变 化 引 起 的 载 荷, 见 4.2.2.5							1.05	1	1	1	1	1	1.05	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	9
特 殊 载 荷	偏 斜 水 平 侧 向 载 荷																						10	
	1. 猛 烈 提 升 地 面 物 品 的 动 载 荷, 见 4.2.1.1.4													1.10	ϕ_{2max}	—	—	—	—	—	—	—	—	11
	2. 非 工 作 状 态 风 载 荷, 见 4.2.3.1													1.10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12
	3. 试 验 载 荷, 见 4.2.3.4													1.10	—	—	ϕ_6	—	—	—	—	—	—	13
	4. 缓 冲 碰 撞 载 荷, 见 4.2.3.2													1.28	—	—	ϕ_7	—	—	—	—	—	—	14
5. 倾 翻 水 平 力, 见 4.2.3.3													1.28	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	15

表 G. 12 (续)

1	2	3			4					5					6								
		载 荷 组 合 A			载 荷 组 合 B					载 荷 组 合 C													
载 荷 类 别	载 荷	分 项 载 荷 系 数 γ_m	A1	A2	A3	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	行 号	
特 殊 载 荷	6. 意外停机引起的载荷, 见 4.2.3.6											1.28						ϕ_s					16
	7. 机构失效引起的载荷, 见 4.2.3.6											1.28							ϕ_s				17
	8. 起重机基础外部激励引起的载荷, 见 4.2.3.7											1.28								1			18
	9. 安装、拆卸和运输时引起的载荷, 见 4.2.3.8											1.28											19
	抗力系数 γ_m , 见 4.3.4.2.4												1.10										
系 数	特殊情况下的危险度系数 γ_n , 见 4.3.4.2.7																						21

注 1: 如需要考虑坡道载荷时, 按 4.2.2.2 计算, 视具体情况可分属于载荷组合 A 或载荷组合 B 的偶然载荷中。

注 2: 如需要考虑工艺性载荷时, 按 4.2.4.1 计算, 视具体情况可归属于载荷组合 C 的特殊载荷中。

注 3: 在载荷组合 C2 中的 η 是起重机不工作时, 从总起升质量 m 中卸除有效起升质量 Δm 后, 余下的起升质量 (即吊具质量) ηm 的系数, $\eta m = m - \Delta m, \eta = 1 - (\Delta m / m)$ 。

注 4: 表中各项动力系数 ϕ_i 见表 G.13。

注 5: 各加速效应的组合见 G.4.3。

注 6: 各个载荷组合的说明见 4.3.3.1~4.3.3.3。

G.4.2 载荷与适用的动力系数(见表 G.13)

表 G.13 桥式和门式起重机金属结构计算的载荷与动力系数 ϕ 的取值

表 G.11 中的行号	ϕ_i	本标准中的章条号	系数 ϕ_i 值和载荷值
1	ϕ_1	4.2.1.1.3	$\phi_1 = 1 \pm \alpha, \alpha = 0.1$
2	ϕ_2	4.2.1.1.4.3	应考虑 4.2.1.1.4.2 规定的不同的起升状态级别和起升机构驱动型式及起升操作方法(表 11)来确定和计算 ϕ_2 的值
2	ϕ_3	4.2.1.1.5	按式(8)计算
3	ϕ_4	4.2.1.1.6.3	在轨道上运行的起重机,如果轨道接头处有高低错位或间隙,则按式(9)计算 ϕ_4
4 和 5	ϕ_5	4.2.1.2.1	当使用刚性模型进行动态分析时, $\phi_5 = 1.2, 1.5, 2.0$,见表 12 序号 2、3、4。如有根据, ϕ_5 可选用其他值;对带臂架的回转、变幅、运行小车也可按表 14 考虑回转和变幅时总起升质量的综合水平力,对无臂架的小车不考虑此项水平力
6		4.2.1.3	在需要时适当考虑,在表 G.12 中应考虑分项载荷系数
7		4.2.2.3.3	按表 15 中的 p_{11} 计算,在 8 级风中应继续工作的起重机,工作状态风压取为 500 N/m^2 ,相应的 3s 时距的平均瞬时风速为 28.3 m/s
8		4.2.2.4	按起重机使用地区的雪和冰载荷状况确定
9		4.2.2.5	按起重机使用场所的环境温度变化来确定
10		4.2.2.1	一般情况按附录 D 估算,需要时,也可按 ISO 8686-1:1989 附录 F 进行分析
11	$\phi_{2\max}$	4.2.1.1.4.3	根据起重机的起升状态级别,按起重机起升机构驱动型式及操作方法选择表 11 中相应的 v_0 值计算
12		4.2.3.1	按式(15)计算 P_{w0}
13	ϕ_6	4.2.3.4	静载试验载荷按 4.2.3.4.1,动载试验载荷按 4.2.3.4.2。动载试验载荷起升动载系数 ϕ_6 按式(16)计算
14	ϕ_7	4.2.3.2	当运行速度不大于 0.7 m/s 时,不考虑起重机所受的缓冲碰撞力。运行速度大于 0.7 m/s 时,按实际碰撞速度计算
15		4.2.3.3	如有图 7 两种情况之一的,按实际情况分别考虑

表 G.13 (续)

表 G.11 中的行号	ϕ_i	本标准中的章条号	系数 ϕ_i 值和载荷值
16	ϕ_5	4.2.3.5	紧急停机时,本系数的最大值可取为, $\phi_5 = 2.0$
17	ϕ_5	4.2.3.6	在需要时,应考虑此项载荷,当出现最严重的反向冲击时,可取本系数的极大值 $\phi_5 = 3.0$
18		4.2.3.7	在需要时,应适当考虑此项载荷
19		4.2.3.8	在需要时,应考虑此项载荷

G.4.3 加速效应的组合

桥式和门式起重机的载荷总起升质量的重力是靠起升机构(H)、大车运行机构(T)、小车运行机构(D)以及有时还靠回转机构(S)来移动的(见图 G.4)。

这些机构同时作用于起重机的加速效应取决于起重机的控制系统和使用状态以及载荷是从地面起升还是从悬吊状态起升。考虑到上述情况,表 G.14 给出的加速效应假定将同时作用。

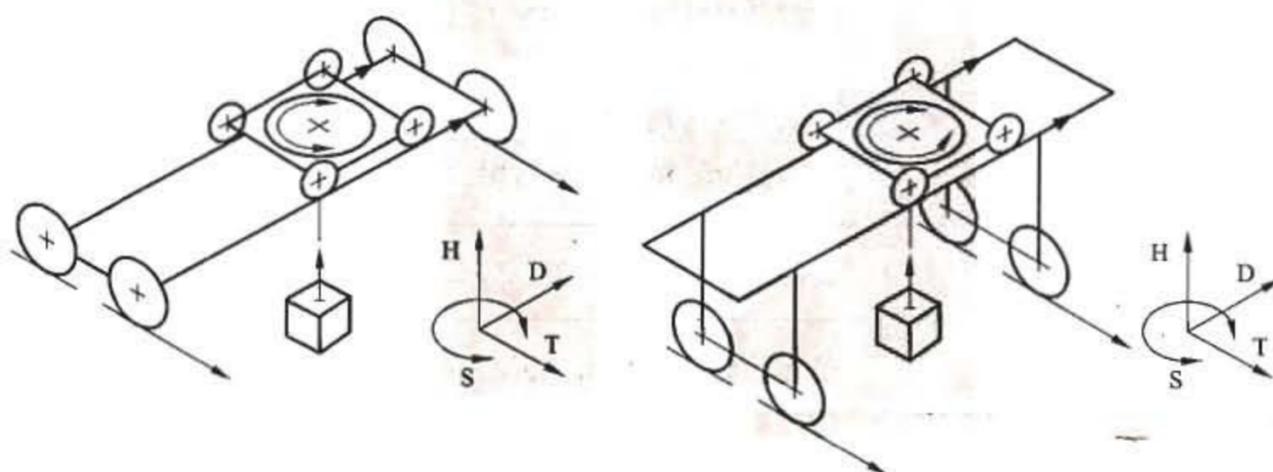


图 G.4 桥式和门式起重机的载荷与运动

总起升质量的重力 mg 在不同的载荷组合内应乘以下列系数:

- 载荷组合 A1 和 B1: ϕ_2 ;
- 载荷组合 A2 和 B2: ϕ_3 ;
- 载荷组合 A3 和 B3: $(1 + \phi_5 \times \frac{\Delta F}{mg})$;
- 载荷组合 A4 和 B4: ϕ_4 ;
- 载荷组合 C3: ϕ_6 。

驱动加速力可在短暂时间内有显著变化,此力的计算应分以下几种情况:

- a) 开始运动时;
- b) 对稳定状态运动进行制动时;

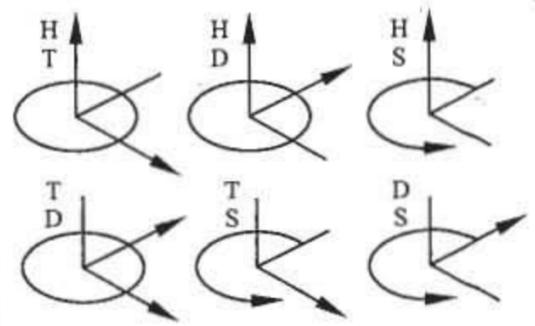
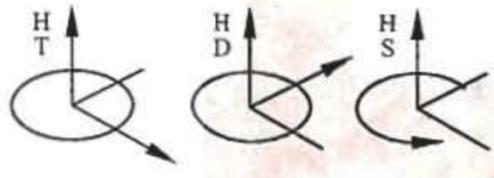
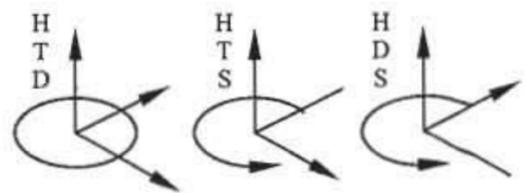
- c) 在起动过程中对运动进行制动时；
- d) 在制动过程中(减速停机),对运动进行减速时。

根据 4.2.1.2.1,所计算的驱动机构驱动力变化值,即刚体加速力应乘以系数 ϕ_s 。

在考虑减速停机时,只有一个这种效应和其他运动相组合。

在载荷组合 C6 或 C7 中,假定在稳定运行状态中只考虑“意外停机”或“机构失效”的动力效应,而不考虑其他动力效应。

表 G.14 加速效应的组合

控制方式	起升地面物品	起升悬吊物品
	载荷组合 A1, B1, C1	载荷组合 A2~A4, B2~B4, C3
用按钮 仪表板或 双向控制 杆控制		
用多向 控制杆 控制	电站起重机 安装起重机 车间起重机	电站起重机 卸船机 安装起重机 储料场起重机 车间起重机 钢厂起重机
		
	卸船机 储料场起重机 钢厂起重机	
		

附录 H

(规范性附录)

用于载荷组合中的能力验算系数 γ_n 、 γ_m 和 γ_{pi} 的值

表 H.1 给出了用于载荷组合 A、B 和 C 的能力验算的强度系数 γ_n 、抗力系数 γ_m 和分项载荷系数 γ_{pi} 值。

对于各种类型的起重机,各个载荷的 γ_{pi} 值宜从表 H.1 中所列的数值选取,并在本标准中涉及到对所述的该类型起重机的相关部分作出说明。如果同一个载荷出现在不止一种载荷组合中,用于该载荷的 γ_{pi} 值应从同一栏中选取。

γ_{pi} 值根据可以确定的相关载荷的精确度来选取。或许有特殊情况,如果载荷效应是降低应力,选用 $\gamma_{pi} \leq 1$ 的值也许是恰当的。这些将在本标准有关各种类型起重机的其他部分阐述。

表 H.1 系数^a γ_n 、 γ_m 和 γ_{pi} 值

载荷组合	许用应力设计法	极限状态设计法										
	强度系数 γ_n^c	抗力系数 γ_m	分项载荷系数 γ_{pi}									
A	1.48	1.10	1.16	1.22	1.28	1.34 ^b	1.41	1.48	1.55	1.63	1.71	1.80
B	1.34	1.10	1.10	1.16	1.22	1.28 ^b	1.34	1.41	1.48	1.55	1.63	1.71
C	1.22	1.10	1.05	1.10	1.16	1.22 ^b	1.28	1.34	1.41	1.48	1.55	1.63

^a 表中系数是按公式 $\gamma = 1.05^v$ 计算,式中 $0 \leq v \leq 12$ 。

^b 这些数值用于有效载荷的质量。

^c 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_n ;而对于高度危险情况,安全系数 n 等于 $\gamma_n \cdot \gamma_n$,见表 20、表 22 及 4.3.4.2.7。

附录 I
(资料性附录)

影响脆性破坏因素评价和钢材质量组别的选择

在本标准中已规定了抗屈服、抗失稳、抗疲劳的结构设计计算方法,但在某些情况下,仅有这些计算还不足以说明结构材料已具有了抗脆性破坏的安全性。本附录对影响脆性破坏因素进行评价,并对钢材质量组别进行选择,以保证起重机结构材料抗脆性破坏的安全性。

I.1 对影响脆性破坏因素的评价

在起重机金属结构中,导致构件材料发生脆性破坏的重要影响因素是:

- 纵向残余拉伸应力与自重载荷引起的纵向拉伸应力的联合作用;
- 构件材料的厚度;
- 工作环境的温度。

I.1.1 纵向残余拉伸应力与自重载荷引起的纵向拉伸应力的联合作用的影响

以自重载荷引起的纵向拉伸应力 σ_G 和焊接纵向残余拉伸应力的联合作用,见图 I.1 所示。

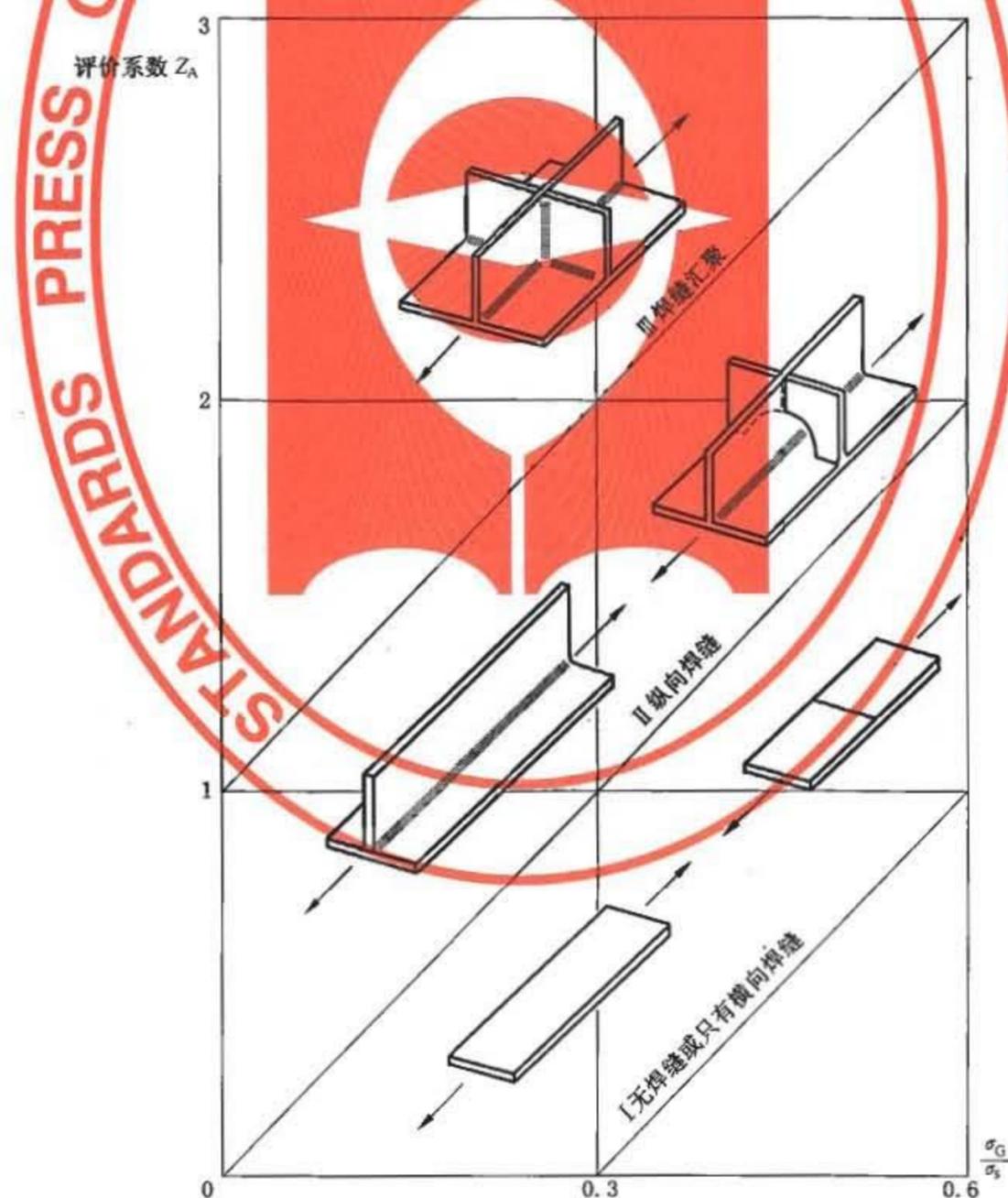


图 I.1 焊缝类型

I类焊缝:无焊缝或只有横向焊缝,脆性破坏的危险性小。当起重机自重等永久载荷(γ_P 取1)引起的结构构件纵向拉伸应力 σ_G 与其钢材的屈服点 σ_s 之比 $\sigma_G/\sigma_s > 0.3$ 时,才考虑此因素对脆性破坏的影响。评价系数 Z_A 按式(I.1)计算:

$$Z_A = \frac{\sigma_G}{0.3\sigma_s} - 1 \quad \dots\dots\dots(I.1)$$

式中:

- Z_A ——(钢材质量组别选择的)残余应力影响评价系数;
- σ_G ——结构构件纵向拉伸应力,单位为牛每平方米(N/mm^2);
- σ_s ——同式(28)。

II类焊缝:只有纵向焊缝的结构,脆性破坏的危险性增加。评价系数 Z_A 按式(I.2)计算:

$$Z_A = \frac{\sigma_G}{0.3\sigma_s} \quad \dots\dots\dots(I.2)$$

式中:

- Z_A ——同式(I.1);
- σ_G ——同式(I.1);
- σ_s ——同式(28)。

III类焊缝:焊缝汇聚,高度应力集中,脆性破坏的危险性最大。评价系数 Z_A 按式(I.3)计算:

$$Z_A = \frac{\sigma_G}{0.3\sigma_s} + 1 \quad \dots\dots\dots(I.3)$$

式中:

- Z_A ——同式(I.1);
- σ_G ——同式(I.1);
- σ_s ——同式(28)。

在有条件时,宜对III类焊缝进行消除残余应力的热处理(温度宜为 $600\text{ }^\circ\text{C} \sim 650\text{ }^\circ\text{C}$),处理后可视为I类焊缝选取钢材组别。

当钢材的屈强比 $\sigma_s/\sigma_b \geq 0.7$ 时,式(I.1)~式(I.3)中的 σ_s 以 $(0.5\sigma_s + 0.35\sigma_b)$ 代之。

I.1.2 构件材料厚度的影响

构件材料的厚度越大,脆性破坏危险性也越大。当 $5\text{ mm} \leq t \leq 20\text{ mm}$ 时评价系数 Z_B 按式(I.4)计算,当 $20\text{ mm} < t \leq 100\text{ mm}$ 时评价系数 Z_B 按式(I.5)计算。

$$Z_B = \frac{9}{2500}t^2 \quad \dots\dots\dots(I.4)$$

$$Z_B = 0.65 \sqrt{t - 14.81} - 0.05 \quad \dots\dots\dots(I.5)$$

式中:

- Z_B ——(钢材质量组别选择的)材料厚度影响评价系数;
- t ——构件材料厚度,单位为毫米(mm);

对轧制型材和矩形截面用假想厚度 t' 来进行评价, t' 按下述规定确定:

a) 对轧制型材:

1) 对圆截面 $t' = \frac{d}{1.8}$;

2) 对方截面 $t' = \frac{t}{1.8}$;

b) 对截面长边为 b 、短边为 d 的矩形截面:

1) 当两边之比 $b/d \leq 1.8$ 时, $t' = \frac{b}{1.8}$;

2) 当两边之比 $b/d > 1.8$ 时, $t' = d$ 。

I. 1.3 工作环境温度的影响

在室外的起重机结构的工作环境温度取为起重机使用地点的年最低日平均温度。当起重机的结构工作环境温度在 0°C 以下时, 随着温度的降低, 材料脆性破坏的危险性越来越大。不低于 -30°C 时, 评价系数 Z_c 按式 (I. 6) 计算; 低于 -30°C 、高于 -55°C 时, 评价系数 Z_c 按式 (I. 7) 计算。

$$Z_c = \frac{6}{1600} T^2 \quad \dots\dots\dots (I. 6)$$

$$Z_c = \frac{-2.25T - 33.75}{10} \quad \dots\dots\dots (I. 7)$$

式中:

Z_c ——(钢材质量组别选择的)工作环境温度影响评价系数;

T ——起重机结构的工作环境温度, 单位为摄氏度($^{\circ}\text{C}$)。

I. 2 所要求的钢材质量组别的确定

I. 2.1 综合评价法

将评价系数 Z_A 、 Z_B 、 Z_C 相加, 得到总评价系数 Z , 由表 I. 1 查出所要求钢材质量组别。表 I. 2 给出了各组对应的钢材牌号及相应的冲击韧性值。

表 I. 1 与总评价系数有关的钢材质量组别的划分

总评价系数 $\sum Z = Z_A + Z_B + Z_C$	与表 I. 2 对应的钢材质量组别
≤ 2	1
≤ 4	2
≤ 8	3
≤ 16	4

表 I.2 钢材质量组别及钢材牌号

钢材的质量组别	冲击功 A_{KV}/J	冲击韧性的试验温度 $T/^\circ C$	钢材牌号	国家标准
1			Q235A	GB/T 700
			Q345A Q390A	GB/T 1591
2	≥ 27		Q235B	GB/T 700
	≥ 34	+20	Q345B Q390B	GB/T 1591
3	≥ 27		Q235C	GB/T 700
	≥ 34	0	Q345C、Q390C Q420C、Q460C	GB/T 1591
4	≥ 27		Q235D	GB/T 700
	≥ 34	-20	Q345D、Q390D、 Q420D、Q460D	GB/T 1591
<p>注 1: 如果板材要进行弯曲半径与板厚比小于 10 的冷弯加工, 其钢材应适合弯折或冷压折边的要求。</p> <p>注 2: 除明确规定不应采用沸腾钢的情况(见 5.3.1.1.1)外, 可适当选用沸腾钢。</p>				

附录 J
(规范性附录)

受压构件的计算长度和格构式构件的换算长细比

J.1 受压构件的计算长度 l_c

J.1.1 同一平面内在不同支承方式下各种截面型式的等截面受压构件的计算长度,按式(J.1)计算:

$$l_c = \mu_1 l \quad \dots\dots\dots(J.1)$$

式中:

l_c ——等截面受压构件的计算长度,单位为毫米(mm);

l ——构件的实际几何长度,单位为毫米(mm);

μ_1 ——与支承方式有关的(在两个互相垂直的平面内不一定相同)长度系数,见表 J.1。

J.1.2 变截面受压构件计算长度按式(J.2)计算,此时构件的截面惯性矩取原构件的最大截面惯性矩:

$$l_c = \mu_1 \mu_2 l \quad \dots\dots\dots(J.2)$$

式中:

l_c ——变截面受压构件计算长度,单位为毫米(mm);

μ_2 ——变截面长度系数,见表 J.2~表 J.4。等截面时取 $\mu_2 = 1$ 。

J.1.3 考虑到起重机臂架端部有变幅拉臂钢丝绳或起升钢丝绳时,在理想情况下对臂架回转平面内的变形可能产生阻碍作用,臂架在回转平面内的计算长度可按式(J.3)计算:

$$l_c = \mu_1 \mu_2 \mu_3 l \quad \dots\dots\dots(J.3)$$

式中:

l_c ——臂架在回转平面内的计算长度,单位为毫米(mm);

μ_3 ——考虑拉臂钢丝绳或起升钢丝绳阻碍臂架在回转平面内变形的长度系数。

当臂架用拉臂钢丝绳变幅(图 J.1)时,长度系数可由式(J.4)求得:

$$\mu_3 = 1 - \frac{A}{2B} \quad \dots\dots\dots(J.4)$$

若计算值小于 0.5 时,则 μ_3 取 0.5。

式中:

A、B——几何尺寸,见图 J.1。

当臂架用变幅油缸变幅(图 J.2)时,起升钢丝绳可能影响臂架回转平面内变形的长度系数可由式(J.5)求得:

$$\mu_3 = 1 - \frac{c}{2} \quad \dots\dots\dots(J.5)$$

式中：

c ——计算系数；

$$c = \frac{1}{\cos\alpha + a\sin\theta} \cdot \frac{l}{H}$$

a ——钢丝绳滑轮组倍率；

l ——臂架长度；

α, θ, H ——几何尺寸，见图 J.1 和图 J.2。

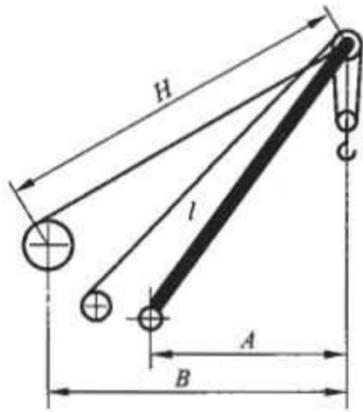


图 J.1

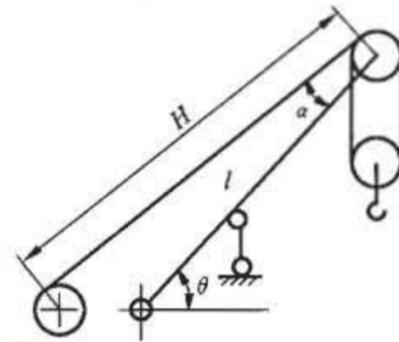


图 J.2

J.2 等截面格构式受压构件的换算长细比

等截面格构式受压构件的换算长细比见表 J.5。

表 J.1 在同一平面内与支承方式有关的长度系数 μ_1 值

a/l	构件支承方式					
0	2.00	0.70	0.50	2.00	0.70	0.50
0.1	1.87	0.65	0.47	1.85	0.65	0.46
0.2	1.73	0.60	0.44	1.70	0.59	0.43
0.3	1.60	0.56	0.41	1.55	0.54	0.39
0.4	1.47	0.52	0.41	1.40	0.49	0.36
0.5	1.35	0.50	0.44	1.26	0.44	0.35
0.6	1.23	0.52	0.49	1.11	0.41	0.36
0.7	1.13	0.56	0.54	0.98	0.41	0.39
0.8	1.06	0.60	0.59	0.85	0.44	0.43
0.9	1.01	0.65	0.65	0.76	0.47	0.46
1.0	1.00	0.70	0.70	0.70	0.50	0.50

表 J.2 两端铰支非对称变化构件的变截面长度系数 μ_2 值

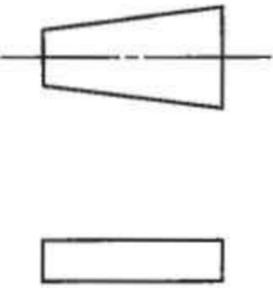
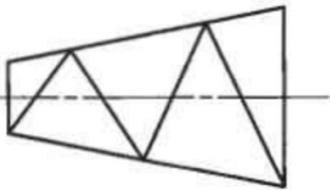
变截面形式	I_{\min}/I_{\max}	μ_2
 <p>I_x 呈线性变化 $n=1$</p>	0.1	1.45
	0.2	1.35
	0.4	1.21
	0.6	1.13
	0.8	1.06
 <p>I_x 呈抛物线变化 $n=2$</p>	0.1	1.66
	0.2	1.45
	0.4	1.24
	0.6	1.13
	0.8	1.05

表 J.3 两端铰支对称变化构件的变截面长度系数 μ_2 值

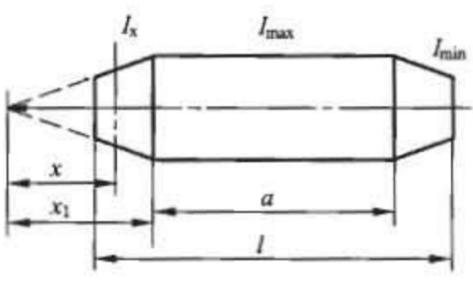
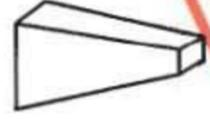
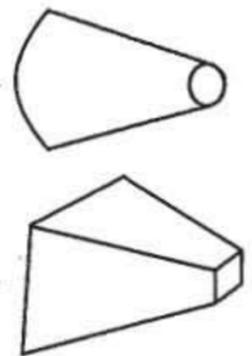
变截面形式		μ_2					
	I_{min}/I_{max}	n	m				
			0	0.2	0.4	0.6	0.8
<p>构件两端:</p> <p>$n=1$</p>  <p>$n=2$</p>  <p>$n=3$</p>  <p>$n=4$</p> 	0.1	1	1.23	1.14	1.07	1.02	1.00
	0.1	2	1.35	1.22	1.10	1.03	1.00
		3	1.40	1.31	1.12	1.04	1.00
		4	1.43	1.33	1.13	1.04	1.00
		1	1.19	1.11	1.05	1.01	1.00
	0.2	2	1.25	1.15	1.07	1.02	1.00
		3	1.27	1.16	1.08	1.03	1.00
		4	1.28	1.17	1.08	1.03	1.00
		1	1.12	1.07	1.04	1.01	1.00
	0.4	2	1.14	1.08	1.04	1.01	1.00
		3	1.15	1.09	1.04	1.01	1.00
		4	1.15	1.09	1.04	1.01	1.00
		1	1.07	1.04	1.02	1.01	1.00
	0.6	2	1.08	1.05	1.02	1.01	1.00
		3	1.08	1.05	1.02	1.01	1.00
		4	1.08	1.05	1.02	1.01	1.00
1		1.03	1.02	1.01	1.00	1.00	
0.8	2	1.03	1.02	1.01	1.00	1.00	
	3	1.03	1.02	1.01	1.00	1.00	
	4	1.03	1.02	1.01	1.00	1.00	

表 J.4 箱形伸缩臂变截面长度系数 μ_2 值

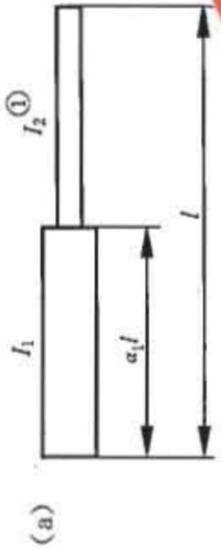
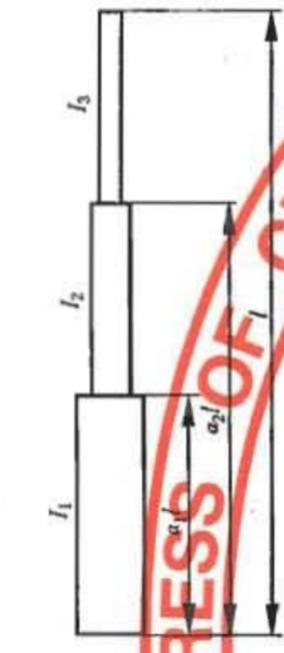
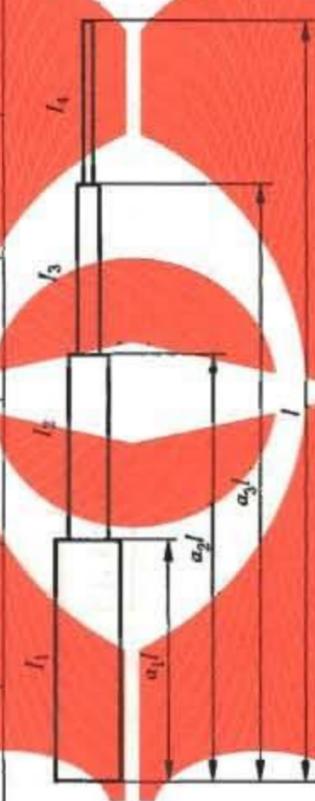
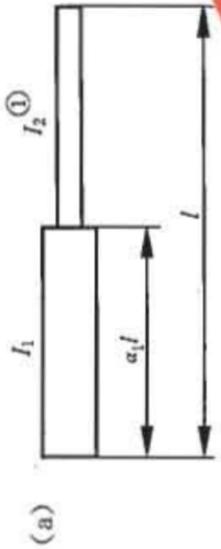
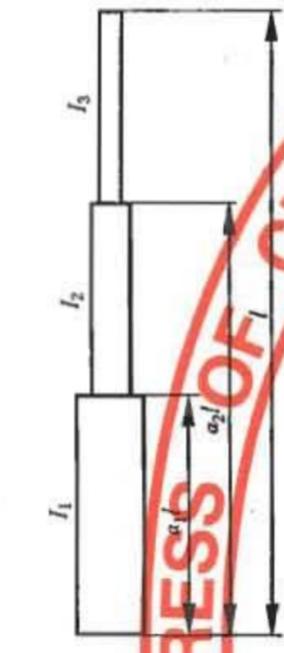
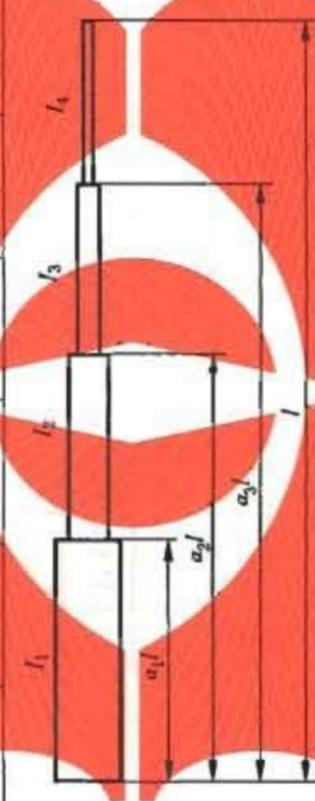
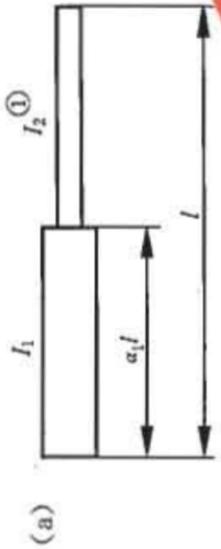
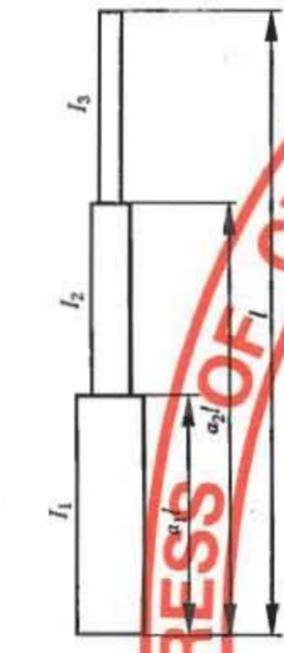
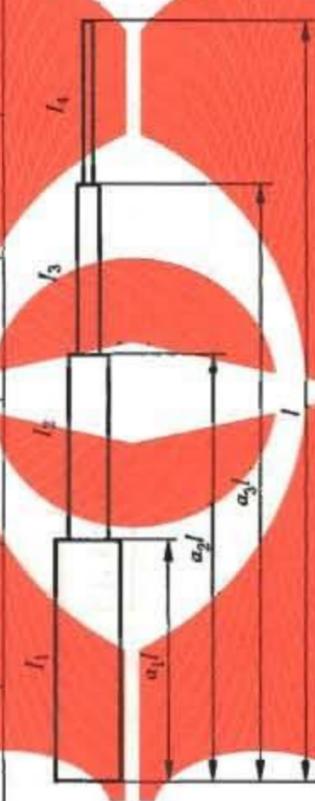
伸缩臂几何特性	(a)				(b)				(c)							
	β_2	β_3	μ_2	β_2	β_3	μ_2	β_2	β_3	μ_2	β_2	β_3	μ_2	β_2	β_3	μ_2	
伸缩臂几何特性	 <p>$\beta_2^0 = \frac{I_1}{I_2}$ $\alpha_1 = 0.6$</p>				 <p>$\alpha_1 = 0.4, \beta_2 = \frac{I_1}{I_2};$ $\alpha_2 = 0.7, \beta_3 = \frac{I_2}{I_3};$</p>				 <p>$\alpha_1 = 0.34, \beta_2 = \frac{I_1}{I_2};$ $\alpha_2 = 0.56, \beta_3 = \frac{I_2}{I_3};$ $\alpha_3 = 0.78, \beta_4 = \frac{I_3}{I_4};$</p>							
β_2	1.3	1.6	1.9	2.5	1.3	1.6	1.9	2.5	1.3	1.6	1.9	2.5	1.3	1.6	1.9	2.5
β_3	—	—	—	—	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5
μ_2	1.015	1.030	1.045	1.061	1.077	1.089	1.099	1.144	1.144	1.144	1.189	1.232	1.232	1.250	1.250	1.301
伸缩臂几何特性	 <p>$\beta_2^0 = \frac{I_1}{I_2}$ $\alpha_1 = 0.6$</p>				 <p>$\alpha_1 = 0.4, \beta_2 = \frac{I_1}{I_2};$ $\alpha_2 = 0.7, \beta_3 = \frac{I_2}{I_3};$</p>				 <p>$\alpha_1 = 0.34, \beta_2 = \frac{I_1}{I_2};$ $\alpha_2 = 0.56, \beta_3 = \frac{I_2}{I_3};$ $\alpha_3 = 0.78, \beta_4 = \frac{I_3}{I_4};$</p>							
β_2	1.3	1.6	1.9	2.5	1.3	1.6	1.9	2.5	1.3	1.6	1.9	2.5	1.3	1.6	1.9	2.5
β_3	—	—	—	—	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5
μ_2	1.086	1.105	1.113	1.138	1.140	1.170	1.167	1.203	1.194	1.236	1.147	1.171	1.210	1.212	1.249	1.288
伸缩臂几何特性	 <p>$\beta_2^0 = \frac{I_1}{I_2}$ $\alpha_1 = 0.6$</p>				 <p>$\alpha_1 = 0.4, \beta_2 = \frac{I_1}{I_2};$ $\alpha_2 = 0.7, \beta_3 = \frac{I_2}{I_3};$</p>				 <p>$\alpha_1 = 0.34, \beta_2 = \frac{I_1}{I_2};$ $\alpha_2 = 0.56, \beta_3 = \frac{I_2}{I_3};$ $\alpha_3 = 0.78, \beta_4 = \frac{I_3}{I_4};$</p>							
β_2	1.3	1.6	1.9	2.5	1.3	1.6	1.9	2.5	1.3	1.6	1.9	2.5	1.3	1.6	1.9	2.5
β_3	—	—	—	—	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5
μ_2	1.277	1.327	1.207	1.235	1.244	1.279	1.281	1.325	1.319	1.370	1.356	1.414	1.296	1.306	1.346	1.397

表 J.4 (续)

β_2	2.2				2.5									
	2.2	2.5	1.3	1.6	1.9	2.2	2.5							
β_3	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	2.5							
β_4	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3							
μ_2	1.390	1.447	1.432	1.497	1.319	1.355	1.366	1.411	1.412	1.466	1.458	1.521	1.504	1.576

(d)

$\alpha_1 = 0.24, \beta_2 = \frac{I_1}{I_2};$
 $\alpha_2 = 0.43, \beta_3 = \frac{I_2}{I_3};$
 $\alpha_3 = 0.62, \beta_4 = \frac{I_3}{I_4};$
 $\alpha_4 = 0.81, \beta_5 = \frac{I_4}{I_5};$

β_2	1.3				1.6				1.9				2.2				2.5			
	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5		
β_3	1.152	1.168	1.245	1.281	1.206	1.226	1.320	1.364	1.259	1.283	1.392	1.444	1.310	1.338	1.461	1.520	1.360	1.392	1.529	1.594
β_4	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5
β_5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5
μ_2	1.240	1.259	1.349	1.391	1.302	1.326	1.435	1.486	1.363	1.391	1.517	1.577	1.422	1.455	1.597	1.664	1.480	1.517	1.673	1.748

β_2	1.3				1.6				1.9				2.2				2.5			
	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5		
β_3	1.3	2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 </td></td></td></td></td></td></td></td>	1.3	2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 </td></td></td></td></td></td></td>	1.3	2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 </td></td></td></td></td></td>	1.3	2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 </td></td></td></td></td>	1.3	2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 </td></td></td></td>	1.3	2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 </td></td></td>	1.3	2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 </td></td>	1.3	2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 </td>	1.3	2.5		
β_4	1.3	2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 </td></td></td></td></td></td></td></td>	1.3	2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 </td></td></td></td></td></td></td>	1.3	2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 </td></td></td></td></td></td>	1.3	2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 </td></td></td></td></td>	1.3	2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 </td></td></td></td>	1.3	2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 </td></td></td>	1.3	2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 </td></td>	1.3	2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 </td>	1.3	2.5		
β_5	1.3	2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 </td></td></td></td></td></td></td></td>	1.3	2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 </td></td></td></td></td></td></td>	1.3	2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 </td></td></td></td></td></td>	1.3	2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 </td></td></td></td></td>	1.3	2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 </td></td></td></td>	1.3	2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 </td></td></td>	1.3	2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 </td></td>	1.3	2.5 <td>1.3</td> <td>2.5 </td>	1.3	2.5		
μ_2	1.240	1.259	1.349	1.391	1.302	1.326	1.435	1.486	1.363	1.391	1.517	1.577	1.422	1.455	1.597	1.664	1.480	1.517	1.673	1.748

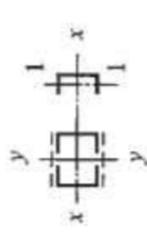
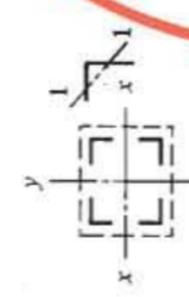
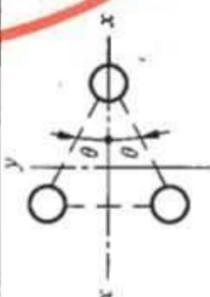
表 J.4 (续)

		1.9																			
β_2	β_3	1.3		1.6		1.9		2.2		2.5											
		1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5										
		1.322	1.344	1.446	1.493	1.392	1.420	1.542	1.599	1.461	1.493	1.634	1.701	1.527	1.564	1.722	1.798	1.591	1.633	1.807	1.890
		2.2																			
β_2	β_3	1.3		1.6		1.9		2.2		2.5											
		1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5										
		1.400	1.425	1.537	1.590	1.478	1.508	1.642	1.706	1.553	1.588	1.743	1.817	1.626	1.666	1.839	1.922	1.696	1.741	1.931	2.022
		2.5																			
β_2	β_3	1.3		1.6		1.9		2.2		2.5											
		1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5										
		1.474	1.501	1.623	1.681	1.559	1.591	1.737	1.806	1.640	1.678	1.845	1.925	1.718	1.762	1.949	2.039	1.794	1.843	2.048	2.147

注 1: I_i 为第 i 节臂的截面平均惯性矩;

注 2: 若 β_i 值处在 1.3 和 2.5 之间, 可用线性插值法查得 μ_i 值。

表 J.5 等截面格构式构件换算长细比 λ_n 计算公式

项次	构件截面形式	缀材类别	计算公式	符 号 意 义
1		缀板	$\lambda_{hy} = \sqrt{\lambda_y^2 + \lambda_1^2}$	λ_y ——整个构件对虚轴 $y-y$ 的长细比 λ_1 ——单肢对 $1-1$ 轴的长细比, 其计算长度取缀板间的净距离(铆接构件取缀板边缘铆钉中心间的距离)
2	(a)	缀条	$\lambda_{hy} = \sqrt{\lambda_y^2 + 27 \frac{A}{A_1}}$	A ——构件横截面所截各弦杆(主肢)的毛截面面积之和 A_1 ——构件横截面所截各斜缀条的毛截面面积之和
3		缀板	$\lambda_{hx} = \sqrt{\lambda_x^2 + \lambda_1^2}$ $\lambda_{hy} = \sqrt{\lambda_y^2 + \lambda_1^2}$	λ_x, λ_y ——整个构件分别对虚轴 $x-x$ 或 $y-y$ 的长细比 λ_1 ——单肢对最小刚度轴 $1-1$ 的长细比, 其计算长度取缀板间的净距离(铆接构件取缀板边缘铆钉中心间的距离)
4	(b)	缀条	$\lambda_{hx} = \sqrt{\lambda_x^2 + 40 \frac{A}{A_{1x}}}$ $\lambda_{hy} = \sqrt{\lambda_y^2 + 40 \frac{A}{A_{1y}}}$	A_{1x} ——构件横截面所截垂直于 $x-x$ 轴的平面内各斜缀条的毛截面面积之和 A_{1y} ——构件横截面所截垂直于 $y-y$ 轴的平面内各斜缀条的毛截面面积之和
5		缀条	$\lambda_{hx} = \sqrt{\lambda_x^2 + A_1 (1.5 - \cos^2 \theta)}$ $\lambda_{hy} = \sqrt{\lambda_y^2 + \frac{42A}{A_1 \cos^2 \theta}}$	λ_x, λ_y ——整个构件分别对虚轴 $x-x$ 或 $y-y$ 的长细比 A ——构件横截面所截各弦杆的毛截面面积之和 A_1 ——构件横截面所截各斜缀条的毛截面面积之和 θ ——缀条所在平面与 x 轴的夹角

缀板组合结构件的单肢长细比 λ_1 不应大于 40。缀板尺寸应符合下列规定: 缀板沿柱纵向的宽度不应小于肢件轴线间距离的 2/3, 厚度不应小于该距离的 1/40, 且不小于 6 mm。

斜缀条与结构件轴线间倾角应保持在 $40^\circ \sim 70^\circ$ 范围内。

附 录 K
(规范性附录)
轴心受压构件的稳定系数

K.1 a类、b类、c类、d类截面轴心受压构件的稳定系数 φ 的选择见表 K.1~表 K.4。

表 K.1 a类截面轴心受压构件的稳定系数 φ

$\lambda\sqrt{\frac{\sigma_s}{235}}$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	1.000	1.000	1.000	1.000	0.999	0.999	0.998	0.998	0.997	0.996
10	0.995	0.994	0.993	0.992	0.991	0.989	0.988	0.986	0.985	0.983
20	0.981	0.979	0.977	0.976	0.974	0.972	0.970	0.968	0.966	0.964
30	0.963	0.961	0.959	0.957	0.955	0.952	0.950	0.948	0.946	0.944
40	0.941	0.939	0.937	0.934	0.932	0.929	0.927	0.924	0.921	0.919
50	0.916	0.913	0.910	0.907	0.904	0.900	0.897	0.894	0.890	0.886
60	0.883	0.879	0.875	0.871	0.867	0.863	0.858	0.854	0.849	0.844
70	0.839	0.834	0.829	0.824	0.818	0.813	0.807	0.801	0.795	0.789
80	0.783	0.776	0.770	0.763	0.757	0.750	0.743	0.736	0.728	0.721
90	0.714	0.706	0.699	0.691	0.684	0.676	0.668	0.661	0.653	0.645
100	0.638	0.630	0.622	0.615	0.607	0.600	0.592	0.585	0.577	0.570
110	0.563	0.555	0.548	0.541	0.534	0.527	0.520	0.514	0.507	0.500
120	0.494	0.488	0.481	0.475	0.469	0.463	0.457	0.451	0.445	0.440
130	0.434	0.429	0.423	0.418	0.412	0.407	0.402	0.397	0.392	0.387
140	0.383	0.378	0.373	0.369	0.364	0.360	0.356	0.351	0.347	0.343
150	0.339	0.335	0.331	0.327	0.323	0.320	0.316	0.312	0.309	0.305
160	0.302	0.298	0.295	0.292	0.289	0.285	0.282	0.279	0.276	0.273
170	0.270	0.267	0.264	0.262	0.259	0.256	0.253	0.251	0.248	0.246

表 K.1 (续)

$\lambda\sqrt{\frac{\sigma_s}{235}}$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
180	0.243	0.241	0.238	0.236	0.233	0.231	0.229	0.226	0.224	0.222
190	0.220	0.218	0.215	0.213	0.211	0.209	0.207	0.205	0.203	0.201
200	0.199	0.198	0.196	0.194	0.192	0.190	0.189	0.187	0.185	0.183
210	0.182	0.180	0.179	0.177	0.175	0.174	0.172	0.171	0.169	0.168
220	0.166	0.165	0.164	0.162	0.161	0.159	0.158	0.157	0.155	0.154
230	0.153	0.152	0.150	0.149	0.148	0.147	0.146	0.144	0.143	0.142
240	0.141	0.140	0.139	0.138	0.136	0.135	0.134	0.133	0.132	0.131
250	0.130	—	—	—	—	—	—	—	—	—

注：见表 K.4 注。

表 K.2 b类截面轴心受压构件的稳定系数 φ

$\lambda\sqrt{\frac{\sigma_s}{235}}$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	1.000	1.000	1.000	0.999	0.999	0.998	0.997	0.996	0.995	0.994
10	0.992	0.991	0.989	0.987	0.985	0.983	0.981	0.978	0.976	0.973
20	0.970	0.967	0.963	0.960	0.957	0.953	0.950	0.946	0.943	0.939
30	0.936	0.932	0.929	0.925	0.922	0.918	0.914	0.910	0.906	0.903
40	0.899	0.895	0.891	0.887	0.882	0.878	0.874	0.870	0.865	0.861
50	0.856	0.852	0.847	0.842	0.838	0.833	0.828	0.823	0.818	0.813
60	0.807	0.802	0.797	0.791	0.786	0.780	0.774	0.769	0.763	0.757
70	0.751	0.745	0.739	0.732	0.726	0.720	0.714	0.707	0.701	0.694
80	0.688	0.681	0.675	0.668	0.661	0.655	0.648	0.641	0.635	0.628
90	0.621	0.614	0.608	0.601	0.594	0.588	0.581	0.575	0.568	0.561

表 K.2 (续)

$\lambda\sqrt{\frac{\sigma_s}{235}}$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
100	0.555	0.549	0.542	0.536	0.529	0.523	0.517	0.511	0.505	0.499
110	0.493	0.487	0.481	0.475	0.470	0.464	0.458	0.453	0.447	0.442
120	0.437	0.432	0.426	0.421	0.416	0.411	0.406	0.402	0.397	0.392
130	0.387	0.383	0.378	0.374	0.370	0.365	0.361	0.357	0.353	0.349
140	0.345	0.341	0.337	0.333	0.329	0.326	0.322	0.318	0.315	0.311
150	0.308	0.304	0.301	0.298	0.295	0.291	0.288	0.285	0.282	0.279
160	0.276	0.273	0.270	0.267	0.265	0.262	0.259	0.256	0.254	0.251
170	0.249	0.246	0.244	0.241	0.239	0.236	0.234	0.232	0.229	0.227
180	0.225	0.223	0.220	0.218	0.216	0.214	0.212	0.210	0.208	0.206
190	0.204	0.202	0.200	0.198	0.197	0.195	0.193	0.191	0.190	0.188
200	0.186	0.184	0.183	0.181	0.180	0.178	0.176	0.175	0.173	0.172
210	0.170	0.169	0.167	0.166	0.165	0.163	0.162	0.160	0.159	0.158
220	0.156	0.155	0.154	0.153	0.151	0.150	0.149	0.148	0.146	0.145
230	0.144	0.143	0.142	0.141	0.140	0.138	0.137	0.136	0.135	0.134
240	0.133	0.132	0.131	0.130	0.129	0.128	0.127	0.126	0.125	0.124
250	0.123	—	—	—	—	—	—	—	—	—
注：见表 K.4 注。										

表 K.3 c类截面轴心受压构件的稳定系数 φ

$\lambda\sqrt{\frac{\sigma_s}{235}}$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	1.000	1.000	1.000	0.999	0.999	0.998	0.997	0.996	0.995	0.993
10	0.992	0.990	0.988	0.986	0.983	0.981	0.978	0.976	0.973	0.970
20	0.966	0.959	0.953	0.947	0.940	0.934	0.928	0.921	0.915	0.909
30	0.902	0.896	0.890	0.884	0.877	0.871	0.865	0.858	0.852	0.846
40	0.839	0.833	0.826	0.820	0.814	0.807	0.801	0.794	0.788	0.781
50	0.775	0.768	0.762	0.755	0.748	0.742	0.735	0.729	0.722	0.715
60	0.709	0.702	0.695	0.689	0.682	0.676	0.669	0.662	0.656	0.649
70	0.643	0.636	0.629	0.623	0.616	0.610	0.604	0.597	0.591	0.584
80	0.578	0.572	0.566	0.559	0.553	0.547	0.541	0.535	0.529	0.523
90	0.517	0.511	0.505	0.500	0.494	0.488	0.483	0.477	0.472	0.467
100	0.463	0.458	0.454	0.449	0.445	0.441	0.436	0.432	0.428	0.423
110	0.419	0.415	0.411	0.407	0.403	0.399	0.395	0.391	0.387	0.383
120	0.379	0.375	0.371	0.367	0.364	0.360	0.356	0.353	0.349	0.346
130	0.342	0.339	0.335	0.332	0.328	0.325	0.322	0.319	0.315	0.312
140	0.309	0.306	0.303	0.300	0.297	0.294	0.291	0.288	0.285	0.282
150	0.280	0.277	0.274	0.271	0.269	0.266	0.264	0.261	0.258	0.256
160	0.254	0.251	0.249	0.246	0.244	0.242	0.239	0.237	0.235	0.233
170	0.230	0.228	0.226	0.224	0.222	0.220	0.218	0.216	0.214	0.212
180	0.210	0.208	0.206	0.205	0.203	0.201	0.199	0.197	0.196	0.194
190	0.192	0.190	0.189	0.187	0.186	0.184	0.182	0.181	0.179	0.178
200	0.176	0.175	0.173	0.172	0.170	0.169	0.168	0.166	0.165	0.163
210	0.162	0.161	0.159	0.158	0.157	0.156	0.154	0.153	0.152	0.151
220	0.150	0.148	0.147	0.146	0.145	0.144	0.143	0.142	0.140	0.139
230	0.138	0.137	0.136	0.135	0.134	0.133	0.132	0.131	0.130	0.129
240	0.128	0.127	0.126	0.125	0.124	0.124	0.123	0.122	0.121	0.120
250	0.119	—	—	—	—	—	—	—	—	—

注：见表 K.4 注。

表 K.4 d类截面轴心受压构件的稳定系数 φ

$\lambda \sqrt{\frac{\sigma_s}{235}}$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	1.000	1.000	0.999	0.999	0.998	0.996	0.994	0.992	0.990	0.987
10	0.984	0.981	0.978	0.974	0.969	0.965	0.960	0.955	0.949	0.944
20	0.937	0.927	0.918	0.909	0.900	0.891	0.883	0.874	0.865	0.857
30	0.848	0.840	0.831	0.823	0.815	0.807	0.799	0.790	0.782	0.774
40	0.766	0.759	0.751	0.743	0.735	0.728	0.720	0.712	0.705	0.697
50	0.690	0.683	0.675	0.668	0.661	0.654	0.646	0.639	0.632	0.625
60	0.618	0.612	0.605	0.598	0.591	0.585	0.578	0.572	0.565	0.559
70	0.552	0.546	0.540	0.534	0.528	0.522	0.516	0.510	0.504	0.498
80	0.493	0.487	0.481	0.476	0.470	0.465	0.460	0.454	0.449	0.444
90	0.439	0.434	0.429	0.424	0.419	0.414	0.410	0.405	0.401	0.397
100	0.394	0.390	0.387	0.383	0.380	0.376	0.373	0.370	0.366	0.363
110	0.359	0.356	0.353	0.350	0.346	0.343	0.340	0.337	0.334	0.331
120	0.328	0.325	0.322	0.319	0.316	0.313	0.310	0.307	0.304	0.301
130	0.299	0.296	0.293	0.290	0.288	0.285	0.282	0.280	0.277	0.275
140	0.272	0.270	0.267	0.265	0.262	0.260	0.258	0.255	0.253	0.251
150	0.248	0.246	0.244	0.242	0.240	0.237	0.235	0.233	0.231	0.229
160	0.227	0.225	0.223	0.221	0.219	0.217	0.215	0.213	0.212	0.210
170	0.208	0.206	0.204	0.203	0.201	0.199	0.197	0.196	0.194	0.192
180	0.191	0.189	0.188	0.186	0.184	0.183	0.181	0.180	0.178	0.177
190	0.176	0.174	0.173	0.171	0.170	0.168	0.167	0.166	0.164	0.163
200	0.162	—	—	—	—	—	—	—	—	—

注1: 表 K.1~表 K.4 中指的 a、b、c、d 类截面, 见表 29。

注2: 表 K.1~表 K.4 中的 φ 值系按下列公式计算:

$$\text{当 } \lambda_n = \frac{\lambda}{\pi} \sqrt{\sigma_s/E} \leq 0.215 \text{ 时: } \varphi = 1 - \alpha_1 \lambda_n^2$$

$$\text{当 } \lambda_n > 0.215 \text{ 时: } \varphi = \frac{1}{2\lambda_n^2} \left[(\alpha_2 + \alpha_3 \lambda_n + \lambda_n^2) - \sqrt{(\alpha_2 + \alpha_3 \lambda_n + \lambda_n^2)^2 - 4\lambda_n^2} \right]$$

式中:

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ ——系数, 根据表 29 的截面分类, 由表 K.5 查用;

λ_n ——正则长细比; λ ——构件长细比。

注3: 当构件的 $\lambda \sqrt{\sigma_s/235}$ 值超出表 K.1~表 K.4 的范围时, 则 φ 值按注 2 所列的公式计算。 σ_s 为钢材的屈服点, 单位为牛每平方米(N/mm²)。

表 K.5 系数 α_1 、 α_2 、 α_3

截面类别		α_1	α_2	α_3
a 类		0.41	0.986	0.152
b 类		0.65	0.965	0.300
c 类	$\lambda_n \leq 1.05$	0.73	0.906	0.595
	$\lambda_n > 1.05$		1.216	0.302
d 类	$\lambda_n \leq 1.05$	1.35	0.868	0.915
	$\lambda_n > 1.05$		1.375	0.432

附录 L
(规范性附录)

受弯构件的侧向屈曲稳定系数(整体稳定系数) φ_b

L.1 承受端弯矩和横向载荷时的等截面焊接工字形组合截面和轧制 H 型钢构件简支梁的侧向屈曲稳定系数 φ_b 按式(L.1)计算:

$$\varphi_b = \beta_b \frac{4320Ah}{\lambda_y^2 W_x} \left[k(2m-1) + \sqrt{1 + \left(\frac{\lambda_y t}{4.4h}\right)^2} \right] \frac{235}{\sigma_s} \dots\dots\dots (L.1)$$

式中:

- φ_b ——侧向屈曲稳定系数;
- β_b ——简支梁受横向载荷的等效临界弯矩系数,见表 L.1;
- λ_y ——受弯构件(梁)对弱轴(y轴)的长细比,由式(43)算得;
- A——同式(43);
- h——构件截面的全高,单位为毫米(mm);
- W_x ——按受压最大纤维确定的截面对强轴(x轴)的抗弯模量,单位为立方毫米(mm³);
- k——截面对称系数,对双轴对称截面取为 1,对单轴对称截面取为 0.8;
- m——受压翼缘对弱轴(y轴)的惯性矩与全截面对弱轴(y轴)的惯性矩之比,双轴对称为 0.5;
- t——构件截面的受压翼缘厚度,单位为毫米(mm);
- σ_s ——同式(28)。

表 L.1 H 型钢和等截面工字形简支梁的整体稳定等效临界弯矩系数 β_b

项次	侧向支承	载 荷	$\xi \leq 2.0$	$\xi > 2.0$	适用范围	
1	跨中无侧向支承	均布载荷作用在	上翼缘	0.69+0.13 ξ	0.95	双轴对称焊接工字形截面、加强受压翼缘的单轴对称焊接工字形截面、轧制 H 型钢截面
2			下翼缘	1.73-0.20 ξ	1.33	
3		集中载荷作用在	上翼缘	0.73+0.18 ξ	1.09	
4			下翼缘	2.23-0.28 ξ	1.67	

表 L.1 (续)

项次	侧向支承	载荷	$\xi \leq 2.0$	$\xi > 2.0$	适用范围
5	跨度中点有一个侧向支承点	均布载荷作用在	上翼缘	1.15	双轴对称焊接工字形截面、加强受压翼缘的单轴对称焊接工字形截面、加强受拉翼缘的单轴对称焊接工字形截面、轧制 H 型钢截面
6			下翼缘	1.40	
7		集中载荷作用在截面高度上任意位置		1.75	
8	跨中有不少于两个等距离侧向支承点	任意载荷作用在	上翼缘	1.20	
9			下翼缘	1.40	
10	梁端有弯矩,但跨中无载荷作用		$1.75 - 1.05 \left(\frac{M_2}{M_1} \right) + 0.3 \left(\frac{M_2}{M_1} \right)^2$, 但 ≤ 2.3		

注 1: $\xi = \frac{tl_1}{b_1 h}$, 其中 l_1 为跨度或受压翼缘的计算(自由)长度, b_1 和 t 为受压翼缘的宽度和厚度。

注 2: M_1 、 M_2 为梁的端弯矩, 使梁产生同向曲率时 M_1 和 M_2 取同号, 产生反向曲率时取异号, $|M_1| \geq |M_2|$ 。

注 3: 表中项次 3、4 和 7 的集中载荷是指一个或少数几个集中载荷位于跨中附近的情况, 对其他情况的集中载荷, 应按表中项次 1、2、5、6 内的数值采用。

注 4: 表中项次 8、9 的 β , 当集中载荷作用在侧向支承点处时, 取 $\beta = 1.20$ 。

注 5: 载荷作用在上翼缘系指作用点在上翼缘表面, 方向指向截面形心; 载荷作用在下翼缘, 系指作用在下翼缘表面, 方向背向截面形心。

注 6: I_1 和 I_2 分别为工字形截面受压翼缘和受拉翼缘对 y 轴的惯性矩, 对 $m = \frac{I_1}{I_1 + I_2} > 0.8$ 的加强受压翼缘工字形截面, 下列项次算出的 β 值应乘以相应的系数:
 项次 1: 当 $\xi \leq 1.0$ 时, 乘以 0.95;
 项次 3: 当 $\xi \leq 0.5$ 时, 乘以 0.90; 当 $0.5 < \xi \leq 1.0$ 时, 乘以 0.95。

L.2 轧制普通工字钢, 两端简支的受弯构件, 其 φ_b 值查表 L.2。

当算出或查出的 φ_b 值大于 0.8 时, 用按式(L.2)算出的或从表 L.3 中查取的修正值 φ'_b 代替 φ_b 。

$$\varphi'_b = \frac{\varphi_b^2}{\varphi_b^2 + 0.16} \dots\dots\dots (L.2)$$

式中:

φ'_b ——轧制普通工字钢, 两端简支的受弯构件侧向屈曲稳定系数的修正值;

φ_b ——轧制普通工字钢, 两端简支的受弯构件侧向屈曲稳定系数。

表 L.2 轧制普通工字钢,两端简支梁构件的 φ_b 值

载 荷 情 况		工字钢型号	自 由 长 度 l/m									
			2	3	4	5	6	7	8	9	10	
跨中无侧向 支承点的 构件	集中载荷作 用于	上翼缘	10~20	2.0	1.30	0.99	0.80	0.68	0.58	0.53	0.48	0.43
		22~32	2.4	1.48	1.09	0.86	0.72	0.62	0.54	0.49	0.45	
		36~63	2.8	1.60	1.07	0.83	0.68	0.56	0.50	0.45	0.40	
		下翼缘	10~20	3.1	1.95	1.34	1.01	0.82	0.69	0.63	0.57	0.52
		22~40	5.50	2.80	1.84	1.37	1.07	0.86	0.73	0.64	0.56	
		45~63	7.30	3.60	2.30	1.62	1.20	0.96	0.80	0.69	0.60	
	均布载荷作 用于	上翼缘	10~20	1.7	1.12	0.84	0.68	0.57	0.50	0.45	0.41	0.37
		22~40	2.1	1.30	0.93	0.73	0.60	0.51	0.45	0.40	0.36	
		45~63	2.6	1.45	0.97	0.73	0.59	0.50	0.44	0.38	0.35	
		下翼缘	10~20	2.5	1.55	1.08	0.83	0.68	0.56	0.52	0.47	0.42
		22~40	4.00	2.20	1.45	1.10	0.85	0.70	0.60	0.52	0.46	
		45~63	5.60	2.80	1.80	1.25	0.95	0.78	0.65	0.55	0.49	
跨中有侧向支承点的构件(不论载荷作 用点在截面高度上的位置)			10~20	2.2	1.39	1.01	0.79	0.66	0.57	0.52	0.47	0.42
			22~40	3.0	1.80	1.24	0.96	0.76	0.65	0.56	0.49	0.43
			45~63	4.00	2.20	1.38	1.01	0.80	0.66	0.56	0.49	0.43
<p>注 1: 集中载荷指一个或少数几个集中载荷位于跨中附近的情况,对其他情况的载荷均按均布载荷考虑。</p> <p>注 2: 载荷作用在上翼缘系指作用点在翼缘表面,方向指向截面形心;载荷作用在下翼缘也系指作用在翼缘表面,方向背向截面形心。</p> <p>注 3: φ_b 适用于 Q235 号钢,当用其他钢号时,查得的 φ_b 应乘以 $235/\sigma_s$。</p> <p>注 4: φ_b 不小于 2.5 时不需再验算其侧向屈曲稳定性;表中大于 2.5 的 φ_b 值,为其他钢号换算查用。</p>												

表 L.3 稳定系数 φ_b 的修正值 φ'_b

φ_b	0.80	0.85	0.90	0.95	1.00	1.05	1.10	1.15	1.20	1.25	1.30
φ'_b	0.800	0.818	0.835	0.850	0.862	0.874	0.883	0.892	0.901	0.908	0.913
φ_b	1.35	1.40	1.45	1.50	1.55	1.60	1.80	2.00	2.20	2.40	≥ 2.50
φ'_b	0.919	0.925	0.930	0.934	0.938	0.941	0.953	0.961	0.968	0.973	1.000

L.3 轧制槽钢的简支梁构件,不论载荷的形式和作用的位置,其 φ_b 值按式(L.3)计算,大于 1 者取 1。

$$\varphi_b = \frac{570bt235}{lh \sigma_s} \dots\dots\dots(L.3)$$

式中：

φ_b ——轧制槽钢的简支梁构件的侧向屈曲稳定系数；

b ——受压翼缘的宽度，单位为毫米(mm)；

t ——受压翼缘的平均厚度，单位为毫米(mm)；

l ——受压翼缘的计算(自由)长度，单位为毫米(mm)；

h ——槽钢截面高度，单位为毫米(mm)。

附录 M
(资料性附录)
压弯构件整体稳定性计算

本方法的计算公式是在两个互相垂直的平面内约束条件相同、在弹性工作阶段的等截面构件的前提下推导的。

M.1 双向压弯构件的整体稳定性计算

M.1.1 当结构构件受有轴向压缩力 N 和绕强轴(x 轴)的弯矩 M_{ox} 、 M_{hx} 及绕弱轴(y 轴)的弯矩 M_{oy} 、 M_{hy} 时,应按式(M.1)计算其弯曲屈曲的整体稳定性,按式(M.2)计算其侧向弯扭屈曲的整体稳定性:

$$\frac{N}{\varphi\psi A} + \left(\frac{N_{Ex}}{N_{Ex}-N}\right) \frac{C_{ox}M_{ox} + C_{hx}M_{hx}}{W_x} + \left(\frac{N_{Ey}}{N_{Ey}-N}\right) \frac{C_{oy}M_{oy} + C_{hy}M_{hy}}{W_y} \leq [\sigma] \quad \dots\dots (M.1)$$

$$\frac{N}{\varphi_y\psi_y A} + \left(\frac{N_{Ex}}{N_{Ex}-N}\right) \frac{C_{ox}M_{ox} + C_{hx}M_{hx}}{\varphi_b W_x} \leq [\sigma] \quad \dots\dots\dots (M.2)$$

式中:

N ——同式(46)。

$\varphi\psi$ ——轴压稳定系数 φ 和其修正系数 ψ 的乘积,有 $\varphi_x\psi_x$ 和 $\varphi_y\psi_y$ 之分,取其小值。

A ——同式(43)。

φ ——同式(46),有对 x 轴的 φ_x 和对 y 轴的 φ_y 之分。

ψ ——轴压稳定系数的修正系数。

φ_b ——受弯构件侧向弯扭屈曲稳定系数。

$$\psi_x = \frac{N_{Ex} - N}{N_{Ex} - \varphi_x [\sigma_s A (1 - \varphi_x) + N]} \quad \dots\dots\dots (M.3)$$

N_{Ex} ——同式(51)。

$$N_{Ex} = \frac{\pi^2 EA}{\lambda_x^2}$$

$$\psi_y = \frac{N_{Ey} - N}{N_{Ey} - \varphi_y [\sigma_s A (1 - \varphi_y) + N]} \quad \dots\dots\dots (M.4)$$

N_{Ey} ——同式(51)。

$$N_{Ey} = \frac{\pi^2 EA}{\lambda_y^2}$$

λ_x 、 λ_y ——构件的长细比,按 5.5.1.2 计算。

C_{ox} 、 C_{oy} ——端部弯矩不等的折减系数, C_{ox} 、 C_{oy} 的计算值不小于 0.4。当小于 0.4 时,取为 0.4。

$$C_{ox} = 0.6 + 0.4(M'_{ox}/M_{ox})$$

$$C_{oy} = 0.6 + 0.4(M'_{oy}/M_{oy})$$

M'_{ox}/M_{ox} 、 M'_{oy}/M_{oy} ——结构件两端的端部弯矩比值,其绝对值不大于 1,两个端弯矩使构件轴线产生同向挠曲时,其比值为正(+),反向挠曲时,其比值为负(-)。

M_{ox} 、 M_{oy} ——构件的端部弯矩,单位为牛毫米(N·mm)。

C_{hx} 、 C_{hy} ——横向载荷弯矩系数, $C_h = 1 - k \frac{N}{N_{Ei}}$ 。其中 k 的值为:

a) 当横向载荷为一个集中力,且两端简支或一端固接一端自由时, $k=0.2$;

b) 当为多个集中载荷或分布载荷,且两端简支时, $k=0$;

- c) 当为多个集中载荷或分布载荷,一端固接一端自由时, $k=0.3$;
- d) 无论何种载荷,一端固接一端简支时, $k=0.3$;
- e) 无论何种载荷,两端固接时, $k=0.4$;

N_{Ex} 、 N_{Ey} 对应于 C_{hx} 、 C_{hy} 。无法判定时,取 $C_h=1$ 。

M_{hx} 、 M_{hy} ——由横向载荷在构件中引起的弯矩,单位为牛毫米($N \cdot mm$)。

当 M_h 与 M_0 方向相反,且 $|C_h M_h| < 2C_0 M_0$ 时,取 M_h 为零。

W_x 、 W_y ——结构构件截面受压侧的抗弯模量,单位为三次方毫米(mm^3)。

φ_b ——受弯构件侧向弯扭屈曲稳定系数, φ_b 按附录 L 选取。

符合 5.6.2.1 情况之一的双向压弯构件,不必验算其侧向弯扭屈曲的整体稳定性。

若式(M.1)中第 2 项和第 3 项之和(即弯矩所引起的应力)与第 1 项(即轴力引起的应力)之比,小于或等于 $(\varphi-1)$ 时,则双向压弯构件应按轴压公式(46)验算其整体稳定性。

M.1.2 对空间格构式构件还应将其受压弦杆及受压腹杆视为轴心压杆,以验算其单肢稳定性。

M.2 单向压弯构件的整体稳定性计算

M.2.1 单向压弯构件,弯矩绕强轴(x 轴)作用时,其整体稳定性按式(M.2)计算。

M.2.2 单向压弯构件,弯矩绕弱轴(y 轴)作用时,其整体稳定性按式(M.5)计算:

$$\frac{N}{\varphi\psi A} + \left[\frac{N_{Ey}}{N_{Ey} - N} \right] \frac{C_{oy} M_{oy} + C_{hy} M_{hy}}{W_y} \leq [\sigma] \quad \dots\dots\dots (M.5)$$

式中符号同式(M.1)。

当 $\left[\frac{N_{Ey}}{N_{Ey} - N} \right] \frac{C_{oy} M_{oy} + C_{hy} M_{hy}}{W_y} \leq \varphi - 1$ 时,则应按轴压公式(46)验算其整体稳定性。式中符号同前。

M.3 对两端在两个互相垂直平面内支承方式不同的等截面构件或变截面构件整体稳定性计算

对两端在两个互相垂直平面内支承方式不同的等截面构件或变截面构件整体稳定性计算仍用式(M.1)和式(M.2),但应取两个或三个危险截面进行验算。

M.4 用极限状态法设计时的计算变更

当用极限状态法计算时,式(M.1)、式(M.2)和式(M.5)应按 5.2.2.2.4 的规定变更。当 $\frac{N}{N_E} < 0.1$ 时,上述各式中的弯矩项可按一阶弯矩考虑。

M.5 计算起重机压弯构件整体稳定性时对制造误差的考虑

当计算起重机压弯构件时,可将构件的制造误差引起的初始变形(f_0)或使用后由于磨损产生的间隙引起的位移(f'_0)所形成的附加弯矩($N \cdot f_0$ 或 $N \cdot f'_0$)加在式(M.1)的第二项 M_{ox} 和第三项 M_{oy} 上。此时式中第一项的 $\varphi\psi$ 取为 1。

附录 N
(规范性附录)

薄板局部稳定性计算中的屈曲系数

N.1 用加劲肋分隔的局部区格简支板的屈曲系数 K

用加劲肋分隔的局部区格简支板的屈曲系数按表 N.1 计算。

表 N.1 局部区格简支板的屈曲系数 K

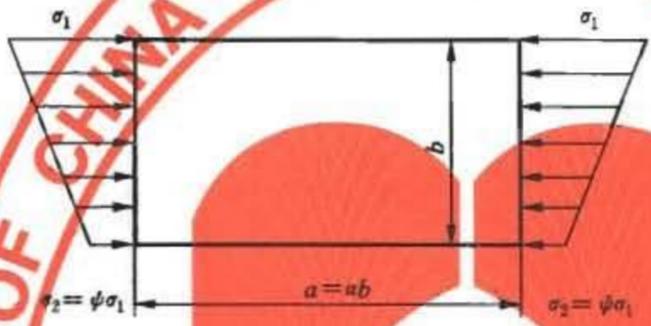
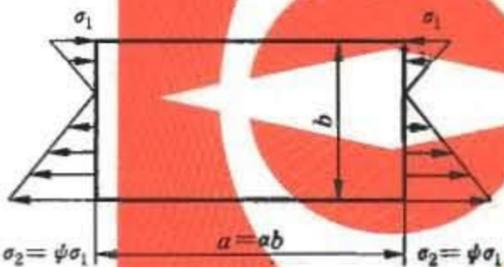
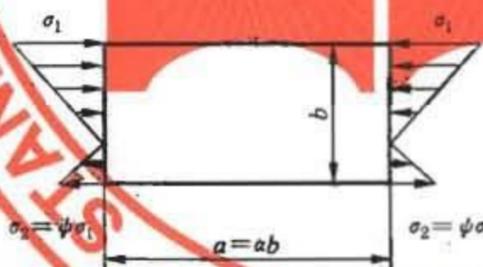
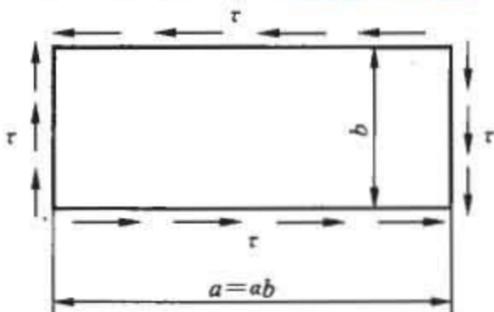
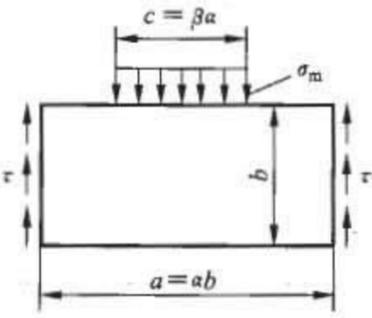
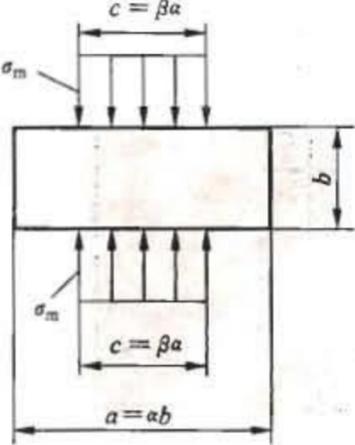
序号	载 荷 (应力) 情 况	$a=a/b$	K
1	均压或不均匀压缩 $0 \leq \psi \leq 1$		$a \geq 1$ $K_s = \frac{8.4}{\psi + 1.1}$
		$a < 1$ $K_s = (\alpha + \frac{1}{\alpha})^2 \frac{2.1}{\psi + 1.1}$	
2	纯弯曲或以拉为主的弯曲 $\psi \leq -1$		$a \geq \frac{2}{3}$ $K_s = 23.9$
		$a < \frac{2}{3}$ $K_s = 15.87 + \frac{1.87}{\alpha^2} + 8.6\alpha^2$	
3	以压为主的弯曲 $-1 < \psi < 0$		$K_s = (1 + \psi)K'_s - \psi K''_s$ + $10\psi(1 + \psi)$ K'_s —— $\psi = 0$ 时的屈曲系数 (序号 1) K''_s —— $\psi = -1$ 时的屈曲系数 (序号 2)
4	纯剪切		$a \geq 1$ $K_s = 5.34 + \frac{4}{\alpha^2}$
		$a < 1$ $K_s = 4 + \frac{5.34}{\alpha^2}$	

表 N.1 (续)

序号	载 荷 (应力) 情 况	$\alpha = a/b$	K
5		$\alpha \leq 1$	$K_m = \frac{2.86}{\alpha^{1.5}} + \frac{2.65}{\alpha^2 \beta}$
		$1 < \alpha \leq 3$	$K_m = (2 + \frac{0.7}{\alpha^2}) (\frac{1+\beta}{\alpha\beta})$ 当 $\alpha > 3$ 时, 按 $a = 3b$ 计算 α, β, K_m 值
6			$K_m = 0.8K'_m$ K'_m —— 按序号 5 计算的 K_m 值
注: σ_1 为板边最大压应力, $\psi = \sigma_2/\sigma_1$ 为板边两端应力比; σ_1, σ_2 各带自己的正负号。			

N.2 用加劲肋分隔的局部区格简支板的局部压应力及其分布长度的计算

确定下区格局部压应力值 $\sigma_m(y)$ 及其扩散区长度 $c(y)$ 时, 可参照局部压应力 σ_m 和分布长度 C 沿板宽方向的变化公式, 即式(N.1)和式(N.2)计算:

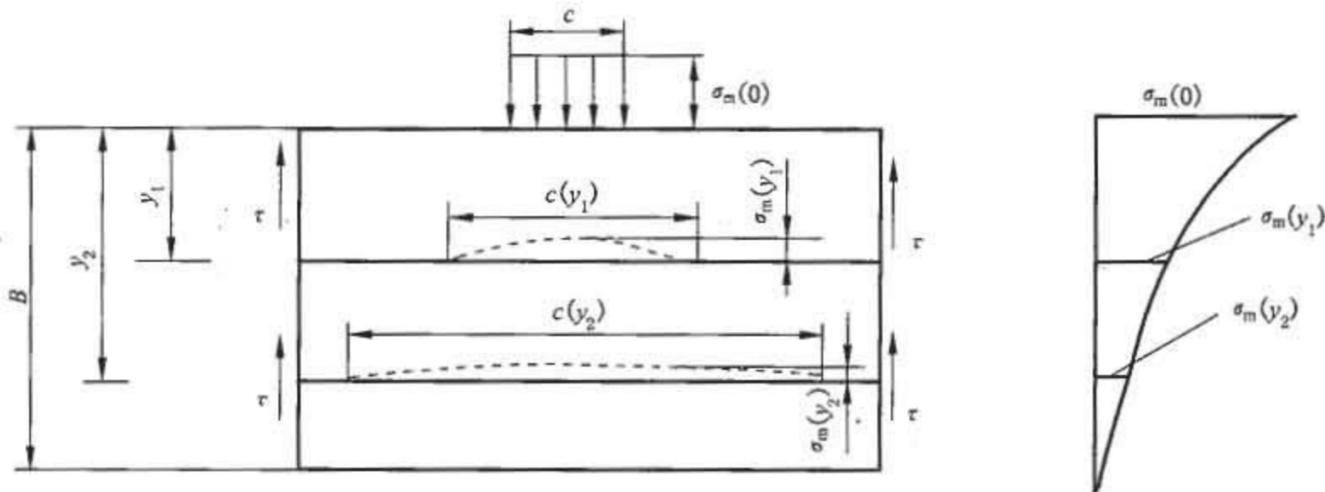


图 N.1

$$\sigma_m(y) = \frac{2\sigma_m}{\pi} \left[\arctan \frac{c}{y} - 3 \left(\frac{y}{B} \right)^2 \left(1 - \frac{2y}{3B} \right) \arctan \frac{c}{B} \right] \dots\dots\dots (N.1)$$

$$c(y) = c \frac{\sigma_m}{\sigma_m(y)} \left(1 - \frac{y}{B} \right) \dots\dots\dots (N.2)$$

式中：

$\sigma_m(y)$ ——局部压应力 σ_m 沿板宽方向变化到 y 处的值,单位为牛每二次方毫米(N/mm²);

$c(y)$ ——局部压应力的分布长度 C 沿板宽方向变化到 y 处的值,单位为毫米(mm);

y ——以局部压应力作用边为原点向另一边方向的坐标,即板的上边缘至下区格上边缘的距离,单位为毫米(mm);

B ——腹板的总宽(高)度,单位为毫米(mm)。

$\arctan \frac{c}{y}$ 、 $\arctan \frac{c}{B}$ 的单位为弧度。

N.3 包括加劲肋在内的带肋筒支板的屈曲系数 K

包括加劲肋在内的带肋筒支板的屈曲系数 K 按表 N.2 计算。

表 N.2 带肋筒支板的屈曲系数 K

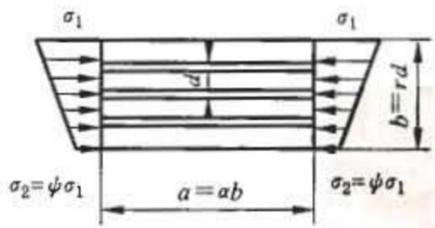
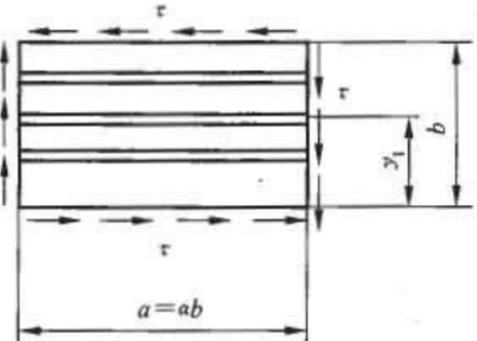
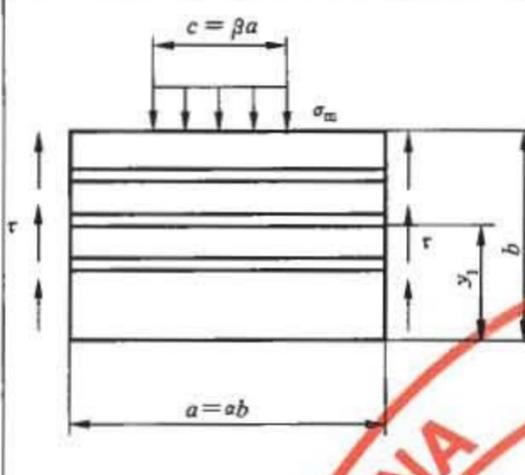
序号	载 荷 (应力) 情 况	K																								
1		$K_\sigma = \frac{(1+a^2)^2 + r \cdot \gamma_s}{a^2(1+r \cdot \delta_s)} \cdot \frac{2}{1+\psi}$																								
2		<p style="text-align: center;">K_τ 值</p> <table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th>m</th> <th>5</th> <th>10</th> <th>20</th> <th>30</th> <th>40</th> <th>50</th> <th>60</th> <th>70</th> <th>80</th> <th>90</th> <th>100</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>K_τ</td> <td>6.98</td> <td>7.7</td> <td>8.67</td> <td>9.36</td> <td>9.6</td> <td>10.4</td> <td>10.8</td> <td>11.1</td> <td>11.4</td> <td>11.7</td> <td>12</td> </tr> </tbody> </table> <p style="text-align: center;">$m = 2 \sum_{i=1}^{r-1} \sin^2 \left(\frac{\pi y_i}{b} \right) \gamma_s$, 加劲肋等距离平分板宽时, $2 \sum_{i=1}^{r-1} \sin^2 \left(\frac{\pi y_i}{b} \right) = r$</p>	m	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	K_τ	6.98	7.7	8.67	9.36	9.6	10.4	10.8	11.1	11.4	11.7	12
m	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100															
K_τ	6.98	7.7	8.67	9.36	9.6	10.4	10.8	11.1	11.4	11.7	12															

表 N.2 (续)

序号	载 荷 (应力) 情 况	K
3		$K_m = K'_m (1 + \eta)$ <p>K'_m——按表 N.1 中的序号 5 计算的 K_m 值</p> $\eta = \frac{\sum_{i=1}^{r-1} \left(\sin \frac{\pi y_i}{b} - \frac{1}{4} \sin \frac{2\pi y_i}{b} \right)^2}{a^4 + \frac{5}{4} a^2 + \frac{17}{32}} \cdot \gamma_s$
<p>注: $\gamma_s = \frac{EI_s}{bD}$, $\delta_s = \frac{A_s}{bt}$;</p> <p>$I_s$——单根纵向加劲肋截面惯性矩,单位为四次方毫米($\text{mm}^4$),当加劲肋在板两侧成对配置时,其截面惯性矩按板厚中心线为轴线计算;一侧配置时,按与板相连的加劲肋边缘为轴线计算;</p> <p>A_s——单根纵向加劲肋截面面积,单位为平方毫米(mm^2);</p> <p>r——板被加劲肋的分隔数;</p> <p>$D = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)}$ (ν为钢材的泊桑比)。</p>		

附录 O
(规范性附录)

用于结构疲劳强度计算的构件连接的应力集中情况等级和构件接头型式

构件可以用铆钉、螺栓或焊缝进行连接。

起重机常用的焊接型式有对接焊、双面坡口对接焊(K形焊)和角焊,焊接质量分为普通质量(O、Q)和特殊质量(S、Q)两类,如表 O.1 所示。

在表 O.1 中还对某些型式的焊接接头作出了焊接检验的规定。

表 O.1 焊接质量

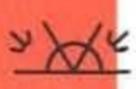
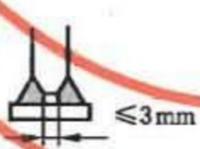
焊接型式	焊接质量	焊接方式	代号	焊接检验	代号
全深范围内的对接焊	特殊质量 (S、Q)	在封焊之前,焊根要刮光(或修光);焊缝在平行于受力方向与被连接板磨平,无端头焊口		焊缝全长(100%)进行检验(例如,用X射线)	P100
	普通质量 (O、Q)	在封焊之前,焊根要刮光(或修光);无端头焊口		如果计算应力大于0.8倍许用应力,焊缝全长进行检验	P100
				否则,至少抽检焊缝长度的10%	P10
在两连接件所形成的角落中进行的K形焊。其中一个连接件在焊缝处开有坡口	特殊质量 (S、Q)	在另一侧焊接前,焊根要刮光(或修光);焊缝边缘无咬边,必要时打磨;完全焊透		进行拉伸检验,垂直于受力方向的钢板在拉伸载荷下不发生层状撕裂	D
	普通质量 (O、Q)	两条焊缝间未熔透的宽度 ≤ 3 mm			
在两连接件所形成的角落中进行的角焊	特殊质量 (S、Q)	焊缝的边缘无咬边,必要时打磨		进行拉伸检验,垂直于受力方向的钢板在拉伸载荷下不发生层状撕裂	D
	普通质量 (O、Q)				

表 O.2 所列各种不同的连接方法是按照他们所产生的应力集中情况的大小来进行分类的。

对一条给定的焊缝来说,其应力集中情况随接头所受的载荷型式而变。

例如:对一个角焊缝接头进行纵向拉伸、压缩(0.31)或纵向剪切(0.51)时,应力集中情况等级划归为 K_0 类;进行横向拉伸或压缩(3.2 或 4.4)时,其应力集中情况等级则划归为 K_3 或 K_4 类。

表 O.2 构件连接的应力集中情况等级和构件接头型式

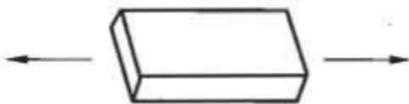
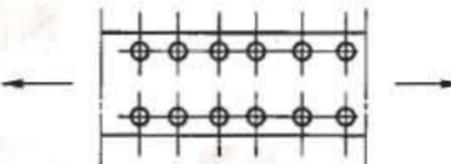
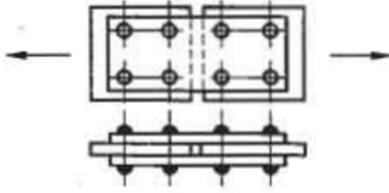
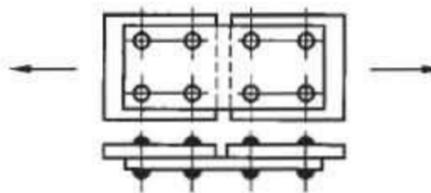
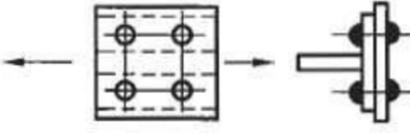
构件接头型式的标号	说 明	图	代 号
1——非焊接件 应力集中情况等级 W_0			
W_0	母材均匀,构件表面无接缝或不需连接(实体杆),无切口应力集中效应,除非后者可以计算		
应力集中情况等级 W_1			
W_1	钻孔构件;用于铆钉或螺栓连接的钻孔构件,其中的铆钉或螺栓承载可高达许用值的 20%;用于高强度螺栓连接的钻孔构件,其中高强度螺栓的最大承载可高达许用值的 100%		
应力集中情况等级 W_2			
W_{2-1}	用于铆钉或螺栓连接的钻孔构件,其中的铆钉或螺栓承受双剪		
W_{2-2}	用于铆钉或螺栓连接的钻孔构件,其中的铆钉或螺栓承受单剪(考虑偏心承载)。构件没有支承		
W_{2-3}	用铆钉或螺栓装配的钻孔构件,其中的铆钉或螺栓承受单剪,构件作支承或导向用		

表 O.2 (续)

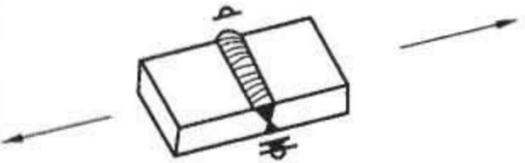
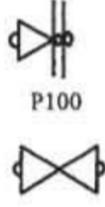
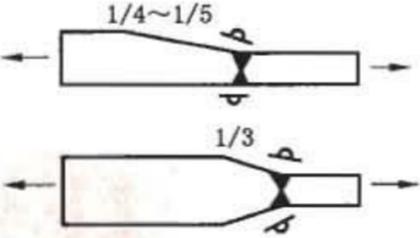
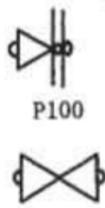
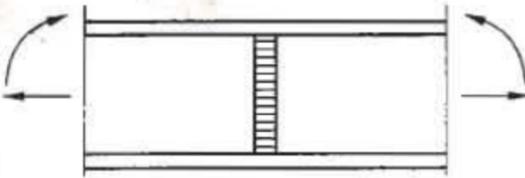
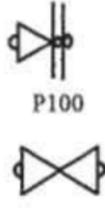
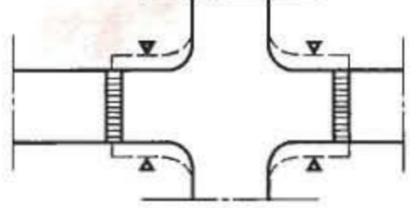
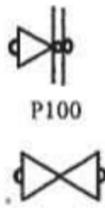
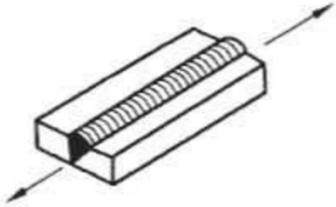
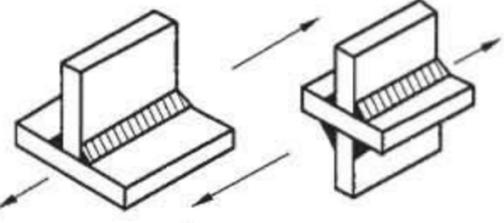
构件接头型式的标号	说 明	图	代 号
2——焊接件 应力集中情况等级 K_0 ——轻度应力集中			
0.1	焊缝垂直于力的方向,用对接焊缝(S. Q)连接的构件		 <p>P100</p>
0.11	焊缝垂直于力的方向,用对接焊缝(S. Q)连接不同厚度的构件。不对称斜度 $1/4 \sim 1/5$ (或对称斜度 $1/3$)		 <p>P100</p>
0.12	腹板横向接头对接焊缝(S. Q)		 <p>P100</p>
0.13	焊缝垂直于力的方向,用对接焊缝(S. Q)镶焊的角撑板		 <p>P100</p>
0.3	焊缝平行于力的方向,用对接焊缝(O. Q)连接的构件		 <p>P100 或 P10</p>
0.31	焊缝平行于力的方向,用角焊缝(O. Q)连接的构件(力沿连接构件纵向作用)		

表 O.2 (续)

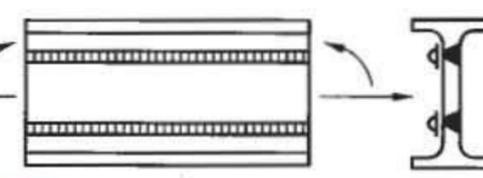
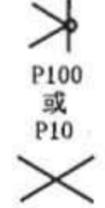
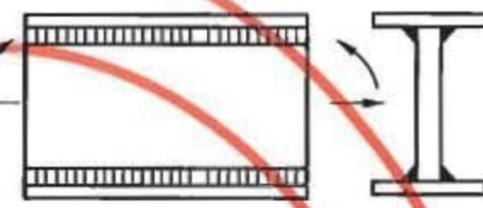
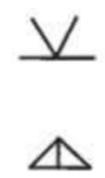
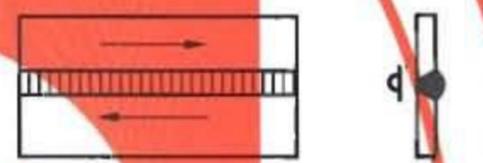
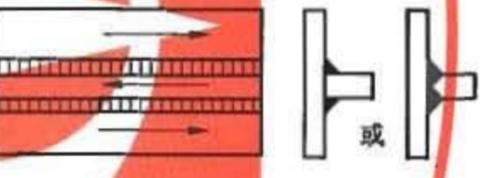
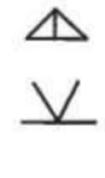
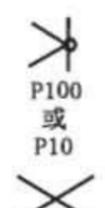
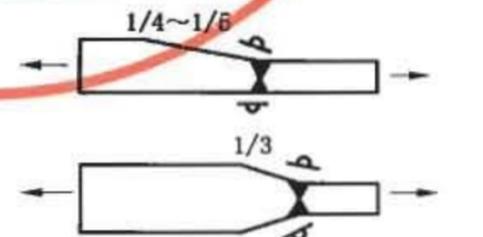
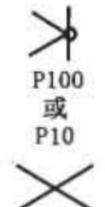
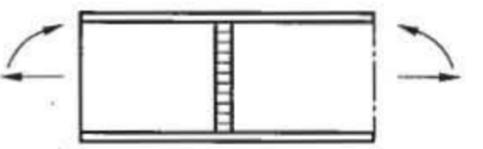
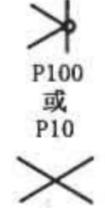
构件接头型式的标号	说 明	图	代 号
应力集中情况等级 K_0 ——轻度应力集中			
0.32	梁的翼缘型钢和腹板之间的对接焊缝(O、Q)		
0.33	梁的翼缘和腹板之间的 K 形焊缝或角焊缝(O、Q), 梁按复合应力计算(见 5.4.1.3)		
0.5	纵向剪切情况下的对接焊缝(O、Q)		
0.51	纵向剪切情况下的角焊缝(O、Q)或 K 形焊缝(O、Q)		
应力集中情况等级 K_1 ——适度应力集中			
1.1	焊缝垂直于力的方向, 用对接焊缝(O、Q)连接的构件		
1.11	焊缝垂直于力的方向, 用对接焊缝(O、Q)连接不同厚度的构件。不对称斜度 $1/4 \sim 1/5$ (或对称斜度 $1/3$)		
1.12	腹板横向接头的对接焊缝(O、Q)		

表 O.2 (续)

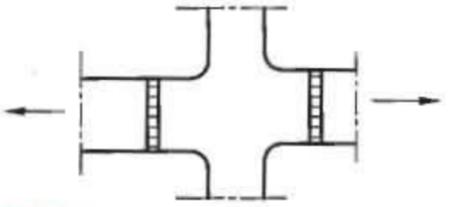
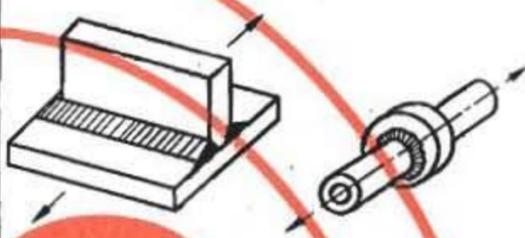
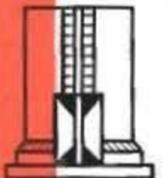
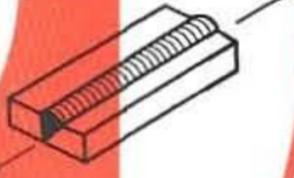
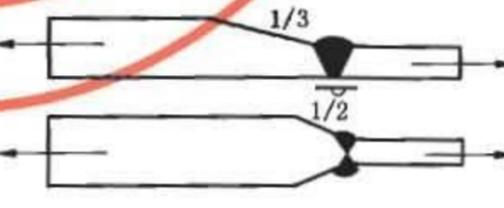
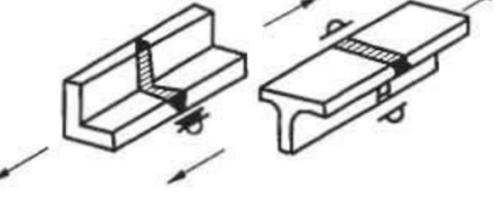
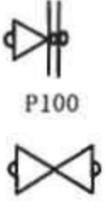
构件接头型式的标号	说 明	图	代 号
应力集中情况等级 K_1 ——适度应力集中			
1.13	焊缝垂直于力的方向,用对接焊缝(O、Q)连接的撑板		 P100 或 P10
1.2	焊缝垂直于力的方向,用连续K形焊缝(S、Q)将构件连接到连续的主构件上		
1.21	焊缝垂直于力的方向,用角焊缝(S、Q)将加强肋连接到腹板上,焊缝包过腹板加强肋的各角		
1.3	焊缝平行于力的方向,用对接焊缝连接的构件(不检查焊缝)		
1.31	弧形翼缘板和腹板之间的K形焊缝(S、Q)		
应力集中情况等级 K_2 ——中等应力集中			
2.1	焊缝垂直于力的方向,用对接焊缝(O、Q)连接不同厚度的构件。不对称斜度 1/3(或对称斜度 1/2)		 P100 或 P10
2.11	焊缝垂直于力的方向,用对接焊缝(S、Q)连接的型钢		 P100

表 O.2 (续)

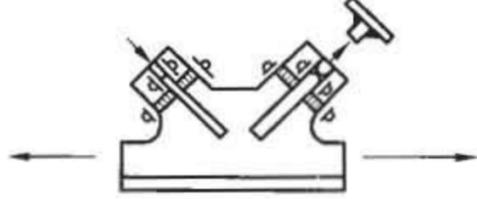
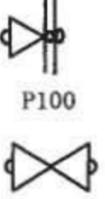
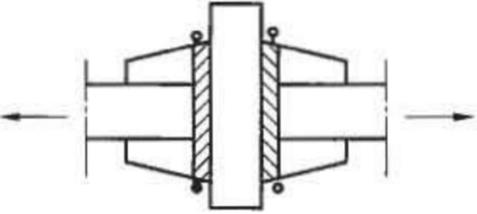
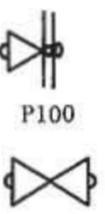
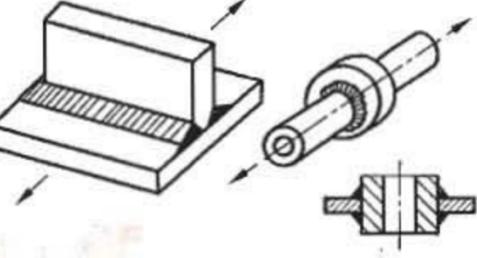
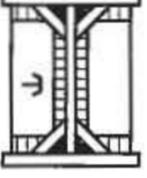
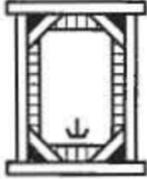
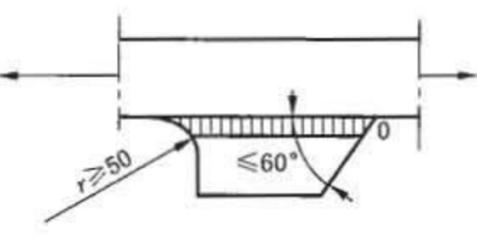
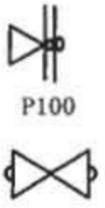
构件接头型式的标号	说 明	图	代 号
应力集中情况等级 K_2 ——中等应力集中			
2.12	焊缝垂直于力的方向,用对接焊缝(S. Q)连接节点板与型钢		 P100
2.13	焊缝垂直于力的方向,用对接焊缝(S. Q)将辅助角撑板焊在各扁钢的交叉处,焊缝端部经打磨以防止出现应力集中		 P100
2.2	焊缝垂直于力的方向,用角焊缝(S. Q)将横隔板、腹板加劲肋、圆环或套筒连接到主构件上		
2.21	用角焊缝(S. Q)将切角的横向加劲肋焊在腹板上,焊缝不包角		
2.22	用角焊缝(S. Q)焊接的带切角的横隔板,焊缝不包角		
2.3	焊缝平行于力的方向,用对接焊缝(S. Q)将构件焊接到连续的主构件的边缘上,这些构件的端部有斜度或圆角,焊缝端头经打磨以防止出现应力集中		 P100

表 O.2 (续)

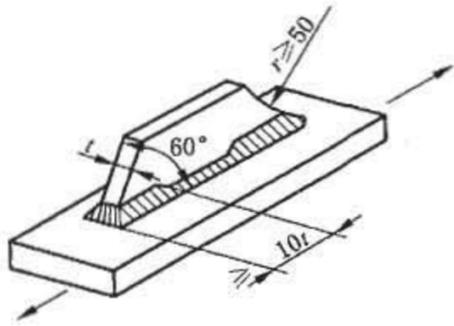
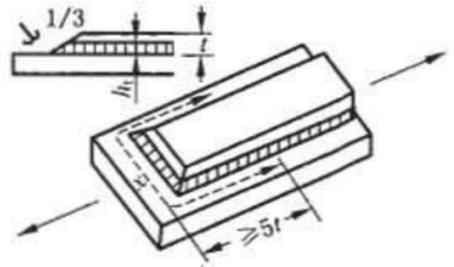
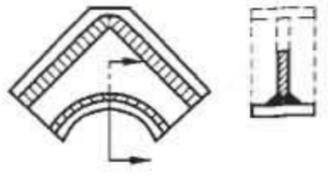
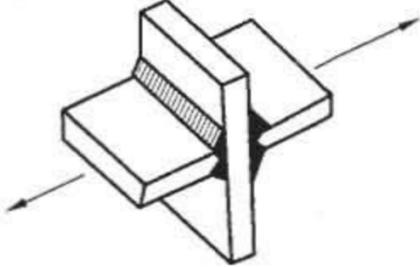
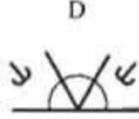
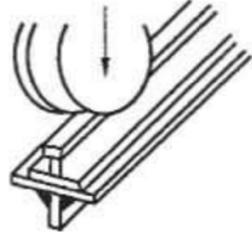
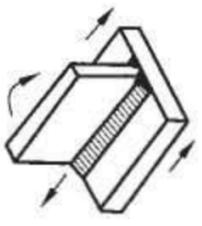
构件接头型式的标号	说 明	图	代 号
应力集中情况等级 K_2 —— 中等应力集中			
2.31	焊缝平行于力的方向, 将构件焊接到连续的主构件上, 这些构件的端部有斜度或圆角, 在焊缝端头相当于十倍厚度的长度上为 K 形焊缝 (S. Q), 焊缝端头经打磨以防止出现应力集中		
2.33	用角焊缝 (S. Q) 将扁钢 (板边斜度 1/3) 连接到连续的主构件上, 扁钢端部在 x 区域内用角焊缝焊接, $h_t = 0.5t$		
2.34	弧形翼缘板和腹板之间的 K 形焊缝 (O. Q)		
2.4	焊缝垂直于力的方向, 用 K 形焊缝 (S. Q) 连接的十字形接头		
2.41	翼缘板和腹板之间的 K 形焊缝 (S. Q), 集中载荷垂直于焊缝, 作用在腹板平面内		
2.5	用 K 形焊缝 (S. Q) 连接承受弯曲应力和剪切应力的构件		

表 O.2 (续)

构件接头型式的标号	说 明	图	代 号
应力集中情况等级 K_3 ——严重应力集中			
3.1	焊缝垂直于力的方向,用对接焊缝(O、Q)连接不同厚度的构件。不对称斜度 1/2,或对称无斜度。		
3.11	有背面垫板而无封底焊缝的对接焊缝,背面垫板用间断的定位搭焊缝固定		
3.12	管件对接焊,对接焊缝根部用背(里)面垫件支承,但无封底焊缝		
3.13	用对接焊缝(O、Q)将辅助角撑板焊接到各扁钢的交叉处,焊缝端头经打磨以防止出现应力集中		
3.2	焊缝垂直于力的方向,用角焊缝(O、Q)将构件焊接到连续的主构件上,这些构件仅承受主构件所传递的小部分载荷		
3.21	用连续角焊缝(O、Q)连接腹板,加劲肋或横隔板。		
3.3	焊缝平行于力的方向,用对接焊缝(O、Q)将构件焊接到连续构件的边缘上,这些构件的端部有斜度,焊缝端头经打磨,以避免出现应力集中		

表 O.2 (续)

构件接头型式的标号	说 明	图	代 号
应力集中情况等级 K_3 ——严重应力集中			
3.31	<p>焊缝平行于力的方向,将构件焊接到连续主构件上。这些构件的端部有斜度或圆角。焊缝端头相当于十倍厚度的长度上为角焊缝(S. Q),焊缝端头经打磨以避免出现应力集中</p>		
3.32	<p>穿过连续构件伸出一块板,板端沿力的方向有斜度或圆角,在相当于十倍厚度的长度上用K形焊缝(O. Q)固定。</p>		
3.33	<p>焊缝平行于力的方向,用指定范围内的角焊缝(S. Q)将扁钢焊接到连续主构件上。其中 $t_1 < 1.5t_2$。</p>		
3.34	<p>在构件端部用角焊缝(S. Q)固定连接板,其中 $t_1 < t_2$。在单面连接板情况下,应考虑偏心载荷。</p>		
3.35	<p>焊缝平行于力的方向,将加劲肋焊接到连续主构件上,焊缝端头相等于十倍厚度的长度上为角焊缝(S. Q),且经打磨以避免出现应力集中。</p>		
3.36	<p>焊缝平行于力的方向,用间断角焊缝(O. Q)或用焊在缺口间的角焊缝(O. Q)将加劲肋固定到连续主构件上。</p>		

表 O.2 (续)

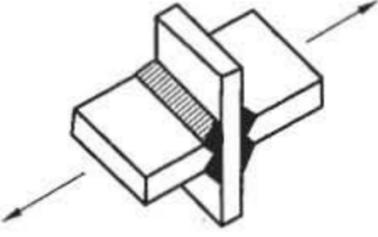
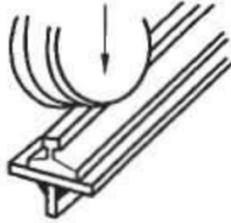
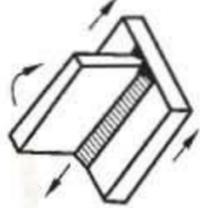
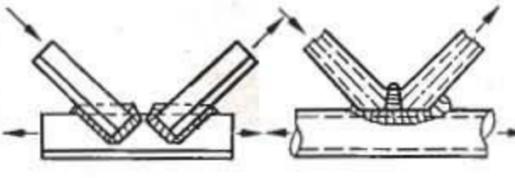
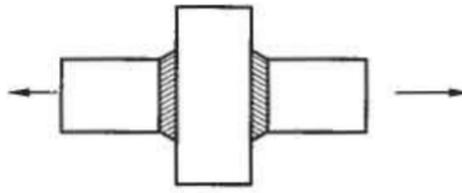
构件接头型式的标号	说 明	图	代 号
应力集中情况等级 K_3 ——严重应力集中			
3.4	焊缝垂直于力的方向,用 K 形焊缝(O. Q)作成的十字形接头。		$\overset{D}{\nabla}$
3.41	翼缘板和腹板之间的 K 形焊缝(O. Q)。集中载荷垂直于焊缝,作用在腹板平面内。		∇
3.5	用 K 形焊缝(O. Q)连接承受弯曲应力和剪切应力的构件。		$\overset{D}{\nabla}$
3.6	用角焊缝(S. Q)将型钢或管子焊到连续构件上。		∇
应力集中情况等级 K_4 ——非常严重的应力集中			
4.1	焊缝垂直于力的方向,用对接焊缝(O. Q)连接不同厚度的构件。不对称无斜度。		∇ \times
4.11	焊缝垂直于力的方向,用对接焊缝(O. Q)将扁钢交叉连接(无辅助角撑)。		∇ \times
4.12	焊缝垂直于力的方向,用单边坡口焊缝作成十字形接头(相交构件)。		$\overset{D}{\nabla}$

表 O.2 (续)

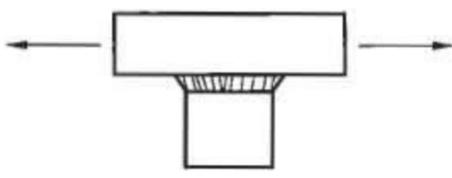
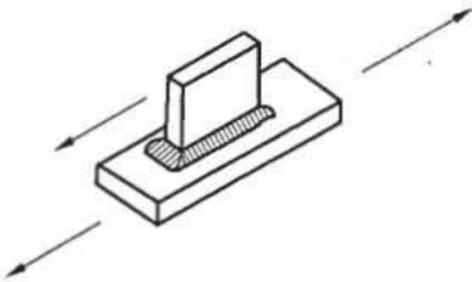
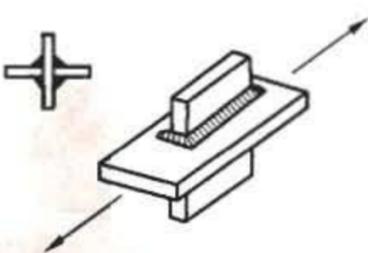
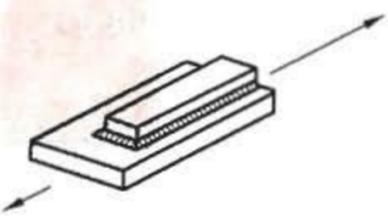
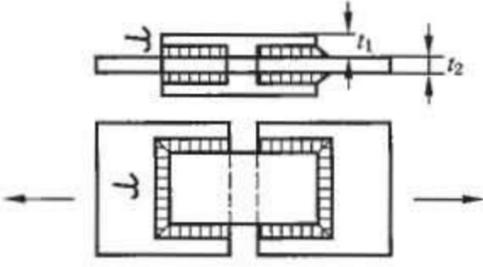
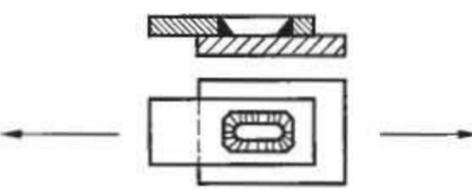
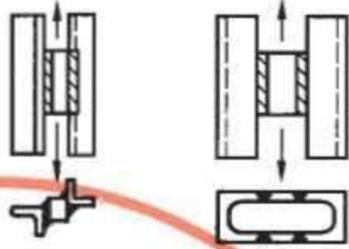
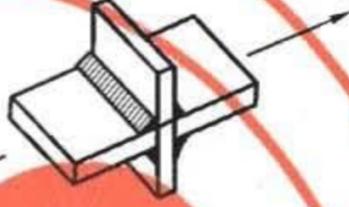
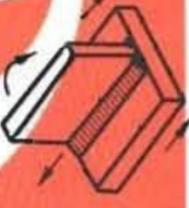
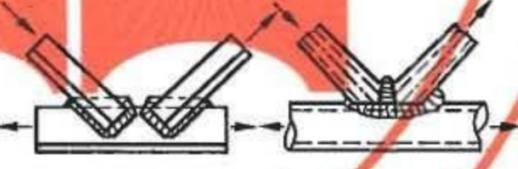
构件接头型式的标号	说 明	图	代 号
应力集中情况等级 K_s ——非常严重的应力集中			
4.3	焊缝平行于力的方向, 将端部呈直角的构件焊接到连续主构件的侧面。		
4.31	焊缝平行于力的方向, 用角焊缝(O. Q)将端部呈直角的构件焊到连续主构件上。构件承受由主构件传递来的大部分载荷。		△
4.32	穿过主构件伸出一块端部呈直角的平板, 且用角焊缝(O. Q)固定。		△
4.33	焊缝平行于力的方向, 用角焊缝(O. Q)将扁钢焊接到连续主构件上。		△
4.34	用角焊缝(O. Q)固定连接板($t_1 = t_2$), 在单面连接板的情况下, 应考虑偏心载荷。		△
4.35	在槽内或孔内, 用角焊缝(O. Q)将一个构件焊接到另一个上。		

表 O.2 (续)

构件接头型式的标号	说 明	图	代 号
应力集中情况等级 K_s ——非常严重的应力集中			
4.36	用角焊缝(O、Q)或者对接焊缝(O、Q)将连接板固定在两个连续的主构件之间。		
4.4	焊缝垂直于力的方向,用角焊缝(O、Q)作成的十字接头。		
4.41	翼缘板和腹板之间的角焊缝(O、Q),集中载荷垂直于焊缝,作用在腹板平面内。		
4.5	用角焊缝(O、Q)连接承受弯曲应力和剪切应力的构件。		
4.6	用角焊缝(O、Q)将型钢或管子焊接到连续主构件上。		

附录 P
(规范性附录)

起重机各机构电动机的初选

P.1 电动机的型式

P.1.1 起重机的主要机构一般选用起重冶金用系列异步电动机、直流电动机,在电动葫芦等起升机构中,也可采用锥形转子制动异步电动机或圆柱形转子转动电动机,或适合于起重机使用特点的其他电动机。

P.1.2 在具有爆炸性气体的危险场合使用的起重机,应选防爆系列起重用电动机。

P.2 电动机功率的初选方法

P.2.1 稳态计算功率法

P.2.1.1 起升机构

P.2.1.1.1 稳态起升功率 P_N

当起升机构用同一台电动机驱动时,其稳态计算功率 P_N 按式(P.1)计算:

$$P_N = \frac{P_Q \cdot v_q}{1000\eta} \quad \dots\dots\dots (P.1)$$

式中:

P_N ——电动机的稳态起升功率,单位为千瓦(kW);

P_Q ——同式(77);

v_q ——同式(83);

η ——起升机构总效率。

P.2.1.1.2 电动机初选

对未能提供 CZ 值及相应计算数据的电动机,可以用式(P.1)的计算结果,并考虑该机构实际的接电持续率(参见表 Q.2),直接从电动机样本上初选出所需要的电动机。

P.2.1.2 运行机构

P.2.1.2.1 稳态运行功率 P_N

稳态运行功率 P_N 按式(P.2)计算:

$$P_N = \frac{P_j \cdot v_y}{1000\eta \cdot m} \quad \dots\dots\dots (P.2)$$

式中:

P_N ——电动机的稳态运行功率,单位为千瓦(kW);

P_j ——同式(86);

v_y ——运行速度,单位为米每秒(m/s);

η ——同式(89);

m ——运行机构电动机台数。

P.2.1.2.2 电动机初选

用式(P.2)计算所得的结果乘以一个大于 1 的系数,从电动机样本上初选所需的电动机。对室外作业的起重机,此系数为 1.1~1.3;对室内作业起重机及室外作业的装卸桥小车,此系数为 1.2~2.6。运行速度高者取大值。

P. 2. 1. 3 牵引小车式运行机构

P. 2. 1. 3. 1 稳态运行功率

牵引小车式变幅机构与牵引小车式运行机构作用原理相似, 如果其驱动轮(或卷筒)上的转矩为 M , 则牵引小车式变幅机构(即小车运行机构)电动机的稳态变幅(运行)功率 P_N , 可以按式(P. 3)计算:

$$P_N = \frac{M \cdot n}{9\,550 \eta} \dots\dots\dots(\text{P. 3})$$

式中:

P_N ——电动机的稳态变幅(运行)功率, 单位为千瓦(kW);

M ——驱动轮(或卷筒)的转矩, 单位为牛米(N·m);

n ——驱动轮(或卷筒)的转速, 单位为转每分(r/min);

η ——同式(89)。

P. 2. 1. 3. 2 电动机初选

用式(P. 3)计算所得的结果从电动机样本上初选所需的电动机。

P. 2. 2 等效功率法

P. 2. 2. 1 回转机构

P. 2. 2. 1. 1 等效功率 P_e

等效功率 P_e 按式(P. 4)计算:

$$P_e = \frac{M_{eq} \cdot n}{9\,550 \eta} \dots\dots\dots(\text{P. 4})$$

式中:

P_e ——回转机构电动机的等效回转功率, 单位为千瓦(kW);

M_{eq} ——同式(92);

n ——起重机回转速度, 单位为转每分(r/min);

η ——同式(93)。

P. 2. 2. 1. 2 电动机初选

用式(P. 4)计算所得的结果从电动机样本上初选所需的电动机。当惯性力较大时, 应将惯性力与等效阻力相加, 以考虑惯性力的影响。

P. 2. 2. 2 变幅机构

P. 2. 2. 2. 1 非平衡动臂式变幅机构

P. 2. 2. 2. 1. 1 变幅机构电动机的等效变幅功率

变幅机构电动机的等效变幅功率由式(P. 5)计算:

$$P_e = \frac{P_{eq} v_b}{1\,000 a \eta} \dots\dots\dots(\text{P. 5})$$

式中:

P_e ——变幅机构电动机的等效变幅功率, 单位为千瓦(kW);

P_{eq} ——变幅牵引构件上的等效变幅力, 简化计算取 $P_{eq} = P_{Zmax}$, 单位为牛顿(N), P_{Zmax} 按式(95)计算;

v_b ——变幅牵引构件的运动线速度, 单位为米每秒(m/s);

a ——同式(77);

η ——变幅机构总传动效率。

P. 2. 2. 2. 1. 2 电动机初选

用式(P. 5)计算所得的结果和该机构的接电持续率(见附录 Q), 便可从电动机样本上初选所需的

电动机。

P.2.2.2.2 平衡臂架式变幅机构

P.2.2.2.2.1 变幅机构电动机的等效变幅功率

变幅机构电动机的等效变幅功率由式(P.6)计算:

$$P_e = \frac{F_{ld} \cdot v_b}{1\,000 \eta} \dots\dots\dots(P.6)$$

式中:

P_e ——同式(P.5);

F_{ld} ——同式(96);

v_b ——牵引构件(钢丝绳、齿条、螺杆、液压缸、活塞等)的线速度,单位为米每秒(m/s);

η ——同式(P.5)。

P.2.2.2.2.2 电动机初选

用式(P.6)计算所得的结果从电动机样本上初选所需的电动机。

P.2.3 稳态负载系数法

稳态负载系数法适用于各机构中能给出有关资料的绕线转子异步电动机。

P.2.3.1 所选电动机的功率

所选电动机的功率按式(P.7)或式(P.8)计算:

$$P_n \geq GP_N \dots\dots\dots(P.7)$$

$$P_n \geq GP_e \dots\dots\dots(P.8)$$

式中:

P_n ——所选电动机在相应的CZ值和实际接电持续率JC值下的功率,单位为千瓦(kW);

G——稳态负载平均系数;

P_N ——电动机的稳态功率,见式(P.1)~式(P.3);

P_e ——电动机的等效功率,见式(P.4)~式(P.6)。

各种起重机各机构的接电持续率JC,稳态负载平均系数G,均应根据实际的载荷情况计算。如在设计时,无法获得其详细资料,则可参照附录Q中的JC、CZ、G值选取。

G的具体数值见表P.1。

表 P.1 稳态负载平均系数 G

稳态负载 平均系数	起升机构	运行机构			回转机构		变幅机构
		室内起重机 小车	室内起重机 大车	室外起重机	室内	室外	
G_1	0.7	0.7	0.85	0.75	0.8	0.5	0.7
G_2	0.8	0.8	0.90	0.8	0.85	0.6	0.75
G_3	0.9	0.9	0.95	0.85	0.9	0.7	0.8
G_4	1.0	1.0	1.0	0.9	1.0	0.8	0.85

P. 2. 3. 2 电动机的初选

用式(P. 7)、式(P. 8)计算所得的结果从电动机样本上初选所需的电动机。

P. 2. 4 等效接电持续率经验法(用于起升机构)

P. 2. 4. 1 等效接电持续率 JC'

与机构工作级别对应的初选电动机用的等效接电持续率 JC' , 见表 P. 2。

表 P. 2 机构工作级别与等效接电持续率 JC'

起升机构工作级别	电动机等效接电持续率 JC' / %
M1~M3	15~25
M4~M5	25
M6	40
M7~M8	60

P. 2. 4. 2 初选电动机

根据式(P. 1)计算的结果, 按照起升机构工作级别, 由表 P. 2 查出等效接电持续率 JC' 后, 从电动机样本上可初选出所需的电动机。

P. 2. 5 等效平均功率法

P. 2. 5. 1 等效平均功率法的计算

在得到电动机的负荷图后(例如: 对作起升运动的起升机构, 和作水平运动的运行、回转、平衡变幅等机构, 见图 P. 1), 便可计算出等效平均阻力矩 M_{med} 和等效平均功率, 并初选出所需的电动机。

等效平均阻力矩按式(P. 9)计算:

$$M_{med} = \sqrt{\frac{M_1^2 t_1 + M_2^2 t_2 + M_3^2 t_3 + \dots + M_n^2 t_n}{t_1 + t_2 + t_3 + \dots + t_n}} \dots\dots\dots (P. 9)$$

式中:

M_{med} ——等效平均阻力矩, 单位为牛米(N·m);

$M_1, M_2, M_3, \dots, M_n$ ——为包括电动机转动及移动质量全部惯性力在内的各个阶段的转矩值。在变载荷情况下, 至少取 10 个连续工作循环中载荷最大的一个循环计算;

$t_1, t_2, t_3, \dots, t_n$ ——发生不同转矩的时间段, 静止时间不计入。

等效平均功率按式(P. 10)计算:

$$P_{med} = \frac{M_{med} n}{9\ 550 \eta} \dots\dots\dots (P. 10)$$

式中:

M_{med} ——同式(P. 9);

n ——电动机转速, 单位为转每分(r/min);

η ——机构的总效率。

P.2.5.2 电动机的初选

如果电动机的一次负载运行时间不超过 10 min,按式(P.10)计算结果从电动机样本上选出的 S3 工作制的电动机即为所要求的电动机。

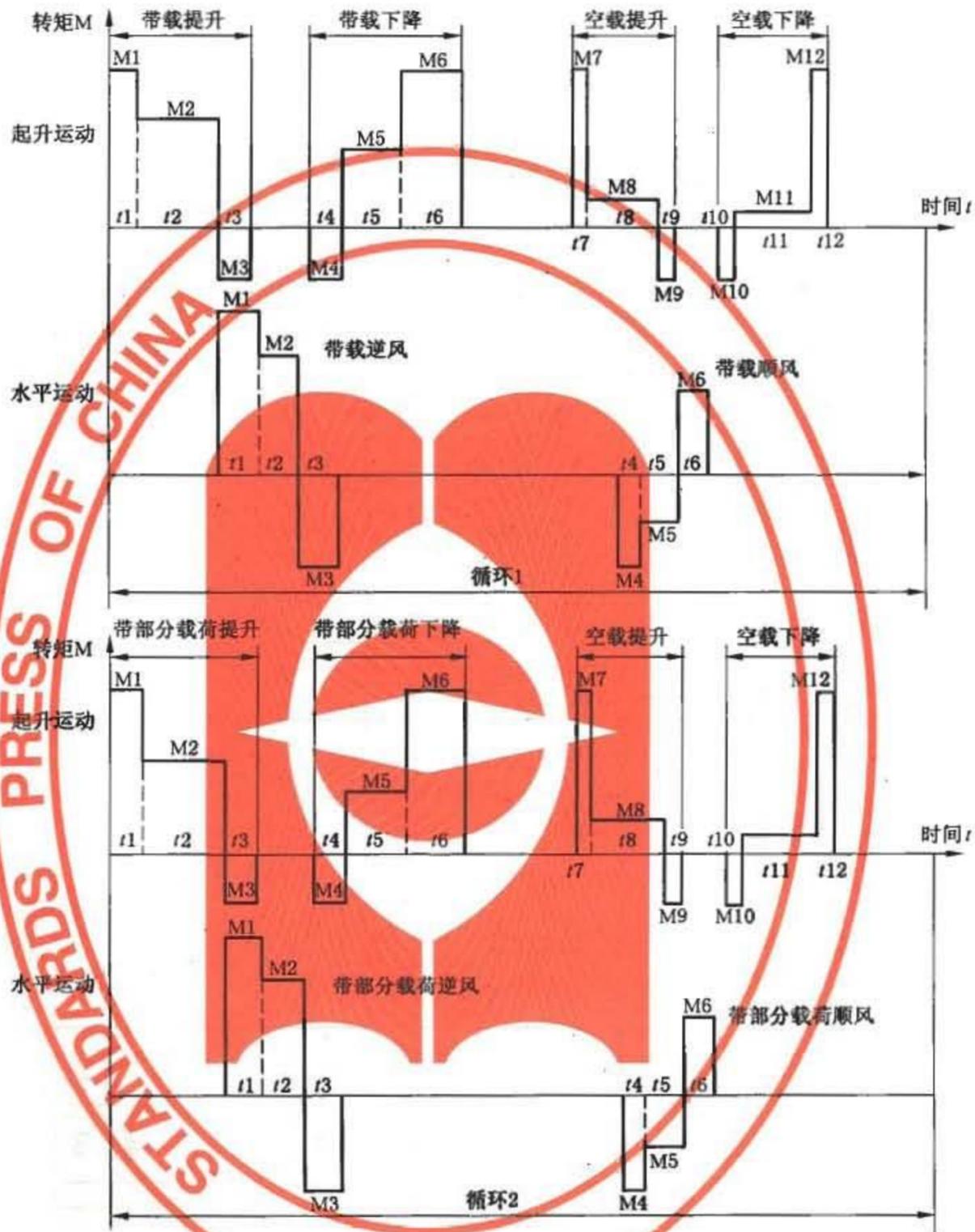


图 P.1 电动机负荷图举例

附录 Q
(资料性附录)

起重机构电动机容量选择计算中的 JC 值、CZ 值和 G 值

各种起重机每个机构的接电持续率 JC 值,惯量增加率 C 与折合的每小时全启动次数 Z 的乘积 CZ 值,及稳态负载平均系数 G 值,应根据实际载荷及控制情况计算。如设计时无法获得其详细资料,可参考表 Q.1 计算。初选电动机时,可参考表 Q.2 及表 Q.3 确定。

但是对于采用调速系统的机构,其起、制动和点动次数与非调速系统相比,已发生了较大的变化,因此确定其 CZ 值时,应充分考虑此因素。

表 Q.1 JC、CZ、G 值

起重机型式	用途	起升机构			副起升机构			小车运行机构			大车运行机构			回转机构			变幅机构		
		JC/%	CZ	G	JC/%	CZ	G	JC/%	CZ	G	JC/%	CZ	G	JC/%	CZ	G	JC/%	CZ	G
桥式起重 机	电站安装及检修用	15~ 25	150	G ₃	15~ 25	150	G ₁	15	300	G ₁	15	600	G ₁						
	车间及仓库用	25	150	G ₂	25	150	G ₂	25	300	G ₂	25	600	G ₂						
	繁忙的工作车间、仓库用	40	300	G ₂	25	150	G ₂	25	600	G ₂	40	1 000	G ₂						
抓斗式	间断装卸用	40	450	G ₂				40	800	G ₂	40	1 500	G ₂						
门式起重 机	一般用途	25	150	G ₂	25	150	G ₂	25	300	G ₂	25	450	G ₂						
门座起重 机	安装用	25	150	G ₂	25	150	G ₂	25	150	G ₂	25	150	G ₂	25	300	G ₂	25	150	G ₂
	装卸用	40	300	G ₂							15	150	G ₂	25	1 000	G ₂	25	600	G ₂
		60	450	G ₃							15	150	G ₂	40	1 000	G ₂	40	600	G ₂

注:表中稳态负载平均系数 G₁、G₂、G₃ 的值,可由表 P.1 选取。

表 Q.2 垂直运动机构的接电持续率和每小时工作循环数参考值

起重机类型					接电持续率 JC/ %	
序号	名称	特点	每小时工作循环数	起升	铰接臂俯仰	臂架俯仰
1	安装用臂架起重机		2~25	25~40		25
2	电站、机加工车间安装起重机		2~25	15~40		
3	货场装卸桥	吊钩	20~60	40	S2 15 min~30 min	
4	货场装卸桥	抓斗或电磁盘	25~80	60~100	S2 15 min~30 min	
5	车间起重机		10~15	25~40		
6	抓斗或电磁起重机、繁忙的仓库及货场用门式起重机		40~120	40~100		
7	铸造起重机		3~10	40~60		
8	均热炉起重机		30~60	40~60		
9	锻造起重机		6	40		
10	岸边装卸用起重机 岸边集装箱起重机	吊钩或其他吊具	20~60	40~60	S2 15 min~30 min	
11	卸货用抓斗或电磁起重机		20~80	40~100	S2 15 min~30 min	
12	船厂臂架起重机	吊钩	20~50	40		40
13	门座起重机	吊钩	40	60		40~60
14	门座起重机 集装箱起重机	抓斗、电磁盘或 集装箱吊具	25~60	60~100		40~60
15	建筑用塔式起重机		20	40~60		25~40
16	桅杆起重机		10	S1 或 S2 30 min		S1 或 S2 30 min
17	铁路起重机		10	40		

表 Q.3 水平运动机构的接电持续率和每小时工作循环数参考值

起重机类型				接电持续率 $JC/\%$		
序号	名称	特点	每小时工作循环数	大车运行	小车运行	回转
1	安装用臂架起重机		2~25	25~40	25~40	25
2	电站、机加工车间安装起重机		2~25	25	25	
3	货场装卸桥	吊钩	20~60	25~40	40~60	15~40
4	货场装卸桥	抓斗或电磁盘	25~80	15~40	60	40
5	车间起重机		10~15	25~40	25~40	
6	抓斗或电磁起重机、繁忙的仓库及货场用门式起重机		40~120	60~100	40~60	
7	铸造起重机		3~10	40~60	40~60	
8	均热炉起重机		30~60	40~60	40~60	40
9	锻造起重机		6	25	25	100
10	岸边装卸用起重机 岸边集装箱起重机	吊钩或其他吊具	20~60	15~40	40~60	15~40
11	卸货用抓斗或电磁起重机		20~80	15~60	40~100	40
12	船厂臂架起重机	吊钩	20~50	25~40	40	25
13	门座起重机	吊钩	40	15~25	40	25~40
14	门座起重机 集装箱起重机	抓斗、电磁盘或 集装箱吊具	25~60	25~40		40~60
15	建筑用塔式起重机		20	15~40	25	40~60
16	桅杆起重机		10			25
17	铁路起重机		10			25

附录 R
(规范性附录)
电动机的过载校验

R.1 起升机构电动机过载校验

起升机构电动机按式(R.1)进行过载校验计算:

$$P_N \geq \frac{H}{m\lambda_m} \cdot \frac{P_Q v_q}{1\,000 \eta} \quad \dots\dots\dots (R.1)$$

式中:

P_N ——电动机的额定功率,单位为千瓦(kW);

H ——系数,按有电压损失(交流电动机—15%,直流电动机和变频电动机不考虑)、最大转矩或堵转转矩有允差(绕线转子异步电动机—10%,笼型异步电动机—15%,直流电动机和变频电动机不考虑)、起升额定载荷等条件确定。绕线转子异步电动机和笼型异步电动机取 $H=2.5$;变频异步电动机取 $H=2.2$;直流电动机取 $H=1.4$;

m ——同式(89);

λ_m ——相对于 P_N 时的电动机最大转矩倍数(电动机制造商提供),对于直接全压起动的笼型电动机,堵转转矩倍数 $\lambda_m \geq 2.2$;

P_Q ——同式(77);

v_q ——额定起升速度,单位为米每秒(m/s);

η ——同式(P.1)。

R.2 轨道运行式运行机构电动机过载校验

轨道运行式运行机构电动机过载校验按式(R.2)计算:

$$P_N \geq \frac{1}{m\lambda_{AS}} \left\{ [P_{\Sigma}(\omega + m_a) + P_{WII}] \frac{v_y}{1\,000 \eta} + \frac{\sum J n^2}{91\,200 t_a} \right\} \quad \dots\dots\dots (R.2)$$

式中:

P_N ——同式(R.1);

m ——同式(89);

λ_{AS} ——相对于 P_N 的平均启动转矩倍数。其值应根据所选电动机的 λ_m 值及其控制系统方案确定。通常情况下可参考下列取值:绕线转子异步电动机取 1.7,采用频敏变阻器时取 1,笼型异步电动机取 $0.9\lambda_m$ (相对于 P_N 时的电动机最大转矩倍数,由电动机制造商提供),串励直流电动机取 1.9,复励直流电动机取 1.8,他励直流电动机取 1.7,变频调速电动机取 1.7;

P_{Σ} ——同式(87);

ω ——同式(142)。车轮为滑动轴承的 $\omega=0.015$,车轮为滚动轴承的 $\omega=0.006$;

m_a ——坡道阻力系数,按 4.2.2.2 的规定计算;

P_{WII} ——工作状态风载荷,单位为牛顿(N),按 4.2.2.3.1 确定;

v_y ——起重机(或小车)的运行速度,单位为米每秒(m/s);

η ——同式(89);

$\sum J$ ——机构对电动机轴的总惯量,即包含直线运动质量和传动机构的全部质量的惯量折算到电动机轴上的转动惯量和电动机轴上自身的转动惯量之和,单位为千克平方米($\text{kg} \cdot \text{m}^2$);

n ——同式(82);

t_q ——运行机构起动时间,单位为秒(s)。

R.3 回转机构电动机过载校验

回转机构电动机过载校验按式(R.3)计算:

$$P_N \geq \frac{H}{m\lambda_m} \cdot \frac{(M_m + M_{a_{max}} + M_{w_{II}} + M_{a_I})n}{9\,550\,i\eta} \dots\dots\dots(R.3)$$

式中:

P_N ——同式(R.1);

H ——系数,绕线转子异步电动机取 $H=1.55$,笼型异步电动机取 $H=1.6$,直流电动机取 $H=1$;

m ——同式(89);

λ_m ——同式(R.1)(电动机制造商提供);

M_m ——同式(92);

$M_{a_{max}}$ ——回转最大坡道阻力矩,单位为牛米(N·m);

$M_{w_{II}}$ ——由计算风压 p_{II} 引起的最大风阻力矩,单位为牛米(N·m);

M_{a_I} ——由起重绳正常偏摆角 α_I (见 4.2.1.2.2.2) 计算的回转水平阻力矩,单位为牛米(N·m);

i ——回转机构的总传动比;

η ——同式(93);

n ——同式(82)。

R.4 变幅机构电动机过载校验

变幅机构电动机过载校验按式(R.4)进行:

$$P_N \geq \frac{H}{m\lambda_m} \cdot \frac{\sum F_{max} v_b}{1\,000\,\eta} \dots\dots\dots(R.4)$$

式中:

P_N ——同式(R.1);

H ——系数,绕线转子异步电动机取 $H=1.55$,笼型异步电动机取 $H=1.6$,直流电动机取 $H=1$;

m ——同式(89);

λ_m ——同式(R.1)(电动机制造商提供);

$\sum F_{max}$ ——包括臂架及平衡系统的自重载荷、额定起升载荷、由计算风压 p_{II} 产生风载荷、由起重绳正常偏摆角 α_I 计算的水平力及臂架系统各转动铰点的摩擦力在变幅齿条(或变幅螺杆、油缸、钢丝绳等)上的分力之和,在各变幅位置所有值的最大变幅力,单位为牛顿(N);

v_b ——变幅齿条(或螺杆、油缸、钢丝绳等)的运动线速度,单位为米每秒(m/s);

η ——同式(P.5)。

附 录 S
(规范性附录)
电动机的发热校验

S.1 直接起动方式下笼型异步电动机发热校验

直接起动方式下笼型异步电动机发热校验应满足式(S.1)的要求:

$$C_k(1-\eta_N)P_{S1}T > (1-\eta_m)P_m t_N + (P_{S1} \frac{I_D}{I_N} t_E - \frac{10^{-3} J n_m^2}{180}) \quad \dots\dots\dots (S.1)$$

式中:

C_k ——与电动机类型有关的修正系数,由制造商提供。如未提及,则对于4极或4极以上的电动机取 $C_k=1$;

η_N ——电动机在 P_{S1} 时的效率;

P_{S1} ——连续工作制(S1)时电动机的额定功率,单位为千瓦(kW);

T ——一个工作循环的总时间,单位为秒(s);

$$T = t_N + t_E + t_S$$

t_N ——一个循环期内恒速工作的时间,单位为秒(s);

t_E ——一个循环期内起动制动的等效时间,单位为秒(s);

$$t_E = \frac{\pi n_m J}{30 M_a} (d_c + 0.5 d_i + 3f)$$

n_m ——电动机在 P_m 时的转速,单位为转每分(r/min);

J ——所有运动质量换算到电动机轴上的总转动惯量,单位为千克平方米($\text{kg} \cdot \text{m}^2$);

d_c ——每小时全起动次数;

d_i ——每小时点动或不完全起动次数;

f ——每小时电气制动次数;

M_a ——电动机平均加速转矩,单位为牛米($\text{N} \cdot \text{m}$);

$$M_a = M_{dq} - M_m$$

M_{dq} ——同式(82);

M_m ——不考虑起制动阶段的电动机平均阻转矩,单位为牛米($\text{N} \cdot \text{m}$);

t_S ——一个循环期内停止的时间,单位为秒(s);

η_m ——电动机在功率 P_m 时的效率;

$$P_m = \frac{M_m n_m}{9550 \eta_m}$$

I_D ——电动机的起动电流,单位为安培(A);

I_N ——电动机的额定工作电流,单位为安培(A)。

S.2 绕线转子异步电动机及变频控制笼型电动机的发热验算

S.2.1 按G值、JC值、CZ值选出的电动机(见P.2.3)的发热校验

S.2.1.1 起升机构电动机的发热校验

S.2.1.1.1 稳态平均功率

稳态平均功率按式(S.2)计算:

$$P_s = G \frac{P_Q v_q}{1000 \eta} \quad \dots\dots\dots (S.2)$$

式中:

- P_s ——稳态平均功率,单位为千瓦(kW);
- G ——同式(P.7),见表 P.1 和表 Q.1;
- P_Q ——同式(77);
- v_q ——同式(83);
- η ——同式(P.1)。

S.2.1.1.2 JC 值

JC 值参见附录 Q。

S.2.1.1.3 CZ 值

S.2.1.1.3.1 折合的全起动次数 Z ,按式(S.3)计算:

$$Z = d_c + g d_i + r f \quad \dots\dots\dots (S.3)$$

式中:

- Z ——折合的每小时全起动次数;
- d_c ——同式(S.1);
- d_i ——同式(S.1);
- f ——同式(S.1);
- g, r ——折合系数,一般可取 $g=0.25, r=0.8$ 。

按 Z 值划分起动等级,一般为每小时 150,300,600 次。

S.2.1.1.3.2 惯量增加率 C ,按式(S.4)计算:

$$C = \frac{J_d + J_e}{J_d} \quad \dots\dots\dots (S.4)$$

式中:

- C ——惯量增加率;
- J_d ——电动机的转动惯量,单位为千克二次方米($\text{kg} \cdot \text{m}^2$);
- J_e ——电动机以外的运动质量折算到电动机轴上的转动惯量,单位为千克二次方米($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)。

S.2.1.1.3.3 惯量增加率 C 与折合的每小时全起动次数 Z 的乘积 CZ 值是起制动影响电动机发热的重要参数。 CZ 值的常用数值是 150,300,450,600 和 1 000。

S.2.1.1.4 发热校验

根据上述方法计算出 P_s, JC 及 CZ 值,所选用的电动机在相应 CZ 值、 JC 值下,如其输出功率满足式(S.5)的要求,则电动机发热校验合格。

$$P \geq P_s \quad \dots\dots\dots (S.5)$$

S.2.1.2 运行机构电动机的发热校验

S.2.1.2.1 稳态平均功率 P_s ,按式(S.6)计算:

$$P_s = G \left[P_\Sigma (\omega + m_a) + P_{wI} \right] \frac{v_y}{1000 m \eta} \quad \dots\dots\dots (S.6)$$

式中:

- P_s ——同式(S.2);
- G ——同式(P.7),见表 P.1 和表 Q.1;
- P_Σ ——同式(87);
- ω ——同式(R.2);
- m_a ——同式(R.2);
- P_{wI} ——同式(86);按起重机正常工作状态的计算风压 p_I 计算,室内取 $P_{wI} = 0$;
- v_y ——同式(R.2);
- m ——同式(89);

η ——同式(89)。

S.2.1.2.2 发热校验的其余步骤,按 S.2.1.1.2~S.2.1.1.4 进行。

S.2.1.3 回转机构电动机的发热校验

S.2.1.3.1 稳态平均功率按式(S.7)计算:

$$P_s = G \frac{(M_m + M_a + M_{wI})n}{9\,550\,m\eta} \dots\dots\dots (S.7)$$

式中:

P_s ——同式(S.2);

G ——同式(P.7),见表 P.1,表 Q.1;

M_m ——同式(S.1);

M_a ——见式(92);

M_{wI} ——按计算风压 p_I 计算的等效风阻力矩,单位为牛米(N·m);

m ——同式(89);

i ——同式(R.3);

η ——同式(93)。

S.2.1.3.2 发热校验的其余步骤按 S.2.1.1.2~S.2.1.1.4 进行。

S.2.1.4 变幅机构电动机发热验算

S.2.1.4.1 普通臂架变幅机构,因为它属于非平衡的、非工作性的变幅机构,所以按其变幅力和变幅钢丝绳卷绕线速度计算确定的电动机功率而选用的电动机,一般不需要进行电动机的发热校验。

S.2.1.4.2 平衡臂架变幅机构电动机的发热校验

S.2.1.4.2.1 稳态平均功率按式(S.8)计算:

$$P_s = G v_b \frac{\sqrt{\frac{\sum P_{li}^2 t_i}{\sum t_i}}}{1\,000\,m\eta} \dots\dots\dots (S.8)$$

式中:

G ——同式(P.7),见表 P.1 和表 Q.1;

v_b ——额定变幅速度,单位为米每秒(m/s);

$\sum P_{li}$ ——在第 i 个变幅位置,由包括臂架及平衡系统的自重载荷、额定起升载荷、由计算风压 p_I 产生的风载荷、由起重绳正常偏摆角 α_I 计算的水平力及臂架系统各转动铰点的摩擦力等产生的在变幅齿条(或变幅螺杆、油缸、钢丝绳等)上的分力之和,单位为牛顿(N); α_I 见 4.2.1.2.2.2, p_I 见表 15;

t_i ——每一变幅位置间隔所需时间,单位为秒(s);可由变幅齿条(或螺杆、油缸、钢丝绳等)行程 l 及移动速度 v_b 按下式算出;

$$t_i = \frac{l_{i+1} - l_i}{v_b}$$

m ——同式(89);

η ——同式(P.5)。

S.2.1.4.2.2 发热校验的其余步骤按 S.2.1.1.2~S.2.1.1.4 进行。

S.2.2 按机构工作级别及其等效接电持续率进行电动机的发热校验

S.2.2.1 起升机构电动机的发热校验

S.2.2.1.1 起升机构电动机静功率按式(S.9)校验:

$$P_N = \frac{P_Q v_q}{1\,000\,\eta} \dots\dots\dots (S.9)$$

式中:

- P_N ——起升机构电动机静功率,单位为千瓦(kW);
- P_Q ——同式(77);
- v_q ——同式(83)。

S.2.2.1.2 机构工作级别与电动机等效接电持续率 JC' 值的关系,见表 P.2。

S.2.2.1.3 电动机的发热校验

按表 P.2 查出机构所需的电动机的等效接电持续率,并采用式(S.9)算出的起升机构所需的电动机的静功率,电动机在相应的接电持续率下的输出功率应大于等于静功率,则电动机的发热校验通过。

S.2.2.2 运行机构电动机的发热校验

S.2.2.2.1 运行机构电动机发热计算

运行机构电动机发热计算功率按式(S.10)计算:

$$P_s = \frac{1}{m} \left([P_\Sigma(\omega + m_a) + P_{w1}] \frac{v_y}{1\,000 \cdot \eta} + \frac{\sum J n^2}{182\,400 t_q} \right) \dots\dots\dots (S.10)$$

式中:

- P_s ——运行机构电动机发热计算功率,单位为千瓦(kW);
- m ——电动机台数;
- P_Σ ——同式(87);
- ω ——同式(R.2);
- m_a ——同式(R.2);
- P_{w1} ——同式(86);
- v_y ——同式(R.2);
- η ——同式(89);
- $\sum J$ ——同式(R.2);
- n ——同式(82);
- t_q ——同式(R.2)。

S.2.2.2.2 电动机的发热校验

电动机的发热校验按表 P.2 查出机构所需的电动机的等效接电持续率,并采用式(S.10)计算出运行机构所需的电动机的发热计算功率,电动机在相应的接电持续率下的输出功率大于等于发热计算功率,则电动机的发热校验通过。

S.2.3 按平均损耗法验算电动机的发热

按 S.2.1 的方法验算电动机的发热,仅对桥式、门式、门座等类型的起重机采用的 YZR 系列交流异步绕线转子电动机最为合适,而对其他型式的电动机,其他工况与控制方式差别较大的起重机,特别是对采用涡流制动器、晶闸管定子调压等调速系统的电动机,可采用推荐的平均损耗法进行发热校验。

按平均损耗法验算电动机发热的基本步骤是:

- a) 确定该电动机在起重机工作机构中的典型负载图;
- b) 考虑各运行时段的电动机数据,如停机时散热条件恶化等冷却系数标么值、固定损耗与可变损耗的比值等,计算出电动机运行后的温升与连续定额时温升的比率 R_n ;
- c) 当电动机为断续定额基准时,求出断续定额与连续定额的损耗比 P_ξ ;
- d) 按式(S.11)求出运行后的温升与断续定额时温升的比率 $R_{n\xi}$:

$$R_{n\xi} = P_\xi R_n \dots\dots\dots (S.11)$$

式中:

- $R_{n\xi}$ ——运行后的温升与断续定额时温升的比率;
 - P_ξ ——电动机断续定额与连续定额的损耗比;
 - R_n ——电动机运行后的温升与连续定额时温升的比率;
- 当 $R_{n\xi} \leq 1$,则认为电动机发热校验合格。

附录 T
(规范性附录)

形状系数 K_s 、尺寸系数 K_d 、表面情况系数 K_u 、腐蚀系数 K_c 的确定

抛光试件的疲劳极限是一个试验数据,实际使用中的零件从来就达不到这个数值。许多因素——形状、尺寸、表面情况(机加工质量)和可能的腐蚀——引起不连续性,造成“切口效应”,使零件按常规材料力学初等方法计算的许用应力值降低。分别用大于或等于 1 的系数 K_s 、 K_d 、 K_u 、 K_c 除以抛光试件的疲劳极限来考虑这些因素的影响。

T.1 形状系数 K_s 确定方法

形状系数 K_s 表示有圆弧过渡的截面变化、环形槽、横向孔及轮毂固定方法等造成的应力集中。

图 T.1 和图 T.2 给出了适用于直径 $D=10$ mm 的形状系数 K_s 值,它们是金属材料抗拉强度的函数。

图 T.1 给出的系数 K_s 用于 $D/d=2$ 的阶梯轴,对于其他的 D/d 值, K_s 可参用表 T.1 的修正系数求得。曲线图 T.2 给出了一些 K_s 值,用于孔、环形槽和键槽。

直径超过 10 mm 时要引入尺寸系数 K_d 。

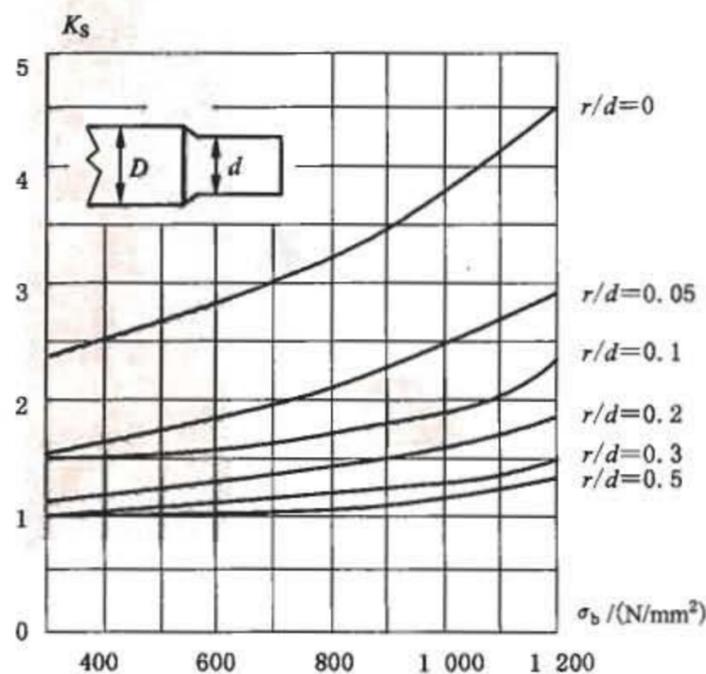
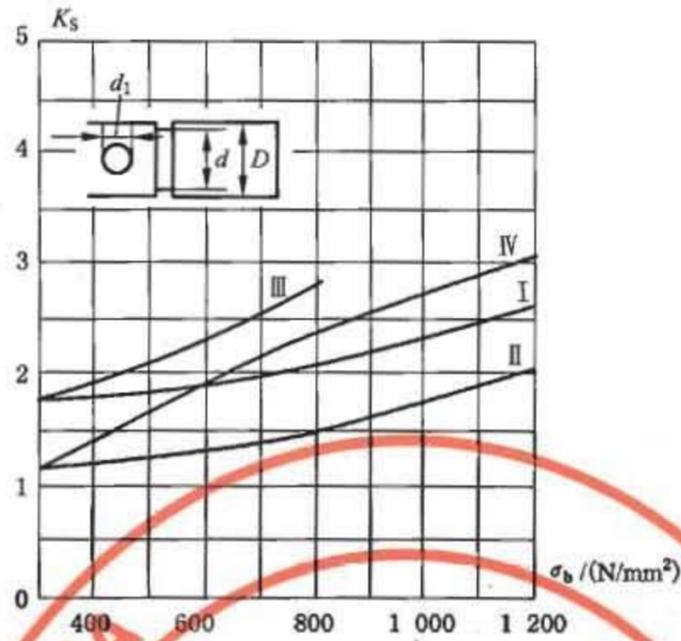


图 T.1 形状系数 K_s (直径 $D=10$ mm, 阶梯截面 $D/d=2$)

对其他的 D/d 值,由曲线 $(r/d)+q$ 求得 K_s ,表 T.1 列出修正系数 q 值。

表 T.1 $D/d \leq 2$ 时修正系数 q 值

D/d	1.05	1.1	1.2	1.3	1.4	1.6	2
q	0.13	0.1	0.07	0.052	0.04	0.022	0



曲线 I: 横向孔 $d_1 = 0.175 d$;
 曲线 II: 环形槽: 深 1 mm;
 曲线 III: 用键与轮毂相连;
 曲线 IV: 用压配合与轮毂相连。

图 T.2 形状系数 K_s (直径 $D = 10$ mm, 孔, 环形槽, 键槽)

T.2 尺寸系数 K_d 的确定方法

直径大于 10 mm 时, 应力集中效应增加, 引入尺寸系数 K_d 来加以考虑。

表 T.2 给出了 d 由 10 mm ~ 400 mm 的系数 K_d 值。

表 T.2 K_d 值

d /mm	10	20	30	50	100	200	400
K_d	1	1.1	1.25	1.45	1.65	1.75	1.8

T.3 表面情况(机加工方法)系数 K_f 的确定

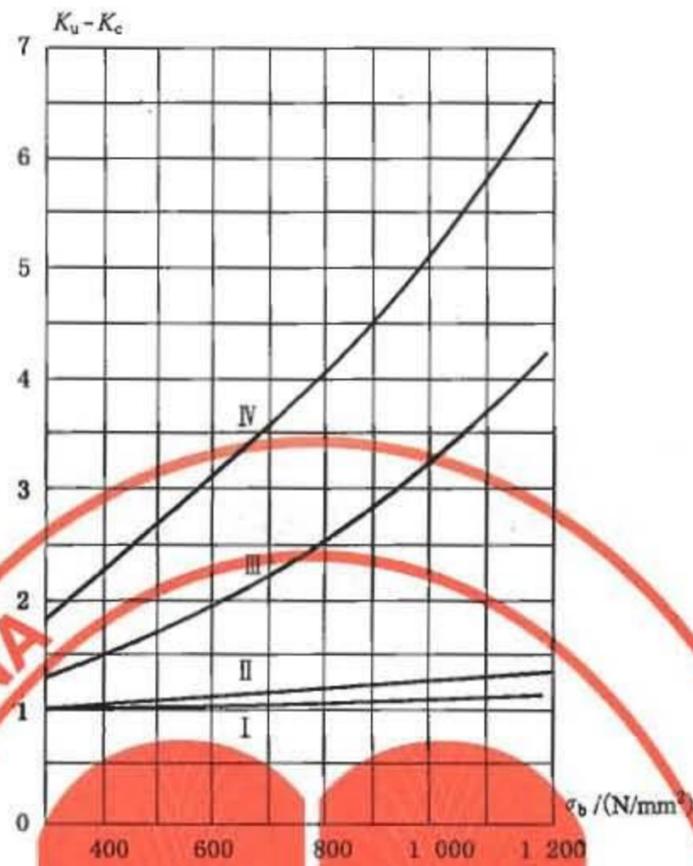
经验表明: 表面粗加工零件的疲劳极限比精细抛光的零件低。

用图 T.3 给出的机加工系数 K_f 来考虑这一因素, 它们分别是相对于磨削或用金刚砂精细抛光的表面, 及粗加工的表面。

T.4 腐蚀系数 K_c 的确定

腐蚀对钢材的疲劳极限有非常明显的影响, 用系数 K_c 来加以考虑。

图 T.3 还对淡水和海水腐蚀的两种情况给出了系数 K_c 值。



K_0 值: 曲线 I, 表面磨削或精细抛光;
 曲线 II, 表面粗加工。
 K_c 值: 曲线 III, 表面受淡水腐蚀;
 曲线 IV, 表面受海水腐蚀。

图 T.3 加工系数 K_0 、腐蚀系数 K_c

附录 U
(资料性附录)
导线载流量的校正

导线载流量的计算公式:

$$I_z = K_a K_t K_j I_g \dots\dots\dots (U.1)$$

式中:

I_z ——导线的载流量,单位为安培(A)。

K_a ——同式(141),一般对穿钢管电线取 0.9,对电缆取 0.8。

K_t ——同式(141),常见值见表 U.1。 K_t 值也可按下式计算:

$$K_t = \sqrt{\frac{T_1 - T_0}{T_1 - T_2}}$$

式中:

T_1 ——线芯最高工作温度,单位为摄氏度(°C);

T_0 ——工作环境温度,单位为摄氏度(°C);

T_2 ——额定工作环境温度,25°C(或 45°C)。

K_j ——同式(141),工作循环时间取为 10 min,按下式计算:

$$K_j = \sqrt{\frac{1 - e^{-\frac{600}{T}}}{1 - e^{-\frac{600 \cdot JC}{T}}}}$$

式中:

JC ——接电持续率;

T ——导线发热时间常数,单位为秒(s),由电缆制造商提供。

I_g ——同式(141),由电缆制造商提供。

表 U.1 导线载流量的温度校正系数 K_t

额定工 作环境 温度/°C	线芯最 高工作 温度/°C	工作环境温度/ °C										
		+25	+30	+35	+40	+45	+50	+55	+60	+65	+70	+75
+25	+60	1.000	0.926	0.845	0.756	0.655	0.535	—	—	—	—	—
	+65	1.000	0.935	0.865	0.791	0.707	0.612	0.500	—	—	—	—
	+70	1.000	0.943	0.882	0.816	0.745	0.667	0.577	0.471	—	—	—
+45	+65	—	1.323	1.225	1.118	1.000	0.866	0.707	—	—	—	—
	+70	—	1.265	1.183	1.095	1.000	0.894	0.775	0.632	—	—	—
	+80	—	1.195	1.134	1.069	1.000	0.926	0.845	0.756	0.655	0.535	—
	+85	—	1.173	1.118	1.061	1.000	0.935	0.866	0.791	0.707	0.612	0.500

附录 V
(资料性附录)
流动式起重机的倾覆线

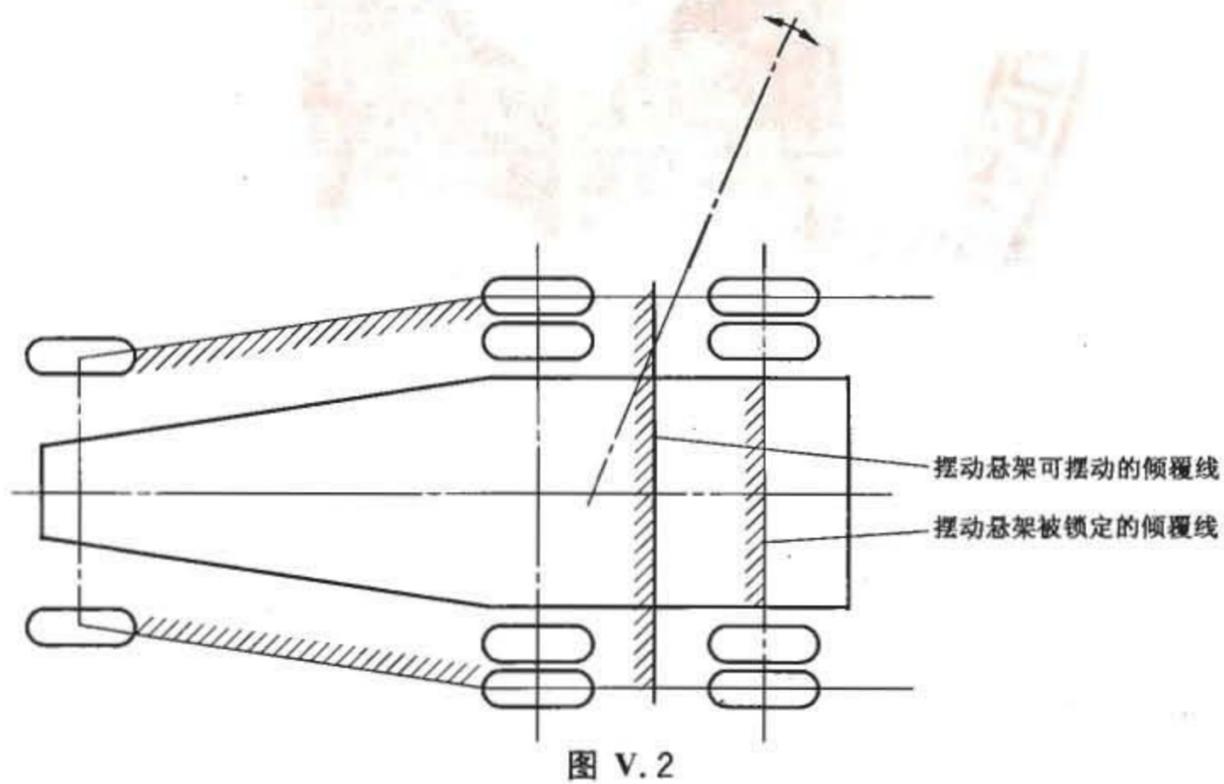
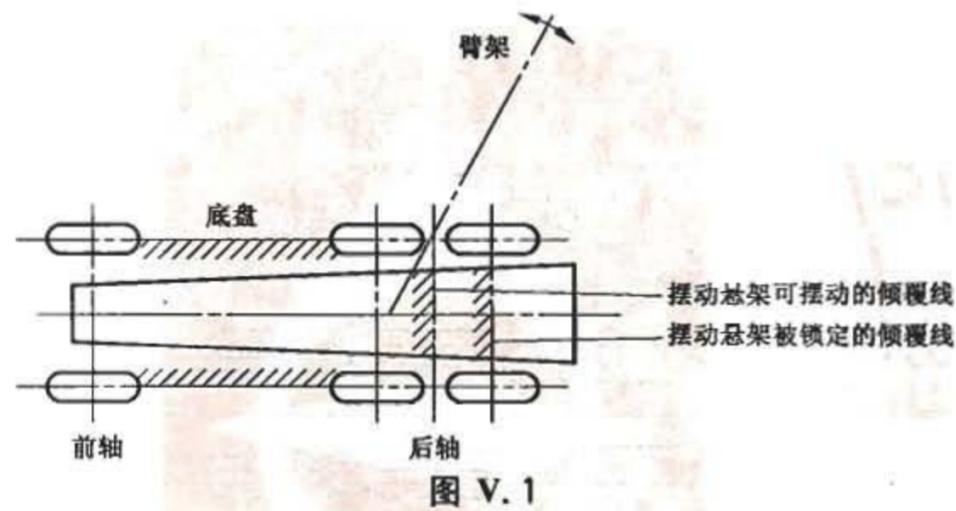
在本附录中,图 V.1~图 V.5 只是流动式起重机的倾覆线的示意图,实际倾覆线取决于各起重机的具体设计。

V.1 起重机支承在车轮(轮胎)上

V.1.1 车轮(轮胎)不带悬架或悬架装置被锁定(见图 V.1 和图 V.2)

倾覆线为车轮着地点的连线。对于装有双轮轴或多后轴摆动悬架的底盘,应考虑以下两种情况:

- a) 摆动悬架轴被固定或被锁定的情况下,则为外车轮(轮胎)着地点的连线;
- b) 车轮安装在可摆动悬架上时,则为摆动轴的轴线。



V.1.2 车轮悬架装置未锁定(见图 V.3)

倾覆线是悬架装置作用点的连线。

V.2 起重机支承在外伸支腿上(见图 V.4)

倾覆线是各支承中心点的连线,但除外伸支腿外,还存在柔性支承面(如充气轮胎),则应考虑此柔性支承面。

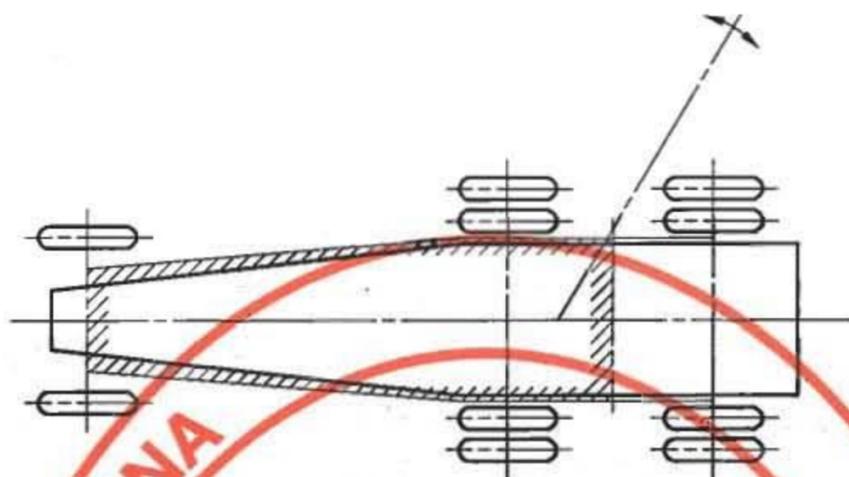


图 V.3



图 V.4

V.3 起重机支承在履带上(见图 V.5)

倾覆线是驱动轮轴心的连线和引导轮轴心的连线。

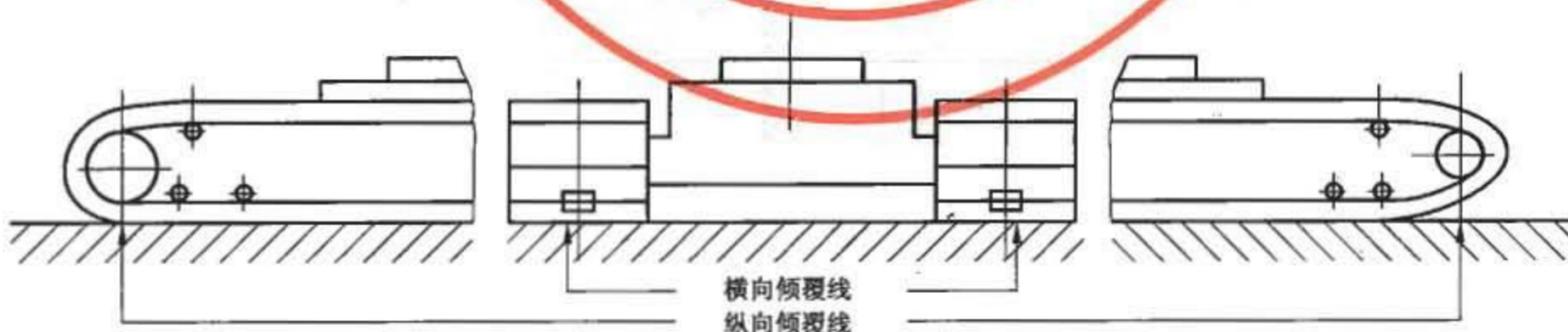


图 V.5

附录 W
(资料性附录)
符号和代号

表 W.1 符号/代号表

符号或代号	单位	含 义	备 注
A	m ²	起重机构件垂直于风向的实体迎风面积	式(11)
A	m ²	构件平行于纵轴的正面迎风面积	式(12)
A	m ²	结构纵向的总迎风面积	式(14)
A	mm ²	结构构件毛截面面积	式(43)
A	mm ²	圆柱有效壳壁的截面面积	式(69)
A	m 或 mm	几何尺寸	式(J.4)
A _i	mm ²	结构件截面的净面积	式(35)
A _t	mm ²	螺栓有效截面积	式(39)
A _Q	m ²	吊运物品的最大迎风面积	式(13)
A ₀	m ²	构件迎风面积的外形轮廓面积	式(11)
A ₀₁	m ²	第一片结构的外形轮廓面积	式(14)
A ₁	mm ²	圆柱有效壳壁的计算截面面积	式(71)图 8
A ₂	mm ²	加劲环的截面面积	式(71)图 8
a	mm	腹板横向加劲肋的间距	式(65)
a	mm	翼缘板横向加劲肋的间距	式(66)
a	—	钢丝绳滑轮组的倍率	式(77)
a _q	m/s ²	起升机构的起动平均加速度	式(83)
a _γ	m/s ²	运行机构起动平均加速度	式(90)
a _z	m/s ²	制动平均减速度	式(85)
B	m	起重机的基距	式(D.1)

表 W.1 (续)

符号或代号	单 位	含 义	备 注
B	m 或 mm	几何尺寸	式(J.4)
B	m 或 mm	腹板的总宽(高)度	式(N.1)
b	mm	区格宽度或板的总宽(高)度	式(53)~式(55)
b	mm	腹板高度	式(61)
b	mm	两腹板间翼缘板的宽度	式(66)
b	mm	受压翼缘的宽度	式(L.3)
b _s	mm	横向加劲肋的外伸宽度	式(61)
C	—	风力系数	式(11)
C	—	威勒曲线斜率	式(107)
C	mm/ \sqrt{N}	钢丝绳选择系数	式(125)
C	—	计算系数	式(131)
C	—	幂指数	式(5)
C	—	惯量增加率	式(S.4)
C _f	—	附加摩擦阻力系数	式(87)
C _i		与起重机各个有代表性的起升载荷相应的工作循环数	式(1)
C _k	—	修正系数	式(S.1)
C _T		起重机总工作循环数	式(1)
C ₁	—	转速系数	式(131)
C ₂	—	车轮所在机构的工作级别系数	式(131)
C _{ox} 、C _{oy}	—	端部弯矩不等的折减系数	式(M.2)
C _{hx} 、C _{hy}	—	横向载荷弯矩系数	式(M.1)
c	mm	集中载荷的分布长度	式(31)
c	—	计算系数	式(J.5)

表 W.1 (续)

符号或代号	单 位	含 义	备 注
$c(y)$	mm	局部压应力的分布长度 C 沿板宽方向变化到 y 处的值	式(N.2)
D	m	按最外层钢丝绳中心计算的卷筒卷绕直径	式(77)
D	mm	车轮踏面直径	式(87)
D	m	车轮踏面直径	式(89)
D	mm	按钢丝绳中心计算的滑轮和卷筒的卷绕直径	式(128)
D	mm	车轮或滚轮的踏面直径	式(131)
d	m	螺栓的公称直径	式(41)
d	mm	车轮轴径	式(87)
d	cm	轴外径	式(99)
d	mm	钢丝绳公称直径	式(128)
d_1	cm	空心轴的内直径	式(99)
d_c		(电动机)每小时全起动次数	式(S.1)
d_i		(电动机)每小时点动或不完全起动次数	式(S.1)
d_{min}	mm	钢丝绳的最小直径	式(125)
E	N/mm ²	钢材的弹性模量	式(51)
e_1	mm	圆柱有效壳壁的计算截面形心轴至组合截面形心轴 $Z-Z$ 的距离	式(71)图 8
e_2	mm	加劲环的截面形心轴至组合截面形心轴 $Z-Z$ 的距离	式(71)图 8
F	N	水平方向的集中载荷	式(146)
F_{1d}	N	平衡臂架式变幅机构变幅等效阻力	式(96)
ΣF_{max}	N	(用于变幅机构电动机过载校验的各变幅位置中的)最大变幅力	式(R.4)
F_0	KN	钢丝绳的整绳最小破断拉力	式(127)
f		(电动机)每小时电气制动次数	式(S.1)

表 W.1 (续)

符号或代号	单位	含 义	备 注
f_k	mm	车轮沿轨道的滚动摩擦力臂	式(87)
G	—	稳态负载平均系数	式(P.7)
g	m/s^2	重力加速度	式(82)
g	—	折合系数	式(S.3)
H	—	起升机构电动机过载校验系数	式(R.1)
H	—	回转机构电动机过载校验系数	式(R.3)
H	—	变幅机构电动机过载校验系数	式(R.4)
h	mm	轨道接头处两轨面的高度差	式(9)
h	mm	构件截面的全高	式(L.1)
$h(h_1, h_2, h_3)$	—	卷筒、滑轮和平衡滑轮的卷绕直径与钢丝绳直径之比	式(128)
h	mm	槽钢截面高度	式(L.3)
h_y	mm	承载件顶面至腹板上边缘的距离	式(31)
I	A	(计算导线电压降时的)最大工作电流	式(139)
I_{AUX1}	A	(起重机)辅助电气设备与控制系统所需的额定工作电流	式(138)
I_D	A	电动机的起动电流	式(S.1)
I_g	A	电线电缆载流量的基准值	式(141)
I_{max}	A	起重机最大工作电流	式(140)
I_N	A	电动机的额定工作电流	式(S.1)
I_{N1}	A	(起重机)功率最大机构电动机的额定工作电流	式(138)
I_{N2}, I_{N3}	A	(起重机)其他两个可能同时工作的机构电动机的额定工作电流	式(138)
I_{N1}, I_{N2}, I_{N3}	A	三个机构电动机在额定载荷下的额定工作电流	式(140)
I_{s1}	mm^4	横向加劲肋的截面惯性矩	式(63)

表 W.1 (续)

符号或代号	单位	含 义	备 注
I_{a2}	mm^4	腹板纵向加劲肋的截面惯性矩	式(64)
I_{a3}	mm^4	均匀受压翼缘板纵向加劲肋的截面惯性矩	式(66)
I_{a4}	mm^4	圆柱壳体加劲环的截面惯性矩	式(70)
I_w	A	总电源导线的额定工作电流	式(138)
I_x, I_y	mm^4	结构构件对强轴(x轴)或弱轴(y轴)的毛截面惯性矩	式(43)
I_z	A	导线的载流量	式(U.1)
I_1	mm^4	圆柱有效壳壁的计算截面惯性矩	式(71)
I_2	mm^4	加劲环截面的惯性矩	式(71)
i	—	由电动机轴到卷筒轴的总传动比	式(77)
i	—	由制动器轴到卷筒轴的总传动比	式(81)
i	—	由电动机轴到车轮的机构总传动比	式(89)
i	—	由制动器轴到车轮的机构总传动比	式(91)
i	—	回转机构的总传动比	式(R.3)
i_c	—	电动机至极限力矩联轴器的回转机构传动比	式(94)
J	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	所有运动质量换算到电动机轴上的总转动惯量	式(S.1)
J_C	—	机构的接电持续率	式(137)
J_1	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	电动机转子的转动惯量	式(82)
J_2	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	电动机轴上制动轮和联轴器的转动惯量	式(82)
J_3	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	作起升运动的物品的惯量折算到电动机轴上的转动惯量	式(82)
J'_3	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	作平移运动的全部质量的惯量折算到电动机轴上的转动惯量	式(89)
J_d	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	电动机的转动惯量	式(S.4)
J_e	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	电动机以外的运动质量折算到电动机轴上的转动惯量	式(S.4)

表 W.1 (续)

符号或代号	单 位	含 义	备 注
$\sum J$	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	起重机回转制动时,全部回转运动质量换算到电动机轴(制动器轴)上的机构总转动惯量	式(93)
$\sum J$	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	机构对电动机轴的总惯量	式(R.2)
j	—	机械零件工作级别的组别号	式(111)
K	—	螺栓组连接的扭矩系数	式(41)
K	—	功率修正系数	式(136)
K	—	功率最大机构电动机的起动电流倍数	式(140)
K_a	—	导线敷设校正系数	式(141)
K_b	—	风压高度变化系数	式(15)
K_j	—	重复短时工作制的接电持续率校正系数	式(141)
K_m	—	机构载荷谱系数	式(3)
K'_m	—	机构载荷谱系数 K_m 值的立方根	式(119)
K_P	—	起重机的载荷谱系数	式(1)
K_S	—	结构件或机械零件的应力谱系数	式(5)
K_t	—	环境温度校正系数	式(141)
K_z	—	制动安全系数	式(81)
K_a, K_d, K_u, K_c	—	系数	式(102)
K_o, K_r, K_m	—	四边简支板的屈曲系数	式(53)~式(55)
k	—	其他传动件的转动惯量折算到电动机轴上的影响系数	式(82)
k	N/mm^2	车轮或滚轮的许用比压	式(131)
k	—	系数	式(134)
k	—	截面对称系数	式(L.1)
k'	—	钢丝绳最小破断拉力系数	式(126)

表 W.1 (续)

符号或代号	单 位	含 义	备 注
L	m	导线有效长度	式(139)
L	m	相邻两支柱轴线间的最大距离	式(146)
l	mm	集中载荷的作用长度	式(31)
l	m	轴的支点间距	式(99)
l	mm	车轮或滚轮与轨道承压面的有效接触宽度	式(131)
l	m 或 mm	构件的实际几何长度	式(J.1)
l	m 或 mm	臂架长度	式(J.5)
l	mm	受压翼缘的计算(自由)长度	式(L.3)
l_c	mm	等截面受压构件的计算长度	式(J.1)
l_c	mm	变截面受压构件计算长度	式(J.2)
l_c	mm	臂架在回转平面内的计算长度	式(J.3)
l_{cx}, l_{cy}	mm	结构构件对通过截面形心的强轴(x 轴)或弱轴(y 轴)的计算长度	式(43)
M	kN·m	拧紧力矩	式(41)
M	N·mm	弯矩	式(69)
M	N·m	驱动轮(或卷筒)的转矩	式(P.3)
M_a	N·m	电动机平均加速转矩	式(S.1)
M_e	N·m	换算到电动机轴上的等效回转力矩	式(93)
M_d	N·m	起动时(转速 $n=0$ 时)电动机轴上具有的转矩	式(78)
M_{d1}	N·m	满载(额定起升载荷)、上坡、迎风时作用于电动机轴上的稳态运行阻力矩	式(89)
M_{dq}	N·m	电动机平均起动转矩	式(82)
M_{eq}	N·m	等效回转稳态阻力矩	式(92)
M'_j	N·m	稳态下降额定载荷时电动机制动轴上的转矩	式(84)

表 W.1 (续)

符号或代号	单位	含 义	备 注
M_{μ}	N·m	极限力矩联轴器的摩擦力矩	式(94)
M_L	N·m	联轴器的计算扭矩	式(134)
M'_L	N·m	联轴器连接轴的传递扭矩	式(134)
$[M_L]$	N·m	联轴器的许用扭矩	式(134)
M_m	N·m	回转摩擦阻力矩	式(92)
M_m	N·m	不考虑起制动阶段的电动机平均阻转矩	式(S.1)
M_{max}	N·m	电动机最大启动转矩或制动器的制动转矩	式(94)
M_N	N·m	稳态起升额定起升载荷的转矩	式(77)
M_n	N·m	电动机的额定转矩	式(82)
M_{med}	N·m	等效平均阻力矩	式(P.9)
M_w	N·m	正常工作状态下的等效风阻力矩,按 P_{w1} 风阻力矩的 0.7 倍计算	式(92)
M_z	N·m	起升机构制动器轴上的计算制动转矩	式(81)
M_z	N·m	机械式制动器的计算制动转矩	式(84)
M_z	N·m	运行机构制动转矩	式(91)
M_z	N·m	回转机构的制动转矩	式(93)
M_{hx}, M_{hy}	N·mm	由横向载荷引起的弯矩	式(M.1)
M_{ox}, M_{oy}	N·mm	端部弯矩	式(M.1)
M_x	N·mm	绕构件强轴(x轴)作用的最大弯矩	式(48)
M_x, M_y	N·mm	构件计算截面对强轴(x轴)或对弱轴(y轴)的弯矩	式(49)
$M_1, M_2, M_3, \dots, M_n$	N·mm	为包括电动机转动及移动质量全部惯性力在内的各个阶段的转矩值	式(P.9)
M_{w1}	N·m	按计算风压 p_1 计算的等效风阻力矩	式(S.7)
M_{wII}	N·m	由计算风压 p_{II} 引起的最大风阻力矩	式(R.3)
M_e	N·m	等效坡道阻力矩	式(92)
M_{a1}	N·m	由起重绳正常偏摆角 α_1 (见表 14) 计算的回转水平阻力矩	式(R.3)
M_{amax}	N·m	回转最大坡道阻力矩	式(R.3)

表 W.1 (续)

符号或代号	单位	含 义	备 注
$M'_{ox}/M_{ox}, M'_{oy}/M_{oy}$	—	结构件两端的端部弯矩比值	式(M. 4)
m	—	幂指数	式(1)
m	kg	总起升质量	式(8)
m	—	$m = \sigma_{i,cor} / \sigma_s$	式(57)
m	台	电动机台数	式(89)
m	—	受压翼缘对弱轴(y轴)的惯性矩与全截面对弱轴(y轴)的惯性矩之比	式(L. 1)
m	台	运行机构电动机台数	式(P. 2)
m	kg	起重机的总起升质量	式(88)
Δm	kg	突然卸除的部分起升质量	式(8)
m_i	kg	起重机或小车的质量	式(88)
m_z	台	制动器的台数	式(91)
m_a	—	坡道阻力系数	式(R. 2)
N	N	作用于连接处的轴向力	式(35)
N	kN	连接所传递的内力	式(40)
N	N	构件的轴向力	式(46)
N	N	作用在构件上的轴向力	式(50)
N'	N	高强度螺栓连接的构件的计算轴向力	式(35)
N_{Ex}, N_{Ey}	N	对 x 轴或对 y 轴的名义欧拉临界力	式(51)
n	—	与载荷组合类别相关的强度安全系数	式(28)
n	—	钢丝绳的最小安全系数。	式(126)
n	—	安全系数	式(135)
n	—	翼缘板被纵向加劲肋等间距分割的区格数；	式(66)

表 W.1 (续)

符号或代号	单位	含 义	备 注
n	r/min	电动机额定转速	式(82)
n	r/min	驱动轮(或卷筒)的转速	式(P.3)
n	r/min	起重机回转速度	式(P.4)
n	r/min	电动机转速	式(P.10)
n'	r/min	满载下降且制动器投入有效制动转矩时的电动机转速	式(84)
n_b	—	与钢材的抗拉强度相对应安全系数	式(98)
n_{cr}	r/min	轴的临界转速	式(99)
n_i	—	与结构件或机械零件发生的不同应力相应的应力循环数	式(5)
n_m	r/min	电动机在 P_m 时的转速	式(S.1)
n_{max}	r/min	轴的实际最大转速	式(99)
n_r	—	疲劳安全系数	式(113)
n_s	—	与钢材的屈服点相对应安全系数	式(97)
n_T	—	结构件或机械零件总的应力循环数	式(5)
P	N	一个车轮或滑块上的集中载荷	式(31)
P	N	夹轨器对轨道产生的夹持力	式(143)
$[P]$	kN	单个摩擦型高强度螺栓的许用承载能力	式(38)
ΣP	N	起重机承受侧向载荷一侧的端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	式(D.1)
P_e	N	变幅过程中臂架系统相对回转中心线的径向惯性力引起的变幅阻力	式(95)
P_D	N	起重机运行减速停车惯性力	式(144)
P_e	kW	回转机构电动机的等效回转功率	式(P.4)
P_e	kW	变幅机构电动机的等效变幅功率	式(P.5)
P_e	kW	电动机的等效功率	式(P.7)

表 W.1 (续)

符号或代号	单 位	含 义	备 注
P_c	N	臂架系统在起重机回转时的离心力引起的变幅阻力	式(95)
P_{ce}	N	变幅牵引构件上的等效变幅力	式(P.5)
P_f	N	臂架铰轴等关节中的摩擦力和补偿滑轮组的效率造成的变幅阻力	式(95)
P_f	N	起重机运行摩擦阻力	式(142)
P_f	N	非工作状态下起重机被风吹移动时的摩擦阻力	式(143)
P_s	kN	高强度螺栓的预拉力	式(38)
P_i	N	能表征机构在服务期内工作特征的各个大小不同等级的载荷	式(3)
P_{1i}	N	臂架从位置 i 到位置 $i+1$ 幅度区段上两个相邻计算位置的变幅阻力的平均值	式(96)
ΣP_{1i}	N	在第 i 个变幅位置,由各相关载荷在变幅齿条上产生的分力之和	式(S.8)
P_j	N	稳态运行阻力	式(86)
P_L	N	正常工作起重机车轮或滚轮的允许轮压	式(131)
P_{MA}	N	与机构加(减)速有关的惯性载荷	式(17)
P_{MF}	N	与机构传动效率中未考虑的摩擦力相对应的载荷	式(17)
P_{MG}	N	由起重机其他的运动部分的质心垂直位移引起的载荷	式(17)
P_{Mmax}	N	正常工作条件下与轴承相应动载荷的最大值	式(121)
$P_{Mmax I}$	N	在载荷情况 I (无风正常工作)中出现的 P_M 型的最大组合载荷	式(17)
$P_{Mmax II}$	N	在载荷情况 II (有风正常工作)中出现的 P_M 型的最大组合载荷	式(19)
$P_{Mmax III}$		在载荷情况 III (特殊载荷情况)中出现的 P_M 型的最大组合载荷	式(24)
$P'_{Mmax II}$	N	由全部运动质量质心作垂直位移引起的轴承等效平均动载荷	式(121)
$P_{Mmean I}$	N	水平运动机构中受加速力但不受风力的零件上的滚动轴承的等效平均动载荷	式(119)

表 W.1 (续)

符号或代号	单位	含 义	备 注
$P_{Mmean II}$	N	水平运动机构中受加速力又受风力的零件上的滚动轴承的等效平均动载荷	式(120)
P_{Mmin}	N	正常工作条件下与轴承相应动载荷的最小值	式(121)
P_{MQ}	N	由起升质量垂直位移引起的载荷	式(17)
$\bar{P}_{MW I}$	N	作用在起重机或大面积的起升物品上的工作状态风载荷	式(19)
$\bar{P}_{MW II}$	N	作用在起重机或大面积的起升物品上的工作状态风载荷	式(20)
P_m	N	运行摩擦阻力	式(86)
P'_m	N	不考虑轮缘与轨道侧面附加摩擦的摩擦阻力	式(91)
P_{max}	N	机构承受的最大载荷	式(3)
P_{max}	N	链条最大工作载荷	式(135)
P_{max}	N	最大轮压	式(133)
$P_{max I, II}$	N	起重机满载时确定的车轮最大轮压	式(130)
P_{mean}	N	$P_{mean I}$ 和 $P_{mean II}$ 两者之中取大者	式(132)
$P_{mean I}$	N	无风正常工作起重机的等效工作轮压	式(130)
$P_{mean II}$	N	有风正常工作起重机的等效工作轮压	式(130)
$P_{min I, II}$	N	起重机空载时确定的车轮最小轮压	式(130)
P_N	kW	未修正的所需电动机的功率	式(136)
P_N	kW	电动机的稳态起升功率	式(P.1)
P_N	kW	电动机的稳态运行功率	式(P.2)
P_N	kW	电动机的稳态变幅功率	式(P.3)
P_N	kW	电动机的额定功率	式(R.1)
P_N	kW	起升机构电动机静功率	式(S.9)
P'_N	kW	根据环境温度和海拔修正后用来选用电动机的功率	式(136)

表 W.1 (续)

符号或代号	单位	含 义	备 注
P_n	kW	所选电动机的功率	式(P.7)
P_O	N	变幅时吊运物品非水平位移所引起的变幅阻力	式(95)
P_P	N	破断载荷	式(135)
P_Q	N	额定起升载荷	式(77)
P_{Qi}	N	起重机在预期寿命期内工作的各个有代表性的起升载荷	式(1)
P_{Qmax}	N	起重机的额定起升载荷	式(1)
$P_Q + P_G$	N	起升载荷与自重载荷产生的总轮压	式(142)
P_{RA}	N	由加(减)速度引起的惯性载荷	式(18)
P_{RQ}	N	由起重机零部件质量引起的载荷	式(18)
\bar{R}_{RG}	N	由起重机零部件质量引起的相应载荷	式(22)
$P_{Rmax I}$	N	在载荷情况 I (无风正常工作) 中出现的 P_R 型的最大组合载荷	式(18)
$P_{Rmax II}$	N	在载荷情况 II (有风正常工作) 中出现的 P_R 型的最大组合载荷	式(21)
$P_{Rmax III}$	N	在载荷情况 III (特殊载荷情况) 中出现的 P_R 型的最大组合载荷	式(22)
$P_{Rmax I}、P_{Rmin I}$	N	按载荷情况 I 计算轴承所在处的极值动载荷	式(122)
$P_{Rmax II}、P_{Rmin II}$	N	按载荷情况 II 计算轴承所在处的极值动载荷	式(123)
$P_{Rmean I}$	N	轴承无风工作的等效平均动载荷	式(122)
$P_{Rmean II}$	N	轴承有风工作的等效平均动载荷	式(123)
\bar{P}_{RQ}	N	起升质量引起的载荷	式(18)
$\bar{P}_{RW II}$	N	工作风压引起的相应风载荷	式(21)
$P_{RW III max}$	N	非工作风压引起的相应最大风载荷	式(22)
P_S	N	起重机偏斜运行时的水平侧向载荷	式(D.1)
P_s	kW	稳态平均功率	式(S.2)

表 W.1 (续)

符号或代号	单位	含 义	备 注
P_{S1}	kW	连续工作制(S1)时电动机的额定功率	式(S.1)
P_{sh}	N	作用在吊运物品上的相关载荷引起的起升滑轮组对铅垂线的偏角 α 造成的变幅阻力	式(95)
$[P_t]$	kN	单个摩擦型高强度螺栓沿螺杆轴向的许用承载能力	式(39)
P_w	N	作用在臂架系统上的风载荷引起的变幅阻力	式(95)
P_{wI}	N	作用在起重机上的工作状态正常风载荷	式(11)
P_{wI}	N	按计算风压 P_1 算得的风阻力	式(86)
P_{wII}	N	作用在起重机上的工作状态最大风载荷	式(11)
P_{wII}	N	起重机承受的工作状态风载荷	式(142)
P_{wII}	N	工作状态风载荷	式(R.2)
P_{wIII}	N	起重机的非工作状态风载荷	式(15)
P_{wqI}	N	作用在吊运物品上的工作状态正常风载荷	式(13)
P_{wqII}	N	作用在吊运物品上的工作状态最大风载荷	式(13)
P_z	N	非平衡动臂式变幅机构的变幅阻力	式(95)
P_{z1}	N	运行机构制动器在车轮踏面上产生的制动力	式(142)
P_{z2}	N	由制动器与夹轨器、锚定装置或防风拉索等沿轨道方向产生的抗风阻力	式(143)
P_{z2}	N	制动器、夹轨器等装置沿轨道方向产生的抗风防滑力	式(145)
P_a	N	坡道阻力	式(86)
P_a	N	起重机轨道坡度等引起的变幅阻力	式(95)
P_a	N	自重载荷与起升载荷沿坡道方向产生的滑动力	式(142)
P_{aG}	N	自重载荷沿坡道方向产生的滑动力	式(143)
P_{aQ}	N	起升载荷沿坡道方向产生的滑动力	式(144)
P_{a3}	N	固定吊具的重力沿坡道方向产生的滑动力	式(145)

表 W.1 (续)

符号或代号	单 位	含 义	备 注
P_1	N	臂架系统自重未能完全平衡引起的变幅阻力	式(95)
P_ϵ	—	电动机断续定额与连续定额的损耗比	式(S.11)
p	N/m ²	计算风压	式(10)
p_i	N/m ²	工作状态计算风压	式(11)
p_{II}	N/m ²	非工作状态计算风压	式(15)
P_z	N	运动部分所有质量的重力	式(87)
Q	N	格构式构件横截面的剪力	式(47)
R	(mm)	圆柱壳体的中面半径	式(68)
R_n	—	电动机运行后的温升与连续定额时温升的比率	式(S.11)
$R_{n\epsilon}$	—	运行后的温升与断续定额时温升的比率	式(S.11)
$r(r_x, r_y, r_{xy})$	—	应力循环特性值	式(72)
r	mm	滑轮、卷筒的绳槽半径	式(129)
r	—	折合系数	式(S.3)
r_x, r_y	mm	结构构件毛截面对强轴(x 轴)或弱轴(y 轴)的回转半径	式(43)
S	N	钢丝绳最大工作静拉力	式(125)
S	mm ²	导线截面	式(139)
T	℃	起重机结构的工作环境温度	式(I.6)
T	s	导线发热时间常数	式(U.1)
T	s	电动机的一个工作循环的总时间	式(S.1)
T_0	℃	工作环境温度	式(U.1)
T_1	℃	线芯最高工作温度	式(U.1)
T_2	℃	额定工作环境温度	式(U.1)
t	mm	腹板板厚	式(31)

表 W.1 (续)

符号或代号	单 位	含 义	备 注
t	mm	板厚	式(53)
t	mm	圆柱壳体的壁厚	式(68)
t	s	起、制动时间	式(94)
t	mm	构件材料厚度	式(L.4)
t	mm	构件截面的受压翼缘厚度	式(L.1)
t	mm	受压翼缘的平均厚度	式(L.3)
t_E	s	一个循环期内启动制动的等效时间	式(S.1)
t_i	h	与机构承受各个大小不同等级的载荷的相对应时间的分别累计值	式(3)
t_i	s	P_{1i} 的作用时间	式(96)
t_i	s	每一变幅位置间隔所需时间	式(S.8)
t_N	s	一个循环期内恒速工作的时间	式(S.1)
t_q	s	起升机构的启动时间	式(82)
t_q	s	起重机的运行启动时间	式(90)
t_s	mm	横向加劲肋的厚度	式(62)
t_s	mm	单根纵向加劲肋的外伸厚度	式(67)
t_s	s	一个循环期内停止的时间	式(S.1)
t_T	h	机构承受所有大小不同等级的载荷时间的总和	式(3)
t_z	s	起升机构的制动时间	式(84)
t_z	s	运行机构制动时间	式(91)
t_z	s	回转机构制动时间	式(93)
$t_1, t_2, t_3, \dots, t_n$	s	发生不同转矩的时间段	式(P.9)
ΔU	V	导线的电压降	式(139)

表 W.1 (续)

符号或代号	单位	含 义	备 注
v_b	m/s	变幅牵引构件的运动线速度	式(P.5)
v_b	m/s	牵引构件(钢丝绳、齿条、螺杆、液压缸、活塞等)的线速度	式(P.6)
v_b	m/s	变幅齿条(或螺杆、油缸、钢丝绳等)的运动线速度	式(R.4)
v_b	m/s	额定变幅速度	式(S.8)
v_q	m/s	稳定起升速度	式(7)
v_q	m/s	起升速度	式(83)
v_q	m/s	额定起升速度	式(R.1)
v'_q	m/s	满载下降且制动器开始有效制动时的下降速度	式(85)
v_w	m/s	计算风速	式(10)
v_y	m/s	起重机运行速度	式(9)
v_y	m/s	起重机稳定运行速度	式(90)
v_y	m/s	运行速度	式(P.2)
v_y	m/s	起重机(或小车)的运行速度	式(R.2)
W	mm ³	圆柱壳体的截面抗弯模量(壳体上有孔洞者则按净截面抗弯模量计算)	式(69)
W_x	mm ³	按构件受压最大纤维确定的毛截面抗弯模量	式(48)
W_x	mm ³	按受压最大纤维确定的截面对强轴(x 轴)的抗弯模量	式(L.1)
W_x, W_y	mm ³	构件计算截面对强轴(x 轴)或对弱轴(y 轴)的抗弯模量	式(49)
W_x, W_y	mm ³	结构构件截面受压侧的抗弯模量	式(M.1)、 式(M.2)
y	—	以局部压应力作用边为原点向另一边方向的坐标	式(N.1)
Z		在节点或拼接连接接头一侧结构构件上的高强度螺栓的总数	式(35)
Z		摩擦型高强度螺栓连接中的螺栓数目	式(40)
Z		(电动机)折合的每小时全起动次数	式(S.3)

表 W.1 (续)

符号或代号	单位	含 义	备 注
Z_A	—	(钢材质量组别选择的)残余应力影响评价系数	式(L.1)
Z_B	—	(钢材质量组别选择的)材料厚度影响评价系数	式(L.4)
Z_C	—	(钢材质量组别选择的)工作环境温度影响评价系数	式(L.6)
Z_m		传力的摩擦面数	式(38)
Z_1		所计算结构件截面(连接接头一侧的最外列螺栓处)的高强度螺栓数	式(35)
α	—	翼缘板的边长比	式(66)
α	(°)	轨道倾斜角度	式(88)
α, θ, H		几何尺寸	式(J.5)
β	—	载荷分配系数	式(39)
β_0	—	简支梁受横向载荷的等效临界弯矩系数	式(L.1)
β_2	—	(用于计算起升动载荷系数 ϕ_2 的)按起升状态级别设定的系数	式(7)
β_3	—	(计算部分有效荷重突然卸载冲击系数 ϕ_3 时用的)系数	式(8)
γ	m/Ω·mm ²	导线电导率	式(139)
γ_m	—	增大系数	式(17)
δ	—	单根纵向加劲肋截面面积与翼缘板截面面积之比	式(66)
η	—	挡风折减系数	式(14)
η	—	起升物品时起升机构传动装置和滑轮组的总效率	式(77)
η	—	运行机构总传动效率	式(89)
η	—	回转机构的总传动效率	式(93)
η	—	电动机至极限力矩联轴器的传动效率	式(94)
η	—	起升机构总效率	式(P.1)
η	—	变幅机构总传动效率	式(P.5)

表 W.1 (续)

符号或代号	单 位	含 义	备 注
η	—	机构的总效率	式(P. 10)
η'	—	物品下降时起升机构传动装置和滑轮组的总效率	式(81)
η'	—	物品下降时起升机构系统的总效率	式(84)
η_D	—	导向滑轮的效率	式(124)
η_i	—	单个滑轮的效率	式(124)
η_m	—	电动机在功率 P_m 时的效率	式(S. 1)
η_N	—	电动机在 P_{S1} 时的效率	式(S. 1)
η_z	—	钢丝绳系统的总传动效率	式(124)
θ	°	风向与构件纵轴或构架表面的夹角	式(12)
λ	—	水平侧向载荷系数	式(D. 1)
λ	—	按 5.5.1.2 计算的实腹式构件长细比	式(44)
$[\lambda]$	—	结构构件的容许长细比	式(42)
λ_{AS}	—	电动机平均起动转矩倍数	式(82)
λ_{AS}	—	相对于 P_N 的平均起动转矩倍数	式(R. 2)
λ_h	—	格构式结构件的换算长细比	式(45)
λ_{hF}	—	格构式构件的假想长细比	式(45)
λ_F	—	实腹式构件的假想长细比	式(44)
λ_m	—	相对于 P_N 时的电动机最大转矩倍数	式(R. 1)
λ_y	—	受弯构件(梁)对弱轴(y轴)的长细比	式(L. 1)
λ_x, λ_y	—	实腹式轴心受力构件对强轴(x轴)或弱轴(y轴)的计算长细比	式(43)
λ_x, λ_y	—	构件对强轴(x轴)或弱轴(y轴)的计算长细比	式(51)
μ	—	抗滑移系数	式(38)

表 W.1 (续)

符号或代号	单位	含 义	备 注
μ	—	泊桑比	式(53)
μ	—	车轮轴承摩擦阻力系数	式(87)
μ_1	—	与支承方式有关的(在两个互相垂直的平面内不一定相同)长度系数	式(J.1)
μ_2	—	变截面长度系数	式(J.2)
μ_3	—	考虑拉臂钢丝绳或起升钢丝绳阻碍臂架在回转平面内变形的长度系数	式(J.3)
ρ	—	系数	式(57)
σ	N/mm ²	正应力	式(32)
σ	N/mm ²	拉伸(或压缩)应力	式(34)
σ	N/mm ²	最大应力	式(105)
σ	N/mm ²	最大计算正应力	式(116)
$[\sigma]$	N/mm ²	钢材的基本许用应力	式(28)
σ_b	N/mm ²	钢材的抗拉强度	式(28)
σ_b	N/mm ²	机械零件钢材的抗拉强度	式(98)
σ_{bw}	N/mm ²	抛光试件在交变旋转弯曲作用下的疲劳极限值	式(100)
σ_{cc}	N/mm ²	(抗屈曲临界复合应力的)折减临界应力	式(57)
$\sigma_{c,cr}$	N/mm ²	(圆柱壳体受轴压或压弯作用时的)临界应力	式(68)
$[\sigma_{cd}]$	N/mm ²	端面承压许用应力	式(30)
$[\sigma_{cr}]$	N/mm ²	板的局部稳定性许用应力	式(58)
σ_d	N/mm ²	机械零件的疲劳极限	式(107)
σ_E	N/mm ²	四边简支单向均匀受压板的欧拉应力	式(53)
σ_G	N/mm ²	结构构件纵向拉伸应力	式(I.1)
$[\sigma_h]$	N/mm ²	焊缝许用应力	式(36)

表 W.1 (续)

符号或代号	单位	含 义	备 注
σ_i	N/mm ²	该结构件或机械零件在工作时间内发生的不同应力	式(5)
$\sigma_{i,ocr}$	N/mm ²	压缩应力 σ_c 、剪切应力 τ 和局部压应力 σ_m 同时作用时板的临界复合应力	式(56)
$\sigma_{i,mcr}$	N/mm ²	临界局部压应力	式(55)
$\sigma_{i,1cr}$	N/mm ²	临界压缩应力	式(53)
σ_m	N/mm ²	局部压应力的平均值	式(31)
σ_m	N/mm ²	板的计算点上的局部压应力	式(60)
$\sigma_m(y)$	N/mm ²	局部压应力 σ_m 沿板宽方向变化到 y 处的值	式(N.1)
σ_{max}	N/mm ²	为应力 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \dots, \sigma_n$ 中的最大应力	式(5)
σ_r	N/mm ²	机械零件的拉伸疲劳强度	式(111)
$[\sigma_r]$	N/mm ²	机械零件拉伸或压缩疲劳许用应力	式(114)
σ_s	N/mm ²	钢材的屈服点	式(28)
σ_s	N/mm ²	轴心受压构件使用的 > 235 N/mm ² 的钢材屈服点	式(45)
σ_s	N/mm ²	钢材的屈服点	式(97)
σ_s	N/mm ²	高强度螺栓钢材的屈服点	式(39)
σ_t	N/mm ²	钢丝的公称抗拉强度	式(126)
σ_{wr}	N/mm ²	零件拉伸, 压缩, 弯曲的疲劳极限	式(102)
σ_x, σ_y	N/mm ²	构件同一计算点上所受的两个方向的正应力	式(33)
σ_x, σ_y	N/mm ²	(机械零件中) x 方向或 y 方向的最大正应力	式(118)
σ_{xr}, σ_{yr}	N/mm ²	x 方向或 y 方向正应力的疲劳强度	式(118)
$\sigma_{xmax}, \sigma_{ymax}, \tau_{xy\max}$	N/mm ²	构件(或连接)在疲劳计算点上的绝对值最大正应力和绝对值最大剪应力	式(72)
$\sigma_{xmin}, \sigma_{ymin}, \tau_{xy\min}$	N/mm ²	应力循环中与 $\sigma_{xmax}, \sigma_{ymax}, \tau_{xy\max}$ 相对应的同一疲劳计算点上一组应力值	式(72)
$[\sigma_{xrc}]$	N/mm ²	x 方向的 $[\sigma_{rc}]$ 值, 与 σ_{xmax} 相应的压缩疲劳许用应力	式(73)

表 W.1 (续)

符号或代号	单位	含 义	备 注
$[\sigma_{xn}]$	N/mm ²	x 方向的 $[\sigma_n]$ 值,与 σ_{xmax} 相应的拉伸疲劳许用应力	式(73)
$[\sigma_{yc}]$	N/mm ²	y 方向的 $[\sigma_c]$ 值,与 σ_{ymax} 相应的压缩疲劳许用应力	式(74)
$[\sigma_{yn}]$	N/mm ²	y 方向的 $[\sigma_n]$ 值,与 σ_{ymax} 相应的拉伸疲劳许用应力	式(74)
σ_1	N/mm ²	板的计算点上的压缩正应力	式(60)
τ	N/mm ²	剪应力	式(32)
τ	N/mm ²	板的计算点上的剪切应力	式(60)
τ	N/mm ²	最大剪应力	式(106)
τ	N/mm ²	最大计算剪切应力	式(117)
τ	N/mm ²	最大剪应力	式(118)
$[\tau]$	N/mm ²	结构件剪切许用应力	式(29)
τ_d	N/mm ²	机械零件的疲劳极限	式(108)
$\tau_{i,cr}$	N/mm ²	临界剪切应力	式(54)
τ_r	N/mm ²	机械零件的剪切疲劳强度	式(112)
$[\tau_r]$	N/mm ²	机械零件的剪切疲劳许用应力	式(115)
τ_{xy}	N/mm ²	构件同一计算点上所受的剪应力	式(33)
$[\tau_{xyr}]$	N/mm ²	结构件计算点上在 xy 平面内与 $\tau_{xy\max}$ 相应的剪切疲劳许用应力	式(75)
τ_w	N/mm ²	抛光零件在交变剪切(纯剪切或扭转)作用下的疲劳极限	式(100)
τ_{wr}	N/mm ²	扭转剪切的疲劳极限	式(103)
ϕ_2	—	起升动载系数	式(7)
$\phi_{2\min}$	—	与起升状态级别相对应的起升动载系数的最小值	式(7)
ϕ_3	—	空中突然卸载的冲击系数	式(8)
ϕ_4	—	运行冲击系数	式(9)

表 W.1 (续)

符号或代号	单 位	含 义	备 注
ϕ_0	—	动载试验载荷起升动载系数	式(16)
φ	—	第一片结构的迎风面充实率	式(14)
φ	—	轴心受压稳定系数	式(46)
$\tan\varphi$	—	威勒曲线斜率	式(107)
φ_0	—	绕构件强轴弯曲所确定的受弯构件侧向屈曲稳定系数	式(48)
φ_0	—	构件侧向屈曲稳定系数	式(52)
φ_0	—	侧向屈曲稳定系数	式(L. 1)
φ_0	—	轧制槽钢的简支梁构件的侧向屈曲稳定系数	式(L. 3)
φ_0	—	受弯构件侧向弯扭屈曲稳定系数	式(M. 2)
φ'_0	—	轧制普通工字钢,两端简支的受弯构件侧向屈曲稳定系数的修正值	式(L. 2)
$\varphi\psi$	—	轴压稳定系数 φ 和其修正系数 ψ 的乘积	式(M. 1)
$\cos\varphi$	—	功率因数	式(139)
χ	—	简支板边弹性嵌固系数	式(53)
ψ	—	板边两端应力比	式(56)
ψ	—	轴压稳定系数的修正系数	式(M. 2)
ω	—	运行摩擦阻力系数	式(142)

参 考 文 献

- [1] GB/T 17908—1999 起重机和起重机械 技术性能和验收文件(idt ISO 7363:1986)
- [2] GB/T 19924—2005 流动式起重机 稳定性的确定(ISO 4305:1991, IDT)
- [3] GB/T 20863.1—2007 起重机械 分级 第1部分:总则(ISO 4301-1:1986, IDT)
- [4] GB/T 20863.2—2007 起重机械 分级 第2部分:流动式起重机(ISO 4301-2:1985, IDT)
- [5] GB/T 20863.3—2007 起重机械 分级 第3部分:塔式起重机(ISO 4301-3:1993, IDT)
- [6] GB/T 20863.4—2007 起重机械 分级 第4部分:臂架起重机(ISO 4301-4:1989, IDT)
- [7] GB/T 20863.5—2007 起重机械 分级 第5部分:桥式和门式起重机(ISO 4301-5:1991, IDT)
- [8] GB/T 20303.1—2006 起重机 司机室 第1部分:总则(ISO 8566-1:1992, IDT)
- [9] GB/T 20303.2—2006 起重机 司机室 第2部分:流动式起重机(ISO 8566-2:1995, IDT)
- [10] GB/T 20303.3—2006 起重机 司机室 第3部分:塔式起重机(ISO 8566-3:1992, IDT)
- [11] GB/T 20303.4—2006 起重机 司机室 第4部分:臂架起重机(ISO 8566-4:1998, IDT)
- [12] GB/T 20303.5—2006 起重机 司机室 第5部分:桥式和门式起重机(ISO 8566-5:1992, IDT)
- [13] ISO 4302:1981 起重机 风载荷估算
- [14] ISO 4304:1987 除流动式和浮式起重机以外的起重机 稳定性基本要求
- [15] ISO 4308-1:2003 起重机和起重机械 钢丝绳选择 第1部分:总则
- [16] ISO 7752-1:1983 起重机械 控制装置 布置形式和特性 第1部分:基本原则
- [17] ISO 7752-2:1985 起重机械 控制装置 布置形式和特性 第2部分:流动式起重机基本布置和要求
- [18] ISO 7752-3:1993 起重机械 控制装置 布置形式和特性 第3部分:塔式起重机
- [19] ISO 7752-4:1989 起重机械 控制装置 布置形式和特性 第4部分:臂架起重机
- [20] ISO 7752-5:1985 起重机械 控制装置 布置形式和特性 第5部分:桥式和门式起重机
- [21] ISO 8686-1:1989 起重机 载荷和载荷组合设计原则 第1部分:总则
- [22] ISO 8686-2:2004 起重机 载荷和载荷组合设计原则 第2部分:流动式起重机
- [23] ISO 8686-3:1998 起重机 载荷和载荷组合设计原则 第3部分:塔式起重机
- [24] ISO 8686-4:2005 起重机 载荷和载荷组合设计原则 第4部分:臂架起重机
- [25] ISO 8686-5:1992 起重机 载荷和载荷组合设计原则 第5部分:桥式和门式起重机
- [26] ISO 9942-1:1994 起重机 信息标牌 第1部分:总则
- [27] ISO 9942-3:1999 起重机 信息标牌 第3部分:塔式起重机
- [28] ISO 10245-1:1994 起重机 限制器和指示器 第1部分:总则
- [29] ISO 10245-2:1994 起重机 限制器和指示器 第2部分:流动式起重机
- [30] ISO 10245-3:1999 起重机 限制器和指示器 第3部分:塔式起重机
- [31] ISO 10245-4:2004 起重机 限制器和指示器 第4部分:臂架起重机
- [32] ISO 10245-5:1995 起重机 限制器和指示器 第5部分:桥式和门式起重机
- [33] ISO 10972-1:1998 起重机 对机构的要求 第1部分:总则
- [34] ISO 11660-1:1999 起重机 通道及安全防护设施 第1部分:总则
- [35] ISO 11660-2:1994 起重机 通道及安全防护设施 第2部分:流动式起重机

- [36] ISO 11660-3:1999 起重机 通道及安全防护设施 第3部分:塔式起重机
- [37] ISO 11660-5:2001 起重机 通道及安全防护设施 第5部分:桥式和门式起重机
- [38] ISO 12210-1:1998 工作和非工作状态下的锚定装置 第1部分:总则
- [39] ISO 12210-4:1998 工作和非工作状态下的锚定装置 第4部分:臂架起重机
- [40] ISO 12480-1:1997 起重机 安全使用 第1部分:总则
- [41] ISO 22986:2007 起重机 刚性 桥式和门式起重机
- [42] EN 13001-1:2004 起重机安全 通用设计 第1部分:一般原则和要求
- [43] EN 13001-2:2004 起重机安全 通用设计 第2部分:载荷效应
- [44] BS 2573/1:1983 起重机设计规范 第1部分:分级、应力计算和结构设计原则
- [45] BS 2573/2:1980 起重机设计规范 第2部分:分级、应力计算和机构设计原则
- [46] DIN 15018/1:1984 起重机 钢结构 验证和分析
- [47] DIN 15018/2:1984 起重机 钢结构 设计和构造原则
- [48] DIN 15018/3:1984 流动式起重机 钢结构计算原则
- [49] DIN 15019-1:1979 起重机 稳定性
- [50] DIN 15019-2:1979 流动式起重机(无轨式) 稳定性试验载荷和计算
- [51] DIN 15025:1978 起重机 司机室内控制器的操作方向和布置
- [52] FEM 1.001:1998 欧洲起重机械设计规范
- [53] JIS B 8821:2004 起重机钢结构的计算标准



中 华 人 民 共 和 国
国 家 标 准
起 重 机 设 计 规 范
GB/T 3811—2008

*

中国标准出版社出版发行
北京复兴门外三里河北街16号
邮政编码:100045

网址 www.spc.net.cn

电话:68523946 68517548

中国标准出版社秦皇岛印刷厂印刷
各地新华书店经销

*

开本 880×1230 1/16 印张 16.75 字数 505 千字
2008年10月第一版 2008年10月第一次印刷

*

书号: 155066·1-33386 定价 110.00 元

如有印装差错 由本社发行中心调换

版权专有 侵权必究

举报电话:(010)68533533



GB/T 3811—2008