

ICS53.020  
J80



# 中华人民共和国国家标准

GB/T 3811—2008  
代替GB/T3811-1983

---

## 起重机设计规范

Design rules for cranes

2008-12-31发布

2009-03-01实施

---

国家质量监督检验检疫总局 发布



# 目 次

前言	
引言	
1 范围	
2 规范性引用文件	
3 符号和代号	
4 起重机及其组成部分的工作级别	
4.1 工作级别的划分	
4.2 起重机整机的分级	
4.3 机构的分级	
4.4 结构件或机械零件的分级	
5 起重机设计的计算载荷与载荷组合	
5.1 概述	
5.2 计算载荷及载荷系数	
5.3 与考虑计算载荷组合有关的起重机的基本设计方法	
5.4 载荷情况与载荷组合	
6 结构计算和结构设计	
6.1 起重机的金属结构构件	
6.2 结构计算原则	
6.3 材料及许用应力	
6.4 结构构件和连接的强度计算	
6.5 起重机及其结构构件的刚性校验	
6.6 构件抗失稳的核算	
6.7 板件和壳体抗屈曲的核算	
6.8 结构的疲劳强度核算	
6.9 构造要求	
7 机构设计计算、机械零部件的核算与选择	
7.1 机构设计计算原则	
7.2 机械零件的设计计算	
7.3 起重机零部件的设计计算	
8 电气	
8.1 前言	
8.2 电源及供电	
8.3 配电系统	
8.4 电气保护	
8.5 电气控制	
8.6 电气设备的工作环境	
8.7 电动机的选择	
8.8 电线电缆及其敷设	
8.9 起重吊具的电气	
8.10 辅助电气设备	
9 整体抗倾覆稳定性和防风抗滑安全性	

- 9.1 起重机整体抗倾覆稳定性
- 9.2 起重机防风抗滑安全性
- 10 起重机的安全
  - 10.1 起重机的安全设计计算
  - 10.2 起重机构造的安全要求
  - 10.3 司机室的安全要求
  - 10.4 结构部分的安全要求
  - 10.5 机械装置的安全要求
  - 10.6 电气部分的安全要求
  - 10.7 控制与安全布置
  - 10.8 安全防护装置的要求
  - 10.9 起重机的正常维护
  - 10.10 起重机的安全使用
- 附录 A (资料性附录) 起重机整机分级举例
- 附录 B (资料性附录) 起重机构造分级举例
- 附录 C (资料性附录) 某些起重机的起升状态级别举例
- 附录 D (资料性附录) 偏斜运行时的水平侧向载荷
- 附录 E (资料性附录) 关于风载荷计算的资料
- 附录 F (规范性附录) 许用应力法与极限状态法的应用
- 附录 G (规范性附录) 各具体种类起重机的载荷与载荷组合
- 附录 H (规范性附录) 用于载荷组合中的能力验算系数  $\gamma_f$ 、 $\gamma_m$  和  $\gamma_p$  值
- 附录 I (规范性附录) 影响脆性破坏因素评价及钢材质量组别的选择
- 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
- 附录 K (规范性附录) 轴心受压构件的稳定系数
- 附录 L (资料性附录) 受弯梁构件侧向屈曲稳定系数  $\varphi_b$
- 附录 M (资料性附录) 压弯构件整体稳定性计算
- 附录 N (规范性附录) 薄板局部稳定性计算中的屈曲系数
- 附录 O (资料性附录) 用于结构疲劳核算的构件连接类别
- 附录 P (资料性附录) 起重机各机构电动机的初选
- 附录 Q (资料性附录) 起重机构电动机容量选择计算中的  $JC$ 、 $CZ$  值和  $G$  值
- 附录 R (规范性附录) 电动机的过载校验
- 附录 S (规范性附录) 电动机的发热校验
- 附录 T (规范性附录) 常用的摩擦面材料的允许物理量
- 附录 U (资料性附录) 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
- 附录 V (资料性附录) 流动式起重机的倾覆线
- 参考文献

## 前 言

本规范是对GB/T 3811-1983《起重机设计规范》的修订。本规范与原GB/T 3811-1983相比，主要变化如下：

- 增加了“前言”；
- 对原规范的“引言”作了编辑性修改；
- 增加了第1章“范围”，并作了以下修改：
  - 1) 按相关国际标准划分起重机的类别，以利于与国际标准接轨；
  - 2) 取消了只适于“电力驱动”起重机的限制，使本规范能用于绝大部分起重机的设计；
- 将原规范中的第2章“总则”的内容调整为本规范的：
  - 1) 第4章“起重机及其组成部分的工作级别”，并增加了结构件和机械零件分级的规定；
  - 2) 第5章“起重机设计的计算载荷与载荷组合”；
  - 3) 第9章“整体抗倾覆稳定性和防风抗滑安全性”；
  - 4) 第10章“起重机的安全”。
- 将原规范中的第3章“结构”改为本规范的第6章“结构计算和结构设计”。在其内容方面：
  - 1) 引入关于钢材脆性破坏评价的内容，补充了使用高强度钢材和低温环境适用钢材的内容；
  - 2) 简化了压弯构件、板和圆柱壳稳定性计算；
  - 3) 简化了疲劳计算并提高了规范的可操作性；
  - 4) 对刚性要求，作适当补充与修改；
  - 5) 补充了关于结构安全设计方面的构造要求。
- 将原规范中的第4章“机构”改为本规范的第7章“机构设计计算、机械零部件的核算与选择”，在其内容方面：
  - 1) 机构计算，充实了电动机容量初选及验算，引入了机构性能简要的基本设计计算等内容；
  - 2) 机械零部件计算，结合原规范和国外先进工业国家标准相关标准内容重新编写。
- 将原规范中的第5章“电气”改为本规范的第8章“电气”，并增加了近年起重机电气调速与控制等多项有关新的内容。

本规范的附录F、G、H、I、J、K、N、R、S为规范性附录。

本规范的附录A、B、C、D、E、L、M、O、P、Q、T、U、V为资料性附录

本规范从实施之日起代替GB/T 3811-1983。

本规范由中国机械工业联合会提出。

本规范由全国起重机械标准化技术委员会（SAC/TC227）归口。

本规范负责起草单位：

本规范参加起草单位：

本规范主要起草人：

本规范首次发布于1983年，本次为第一次修订。



## 引 言

0.1 本规范是起重机设计的必要准则和应共同遵守的技术依据。

0.2 本规范也可以供起重机的用户、制造厂、质量监督检验及安全管理部门使用，在对所涉及的起重机具体产品进行技术评估时，本规范可提供一个取得共识的基础。

0.3 使用本规范应考虑到：

- a) 本规范不包括所涵盖的起重机设计的特殊问题；
- b) 凡经理论和实践证明是正确的其它设计计算方法，经设计部门和用户协商同意，并在有关订货文件上标明后也可以在起重机设计中采用；
- c) 对本规范未涵盖的起重机，只要它是遵从并采用本规范的设计，亦应符合本规范；

0.4 对于不同工作要求的起重机设计，在使用本规范时允许有所不同：

- a) 本规范涉及各种类型的起重机，其工作情况和要求可能有显著的差别。如一台高速运行、载荷状况恶劣、工作循环快捷、经常使用的起重机，与一台运行平缓、载荷比较轻微、较清闲或中等使用的起重机的工作情况和要求就很不相同；
- b) 本规范规定了对所涵盖的各种类型的起重机进行全面完整设计的内容，但从经济技术合理地设计起重机的原则出发，对使用情况和要求都有很大不同的起重机设计显然不必都要求按本规范的全部内容去进行计算，而应该允许在使用本规范时有所不同；
- c) 对那些设计中选用的标准结构件（或机械部件、电气部件）如果早已进行过审核、对承担该起重机的工作要求已是足够有余，再进行计算也只能是对一个令人满意的结果再作一次验证的情况，就不必要再作校核计算；
- d) 对那些虽然在本规范已作了规定的设计计算项目，但在该起重机工作情况下不可能有不利结果的，再作校核计算就没有必要了。

举例：对那些工作级别低的的起重机，很明显就不必要进行疲劳计算，因为它最不利的失效情况往往只出现在对弹性极限范围内的安全核算中，而不会出现在与它的工作寿命期限有相对应关系的疲劳破坏中。

因此，应针对不同类型和不同工作要求的起重机采用不完全相同的设计计算：对一台简单的起重机，或对一台由标准部件组成的起重机，它的计算就可以并应该简略一些，而不应要求按本设计规范所列的全部内容进行设计计算。

0.5 要特别注意起重机整机和它的机构的工作级别的确定和选择：

- a) 起重机的用户要根据本规范提出对工作级别恰当的要求，以确保制造厂能按它的要求进行设计与制造；
- b) 起重机整机的工作级别，表明了该起重机工作忙闲和荷重轻重的程度，它由起重机使用等级和起重机荷重状态两个因素决定，见本规范4.2.2。

起重机使用等级由起重机的总工作循环次数决定，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。

起重机的荷重状态由本规范4.2.2.2计算出的荷重谱系数按表4-2选取。

说明：以上这两项计算只需作估算即可，不必要也不能作到十分精确。

- c) 起重机机构工作级别，它只是将各个机构都单独作为一个整体来划分，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）和机构的载荷谱（反映载荷轻重状态、载荷谱系数）所决定的机构工作的总的状况，见本规范4.3.3。机构的使用等级由本规范表4-4查得，

机构的载荷状态由本规范4.3.2.2计算出的载荷谱系数按表4-5查得。同样，机构使用等级和机构载荷谱系数两项计算也只需作估算即可，不必要也不可能作到十分精确。

- d) 如果因起重机的用户无法提供起重机有关要求的数据而无法按上述1)、2)中所指示的方法通过计算与查表选取起重机整机或其机构的工作级别时，便可以通过查阅本规范附录A或B中的有关表格，近似地得到起重机及其机构的工作级别。必须说明这些选择指南并无约束力，只是参考性地给出一个进行比较选择的示例。在起重机招标书上所确定的起重机及其机构的工作级别，还是应由起重机用户决定并提出。

#### 0.6 起重机的预期平均寿命

- a) 本规范列出的使用等级，并不是对起重机工作寿命的保证值；
- b) 无论是起重机整机的使用等级（起重机工作的总循环次数，或由此结合起重机的工作状况推算出的起重机的设计寿命）、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起重机机构的设计寿命），都只是一个设计预期的参考值，而决不是制造厂给出的使用寿命的保证值；
- c) 很显然，如果在起重机设计中未予以充分注意并考虑到该起重机的设计寿命，制造时又没有完全遵循本设计规范提出的要点从而未达到设计要求，使用中未能按照制造厂给出的说明书进行正常操作和定期维护，或者使用的工作情况和条件与采购该起重机的招标书所列的情况又有较大的差异，则上述设计寿命预期参考值就会与产品实际使用的寿命值有比较大的，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方，招标书上起重机的工作条件与其后实际工作条件也较符合，起重机制造厂是采用符合招标书的要求且根据本规范的规定所作出的设计来进行制造，制造的产品也符合相应标准确定的制造技术条件和满足质保措施而获得质量保证，用户使用起重机的工作条件也符合其招标书上提出的条件，并且按照制造厂给出的说明书进行正常操作和定期维修保养，则设计者根据本规范对该起重机选出的使用等级的值就与具有设计所确定的适当安全度的起重机及其机构的预期平均寿命相当。

#### 0.7 起重机的用户应注意到：

- a) 起升荷重的迎风面积——如果这个面积大于式(5-4)所规定的面积，则需由起重机用户提供相关的信息；
- b) 工作风力——如果起重机工作时的最大风力可能大于表5-5所规定之值时，则需由起重机用户提供起重机工作时应考虑到的最大工作风力的信息；
- c) 非工作风力——如果起重机使用当地的气象条件要求按比表5-9所规定的更大的非工作风力进行设计，则起重机用户应提供该起重机设计应考虑到的非工作风力的相关信息。

# 起重机设计规范

## 1 范围

1.1 本规范适用于桥式和门式起重机、流动式起重机、塔式起重机、臂架起重机，包括：以电动葫芦为起升机构的起重机、梁式起重机、桥式起重机、门式起重机、装卸桥、门座起重机、集装箱起重机、塔式起重机、缆索起重机、汽车起重机、轮胎起重机、履带起重机、铁路起重机、造船起重机、港口臂架起重机等。

1.2 本规范是上述各类起重机的总体、结构、机械、电气与安全等各部分设计的必要准则和共同遵守的技术依据，但不包括上述起重机设计的特殊问题。凡经理论和实践证明是正确的其它设计计算方法，经设计部门和用户协商同意，并在有关的订货文件上标明后，也可以在起重机设计中采用。

1.3 本规范不适用于内燃机驱动的起重机、气动起重机、液压起重机等与驱动相关的装置、在公路路面上的支承与运行装置和其它专用部件及结构等设计的特殊问题。

## 2 规范性引用文件

下列文件中的条款通过本规范的引用而成为本规范的条款。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规范，然而，鼓励根据本规范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规范。

- GB/T 699 优质碳素结构钢
- GB/T 700 碳素结构钢
- GB/T 715 标准件用碳素钢热轧圆钢
- GB/T 985 气焊、手工电弧焊及气体保护焊缝坡口的基本型式与尺寸
- GB/T 986 埋弧焊焊缝坡口的基本型式和尺寸
- 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/T 2585 铁路用每米38~50公斤钢轨技术条件
- 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 6336:1993)
- GB/T 3633 钢结构用扭剪型高强度螺栓连接副 技术条件
- GB/T 4942.1 旋转电机外壳防护分级(GB/T 4942.1-2001, idt IEC 60434-5:1991)
- GB/T 5117 碳钢焊条
- GB/T 5118 低合金钢焊条
- GB/T 5269 传动及输送用双节矩精密滚子链和链轮(GB/T 5269-1999, idt ISO 1275:1995)
- GB/T 5293 埋弧焊用碳钢焊丝和焊剂
- GB/T 5972 起重机械用钢丝绳检验和报废实用规范(GB/T 5972-xxxx, ISO 4309:1990, IDT)
- GB/T 6067 起重机械安全规程
- GB/T 6074 板式链 端接头及槽轮
- GB/T 8110 气体保护电弧焊用碳钢、低合金钢焊丝
- GB/T 8918 一般用途钢丝绳 (GB/T 8918-xxxx, ISO 2408:2002, ISO 2232:1990, 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 10062 锥齿轮 承载能力计算方法 (GB/T 10062-1988, eqv ISO 284:1984)
- GB/T 10183 桥式和门式起重机制造及轨道安装公差 (GB/T 10183-xxxx, ISO 8306:1985)
- GB/T 11264 轻轨
- GB/T 11352 一般工程用铸造碳钢件
- GB/T 12469 焊接质量保证 钢熔化焊接头的要求和缺陷分类
- GB/T 14048.4 低压开关设备和控制设备 低压机电式接触器和电动机起动器 (GB/T 14048.4-1993, eqv IEC 60947-4-1 :1990)
- GB/T 14408 一般工程与结构用低合金铸钢件
- GB/T 16270-1996 高强度结构钢热处理和控轧钢板、钢带 (GB/T 16270-1996, neq ISO 4950-3: 1981)
- GB 50017 钢结构设计规范
- GB/T xxxxxx 重要用途钢丝绳 (GB/T xxxxx-xxxx, ISO 4309:1990, IDT)
- JB/T 5028 轧制车轮
- JB/T 6392 起重机车轮
- JB/T 7009 卷筒用球面滚子联轴器
- JB/T 7017 起重机用液压缓冲器
- JB/T 7687.1~7687.4 直柄吊钩 附件
- JB/T 8108.1 起重用短环链 验收总则 (JB/T 8108.1-1999, eqv ISO 1834:1980)
- JB/T 8108.2 起重用短环链 用于葫芦和其他起重设备的T(8)级校准链条 (JB/T 8108.2-1999, eqv ISO 3077:1984)
- 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 双腹板压制滑轮
- JB/T 9005 起重机用铸造滑轮
- JB/T 9006 起重机用铸造卷筒
- JG/T 5078.1-1996 建筑机械与设备 焊接滑轮
- YB/T 5055 起重机钢轨

## 3 符号和代号

见表3-1符号和代号表

表3-1 符号和代号表

符号或代号	含 义	规范相关内容
A1~A8	起重机整机的工作级别	表 4-3
A1~A4	起重机无风工作的载荷情况的载荷组合	5.4.2.1.1
A	起重机无风工作的载荷情况	5.4.2.1
A	起重机构件垂直于风向的迎风面积	式 (5-5)
A	螺栓连接计算中的结构构件净面积	式 (6-9)
A	构件长细比计算中的结构构件毛面积	式 (6-18)
A	格构式组合构件中构件横截面所截各弦杆毛截面面积之和	表 J-5
$A_I$	格构式组合构件中构件横截面所截各斜缀条毛截面面积之和	表 J-5
$A_{Ix}$	格构式组合构件中构件横截面所截垂直于 x 轴的平面内各斜缀条毛截面面积之和	表 J-5
$A_{Iy}$	格构式组合构件中构件横截面所截垂直于 y 轴的平面内各斜缀条毛截面面积之和	表 J-5
$A_0$	起重机结构迎风面的外形轮廓面积	式 (5-5)
$A_{01}$	第一片结构的外形轮廓面积	式 (5-7)
$A_Q$	吊运物品的最大迎风面积	式 (5-4)
$A_I$	螺栓有效截面积	表 6-6
$A_z$	加强肋截面面积	表 N-2
$A_{kv}$	冲击韧性	表 I-2
$a$	空间结构中两个相对面之间的距离	图 5-5
$a$	集中载荷的作用长度	式 (6-5)
$a$	横向加劲肋的间距	式 (6-42)
$a$	局部区格薄板的一个边长	表 N-1
$a$	起重机有效轴距	图 D-2
$a$	起升钢丝绳滑轮组倍率	式 (7-10)
B0~B10	结构件或机械零件使用等级的级别	表 4-7
B1~B5	起重机带风工作的载荷情况的载荷组合	5.4.2.1.2
B	起重机带风工作的载荷情况	5.4.2.1
$B$	构件迎风面的宽度	图 5-5
$B$	起重机的基距	图 D-1
$b$	结构迎风截面的宽度	图 5-5
$b$	板的区格宽度或板总的宽度	式 (6-30)
$b$	箱型结构两腹板之间受压翼缘宽度	6.7.1
$b$	平顶轨道头部宽度	式 (7-66)
$b$	局部区格薄板的一个边长	表 N-1
$b_0$	受压翼缘自由外伸宽度	6.7.1
$b_s$	横向加劲肋的外伸宽度	式 (6-37)
C1~C8	起重机受到特殊载荷的情况的载荷组合	5.4.2.1.3
C	起重机受到特殊载荷的工作或非工作情况	5.4.2.1
C	风力系数	式 (5-5)
C	钢丝绳选择系数	式 (7-59)
C	惯量增加率	式 (S-4)
$C_i$	与起重机各个有代表性的工作荷重相对应的工作循环数	式 (4-1)

符号或代号	含 义	规范相关内容
$C_T$	起重机总工作循环数	式 (4-1)
$C_l$	车轮计算中的转速系数	式 (7-66)
$C_2$	车轮计算中的工作级别系数	式 (7-66)
$C_f$	运行摩擦阻力计算中的附加摩擦阻力系数	式 (7-19)
$C_k$	电动机发热验算中与电动机类型有关的修正系数	式 (S-1)
$C_{HX}, C_{HY}$	横向载荷弯矩系数	式 (M-1)
$C_{OX}, C_{OY}$	端部弯矩不等的折减系数	式 (M-2)
$CZ$	惯量增加率 $C$ 与折合每小时全起动次数 $Z$ 的乘积	式 (S-4)
$c$	集中载荷的分布长度	式 (6-5)
$c(y)$	腹板下区格局部压力的扩散宽度	式 (N-1)
$\cos \phi$	功率因数	式 (8-4)
$D$	小车运行变幅机构	表 B.2-1
$D$	小车运行机构	表 B.2-1
$D$	迎风面的截面宽度	图 5-5
$D$	车轮踏面直径	式 (7-66)
$D$	钢丝绳卷绕直径	式 (7-8)
$D$	板局部稳定计算表中的一个计算参数	表 N-2
$d$	平行风向的结构截面深度	图 5-5
$d$	螺栓中径	式 (6-15)
$d$	轴径、空心轴外径	式 (7-33)
$d$	钢丝绳名义直径	式 (7-63)
$d_l$	空心轴的内直径	式 (7-33)
$d_c$	电动机每小时全起动次数	式 (S-3)
$d_i$	电动机每小时点动或不完全起动次数	式 (S-3)
E1~E8	结构件或机械零件的工作级别分级	表 4-9
$E$	材料的弹性模数	式 (6-30)
$e_1, e_2$	圆柱壳体加劲环截面图上的形心距离	图 6-1
$F$	流动式起重机主臂重量 $G$ 副臂重量 $g$ 换算到臂头的载荷	表 9-1
$F_0$	钢丝绳的整绳最小破断拉力	式 (7-62)
$F_x$	缓冲碰撞力	图 5-6
$F_{ld}$	平衡臂架系统式变幅机构变幅计算等效力	式 (7-29)
$\Sigma F_{\max}$	变幅机构电动机过载校验中的最大变幅力	式 (R-4)
$f$	电动机每小时电气制动次数	式 (S-1)
$f$	钢丝绳的充填系数	式 (7-61)
$f$	摩擦系数	式 (6-12)
$f$	桥式类型起重机主梁跨中垂直静挠度	6.5.2.1 (1)
$f_l$	在起重机有效悬臂长度处的垂直静挠度	6.5.2.1 (2)
$f_2$	轮胎式或汽车式起重机伸缩吊臂臂端在变幅平面内垂直于吊臂轴线方向的静位移	6.5.2.3
$G$	起重机或小车的重量	式 (7-20)
$G$	稳态负载平均系数	式 (P-7)
$G_n$	起重机的额定起重量	7.3.2.3.1
$G_r$	下滑轮组和取物装置的重重量	7.3.2.3.1
$G_s$	钢丝绳的自重	7.3.2.3.1

符号或代号	含 义	规范相关内容
$GD_d^2$	电动机飞轮矩	式 (S-4)
$GD_e^2$	电动机以外的移动质量和转动质量折算到电动机轴上的飞轮矩	式 (S-4)
$g$	点动或不完全起动折算为全起动次数的折合系数	式 (S-3)
$g$	重力加速度	式 (7-11)
H	起升机构	表 b.2-1
H	主起升机构	表 b.4-1
HC <sub>1</sub> ~HC <sub>4</sub>	起升状态级别分级	表 5-1
H	塔式起重机塔身自由高度	6.5.2.2
H	电动机过载校验中用的系数	式 (R-1)
h	轨道接头处两轨面的高度差	式 (5-2)
h	钢丝绳卷绕最小缠绕直径与钢丝绳直径之比	式 (7-63)
$h_1$	钢丝绳在卷筒上最小缠绕直径与钢丝绳直径之比	表 7-9
$h_2$	钢丝绳在滑轮上最小缠绕直径与钢丝绳直径之比	表 7-9
$h_3$	钢丝绳在平衡滑轮上最小缠绕直径与钢丝绳直径之比	表 7-9
$h_f$	焊缝焊角尺寸	6.4.2.1.2
$h_w$	角焊缝的最小高度	表 6-13
$h_y$	计算局部挤压应力中自构件顶面或垫板顶面至板的计算高度上边缘的距离	式 (6-5)
$I_D$	电动机的起动电流	式 (S-1)
$I_x$	结构构件对通过形心的 X 轴的毛截面惯性矩	式 (6-8)
$I_y$	结构构件对通过形心的 Y 轴的毛截面惯性矩	式 (6-8)
$I_{S1}$	板的局部稳定性计算中横向加劲肋截面惯性矩	式 (6-38)
$I_{S2}$	板的局部稳定性计算中板 $\psi = -1$ 纵向加劲肋截面惯性矩	式 (6-39)
$I_{S3}$	板的局部稳定性计算中均匀受压板纵向加劲肋截面惯性矩	式 (6-41)
$I_{S4}$	圆柱壳的局部稳定性计算中加劲环的截面惯性矩	式 (6-45)
$I_z$	加劲肋截面对于板中面轴线的惯性矩	表 N-2
$I_w$	单台起重机的额定工作电流	式 (8-3)
$I_{N1}$	功率最大机构电动机的额定工作电流	式 (8-3)
$I_{N2}, I_{N3}$	其它两个可能同时工作的机构的电动机的额定工作电流	式 (8-3)
$I_{AUX1}$	辅助电气设备与控制所需的额定工作电流	式 (8-3)
$I$	计算导线电压降时的最大工作电流	式 (8-4)
$I_{max}$	单台起重机的最大工作电流	式 (8-5)
$I_N$	电动机的额定电流	式 (S-1)
IP	电动机或电器的防护等级	8.5.1.2.3.6
$i$	起升机构中由卷筒到制动器轴的总传动比	式 (7-8)
$i$	运行机构中由电动机到车轮轴的总传动比	式 (7-21)
$i_c$	回转机构中由电动机至极限力矩联轴的传动比	式 (7-27)
$i$	起升机构总传动比	式 (7-10)
$\Sigma J$	物品上升起动时起升机构及物品全部运动质量换算到电动机轴上的机构总转动惯量	式 (7-10)
$\Sigma J'$	物品下降制动时起升机构及物品全部运动质量换算到电动机轴上的机构总转动惯量	式 (7-15)
$\Sigma J$	物品平移起动时, 运行机构旋转质量全部直线运动质量换算到电动机轴上的机构总转动惯量	式 (7-20)
$\Sigma J$	物品回转起动时, 回转机构旋转质量及含起吊物品在内的回转运动质量换算到电动机轴上的机构总转动惯量	式 (7-26)

符号或代号	含 义	规范相关内容
$J_1$	电动机转子的转动惯量	式 (7-11)
$J_2$	电动机轴上制动轮和联轴器的转动惯量	式 (7-11)
$J_c$	机构接电持续率	表 Q-1
$J_c'$	等效接电持续率	表 P-2
$j$	机械零件工作级别 $E_j$ 的组别号	式 (7-46)
$k$	钢丝绳捻制损失系数	式 (7-61)
$K$	最大功率机构电动机的起动电流系数	式 (8-5)
$K$	薄板局部稳定计算中的屈曲系数	表 N-1
$k$	横向载荷弯矩系数 $C_H$ 计算中的系数	式 (M-2)
$K_P$	起重机荷重谱系数	式 (4-1)
$K_m$	机构载荷谱系数	式 (4-3)
$K_{sp}$	结构件或机械零件的应力谱系数	式 (4-5)
$K_s$	形状系数	图 U-1
$K_d$	尺寸系数	表 U-2
$K_u$	表面情况 (机加工方法) 系数	图 U-3
$K_c$	腐蚀系数	图 U-3
$K_m'$	$K_m$ 系数的立方根	式 (7-5)
$K_l'$	钢丝绳质量系数	式 (7-61)
$K_t$	导线载流量环境温度校正系数	式 (8-6)
$K_z$	制动器安全系数	式 (7-8)
$K_h$	风压高度变化系数	式 (5-8)
$K_\sigma, K_\tau, K_m$	薄板局部稳定计算中四边简支板的屈曲系数	式 (6-27)
$K_\sigma'$	薄板局部稳定计算中 $\psi' = 0$ 时的屈曲系数	表 N-1
$K_\sigma^N$	薄板局部稳定计算中 $\psi' = -1$ 时的屈曲系数	表 N-1
$K_\tau$	薄板局部稳定临界应力计算中四边简支板的屈曲系数	式 (6-28)
$K_m'$	薄板局部稳定临界应力计算中的屈曲系数	式 (6-29)
$K_{0-K_4}$	结构疲劳计算中焊接件的构件连接类别	6.8.4
$k$	钢丝绳捻制损失系数	式 (7-61)
$k$	受弯构件截面对称系数	式 (L-1)
$k$	车轮沿轨道的滚动摩擦系数	式 (7-19)
$k$	考虑其他传动件飞轮矩的影响系数	式 (7-21)
$k_l'$	钢丝绳质量系数	式 (7-61)
$k_l$	车轮疲劳计算中与材料有关的许用应力线接触车轮应力常数	式 (7-66)
$k$	换算到电动机轴上的计及其它传动转动惯量影响的系数	式 (7-24)
$k_2$	车轮疲劳计算中与材料有关的许用点接触车轮应力常数	式 (7-67)
L	流动式起重机吊臂俯仰变幅动作	TG1.3-1
L	动臂俯仰变幅机构	B.B.2-1
$L_1 \sim L_4$	起重机构的载荷状态级别	表 4-5
$L_l$	起重机结构的有效悬臂长度	6.5.2.1 (2)
$l$	结构构件长度	图 5-5
L	螺栓连接的连接板总厚度	式 (6-13)
L	桥门式起重机的跨度	6.5.2.1
L	导线长度	式 (8-4)

符号或代号	含 义	规范相关内容
$L_c$	流动式起重机吊臂长度	5.5.2.3
$l$	结构构件长度	图 5-5
$l$	轴的支距长度	式 (7-33)
$l$	车轮与轨道有效接触宽度	式 (7-66)
$l$	受压翼缘的侧向支撑间距	6.6.2.1
$l_c$	结构构件的计算长度	式 (6-17)
M1~M8	各单个机构作为整体分级的工作级别	表 4-6
$M$	计算截面上的弯矩	式 (6-44)
$M$	牵引小车式变幅机构驱动轮或卷筒上的转矩	式 (P-3)
$M_{Nmax}$	稳定地起升额定载荷所需的转矩	式 (7-1)
$M_n$	电动机铭牌功率时的转矩	式 (7-9)
$M_{dmax}$	稳定的 2 起升额定载荷所需的转矩	式 (7-3)
$M_{dq}$	电动机平均起动转矩	式 (7-9)
$M_{dmin}$	起动时 (转速 $n=0$ 时) 电动最小转矩	式 (7-3)
$M_{dj}$	与起升额定载荷对应的电动机静阻力矩	式 (7-10)
$M_{dj}$	满载上坡迎风运行时作用于电动机轴上的静阻力矩	式 (7-22)
$M_{z1}$	静态制动转矩	式 (7-6)
$M_{z2}$	动态制动转矩	式 (7-7)
$M_j'$	满载下降时制动轴静转矩	式 (7-13)
$M_{eq}$	回转机构稳定运动时的等效静阻力矩	式 (7-25)
$M_{med}$	回转机构等效平均转矩	式 (P-8)
$M_m$	回转摩擦阻力矩	式 (R-3)
$M_w$	回转工作状态下的等效风阻力矩	式 (7-25)
$M_w^{II}$	由计算风压 $P_{II}$ 引起的最大风阻力矩	式 (R-3)
$M_p$	等效坡道阻力矩	式 (7-25)
$M_{pmax}$	回转最大坡道阻力矩	式 (R-3)
$M_{a1}$	由吊重绳偏摆角 $\alpha_1$ 计算的回转水平阻力矩	式 (R-3)
$M_a$	电动机平均加速转矩	式 (S-1)
$M_m$	不考虑起制动阶段的电动机平均阻转矩	式 (S-1)
$M_x$	绕强轴 (x 轴) 作用的最大弯矩	式 (6-23)
$M_x, M_y$	计算截面上对强轴 (x 轴) 和对弱轴 (y 轴) 的弯矩	式 (6-25)
$M_{jl}$	极限力矩联轴器的摩擦力矩	式 (7-27)
$M_{max}$	电动机最大起动转矩或制动器的制动转矩	式 (7-27)
$M_L$	选用联轴器传递扭矩的计算值	式 (7-68)
$M_c$	换算到电动机轴上的阻力矩	式 (7-26)
$M_{ox}, M_{oy}$	压弯构件一端的端部弯矩	式 (M-1)
$M'_{ox}, M'_{oy}$	与 $M_{ox}, M_{oy}$ 不同的压弯构件另一端的端部弯矩	式 (M-7)
$M_{HX}, M_{HY}$	横向载荷在构件中引起的最大弯矩	式 (M-1)
$m$	起重机荷重谱、机构载荷谱、结构件或机械零件应力谱计算中的指数	式 (4-1), 式 (4-3), 式 (4-5)
$m$	总起升质量	式 (5-1)
$m$	机构中的电动机台数	式 (7-1)
$m$	制动器的台数	式 (7-24)

符号或代号	含 义	规范相关内容
$m$	大于 $0.8 \sigma_s$ 的临界复合应力 (含特殊情况) 与材料的屈服极限之比	式 (6-32)
$m$	由轨道顶与车轮的曲率半径之比确定的系数	式 (7-67)
$m$	受压翼缘对弱轴的惯性矩与全截面对弱轴的惯性矩之比	式 (L-1)
$m$	带肋板的薄板系数	表 N-2
$m$	被加劲肋等间距分割的区格数	式 (6-41)
$m_p$	坡度阻力系数	式 (7-24), 式 (R-2)
$n_m$	电动机在功率 $P_m$ 时的转速	式 (S-1)
$N$	作用于高强度螺栓连接处的轴向力	式 (6-9)
$N$	受压构件计算的轴向力	式 (6-21)
$N$	构件上的轴压力	式 (6-25)
$N_{EX}, E_{EY}$	构件对 X 轴或对 Y 轴的欧拉临界力	式 (6-25)
$n_b$	与材料抗拉强度相对应的安全系数	式 (7-31)
$n_s$	与材料弹性极限相对应的安全系数	式 (7-30)
$n$	钢丝绳的最小安全系数	式 (7-62)
$n$	联轴器的安全系数	式 (7-69)
$n$	翼缘板的纵向加强肋数	式 (6-41)
$N$	高强度螺栓连接的承受轴向力的构件的验算轴向力	式 (6-9)
$n$	安全系数	式 (6-9)
$n$	电动机额定转速	式 (7-1)
$n'$	重物满载下降时电动机的转速	式 (7-13)
$n$	起重机回转速度	表 5-4
$n$	结构件总的应力循环数	表 4-7
$n_i$	与结构件或机械零件发生的不同应力相应的应力循环数	表 4-5
$n_T$	机械零件总的应力循环数	表 4-7
$n_{cr}$	转轴的临界转速	式 (7-33)
$n_{max}$	转轴的 actual 最大转速	式 (7-32)
P1~P4	结构件或机械零件应力状态的级别	表 4-8
$P_i$	起重机各个有代表性的工作荷重	式 (4-1)
$P_i$	机构在工作期限内承受的各个不同载荷	式 (4-3)
$P_{max}$	起重机的安全工作荷重	式 (4-1)
$P_{max}$	机构承受的最大载荷	式 (4-3)
$P_G$	自重载荷	5.2.1.1.1
$P_Q$	起升载荷	5.2.1.1.2
$P_S$	起重机偏斜运行时的水平侧向载荷	5.2.2.1
$P_W$	起重机的风载荷	5.2.2.3.1
$P_{WQII}$	作用在起重机吊运物品上的风载荷	式 (5-4)
$P_{WII}$	作用在起重机构件上的工作状态风载荷	式 (5-5)
$P_{WIII}$	起重机非工作状态风载荷	式 (5-8)
$\Sigma P$	计算水平侧向载荷时的起重机承受侧向力一侧车论的最大运行轮压之和	式 (D-1)
$P_{SL}$	倾翻力	图 5-7
$P_{SL}'$	倾翻力 $P_{SL}$ 对主梁的垂直附加载荷	图 5-7
$P_M$	由电动机驱动转矩或制动器制动转矩所确定的作用在机构上的载荷	5.4.3.1
$P_{MQ}$	由于工作荷重垂直位移引起的载荷	5.4.3.1.1

符号或代号	含 义	规范相关内容
$P_{MG}$	由除工作荷重外的起重机运动部分重心垂直位移引起的载荷	5.4.3.1.1
$P_{MA}$	与运动加速（或制动）有关的起动（或制动）惯性载荷	5.4.3.1.1
$P_{MF}$	与在机构传动效率中未考虑的摩擦力相对应的载荷	5.4.3.1.1
$P_{MW}$	作用在设备(或大表面积的起重物品)上的工作风力引起的载荷	5.4.3.1.1
$P_R$	与电动机及制动器作用无关的作用在机构零件上的反作用力性质的载荷	5.4.3.1
$P_{RQ}$	由起升荷重引起的载荷	5.4.3.1.2
$P_{RG}$	由零部件重量引起的载荷	5.4.3.1.2
$P_{RA}$	由设备或零件在工作不稳定运动时的加速度（或减速度）引起的惯性载荷	5.4.3.1.2
$P_{RW}$	由极限工作风力或最大非工作风力引起的风载荷	5.4.3.1.2
$P_{Mmax I}$	在载荷情况 I（无风正常工作）出现的 $P_M$ 型的最大载荷	式（5-10）
$P_{Mmax II}$	在载荷情况 II（带风正常工作）出现的 $P_M$ 型的最大载荷	式（5-12）
$P_{Mmax III}$	在载荷情况 III（特殊载荷）出现的 $P_M$ 型的最大载荷	5.4.3.2.3
$P_{Rmax I}$	在载荷情况 I 出现的 $P_R$ 型的最大载荷	式（5-11）
$P_{Rmax I II}$	在载荷情况 II 出现的 $P_R$ 型的最大载荷	式（5-14）
$P_{Rmax III}$	在载荷情况 III 出现的 $P_R$ 型的最大载荷	式（5-15）
$P$	一个车轮或滑块上的集中载荷	式（6-5）
$[P]$	单个摩擦型高强度螺栓的承载能力	式（6-12）
$P_g$	高强度螺栓的预拉力	式（6-12）
$[P_t]$	单个摩擦型高强度螺栓沿螺杆轴向能承受的拉力载荷	式（6-12）
$P_t$	每个高强度螺栓沿其轴线方向所受的外拉力	6.4.2.2.2.1
$P_j$	运行静阻力	式（7-18）
$P_m$	摩擦阻力	式（7-18）
$P_p$	坡道阻力	式（7-18）
$P_{G\Sigma}$	运动部分所有质量的重力	式（7-19）
$P_{eq}$	变幅滑轮组上变幅钢丝绳的等效阻力	式（P-5）
$P_o$	由于物品和取物装置不严格走水平线引起的变幅阻力	式（7-28）
$P_l$	由于臂架系统自重未能完全平衡引起的变幅阻力	式（7-28）
$P_w$	由于作用在臂架系统上的风载荷引起的变幅阻力	式（7-28）
$P_\alpha$	由于吊重绳偏摆角 $\alpha$ 引起的变幅阻力	式（7-28）
$P_e$	由于臂架系统在起重机回转时离心力引起的变幅阻力	式（7-28）
$P_c$	由于变幅过程中臂架系统对回转中心的径向惯性力引起的变幅阻力	式（7-28）
$P_f$	由于臂架铰轴关节中摩擦力和补偿滑轮组效率等引起的变幅阻力	式（7-28）
$P_p$	由于起重机轨道坡度或浮船倾角等引起的变幅阻力	式（7-28）
$P_a$	防风抗滑计算中由于坡度引起的滑动力	式（9-1）
$P_f$	防风抗滑计算中起重机运行摩擦力	式（9-1）
$P_n$	所选电动机的铭牌功率	式（P-7）
$P_N$	电动机的计算静功率	式（P-1）
$P_{Mmean}$	水平运动机构中滚动轴承的平均动载荷	7.3.1.2.1.1
$P_{Mmean I}$	受加速度但不受风力的水平运动机构中滚动轴承的平均动载荷	式（7-53）
$P_{Mmean II}$	受加速度又受风力的水平运动机构中滚动轴承的平均动载荷	式（7-54）
$P'_{Mmax II}$	由运动质量重心作垂直位移引起的轴承平均动载荷	式（7-55）
$P_{Rmax I}$	按载荷情况 I 仅承受 $P_R$ 载荷的轴承的最大动载荷	7.3.1.1.2
$P_{Rmin I}$	按载荷情况 I 仅承受 $P_R$ 载荷的轴承的最小动载荷	7.3.1.1.2

符号或代号	含 义	规范相关内容
$P_{RmaxII}$	按载荷情况 II 仅承受 $P_R$ 载荷的轴承的最大动载荷	7.3.1.1.2
$P_{RminII}$	按载荷情况 II 仅承受 $P_R$ 载荷的轴承的最小动载荷	7.3.1.1.2
$P_{RmeanI}$	无风工作情况下承受 $P_R$ 载荷的轴承的平均动载荷	式 (7-56)
$P_{RmeanII}$	带风工作情况下承受 $P_R$ 载荷的轴承的平均动载荷	式 (7-57)
$P_{meanI}$	无风工作情况下车轮疲劳计算的平均载荷	式 (7-65)
$P_{meanII}$	带风工作情况下车轮疲劳计算的平均载荷	式 (7-65)
$P_L$	线接触车轮的允许轮压	式 (7-66)
$P_L$	点接触车轮的允许轮压	式 (7-67)
$P_P$	链条的破坏载荷	式 (7-70)
$P_D$	在抗倾覆稳定性计算中, 由于起升、臂架伸缩、回转、变幅或运行产生的惯性力	表 9-2
$P'_{WII}$	按制造商操作手册规定的或在起重机安装拆卸时的工作状态风载荷	表 9-2
$P_I$	由制造商规定的不包括起重机在工作状态中的永久性起升附件重量在内的设备额定起重量	表 9-4
$P_{ZI}$	工作状态下运行机构制动器产生的在驱动轮踏面上的制动力	式 (9-1)
$P_{Z2}$	非工作状态运行机构夹轨器产生的沿轨道方向的夹持制动力	式 (9-4)
$P_{WIII}$	起重机在非工作状态下所受的沿运行方向的最大风力	式 (9-4)
$P_{\alpha_{自重}}$	由自重产生的坡度引起的滑行动力	式 (9-3)
$P_{\alpha_{吊重}}$	由吊重产生的坡度引起的滑行动力	式 (9-3)
$P_S$	电动机稳态平均功率	式 (S-6)
$P_N$	未修正的电动机功率	式 (8-1)
$P'_N$	根据环境温度和海拔高度修正后的电动机功率	式 (8-1)
P100	对焊缝进行全长检查	表 0-1
P10	抽检全长 10% 的焊缝	表 0-1
$p$	工作状态计算风压	式 (5-3)
$p_I$	正常工作状态的计算风压	表 5-5
$p_{II}$	工作状态最大的计算风压	表 5-5
$p_{III}$	非工作状态计算风压	表 5-9
Q1~Q4	起重机荷重状态的级别	表 4-2
$Q$	格构式轴心受压构件的腹杆剪力	式 (6-22)
$Q$	起升荷重、起升载荷的质量	式 (7-21)
$R$	由材料、个别元件或连接件的规定强度或特征抗力	图 F-1, 图 F-2
$R$	圆柱壳体中面半径	式(6-43)
$R$	车轮与轨道曲率半径之大值	式(7-67)
$r$	接触面曲率半径中的小值	表 7-14
$r$	薄板局部稳定计算中加劲肋的分隔数	表 N-2
$r$	应力循环特性	表 6-9
$r$	疲劳极限与极值应力之比	表 7-7
$r$	卷筒绳槽半径	式(7-64)
$r$	轨道头部两边圆角半径	式(7-66)
$r$	电气制动次数折算为全启动次数的折合系数	式(S-3)
$r_x, r_y$	结构构件毛截面对通过形心的 X 轴的回转半径	式(6-17)
$r_x$	结构疲劳计算中的 $\sigma_x$ 应力的应力循环特性	式(6-47)
$r_y$	结构疲劳计算中的 $\sigma_y$ 应力的应力循环特性	式(6-47)
$r_{xy}$	结构疲劳计算中的 $\tau_{xy}$ 应力的应力循环特性	式(6-47)

符号或代号	含 义	规范相关内容
$S$	起升钢丝绳最大工作静拉力	式(7-59)
$S$	流动式起重机回转运动	图 G.1.3-1
$S1$	电动机的连续工作制方式	式 (S-1)
$T$	流动式起重机带载运行运动	图 G.1.3-1
$T$	大车运行机构	表 B.2-1
$T$	电动机的一个工作循环的总时间	式 (S-1)
$T_0 \sim T_9$	机构使用等级的级别	表 4-4
$T_0$	导线长期允许的工作温度	式(8-6)
$T_1$	工作环境温度	式(8-6)
$T_2$	额定工作环境温度	式(8-6)
$t$	板厚	式(6-38)
$t$	起制动时间	式(7-27)
$t_a$	机构起动时间	式 (R-2)
$t_b$	受压翼缘厚度	6.7.1 (4)
$t_E$	一个循环期内起动制动的等效时间	式 (S-1)
$t_i$	机构承受各个不同载荷的相对应时间的分别累计值	式(4-3)
$t_i$	每一变幅位置间隔所需时间	式 (S-8)
$t_N$	一个循环期内恒速工作的时间	式 (S-1)
$t_q$	起动时间	式(7-23)
$[t_q]$	推荐的起升机构	式(7-11)
$t_s$	一个循环周期内停止的时间	式 (S-1)
$t_s$	横向加劲肋的厚度	式(6-3)
$t_r$	机构承受所有不同载荷作用的总的累计时间	式(4-3)
$t_z$	满载下降制动时间	式(7-13)
$[t_z]$	推荐的起升机构制动时间	式(7-13)
$U_0 \sim U_9$	起重机使用等级	表 4-1
$V$	运动速度	7.2.5.1
$V$	输电线路电压	表 10-1
$V_b$	变幅齿条(或螺杆、油缸、钢丝绳等)的运行速度	式 (R-1)
$V_b$	变幅钢丝绳卷绕线速度	式 (P-1)
$V_0$	瞬时风速	E.4
$V_p$	10 分钟平均风速	E.4
$V_q$	起升速度	式 (P-1)
$V'_q$	满载下降速度	式(7-16)
$V_s$	计算风速	式(5-16)
$V_{sIII}$	非工作状态相应计算风速	表 5-9
$V_y$	运行速度	式(7-23)
$W$	截面抗弯模量	式(6-44)
$W$	按受压纤维确定的截面毛抗弯模量	式(6-23)
$W_0 \sim W_2$	结构疲劳计算中非焊接件的构件连接类别	6.8.4
$W_x$	按受压纤维确定的对强轴(X轴)截面毛抗弯模量	式(6-24)
$W_y$	按受压纤维确定的对弱轴(Y轴)截面毛抗弯模量	式(6-24)
$w_{min}$	不考虑轮缘与轨头侧面摩擦因素的摩擦阻力系数	式(7-24)

符号或代号	含 义	规范相关内容
$x$	板边弹性嵌固系数	式(6-27~29)
$Z$	在接点或拼接处结构构件一端的高强度螺栓数	式(6-9)
$Z$	电动机折合的每小时全起动次数	式(S-2)
$Z_1$	结构件验算截面处的高强度螺栓数	式(6-9)
$Z_A$	钢材质量组别选择的残余应力评价系数	式(I-1)
$Z_B$	钢材质量组别选择的残余应力板厚评价系数	式(I-4)
$Z_C$	工作环境温度评价系数	式(I-6)
$Z_L$	吊臂端在吊臂回转平面内的侧向静位移	6.5.2.3
$Z_m$	传力的摩擦面数	式(6-12)
$\alpha$	计算起升冲击系数 $\phi_1$ 时用的系数	5.2.1.1.3
$\alpha$	薄板稳定计算中翼缘板的边长比	式(6-41)
$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$	计算受压构件稳定系数 $\varphi$ 时用的系数	表 K-4
$\alpha_I$	吊重绳正常偏摆角	表 5-4
$\alpha_{II}$	吊重绳最大偏摆角	表 5-4
$\alpha_q$	起升平均起动加速度	式(7-12)
$\alpha_y$	运行平均起动加速度	式(7-23)
$\alpha_z$	下降平均制动减速度	式(7-16)
$\beta$	高强度螺栓载荷分配系数	式(6-13)
$\beta$	薄板局部稳定计算中的系数	表 N-1
$\beta_2$	计算起升动载荷系数 $\phi_2$ 时用的系数	表 5-1
$\beta_3$	计算突然部分卸载冲击系数 $\phi_3$ 时用的系数	式(5-1)
$\gamma_f$	强度系数	表 5-10
$\gamma_{fA}$	载荷组合 A 中用的强度系数	表 5-10
$\gamma_{fB}$	载荷组合 B 中用的强度系数	表 5-10
$\gamma_{fc}$	载荷组合 C 中用的强度系数	表 5-10
$\gamma_p$	分项载荷系数	表 5-10
$\gamma_{pA}$	载荷组合 A 中用的分项载荷系数	表 5-10
$\gamma_{pB}$	载荷组合 B 中用的分项载荷系数	表 5-10
$\gamma_{pc}$	载荷组合 C 中用的分项载荷系数	表 5-10
$\gamma'_m$	载荷增大系数	表 5-11
$\gamma_m$	抗力系数	表 5-10
$\gamma_{mA}$	载荷组合 A 中用的抗力系数	表 5-10
$\gamma_{mb}$	载荷组合 B 中用的抗力系数	表 5-10
$\gamma_{mc}$	载荷组合 C 中用的抗力系数	表 5-10
$\gamma_n$	高危险度系数	表 5-10
$\gamma_a$	薄板局部稳定计算中的系数	表 N-2
$\Delta F$	引起加速度或减速度的驱动力变化值	5.2.1.2
$\Delta L$	额定载荷作用下塔身与其臂架连接处的水平位移	6.5.2.2
$\Delta m$	在空中突然卸除或坠落的那部分起升质量	表 5-1
$\Delta U$	导线的电压降	式(8-4)
$\delta$	铆钉螺栓连接的外层较薄板件的厚度	表 6-14
$\delta_1$	板件厚度	6.9.2.2
$\delta_a$	薄板稳定性计算中用的系数	表 N-2

符号或代号	含 义	规范相关内容
$\delta_a$	一根纵向加劲肋截面积与翼缘板截面总面积之比	式(6-41)
$\eta_l$	单个滑轮的效率	式(7-58)
$\eta_{总}$	电动机钢丝绳系统的总传动效率	式(S-1)
$\eta$	机构总效率	式(7-2)
$\eta$	运行机构传动效率	式(P-2)
$\eta$	电动机至极限力矩联轴器的传动效率	式(7-2)
$\eta_0$	导向滑轮的效率	式(7-58)
$\theta$	风向与构件纵轴或构架表面的夹角	式(5-6)
$\lambda$	长细比	式(6-16)
$\lambda$	水平侧向载荷系数	式(D-1)
[ $\lambda$ ]	结构构件的容许长细比	式(6-16)
$\lambda_h$	格构式组合构件的换算长细比	式(6-20)
$\lambda_F$	$\sigma_s$ 高于 235N/mm <sup>2</sup> 的材料的假想长细比	式(6-19)
$\xi$	相对缓冲能量	图 5-6
$\lambda_{dq}$	电动机最大转矩倍数	式(7-9)
$\lambda_m$	相对于 $P_N$ 时的电动机最大转矩倍数 (电动机制造厂提供)	式(R-2)
$\lambda_x$	构件截面对强轴 (x 轴) 的长细比	式(6-17)
$\lambda_y$	构件截面对弱轴 (y 轴) 的长细比	式(6-17)
$\lambda_{AS}$	对于 $P_N$ 的平均起动转矩倍数	式(R-2)
$\lambda_{AS}$	电动机相对于 $P_N$ 的平均起动转矩标么值	式(R-2)
$\mu$	车轮轴承摩擦系数	式(7-19)
$\mu_1$	受压构件计算长度公式中与支承方式有关的长度系数	式(J-1)
$\mu_2$	变截面受压构件计算长度公式中的变截面长度系数	式(J-1)
$\mu_3$	由于拉臂钢丝绳影响的长度系数	式(J-3)
$\nu$	材料的泊桑比	式(6-30)
$\rho$	计算折减临界应力 $\sigma_{cr}$ 时用的系数	式(6-32)
$\sigma_l$	压缩应力	式(6-31)
$\sigma$	正应力	式(6-6)
$\sigma_d$	复合应力	式(6-6)
$\sigma_x, \sigma_y$	X 方向和 Y 方向的最大正应力	式(6-7)
$\sigma_l$	板边最大压应力	表 N-1
$\sigma_i$	结构件或机械零件在工作时间内发生的不同的应力	式(4-5)
$Lim \sigma$	极限设计应力	图 F-1
$\sigma_{max}$	结构件或机械零件在工作时间内发生的最大应力	式(4-5)
$\sigma_{sup}$	应力循环中的峰值应力	图 4-1
$\sigma_{supmax}$	最大峰值应力	图 4-1
$\sigma_{supmin}$	最小峰值应力	图 4-1
$\sigma_{iuf}$	谷值应力	图 4-1
$\sigma_m$	总使用时间内所有峰值应力和谷值应力的算术平均值	图 4-1
$\sigma_m$	局部挤压应力的平均值	式(6-5)
[ $\sigma$ ]	许用应力、基本许用应力	表 6-1
$\sigma_{xmin}$	X 方向的最小极值正应力	式(6-47)
$\sigma_{ymin}$	Y 方向的最小极值正应力	式(6-47)

符号或代号	含 义	规范相关内容
$\sigma_{xmax}$	X 方向的最大极值正应力	式(6-47)
$\sigma_{ymax}$	Y 方向的最大极值正应力	式(6-47)
$\sigma_s$	材料的屈服极限	表 6-1
$\sigma_{cr}$	抗屈曲临界复合应力的折减临界应力	式(6-34)
$[\sigma_{cr}]$	局部稳定性许用应力	式(6-33)
$\sigma_b$	材料的抗拉强度	表 6-1
$[\sigma_{cd}]$	承压许用应力	式(6-3)
$[\sigma_h]$	焊缝拉压许用应力	表 6-2
$\sigma_{sp}$	与螺栓性能等级相应的螺栓保证应力	表 6-4
$\sigma_h$	焊缝复合应力	式(6-10)
$\sigma_x$	构件计算点上所受的 X 方向正应力	式(6-7)
$\sigma_y$	构件计算点上所受的 Y 方向正应力	式(6-7)
$\sigma_{st}$	高强度螺栓材料的屈服极限	表 6-6
$\sigma_{l,cr}$	板的局部稳定临界压缩应力	式(6-27)
$\sigma_{i,mcr}$	板的局部稳定临界局部压应力	式(6-29)
$\sigma_{i,mcr}$	板的局部稳定临界复合应力	式(6-31)
$\sigma$	欧拉应力	式(6-30)
$\sigma_{c,cr}$	圆柱壳体受轴压或压弯作用时的临界应力	式(6-43)
$[\sigma_{-1}]$	拉伸和压缩疲劳强度许用应力的基本值	6.8.5
$[\sigma_{rt}]$	$r \leq 0$ 时的拉伸疲劳许用应力	表 6-9
$[\sigma_{rc}]$	$r \leq 0$ 时的压缩疲劳许用应力	表 6-9
$[\sigma_0]$	$r > 0$ 时脉动应力循环时拉伸压缩疲劳许用应力基本值	表 6-9
$[\sigma_{ct}]$	机械零件中 X 方向和 Y 方向的最大正应力	式(7-52)
$\sigma_x, \sigma_y$	钢丝绳的公称抗拉强度	式(7-60)
$\sigma_t$	X 方向的 $[\sigma_{rt}]$ 值	表 6-9
$[\sigma_{xrt}]$	Y 方向的 $[\sigma_{rt}]$ 值	表 6-9
$[\sigma_{yrt}]$	X 方向的 $[\sigma_{rc}]$ 值	表 6-9
$[\sigma_{xrc}]$	Y 方向的 $[\sigma_{rc}]$ 值	表 6-9
$[\sigma_{yrc}]$	$r = +1$ , 在静应力作用下的拉伸压缩强度计算许用应力	表 6-9
$[\sigma_{+1}]$	计算拉伸应力, 钢丝绳的公称抗拉强度	7.2.3.2
$\sigma_t$	计算压缩应力	7.2.3.2
$\sigma_c$	计算弯曲应力	7.3.2.2
$\sigma_f$	机械零件抛光试件在交变旋转弯曲载荷下的疲劳极限值	7.2.6.2
$\sigma_{bw}$	机械零件在交变载荷下拉伸压缩弯曲疲劳极限值	式(7-36)
$\sigma_{wk}$	机械零件的疲劳强度	式(7-45)
$\sigma_k$	X 方向和 Y 方向的正应力疲劳强度	式(7-52)
$\sigma_{kx}, \sigma_{ky}$	局部压应力 $\sigma_m$ 沿板宽方向在 Y 处的值	表 N-1
$\sigma_{m(y)}$	对相应组别的机械零件的疲劳许用正应力	式(7-48)
$[\sigma_{af}]$	机械零件的拉压疲劳极限	表 7-7
$\sigma_d$	机械零件的剪切疲劳极限	表 7-7
$\tau_d$	构件计算点上受的 XY 轴线形成平面上的最大极值剪应力	式(6-47)
$\tau_{xymax}$	构件计算点上受的 XY 轴线形成平面上的最小极值剪应力	式(6-47)
$\tau_{xymin}$	构件计算点上受的剪应力	式(6-7)

符号或代号	含 义	规范相关内容
$\tau_{xy}$	$r=+1$ 时的疲劳许用剪应力	表 6-9
$[\tau_{+1}]$	$-1 \leq r \leq 1$ 时的疲劳许用剪应力	表 6-9, 表 6-10
$[\tau_{rxy}]$	板局部稳定性计算中的临界剪切应力	式(6-28)
$\tau_{i,cr}$	机械零件抛光试件在交变剪切(纯剪切或扭转)作用下的疲劳极限	式(7-34)
$\tau_w$	机械零件在交变载荷 $r=-1$ 作用下扭转剪切的疲劳极限	式(7-37)
$\tau_{wk}$	机械零件的剪切疲劳强度	式(7-46)
$\tau_k$	对相应组别的机械零件的疲劳许用剪切应力	式(7-49)
$[\tau_{af}]$	结构件剪切许用应力	式(6-2)
$[\tau]$	焊缝剪切许用应力	式(6-4)
$[\tau_h]$	结构迎风面充实率	表 5-7
$\phi$	第一片结构的迎风面充实率	式(5-7)
$\phi_n$	动力系数	表 G.2.2.1
$\phi_1$	起升冲击系数	5.2.1.1.3
$\phi_2$	起升动载系数	5.2.1.1.4
$\phi_{2min}$	与起升状态级别相对应的起升动载系数的最小值	表 5-1
$\phi_{2max}$	与起升状态级别相对应的起升动载系数的最大值	表 5-1
$\phi_3$	突然部分卸载的冲击系数	图 5-2
$\phi_4$	在不平路面或轨道上运行的起重机冲击系数	5.2.1.1.7
$\phi_5$	驱动机构加速引起的动载荷系数	图 5-4
$\phi_5$	意外停车的动载荷系数	表 5-10
$\phi_6$	试验载荷起升动力系数	式(5-9)
$\phi_7$	缓冲器碰撞弹性效应系数	图 5-6
$\phi_8$	刚性动载系数	式(7-69)
$\phi$	轴心受压稳定系数	式(6-21)
$\phi_x$	压弯构件整体稳定性计算中对 X 轴的轴压稳定系数	式(M-1)
$\phi_y$	压弯构件整体稳定性计算中对 Y 轴的轴压稳定系数	式(M-1)
$\phi_b$	构件绕强轴弯曲所确定的侧向屈曲稳定系数	式(M-1)
$\phi_b$	$\phi_b > 0.8$ 时取值的侧向弯扭屈曲稳定性系数	式(L-2)
$\psi$	板的局部稳定性计算中的板边两端应力比	式(6-31)
$\psi$	轴压稳定系数 $\phi$ 的修正系数	式(M-1)
$\psi_x$	对 X 轴的轴压稳定系数的修正系数	式(M-3)
$\psi_y$	对 Y 轴的轴压稳定系数的修正系数	式(M-4)
$\omega$	运行摩擦阻力系数	表 9-5
I	机构设计的第 I 类载荷情况, 即无风正常工作	5.4.3.2.1
II	机构设计的第 II 类载荷情况, 即带风正常工作	5.4.3.2.2
III	机构设计的第 III 类载荷情况, 即特殊载荷	5.4.3.2.3

## 4 起重机及其组成部分的工作级别

### 4.1 工作级别的划分

#### 4.1.1 工作级别划分的内容

起重机通过起升和移动荷重（指起重机所负荷及吊运的重物的质量）在其名义起重量以内的重物来实现物料搬运作业，但在不同场合使用的起重机其工作任务差别很大，即其预期寿命、工作要求、起吊荷重、承受载荷、总工作循环数与总工作时间等都会有很大的不同，为经济合理地选择和安全可靠地使用起重机，必须对其整机及组成部分进行工作级别的划分，包括：

- 1) 起重机整机的分级；
- 2) 机构的分级；
- 3) 结构件及机械零件的分级。

#### 4.1.2 分级的基础：

- 1) 使用等级：用起重机的总工作循环数，机构总使用小时数，结构件或机械零件总应力循环数等来表示。
- 2) 载荷状态：用起重机的荷重谱、机构的载荷谱、结构件或机械零件的应力谱等来表示。

### 4.2 起重机整机的分级

#### 4.2.1 分级目的

- 1) 为起重机设计、制造和使用各方提供一个关于该起重机设计预期工作状况的基本规定，以作为签订订货及制造合同时确定技术内容的共同基础；
- 2) 为起重机设计和研究提供计算和分析的基础，以用于指导起重机设计，并验证它可否满足给定的使用条件及是否达到设计预期的寿命。

#### 4.2.2 确定分级的因素

确定起重机整机分级有两个因素：起重机的使用等级和起重机的荷重状态。

##### 4.2.2.1 起重机的使用等级

起重机的设计预期寿命期是指该起重机从交付使用起到预期的停止使用或最终报废为止的总期限，要考虑经济、技术、环境及设备老化等因素的影响来确定它的适当数值。在起重机的实际使用中，这一预期寿命是用该起重机在此期限内所有工作循环数的总和，即总工作循环数来表示的。起重机的一个工作循环是指从起吊一个荷重算起，到能开始进行下一个起吊作业为止，包括起重机运行及正常的停歇在内的一个完整的过程。

起重机总的工作循环数与它的设计预期寿命期限的长短及起重机使用的频繁情况有关。起重机的使用等级是将可能出现的起重机总工作循环数划分成的 10 个级别，用  $U_0$ 、 $U_1$ 、 $U_2$ …… $U_9$  表示，见表 4-1。

表 4-1 起重机的使用等级

使用等级	总的工作循环数	起重机使用频繁情况
$U_0$	$C_T \leq 1.60 \times 10^4$	无规律的不经常地使用
$U_1$	$1.60 \times 10^4 < C_T \leq 3.20 \times 10^4$	
$U_2$	$3.20 \times 10^4 < C_T \leq 6.30 \times 10^4$	
$U_3$	$6.30 \times 10^4 < C_T \leq 1.25 \times 10^5$	
$U_4$	$1.25 \times 10^5 < C_T \leq 2.50 \times 10^5$	有规律的较轻闲地使用
$U_5$	$2.50 \times 10^5 < C_T \leq 5.00 \times 10^5$	有规律的中等地使用
$U_6$	$5.00 \times 10^5 < C_T \leq 1.00 \times 10^6$	无规律的较繁忙地使用
$U_7$	$1.00 \times 10^6 < C_T \leq 2.00 \times 10^6$	繁忙地使用
$U_8$	$2.00 \times 10^6 < C_T \leq 4.00 \times 10^6$	很繁忙地使用
$U_9$	$4.00 \times 10^6 < C_T$	

#### 4.2.2.2 起重机的荷重状态

起重机的荷重状态指起重机工作荷重情况，即：在该起重机的设计预期寿命期限内，它的各个有代表性的工作荷重值的大小及各相对应的起吊次数，与起重机的安全工作荷重值的大小及总的起吊次数的比值情况。

起重机的工作荷重，是指工作中各次被吊起的有效荷重的质量加上滑轮组、吊钩、起重横梁、抓斗等取物装置的质量；起重机的安全工作荷重，是指起重机能安全起吊的荷重，即额定起升荷重（物品）的质量加上上述取物装置的质量。工作荷重与安全工作荷重的单位为 t 或 kg。

在表 4-2 中，列出了起重机荷重谱系数  $K_p$  的四个范围值，它们各代表了起重机一个相对应的荷重状态。

表 4-2 起重机的荷重状态及荷重谱系数

荷重状态	荷重谱系数 $K_p$	说 明
Q1	$0.000 < K_p \leq 0.125$	极少起吊安全工作荷重，一般起吊较轻荷重
Q2	$0.125 < K_p \leq 0.250$	较少起吊安全工作荷重，一般起吊中等荷重
Q3	$0.250 < K_p \leq 0.500$	有时起吊安全工作荷重，一般起吊较重荷重
Q4	$0.500 < K_p \leq 1.000$	有规律地经常起吊接近安全工作荷重的重荷重

如果已知起重机设计预期寿命期内工作荷重的各个值的大小及相对应的起吊次数的准确资料，则可以用式（4-1）算出该起重机整机的荷重谱系数：

$$K_p = \Sigma \left[ \frac{C_i}{C_T} \left( \frac{P_i}{P_{\max}} \right)^m \right] \quad (4-1)$$

式中： $K_p$ ——起重机荷重谱系数；

$P_i$ ——能表征起重机工作任务的起重机各个有代表性的工作荷重， $P_i = P_1, P_2, P_3 \cdots P_n$ ；

$P_{\max}$ ——起重机的安全工作荷重；

$C_i$ ——与起重机各个有代表性的工作荷重相对应的工作循环数， $C_i = C_1, C_2, C_3 \cdots C_n$ ；

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

$m$ ——指数。为便于组别的划分，取  $m = 3$ 。

展开后，（4-1）式变为：

$$K_p = \frac{C_1}{C_T} \left( \frac{P_1}{P_{\max}} \right)^3 + \frac{C_2}{C_T} \left( \frac{P_2}{P_{\max}} \right)^3 + \frac{C_3}{C_T} \left( \frac{P_3}{P_{\max}} \right)^3 \cdots + \frac{C_i}{C_T} \left( \frac{P_n}{P_{\max}} \right)^3 \quad (4-2)$$

算得此荷重谱系数的计算值后，即可按表 4-2 确定该起重机相应的荷重状态。

如果无法得到起重机设计预期寿命期内起吊的荷重大小及相应的起吊次数数据，从而无法算出它的荷重谱系数及确定它的荷重状态，则可以根据经验并用制造厂和用户取得一致的方法来选定该起重机的适当的荷重状态及相应的荷重谱系数。

#### 4.2.3 起重机整机的工作级别

根据起重机的使用等级和荷重状态，起重机整机的工作级别划分为 A1~A8 共 8 个级别，见表 4-3。

表 4-3 起重机整机工作级别

荷重状态	荷重谱系数 $K_p$	使用等级									
		U <sub>0</sub>	U <sub>1</sub>	U <sub>2</sub>	U <sub>3</sub>	U <sub>4</sub>	U <sub>5</sub>	U <sub>6</sub>	U <sub>7</sub>	U <sub>8</sub>	U <sub>9</sub>
Q1	$0.000 < K_p \leq 0.125$	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

各类起重机的整机分级举例参见附录 A（资料性附录）。

### 4.3 机构的分级

#### 4.3.1 分级的意义和目的

- 1) 表明该机构所受载荷的大小及运转时间的长短。但这种分级只是将各机构都单独作为一个整体进行的总的评价，而不表示该机构中所有的零部件都有相同的受载及运转情况；
- 2) 对各机构总体的设计计算提供基础性的规定；
- 3) 对各机构中一些特殊零部件的设计及选用提供重要的依据。

#### 4.3.2 确定分级的因素

确定各机构的分级有两个因素：机构的使用等级和机构的载荷状态。

##### 4.3.2.1 机构的使用等级

机构的设计预期寿命期是指该机构从开始使用起到预期的更换或报废而停止使用为止的总运转时间，它不包括工作中此机构的停歇时间，而仅用该机构总实际运转小时数累计计算得到。它不等于从该机构开始使用起至更换或报废为止期间内起重机整机总的工作时间，但与此时间的长短及在其中该机构的实际使用运转的频繁情况有关系。机构的使用等级是将该机构的总运转时间分成的 10 个等级，以  $T_0$ 、 $T_1$ 、 $T_2$ …… $T_9$  表示，见表 4-4。

##### 4.3.2.2 机构的载荷状态

机构的载荷状态表明了机构所受载荷的轻重情况。在表 4-5 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。

表 4-4 机构使用等级

使用等级	总使用时间 $h$	机构运转频繁情况
$T_0$	$t_T \leq 200$	无规律的不经常地使用
$T_1$	$200 < t_T \leq 400$	
$T_2$	$400 < t_T \leq 800$	
$T_3$	$800 < t_T \leq 1600$	
$T_4$	$1600 < t_T \leq 3200$	有规律的较轻闲地使用
$T_5$	$3200 < t_T \leq 6300$	有规律的中等地使用
$T_6$	$6300 < t_T \leq 12500$	无规律的较繁忙地使用
$T_7$	$12500 < t_T \leq 25000$	繁忙地使用
$T_8$	$25000 < t_T \leq 50000$	
$T_9$	$50000 < t_T \leq 100000$	

表 4-5 机构的载荷状态及载荷谱系数

载荷状态	载荷谱系数 $K_m$	说 明
L1	$0.000 < K_m \leq 0.125$	机构很少承受最大载荷，一般承受轻的载荷
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 (4-3) 计算得到：

$$K_m = \Sigma \left[ \frac{t_i}{t_T} \left( \frac{P_i}{P_{\max}} \right)^m \right] \quad (4-3)$$

式中： $K_m$ ——机构载荷谱系数；

$P_i$ ——机构在工作期限内承受的各个不同载荷， $P_i = P_1, P_2, P_3, \dots, P_n$ ；

$P_{\max}$ ——机构承受的最大载荷。

$t_i$ ——机构承受各个不同载荷的相对应时间的分别累计值， $t_i = t_1, t_2, t_3, \dots, t_n$ ；

$t_T$ ——机构承受所有不同载荷作用总的累计时间， $t_T = \sum_{i=1}^n t_i = t_1 + t_2 + t_3 + \dots + t_n$ ；

$m$ ——指数。为便于组别的划分，取  $m = 3$

展开后，(4-3) 式变为：

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

算得此载荷谱系数的计算值后，即可按表 4-5 确定该机构相应的载荷状态。

### 4.3.3 机构的工作级别

各机构单独作为一个整体进行分级的工作级别，根据该机构的使用等级和载荷状态，分为 M1~M8 共 8 级，见表 4-6。

表 4-6 机构的工作级别

载 荷 状 态	载荷谱系数 $K_m$	使 用 等 级									
		T <sub>0</sub>	T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	T <sub>3</sub>	T <sub>4</sub>	T <sub>5</sub>	T <sub>6</sub>	T <sub>7</sub>	T <sub>8</sub>	T <sub>9</sub>
L1	$0.000 < K_m \leq 0.125$	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

各类起重机的机构分级举例参见附录 B (资料性附录)。

## 4.4 结构件或机械零件的分级

### 4.4.1 分级的目的和意义

1) 结构件或机械零件分级表明了起重机具体的结构件或机械零件在设计预期寿命期内应力的的大小及变化情况。

- 2) 结构件或机械零件分级的实际含义、分级计算、相关的数值等, 与起重机整机的分级及各个机构的分级, 一般都是不相同的。
- 3) 结构件或机械零件分级对该结构件或机械零件的设计计算, 特别是疲劳设计, 有重要的指导意义。

#### 4.4.2 确定分级的因素

确定结构件和机械零件的分级有两个因素: 结构件或机械零件的使用等级和应力状态。

##### 4.4.2.1 结构件或机械零件的使用等级

结构件或机械零件的使用时间, 用该结构件或机械零件的应力循环次数来表示。一个应力循环是指应力从通过  $\sigma_m$  时起至该应力同方向再次通过  $\sigma_m$  时为止的一个连续过程。图 4-1 表示的是有 5 个应力循环的时间应力变化过程。

结构件或机械零件总使用时间是指在其设计预期寿命期内, 即从开始使用起到该结构件报废或机械零件更换为止的期间内, 该结构件或机械零件发生的总的应力循环次数。

结构件的应力循环次数与起重机的起重工作循环次数之间有一定关系, 但对于许多起重机, 一个起重工作循环内某些结构件可能会发生几次应力循环, 因此, 不同的结构件可以有各不相同的应力循环数。但当结构件应力循环数与起重机起重工作循环数之间的比值关系为已知时, 此结构件的总使用时间, 即总应力循环次数可以由决定起重机使用等级的起重机总工作循环次数中导出。

对于不同机构中的机械零件, 其总使用时间, 即总应力循环数可由该机构的总运转时间导出, 在推导时要考虑影响此机械零件应力循环的转速和其它相关因素。

结构件使用等级, 是将其总应力循环次数分成的 11 个等级, 分别以代号  $B_0, B_1, \dots, B_{10}$  表示, 见表 4-7; 而机械零件的使用等级, 是将其总使用时间分成的 9 个等级, 分别以代号  $B_0, B_1, \dots, B_8$  表示, 见表 4-7。

表 4-7 结构件或机械零件的使用等级

代 号	结构件 (总应力循环数 $n$ )	机械零件 (总应力循环数 $n_T$ )
$B_0$	$n \leq 16\ 000$	$n_T \leq 16\ 000$
$B_1$	$16\ 000 < n \leq 32\ 000$	$16\ 000 < n_T \leq 32\ 000$
$B_2$	$32\ 000 < n \leq 63\ 000$	$32\ 000 < n_T \leq 63\ 000$
$B_3$	$63\ 000 < n \leq 125\ 000$	$63\ 000 < n_T \leq 125\ 000$
$B_4$	$125\ 000 < n \leq 250\ 000$	$125\ 000 < n_T \leq 250\ 000$
$B_5$	$250\ 000 < n \leq 500\ 000$	$250\ 000 < n_T \leq 500\ 000$
$B_6$	$500\ 000 < n \leq 1\ 000\ 000$	$500\ 000 < n_T \leq 1\ 000\ 000$
$B_7$	$1\ 000\ 000 < n \leq 2\ 000\ 000$	$1\ 000\ 000 < n_T \leq 2\ 000\ 000$
$B_8$	$2\ 000\ 000 < n \leq 4\ 000\ 000$	$2\ 000\ 000 < n_T$
$B_9$	$4\ 000\ 000 < n \leq 8\ 000\ 000$	
$B_{10}$	$8\ 000\ 000 < n$	

##### 4.4.2.2 结构件或机械零件的应力谱

结构件或机械零件的应力谱, 是表明在总使用时间内在它上面发生的应力大小及这些应力循环次数的情况。每一个应力谱对应有一个应力谱系数  $K_{SP}$ 。

$$K_{SP} = \left[ \frac{n_i}{n_T} \left( \frac{\sigma_i}{\sigma_{\max}} \right)^m \right] \quad (4-5)$$

式中： $K_{SP}$ ——结构件或机械零件应力谱的计算值；

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

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

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

对机械零件，在各个  $n_i$  循环期间内可以认为应力基本上是常数，等于  $\sigma_i$ ；

对结构件， $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3 \cdots > \sigma_n$

$\sigma_{\max}$ ——为应力  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3 \cdots \sigma_n$  中的最大应力。

$m$ ——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。

展开后，(4-5) 式变为：

$$K_{SP} = \frac{n_1}{n_T} \left( \frac{\sigma_1}{\sigma_{\max}} \right)^m + \frac{n_2}{n_T} \left( \frac{\sigma_2}{\sigma_{\max}} \right)^m + \frac{n_3}{n_T} \left( \frac{\sigma_3}{\sigma_{\max}} \right)^m \cdots \frac{n_n}{n_T} \left( \frac{\sigma_n}{\sigma_{\max}} \right)^m \quad (4-6)$$

对于机械零件，当式 (4-6) 中出现  $\sum_{i=1}^r n_i \geq 2 \times 10^6$  项时，则此时的  $n_r = n_n$ ，且以  $\sum_{i=1}^r n_i = 2 \times 10^6$  替代  $n_T$ 。

然后按表 4-8 可以确定该结构件或机械零件的应力谱系数和相应的应力状态。

表 4-8 结构件或机械零件的应力状态和应力谱系数

应力状态	应力谱系数 $K_{SP}$
P1	$0.000 < K_{SP} \leq 0.125$
P2	$0.125 < K_{SP} \leq 0.250$
P3	$0.250 < K_{SP} \leq 0.500$
P4	$0.500 < K_{SP} \leq 1.000$

注 1：有些机械零件，如受弹簧加载的零部件，它所受的载荷同工作荷重基本无关。在大多数情况下，它们的  $K_{SP} = 1$ ，应力谱属于 P4 级。

注 2：对结构件，确定应力谱系数所用采用的应力是峰值应力  $\sigma_{\text{sup}}$  与平均应力  $\sigma_m$  之差 ( $\sigma_{\text{sup}} - \sigma_m$ )，见图 4-1。

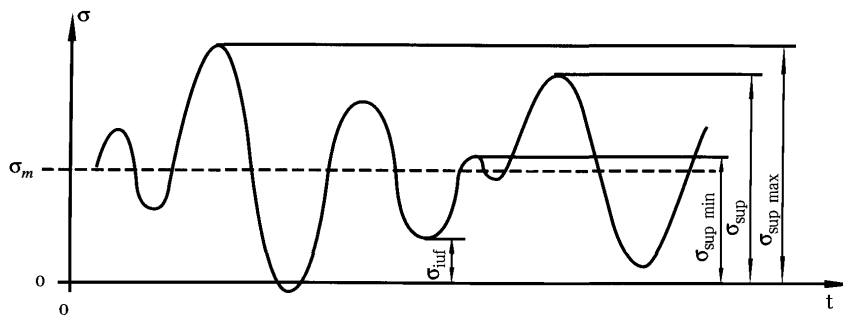


图 4-1 作为时间函数的应力在 5 个循环时间内的变化过程

$\sigma_{\text{sup}}$ ——峰值应力， $\sigma_{\text{sup max}}$ ——最大峰值应力， $\sigma_{\text{sup min}}$ ——最小峰值应力

$\sigma_{\text{inf}}$ ——谷值应力， $\sigma_m$ ——总使用时间内所有峰值应力和谷值应力的算术平均值

注 3：对于机械零件，可取平均应力  $\sigma_m = 0$ ，即计算应力谱系数时所采用的应力，应为在零件计算截面上出现的总应力。

### 4.4.3 结构件或机械零件的工作级别划分

根据结构件或机械零件的使用等级和应力状态，结构件或机械零件工作级别划分为 E1~E8 共 8 个级别，见表 4-9。

表 4-9 结构件或机械零件的工作级别

应 力 状 态	使 用 等 级										
	结构件										
	机械零件										
	B <sub>0</sub>	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	B <sub>4</sub>	B <sub>5</sub>	B <sub>6</sub>	B <sub>7</sub>	B <sub>8</sub>	B <sub>9</sub>	B <sub>10</sub>
P1	E1	E1	E1	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7	E8
P2	E1	E1	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7	E8	E8
P3	E1	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7	E8	E8	E8
P4	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7	E8	E8	E8	E8

注：结构件的工作级别使用全表数据，机械零件的工作级别使用表中粗线框内的数据。

## 5 起重机设计的计算载荷与载荷组合

### 5.1 概述

#### 5.1.1 目的

本章规定的计算载荷与载荷组合，是用于验算本标准适用的各种起重机及其结构件和机械零部件的承载能力，即用数学方法确认它们具有能按照起重机制造厂说明书的规定进行运转而不失效的实际能力。防失效验证包括结构件，机械零部件防屈服、防弹性失稳和抗疲劳的能力，以及对于某些起重机还需要进行的抗倾覆稳定校验和防风抗滑移安全性的校验。

本章规定的方法以刚体动力分析或弹性静态分析为基础。凡能证明是与本方法具有同等作用和效果的其他更先进的计算或试验方法，在估算载荷与载荷组合的效应和决定动力载荷系数值时，也允许使用。

刚体的动态分析，指对假定由非弹性构件组成的系统模型进行的运动和内力的分析研究。

弹性体的静态分析，指对假定由弹性元件组成的系统模型进行的弹性位移(变形)和内力的分析研究。

对本章内容作出规定，有两个主要的用途：

- 1) 为制定不同类型起重机的专用标准，提供各种载荷参数值的通用表达形式、内容及范围；
- 2) 为在起重机设计者、制造者与使用者之间，对还没有专用标准的那些类型的起重机的载荷及载荷组合要达成协议时提供一个框架。

#### 5.1.2 总则

**5.1.2.1** 在进行起重机的能力验算时，应考虑机械和结构系统的实际情况与理想几何形状间的差别带来的影响(例如由于制造装配公差或发生基础沉陷等产生这些差别)，它们可能会使作用在起重机上的载荷引起的应力超过规定的极限值；

**5.1.2.2** 在计算载荷引起的内力时，应选择起重机适当的计算模型。对那些引起的载荷效应(内力)是随时间变化的各种载荷，均应根据经验、试验或计算，按等效静载荷进行计算。可以用刚体动力分析方法，但要用一些动力系数估算作模拟弹性系统响应时有关的各个力；也可以选择进行弹性动力分析或进行现场测试，但为了反映不同的操作平稳程度，都有必要考虑起重机司机实际操作情况的影响。

**5.1.2.3** 在结构设计或能力验算时通常采用两种方法：许用应力法或极限状态法。无论采用何种方法，在考虑稳定性和位移时，载荷、载荷组合、载荷系数、许用应力以及极限状态，都应以本标准有关的章节或附录来设定，或者在可能的情况下以试验或统计数据为基础来确定。本章中的参数均可采用。

如果某个特殊载荷不可能出现（例如，作用在室内起重机上的风载荷），则应在承载能力验算中略去。同样，对在下面几种情况出现的载荷，也应不予考虑：

- 1) 该起重机的说明书中禁止出现的；
- 2) 对起重机设计未作为特殊要求提出的；
- 3) 在该起重机的设计中已明确要防止或禁止的。

## 5.2 计算载荷及载荷系数

本条给出了各种计算载荷，以及在起重机承载能力验算中确定载荷效应时要用到的载荷系数。对各种类型起重机所用的与本条相关系数的具体值，可在本标准有关的附录中查找。

作用在起重机上的载荷分为常规载荷、偶然载荷、特殊载荷及其它载荷等类别，只有在分析有关的起重机各种可能的载荷状态时，才需要分别考虑这些载荷的不同类别。

### 1) 常规载荷

是在起重机正常工作中经常发生的载荷，包括由重力产生的载荷及由驱动机构、制动器作用在起重机和起升质量上，因加速度、减速度及各种位移引起的载荷。在防止屈服、防止弹性失稳及需要进行防止疲劳失效等能力验算中，应考虑这类载荷。

### 2) 偶然载荷

是在起重机正常工作时不经常发生的偶然出现的载荷，包括由工作状态的风、雪、冰、温度变化及运行偏斜引起的载荷。在防止疲劳失效的计算中通常不考虑这些载荷。

### 3) 特殊载荷

是在起重机非正常工作时或不工作时才发生的特殊的载荷，包括由起重机试验、非工作状态风、缓冲器碰撞及起重机（或其一部分）发生倾翻趋势、起重机意外停车、传动突然失效或起重机基础发生外部激励引起的载荷等。在防止疲劳失效的计算中也不考虑这些载荷。

### 4) 其它载荷

是在其它某些特定情况下发生的载荷，包括在起重机安装、拆卸及运输时出现的载荷，作用在起重机的平台或通道上的载荷等。

不能用载荷所处的类别来判断它是否是重要的或关键的载荷。例如安装和拆卸载荷虽然归属于最后一类之中，但因为有着相当多的事故仍发生在这些作业阶段，所以对它亦应予以特别注意。

## 5.2.1 常规载荷

### 5.2.1.1 自重载荷、起升载荷及由垂直运动引起的载荷

#### 5.2.1.1.1 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存在它的某个部件上，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的重力，对某些起重机的使用情况，它甚至还要包括由于结壳物料的质量，例如煤或类似粉末粘结在起重机及其零部件上而出现的重力，但在5.2.1.1.2款中规定的重力除外。

#### 5.2.1.1.2 起升载荷 $P_Q$

起升载荷是指起升质量的重力，包括起升荷重（物品）、取物装置（包括吊钩、抓斗、电磁盘等起重吊具和下滑轮组吊梁等属具及吊钩以下的索具）和起重钢丝绳悬垂段质量（起升高度小于50m时的起升钢丝绳的质量不计）产生的重力。

#### 5.2.1.1.3 起升冲击载荷

当荷重（物品）离开地面起升时，对起重机本身（主要是对金属结构）将产生振动激励。起重机自身质量受到起升冲击而出现的动力响应，用起升冲击系数  $\phi_1$  乘以起重机自身质量（自重）的重力来考虑。为反映这种振动引起载荷增大和减小的变化范围的上下限，通常该系数为两个值： $\phi_1 = 1 \pm \alpha$ ， $0 \leq \alpha \leq 0.1$ 。

系数  $\phi_1$  用于起重机结构和它的支承设计计算中。

#### 5.2.1.1.4 起升动载载荷

当荷重（物品）突然被提升离地，或在下降过程中突然在空中制动时，所起升的质量的惯性力将对起重机的承载结构和传动机构产生附加的动载荷作用。此作用用一个大于1的起升动载系数  $\phi_2$  乘以5.2.2.1.2款中规定的起升载荷  $P_Q$  来考虑。 $\phi_2$  的值与起升状态及起升驱动系统的控制情况有关。

##### (1) 起升状态级别

根据起重机不同的操作平稳程度和动力特性，将起升状态划分为HC<sub>1</sub>~HC<sub>4</sub>四个级别，列于表5-1中，应根据经验选择。相应的系数  $\beta_2$  和  $\phi_2$  值也列于表5-1中，并用图5-1说明。起升状态级别通常根据起重机的各种具体特定类型选取，某些起重机的起升状态级别举例可参见本标准附录C（资料性附录）。无论对何种起升状态级别， $\phi_2$  值也可按试验或分析确定。

表 5-1  $\beta_2$  和  $\phi_2$  值

起升状态级别	$\beta_2$	$\phi_2$	
		$\phi_{2\min}$	$\phi_{2\max}$
HC <sub>1</sub>	0.2	1.00	1.3
HC <sub>2</sub>	0.4	1.05	1.6
HC <sub>3</sub>	0.6	1.10	1.9
HC <sub>4</sub>	0.8	1.15	2.2

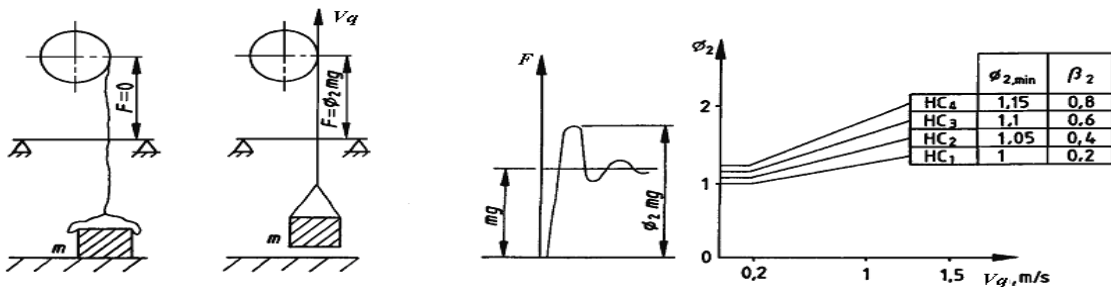


图 5-1 系数  $\phi_2$

##### (2) 起升无约束的地面荷重

在起升无约束的地面荷重时，其重力从在地面上承受突然转移到由起重机结构承受时对起重机结构的动力效应，用系数  $\phi_2$  乘以起升质量的重力来考虑（见图5-1）。

注：本条所述的动力效应，发生在起升吊具将荷重吊离地面的瞬间，且正在驱动机构加速之时，是动能和驱动转矩共同造成的结果。

系数  $\phi_2$  的取值：

当  $V_q \leq 0.2 \text{ m/s}$  时， $\phi_2 = \phi_{2\min}$

$V_q > 0.2 \text{ m/s}$  时， $\phi_2 = \phi_{2\min} + \beta_2 (V_q - 0.2)$

式中： $V_q$ ——稳定起升速度，m/s，与起升荷重有关，由空载电动机或发动机的稳定转速导出；

$\beta_2$ ——由起升状态级别设定的系数，见表5-1；

$\phi_2$ ——起升动载系数；

$\phi_{2\min}$ ——与起升状态级别相对应的起升动载系数的最小值，见表5-1。

如果起升驱动控制系统能确保用稳定的微速起升，则就以此微速来确定正常起升时的系数  $\phi_2$  值；

如果不是这种情况，则应考虑两种条件：在如下述 1) 的正常操作时，用  $\phi_2$  值；在如下述 2) 的特殊情况时，用  $\phi_{2\max}$  值。

#### 1) 正常操作

- a) 如果起重机司机可以控制得到某个稳定的微速，则用该微速来确定  $\phi_2$  值。
- b) 如果起升速度可以有无级变速控制，或者起重机司机能够实现这种无级变速起动的速度控制，则应从图5-1中选择出与相应起升状态级别所对应的  $\phi_{2\min}$  值。

#### 2) 特殊情况

起重机的控制属于上述1) 正常操作中的a)型，但因电动机或发动机是空载起动，从而得到的是最大额定速度  $V_q$  值，则应选用表5-1中的  $\phi_{2\max}$  值。

起重机的控制属于上述1) 正常操作中的b)型，则对应于该起升状态级别的  $\phi_{2\max}$  值，应按不小于0.5 倍的空载电动机或发动机能给出的最大额定速度  $V_q$  值推导得出。

通常，由不同的动力载荷引起的动态响应，可用动力系数  $\phi$  乘以各个质量产生的重力以及由于刚体运动产生的惯性力来考虑，但对于例如由振动引起发生附加弯曲这一类的动态响应，除非它们是小到可以忽略不计，则应进行弹性动力分析或试验，而不能用动力系数  $\phi$  来表达其动载效应。

#### 5.2.1.1.5 部分有效载荷突然卸载产生的变化载荷

以卸除或坠落部分有效载荷为正常工作的起重机（例如当使用抓斗或电磁盘空中卸载时），将对起重机结构产生振动减载作用。减小后的起升载荷用总起升载荷乘以突然部分卸载的冲击系数  $\phi_3$  来计算（见图 5-2）。

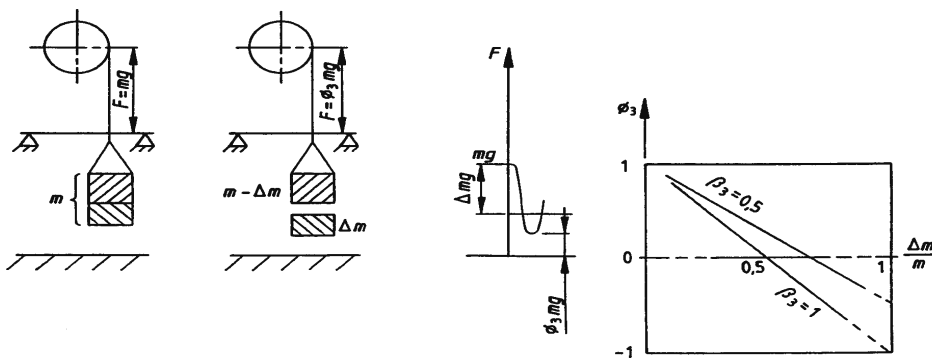


图 5-2 系数  $\phi_3$

突然卸载冲击系数  $\phi_3$  值由式 (5-1) 给出：

$$\phi_3 = 1 - \frac{\Delta m}{m}(1 + \beta_3) \quad (5-1)$$

式中：  $\Delta m$  —— 在空中突然卸除或坠落的那部分起升质量；

$m$  —— 总起升质量；

$\beta_3$  —— 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，  $\beta_3 = 1.0$ 。

#### 5.2.1.1.6 自重载荷与起升质量引起相反符号的载荷

对于某些起重机，由其自重载荷与起升质量引起的载荷出现相反的符号，此时必须将起重机在“带载”条件下得到的载荷值（这时，起升质量要乘以动力系数  $\phi_2$ ），与在“完全卸载”条件下所得到的载荷值（这时，要考虑由突然卸载引起的振动减载）作比较。

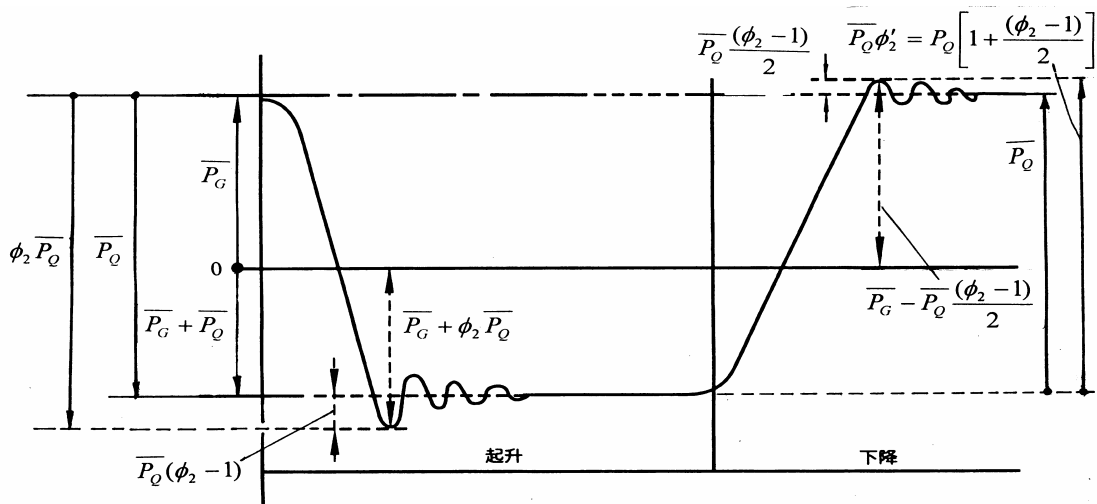


图5-3  $P_G$ 与 $P_Q$ 符号相反时的起升和下降曲线

如果用 $\overline{P_G}$ 表示由自重载荷引起的各种载荷的代数值，用 $\overline{P_Q}$ 表示为起升质量引起的各种载荷的代数值，则：在“带载”条件下得到的总载荷值为 $\overline{P_G} + \phi_2 \overline{P_Q}$ ；在“完全卸载”条件下得到的增大后的总载荷值为 $\overline{P_G} - \overline{P_Q} \left( \frac{\phi_2 - 1}{2} \right)$ ；见图5-3。

#### 5.2.1.1.7 在不平路面或轨道面上运行引起的冲击载荷

##### (1) 在不平路面上或在不平路面外运行的起重机

在这种情况下，由于路面不平引起的起重机的冲击效应，用运行冲击系数 $\phi_4$ 乘以起重机和起升质量的重力来考虑， $\phi_4$ 取决于起重机的构造形式（质量分布）、取物装置、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条件。此冲击效应需根据经验、试验或采用适当的起重机和运行表面的模型分析得到。一般可采用以下数据计算：

对轮式流动式起重机

当运行速度 $\leq 0.4\text{m/s}$ 时， $\phi_4 = 1.1$

当运行速度 $> 0.4\text{m/s}$ 时， $\phi_4 = 1.3$

对履带式流动式起重机

当运行速度 $\leq 0.4\text{m/s}$ 时， $\phi_4 = 1.0$

当运行速度 $> 0.4\text{m/s}$ 时， $\phi_4 = 1.1$

##### (2) 在轨道面上运行的起重机

带载或空载运行于具有一定弹性特性轨道面上的起重机，在车轮加速时发生的动力效应，取决于起重机的结构布置（质量分布、起重机的弹性和/或其悬挂与支承方式）、运行速度和车轮直径，必须依靠经验、试验或选用适当的起重机和轨道的模型进行估算，可参考有关文献（如IS08686-1:1989附录D）。一般可按以下规定选取：

- 1) 对于轨道接头保持良好状态的起重机，如轨道用焊接连接、并对接头进行打磨光滑的高速起重机，由于能完全避免通过轨道接头时产生的振动载荷，因此不必考虑沿轨道运行所引起的垂直反作用力的冲击，即取 $\phi_4 = 1$ 。
- 2) 对于虽未采用焊接连接，但其轨道接头质量符合GB/T10183的起重机，可取 $\phi_4 = 1$ 。
- 3) 对于通过一般情况下的轨道接头的起重机发生的冲击载荷，可用系数 $\phi_4$ 乘以起重机和总载荷质量产生的重力来计算。

$$\phi_4 = 1.1 + 0.058V_y \sqrt{h} \quad (5-2)$$

式中：  $V_y$ ——运行速度，m/s

$h$ ——轨道接头处两轨面的高度差，mm

### 5.2.1.2 变速运动引起的惯性载荷

#### 5.2.1.2.1 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在起重机中引起的载荷，可以用刚体动力模型对各不同构件分别进行计算。要考虑起重机驱动机构的几何特征和质量分布，还要适当计及所导致的内部摩擦损失。此时将总起升荷载视为固定在臂架顶部，或直接悬置在小车的下方。

由于刚体分析不能直接反映弹性效应，所以将引起加速度或减速度的驱动力变化值( $\Delta F$ )乘以机构驱动加速的动载荷系数 $\phi_5$ ，并与发生加速度或减速度以前所存在的力代数相加，该增大的力就作用在承受驱动力的部件上，也适当的作用在起重机和总载荷上(见图5-4)。 $\phi_5$ 数值的选用取决于驱动或制动力的变化率、质量分布和系统的弹性，参见表5-2。通常，较低值适用于力发生平稳变化的系统，较高值适用于力发生突然变化的系统。

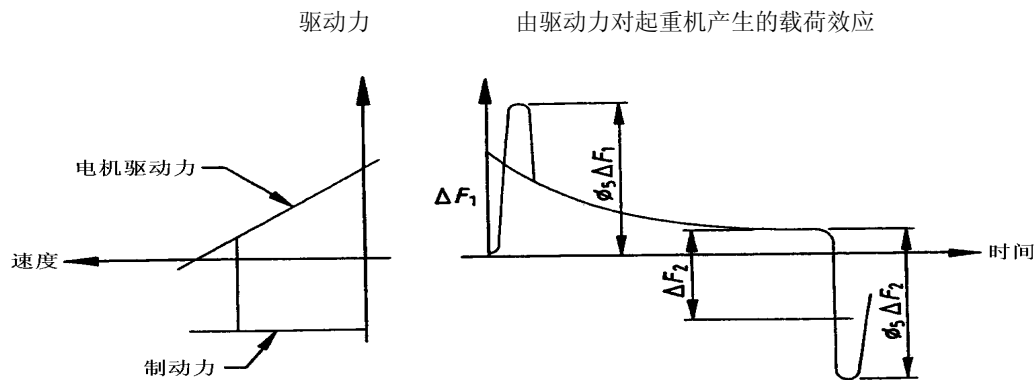


图 5-4 系数  $\phi_5$

表5-2  $\phi_5$  的取值范围

序号	工况	$\phi_5$
1	对无间隙的传动系统，采用多级起动或无级控制系统，加速度或制动力呈连续的平稳变化	1.2
2	对无间隙的传动系统，采用其它一般的控制系统，加速度或制动力非连续平稳变化	1.5
3	对有间隙的传动系统，加速度或制动力非连续变化，或作带有突加性的加速或冲击性的制动	2.0
4	水平惯性力	1.5
5	回转离心力	1.0

#### 5.2.1.2.2 水平惯性力

(1) 起重机在水平面内进行纵向或横向的起动或制动时

此时，在起重机自身质量和在起升荷载上的水平惯性力，按该质量与运行加速度乘积的 $\phi_5$ 倍计算，但不大于主动车轮与钢轨之间的粘着力。此处取 $\phi_5 = 1.5$ ，是考虑了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相应质量上，挠性悬挂的起升荷载按作用于起重机刚性连接等同对待。

加速度应按照工作条件，即根据加速（或减速）时间和所要达到的速度值来推算得到。如果使用者没有给出或规定速度和加速度值，便可根据表5-3中所列的三种工作条件来选择与所要达到的速度相应的加

速时间和加速度值。

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力惯性力应不低于驱动轮或制动轮轮压的1/30，也不大于它的1/4。

表5-3 加速时间和加速度值

要到达的速度 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 <sup>2</sup>	加速时间 s	加速度 m/s <sup>2</sup>	加速时间 s	加速度 m/ s <sup>2</sup>
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				

### (2) 起重机在回转和变幅运动起动或制动时

此时，应根据加在机构电动机轴上的加速（或减速）转矩计算水平惯性力。在起重机金属结构的计算中，起重机的自身质量和起升荷载产生的水平力，也按其该质量与该质量中心的加速度的乘积的 $\phi_5$ 倍计算，并把起升荷载视为与起重机臂端刚性固接。加速度值取决于起重机本身。对一般的起重机，根据其速度和半径的不同，臂架头部的加速度值可在 $0.1\text{m/s}^2\sim 0.6\text{m/s}^2$ 之间选取，加速时间在 $5\sim 10\text{s}$ 之间选取。

注：臂架式起重机回转和变幅机构起动或制动时起升质量产生的水平力（包括风力、变幅和回转起制动时产生的惯性力和回转运动时的离心力），也可以按吊重绳索相对于铅垂线的偏摆角引起的水平分力来计算：用吊重绳正常偏摆角 $\alpha_1$ 计算电动机功率（ $\alpha_1 = (0.25\sim 0.3) \alpha_{II}$ ）和机械零件的疲劳及磨损（ $\alpha_1 = (0.3\sim 0.4) \alpha_{II}$ ）；用吊重绳最大偏摆角 $\alpha_{II}$ 计算机构强度和抗倾覆稳定性， $\alpha_{II}$ 的取值见表5-4。

表5-4  $\alpha_{II}$ 的推荐值

起重机类型及回 转速度	装卸用门座起重机		安装用门座起重机		轮胎式和汽车 式起重机
	$n \geq 2\text{r/min}$	$n < 2\text{r/min}$	$n \geq 0.33\text{r/min}$	$n < 0.33\text{r/min}$	
臂架平面内	12°	10°	4°	2°	3°~6°
垂直于臂架的平 面内	14°	12°			

### 5.2.1.2.3 离心力

对于臂架起重机，应考虑由回转运动引起的离心力。起升荷载的离心力，在吊重绳倾斜而作用在臂架头部的水平力中考虑，见5.2.1.2.2条(2)条，而起重机其他构件上的离心力影响通常予以忽略，即取 $\phi_5=1$ 。

### 5.2.1.3 由位移引起的载荷

在设计中应当考虑由于位移引起的载荷，例如由预应力产生的结构件变形或位移引起的载荷、由结构本身或安全限制器准许的在极限范围内的偏斜，以及起重机其它必要的补偿控制系统初始响应产生的位移引起的载荷等。

还要考虑由其它因素引起的，起重机发生在规定极限范围内的位移或变形产生的载荷，例如由于两条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。

## 5.2.2 偶然载荷

### 5.2.2.1 偏斜运行时的水平侧向载荷 $P_S$

本条所指的偏斜运行时的水平侧向载荷，是指装有车轮的起重机在它作正常平稳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）上的一种偶然出现的载荷。当起重机运行出现了偏斜，致使车轮要改变它原有的运行方向和自由滚动的状态时，由于导向装置的反作用就引发了这种侧向载荷。当起重机的质量是非对称分布时，由于起重机运行驱动而发生在起重机上的加速力的作用（这种加速力由前述的5.2.1.2.1条予以考虑），也会使起重机在水平面内出现转动而产生相类似的侧向载荷。

上述偏斜运行时产生的侧向载荷通常作为偶然载荷，但它们发生的频率却随着起重机的类型、结构形式以及使用状态而有所不同。根据其发生的频率高低，将决定它们是属于常规载荷还是偶然载荷。对偏斜载荷的大小以及其归属的载荷类别的原则，见本标准不同类型起重机的载荷组合的附录表。

附录D（资料性附录）给出了起重机偏斜运行时的水平侧向载荷的经验估算法，它是在假定起重机金属结构为刚性系统，且起重机车轮为双轮缘导向的基础上总结得出的。对起重机偏斜运行的侧向载荷，也可以参考IS08686-1:1989标准附录F进行较详细的分析，如果起重机金属结构对施加的偏斜侧向载荷不呈现为刚体响应或者是带有特殊控制的运行导向方式的起重机，则应考虑系统的特性而另外选用适当的模型进行分析计算。

### 5.2.2.2 坡道载荷

起重机的坡道载荷按下列规定计算：

- （1）流动式起重机：需要时，按路面或地面的实际情况考虑；
- （2）轨道式起重机：当轨道坡度不超过0.5%时不考虑坡道载荷，否则按实际出现的实际坡度计算坡道载荷。

### 5.2.2.3 由气候影响引起的载荷

由气候影响引起的载荷是指由于风力作用、冰雪积压和温度变化等产生的载荷。

#### 5.2.2.3.1 工作状态下的风载荷 $P_w$

在露天工作的起重机应考虑风载荷  $P_w$  的作用，由于风力的实际情况比较复杂，而要对起重机受风力作用后动态响应产生的载荷精确的计算则是更加复杂，因此通常都只进行起重机风载荷的估算，其目的是验证起重机在规定（或约定）的风力条件下是否能够正常、安全地工作。

#### （1）风压

风对受风物体产生的风压主要与风速有关，可按式（5-3）计算：

$$p = 0.613V_s^2 \quad (5-3)$$

式中： $p$ ——工作状态计算风压， $N/m^2$ ；

$V_s$ ——计算风速， $m/s$ 。

计算风压按空旷地区离地10m高度处的风速来确定。工作状态的设计风速按阵风风速（即瞬时风速）考虑。6级风以上计算风压、瞬时风速、10分钟平均风速与风级的对应表参见附录E（资料性附录）中的E.4。

#### （2）工作状态风载荷

工作状态风载荷是指起重机在工作状态时应能承受的最大风力作用，假定：风沿最不利的方向以常速水平吹来，风压沿起重机全高为常值，对起重机结构产生的风载荷是静态的。当起重机要安装风速测量装置时，通常安装在起重机能够达到的最高处。工作状态计算风压分为  $p_1$  和  $p_{II}$  两种， $p_1$  是起重机正常工作状态的计算风压，用于选择电动机功率的阻力计算及机构零部件的发热验算； $p_{II}$  是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、刚性及稳定性，验算驱动装置的过载能力以及起重机整机工作状态下的抗倾覆稳定性、防风防滑安全性等。

工作状态的计算风速与计算风压列于表 5-5 中。如果制造厂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 5-5 工作状态计算风速与计算风压

地区	计算风压 $p$ $\text{N/m}^2$		计算风速 $v_s$ $\text{m/s}$
	$p_I$	$p_{II}$	
内陆	$0.6 p_{II}$	150	16
沿海、台湾省及南海诸岛		250	20

注 1. 沿海地区系指大陆上离海岸线 100km 以内的陆地或海岛地区。  
 2. 特殊用途的起重机的工作状态风压允许作特殊规定。流动起重机（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 50m 时取为  $125\text{N/m}^2$ ；当臂长等于或大于 50m 时按使用要求决定。  
 3. 对于规定在强风中必须继续工作的起重机，工作状态风压取为  $500\text{N/m}^2$ ，相应的风速为  $29\text{m/s}$ 。

风对起重机吊运物品作用的风力，由式（5-4）确定：

$$P_{wQX} = 1.2 A_Q p \quad (5-4)$$

式中： $P_{wQX}$ ——作用在吊运物品上的风载荷，N；

$A_Q$ ——吊运物品的最大迎风面积， $\text{m}^2$ 。如果起重机只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，可按附录 E（资料性附录）的 E.5 估算迎风面积；

$p$ ——工作状态计算风压，根据计算内容不同，选取表 5-5 的  $p_I$  或  $p_{II}$ 。

### （3）风载荷计算

作用在起重机上的工作状态风载荷按式（5-5）计算：

$$P_{wII} = ApC \quad (5-5)$$

式中： $P_{wII}$ ——作用在起重机上的工作状态下的风载荷，N；

$A$ ——起重机构件垂直于风向的实体迎风面积， $\text{m}^2$ ，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  $\varphi$ ，即  $A = A_0\varphi$ 。 $A_0$  和  $\varphi$  见图 5-5 中的（II）。

$p$ ——与设计工况相对应的计算风压， $\text{N/m}^2$ ；

$C$ ——风力系数。

起重机结构上总的风载荷为其各组成部分风载荷的总和。

当风向与构件的纵轴线或构架表面呈某一角度时，沿风向的风载荷由式（5-6）计算：

$$P_{wII} = ApC \sin^2 \theta \quad (5-6)$$

式中： $\theta$ ——风向与构件纵轴或构架表面的夹角（ $\theta < 90^\circ$ ）

### （4）风力系数

表 5-6 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而变。对于大箱形截面构件，还要随截面尺寸比而变。空气动力长细比和截面尺寸比等风力系数计算中的定义见图 5-5。

表 5-6 风力系数 C 值

类型	说明		空气动力长细比 $l/b$ 或 $l/D$					
			$\leq 5$	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
	箱型截面构件，大于 350mm 的正方形和 250mm×450mm 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		1.70					
	圆形型钢	$DV_s < 6\text{m}^2/\text{s}$	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					

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  $DV_s \geq 6\text{m}^2/\text{s}$ ), 采用逐根计算后相加的方法。

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。

### (5) 挡风折减系数

#### 1) 多排构架或构件

当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 (5-5) 或 (5-6) 进行计算; 被遮挡部分的风载荷则还要乘以表 5-7 给出的挡风折减数  $\eta$ 。 $\eta$  值随图 5-5 中 (II)、(III) 所定义的充实率和间隔比而变。

表 5-7 挡风折减系数  $\eta$ 

间隔比 $a/b$	结构迎风面充实率 $\phi$					
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	$\geq 0.6$
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: 其它结构的挡风折减系数  $\eta$  可参照附录 E (资料性附录) 的 E.1、E.2 选取。

对于  $n$  片型式相同且彼此等间隔布置的等高结构, 应考虑多片结构的重叠挡风折减作用, 结构的总迎风面积按式 (5-7) 计算:

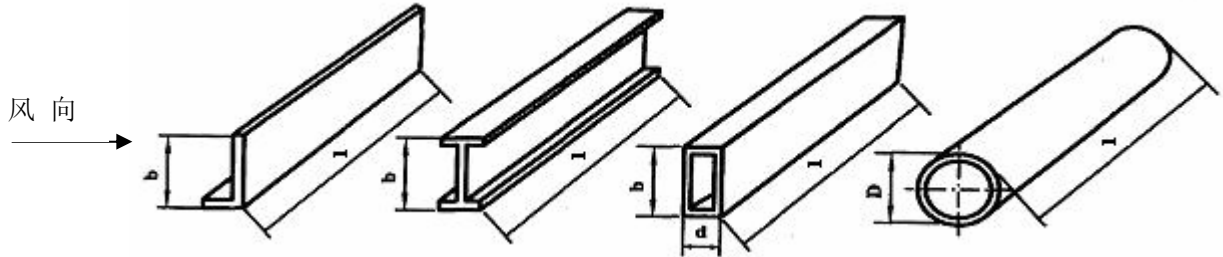
$$A = (1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{n-1}) \phi A_{01} = \frac{1 - \eta^n}{1 - \eta} \phi A_{01} \quad (5-7)$$

式中:  $\phi$ ——第一片结构的迎风面充实率;

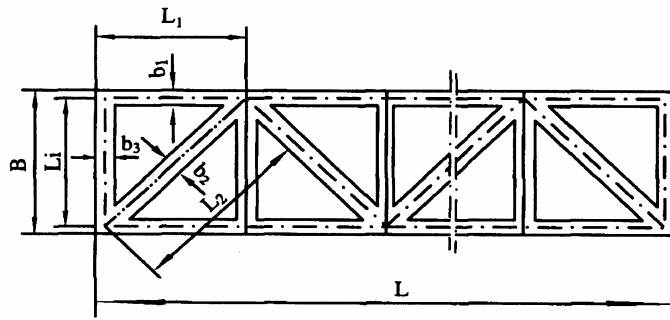
$A_{01}$ ——第一片结构的外形轮廓面积， $m^2$ 。

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

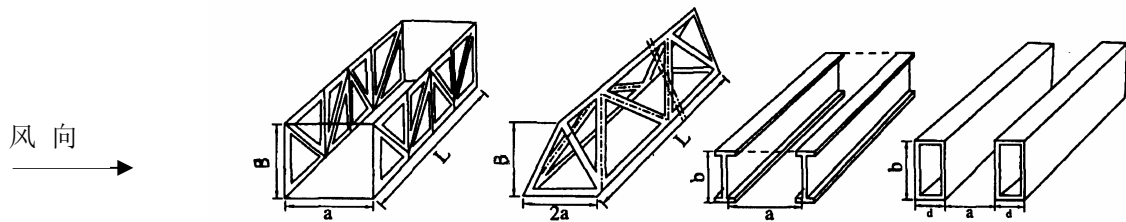
\*在格构式结构中，单根杆件的长度  $l_i$  取为相邻节点的中心间距，参见下图。



(II) 结构迎风面充实率  $\varphi = \frac{\text{实体部分面积}}{\text{轮廓面积}} = \frac{A}{A_0} = \frac{\sum_1^n l_i \times b_i}{L \times B} = \frac{\sum_1^n l_i \times b_i}{L \times B}$



(III) 间隔比 =  $\frac{\text{两个相对面之间的距离}}{\text{构件迎风面的宽度}} = \frac{a}{b}$  或  $\frac{a}{B}$



对“ $a$ ”，取外露几何形状中的最小可能值

(IV) 截面尺寸比 =  $\frac{\text{截面迎风面的宽度}}{\text{平行风向的截面深度}} = \frac{b}{d}$  (对箱形截面)

图5-5 风力系数计算中的定义

当按式(5-7)算得的迎风面积  $A$  和用式(5-7)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乘之即可。

## 2) 格形塔架

在计算正方形格形塔架迎风面的风载荷时,净迎风面积应乘以下列总风力系数:

由直边型材组成的塔身且前后两片桁架同一节间内斜腹杆同向布置:

$$1.7(1+\eta)$$

由圆型钢材组成的塔身且前后两片桁架同一节间内斜腹杆同向布置:

$$DV_s < 6\text{m}^2/\text{s} \text{ 时: } 1.2(1+\eta)$$

$$DV_s \geq 6\text{m}^2/\text{s} \text{ 时: } 1.4$$

其中  $\eta$  值按表5-7中的  $a/b=1$  时相应的结构迎风面充实率查取,当前后两片桁架同一节间内斜腹杆同向布置时,后片桁架的挡风折减系数取为  $2\eta$ 。

在正方形塔架中,当风沿对角线方向吹来时,风载荷最大,可取为迎风面风载荷的1.2倍。

### 5.2.2.3.2 雪和冰载荷

对于某些地方,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。

### 5.2.2.3.3 由于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,应当考虑部件膨胀或收缩受到的约束所引起的载荷。可根据使用者提供的有关资料进行计算。

## 5.2.3 特殊载荷

### 5.2.3.1 非工作状态风载荷

非工作状态风载荷,是起重机在非工作状态时能承受的,从最不利方向水平吹来的最大风力作用,在特定情况下,按用户要求,可根据当地气象资料提供的10m高处50年一遇10min年平均最大风速来换算确定瞬时风速(但不大于50m/s)和计算风压  $p_{III}$ ,最大平均风速考虑,且要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,并进行起重机的防风抗滑安全装置、锚定装置的设计计算。

起重机非工作状态风载荷按式(5-8)计算:

$$P_{WIII} = CK_h p_{III} A \quad (5-8)$$

式中:  $K_h$ ——风压高度变化系数,见表5-8;

$p_{III}$ ——非工作状态计算风压,见表5-9。

$C$ 、 $A$ ——同式(5-5)

在计算非工作状态风载荷时,应考虑悬挂在起重机上总起升载荷中所剩余的部分质量  $\eta m$  的迎风面积:

$\eta m = m - \Delta m$ , 它是总起升载荷  $m$  中除去额定起升荷载质量  $\Delta m$  外的悬挂在起重机上剩余部分的质量。

表 5-8 风压高度变化系数  $K_h$

离地(海)面高度 $h$	$\leq 10$	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 $(\frac{h}{10})^{0.3}$	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 $(\frac{h}{10})^{0.2}$	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10m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。

表 5-9 非工作状态相应计算风速  $V_{s,m}$  和计算风压  $p_m$ 

地 区	计算风压 $p_m$ $N/m^2$	与 $p_m$ 等效的计算风速 $V_{s,m}$ $m/s$
内 陆	500~800	29~36
沿 海	800~1200	36~44
台湾省及南海诸岛	1500	50

注 1. 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 10m 高处 50 年一遇 10min 年平均最大风速来换算确定瞬时风速 (但不大于 50m/s) 和计算风压  $p_m$ 。

2. 在海上航行的浮式起重机, 可取  $p_m=1800N/m^2$ , 但不再考虑风压高度变化, 即取  $K_h=1$ 。

3. 沿海地区、台湾省及南海诸岛港口大型起重机防风系统及锚定装置的设计, 其设计风速  $V_{s,m}$  应不小于 55m/s。

对臂架长度不大于 30m 且臂架便于放倒在地上的流动式起重机, 带伸缩臂的低位回转起重机, 和依靠自身机构能够将塔身随时伸缩的塔式起重机, 只须按其低位置进行非工作状态风验算。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, 以使其能抗御风的袭击。

### 5.2.3.2 碰撞载荷

起重机的碰撞包括在同一运行轨道上两相邻起重机之间的碰撞, 和起重机在其运行轨道端部与缓冲止挡件的碰撞, 这会对起重机结构和悬挂荷重产生冲击作用。起重机必须设置缓冲器或缓冲元件, 以减小碰撞载荷。

#### 5.2.3.2.1 作用在缓冲器的固定连接部件或止挡件上的缓冲碰撞力

通常按起重机以 0.7~1 倍额定速度运行时, 来计算各有关部分的动能。其中较低的速度值是按一些特殊情况来考虑的, 例如采用了可靠的自动减速系统, 或在缓冲器发生碰撞也不致引发特别严重的后果。否则, 应按较高的速度值计算。

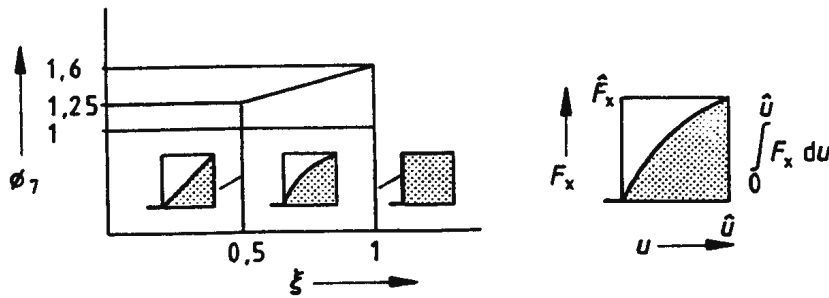
#### 5.2.3.2.2 作用在起重机金属结构上的缓冲碰撞力

- (1) 当水平速度低于 0.7m/s 时, 则不必考虑此缓冲碰撞力;
- (2) 当水平速度高于 0.7m/s 时, 则应考虑缓冲碰撞力:
  - 1) 对于装有终点行程限位开关及能可靠起减速作用的控制系统, 按减速后的实际碰撞速度 (但不小于 50% 的额定运行速度), 来计算各有关部分的动能, 再以此计算出缓冲器吸收的动能, 并按缓冲器给予起重机的减速作用来计算起重机金属结构上的缓冲碰撞力。
  - 2) 对于未装可靠的自动减速的限位开关者, 碰撞时的速度大车 (起重机) 取 85% 的额定速度, 小车取额定速度, 以此来计算缓冲器所吸收的动能, 并按缓冲器给予起重机的减速作用来计算起重机金属结构上的缓冲碰撞力。
  - 3) 起重机若悬挂有能自由摆动的荷重, 在计算缓冲碰撞力时不考虑荷重具有的动能。
  - 4) 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荷重摆动的起重机, 还包括荷重) 质量分布情况。在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、运行冲击系数及起升载荷动载系数;
  - 5) 可以刚体模型为基础进行计算, 但应考虑起重机和缓冲 (器) 系统的实际动作反应: 如果起重机或小车在水平面内整体的转动受到限制, 例如有导向轮轨的限制, 其缓冲变形可认为是相等的, 此时如缓冲特性相同, 两边的缓冲碰撞力也相等, 各为  $\hat{F}_x / 2$ 。

#### 5.2.3.2.3 缓冲器碰撞弹性效应系数 $\phi_7$

$\phi_7$  用来与缓冲碰撞力相乘, 以考虑用刚体模型分析所不能估算的弹性效应。 $\phi_7$  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)情况， $\phi_7$  值应取为 1.25；对于具有矩形特性的缓冲器(如液压缓冲器)情况， $\phi_7$  值应取为 1.6；对其他特性的缓冲器，要通过试验或计算确定  $\phi_7$  的值，见图 5-6。



图中： $\xi$  为相对缓冲能量， $\xi = \frac{1}{\hat{F}_x \hat{u}} \int_0^{\hat{u}} F_x du$

$\phi_7$  中间值的估算：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5-6 系数  $\phi_7$  的取值

5.2.3.2.4 作用在刚性导架中升降的悬挂荷重上的缓冲碰撞力

对于沿刚性导架升降荷重的起重机，要考虑荷重和固定障碍物碰撞引起的缓冲碰撞力。此力是作用在荷重所在的高度上、并力图使起重机小车车轮抬起的水平力，可参见5.2.3.3条。

5.2.3.3 倾翻水平力  $P_{SL}$

如果起重机在水平移动时，受到水平方向的阻碍与限制，例如起重机的荷载、取物装置(吊具)或起重机刚性起升导架下端同障碍物相碰撞，就会产生一个水平方向作用的、引起起重机或它的一部分发生倾翻的力，即为倾翻水平力。

如果已有倾翻趋势的起重机能够自行回落到正常位置，还应考虑在支承结构上引起的撞击力。

无反滚轮的小车下端碰到障碍物后，使得小车被抬起(图5-7a)，或者使大车主动轮打滑，倾翻水平力的极限值取这两种情况中的小者。

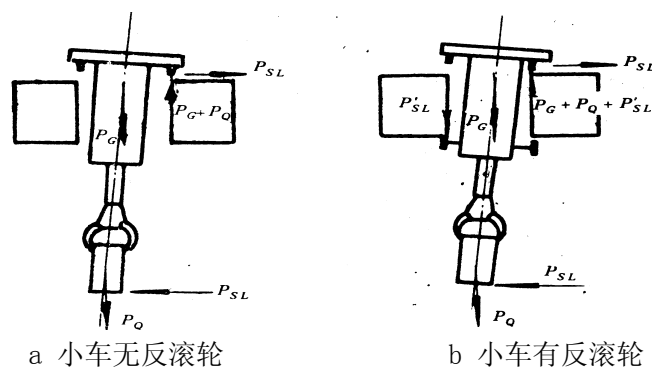


图5-7 带刚性起升导架的起重机的倾翻

有反滚轮的小车，在下端碰到障碍物后(图5-7b)的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边被抬起时，对桥梁的影响最大，此时全部载荷(小车自重、吊重和倾翻水平力  $P_{SL}$ )均由一根主梁承担；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5-7b。

计算中不考虑起升、运行冲击系数和起升载荷动载系数，也不考虑运行惯性力，并假定 $P_{SL}$ 力作用在吊重的最低位置上（有吊重时）或作用在吊具的最下端（无吊重时）。

#### 5.2.3.4 试验载荷

起重机投入使用前，必须进行超载静载试验及超载动态试验。试验场地应坚实、平整，试验时风速应不大于8.3m/s。

##### a. 静态试验载荷

静态试验载荷应作用于起重机最不利位置，且应平稳无冲击地加载。除订货合同有更高数值之外，所有起重机的静态试验载荷为 $1.25P$ ，其中 $P$ 定义为：

对于流动式起重机： $P$ 为起升机构上的载荷，包括有效荷载的质量和吊钩组及索具的质量；

对于其他起重机： $P$ 为额定载荷。此额定载荷不包括起重机工作状态下属于起重机固有部件的任何取物装置的质量（吊钩质量不计入额定载荷，抓斗、电磁盘等取物装置的质量包括在额定载荷内）。

##### b. 动态试验载荷

动态试验载荷应作用于起重机最不利位置，且应考虑试验时起重机的各种运动和组合运动。动态试验载荷取为 $1.1P$ 。在验算时动态试验载荷应乘以由式（5-9）给出的试验载荷起升动力系数 $\phi_6$ 。

$$\phi_6 = 0.5(1 + \phi_2) \quad (5-9)$$

c. 如静态试验和动载试验载荷的数值高于以上规定的最小值时，则应按实际试验载荷验算起重机的承载能力。

d. 对于起重量大于400吨的起重机，鉴于试验载荷与实施条件的限制，可由供货方与使用方协商确定其试验载荷值。有特殊要求的起重机，其试验载荷由订货合同规定。

#### 5.2.3.5 意外停车引起的载荷

应考虑意外停车瞬间的最不利驱动状态（即加速力与最不利的载荷组合），按5.2.1.2.1条估算意外停车引起的载荷，系数 $\phi_5$ 取值按表5-2选择。

#### 5.2.3.6 机构或部件失效引起的载荷

如果用紧急制动作为对起重机在特殊情况下的保护措施，则应假定在最不利状态下发生机构或部件失效并进行紧急制动。

如果为了安全原因采用两套（双联）机构，若任一系统的任一零件发生了失效，则应认为整个机构发生了失效。

在上述两种情况下，应按5.2.1.2.1条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。

#### 5.2.3.7 起重机基础的外部激励

起重机基础激励的实例有地震或波浪引起的运动。

只有在它们构成重大危险时才应考虑由这类激励引起的载荷。

注：如果法规或技术规格书中对此提出了明确的要求，则应根据法规或规定的要求考虑这种载荷。

#### 5.2.4 其它载荷

##### 5.2.4.1 由安装、拆卸和运输引起的载荷

应该考虑作用在安装、拆卸过程中的各个阶段的载荷，此时要包括由8.3m/s的风速或更大风速引起的载荷。

在某些情况下，在运输过程中对起重机结构中产生的载荷亦需考虑。这些载荷与起重机及其结构的运输方式、运输过程中装卸的吊点和吊运方式、在运输工具上的放置状态和支承点位置、运输工具的类型及道路与路面状况、运输中发生的振动冲击等状况有关。

##### 5.2.4.2 工艺性载荷

起重机在工作过程中因为完成生产工艺需要进行的动作而产生的载荷称为工艺性载荷，由起重机使用

者或订货者提出。将它作为偶然载荷或特殊载荷进行考虑。

#### 5.2.4.3 走台、平台和其它通道上的载荷

这些载荷都是局部载荷，只作用在这些设施的自身及直接支承它们的构件上。

取决于载荷作用位置及这些走台、平台、通道、栏杆的用途，应考虑下述载荷：

- 在堆放物料处：3000N；
- 在只作为走台或通道处：1500N；
- 在栏杆上作用的水平力：不小于300N。

### 5.3 与考虑计算载荷组合有关的起重机的基本设计方法

附录F（规范性附录）给出了关于许用应力设计法与极限状态设计法的应用的介绍。

## 5.4 载荷情况与载荷组合

### 5.4.1 基本考虑

为确定一台起重机在正常操作时承受的应力，应将各种载荷进行组合，按弹性静态模型计算。

- a) 当采取的作用载荷的大小、位置和方向均对选为设计考虑基础的危险点产生最不利应力时，即认为起重机是处在最不利的状态和布置情况。
- b) 保守的做法是，将各种载荷按照本章规定进行组合，或者在适当的情况下用某些载荷的若干个载荷因子（分量）予以组合，力图使其能更真实地反映实际发生的载荷情况。

### 5.4.2 起重机及其金属结构的载荷情况和载荷组合

#### 5.4.2.1 载荷情况

在进行起重机及其金属结构计算时，必须考虑三类不同的基本载荷情况：A——无风工作的载荷情况、B——带风工作的载荷情况、C——受到特殊载荷的工作或非工作情况。在每类载荷情况中，又有若干个可能的具体载荷组合与其工作中可能出现的实际情况相对应。在各种工作情况，对有可能出现位移载荷都应予以考虑。

此外，还需要考虑在起重机安装、拆卸、运输过程中的载荷情况。

##### 5.4.2.1.1 起重机无风工作情况

A1— 起重机在正常工作条件下起升和下降荷载，没有工作状态风及其它气候影响产生的载荷。通常运行、回转和变幅运动可以同时发生（但必须按具体的工作条件进行组合）；

A2— 起重机在正常工作条件下，在空中突然卸除部分起升荷载，没有工作状态风荷载及其它气候影响产生的载荷。通常运行、回转和变幅运动可同时发生（但必须按具体的工作条件进行组合）；

A3— 起重机在正常工作条件下，加速提升悬吊的荷载，没有工作状态风荷载及其它气候影响产生的载荷。通常起升、运行、回转和变幅运动可以同时发生（但必须按具体的工作条件进行组合）；

A4— 在正常工作条件下，起重机在不平的轨道面或路面上运行，没有工作状态风荷载及其它气候影响产生的载荷。其它的驱动力和载荷按A3组合；

##### 5.4.2.1.2 起重机带风工作情况

B1— 起重机在正常工作条件下起升和下降荷载，有工作状态风及其它气候影响产生的载荷。通常运行、回转和变幅运动可以同时发生（但必须按具体的工作条件进行组合）；

B2— 起重机在正常工作条件下在空中突然卸除部分起升荷载，有工作状态风及其它气候影响产生的载荷，其它的驱动力按B1；

B3— 起重机在正常工作条件下加速提升悬吊的荷载，有工作状态风及其它气候影响产生的载荷。通常起升、运行、回转和变幅运动可以同时发生（但必须按具体的工作条件进行组合）；

B4— 在正常工作条件下，起重机在不平的轨道面或路面上运行，有工作状态风及其它气候影响产生的载荷，其它的驱动力按B3组合；

B5— 在正常工作条件下，起重机在不平坦的轨道面或路面上以常速偏斜运行，有工作状态风及其它气候影响产生的载荷，无其他机构同时加速运动；

#### 5.4.2.1.3 起重机受到特殊载荷的情况

C1 起重机在正常工作条件下，在特殊环境里猛烈提升地面荷载，相应于电动机或发动机空载起动提升无约束的地面荷载并达到最大额定速度值的情况（见5.2.1.1.4条的（2）条2）“特殊情况”）。

C2 起重机在非工作条件下（无起升荷重），并有非工作状态风及其它气候影响产生的载荷作用时；

C3 在试验条件下起重机提升试验荷载，驱动加速力按A1组合；

C4 起重机在带有总的起升载荷的情况下，与出现的缓冲碰撞力组合；

C5 起重机在带有总起升载荷的情况下，与出现的倾翻水平力组合；

C6 起重机在带有总起升载荷的情况下，与出现的意外停车引起的载荷组合；

C7 起重机在带有总起升载荷的情况下，与出现的机构失效引起的载荷组合；

C8 起重机在带有总的起升载荷的情况下，与出现的基础激励载荷组合。

#### 5.4.2.1.4 在安装、拆卸和运输过程中的载荷情况

这种载荷组合不是发生在起重机工作中，而是发生在安装、拆卸和运输过程中。

在安装和拆卸过程中的每一个阶段，都必须考虑当时会发生各项载荷及这些载荷的组合作用。对于一个构件或部件，在任何情况下都必须进行重要载荷下的能力验算。

在某些情况中，在运输过程中发生的载荷及这些载荷的组合作用也需要考虑。

#### 5.4.2.2 载荷组合表及其应用

##### 5.4.2.2.1 载荷组合表

考虑到以上各种载荷情况在内的起重机及其金属结构的载荷组合表见表5-10，各具体种类起重机的载荷组合见附录G（规范性附录）。

表 5-10 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						
			分项载 荷系数 $\gamma_{pA}$	A1	A2	A3	A4	分项载 荷系数 $\gamma_{pB}$	B1	B2	B3	B4	B5	分项载 荷系数 $\gamma_{pC}$	C1	C2	C3	C4	C5		C6	C7	C8			
常规载荷 (见 5.2.1)	重力 加速 冲击	1) 起重机的质量	$\gamma_{pA1}$	$\phi_1$	$\phi_1$	1	—	$\gamma_{pB1}$	$\phi_1$	$\phi_1$	1	—	—	$\gamma_{pC1}$	$\phi_1$	1	$\phi_1$	1	1	1	1	1	1	1	1	1
		2) 起升总载荷的质量	$\gamma_{pA2}$	$\phi_2$	$\phi_3$	—	—	$\gamma_{pB2}$	$\phi_2$	$\phi_3$	—	—	—	$\gamma_{pC2}$	$\phi_2$	$\eta$	—	1	1	1	1	1	1	1	1	2
		3) 在不平坦路面上运行的起重机和起升载荷的质量	$\gamma_{pA3}$	—	—	—	$\phi_4$	$\gamma_{pB3}$	—	—	—	$\phi_4$	$\phi_4$	$\gamma_{pC3}$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3
	驱动加速	4) 起重机和起升总载荷的质量	a) 不计起升驱动装置	$\gamma_{pA4}$	$\phi_5$	$\phi_5$	—	—	$\gamma_{pB4}$	$\phi_5$	$\phi_5$	—	—	$\gamma_{pC4}$	—	—	$\phi_5$	—	—	—	—	—	—	—	—	4
			b) 计入起升驱动装置		—	—	$\phi_5$	$\phi_5$		—	—	$\phi_5$	$\phi_5$		—	$\gamma_{pC4}$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	位移	5) 见 5.2.1.3 条	$\gamma_{pA5}$	1	1	1	1	$\gamma_{pB5}$	1	1	1	1	1	$\gamma_{pC5}$	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
偶然载荷 (见 5.2.2)	气候影响	1) 工作状态风载荷						$\gamma_{pB6}$	1	1	1	1	1	$\gamma_{pC6}$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	7
		2) 雪和冰载荷						$\gamma_{pB7}$	1	1	1	1	1	$\gamma_{pC7}$	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	8
		3) 温度变化引起的载荷						$\gamma_{pB8}$	1	1	1	1	1	$\gamma_{pC8}$	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	9
	偏斜	4) 见 5.2.2.1 条						$\gamma_{pB9}$	—	—	—	—	1	$\gamma_{pC9}$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	10
	1) 提升地面载荷												$\gamma_{pC10}$	$\phi_2$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	11	
	2) 非工作状态风载荷												$\gamma_{pC11}$	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12	
	3) 试验载荷												$\gamma_{pC12}$	—	—	$\phi_6$	—	—	—	—	—	—	—	—	13	
	4) 缓冲力												$\gamma_{pC13}$	—	—	—	$\phi_7$	—	—	—	—	—	—	—	14	
	5) 倾翻水平力												$\gamma_{pC14}$	—	—	—	—	1	—	—	—	—	—	—	15	
	6) 意外停车												$\gamma_{pC15}$	—	—	—	—	—	$\phi_5$	—	—	—	—	—	16	
	7) 机构失效												$\gamma_{pC16}$	—	—	—	—	—	—	$\phi_5$	—	—	—	—	17	
	8) 起重机基础激励												$\gamma_{pC17}$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1	18	
	强度系数 $\gamma_f$	$\gamma_{fA}$				$\gamma_{fB}$					$\gamma_{fC}$								19							
	抗力系数 $\gamma_m$	$\gamma_{mA}$				$\gamma_{mB}$					$\gamma_{mC}$								20							
	高危险度系数 $\gamma_n$	$\gamma_n$														21										

注：安装、拆卸及运输时的载荷组合见 5.2.4.1 条

### 5.4.2.2.2 载荷组合表的应用

#### (1) 总则

表5-10中第2栏中第1至第3行的质量均应乘以重力加速度 $g$ ，第2栏中第4和第5行的质量应乘以适当的加速度。所求得的或给出的载荷应乘以相应的动载系数或乘以1。

各种载荷都应按5.4条来实施组合。

#### (2) 许用应力法

载荷组合A、B和C的许用应力值应以材料、元件、部件或连接适当的规定强度(例如屈服应力、弯曲应力或弹性稳定极限)除以安全系数来确定。安全系数等于强度系数 $\gamma_{fA}$ 、 $\gamma_{fB}$ 、 $\gamma_{fC}$ 和高危险度系数 $\gamma_n$ 的乘积。本方法中系数 $\gamma_{fA}$ 、 $\gamma_{fB}$ 和 $\gamma_{fC}$ 的值列于附录H(规范性附录)用于载荷组合中的能力验算系数 $\gamma_f$ 、 $\gamma_m$ 和 $\gamma_p$ 的表H-1中。

#### (3) 极限状态法

各个载荷在用于计算模型以前，应依照载荷类别和载荷组合A、B或C乘以分项载荷系数 $\gamma_{PA}$ 、 $\gamma_{PB}$ 、 $\gamma_{PC}$ 。

供选用的分项载荷系数 $\gamma_{PA}$ 、 $\gamma_{PB}$ 、 $\gamma_{PC}$ 列在表5-10的第3、4和5栏中。

分项载荷系数 $\gamma_{PA}$ 、 $\gamma_{PB}$ 、 $\gamma_{PC}$ 的取值范围列于附录H表H-1中。

#### (4) 弹性位移

在某些情况中，太大的弹性位移会妨碍起重机完成它的预期任务，会影响起重机及其结构的稳定性，或者可干扰机构完成它的正常功能。在此情况下，有关位移的考核就应是承载能力验算的组成部分，并且应将计算的位移同确定的极限值进行适当的对比。

#### (5) 疲劳强度验算

应该考虑疲劳效应。如有必要验算疲劳强度，它们应按6.8.6条的原则执行。通常，疲劳强度验算应考虑载荷组合A1、A2、A3和A4(常规载荷)，某些应用实例中，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，运行偏斜侧向载荷，试验载荷及与起重机基础的激励(例如地震或波浪效应)有关的载荷等。

#### (6) 高危险度系数的应用

在特殊情况下，如果起重机失效对人体或经济造成的后果特别严重(例如铸造起重机或核能部门用起重机)，应选用一个高危险度系数 $\gamma_n > 1$ ，以获得更大的起重机可靠性。此系数值应根据特殊的使用要求来选取，其取值范围为 $\gamma_n = 1.05 \sim 1.1$ 。

使用许用应力法时，安全系数中应包括高危险度系数 $\gamma_n$ 。使用极限状态法时，在载荷中应乘以系数 $\gamma_n$ 。

### 5.4.3 起重机机构设计的载荷与载荷情况

#### 5.4.3.1 机构设计的载荷

起重机机构所受的载荷有以下两类：

- (1) 由电动机驱动转矩或制动器制动转矩所确定的，作用在机构上的载荷，用 $P_M$ 表示；
- (2) 与电动机及制动器的作用无关，作用在机构零件上、但又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。

##### 5.4.3.1.1 $P_M$ 型载荷

属于这类载荷的有：

- a) 由于工作荷重(起升荷重)垂直位移引起的载荷， $P_{MQ}$ ；
- b) 由不包括工作荷重在内的起重机的运动部分重心垂直位移引起的载荷， $P_{MG}$ ；

- c) 与运动加速（或制动）有关的起动（或制动）惯性载荷， $P_{MA}$ ；
- d) 与在机构传动效率中未考虑的摩擦力相对应的载荷  $P_{MF}$ ；
- e) 作用在设备（或大表面积起重物品）上的工作风力引起的载荷， $P_{MW}$ 。

#### 5.4.3.1.2 $P_R$ 型载荷

属于这类载荷的有：

- a) 由起升荷重引起的载荷， $P_{RQ}$ ；
- b) 由零部件质量引起的载荷， $P_{RG}$ ；
- c) 由设备或零件在作不稳定运动时的加速度（或减速度）引起的惯性载荷， $P_{RA}$ ；
- d) 由最大工作风力或最大非工作风力引起的风载荷， $P_{RW}$ 。

#### 5.4.3.2 机构设计的载荷情况

计算时要考虑三种载荷情况：

情况 I：无风正常工作

情况 II：带风正常工作

情况 III：特殊载荷

对每种载荷情况必须确定一个最大载荷，作为计算的依据。很明显，对于不暴露于风中的起重机，情况 I 和情况 II 是完全相同的。

按 5.4.3.1 条确定各种载荷之后，应采用一个载荷增大系数  $\gamma_m'$  来考虑由于不完善的计算方法和无法预料的偶然因素导致超出计算应力的某种可能性。系数  $\gamma_m'$  取决于机构的工作级别，见表 5-11。

表 5-11 载荷增大系数  $\gamma_m'$  的数值

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

#### 5.4.3.2.1 载荷情况 I —— 无风正常工作

##### (1) $P_M$ 型载荷

$P_M$  型的最大载荷  $P_{M \max I}$ ，用 5.4.3.1.1 条所定义的载荷  $P_{MQ}$ 、 $P_{MG}$ 、 $P_{MA}$ 、 $P_{MF}$  按式 (5-10) 进行组合确定：

$$P_{M \max I} = (\overline{P_{MQ}} + \overline{P_{MG}} + \overline{P_{MA}} + \overline{P_{MF}}) \gamma_m' \quad (5-10)$$

注：必须指出，关系式内所需考虑的不是每一项最大值的组合，而是在实践中实际可能发生的最不利的载荷组合所造成的载荷值。

##### (2) $P_R$ 型载荷

$P_R$  型的最大载荷  $P_{R \max I}$ ，用 5.4.3.1.2 条所定义的载荷  $P_{RQ}$ 、 $P_{RG}$ 、 $P_{RA}$  按式 (5-11) 进行组合确定：

$$P_{R \max I} = (\overline{P_{RQ}} + \overline{P_{RG}} + \overline{P_{RA}}) \gamma_m' \quad (5-11)$$

5.4.3.2.1 条 (1) 条中的注也适用于此。

#### 5.4.3.2.2 载荷情况 II —— 带风正常工作

##### (1) $P_M$ 型载荷

$P_M$ 型的最大载荷  $P_{M \max II}$ ，用5.4.3.1.1条所定义的载荷  $P_{MQ}$ ， $P_{MG}$ ， $P_{MF}$  分别按下列两个组合之一进行再组合来确定：

- a) 载荷  $P_{MA}$  和对应于风压为80 (N/m<sup>2</sup>) 风力的风载荷  $P_{MW8}$
- b) 对应于风压为250 (N/m<sup>2</sup>) 风力的风载荷  $P_{MW25}$

取式 (5-12) 和式 (5-13) 两式计算值中的较大者：

$$P_{M \max II} = (\overline{P_{MQ}} + \overline{P_{MG}} + \overline{P_{MA}} + \overline{P_{MF}} + \overline{P_{MW8}}) \gamma_m' \quad (5-12)$$

或

$$P_{M \max II} = (\overline{P_{MQ}} + \overline{P_{MG}} + \overline{P_{MF}} + \overline{P_{MW25}}) \gamma_m' \quad (5-13)$$

5.4.3.2.1条 (1) 条中的注也适用于此。

## (2) $P_R$ 型载荷

$P_R$ 型的最大载荷  $P_{R \max II}$ ，用5.4.3.1.2条所定义的载荷  $P_{RQ}$ ， $P_{RG}$ ， $P_{RA}$  和对应于风压为250 (N/m<sup>2</sup>) 的风载荷  $P_{RW25}$  进行组合，按式 (5-14) 确定：

$$P_{R \max II} = (\overline{P_{RQ}} + \overline{P_{RG}} + \overline{P_{RA}} + \overline{P_{RW25}}) \gamma_m' \quad (5-14)$$

5.4.3.2.1条 (1) 条中的注也适用于此。

### 5.4.3.2.3 载荷情况III——特殊载荷

#### (1) $P_M$ 型载荷

5.4.3.1.1条中所定义的  $P_M$ 型载荷的最大值  $P_{M \max III}$  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。 $P_{M \max III}$  的值在5.4.3.2.4条中给出。

#### (2) $P_R$ 型载荷

由于与缓冲器或固定障碍物相碰撞所引起的机构受的载荷远小于结构受最大非工作风时的载荷，因此，所要取的特殊载荷就是在5.4.2.1.3条C2所给出的载荷。

$$\text{由此得出：} \quad P_{R \max III} = \overline{P_{RG}} + \overline{P_{RW \max}} \quad (5-15)$$

当采用附加的锚定装置或者牵索来保证最大风力时的起重机整机抗倾覆稳定性或防风抗滑安全性时，应考虑这些装置对相应机构的影响。

### 5.4.3.2.4 对上述有关计算 $P_M$ 的说明和应用

起重机的各机构执行以下功能之一：

- 使运动质量的重心作纯垂直位移 (如起升运动)
- 使运动质量的总重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)
- 使运动质量的重心作提升和水平位移相组合的运动。(如非平衡式变幅运动)

#### (1) 起升运动

$P_{M \max}$  的计算公式可简化为：

$$\text{载荷情况 I 和 II：} \quad P_{M \max II} = (\overline{P_{MQ}} + \overline{P_{MF}}) \gamma_m' \quad (5-16)$$

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

$$\text{载荷情况 III：} \quad P_{M \max III} = 1.6 (\overline{P_{MQ}} + \overline{P_{MF}}) \quad (5-17)$$

考虑到5.4.3.2.3 (1) 条所提出的一般原则，可以认为能传递到起升机构上的最大载荷，实际上限制

在  $P_{M \max I}$  载荷的1.6倍<sup>②</sup>。

## (2) 水平运动

$P_{M \max}$  的计算公式可简化为：

载荷情况 I：

$$P_{M \max I} = (\overline{P_{MF}} + \overline{P_{MA}}) \gamma_m' \quad (5-18)$$

载荷情况 II，取下面两值中的较大者：

$$P_{M \max II} = (\overline{P_{MF}} + \overline{P_{MA}} + \overline{P_{MW8}}) \gamma_m' \quad (5-19)$$

$$\text{或} \quad P_{M \max II} = (\overline{P_{MF}} + \overline{P_{MW25}}) \gamma_m' \quad (5-20)$$

载荷情况 III，对  $P_{M \max III}$ ，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，力矩限制器等），这时就必须取实际可能传递的扭矩<sup>③</sup>。

## (3) 复合运动

对载荷情况 I 和 II，载荷  $P_{M \max I}$  和  $P_{M \max II}$ <sup>④</sup>用5.4.3.2.1（1）条和5.4.3.2.2（1）条给出的通用公式来确定。

对载荷情况 III：

当用于升高运动质量重心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  $P_{M \max III}$  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，同用于升高运动质量重心的功率相比可以忽略不计时， $P_{M \max III}$  可以按  $P_{M \max III} = 1.6 P_{M \max II}$  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重心升高引起的载荷的相对数值来分别加以研究。

毫无例外，当作业条件限制了实际传递给机构的力矩（见5.4.3.2.4（2）条），而它又小于上述数值时，则将此限制的极限力矩取为  $P_{M \max III}$  的值。

注：① 只有误操作（错误判断荷重等）才会造成较大的载荷。根据完全不同的各种起重机的多年实践经验，现在可以认为系数1.6是足够安全的。必须强调应该避免使用过大功率的电动机。

②在起升运动中，在正常工作条件下传递给机构的载荷不可能大于由于起升工作荷重产生的载荷，因为加速的影响可忽略不计。

③就起升运动来说，正常地传递给机构的载荷受到起升荷重的限制；而在水平运动中，如果不存在机械性的限制，电动机的最大转矩总是可以传递给机构的。这就是为什么要根据是水平运动，还是其它运动，来规定计算  $P_{M \max III}$  的不同方法的原因。

④或者对于不受风的起重机，为  $P_{M \max I}$ 。

## 6 结构计算和结构设计

本章内容包括对起重机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及规定。

### 6.1 起重机的金属结构构件

各种不同类别的起重机有各不相同的金属结构, 它们都分别由许多构件组成. 而其构件则由杆件, 板件或壳体组成。按受力情况这些构件可分为:

- 1) 轴心受拉构件和轴心受压构件;
- 2) 受弯构件;
- 3) 拉弯构件和压弯构件;
- 4) 受扭构件;
- 5) 弯扭构件;
- 6) 其它复合受力构件。

### 6.2 结构计算原则

#### 6.2.1 计算方法

起重机结构设计计算可采用许用应力法或极限状态法。

当结构在外载荷作用下产生很大变形, 内力与载荷呈非线性关系时, 宜采用极限状态法。

#### 6.2.2 计算内容及有关规定

##### 6.2.2.1 计算内容

验证在载荷最不利组合 (见本规范第5.4.2节, 表5-10和附录G) 下, 起重机金属结构及其构件的强度 (含疲劳强度)、刚性和稳定性, 是否满足本规范的要求。

##### 6.2.2.2 有关规定

1) 用极限状态法进行设计的步骤见附录F的有关说明。在验算起重机结构和构件的静态刚性时, 载荷用标准值, 即取分项载荷系数  $\gamma_p = 1$ ;

2) 疲劳强度仍用许用应力法计算;

3) 本章中的计算公式, 是按许用应力法给出的。若按极限状态法, 则应作如下变更:

① 除疲劳强度外的所有验算强度和屈曲稳定性的公式, 其左端的弯矩、扭矩、轴向力都必须用分项载荷系数  $\gamma_{PB_i}$  或  $\gamma_{PC_i}$  与相应载荷相乘后计算得出, 右端的许用应力  $[\sigma]$  则应该用屈服极限应力  $\sigma_s$  或抗屈曲临界应力  $\sigma_{cr}$  除以抗力系数  $\gamma_m$  与高危险度系数  $\gamma_n$  的乘积而得到, 即:

$$[\sigma] = \sigma_s / \gamma_m \gamma_n \text{ 或 } [\sigma] = \sigma_{cr} / \gamma_m \gamma_n。$$

② 若公式中有许用应力法的安全系数  $n$  时, 则用抗力系数和高危险度系数的乘积  $\gamma_m \gamma_n$  代替。

### 6.3 材料及许用应力

#### 6.3.1 结构构件材料及其许用应力

##### 6.3.1.1 结构构件材料

6.3.1.1.1 起重机承载结构构件的钢材选择, 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温度等因素。

起重机金属结构的主要承载结构的构件, 在一般情况下宜采用符合 GB/T700 的 Q235 钢, 符合 GB/T699 的 20 钢等材料, 当结构需要采用高强度钢材时, 可采用符合 GB/T1591 的 Q345、Q390、Q420 钢等。

所采用的钢材必须有质量合格证明材料。

下列起重机承重结构和构件不应采用沸腾钢:

##### (1) 焊接结构

1) 直接承受动力载荷或振动载荷且需要验算疲劳的结构 (如工作级别为 E6 及其以上的起重机主要

结构件)；

- 2) 工作温度低于 $-20^{\circ}\text{C}$ 时的直接承受动力载荷或振动载荷、但可以不验算疲劳的结构、及承受静力载荷的受弯及受拉的重要承重结构；
- 3) 工作温度等于或低于 $-30^{\circ}\text{C}$ 的所有承重结构。

(2) 非焊接结构

环境温度等于或低于 $-20^{\circ}\text{C}$ 的直接承受动力载荷且需要验算疲劳的结构。

### 6.3.1.1.2 对起重机钢材冲击韧性的要求

(1) 对需要验算疲劳的焊接结构的钢材，应具有常温冲击韧性的合格保证。当结构环境温度不高于 $0^{\circ}\text{C}$ 但高于 $-20^{\circ}\text{C}$ 时：Q235 钢和 Q345 钢应具有 $0^{\circ}\text{C}$ 冲击韧性的合格保证，Q390 钢和 Q420 钢应具有 $-20^{\circ}\text{C}$ 冲击韧性的合格保证；当结构环境温度不高于 $-20^{\circ}\text{C}$ 时：Q235 钢和 Q345 钢应具有 $-20^{\circ}\text{C}$ 冲击韧性的合格保证，Q390 钢和 Q420 钢应具有 $-40^{\circ}\text{C}$ 冲击韧性的合格保证。

(2) 对需要验算疲劳的非焊接结构的钢材，亦应具有常温冲击韧性的合格保证。当结构环境温度不高于 $-20^{\circ}\text{C}$ 时，Q235 钢和 Q345 钢应具有 $0^{\circ}\text{C}$ 冲击韧性的合格保证，Q390 钢和 Q420 钢应具有 $-20^{\circ}\text{C}$ 冲击韧性的合格保证。

6.3.1.1.3 钢铸件宜采用符合 GB/T11352 或 GB/T14408 规定的铸钢。

6.3.1.1.4 高强度钢材宜选用符合 GB/T1591 或 GB/T16270 等标准规定的钢材。应慎用高强度钢材，在设计高强度钢材的结构件时，应特别注意选择合理的焊接工艺并进行相应试验，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。

6.3.1.1.5 为使所选的结构件材料有足够的抗脆性破坏的安全性，必须根据影响脆性破坏的条件来选择钢材的质量组别，即应评价导致构件材料脆性破坏的各因素的影响：

- 1) 以自重载荷为主的永久载荷引起的构件纵向应力和焊接纵向残余内应力的联合作用；
- 2) 构件材料的厚度；
- 3) 结构的工作温度。

考虑影响脆性破坏因素评价的钢材质量组别选择方法按附录 I。

6.3.1.1.6 结构的工作温度即起重机在室外的工作温度，取为起重机使用地点的年最低日平均温度。

### 6.3.1.2 结构构件材料的许用应力

#### 6.3.1.2.1 拉伸、压缩、弯曲的许用应力（即：基本许用应力） $[\sigma]$

(1) 对 $\sigma_s/\sigma_b < 0.7$ 的钢材

基本许用应力 $[\sigma]$ 为材料屈服极限应力 $\sigma_s$ 除以附录 H 规定的安全系数 $n$ ，见表 6-1。

表 6-1 安全系数 $n$ 和基本许用应力 $[\sigma]$  ( $\text{N}/\text{mm}^2$ )

载荷组合	A	B	C
安全系数 $n$	1.48	1.34	1.16
基本许用应力 $[\sigma]$	$\sigma_s/1.48$	$\sigma_s/1.34$	$\sigma_s/1.16$

注：应根据材料厚度选取相应的 $\sigma_s$ 值。

(2) 当 $\sigma_s/\sigma_b \geq 0.7$ 时，属高强度钢材。

此时的基本许用应力 $[\sigma]$ 按式(6-1)计算：

$$[\sigma] = \frac{0.5\sigma_s + 0.35\sigma_b}{n} \quad (6-1)$$

式中： $\sigma_b$ ——材料的抗拉强度， $\text{N}/\text{mm}^2$ ；

$\sigma_s$ ——材料的屈服极限。当材料无明显的屈服极限时，取 $\sigma_{0.2}$ 为 $\sigma_s$ ，

( $\sigma_{0.2}$ 为材料标准拉力试验残余应变达 0.2%时的试验应力)， $\text{N}/\text{mm}^2$ ；

$n$ ——与载荷组合类别相应的安全系数，见表 6-1。

### 6.3.1.2.2 剪切许用应力,按式(6-2)计算:

$$[\tau] = \frac{[\sigma]}{\sqrt{3}} \quad (6-2)$$

式中:  $[\tau]$ ——剪切许用应力,  $\text{N}/\text{mm}^2$ ;

$[\sigma]$ ——与载荷组合类别相应的基本许用应力,  $\text{N}/\text{mm}^2$ 。

### 6.3.1.2.3 端面承压许用应力,按式(6-3)计算:

$$[\sigma_{cd}] = 1.4[\sigma] \quad (6-3)$$

式中:  $[\sigma_{cd}]$ ——承压许用应力,  $\text{N}/\text{mm}^2$ ;

$[\sigma]$ ——与载荷组合类别相应的基本许用应力,  $\text{N}/\text{mm}^2$ 。

## 6.3.2 连接材料及其许用应力

### 6.3.2.1 焊条、焊丝、焊剂材料

焊条应符合 GB/T5117 和 GB/T5118 的规定。焊丝应符合 GB/T8110 和 GB/T5293 的规定。

自动焊、半自动焊采用的焊丝、焊剂,应与母材的综合机械性能相适应。

### 6.3.2.2 铆钉、螺栓副、销轴材料

铆钉材料宜采用符合 GB715 的 BL2、BL3 圆钢。

普通螺栓材料应符合 GB/T700 的规定。

高强度螺栓、螺母和垫圈材料应符合 GB/T1231 或 GB/T3633 的规定。大于 M24 的扭剪型高强度螺栓和 M30 的高强度螺栓副,应符合 GB/T3098.1、GB/T3098.2 等的规定。除选用 GB/T1231 标准规定的螺栓副材料外,可采用 GB/T3077 规定的用于 8.8 级的 40Cr 和用于 10.9 级以上的 35CrMo、42CrMo 等钢材。

主要承载连接销轴的材料,宜采用符合 GB/T699 的 45 钢及符合 GB/T3077 的 40Cr、35CrMo、42CrMo 钢等,并进行必要的热处理。

### 6.3.2.3 连接的许用应力

#### 6.3.2.3.1 焊缝的许用应力

在焊接连接的设计中,熔敷金属至少应具有与母材同等的综合机械性能。

焊缝承受纵向拉压应力时,许用应力不应超过表 6-2 中规定的焊缝拉压许用应力  $[\sigma_h]$ 。

焊缝的剪切许用应力  $[\tau_h]$  见表 6-2 的规定,按式(6-4)计算:

$$[\tau_h] = \frac{[\sigma]}{\sqrt{2}} \quad \text{或} \quad [\tau_h] = \frac{0.8[\sigma]}{\sqrt{2}} \quad (6-4)$$

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 6-2。

表 6-2 焊缝的许用应力<sup>a</sup>  $\text{N}/\text{mm}^2$

焊缝型式			拉、压许用应力 $[\sigma_h]$	剪切许用应力 $[\tau_h]$
对接焊缝	质量分级 <sup>b</sup>	1.2	$[\sigma]^c$	$[\sigma]/\sqrt{2}$
		3	$0.8[\sigma]$	$0.8[\sigma]/\sqrt{2}$
角焊缝	自动焊、手工焊		—	$[\sigma]/\sqrt{2}$

注: a 计算疲劳强度时的焊缝许用应力见 6.8.5 有关规定;

b 焊缝质量分级按 GB/T12469 规定;

c 表中  $[\sigma]$  为母材的基本许用应力, 见表 6-1。

### 6.3.2.3.2 铆钉、螺栓、销轴连接的许用应力

#### 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核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。

在连接中至少应有两个以上铆钉沿同一受力方向排列。

铆钉的许用应力见表 6-3。

表 6-3 铆钉的许用应力  $N/mm^2$  (I 类孔<sup>a</sup>)

受力种类	铆钉许用应力 <sup>bd</sup>	被连接件承压许用应力
单剪	$0.6[\sigma]^c$	$1.5[\sigma]$
双剪、复剪	$0.8[\sigma]$	$2[\sigma]$
拉伸	$0.2[\sigma]$	—

注：a I 类孔：  
 ①. 在装配好的结构件上按设计孔径钻成的孔；  
 ②. 在单个零件和结构件上按设计孔径分别用钻模钻成的孔；  
 ③. 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，其许用应力降低 10%。  
 c 表中  $[\sigma]$  为该栏内相应钢号的基本许用应力；  
 d 当为埋头或半埋头铆钉时，表中数值乘以 0.8 予以降低；

#### 2) 螺栓、销轴连接的许用应力

螺栓的许用应力分别按精确级螺栓连接（A、B 级），普通级螺栓连接（C 级）选取。

销轴主要承受剪切、挤压、弯曲应力，当销轴在工作中可能产生微动时，其承载能力应降低 50%。

螺栓、销轴连接的许用应力见表 6-4。

表 6-4 螺栓、销轴连接的许用应力

接头种类	应力种类	连接件许用应力	被连接构件许用应力
精确级螺栓连接 (A、B 级螺栓)	拉伸	$0.8\sigma_{SP}^a/n^b$	—
	单剪切	$0.6\sigma_{SP}/n$	—
	双剪切	$0.8\sigma_{SP}/n$	—
	承压	—	$1.8[\sigma]^c$
普通螺栓连接 (C 级螺栓)	拉伸	$0.8\sigma_{SP}/n$	—
	剪切	$0.6\sigma_{SP}/n$	—
	承压	—	$1.4[\sigma]$
销轴连接 <sup>d</sup>	弯曲	$[\sigma]$	—
	剪切	$0.6[\sigma]$	—
	承压	—	$1.4[\sigma]$

注：a  $\sigma_{SP}$  为与螺栓性能等级相应的螺栓保证应力，按 GB/T3098.1 规定选取；

b  $n$  —— 安全系数，按表 6-1 确定；

c  $[\sigma]$  —— 为该栏内相应材料的基本许用应力，见表 6-1；

d 当销轴在工作中可能产生微动时，其承压许用应力应降低 50%。

## 6.4 结构构件和连接的强度计算

### 6.4.1 结构构件的强度计算

#### 6.4.1.1 基本原则

1) 仅限于对有关屈服极限的核算, 一般不考虑材料在塑性状态下承载的能力;

2) 要与本规范第5.4节、表5-10和附录G中所规定的载荷情况及载荷组合相符合, 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)均应对计算最不利的情况;

3) 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本规范6.3.1.2节规定的许用应力(许用应力法)或相应的极限应力(极限状态法)。

#### 6.4.1.2 局部挤压应力

当车轮或滑块上的集中载荷作用在轨道或垫板上时, 在其下方的腹板上边缘产生的局部挤压应力按式(6-5)计算:

$$\sigma_m = \frac{P}{t \cdot c} \leq [\sigma] \quad (6-5)$$

式中:  $\sigma_m$ ——局部挤压应力的平均值,  $\text{N}/\text{mm}^2$ ;

$P$ ——一个车轮或滑块上的集中载荷, 不计起升动力系数 $\phi_2$ 及运行冲击系数 $\phi_4$ ,  $\text{N}$ ;

$t$ ——板厚,  $\text{mm}$ ;

$c$ ——集中载荷的分布长度, 按下式计算,  $\text{mm}$ ;

$$c = a + 2h_y$$

$a$ ——集中载荷的作用长度, 对滑块 $a$ 为取滑块长度, 对车轮取 $a=50\text{mm}$ ;

$h_y$ ——自构件顶面或垫板顶面(有垫板无轨道时)或轨道顶面(有轨道时)至板的计算高度上边缘的距离,  $\text{mm}$ 。

$[\sigma]$ ——材料基本许用应力, 见表6-1或式(6-1)。

#### 6.4.1.3 复合应力

6.4.1.3.1 当构件的同一计算点上受有较大正应力 $\sigma$ , 较大剪应力 $\tau$ 和局部挤压应力 $\sigma_m$ 时, 该点的复合应力应按式(6-6)计算:

$$\sigma_d = \sqrt{\sigma^2 + \sigma_m^2 - \sigma\sigma_m + 3\tau^2} \leq [\sigma] \quad (6-6)$$

式中的 $\sigma$ 和 $\sigma_m$ 应带各自的正负号,  $[\sigma]$ 见表6-1或式(6-1)。

6.4.1.3.2 当构件的同一计算点上虽没有受局部挤压应力, 但受有两个方向的正应力 $\sigma_x$ 、 $\sigma_y$ 和剪应力 $\tau_{xy}$ 时, 该点的复合应力应按式(6-7)计算:

$$\sigma_d = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \leq [\sigma] \quad (6-7)$$

式中:  $\sigma_x$ 、 $\sigma_y$ ——构件计算点上所受的两个方向的正应力,  $\text{N}/\text{mm}^2$ , 其中的每一个应力都应小于表6-1或式(6-1)的许用应力 $[\sigma]$ ;

$\tau_{xy}$ ——构件计算点上所受的剪应力,  $\text{N}/\text{mm}^2$ , 其值应小于式(6-2)的剪切许用应力 $[\tau]$ ;

注: (1)式(6-7)中的各项应力, 是根据最不利的载荷组合对构件同一计算点算出的应力。使用式(6-7)时, 如果简单地把 $\sigma_x$ 、 $\sigma_y$ 、 $\tau_{xy}$ 都取最大值计算, 所得到的结果将偏于保守。如果要进行较为精确的计算, 就必须确定实际上可能出现的最不利的应力组合, 因此必须对以下三种情况分别核算其复

合应力:

$\sigma_{x\max}$  和此时相应的  $\sigma_y$ 、 $\tau_{xy}$  应力;

$\sigma_{y\max}$  和此时相应的  $\sigma_x$ 、 $\tau_{xy}$  应力;

$\tau_{xy\max}$  和此时相应的  $\sigma_x$ 、 $\sigma_y$  应力。

当三个应力中有两个的值接近相等,且大于许用应力的一半时,则此三个值的最不利组合可能不是发生在以上三种情况(即三个应力中有一个应力为最大值相对应的载荷情况)时,而是发生在此不相同的其它载荷情况。

(2)特殊情况:仅有拉伸(或压缩)应力 $\sigma$ 和剪切应力 $\tau$ 时,按式(6-8)计算复合应力:

$$\sigma_d = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma] \quad (6-8)$$

#### 6.4.1.4 用摩擦型高强度螺栓连接的结构构件的强度计算

用高强度螺栓连接的轴心受拉和轴心受压结构构件的强度应按式(6-9)计算:

$$\sigma = \frac{N'}{A} \leq [\sigma] \quad (6-9)$$

式中:  $N'$ ——用高强度螺栓连接的承受轴向力的构件的验算轴向力,  $N' = N(1 - 0.5 \frac{Z_1}{Z})$

$N$ ——作用于连接处的轴向力,  $N$ ;

$Z$ ——在节点或拼接处结构构件一端的高强度螺栓数;

$Z_1$ ——所验算截面处(连接接头的最外列螺栓处)的高强度螺栓数;

$A$ ——所验算截面的净面积,  $\text{mm}^2$ ;

$[\sigma]$ ——表6-4规定的被连接构件材料的许用应力。

### 6.4.2 连接的强度计算

#### 6.4.2.1 焊接连接

钢熔化焊焊接连接是起重机金属结构最主要的连接形式,其焊缝的主要形式为对接焊缝或角焊缝。

##### 6.4.2.1.1 对接焊缝的计算

对接焊缝(即焊透的焊缝)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 $2t$ 。

(1)承受轴心拉力或压力的对接焊缝,其拉伸、压缩的实际应力,应小于表6-2中规定的焊接许用拉伸、压缩应力;

(2)承受弯矩和剪力共同作用的对接焊缝,应验算其最大正应力点的最大正应力不超过焊接许用拉伸、压缩应力;最大剪应力点的最大剪应力不超过焊缝许用剪切应力。焊缝的许用剪切应力按表(6-2)决定;

(3)受复合应力时,在正应力和剪应力都较大的部位,需按下式计算出复合应力,进行验算:

$$\sigma_h = \sqrt{\sigma^2 + 2\tau^2} \leq [\sigma_h] \quad (6-10)$$

当有双向正应力 $\sigma_x$ 、 $\sigma_y$ 及剪应力 $\tau_{xy}$ 的复合作用时,应按下式验算复合应力:

$$\sigma_h = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 2\tau_{xy}^2} \leq [\sigma_h] \quad (6-11)$$

式(6-10)、(6-11)中的 $[\sigma_h]$ 见表6-2。

##### 6.4.2.1.2 角焊缝的计算

角焊缝,要验算其抗剪强度。在计算时,焊缝的有效高度一般取为 $0.7h_f$ , $h_f$ 为较小的焊角尺寸;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)。

当角焊缝受到不同方向的力作用时，应先求得作用在焊缝上的轴力、扭矩和弯矩，算出其应力后再与表6-2规定的角焊缝的剪切许用应力 $[\tau_h]$ 相比较。

#### 6.4.2.1.3 特殊情况

在焊接拼装的某些情况下，特别是在有垂直于焊缝的横向载荷时，焊缝许用应力应比表6-2的规定有所降低。

#### 6.4.2.2 螺栓连接

##### 6.4.2.2.1 普通螺栓连接

普通螺栓连接即用普通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，不宜在受动载的结构中使用。对普通螺栓，应校验螺杆抗剪切破坏的承载力，并校验螺栓孔抗挤压破坏的承载力，可参考有关文献进行。

##### 6.4.2.2.2 有预拉力的高强度螺栓连接

###### 6.4.2.2.2.1 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。

(1) 在抗剪连接中，单个摩擦型高强度螺栓的承载能力，按式(6-12)计算：

$$[P] = \frac{Z_m f P_g}{n} \quad (6-12)$$

式中： $[P]$ ——单个摩擦型高强度螺栓的许用承载能力，kN；

$Z_m$ ——传力的摩擦面数；

$f$ ——摩擦系数，按表 6-5 选取；

$n$ ——安全系数，按表 6-1 选取；

$P_g$ ——高强度螺栓的预拉力，按表 6-6 选取，kN；

表 6-5 摩擦系数  $f$  值

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(酸洗)后涂无机富锌漆	0.35	0.40
喷砂后生赤锈	0.45	0.55
钢丝刷清浮锈或未经处理的干净轧制表面	0.3	0.35

表 6-6 单个高强度螺栓的预拉力值<sup>a、b</sup> kN

螺栓等级	抗拉强度 $\sigma_b$ (N/mm <sup>2</sup> )	屈服极限 $\sigma_{s1}$ (N/mm <sup>2</sup> )	构件钢号									
			M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M33	M36	M39
8.8 级	≥800	≥640	70	86	110	135	158	205	250	310	366	437
10.9 级	≥1000	≥900	99	120	155	190	223	290	354	437	515	615
12.9 级	≥1200	≥1080	119	145	185	229	267	347	424	525	618	738
螺栓有效截面积 $A_l$ mm <sup>2</sup>			157	192	245	303	353	459	561	694	817	976

注：a 表中预拉力值按  $0.7\sigma_{s1} \cdot A_t$  计算。 $\sigma_b$ 、 $\sigma_{s1}$  的单位为  $N/mm^2$ ；

b 若采取特别防松措施或用不带扭转的直接拉伸，预拉力的值应提高 1.14 倍。

(2) 在杆件轴向受拉的连接中，单个摩擦型高强度螺栓在沿螺杆轴向所能承受的拉力载荷  $[P_t]$ ，kN。

按式 (6-13) 计算，并不得大于  $0.8P_g$ ：

$$[P_t] \leq \frac{0.12\sigma_{s1}A_t}{1000n\beta} \quad (6-13)$$

式中： $\sigma_{s1}$ ——高强度螺栓材料的屈服极限，有确切数据的按值选取，也可按表 6-6 中最低值选取， $N/mm^2$ ；

$A_t$ ——螺栓有效截面积，可按表 6-6 选取， $mm^2$ ；

$n$ ——安全系数，按表 6-1 选取；

$\beta$ ——载荷分配系数。与连接板总厚度  $L$ ，螺栓直径  $d$  有关，按下式计算：

$$L/d > 3 \text{ 时: } \beta = (0.26 - 0.026L/d) + 0.15$$

$$L/d < 3 \text{ 时: } \beta = (0.17 - 0.057L/d) + 0.33$$

(3) 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拉力时，每个高强度螺栓的许用承载能力仍按式 (6-12) 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  $0.7P_g$ 。

(4) 摩擦型高强度螺栓连接中的螺栓数目  $Z$ ，按式 (6-14) 计算：

$$Z = N/[P] \quad (6-14)$$

式中： $N$ ——载荷在连接处产生的作用力，kN；

$[P]$ ——单个摩擦型高强度螺栓的承载能力，kN。

(5) 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，应施加的拧紧螺栓螺母的扭矩为：

$$M = (0.11 \sim 0.2) d \cdot P_g \quad (6-15)$$

式中： $M$ ——拧紧力矩， $kN \cdot m$ ；

$d$ ——螺栓中径，m；

$P_g$ ——拧紧力，即高强度螺栓的预拉力，kN。

$M$  的视螺母与螺纹，垫圈的摩擦情况而异。同时必须满足 6.3.2.2 条中的国家标准的要求，不得使用硬度低于螺栓硬度的垫圈。

#### 6.4.2.2.2 承压型高强度螺栓连接

高强度螺栓承压型连接，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力载荷的结构和在连接处有反向内力作用的结构，因此在起重机承重结构中一般不采用此类连接。如果确有需要采用，可按 GB50017 等有关标准的规定进行高强度螺栓承压型连接的设计与计算。

### 6.5 起重机及其结构构件的刚性校验

对起重机及其结构规定相应的刚性要求，是为了保证起重机及其结构的正常使用和工作人员的健康与安全。

#### 6.5.1 轴心受力构件的刚性校验

##### 6.5.1.1 轴心受力构件的刚性条件 按式 (6-16) 计算

$$\lambda \leq [\lambda] \quad (6-16)$$

式中： $\lambda$ ——结构构件的长细比，见 6.5.1.2；

$[\lambda]$ ——结构构件的容许长细比：

对受拉的主要承载结构件  $[\lambda]=150\sim 180$ ，次要承载结构件和其他构件  $[\lambda]=200\sim 350$ ；

对受压的主要承载结构件  $[\lambda]=120\sim 150$ ，次要承载结构件和其他构件  $[\lambda]=150\sim 250$ 。

### 6.5.1.2 结构构件的长细比

(1) 实腹式轴心受力构件的长细比 按式 (6-17) 计算，有  $\lambda_x, \lambda_y$  之分，随  $r_x, r_y$  而定：

$$\lambda_x = \frac{l_c}{r_x}, \quad \lambda_y = \frac{l_c}{r_y} \quad (6-17)$$

式中： $l_c$ ——结构构件的计算长度，mm。其计算方法按附录 J 的 J.1。

$r_x, r_y$ ——结构构件毛截面对通过形心的强轴 (X 轴) 或弱轴 (Y 轴) 的回转半径，mm，见

式 (6-18)：

$$r_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}, \quad r_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}} \quad \text{mm} \quad (6-18)$$

式中： $I_x, I_y$ ——结构构件对通过形心的强轴 (X 轴) 或弱轴 (Y 轴) 的毛截面惯性矩， $\text{mm}^4$ ；

$A$ ——结构构件毛截面面积， $\text{mm}^2$ ；

(2) 格构式组合构件的换算长细比  $\lambda_h$ ，按附录 J 中的 J.2。

### 6.5.2 起重机静态刚性

#### 6.5.2.1 单梁及双梁桥式类型起重机 (包括门式起重机和装卸桥)

(1) 跨中工作位置

满载小车 (或电动葫芦) 位于跨中时，由于额定起升载荷和小车 (或电动葫芦) 自重使主梁在跨中产生的垂直静挠度  $f$  与起重机跨度  $L$  的关系，推荐为：

$$\text{对 A5 及 A5 级以下的起重机,} \quad f \leq \frac{1}{700} L$$

$$\text{对 A6 级起重机,} \quad f \leq \frac{1}{800} L$$

$$\text{对 A7 及 A8 级起重机,} \quad f \leq \frac{1}{1000} L$$

(2) 悬臂上的有效工作位置

由于额定起升载荷和小车自重引起的，在有效悬臂长度处的垂直静挠度  $f_1$ ，与此有效悬臂长度  $L_1$  的关系，推荐为：

$$f_1 \leq \frac{1}{350} L_1$$

#### 6.5.2.2 塔式起重机

在额定载荷作用下，塔身在其与臂架连接处 (或臂架与转柱的连接处) 的水平位移  $\Delta L$  与塔身自由高度  $H$  的关系，推荐为：

$$\Delta L \leq \frac{1.5}{100} H$$

当塔身的长细比  $\lambda$  ( $\lambda_h$ )  $\geq 100$  (85) 时,  $\Delta L$  应乘以增大系数  $\left( \frac{1}{1 - \frac{N}{N_E}} \right)$ , 其中  $N$  为作用在塔身上的轴

向力,  $N_E$  为塔身的欧拉临界力, 参见式 (6-25)。

### 6.5.2.3 箱形伸缩式臂架的轮胎式起重机和汽车起重机

(1) 当起升额定载荷并在相应的工作幅度时, 在仅考虑吊臂变形的情况下, 臂端在变幅平面内垂直于吊臂轴线方向的静位移  $f_L$  (cm) 与吊臂长度  $L_C$  (m) 的关系, 推荐为:

$$f_L \leq 0.1L_C^2$$

(2) 在相应的工作幅度起升额定载荷、并在吊臂端附加数值为额定载荷的 5% 的侧向载荷时, 吊臂端在回转平面内的侧向静位移  $Z_L$  (cm) 与吊臂长度  $L_C$  (m) 的关系, 推荐为:

$$Z_L \leq 0.07L_C^2$$

6.5.2.4 对以上各类起重机其他的静刚性要求或其他各类起重机的静刚性要求, 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的需要另行提出。以上各式中  $f$ 、 $f_1$ 、 $\Delta L$ 、 $f_L$ 、 $L_C$  的计算按一般力学方法进行。

### 6.5.3 起重机动态刚性

对一般的起重机不规定校核动态刚性, 但在使用者从起重机使用条件对此有要求或起重机设计本身认为对此性能应有要求时 (如: 认为对起重机司机健康有影响, 对起重机正常工作平稳性有影响或对起重机金属结构疲劳有影响), 则进行校核, 其指标由设计者与用户确定, 并要在提交给使用者的有关资料中注明。

起重机的动态刚性, 可以用在满载情况下钢丝绳绕组的悬吊长度相当于额定起升高度时, 系统在垂直方向的最低固有频率 (即: 满载自振频率) 来表征。也可以用起重机振动系统的振动衰减时间或对数衰减率等来表征。

## 6.6 构件抗失稳的核算

### 6.6.1 轴心受压构件的稳定性

#### 6.6.1.1 构件的假想长细比

钢材屈服极限  $\sigma_s > 235$  N/mm<sup>2</sup> 的轴心受压构件的假想长细比  $\lambda_F$  按式 (6-19)、(6-20) 计算:

$$\text{对实腹构件: } \lambda_F = \lambda \sqrt{\frac{\sigma_s}{235}} \quad (6-19)$$

$$\text{对格构式构件: } \lambda_F = \lambda_h \sqrt{\frac{\sigma_s}{235}} \quad (6-20)$$

#### 6.6.1.2 实腹式轴心受压构件的稳定性

(1) 实腹式轴心受压构件整体稳定性, 按式 (6-21) 计算:

$$\sigma = \frac{N}{A\varphi} \leq [\sigma] \quad (6-21)$$

式中:  $A$  —— 构件的毛截面面积, mm<sup>2</sup>;

$N$  —— 计算的轴向力, N ;

$\varphi$  —— 根据轴心受压构件的长细比  $\lambda$  ( $\sigma_s \leq 235$  N/mm<sup>2</sup> 时) 或假想长细比  $\lambda_F$

( $\sigma_s > 235 \text{ N/mm}^2$ 时)和截面类型(表 6-7)确定的轴心受压稳定系数,有对x轴的 $\varphi_x$ 和对y轴的 $\varphi_y$ 之分。 $\varphi$ 值按附录K(规范性附录)中的表K-1~K-4中选取。

结构构件的长细比计算,见本规范 6.5.1.2。

### (2) 单角钢截面受压构件的稳定性

因为它一般都是偏心受载,应按压弯构件计算。若按轴心受压构件公式(6-21)计算,则其许用应力应降低,取为 $0.8[\sigma]$ 。

### 6.6.1.3 格构式轴心受压构件

(1) 整体稳定性仍按式(6-21)计算。但要用换算长细比 $\lambda_h$ 选取轴压稳定系数 $\varphi$ , $\lambda_h$ 的计算按本规范附录J的J.2。

(2) 腹杆内力按构件横截面的剪力 $Q$ 计算, $Q$ 用式(6-22)求得:

$$Q = \frac{N}{85\varphi} \sqrt{\frac{\sigma_s}{235}} \quad (6-22)$$

式中: $N$ ——受压构件计算的轴向力; $N$ ;

$\varphi$ ——根据构件的假想长细比 $\lambda_f$ 和截面类型(表 6-7)确定的轴压稳定系数, $\varphi$ 值按附录 K 表 K-1~K-4 中选取。

### 6.6.2 受弯构件的整体稳定性

受弯构件的稳定性,即它抗侧向弯扭屈曲的整体稳定性。

#### 6.6.2.1 凡符合下列情况之一的受弯构件,不必验算其稳定性:

- 1) 任何截面的结构构件,当有刚性较强的走台和铺板,且其支承件是固定在结构构件的受压翼缘上,能阻止截面的扭转和梁的受压翼缘侧向水平位移时;
- 2) 箱形截面结构构件的截面高度 $h$ 与两侧板间的宽度 $b$ 的比值小于或等于3时,或大于3小于6且其计算长度 $l_0$ 与受压翼缘总宽度 $B$ 的比值小于 $95(235/\sigma_s)$ 时,或其截面足以保证其侧向刚性(如为宽大截面箱形梁或空间桁架)时;
- 3) 等截面两端简支的H型钢或工字型受压构件,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 $b$ 之比值满足以下条件,且受弯构件两端部支承处采取了构造措施能阻止截面扭转者:

$$\text{荷载作用在受压翼缘上} \quad l/b \leq 16\sqrt{235/\sigma_s},$$

$$\text{荷载作用在受拉翼缘上} \quad l/b \leq 25\sqrt{235/\sigma_s},$$

$$\text{跨中受压翼缘有侧向支承点者} \quad l/b \leq 19\sqrt{235/\sigma_s},$$

#### 6.6.2.2 凡不符合 6.6.2.1 情况之一的受弯构件,应按以下规定计算受弯构件整体稳定性:

##### 6.6.2.2.1 在最大刚度主平面内受弯的构件,按式(6-23)计算:

$$\frac{M_x}{\varphi_b W_x} \leq [\sigma] \quad (6-23)$$

式中: $M_x$ ——绕强轴(x轴)作用的最大弯矩;

$W_x$ ——按受压纤维确定的毛截面抗弯模量;

$\varphi_b$ ——构件绕强轴弯曲所确定的侧向屈曲稳定系数,按附录L确定。

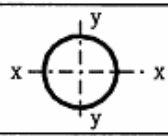
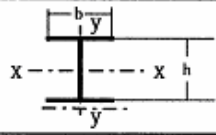
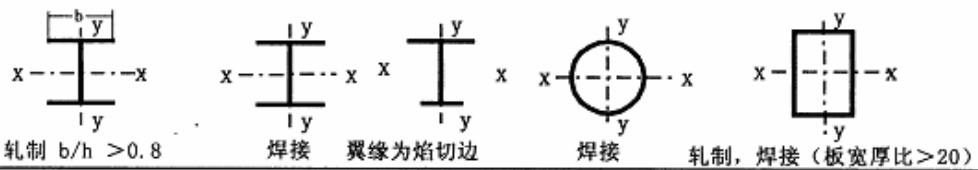
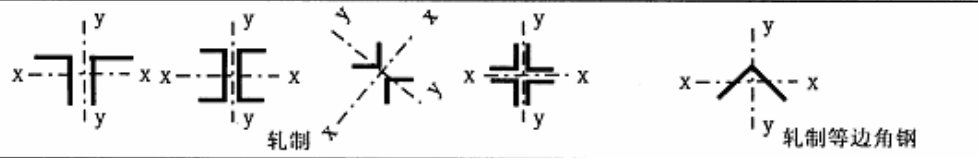
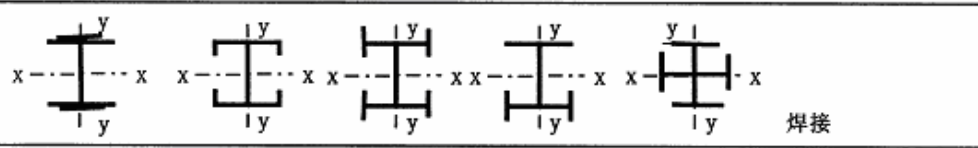
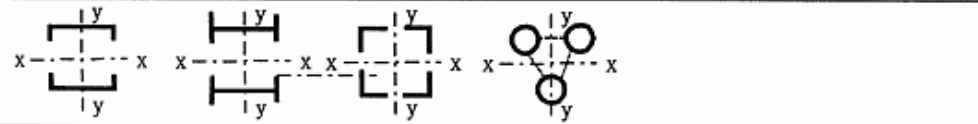
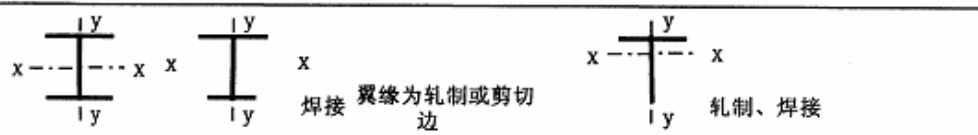

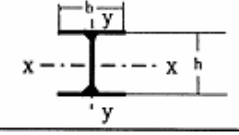
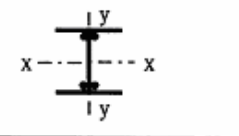
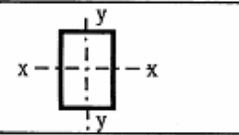
##### 6.6.2.2.2 在两个主平面内都受弯的H型或工字形截面构件,按式(6-24)计算:

$$\frac{M_x}{\varphi_b W_x} + \frac{M_y}{W_y} \leq [\sigma] \quad (6-24)$$

式中： $W_x$ 、 $W_y$ ——按受压纤维确定的对强轴（x轴）和对弱轴（y轴）的毛截面抗弯模量。

6.6.3 压弯构件的整体稳定性

表 6-7 轴心受压构件的截面类型

截面形式		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 (板宽厚比 $> 20$ )		b类	b类
 轧制      轧制等边角钢			
 焊接			
			
 焊接 翼缘为轧制或剪切边      轧制、焊接			
 焊接 板件宽厚比 $\leq 20$		c类	c类
 轧制工字形或H形截面, 板厚 $t$	$40\text{mm} \leq t < 80\text{mm}$	b类	c类
	$t \geq 80\text{mm}$	c类	d类
 焊接工字形截面, 板厚 $t \geq 40\text{mm}$	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 $t \geq 40\text{mm}$	板件宽厚比 $> 20$	b类	b类
	板件宽厚比 $\leq 20$	c类	c类

### 6.6.3.1 压弯构件整体稳定性计算的实用方法

双向压弯构件的整体稳定性，可用简便的方法来计算，见式（6-25）：

$$\frac{N}{\varphi A} + \frac{M_x}{W_x} + \frac{M_y}{W_y} \leq [\sigma] \quad (6-25)$$

式中：\$N\$——作用在构件上的轴压力，N；

\$A\$——构件毛截面面积，mm<sup>2</sup>；

\$M\_x, M\_y\$——构件计算截面上对强轴（x轴）和对弱轴（y轴）的弯矩，N·mm；

\$W\_x, W\_y\$——构件计算截面对强轴（x轴）和对弱轴（y轴）的抗弯模量，mm<sup>3</sup>；

\$\varphi\$——轴心受压稳定系数，根据构件结构型式确定的长细比 \$\lambda\$ 或 \$\lambda\_h\$ 由本规范附录K中表K-1~K-4 查取。

\$[\sigma]\$——钢材基本许用应力，N/mm<sup>2</sup>，见表6-1。

注：1) 单向压弯构件整体稳定性计算，可将式（6-25）删去后面一项使用。

2) 当构件的长细比 \$\lambda\$（\$\lambda\_h\$）<100（85）时（即：对Q235为100，对Q345为85），公式中的弯矩项可不增大，用式6-25计算。

3) 当构件的长细比 \$\lambda\$（\$\lambda\_h\$）≥100（85）且 \$N/N\_1 > 0.1\$ 时，要考虑构件外力与内力（变形）呈非线性关系的影响，式（6-25）的两个弯矩项应分别乘以增大系数

性关系的影响，式（6-25）的两个弯矩项应分别乘以增大系数  $\left( \frac{1}{1 - \frac{N}{N_{Ex}}} \right)$  和  $\left( \frac{1}{1 - \frac{N}{N_{Ey}}} \right)$ ，以使计算结果更

准确。此处：

\$N\_{Ex}, N\_{Ey}\$——构件对强轴（x轴）和对弱轴（y轴）的欧拉临界力：

$$N_{Ex} = 2.033 \times 10^6 \frac{A}{\lambda_x^2}, \quad N_{Ey} = 2.033 \times 10^6 \frac{A}{\lambda_y^2}$$

\$\lambda\_x, \lambda\_y\$——构件对强轴（x轴）和对弱轴（y轴）的计算长细比，见6.5.1.2节；

4) 对两端在两个平面支承情况不同的等截面和变截面构件，一般可分别在两个平面选取最大弯矩作用截面为计算截面作近似计算，由设计者根据具体情况决定。

5) 弯矩绕强轴（x轴）作用，以弯曲为主的压弯构件，可以用式（6-26）计算其整体稳定性：

$$\frac{N}{\varphi A} + \frac{M_x}{\varphi_b W_x} \leq [\sigma] \quad (6-26)$$

式中：\$\varphi\_b\$——构件侧向屈曲稳定系数，见附录L；

其他符号同前。

### 6.6.3.2 压弯构件稳定性计算的其它方法

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，则可参见其他规范标准或文献介绍的方法，如：

(1) 钢结构设计规范法，见GB50017中第5.2节规定的方法。但应将其中的截面塑性发展系数 \$r\_x, r\_y\$ 取为1。

(2) 本规范附录M所介绍的方法。但应特别注意此方法只适用于杆件X轴与Y轴所在的两个平面内的约束条件相同、在弹性阶段工作、等截面的双向压弯构件的稳定性计算。而不宜简单地推广到两个平面

内约束条件不同、变截面的构件计算。

在采用上述方法时，都要求计算构件的边界条件及断面特性等均应与这些方法计算公式的要求相符合。

如果要求根据杆件在压弯联合作用下的变形进行精确的计算，这就需要采用积分法或逐步逼近法等计算方法，或参考国内外相关标准。

## 6.7 板件和壳体抗屈曲的核算

### 6.7.1 板的局部稳定性计算

(1) 压缩应力  $\sigma_1$ 、剪切应力  $\tau$  和局部压应力  $\sigma_m$  分别作用时的临界应力，按式 (6-27) ~ (6-29) 计算：

$$\sigma_{i,1cr} = \chi K_{\sigma} \sigma_E \quad (6-27)$$

$$\tau_{i,cr} = \chi K_{\tau} \sigma_E \quad (6-28)$$

$$\sigma_{i,mcr} = \chi K_m \sigma_E \quad (6-29)$$

式中：  $\sigma_{i,1cr}$  —— 临界压缩应力， $\text{N}/\text{mm}^2$ ；

$\tau_{i,cr}$  —— 临界剪切应力， $\text{N}/\text{mm}^2$ ；

$\sigma_{i,mcr}$  —— 临界局部压应力， $\text{N}/\text{mm}^2$ ；

$\chi$  —— 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。缺乏依据时，取  $\chi = 1$ ；

$K_{\sigma}$ 、 $K_{\tau}$ 、 $K_m$  —— 四边简支板的屈曲系数，取决于板的边长比  $\alpha = a/b$  和板边载荷情况。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，对于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：

$\sigma_E$  —— 板的欧拉应力， $\text{N}/\text{mm}^2$ ，按式 (6-30) 计算：

$$\sigma_E = \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{b}\right)^2 = 18.62 \left(\frac{100t}{b}\right)^2 \quad (6-30)$$

式中：  $t$  —— 板厚， $\text{mm}$ ；

$b$  —— 区格宽或板宽， $\text{mm}$ ；

$E$  —— 材料的弹性模数 ( $2.06 \times 10^5$ )， $\text{N}/\text{mm}^2$ ；

$\nu$  —— 泊桑比 ( $\nu = 0.3$ )。

当加劲肋的构造尺寸符合本节 (5) 款的规定时，只须要按局部区格计算稳定性，否则应同时计算局部区格和带肋板两种情况的稳定性。

(2) 压缩应力  $\sigma_1$ 、剪切应力  $\tau$  和局部压应力  $\sigma_m$  同时作用时的临界复合应力按式 (6-31) 计算：

$$\sigma_{i,ccr} = \frac{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_m^2 - \sigma_1 \sigma_m + 3\tau^2}}{\frac{1+\psi}{4} \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{i,1cr}}\right) + \sqrt{\left[\frac{3-\psi}{4} \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{i,1cr}}\right) + \frac{\sigma_m}{\sigma_{i,mcr}}\right]^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{i,cr}}\right)^2}} \quad (6-31)$$

式中：  $\psi = \sigma_2/\sigma_1$ ，为板边两端应力比，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,  $\sigma_{i,ccr} = \sqrt{3}\tau_{i,1cr}$ ;

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

当局部压应力作用于板的受拉边缘时,  $\sigma_1$  与  $\sigma_m$  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, 就必须按式 (6-32) 求得相应的折减临界应力  $\sigma_{cr}$ , 并用折减临界应力  $\sigma_{cr}$  替换超过  $0.8\sigma_s$  的临界复合应力  $\sigma_{i,ccr}$  :

$$\sigma_{cr} = \sigma_s \rho = \sigma_s \left(1 - \frac{1}{1 + 6.25m^2}\right) = \sigma_s \left(\frac{6.25m^2}{1 + 6.25m^2}\right) \quad (6-32)$$

式中:  $\sigma_s$  ——材料的屈服极限, N/mm<sup>2</sup>;

$m$  ——大于  $0.8\sigma_s$  的临界复合应力 (含特殊情况) 与材料的屈服极限之比,

$$m = \sigma_{i,ccr} / \sigma_s;$$

$\rho$  ——系数, 可由表 6-8 查得:

表 6-8  $m - \rho$  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
$\rho$	0.8	0.84	0.86	0.88	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96	0.965	0.97	0.975

### (3) 局部稳定性许用应力及局部稳定性验算

局部稳定性许用应力  $[\sigma_{cr}]$  按式 (6-33) 或式 (6-34) 计算:

$$\text{当 } \sigma_{i,ccr} \leq 0.8\sigma_s \text{ 时: } [\sigma_{cr}] = \frac{\sigma_{i,ccr}}{n} \quad (6-33)$$

$$\text{当 } \sigma_{i,ccr} > 0.8\sigma_s \text{ 时: } [\sigma_{cr}] = \frac{\sigma_{cr}}{n} \quad (6-34)$$

式中:  $n$  ——安全系数, 取与强度安全系数一致, 见表 6-1;

$\sigma_{cr}$  ——临界复合应力的折减临界应力。

局部稳定性按式 (6-35) 验算:

$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_m^2 - \sigma_1\sigma_m + 3\tau^2} \leq [\sigma_{cr}] \quad (6-35)$$

(4) 若工字型构件的受压翼缘自由外伸宽度  $b_0$  与其厚度  $t_b$  之比不大于  $15\sqrt{235/\sigma_s}$  时, 或箱形构件两腹板之间受压翼缘宽度  $b$  与其厚度  $t_b$  之比不大于  $40\sqrt{235/\sigma_s}$  时, 可不必验算其受压翼缘板的局部稳定性。

### (5) 加劲肋的构造尺寸要求

#### 1) 横向加劲肋

① 受  $\psi = -1$  分布载荷 (应力) 的腹板, 其横向加劲肋间距  $a$  不得小于  $0.5b$ , 且不得大于  $2b$ , 此处  $b$  为腹板的总宽度 (即上、下翼缘板之间的腹板宽度)。

② 腹板两侧成对配置的矩形截面横向加劲肋, 其截面尺寸应按式 (6-36)、(6-37) 确定:

$$b_s \geq \frac{b}{30} + 40 \quad (6-36)$$

$$t_s \geq \frac{1}{15} b_s \quad (6-37)$$

式中:  $b_s$ ——横向加劲肋的外伸宽度, mm;

$t_s$ ——横向加劲肋的厚度, mm;

$b$ ——腹板的总宽度, mm。

③ 板一侧配置的矩形截面横向加劲肋, 其外伸宽度应大于按式(6-36)算得的 1.2 倍, 厚度应不小于其外伸宽度的 1/15。

④ 在板同时采用横向加劲肋和纵向加劲肋时, 横向加劲肋除应满足上述截面尺寸要求外, 其截面惯性矩还应满足式(6-38)的要求:

$$I_{s1} \geq 3bt^3 \quad (6-38)$$

式中:  $I_{s1}$ ——横向加劲肋的截面惯性矩,  $\text{mm}^4$ ;

$t$ ——板厚, mm。

## 2) 纵向加劲肋

① 受  $\psi = -1$  分布载荷 (应力) 的腹板, 其纵向加劲肋的截面惯性矩应满足式(6-39)和(6-40)的要求:

$$\text{当 } \frac{a}{b} \leq 0.85 \text{ 时, } I_{s2} \geq 1.5bt^3 \quad (6-39)$$

$$\text{当 } \frac{a}{b} \geq 0.85 \text{ 时, } I_{s2} \geq (2.5 - 0.45 \frac{a}{b}) (\frac{a}{b})^2 bt^3 \quad (6-40)$$

② 均匀受压翼缘板的纵向加劲肋的截面惯性矩应满足式(6-41)和(6-42)的要求:

当  $\frac{a}{b} \leq \sqrt{2m^2(1+n\delta_a)-1}$  时,

$$I_{s3} \geq 0.092 \left\{ \frac{\alpha^2}{n} [4m^2(1+m\delta_a)-2] - \frac{\alpha^4}{m} + \frac{1+n\delta_a}{m} \right\} bt^3 \quad (6-41)$$

当  $\frac{a}{b} \geq \sqrt{2m^2(1+n\delta_a)-1}$  时,

$$I_{s3} \geq 0.092 \left\{ \frac{1}{n} [2m^2(1+m\delta_a)-1]^2 + \frac{1+n\delta_a}{m} \right\} bt^3 \quad (6-42)$$

式中:  $a$ ——横向加劲肋的间距, mm;

$b$ ——两腹板之间的翼缘板宽度, mm;

$m$ ——被加劲肋等间距分割的区格数;

$n$ ——翼缘板的纵向加劲肋数;

$\alpha$ ——翼缘板区格的边长比,  $\alpha = a/b$ ;

$\delta_a$ ——一根纵向加劲肋截面积与翼缘板截面总面积之比,  $\delta_a = b_s t_s / bt$ ;

$b_s, t_s$ ——根纵向加劲肋的外伸宽度和厚度, mm;

$t$ ——翼缘板的厚度, mm。

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, 其截面惯性矩按板中心线为轴线进行计算; 一侧配置时, 按与加劲肋相连的板边缘为轴线进行计算。

### 6.7.2 圆柱壳的局部稳定性

受轴压或压弯联合作用的薄壁圆柱壳体, 当壳体壁厚  $t$  与壳体中面半径  $R$  之比  $\frac{t}{R} \leq \frac{1}{110}$  (Q235) 或

$\frac{t}{R} \leq \frac{1}{75}$  (Q345) 时, 必须计算其局部稳定性。

(1) 圆柱壳体受轴压或压弯作用时的临界应力按式 (6-43) 计算:

$$\sigma_{c,cr} = 0.2 \frac{Et}{R} \quad (6-43)$$

式中:  $\sigma_{c,cr}$  ——圆柱壳体受轴压或压弯作用时的临界应力,  $\text{N}/\text{mm}^2$ ;

$E$  ——材料的弹性模量,  $\text{N}/\text{mm}^2$ ;

$t$  ——圆柱壳体壁厚,  $\text{mm}$ ;

$R$  ——圆柱壳体中面半径,  $\text{mm}$ 。

当按式 (6-43) 算得的临界应力超过  $0.8\sigma_s$  时, 应按式 (6-32) 进行折减。

(2) 受轴压或压弯作用的薄壁圆柱壳体的局部稳定性, 按式 (6-44) 验算:

$$\frac{N}{A} + \frac{M}{W} \leq \frac{\sigma_{c,cr}}{n} \quad (6-44)$$

式中:  $N$  ——轴向力,  $\text{N}$ ;

$M$  ——弯矩,  $\text{N}\cdot\text{mm}$ ;

$A$  ——圆柱壳体的净截面面积,  $\text{mm}^2$ ;

$W$  ——圆柱壳体的净截面抗弯模量,  $\text{mm}^3$ ;

$n$  ——安全系数, 取与强度安全系数一致。

(3) 加劲环

圆柱壳两端应设置加劲环或有相应作用的结构件; 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 (6-45) 的要求:

$$I_{s4} \geq \frac{Rt^3}{2} \sqrt{\frac{R}{t}} \quad (6-45)$$

式中:  $I_{s4}$  ——圆柱壳体加劲环的截面惯性矩,  $\text{mm}^4$ 。

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 6-1 所示的组合截面综合轴  $Z-Z$  及式 (6-46) 计算:

$$I_{s4} = I_1 + I_2 + A_1 e_1^2 + A_2 e_2^2 \quad (6-46)$$

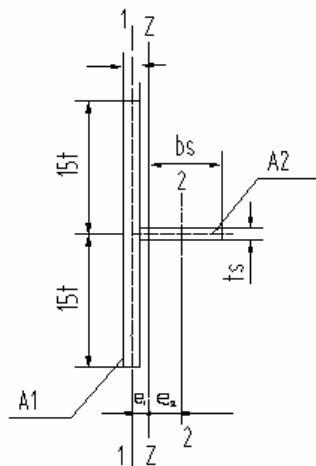


图 6-1

## 6.8 结构的疲劳强度核算

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、构件连接的类别及构件的连接型式等。

对结构疲劳强度核算，常有两种方法：应力比法和应力幅法。本规范采用应力比法。若使用者要求用应力幅法计算结构疲劳强度，则可参考其它有关标准。

### 6.8.1 构件（或连接）的最大应力

构件（或连接）中的最大应力  $\sigma_{x \max}$ 、 $\sigma_{y \max}$ 、 $\tau_{xy \max}$  是按本规范第 5.4.2.1 规定的载荷组合 A 中最不利工况确定的。在疲劳核算危险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 轴线形成的平面上绝对值最大计算剪应力。

### 6.8.2 应力循环特性

构件（或连接）单独或同时承受正应力（ $\sigma_x$ 、 $\sigma_y$ ）和剪应力（ $\tau_{xy}$ ）作用时，应力循环特性  $r_x$ 、 $r_y$ 、 $r_{xy}$  按式（6-47）计算。

$$\left. \begin{aligned} r_x &= \sigma_{x \min} / \sigma_{x \max} \\ r_y &= \sigma_{y \min} / \sigma_{y \max} \\ r_{xy} &= \tau_{xy \min} / \tau_{xy \max} \end{aligned} \right\} \quad (6-47)$$

式中  $\sigma_{x \min}$ 、 $\sigma_{y \min}$ 、 $\tau_{xy \min}$  是与  $\sigma_{x \max}$ 、 $\sigma_{y \max}$ 、 $\tau_{xy \max}$  相对应的同一危险疲劳计算点上的，其二值（带正负号）之差的绝对值为最大。最小极值应力也应按载荷组合 A 加以确定，但载荷大小、位置、方向和组合工况应根据起重机的各种可能作业循环确定，以求得与绝对值最大的极值应力相应的最小极值应力。

计算应力循环特性  $r$ （包括  $r_x$ 、 $r_y$ 、 $r_{xy}$ ）时，最小极值应力和最大极值应力应带各自正负号，拉应力为正号，压应力为负号。对方向不断变化的循环剪切应力，应确定一个方向为正方向，对相反方向的剪切应力取负值。同号循环应力，其  $r$  取值范围为  $0 \sim 1$ ；异号循环应力，其  $r$  取值范围为  $-1 \sim 0$ ；对方向不断变化的剪切应力，其  $r$  值近似取为  $-1$ ；移动小车轮压产生的脉动挤压应力，其  $r$  值为  $0$ 。

### 6.8.3 结构件的工作级别

见本规范 4.4.3，通常 E5 级（含）以上的结构件宜校核疲劳强度。

### 6.8.4 构件连接类别

起重机的构件连接类别和具体的接头型式对结构件的疲劳起着很大的影响。按应力集中情况，对非焊接件分为  $W_0$ 、 $W_1$ 、 $W_2$  三类，对焊接件分为  $K_0$ 、 $K_1$ 、 $K_2$ 、 $K_3$ 、 $K_4$  五类，每个类别中又有一种或多种不同的具体的接头连接型式。随着连接类别等级递增，结构疲劳强度递减。参见附录 0。

### 6.8.5 疲劳强度许用应力

构件疲劳强度许用应力按表 6-9 列出的公式计算，连接件的疲劳强度许用应力按表 6-10 计算。表中  $r$  为应力循环特性，其值按 6.8.2 决定。 $[\sigma_{-1}]$  为拉伸和压缩疲劳强度许用应力的基本值。是  $r = -1$  的对称应力循环试验中得到的疲劳极限（含有 90% 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类别两二个因素后的疲劳强度许用应力值。 $[\sigma_{-1}]$  值详见表 6-11。

表 6-9 构件疲劳强度许用应力

应力循环特性	疲劳许用应力计算公式		备注
$r \leq 0$	拉伸 $t$	$[\sigma_n] = \frac{5}{3-2r} [\sigma_{-1}]$	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 $[\sigma_{yrc}]$
$r > 0$	拉伸 $t$	$[\sigma_n] = \frac{1.67 [\sigma_{-1}]}{1 - (1 - \frac{[\sigma_{-1}]}{0.45 \sigma_b}) r}$	同上
	压缩 $c$	$[\sigma_{rc}] = 1.2 [\sigma_n]$	同上
$-1 \leq r \leq 1$	剪切	$[\tau_{xy}] = \frac{[\sigma_n]}{\sqrt{3}}$	根据剪切 $r$ 值计算相应于 $W_0$ 的 $[\sigma_n]$

注: 1. Q235 的  $\sigma_b = 380\text{N/mm}^2$ , Q345 的  $\sigma_b = 500\text{N/mm}^2$ 。  
2. 计算出的  $[\sigma_n]$ 、 $[\sigma_0]$  和  $[\sigma_{rc}]$  均不得大于  $0.45 \sigma_b$ , 计算出的  $[\tau_{xy}]$  不得大于  $0.45 \sigma_b / \sqrt{3}$ 。若超过时, 则取  $0.45 \sigma_b$  或  $0.45 \sigma_b / \sqrt{3}$  值代之。

表 6-10 连接的疲劳许用应力

连接形式	疲劳许用应力计算公式		备注
焊缝	拉伸 压缩	同构件疲劳许用应力	
	剪切	$[\tau_{xy}] = \frac{[\sigma_n]}{\sqrt{2}}$	根据剪切 $r$ 值计算相应于 $k_0$ 的 $[\sigma_n]$
螺栓或铆钉	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

注: 计算出的  $[\tau_{xy}]$  不得大于  $0.45 \sigma_b / \sqrt{2}$ 。若超过时, 则取  $0.45 \sigma_b / \sqrt{2}$  值代之。

表 6-11 拉伸和压缩疲劳强度许用应力的基本值  $[\sigma_{-1}]$  值  $\text{N/mm}^2$ 

构件级别	非焊接件构件连接类别						焊接件构件连接类别				
	$W_0$		$W_1$		$W_2$		$K_0$	$K_1$	$K_2$	$K_3$	$K_4$
	Q235	Q345	Q235	Q345	Q235	Q345	Q235 或 Q345				
E1	249.1	298.0	211.7	253.3	174.4	208.6	[316.9]	[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	15704	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	124.2	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: 1) 括号 [ ] 内的数值为大于 0.75 倍的 Q235 抗拉极限强度的理论计算值, 仅应用于公式 (6-51) 的校核计算中。

### 6.8.6 疲劳强度校核

根据载荷组合 A (见表 5-10) 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 (6-48) ~ (6-51) 进行核算。

$$|\sigma_{x\max}| \leq \begin{cases} [\sigma_{xrt}] \\ [\sigma_{xrc}] \end{cases} \quad (6-48)$$

$$|\sigma_{y \max}| \leq \begin{cases} [\sigma_{yrt}] \\ [\sigma_{yrc}] \end{cases} \quad (6-49)$$

$$|\tau_{xy \max}| \leq [\tau_{rxy}] \quad (6-50)$$

$$\left[ \frac{\sigma_{x \max}}{[\sigma_{rx}]} \right]^2 + \left[ \frac{\sigma_{y \max}}{[\sigma_{ry}]} \right]^2 - \frac{\sigma_{x \max} \cdot \sigma_{y \max}}{[\sigma_{rx}][\sigma_{ry}]} + \left[ \frac{\tau_{xy \max}}{[\tau_{rxy}]} \right]^2 \leq 1.1 \quad (6-51)$$

在式(6-48)~(6-51)中： $\sigma_{x \max}$ 、 $\sigma_{y \max}$ 、 $\tau_{xy \max}$ 按6.8.1节计算；

$[\sigma_{xrt}]$ 、 $[\sigma_{yrt}]$ 、 $[\sigma_{xrc}]$ 、 $[\sigma_{yrc}]$ 、 $[\tau_{rxy}]$ 是与 $\sigma_{x \max}$ 、 $\sigma_{y \max}$ 、 $\tau_{xy \max}$ 相应的拉伸(压缩)剪切疲劳许用应力，各式中符号下脚标xr、yr、rxy分别为 $\sigma_x$ 、 $\sigma_y$ 、 $\tau_{xy}$ 的应力循环特性，按6.8.2节计算。

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二个最大应力时，可以只用这一个最大应力校核疲劳强度，另二个最大应力可忽略不计。

为计算简便，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，根据最不利的 $r$ 值计算的疲劳许用应力 $[\sigma_{xrt}]$ 、 $[\sigma_{yrt}]$ 、 $[\sigma_{xrc}]$ 、 $[\sigma_{yrc}]$ 、 $[\tau_{rxy}]$ 来进行校核。

从表6-11中的 $[\sigma_{-1}]$ 可见，当工作级别E1、E2、E3对应的构件和连接类别 $W_0$ 、 $W_1$ 、 $W_2$ 、 $K_0$ 、 $K_1$ 、 $K_2$ 中的 $[\sigma_{-1}]$ 值有的大于构件静强度的基本许用应力值 $[\sigma]$ ，这说明：对于 $[\sigma_{-1}]$ 值大于静强度许用应力值的那些工作级别和构件连接类别其疲劳验算已无实际意义，可以不必进行疲劳强度核算。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疲劳强度核算。

## 6.9 构造要求

### 6.9.1 一般原则

6.9.1.1 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。

6.9.1.2 结构(或结构件)的设计，必须考虑到制造、检查、运输、安装和维护等的方便和可能性。露天工作的起重机结构，必须避免积水。

6.9.1.3 应根据起重机的实际工作环境考虑腐蚀对结构的影响。除非有可靠的防腐措施或属于短暂性使用设备，主要承载结构的钢板和型钢的最小厚度不得小于表6-12的规定。

表 6-12 钢板和型钢的最小厚度 mm

腐蚀环境	开口截面	闭口截面
微弱 <sup>a</sup>	3(2.5) <sup>b</sup>	2.5(2)
中等	5(4)	4(3)
严重	6(6)	6(4)

注：a. 采用这一行所列的薄板时，需对结构外露表面有牢靠的防锈涂漆；  
b. 括号内数值用于流动式起重机。

6.9.1.4 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50mm，对低合金钢不宜大于35mm。

6.9.1.5 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，但在同一连接处最好不要将不同的连接方式混合使用。一定要用时，必须使其分工明确。

6.9.1.6 主要承载结构如表面长期受辐射热作用，且表面温度达150℃以上时，结构设计必须考虑有效的

隔热防护措施。

## 6.9.2 焊接连接

### 6.9.2.1 对接焊接

对接焊缝的坡口型式应根据 GB985 和 GB986 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 6-2）

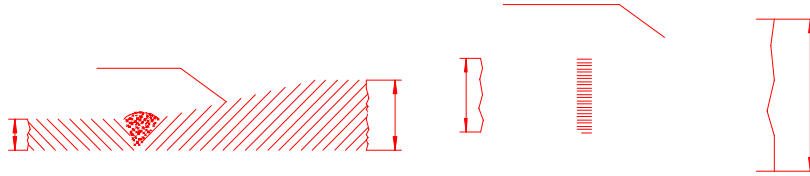


图 6-2

### 6.9.2.2 角焊接

- a. 角焊缝的最小高度  $h_w$  不应小于表 6-13 的规定，但对于一般角焊缝则不得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 6-3），还应符合下列要求：

$$h_w \leq \delta_1 \quad (\delta_1 \leq 6\text{mm 时})$$

$$h_w = \delta_1 - (1 \sim 2) \text{ mm}, \quad (\delta_1 > 6\text{mm 时})$$

表 6-13 角焊缝的最小高度  $h_w$  mm

焊接件较厚件的厚度 $t$	$h_w$
$t \leq 10$	4/6
$10 < t \leq 20$	6/8
$20 < t \leq 30$	8/10

注：表中数值分子用于碳素钢，分母用于低合金钢。



图 6-3

- b. 被焊接件厚度小于 4mm 时，焊缝的最小高度等于被焊接件的厚度。
- c. 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）。
- d. 角焊缝（侧焊缝或端焊缝）的最小计算长度为  $8h_w$ 。对于侧焊缝，当受动载荷时，最大计算长度为  $40h_w$ ；受静载荷时，最大计算长度为  $60h_w$ ；若焊缝长度超过上述规定，超长部分不在计算中考虑。

## 6.9.3 铆钉连接和螺栓连接

6.9.3.1 对于需要在使用现场作整段拼接的大型结构，宜优先考虑采用高强度螺栓连接或铆钉连接。

6.9.3.2 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。

6.9.3.3 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。

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

6.9.3.5 普通螺栓连接只允许用在次要构件的连接中。

6.9.3.6 采用精确级用螺栓连接时，若构件承受脉动载荷，则孔径不得大于  $d + (0.2 \sim 0.3)$  mm， $d$  为螺栓配合部分的名义直径；若构件承受交变载荷，则孔和螺栓的配合不得低于 H11/h9。

6.9.3.7 铆钉和螺栓布置的极限尺寸见表 6-14。

表 6-14 铆钉和螺栓布置的极限尺寸 mm

名 称	布 置 与 方 向		最大允许距离 (取两者中较小者)	最小允许距离
中心间距	外 排		$8d$ 或 $12\delta$	$3d$
	中 间 排	受压构件	$12d$ 或 $18\delta$	
		受拉构件	$16d$ 或 $24\delta$	
中心到构件边缘的距离	顺 内 力 方 向		$4d$ 或 $8\delta$	$2d$
	垂直于内力方向	切割边		$1.5d$
		轧制边		$1.2d$
注：表中的 $d$ 为铆钉或螺栓直径，mm； $\delta$ 为外层较薄板件的厚度，mm；。				

## 7 机构设计计算、机械零部件的核算与选择

起重机的机构设计，包括确定机构系统构成和总体布置，计算机构的驱动、传动、工作、制动、安全等部件，核算机构中的通用零部件和选择起重机专用零部件，及对起动制动等机构性能参数的验算等。

起升、运行、回转、变幅是起重机最常用的机构。此外，各专门用途的起重机为实现其特殊功能，还有俯仰、旋转、开闭、倾翻、摆动等机构。

各机构的构成与布置，均应满足使用需要，保证安全可靠。本章仅对机构和零部件的基本计算做出原则的规定。

### 7.1 机构设计计算原则

#### 7.1.1 起升机构

##### 7.1.1.1 电动机初选

###### 7.1.1.1.1 电动机型式选择

按本规范附录 P 中 P.1 节。

###### 7.1.1.1.2 所需电动机功率的初选

(1) 对直流电动机、笼型异步电动机，其所需功率按本规范附录 P 中的 P.2.1.1 节“静功率——接电持续率法”初选。

(2) 对 YZR 等系列能提供有关按 CZ 值计算选择电动机资料的异步电动机，其所需功率按本规范附录 P 中的 P.2.3 节“稳态负载系数法”初选。

(3) 对未能提供按 CZ 值计算选择电机资料者，此电动机功率按本规范附录 P 中的 P.2.4 节“等效接电持续率经验法”初选。

(4) 对能获得电动机负荷图的起升机构，其电动机所需功率可按本规范附录 P 中的 P.2.5 节“等效平均功率法”初选。

###### (5) 特殊情况

对以下三类起重机的起升机构，其电动机功率选择，还应考虑：

①抓斗起重机：如设计的钢丝绳卷绕系统能在短时间内或能自动地使闭合绳和起升绳的载荷平均分配，则闭合机构和起升机构电动机功率各取为总功率的 0.66 倍；否则，闭合机构电动机功率取为计算功率的 100%，起升机构电动机功率取为计算功率的 66%。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，各机构电动机功率可取为总功率的 0.55 倍。

②铸造起重机：当起升机构中采用有刚性联系的两套驱动装置双电机驱动时，每台电动机的功率不小于计算总功率的 0.6 倍；当采用行星减速器双电机驱动时，每台电动机的功率不小于计算总功率的 0.55 倍。

③特殊用途的慢速起重机或水电站门式起重机等起升速度慢、起升范围大的起重机：其起升机构电动机在一个工作循环周期中运转时间往往超过 10min，此时应按短时工作方式 S2 选电动机功率，且其标定时间为：在一个工作循环周期中起升机构平均运转时间为 10~30min 时，S2 标定为 30min；在一个工作循环周期中起升机构平均运转时间为 30~60min 时，S<sub>2</sub> 标定为 60min。

###### 7.1.1.1.2 电动机轴上所需的转矩

###### 7.1.1.1.2.1 稳定地起升额定载荷所需的转矩，见式 (7-1)

$$M_{N \max} = \frac{9550 P_N}{n} \quad \text{N} \cdot \text{m} \quad (7-1)$$

式中：  $n$  ——电动机额定转速， r/min。

$P_N$  ——电动机静功率， kW， 见式 (7-2)；

$$P_N = \frac{P_Q V_q}{1000 \eta} \quad \text{kW} \quad (7-2)$$

式中：  $P_Q$  ——额定起升载荷， N；

$V_q$  ——起升速度， m/s；

$\eta$  ——机构总效率；

#### 7.1.1.1.2.2 电动机轴上的最小起动转矩

为加速起升最大载荷或起升试验载荷， 以及为补偿电源电压和频率变化的需要， 电动机轴上的最小起动转矩， 必须满足式 (7-3) ~ 式 (7-5)。

1) 对直接起动的笼型异步电动机：

$$\frac{M_{d \min}}{M_{N \max}} \geq 1.6 \quad (7-3)$$

式中：  $M_{d \min}$  ——起动时（转速  $n=0$  时）电动机最小转矩。

$M_{d \max}$  ——稳定地起升额定载荷所需的转矩， 见式 (7-1)。

2) 对绕线转子异步电动机：

$$\frac{M_{d \min}}{M_{N \max}} \geq 1.9 \quad (7-4)$$

3) 对采用调压和/或变频控制的所有类型的电动机：

$$\frac{M_{d \min}}{M_{N \max}} \geq 1.4 \quad (7-5)$$

#### 7.1.1.1.2.3 电动机轴处的机械制动转矩至少应等于：

1) 静态制动转矩， 即为防止起升机构在安全工作荷重作用下发生相应于荷重自动下降的转动所需要的最小转矩， 见式 (7-6)：

$$M_{Z_1} \geq 2M_{N \max} \cdot \eta^2 \quad (7-6)$$

2) 动态制动转矩， 即在整个制动持续时间内为使荷重安全地减速的转矩， 它包括由电气制动和机械制动器产生的转矩， 见式 (7-7)：

$$M_{Z_2} \geq 1.5M_{N \max} \cdot \eta^2 \quad (7-7)$$

### 7.1.1.2 电动机容量校验及使用环境校验

#### 7.1.1.2.1 电动机过载校验

电动机过载校验的目的，是检验在设计极限要求情况下，电动机的最大转矩或堵转转矩是否能保证机构起动的需要。

电动机过载校验的方法，见附录 R。

#### 7.1.1.2.2 电动机发热校验

电动机发热校验的目的，是检验在满足设计要求的情况下，电动机应不出现过热。

电动机的发热校验，见附录 S。

#### 7.1.1.2.3 电动机使用环境校验

当起重机安装使用地点海拔高度超过 1000m，或当起重机使用环境温度超过 40℃，需对电动机容量进行校验，见本规范 8.7.1.3 节。

### 7.1.1.3 制动器的选择及制动安全系数

#### 7.1.1.3.1 制动器的选择

起升机构的每一套独立的驱动装置至少要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有两个支持制动器。起升机构制动过程中主动轴失控时间一般不宜大于 0.25s。

支持制动器应是常闭式的，制动轮必须装在与传动机构刚性联接的轴上。

支持制动器的制动力矩应等于或大于制动轴上所需的计算制动力矩  $M_z$ ，按式 (7-8) 计算：

$$M_z = K_z \frac{P_Q \cdot D \cdot \eta}{2a \cdot i} \quad \text{N} \cdot \text{m} \quad (7-8)$$

式中：  
 $D$ — 卷筒的卷绕直径，m；  
 $a$ — 钢丝绳滑轮组倍率；  
 $i$ — 由卷筒到制动器轴的总传动比；  
 $K_z$ — 制动器安全系数。

#### 7.1.1.3.2 制动安全系数。

- 1) 一般起升机构（通常为 M3 级及其以下级别）应不低于：1.5
- 2) 重要起升机构（通常为 M4 级及其以下级别）应不低于：1.75
- 3) 吊运液态金属和危险品的起升机构：每套驱动装置装有两个支持制动器时，每一个制动器的安全系数不低于 1.5；对于两套彼此有刚性联系的驱动装置，每套装置装有两个支持制动器时，每一个的制动安全系数不低于 1.25；对于采用行星减速器传动，每套驱动装置装有两个支持制动器时，每一个制动器的安全系数不低于 1.7。
- 4) 具有液压制动作用的液压传动起升机构：不低于 1.25。

### 7.1.1.4 机构起动、制动时间和加速度的验算

#### 7.1.1.4.1 起动时间和起动平均减速度验算

- 1) 起动时间，按式 (7-9) 计算

$$t_q = \frac{n \sum J}{9.55(M_{dq} - M_{dj})} \leq [t_q] \quad (7-9)$$

式中：  $n$  ——电动机额定转速，r/min；

$M_{dq}$  ——电动机平均起动转矩，  $M_{dq} = \lambda_{dq} M_n$

$\lambda_{dq}$  ——电动机最大转矩倍数，按表 7-1 选取

$M_n$  ——电动机铭牌功率时的转矩。

表 7-1 电动机最大转矩倍数

电动机型式		$\lambda_{dq}$
起重用三相交流绕线式		1.5~1.8
起重用三相笼型式	普通型式	0.7~0.8
	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

$M_{dj}$  ——与额定起升载荷对应的电动机静阻力矩，按式 (7-10) 计算

$$M_{dj} = \frac{P_Q D}{2ai\eta} \quad \text{N} \cdot \text{m} \quad (7-10)$$

其中：  $P_Q$  ——额定起升载荷，N；

$D$  ——卷筒直径，m；

$a$  ——钢丝绳滑轮组倍率；

$i$  ——起升机构总传动比；

$\eta$  ——机构总效率。

$\sum J$  ——物品上升启动时，起升机构及物品全部运动质量换算到电动机轴上的机构总转动惯量， $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ，按式 (7-11) 计算：

$$\sum J = 1.15(J_1 + J_2) + \frac{P_Q D^2}{4ga^2 i^2 \eta} \quad \text{kg} \cdot \text{m}^2 \quad (7-11)$$

其中：  $J_1$  ——电动机转子的转动惯量；

$J_2$  ——电动机轴上制动轮和联轴器的转动惯量， $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ 。

$g$  ——重力加速度， $\text{m/s}^2$ 。

$[t_q]$  ——推荐的起升机构启动时间，s，见表 7-2。

2) 起动平均加速度，按式 (7-12) 计算

$$a_q = \frac{V_q}{t_q} \leq [a] \quad (7-12)$$

式中： $a_q$ ——起升起动平均加速度， $\text{m/s}^2$ ；

$V_q$ ——起升速度， $\text{m/s}$ ；

$[a]$ ——平均升降加（减）速度推荐值， $\text{m/s}^2$ ，见表 7-2。

表 7-2 起升机构起（制）动时间和平均升降加（减）速度推荐值

起重机的用途及种类	起（制）动时间（s）	平均加（减）速度（ $\text{m/s}^2$ ）
作精密安装用的起重机	1 ~ 3	$\leq 0.01$
吊运液态金属和危险品的起重机	3 ~ 5	$\leq 0.07$
通用桥式、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	1 ~ 5	0.02 ~ 0.9
汽车起重机	3 ~ 5	0.15 ~ 0.5

注：根据起重机的不同使用要求，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验算。

#### 7.1.1.4.2 制动时间和制动平均减速度验算

1) 满载下降制动时间，按式（7-13）计算

$$t_z = \frac{n' \sum J'}{9.55(M_z - M_j')} \leq [t_z], \quad \text{s} \quad (7-13)$$

式中： $n'$ ——满载下降时电动机转速， $\text{r/min}$ ，常取  $n' = 1.1n$ ；

$M_z$ ——制动器的制动转矩， $\text{N} \cdot \text{m}$ ；

$M_j'$ ——满载下降时制动轴静转矩， $\text{N} \cdot \text{m}$ ，按式（7-14）计算

$$M_j = \frac{P_Q D}{2ai} \eta \quad \text{N} \cdot \text{m} \quad (7-14)$$

$\sum J'$ ——物品下降制动时，起升机构及物品全部运动质量换算到电动机轴上的机构总转动惯量，见式（7-15）：

$$\sum J' = 1.15(J_1 + J_2) + \frac{P_Q D^2 \eta}{4ga^2 i^2}, \quad \text{kg} \cdot \text{m}^2 \quad (7-15)$$

$[t_z]$ ——推荐的起升机构制动时间， $\text{s}$ ，见表 7-2。

2) 平均制动减速度，按式（7-16）计算

$$a_z = \frac{V_q'}{t_z} \leq [a] \quad \text{m/s}^2 \quad (7-16)$$

式中： $V_q'$ ——满载下降速度，m/s，可取 $V_q' = 1.1V_q$  (7-17)。

一般情况下， $[a]$ 不应大于表 7-2 中的推荐值。

推荐支持制动器与控制制动并用。控制制动可以是电气式的，如：再生制动、反接制动、能耗制动及涡流器制动等；也可以是机械式的。控制制动仅用来消耗动能，使物品安全减速。在与控制制动并用时，支持制动器的最低制动安全系数仍应满足 7.1.1.3 节的要求。在物品减速到约为正常速度的 $\frac{1}{3}$ 左右时，使用支持制动器实施停车制动，此时制动减速度应不超过表 7-2 的规定。

#### 7.1.1.5 减速器的选择

(1) 在一般情况下，起升机构的减速器的寿命期选为与机构工作级别一致。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，则所选减速器的预期寿命可小于起升机构的工作寿命；

(2) 在选用标准减速器时，当所选用的减速器参数表上没有给定工作级别，或标定的工作级别与起升机构的工作级别不一致时，应引入适应减速器繁忙使用条件的功率修正系数；

(3) 必要时，还应验算减速器的输入轴和输出轴：按电动机发出的最大起动转矩验算输入轴的强度，按起升载荷突然离地，起升动力系数为 $\phi_{2\max}$ 时对减速器作用的短暂最大扭矩和最大径向力验算输出轴。

### 7.1.2 有轨运行式运行机构

#### 7.1.2.1 运行静阻力

运行静阻力包括摩擦阻力 $P_m$ 、坡道阻力 $P_p$ 、按计算风压 $p_1$ 算得的风阻力 $P_{Wf}$ 。见式 (7-18)

$$P_j = P_m + P_p + P_{Wf} \quad \text{N} \quad (7-18)$$

此外，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。

##### 7.1.2.1.1 摩擦阻力

起重机或起重小车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 (7-19) 计算：

$$P_m = P_{G\Sigma} \frac{\mu d + 2k}{D} C_f \quad \text{N} \quad (7-19)$$

式中： $P_{G\Sigma}$ ——运动部分所有质量的重力，包括吊重和起重机或小车的重力，N；

$\mu$ ——车轮轴承摩擦系数，见表 7-3；

$d$ ——车轮轴径，mm；

$k$ ——车轮沿轨道的滚动摩擦系数，见表 7-4；

$D$ ——车轮踏面直径，mm；

$C_f$ ——考虑车轮轮缘与轨道顶部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 7-5。

表 7-3 车轮轴承的摩擦阻力系数  $\mu$ 

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
$\mu$	0.1	0.08	0.015	0.02

表 7-4 车轮的摩擦阻力系数  $k$  mm

车轮材料	钢轨型式	车轮踏面直径 (mm)					
		100, 160	200, 320	400, 500	630, 710	800	900, 1000
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 7-5 附加摩擦阻力系数  $C_f$ 

车轮形状		机构	驱动型式	$C_f$	
圆锥车轮		桥式起重机大车运行机构	集中	1.2	
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	1.5	
	无轮缘 (有水平滚轮)		分别	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	1.3	
	有轮缘	双梁桥式、门式起重机的大车运行机构	滑线	集中	2.0
			电缆	集中	1.5
	有轮缘	偏心载荷单梁小车运行机构	滑线		1.6
	无轮缘				1.5
	有轮缘		电缆		1.3
无轮缘				1.2	
圆锥车轮 (单轮缘)		悬挂在工字梁上的小车运行机构	单边驱动	1.5	
			双边驱动	2.0	

#### 7.1.2.1.2 坡道阻力 $P_p$

见本规范 5.2.2.2 节。

#### 7.1.2.1.3 风阻力 $P_{wT}$

见本规范 5.2.2.3.1 节。

### 7.1.2.2 电动机初选

#### 7.1.2.2.1 电动机型式选择

按本规范附录P中的P.1节的规定。

#### 7.1.2.2.2 所需电动机功率的初选

(1) 对一般的笼形异步电动机,可按本规范附录P的P.2.1.2节“静功率——接电持续率法”初选电动机的功率。

(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, 可按本规范附录P的P. 2. 3节“稳态负载系数法”初选电动机的功率。

(3) 对能获得电动机负荷图的运行机构, 可按本规范附录P中P. 2. 5节“等效平均功率法”初选电动机所需功率。

### 7.1.2.3 电动机容量校验及使用环境校验

电动机必须校验过载, 见附录R; 工作频繁的, 如M5级(含)以上的运行机构的电动机也必须校验发热, 见附录S。

当起重机安装使用地点海拔高度超过1000m, 或当起重机使用环境温度超过40℃时, 需对电动机容量进行校验, 参见本规范8.7.1.3节。

### 7.1.2.4 起动时间与起动平均加速度验算

7.1.2.4.1 满载、上坡、迎风运行起动时的起动时间, 按式(7-20)计算

$$t_q = \frac{n \sum J}{9.55(mM_{mq} - M_{dj})} \quad \text{s} \quad (7-20)$$

式中:  $n$ ——电动机额定转速, r/min;

$\sum J$ ——物品平移起动时, 运行机构旋转运动的质量及全部直线运动质量换算到电动机轴上的机构总转动惯量,  $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ; 按(7-21)式计算:

$$\sum J = k(J_1 + J_2)m + \frac{(Q+G)D^2}{4gi^2\eta \times 10^6} \quad \text{kg} \cdot \text{m}^2 \quad (7-21)$$

其中:  $D$ ——车轮踏面直径, mm;

$J_1$ ——电动机转子的转动惯量,  $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ;

$J_2$ ——电动机轴上制动轮和联轴器的转动惯量,  $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ;

$k$ ——考虑其他传动件飞轮矩的影响系数, 折算到电动机轴上取  $k=1.1 \sim 1.2$ ;

$m$ ——电动机台数;

$i$ ——运行机构中由电动机轴到车轮的总传动比;

$\eta$ ——机构总传动效率;

$Q$ ——起升载荷的质量, kg;

$G$ ——起重机或小车的质量, kg;

$M_{dq}$ ——电动机的平均起动转矩,  $\text{N} \cdot \text{m}$ ;

$M_{dj}$ ——满载、上坡、迎风时作用于电动机轴上的静阻力矩, 按(7-22)式计算:

$$M_{dj} = \frac{P_j D}{2000i\eta} \quad \text{N} \cdot \text{m} \quad (7-22)$$

其中:  $P_j$ ——运行静阻力, N, 见式(7-18);

$D$ ——车轮踏面直径, mm;

$i$ ——运行机构的传动比。

#### 7.1.2.4.2 起动平均加速度 按式 (7-23) 计算

$$a_y = \frac{V_y}{t_q} \quad \text{m/s}^2 \quad (7-23)$$

式中:  $a_y$ ——起动平均加速度,  $\text{m/s}^2$ , 不大于表 5-3 中的规定值;

$V_y$ ——运行机构的稳定运行速度,  $\text{m/s}$ ;

$t_q$ ——起动时间, s, 一般不大于表 5-3 中的推荐值。

#### 7.1.2.5 减速器的选择与验算

(1) 在一般情况下, 运行机构的减速器可选为与机构工作级别一致的寿命期。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, 则所选减速器的预期寿命可小于起升机构的工作寿命;

(2) 在选用标准减速器, 如果所选用的减速器参数表上没有给定工作级别, 或标定的工作级别与本运行机构的工作级别不一致时, 应引入适应减速器繁忙使用条件的功率修正系数;

#### 7.1.2.6 制动器的选择

##### 7.1.2.6.1 由给定的制动时间选择需要的制动转矩

运行机构制动器的制动力矩加上运行摩擦阻力 (不包括轮缘与轨道侧面的摩擦阻力) 应能使处于不利情况 (满载、顺风及下坡状态) 下的起重机或小车在要求的时间内停止 (所要求的时间按起重机工作条件决定)。

制动转矩  $M_z$  的计算见式 (7-24):

$$M_z = \frac{1}{m} \left\{ \frac{[P_{WI} + (m_p - w_{\min})P_{G\Sigma}]D \cdot \eta}{2i} + \frac{n}{9.55t_z} \left[ \frac{(G+Q)D^2 \cdot \eta}{4i^2} + k \cdot m \cdot (J_1 + J_2) \right] \right\} \quad \text{N} \cdot \text{m} \quad (7-24)$$

式中:  $w_{\min}$ ——不考虑轮缘与轨道侧面摩擦因素的摩擦阻力系数;

$i$ ——由制动器轴到车轮的总传动比;

$m$ ——制动器的台数;

$m_p$ ——坡道阻力系数, 坡道阻力见本规范 5.2.2.2 节;

$t_z$ ——制动时间, s, 参考本规范表 5-3;

$k$ ——换算到电动机轴上的计及其它传动件转动惯量影响的系数;

$J_1, J_2$ ——见式 (7-21) 说明。

##### 7.1.2.6.2 用制动器实现抗风防滑的条件

对那些驱动轮与轨道之间有足够大的粘着力露天工作起重机的运行小车或未采用自动作用的夹轨器的起重机, 应按式 (9-1) 及 (9-3) 验算在顺风、下坡情况下制动器制动力矩是否足以防止在带风工

作中的起重机发生滑动。

### 7.1.2.7 打滑验算

运行机构起动或制动时，起重机不发生打滑，一般由主动轮不打滑来保证。验算时钢制车轮与钢轨的粘着系数，对于室内工作的取 0.15，室外的取 0.12。

## 7.1.3 回转机构

### 7.1.3.1 等效静阻力矩

回转机构稳定运动时的等效静阻力矩  $M_{eq}$  包括摩擦阻力矩  $M_m$ 、正常工作状态下的等效风阻力矩  $M_w$  和等效坡道阻力矩  $M_p$ ，按式 (7-25) 计算：

$$M_{eq} = M_m + M_w + M_p \quad \text{N} \cdot \text{m} \quad (7-25)$$

### 7.1.3.2 电动机初选

#### 7.1.3.2.1 电动机型式选择

按本规范附录P中的P.1节的规定。

#### 7.1.3.2.2 所需电动机功率的初选

- (1) 对一般的笼形异步电动机，可按本规范附录P的P.2.2.1节“等效功率——接电持续率法”初选电动机的功率。
- (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，可按本规范附录P的P.2.3节按本规范附录P的P.2.3节“稳态负载系数法”初选电动机的功率。
- (3) 对能获得电动机负荷图的回转机构，可按本规范附录P中P.2.5节“等效平均功率法”初选电动机所需功率。

### 7.1.3.3 电动机的校验

#### 7.1.3.3.1 电动机的过载校验和发热校验

回转机构电动机必须校验过载，参见附录 R，对于装卸用等经常工作的起重机的回转机构，还必须校验电动机的发热，参见附录 S。

#### 7.1.3.3.2 电动机使用环境校验

见本规范 8.7.1.3 节。

#### 7.1.3.3.3 起动加速度验算

回转机构的电动机选出之后，还必须验算机构的起动加速度，使起重机回转臂架头部切向加（减）速度不大于下列推荐值：对于回转速度较低的安装起重机，此值根据起重量大小为  $0.1 \sim 0.3 \text{m/s}^2$ ；对于回转速度较高的装卸用起重机，此值根据起重量大小为  $0.8 \sim 1.2 \text{m/s}^2$ 。起重量大者取小值。

### 7.1.3.4 制动器的选择

回转机构宜采用可操纵的常开式制动器，在最不利工作状态时其制动力矩应能使回转部分停住。制动减速度不应超过 7.1.3.3.3 节的推荐值。

制动力矩按式 (7-26) 计算：

$$M_z = \frac{\sum J \cdot n}{9.55t_z} + M_c \quad \text{N} \cdot \text{m} \quad (7-26)$$

式中:  $\sum J$ ——物品回转制动时, 回转机构的旋转质量及含起吊物品在内的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,  $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ;

$n$ ——电动机转速,  $\text{r}/\text{min}$ ;

$t_z$ ——制动时间,  $\text{s}$ ;

$M_C$ ——换算到电动机轴上的回转阻力矩,  $M_C = M_w + M_p - M_m$ ,  $\text{N} \cdot \text{m}$ 。

**7.1.3.5** 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, 则传动机构应验算事故状态下的静强度。

极限力矩联轴器的摩擦力矩, 按式(7-27)计算:

$$M_{jl} = 1.1 \left[ M_{\max} - \frac{(J_1 + J_2)n}{9.55t} \right] i_c \eta \quad (7-27)$$

式中:  $M_{jl}$ ——极限力矩联轴器的摩擦力矩,  $\text{N} \cdot \text{m}$ ;

$M_{\max}$ ——电动机最大起动转矩或制动器的制动转矩,  $\text{N} \cdot \text{m}$ ;

$n$ ——电动机的额定转速,  $\text{r}/\text{min}$ ;

$t$ ——起、制动时间,  $\text{s}$ ;

$i_c$ ——电动机至极限力矩联轴器的传动比;

$\eta$ ——电动机至极限力矩联轴器的传动效率。

## 7.1.4 变幅机构

### 7.1.4.1 变幅阻力

#### 7.1.4.1.1 俯仰动臂式变幅机构的等效变幅阻力

等效变幅阻力矩为正常工作状态下根据相应起重量在变幅全过程中各个不同幅度位置上的变幅阻力矩和相应幅度区间的变幅时间来计算的均方根值。变幅阻力矩由未平衡的起升载荷和臂架系统自重载荷、作用于臂架系统上的风力, 吊重绳偏摆角  $\alpha_l$  引起的水平力、臂架系统的惯性力、起重机倾斜引起的变幅坡道阻力以及臂架系统在变幅时的摩擦阻力等产生, 由式(7-28)计算。

变幅阻力:

$$P_{eq} = P_o + P_l + P_w + P_\alpha + P_e + P_c + P_f + P_p, \quad \text{N} \quad (7-28)$$

式中:  $P_o$ ——由于物品和取物装置不严格走水平线引起的变幅阻力;

$P_l$ ——由于臂架系统自重未能完全平衡引起的变幅阻力;

$P_w$ ——由于作用在臂架系统上的风载荷引起的变幅阻力;

$P_\alpha$ ——由于作用在物品上的风载荷、起重机回转时物品的离心力以及变幅、回转、运行起动或

制动时在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  $\alpha$  造成的变幅阻力；

$P_e$ ——由于臂架系统在起重机回转时的离心力引起的变幅阻力；

$P_c$ ——由于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；

$P_f$ ——由于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；

$P_p$ ——由于起重机轨道存在坡度或浮式起重机的倾角引起的变幅坡道阻力。

#### 7.1.4.1.2 牵引小车式变幅机构的变幅静阻力

钢丝绳牵引小车变幅机构的变幅静阻力包括摩擦阻力、等效坡道阻力（按 1% 坡度计算）、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 1.5 来考虑。计算可参见本规范 7.1.2.1.1 节。

#### 7.1.4.2 电动机初选

##### 7.1.4.2.1 俯仰动臂滑轮组式变幅机构

所需电动机功率按本规范附录 P 的 P.2.2.2.1 节“等效功率——接电持续率法”初选。

##### 7.1.4.2.2 牵引小车式变幅机构

所需电动机功率按本规范附录 P 的 P.2.1.3.1 节“静功率——接电持续率法”初选。

##### 7.1.4.2.3 平衡臂架系统式变幅机构

(1) 变幅计算等效力，按式 (7-29) 计算

$$F_{ld} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n P_{li}^2 \cdot t_i}{\sum_{i=1}^n t_i}} \quad (7-29)$$

式中： $P_{li}$ —臂架从位置  $i$  到位置  $i+1$  幅度区段上的相继两个计算位置的等效变幅阻力的平均值，N；

(2) 所需电动机功率

按本规范附录 P.2.2.2.2 节“等效功率——接电持续率法”初选。

#### 7.1.4.3 电动机的校验

##### 7.1.4.3.1 电动机的过载校验

变幅机构电动机必须校验过载，参见附录 R。

##### 7.1.4.3.2 电动机的发热校验

变幅机构电动机必须校验发热，参见附录 S。

##### 7.1.4.3.3 电动机使用环境校验

见本规范 8.7.1.3 节。

##### 7.1.4.3.4 起动力加速度验算

变幅机构电动机选出之后，必须验算机构的起动力加速度，起重机变幅时臂架头部水平移动的最大加

(减)速度不大于  $0.6\text{m/s}^2$ 。

#### 7.1.4.4 制动器的选择

应采用常闭式制动器。对于平衡变幅机构,其制动安全系数在工作和非工作状态下分别取为 1.25 和 1.15;对于非平衡变幅机构应装一个支持制动器和一个停止器,或装两个支持制动器。支持制动器的制动安全系数的选择原则与起升机构相同,装有两个支持制动器时,每一个制动安全系数不得低于 1.25,停止器在支持制动器失效时应能安全支持住起重臂和起升载荷。停止器与动臂变幅机构之间应设联锁保护装置,使停止器在撤去支承作用前,变幅机构不能开动。制动减速度不应超过  $0.6\text{m/s}^2$ 。液压变幅机构应装平衡阀。

钢丝绳牵引小车变幅机构制动器的制动转矩加上运行摩擦阻力转矩(不包括轮缘与轨道侧面的摩擦阻力转矩)应能使处于不利情况下的变幅小车在要求的时间内停住(所要求的时间按起重机工作条件决定)。对于仰臂式非平衡变幅机构,制动器安全系数不小于 1.5;对于平衡小车变幅机构,制动器安全系数不小于 1.25。采用常闭式制动器,宜先减速后制动,其制动减速度不应超过  $0.5\text{m/s}^2$ 。

## 7.2 机械零件的设计计算

本节规定的是起重机械中通用机械零件的设计计算原则,不包括本规范 7.3 节所涉及的起重机特殊零部件的选用验算。

### 7.2.1 计算内容和方法

本节规定的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,而是根据零件所在的部位及其受载情况进行合理的选择:

(1) 强度验算:包括抗脆性断裂及防止出现塑性变形的计算。对传动机构中的大多数零件均要进行此项验算,对受力较大的承重零件也需进行此项验算。在确定许用应力时,对于塑性较好的材料( $\sigma_s / \sigma_b < 0.7$ )制成的机械零件,可以用弹性极限(屈服极限)作为强度核算标准。但对于机械零件中较多使用的高强度材料( $\sigma_s / \sigma_b \geq 0.7$ )或经过热处理提高了其机械性能的材料制成的机械零件,其材料的弹性极限与抗拉强度之比是较高或很高的,如果强度计算的许用应力根据弹性极限来确定,零件就容易在任何偶然地超过这个极限时会导致立即破坏。因此对这类机械零件就应该用其材料的抗拉强度作为强度核算标准,以防止零件发生脆性破坏。

(2) 刚性验算:包括对易丧失稳定的零件进行抗失稳验算,及对较长的高速传动轴进行防止达到临界转速的验算。当今高强度材料用得越来越多,从而使机构也更为紧凑,因此更应重视对零件的刚性验算。

(3) 耐磨发热核算:包括对受力较大的摩擦磨损件进行耐磨验算和对可能出现较高发热的零部件进行防止过热的验算。现代机械设计中零件使用预期寿命越来越长,许多新的金属及非金属材料使用得越来越多,进行此项计算有时是十分必要的。

(4) 抗疲劳计算:对承受应力循环次数较多的零件,应进行抗疲劳验算。这对齿轮轴等类传动零件的设计计算和对那些车轮、滚轮等承受支承载荷的零件的选用计算都是十分必要的。

起重机机械零件的上述验算与设计计算,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。

### 7.2.2 计算载荷和载荷情况

#### 7.2.2.1 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，见本规范第5.4.3节。

### 7.2.2.2 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：带风正常工作；情况III：特殊载荷作用等三种情况下 $P_M$ 、 $P_R$ 各类载荷中的载荷组合。

见本规范第5.4.3.2节。

### 7.2.3 强度验算

机构零件强度验算是要验证计算应力不超过所采用材料的许用应力。

#### 7.2.3.1 许用应力值

根据材料强度等级的不同，许用应力值 $[\sigma]$ 分别由式(7-30)、(7-31)得出

(1) 对 $\sigma_s/\sigma_b < 0.7$ 的材料

$$[\sigma] = \sigma_s / n_s \quad (7-30)$$

式中， $\sigma_s$ ——材料的弹性极限应力（屈服极限）， $\text{N}/\text{mm}^2$ ；

$n_s$ ——与材料的弹性极限应力及每种载荷情况相对应安全系数，见表7-6。

表 7-6  $n_s$  和  $n_b$  值

载荷情况	I 和 II	III
$n_s$ 值	1.48	1.16
$n_b$ 值*	2.2	1.8
* 如果是灰铸铁， $n_b$ 值要增加 25%		

(2) 对 $\sigma_s/\sigma_b \geq 0.7$ 的材料

$$[\sigma] = \sigma_b / n_b \quad (7-31)$$

式中， $\sigma_b$ ——材料的抗拉强度， $\text{N}/\text{mm}^2$ ；

$n_b$ ——与材料的抗拉强度相对应安全系数，见表7-6。

#### 7.2.3.2 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，应根据7.2.2条规定的载荷，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：

(1) 纯拉伸： $1.25\sigma_t \leq [\sigma]$ ， $\sigma_t$ 为计算的拉伸应力

(2) 纯压缩:  $\sigma_c \leq [\sigma]$ ,  $\sigma_c$  为计算的压缩应力

(3) 纯弯曲:  $\sigma_f \leq [\sigma]$ ,  $\sigma_f$  为计算的弯曲应力

(4) 对拉伸和弯曲复合:  $1.25\sigma_t + \sigma_f \leq [\sigma]$

(5) 弯曲和压缩复合:  $\sigma_c + \sigma_f \leq [\sigma]$

(6) 纯剪切:  $\sqrt{3}\tau \leq [\sigma]$

(7) 拉伸、弯曲和剪切复合:  $\sqrt{(1.25\sigma_t + \sigma_f)^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$

(8) 压缩、弯曲和剪切复合:  $\sqrt{(\sigma_c + \sigma_f)^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$

## 7.2.4 刚性验算

### 7.2.4.1 防失稳核算

对易于丧失稳定的零件, 核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。核算时, 要考虑载荷增大系数  $\gamma_m$  (见表 5-11), 其数值同机构的工作级别有关。

有关零件防失稳核算, 可参见本规范第 6.6 节关于结构件稳定性计算的有关内容。

### 7.2.4.2 轴的临界转速

对转速超过 400r/min 的长的传动轴, 必须验算其临界转速, 并满足式 (7-32) 的要求。

$$n_{\max} \leq \frac{n_{cr}}{1.2} \quad (7-32)$$

式中:  $n_{\max}$  ——轴的实际最大转速, r/min;

$n_{cr}$  ——轴的临界转速, r/min, 按式 (7-33) 计算:

$$n_{cr} = 1210 \frac{\sqrt{d_1^2 + d^2}}{l^2} \quad (7-33)$$

其中:  $d_1$  ——空心轴的内径, cm, 当为实心轴时  $d_1=0$ ;

$d$  ——轴的外径, cm;

$l$  ——轴的支距长度, m。

## 7.2.5 耐磨损及防过热核算

### 7.2.5.1 耐磨损核算

对于受磨损的零件, 一些影响磨损的特定物理量, 如表面压力或圆周速度等应进行核算, 必须根据现有的经验值, 使之不会导致过度磨损。如对制动器、离合器及滑动支承等, 应验算其摩擦面的单位面积压力强度及特性系数  $pV$  ( $p$  与摩擦面相对运动速度  $V$  的乘积), 使其不超过允许值。常用的摩擦面材

料允许物理量的值参见附录 T。

### 7.2.5.2 防过热核算

在采用盘式制动器或液压推杆制动器作为调速及制动装置、或采用制动器作为淬火起重机下降控制装置等设计中，其摩擦面要选用耐磨耐高温的材料，制动轮应有良好的散热条件，应进行散热验算，还应对温度升高引起制动轮与摩擦衬件的摩擦系数变化有足够的重视，必要时要进行制动器热容量的验算。采用液力偶合器作传动系统的弹性联轴节时，当其工作较繁忙（如工作在 M5 级及以上的运行或回转机构中）也要充分考虑它是否有足够的散热条件，否则应采取防过热的保护措施。

### 7.2.6 疲劳强度的核算

#### 7.2.6.1 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）和其它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；

机械零件的疲劳强度只有在某些特殊情况下是知道的。一般说来，要从材料和零件的特性以及与它们的特性有关的公认的规律中推导出来。

以所考虑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，并采用适当的系数来考虑由于零件的几何形状、表面情况、腐蚀状态和尺寸因素等所导致的疲劳强度的降低。

借助史密斯(SMITH)图，由交变载荷 ( $r = -1$ ) 下的疲劳极限，可得出与其它极值应力比  $r$  相对应的疲劳极限。在史密斯图中，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极值应力比  $r$  的疲劳极限的方法，可以用来绘制威勒(WOHLER)曲线，此威勒曲线表示了具有相同的极值应力比  $r$  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，便可以确定零件的疲劳强度。

在本节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断面上是均匀的零件。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。在这样的情况下，只有当威勒曲线也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的情况的，才可以由它来确定要计算的零件的疲劳强度。

只需对载荷情况 I（见本规范 5.4.3.2.1 节）进行零件疲劳强度核算。

应力循环数小于 8000 时，可不必进行疲劳核算。

#### 7.2.6.2 抛光试件在交变载荷 ( $r = -1$ ) 下的疲劳核算

通过研究可以得到机械零件的抛光试件在交变旋转弯曲载荷下的疲劳极限值  $\sigma_{bw}$ 。近似地，同样的  $\sigma_{bw}$  数值也可以取作为非旋转的交变弯曲作用下疲劳极限值。

在交变轴向拉伸和压缩作用下的疲劳极限值  $\sigma_{bw}$  必须减少 20%。

在交变剪切（纯剪切或扭转）作用下的疲劳极限  $\tau_w$  可由式 (7-34) 从  $\sigma_{bw}$  导出：

$$\tau_w = \frac{\sigma_{bw}}{\sqrt{3}} \quad (7-34)$$

此处给定的  $\sigma_{bw}$  值，一般为对应于 90%完好率的统计值。就机构常用的碳钢来说，允许按式 (7-35) 取：

$$\sigma_{bw} = 0.5\sigma_b \quad (7-35)$$

式中： $\sigma_b$ ——抗拉强度。

### 7.2.6.3 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来说有所降低。

分别引入系数  $K_s$ ， $K_d$ ， $K_u$  和  $K_c$  来考虑这个影响。有关这些系数的确定，参见附录 U。

所讨论零件在交变载荷 ( $r=-1$ ) 下相对于拉伸，压缩，弯曲和扭转剪切的疲劳极限  $\sigma_{wK}$  或  $\tau_{wK}$  由式 (7-36) ~ (7-38) 给出：

$$\sigma_{wK} = \frac{\sigma_{bw}}{K_s K_d K_u K_c} \quad (7-36)$$

或

$$\tau_{wK} = \frac{\tau_w}{K_s K_d K_u K_c} \quad (7-37)$$

在纯剪切情况下，取：

$$\tau_{wK} = \tau_w \quad (7-38)$$

### 7.2.6.4 作为 $r$ 、 $\sigma_b$ 和 $\sigma_{wK}$ ( $\tau_{wK}$ ) 函数的疲劳极限

图 7-1 为史密斯图，它表达了疲劳极限  $\sigma_d$  (或  $\tau_d$ ) 与极值应力比  $r$ 、抗拉强度  $\sigma_b$  和交变载荷 ( $r=-1$ ) 下疲劳极限  $\sigma_{wK}$  ( $\tau_{wK}$ ) 之间的假设关系，这些关系也如表 7-7 内容所示。

表 7-7 疲劳极限  $\sigma_d$  ( $\tau_d$ ) 与  $r$ 、 $\sigma_b$ 、 $\sigma_{wK}$  的关系

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

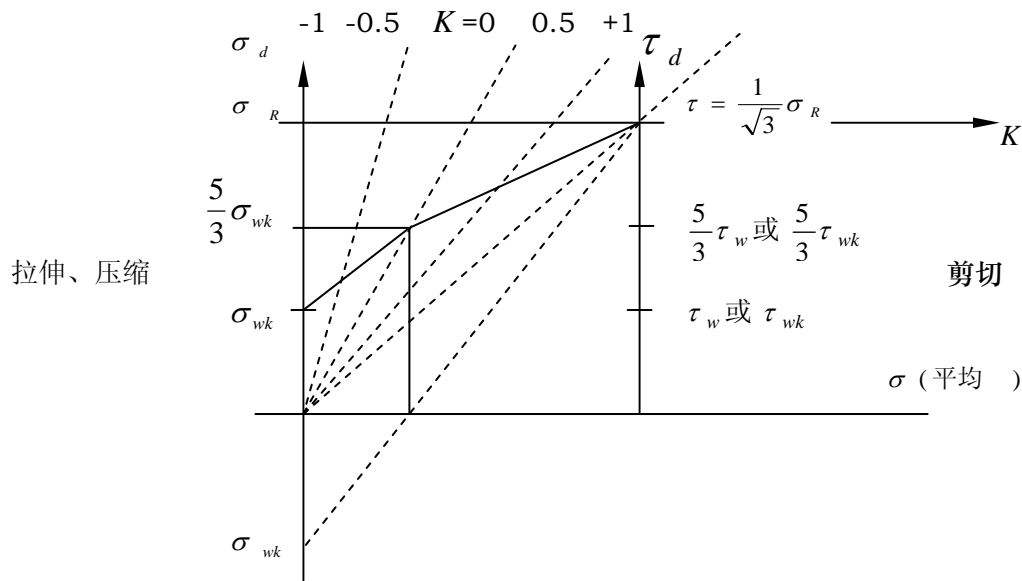


图 7-1

### 7.2.6.5 威勒曲线

本节中，威勒曲线表示了当所有应力循环具有相同的幅值、和相同的极值应力比  $r$  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。

(1) 对  $n_T = 8 \times 10^3$  :

$$\sigma = \sigma_b \tag{7-39}$$

或

$$\tau = \frac{\sigma_b}{\sqrt{3}} \tag{7-40}$$

(2) 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 7-2)双对数坐标中的 TD 直线来表示:

在所考虑的区间内, 威勒曲线的斜率由系数  $C$  来表示。

$$C = \operatorname{tg} \varphi = \frac{\log 2 \cdot 10^6 - \log 8 \cdot 10^3}{\log \sigma_b - \log \sigma_d} \quad (7-41)$$

或

$$C = \tan \varphi = \frac{\log 2 \cdot 10^6 - \log 8 \cdot 10^3}{\log \frac{\sigma_b}{\sqrt{3}} - \log \tau_d} \quad (7-42)$$

(3) 对  $n \geq 2 \times 10^6$

$$\sigma = \sigma_d \quad (7-43)$$

或

$$\tau = \tau_d \quad (7-44)$$

上面提到的  $C$  值表示了该机械零件实际的应力谱系数  $K_{sp}$  值。

#### 7.2.6.6 机械零件的疲劳强度

一个已知的机械零件, 其疲劳强度  $\sigma_k$  或  $\tau_k$  可以分别用式 (7-45) 和式 (7-46) 来确定:

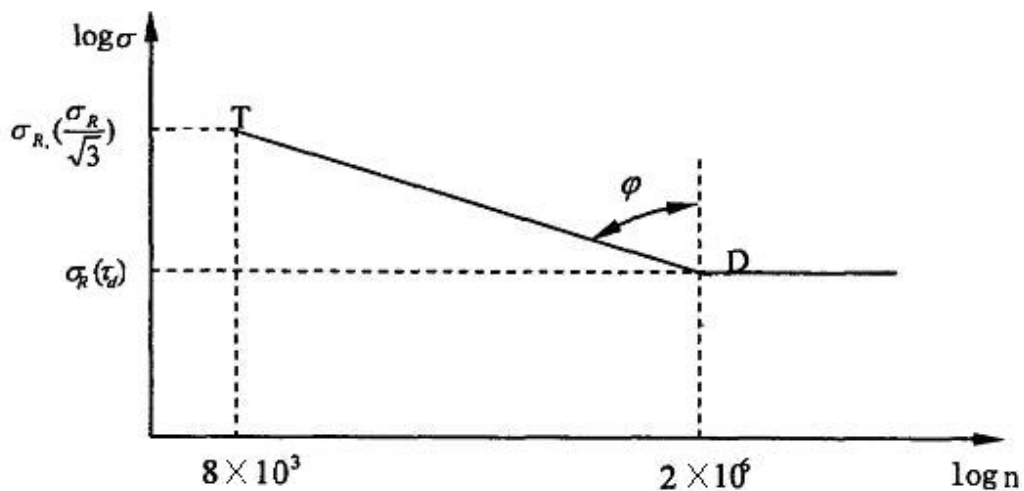


图 7-2

$$\sigma_k = \left(2^{\frac{8-j}{c}}\right) \cdot \sigma_d \quad (7-45)$$

或

$$\tau_k = \left(2^{\frac{8-j}{c}}\right) \cdot \tau_d \quad (7-46)$$

式中:  $j$ ——为该机械零件工作级别  $E_j$  的组别号。

根据零件总循环数  $n_T$  和应力谱系数  $K_{sp}$ , 它们的组别划分和相应于每一组别的临界疲劳应力如图 7-3 所示, 其中  $\sigma_{jk}$  表示用于组别  $E_j$  的应力。对临界剪切应力, 字母  $\sigma$  必须用  $\tau$  来代替。

7.2.6.7 疲劳许用应力和疲劳计算

将式 (7-45) 及式 (7-46) 中所定义的  $\sigma_k$  和  $\tau_k$  分别除以安全系数  $n_k$ ，就可以求出许用应力  $[\sigma_{af}]$  和  $[\tau_{af}]$ 。

取：
$$n_k = 3.2^{1/c} \tag{7-47}$$

$\sigma_{af}$  和  $\tau_{af}$  由下列关系式求得：
$$[\sigma_{af}] = \frac{\sigma_k}{n_k} \tag{7-48}$$

$$[\tau_{af}] = \frac{\tau_k}{n_k} \tag{7-49}$$

同时核算：
$$\sigma \leq [\sigma_{af}] \tag{7-50}$$

$$\tau \leq [\tau_{af}] \tag{7-51}$$

式中： $\sigma$ ——最大计算正应力；  
 $\tau$ ——最大计算剪切应力。

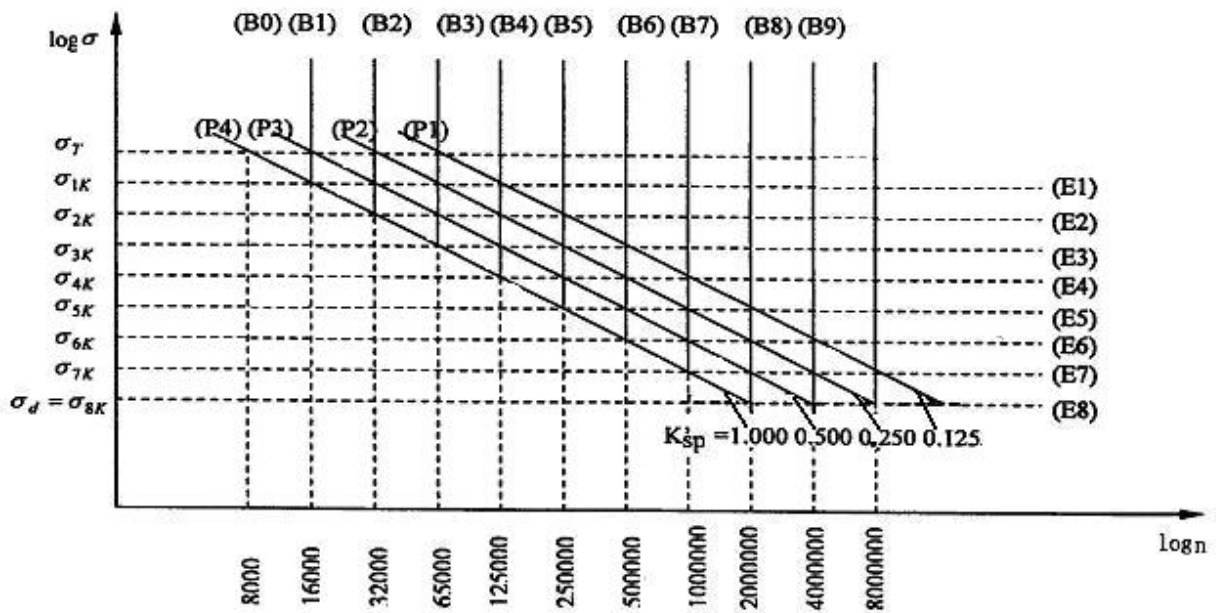


图 7-3

受具有不同极值应力比  $r$  的正应力和剪切应力同时作用的零件，必须满足下述条件：

$$\left(\frac{\sigma_x}{\sigma_{kx}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_{ky}}\right)^2 - \left(\frac{\sigma_x \sigma_y}{\sigma_{kx} \sigma_{ky}}\right) + \left(\frac{\tau}{\tau_k}\right)^2 \leq \frac{1.1}{n_k^2} \tag{7-52}$$

式中： $\sigma_x$ ， $\sigma_y$ ——x 方向和 y 方向的最大正应力；  
 $\tau$ ——最大剪应力；

$\sigma_{Kx}$ ,  $\sigma_{Ky}$ ——x 方向和 y 方向的正应力疲劳强度;

$\tau_k$ ——剪切疲劳强度;

$n_k$ ——安全系数, 见式 (7-47)。

如果不能从相应的应力  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  和  $\tau$  确定上述关系的最不利情况, 就必须分别对载荷应力  $\sigma_{x\max}$ ,  $\sigma_{y\max}$  和  $\tau_{\max}$  以及最不利的相应应力进行计算。

应该注意上述核算量并不能保证抗脆性破坏的安全性, 只有选择合适的材质才能确保这种安全性, 可参见本规范附录 I。

### 7.3 起重机零部件的设计计算

#### 7.3.1 滚动轴承的选择计算

滚动轴承的选择计算, 目的是核算滚动轴承是否能满足在本规范 5.4.3.2 节中规定的载荷情况 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 10r/min 的滚动轴承, 不必校验其动载承受能力。

##### 7.3.1.1 滚动轴承的设计预期寿命

滚动轴承的设计预期寿命, 可以根据所在机构的使用等级而定; 对于那些作为易损件使用、考虑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的机构总设计寿命。

##### 7.3.1.2 滚动轴承的平均动载荷

###### 7.3.1.2.1 承受 $P_M$ 型载荷 (见本规范第 5.4.3.1.1 节) 的轴承平均动载荷

###### 7.3.1.2.1.1 对仅作水平位移运动的机构中的轴承平均动载荷:

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  $P_{Mmean}$ , 并假定此载荷在 7.3.1.1 节中所确定的设计预期寿命期内是不变的。此  $P_{Mmean}$  之值为:

$$\text{对受加速力但不受风力影响的零件上的滚动轴承} \quad P_{MmeanI} = K_m' P_{M\max I} \quad (7-53)$$

$$\text{对受加速力又受风力影响的零件上的滚动轴承} \quad P_{Mmean II} = K_m' P_{M\max II} \quad (7-54)$$

其中:  $P_{M\max I}$ 、 $P_{M\max II}$  见本规范第 5.4.3.2.1 节和 5.4.3.2.2 节,  $K_m'$  为本规范第 4.3.2.2 节中所述的机构载荷谱系数  $K_m$  的立方根。

###### 7.3.1.2.1.2 对作复合运动的机构中的轴承平均动载荷:

在机构使运动质量重心既有提升又有水平位移的复合运动 (例如非平衡变幅机构运动) 的情况下, 应将下面两种平均动载荷组合起来以确定组合平均动载荷。

(1) 由 7.3.1.2.1.1 节确定的, 仅由加速和风力产生的轴承平均动载荷;

(2) 由运动质量重心的垂直位移引起的轴承平均动载荷, 由式(7-55)计算:

$$P'_{M \max \text{ II}} = \frac{2P_{M \max} + P_{M \min}}{3} \quad (7-55)$$

式中:  $P_{M \max}$ 、 $P_{M \min}$  是正常工作条件下轴承相应动载荷的最大值和最小值。

### 7.3.1.2.2 承受 $P_R$ 型载荷 (见本规范第 5.4.3.1.2 节) 的轴承的平均动载荷:

按本规范第 5.4.3 节, 先对不受风作用的起重机按载荷情况 I 计算轴承所在处的极值动载荷  $P_{R \max \text{ I}}$ 、 $P_{R \min \text{ I}}$ , 或对受风作用的起重机按载荷情况 II 计算轴承所在处的极值动载荷  $P_{R \max \text{ II}}$ 、 $P_{R \min \text{ II}}$ , 然后按式(7-56)、(7-57) 确定出此承受  $P_R$  型载荷的轴承的平均动载荷:

$$\text{对无风工作的} \quad P_{R \text{ mean I}} = \frac{2P_{R \max \text{ I}} + P_{R \min \text{ I}}}{3} \quad (7-56)$$

$$\text{对带风工作的} \quad P_{R \text{ mean II}} = \frac{2P_{R \max \text{ II}} + P_{R \min \text{ II}}}{3} \quad (7-57)$$

### 7.3.1.2.3 同时承受 $P_M$ 和 $P_R$ 型载荷的轴承的平均动载荷:

在 7.3.1.2.1 和 7.3.1.2.2 节基础上, 将此两种轴承平均载荷组合, 即得到该轴承同时承受  $P_M$  和  $P_R$  型载荷时的轴承平均动载荷。

## 7.3.2 钢丝绳选择

### 7.3.2.1 钢丝绳选择的基本原则

起重机用钢丝绳应符合 (或不低于) 标准 GB/T8918 的要求, 且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产品等), 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, 应采用符合 (或不低于) 国家标准 GB××××《重要用途钢丝绳》的适宜的品种。

钢丝绳的选择应满足本规范适用的起重机对所使用的钢丝绳规定的合理的最低采用要求。本规范规定的钢丝绳采用方法的前提是: 所采用的钢丝绳出厂时已得到正确润滑, 滑轮和卷筒与卷绕直径选择适当 (符合 7.3.3.1 条要求), 在使用过程中钢丝绳得到正确的维护、润滑、保养和经常性的检查, 按照 GB/T5972 的要求及时进行钢丝绳的报废和更换。

钢丝绳直径和 7.3.3.1 条所述的卷绕直径的选择要以起升机构的工作级别为依据。但对于要经常拆卸的起重机 (如建筑用起重机) 和流动式起重机, 由于要求与它相关的卷筒、滑轮等部件尺寸紧凑, 重量较轻, 且可以经常更换钢丝绳, 允许比所在起升机构工作级别低一级采用, 但最低工作级别不得低于 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, 选择钢丝绳和滑轮直径的工作级别宜比该类起重机正常的工作级别高一级, 且最低的安全系数不得小于 6 (详见表 7-8b 注 a)。

### 7.3.2.2 钢丝绳结构型式的选择

根据符合标准的产品样本采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少的港口装卸用或建筑塔式起重机用的钢丝绳,单联卷筒推荐采用多层股不旋转钢丝绳;双联卷筒如有可能,则尽量做到左向槽用右旋向钢丝绳,右向槽用左旋向钢丝绳。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。

### 7.3.2.3 钢丝绳直径的计算和选择

有两种方法计算和选择:

- C系数法,只适用于运动绳。
- 最小实际安全系数法,对运动绳和静态绳均适用。

#### 7.3.2.3.1 起升(抓斗除外)钢丝绳最大工作静拉力的确定

在起升机构中,钢丝绳最大工作静拉力是由起升载荷考虑滑轮组效率和承载分支数后确定,起升载荷计算见本规范第5.2.1.1.2条。

最大工作静拉力 $S$ 的计算应考虑下列因素:

- 起重机的额定起重量 $G_n$ ;
- 下滑轮组和取物装置的重量 $G_r$ ;
- 起升钢丝绳缠绕滑轮组的倍率 $a$ ;
- 钢丝绳长度超过50m时,计及钢丝绳本身的自重 $G_s$ ;
- 在上极限位置若钢丝绳与起升轴线夹角大于 $22.5^\circ$ 时,还需要考虑由钢丝绳的倾斜引起增大的钢丝绳的拉力。
- 钢丝绳传动系统的总传动效率 $\eta_{\text{总}}$ ;

对单联滑轮组可按式(7-65)计算

$$\eta_{\text{总}} = \frac{1 - \eta_l^a}{(1 - \eta_l)a} \cdot \eta_D \quad (7-58)$$

式中: $\eta_{\text{总}}$ ——钢丝绳系统的总传动效率;

$\eta_l$ ——单个滑轮的效率(滚动轴承取0.98,滑动轴承取0.95);

$a$ ——滑轮组倍率;

$\eta_D$ ——导向滑轮的效率。

#### 7.3.2.3.2 非起重用钢丝绳最大工作静拉力 $S$ 的确定

对于不专门用于起升垂直荷载的各种钢丝绳,应考虑在本规范第5.4.3.2节中规定的、在各种用途中能反复出现的载荷情况I或II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,必须考虑牵引对象作水平滚动时摩擦产生的阻力、货物移动的支撑面的最大坡度在垂直载荷作用下可能产生的阻力以及起升钢丝绳绕过导向滑轮的阻力等。

#### 7.3.2.3.3 多绳抓斗钢丝绳最大工作静拉力 $S$ 的确定

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:

如使用的系统能自动地且快速地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了的一个极短时期内(例如采用差动式电控装置等)者,则闭合绳和支持绳的静

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，，钢丝绳的静拉力  $S$  可各取为总载荷的55%。

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  $S$  取为总载荷的100%除以其分支数，支持绳  $S$  取为总载荷的66%除以其分支数。

### 7.3.2.4 C 系数法

选取钢丝绳直径为不小且最接近于按式（7-59）计算结果的标准值。

$$d_{\min} = C\sqrt{S} \quad (7-59)$$

式中：  $d_{\min}$  ——应选的钢丝绳最小直径，mm；

$C$  ——选择系数，mm/ $\sqrt{N}$ ；

$S$  ——钢丝绳最大工作静拉力，N。

选择系数  $C$ ：

选择系数  $C$  取值与机构工作级别有关，见表7-8a或表7-8b。表中  $k_1'$  数值是起重机常用的钢丝绳6×19W(S)型的质量系数，对天然纤维芯(NF)  $k_1' = 0.3686$ ，对金属丝绳芯(IWR)或金属丝股芯(IWS)  $k_1' = 0.4055$  时的选择系数  $C$  值。

当钢丝绳的  $k_1'$  和  $\sigma_t$  值与表中不同时，则可根据工作级别从表7-8a或表7-8b中选择安全系数  $n$  值并根据所选择的钢丝绳  $k_1'$  和  $\sigma_t$  值按式（7-60）换算选择系数  $C$ ，然后再按公式（7-59）选择绳径。

$$C = \sqrt{\frac{n}{k_1' \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \sigma_t}} \quad (7-60)$$

式中：  $n$  ——安全系数，按表7-8a或表7-8b选取；

$\sigma_t$  ——钢丝绳的公称抗拉强度，MPa；

$k_1'$  ——钢丝绳质量系数，Kg/100m·mm<sup>2</sup>，可按式（7-61）计算得到；对给定的钢丝绳结构的  $k_1'$  值由GB/T8918或其它相应的国家标准给出；

$$k_1' = fk \quad (7-61)$$

其中：  $f$  ——钢丝绳的充填系数，由各种钢丝绳型式决定；

$k$  ——与钢丝绳结构型式有关的捻制损失系数，由各种钢丝绳型式决定。

注：  $f$ 、 $k$  值可以参考 GB/T8918 和其它相应的钢丝绳标准查得或计算得出。

### 7.3.2.5 最小实际安全系数法

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(7-62)

$$F_0 \geq S n \quad (7-62)$$

式中： $F_0$ ——所选钢丝绳的整绳最小破断拉力，kN；

$n$ ——钢丝绳的最小安全系数，按表7-8选取；

$S$ ——钢丝绳最大工作静拉力，kN。

表7-8a  $C$ 和 $n$ 值(天然纤维芯钢丝绳)

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 $\sigma_t$ , N/mm <sup>2</sup>								
	1470	1570	1670	1770	1870	1960	2160	运动绳	静态绳
M1	0.086	0.083	0.081	0.078	0.076	0.075	0.071	3.15	2.5
M2	0.089	0.086	0.083	0.081	0.079	0.077	0.073	3.35	2.5
M3	0.091	0.088	0.086	0.083	0.081	0.079	0.075	3.55	3
M4	0.097	0.094	0.091	0.088	0.086	0.084	0.080	4	3.5
M5	0.103	0.100	0.096	0.094	0.091	0.089	0.085	4.5	4

表7-8a  $C$ 和 $n$ 值(天然纤维芯钢丝绳)(续)

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 $\sigma_t$ , N/mm <sup>2</sup>								
	1470	1570	1670	1770	1870	1960	2160	运动绳	静态绳
M6	0.115	0.111	0.108	0.105	0.102	0.099	0.095	5.6	4.5
M7	0.129	0.125	0.121	0.118	0.115	0.112	0.107	7.1	5
M8	0.145	0.141	0.136	0.133	0.129	0.126	0.120	9	5

表7-8b  $C$ 和 $n$ 值(钢芯钢丝绳)

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 $\sigma_t$ , N/mm <sup>2</sup>								
	1470	1570	1670	1770	1870	1960	2160	运动绳	静态绳
M1	0.082	0.079	0.077	0.075	0.073	0.071	0.068	3.15	2.5
M2	0.085	0.082	0.079	0.077	0.075	0.073	0.070	3.35	2.5
M3	0.087	0.084	0.082	0.079	0.077	0.075	0.072	3.55	3
M4	0.092	0.089	0.087	0.084	0.082	0.080	0.076	4	3.5
M5	0.098	0.095	0.092	0.089	0.087	0.085	0.081	4.5	4
M6	0.109	0.106	0.103	0.100	0.097	0.095	0.090	5.6	4.5
M7	0.123	0.119	0.116	0.112	0.109	0.107	0.102	7.1	5
M8	0.139	0.134	0.130	0.126	0.123	0.120	0.114	9	5

注：a 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 $C$ 和 $n$ 值。对起升机构工作级别为M7、M8的某些非吊运液态熔融金属的冶金起重机和港口集装箱装卸桥等，在使用过程中能全程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，但其最低安全系数不得小于6。

b 对缆索起重机的起升绳和牵引绳可参照注a做类似处理，但起升绳的最低安全系数不得低于5，牵引绳的最低安全系数不得低于4。

c 臂架伸缩用的钢丝绳，安全系数不得小于4。

d 表7-7a和表7-7b给定的 $C$ 值是根据起重机常用的钢丝绳标准中3组 6×19类并按规定天然纤维芯取 $k_1' = 0.380 \times 0.97 = 0.3686$ ，钢芯 $k_1' = 0.418 \times 0.97 = 0.4055$ ，且只针对运动绳的安全系数用式7-60计算而得。采用其他类别的钢丝绳时的 $C$ 值应根据标准提供的相应类别钢丝绳的 $k_1'$ 值结合运动绳或静态绳的不同安全系数另行计算。

### 7.3.3 滑轮、卷筒的选择与设计

#### 7.3.3.1 滑轮、卷筒的卷绕直径

按钢丝绳中心计算的卷筒和滑轮的最小卷绕直径按式(7-63)计算

$$D = h \cdot d \quad (7-63)$$

式中： $D$ ——按钢丝绳中心计算的滑轮和卷筒的最小卷绕直径，mm；

$h$ ——钢丝绳最小缠绕直径与钢丝绳直径之比值，按表7-9选取；

$d$ ——钢丝绳公称直径，mm。

表7-9 系数  $h$

机构工作级别	卷筒 $h_1$	滑轮 $h_2$	平衡滑轮 $h_3$
M1~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：a 采用抗扭转钢丝绳时， $h$ 值应按比机构工作级别高一级的值选取。  
 B 对于流动式起重机，建议取  $h_1=16$ ， $h_2=18$ ，与工作级别无关。  
 C 用7.3.2节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  $s$  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。  
 d 上表的  $h$  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。

#### 7.3.3.2 滑轮、卷筒的材质和结构型式的选择

##### 7.3.3.2.1 滑轮、卷筒材质的选择

铸造滑轮和卷筒：铸铁不低于GB9439的HT200，铸钢不低于GB/T11352的ZG270-500；

焊接滑轮和卷筒：不低于GB/T700的Q235B，根据适应使用工况和环境温度的需要，可采用属于不同质量等级的GB/T1591Q345钢或Q420钢。

##### 7.3.3.2.2 滑轮、卷筒的结构型式

铸造滑轮的结构型式推荐采用JB/T9005，铸造卷筒结构型式推荐采用JB/T9006；

双腹板压制滑轮推荐采用JB/T8398，轧制滑轮推荐采用JT/T5028，焊接滑轮推荐采用JG/T5078.1；焊接卷筒的结构型式一般为短轴式，与减速器连接可采用卷筒联轴器推荐采用JB/T7009。

##### 7.3.3.2.3 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。由7.3.3.1条确定的钢丝绳绳径比，就是以滑轮、卷筒的绳槽半径  $r$  近似取为以下值为先决条件的：

$$r = 0.53d \quad (7-64)$$

式中： $d$  为钢丝绳的名义直径

#### 7.3.3.3 钢丝绳允许偏斜角

(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)推荐不大于 $5^{\circ}$ 。

(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推荐不大于 $3.5^{\circ}$ 。

(3) 对于光卷筒和多层卷绕卷筒,钢丝绳中心线偏离与卷筒轴垂直的平面的角度推荐不大于 $2^{\circ}$ 。

#### 7.3.3.4 钢丝绳绳端的固定

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至少应保持2圈(不包括固定绳端所占的圈数)。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倍钢丝绳最大静工作拉力时不发生永久变形。

钢丝绳绳端的固定安全要求应符合GB6067的规定。

### 7.3.4 车轮与轨道

#### 7.3.4.1 材料

##### 7.3.4.1.1 车轮与滚轮的材料

车轮与滚轮的材料、热处理、尺寸等,推荐按JB/T6392。当采用球墨铸铁作车轮或滚轮时,其踏面和轮缘同样应进行必要的热处理。

##### 7.3.4.1.2 轨道材料

对起重机轨道推荐用:

GB/T11264 轻轨,材质不低于55Q,  $\sigma_b \geq 685 \text{ N/mm}^2$ ;

GB/T 2585 重轨,材质不低于U71Mn,  $\sigma_b \geq 884 \text{ N/mm}^2$ ;

YB/T 5055 起重机钢轨,材质不低于U71Mn,  $\sigma_b \geq 884 \text{ N/mm}^2$ ;

对于某些特殊场合,也允许直接用型钢、方钢、条钢做轨道,但此时的轮压应有较大的降低,以保证有足够的使用寿命。

##### 7.3.4.2 车轮与滚轮的设计计算

本计算方法适用于轨道安装与维护良好、车轮调整正确、直径不大于1000mm的车轮。在确有必要时,宁可采用车轮台车、增加车轮数量,减小单个车轮轮压,应避免采用大直径的车轮,因为大直径的车轮轮压较大,对轨道基础的承载能力要求较高。

车轮与滚轮的承载能力即允许最大轮压,和车轮与滚轮的直径、车轮材质(包括车轮踏面的热处理)、轨道类型、车轮转速以及机构工作级别有关。

##### 7.3.4.2.1 车轮的等效载荷

车轮的等效载荷由车轮的最大载荷和最小载荷确定,而最大载荷和最小载荷,由对车轮计算内容有关考虑的载荷情况计算得出。

计算车轮疲劳时,按本规范第5.4.3.2节根据起重机处于正常工作状态下的载荷情况I(无风工作)、或载荷情况II(带风工作),但不计动力系数 $\phi_1$ 、 $\phi_2$ 、 $\phi_3$ 、 $\phi_4$ 等得出车轮相应的最大载荷 $P_{\max I, II}$ ,则车轮疲劳计算的平均载荷按式(7-65)计算:

$$P_{meanI、II} = \frac{P_{minI、II} + 2P_{maxI、II}}{3} \quad (7-65)$$

计算车轮静强度时，用按本规范第 5.4.3.2.3 节，起重机处于非工作状态的载荷情况 III 时计算得出车轮相应的最大载荷  $P_{max III}$  计算。

### 7.3.4.2.2 车轮踏面疲劳计算

根据车轮与轨道的接触情况不同，分为线接触用于平头轨道和点接触用于凸头轨道两种，考虑车轮踏面疲劳计算车轮允许轮压的方法如下：

#### 7.3.4.2.2.1 线接触车轮的允许轮压 $P_L$

计算公式：

$$P_L \leq k_1 D l C_1 C_2 \quad (7-66)$$

式中： $k_1$ ——与材料有关的许用线接触应力常数， $N/mm^2$ ，钢制车轮按表 7-10 选取；

$D$ ——车轮踏面直径，mm；

$l$ ——车轮与轨道有效接触宽度，mm，

$l = b - 2r$  ( $b$ —平顶轨道头部宽度，mm  $r$ —轨道头部两边圆角半径，mm；)

$C_1$ ——转速系数，按表 7-11 或表 7-12 选取；

$C_2$ ——工作级别系数，按表 7-13 选取。

表 7-10 车轮计算的系数  $k_1$  和  $k_2$  值

车轮与滚轮材料的 抗拉强度 $\sigma_b$ $N/mm^2$	轨道最小强度 $N/mm^2$	$k_1$ $N/mm^2$	$k_2$ $N/mm^2$
$\sigma_b > 500$	350	5.0	0.053
$\sigma_b > 600$	350	5.6	0.1
$\sigma_b > 700$	510	6.5	0.132
$\sigma_b > 800$	510	7.2	0.181
$\sigma_b > 900$	600	7.8	—
$\sigma_b > 1000$	700	8.5	—

注1：钢制车轮一般应经热处理，踏面硬度推荐为 300~380HB，成品淬硬层深度为 15~20mm，并保持一定的硬度梯度。确定  $k_1$ 、 $k_2$  值时，取材料未热处理时的  $\sigma_b$ 。

注2：当采用高强度球墨铸铁车轮时，同样应进行必要的热处理。确定  $k_1$ 、 $k_2$  值时，取材料未热处理时的  $\sigma_b$ 。

表 7-11 车轮转数与转速系数  $C_1$  值

车轮转速 $n$	$C_1$	车轮转速 $n$	$C_1$	车轮转速 $n$	$C_1$
----------	-------	----------	-------	----------	-------

r/min		r/min		r/min	
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 7-12 用车轮直径和运行速度与转速系数  $C_1$  值

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	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	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	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	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	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	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

表 7-12 用车轮直径和运行速度与转速系数  $C_1$  值 (续)

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
800	—	1.17	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1	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
1000	—	—	1.17	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1	0.97	0.94	0.91	0.87
1120	—	—	—	1.16	1.14	1.13	1.12	1.1	1.07	1.04	1.02	0.99	0.96	0.92	0.89
1250	—	—	—	1.17	1.15	1.14	1.13	1.11	1.09	1.06	1.03	1	0.97	0.94	0.91

表 7-13 工作级别系数  $C_2$ 

运行机构工作级别	$C_2$
M1、M2	1.25
M3、M4	1.12
M5	1.00

M6	0.90
M7、M8	0.80

### 7.3.4.2.2.2 点接触车轮的允许轮压 $P_L$

按式 (7-67) 计算:

$$P_L \leq k_2 \frac{R^2}{m^3} C_1 C_2 \quad (7-67)$$

式中:  $k_2$ ——与材料有关的许用点接触应力常数,  $\text{N}/\text{mm}^2$ , 钢制车轮按表7-10选取;

$R$ ——曲率半径, 取车轮与轨道曲率半径之大值,  $\text{mm}$ ;

$m$ ——由轨道顶与车轮的曲率半径之比 ( $r/R$ ) 所确定的系数, 按表7-14选取。

$C_1$ ——转速系数, 按表7-11或表7-12选取;

$C_2$ ——工作级别系数, 按表7-13选取。

表7-14  $r/R$  与系数  $m$  值

$r/R$	1.0	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3
$m$	0.388	0.400	0.420	0.440	0.468	0.490	0.536	0.600

注: 1.  $r/R$  为其他值时,  $m$  值可用内插法计算。  
2.  $r$  = 接触面曲率半径中的小值。

### 7.3.5 缓冲器

缓冲器按5.2.3.2.1节中规定的碰撞动能及最大撞击力进行设计, 允许的最大减速度为  $4\text{m}/\text{s}^2$ 。

对于额定运行速度小于  $0.7\text{m}/\text{s}$  的运行装置, 可不验算其缓冲装置的吸收动能的能力。

缓冲器壳体应按起重机以额定速度碰撞时发生的最大撞击力进行设计。强度安全系数取  $n_{\text{III}}=1.06$ 。

推荐采用JB/T7017、JB/T8110.1、JB/T8110.2的缓冲器。

### 7.3.6 联轴器

起重机上采用的联轴器, 一般可以从联轴器标准规格 (联轴器专业制造商的产品样本) 中选取, 然后验算所传递的扭矩, 使其满足公式 (7-68)。

$$M_L \leq [M_L] \quad (7-68)$$

式中:  $M_L$ ——联轴器的计算扭矩, 按式 (7-69) 计算,  $\text{Nm}$ 。

$$M_L = nM_{\text{I max}} = n\phi_8 M_n \quad (7-69)$$

$n$ ——联轴器的安全系数, 对起升机构  $n=1.48$ ; 对其他机构  $n=1.34$ 。

$[M_L]$ ——联轴器标准规格参数表（或产品样本）中给出的扭矩， $N \cdot m$ 。

$\phi_8$ ——刚性动载系数，与电动机驱动特性和计算联轴器两侧惯量比有关，可取  $\phi_8 = 1.2 \sim 2.0$ 。

### 7.3.7 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推荐采用GB/T3480，圆锥齿轮的承载能力计算推荐采用GB/T10062。制造厂也可以采用国际标准ISO6336或DIN3990制造厂应阐明齿轮设计所用方法的依据，并应按本规范5.4.3.2.2条给出的方法确定齿轮计算载荷，按本规范4.3.2.1条确定的所在机构工作小时数或与计算齿轮相对应的本规范4.4.2.1条规定的总应力循环数确定其使用等级。

### 7.3.8 减速器的选择

采用标准型号的减速器时，其总设计寿命一般应与它所在机构的使用等级相符合。对在加减速运转过程中减速器承受动载荷不大的机构，可参照额定载荷或电动机额定功率选择减速器；对于动载荷较大的机构，应按考虑动载荷的实际载荷来选择减速器。必要时还应对减速器轴端的最大径向载荷进行验算，详见本规范7.1节各机构设计计算有关部分的规定。对在起重机使用过程中拟作为更换件定期更换的减速器，其设计寿命可选得低于它所在机构的使用等级。

### 7.3.9 吊钩

#### 7.3.9.1 起重吊钩的选择

起重吊钩的锻造单钩推荐根据起重量和级别按GB 10051确定强度等级（原材料和热处理）后选取表征吊钩尺寸大小的吊钩钩号；

起重吊钩附件（包括吊钩螺母、吊钩横梁等）推荐按JB/T7687选取。

#### 7.3.9.2 起重吊钩的设计计算

特殊专用吊钩采用平面曲杆公式设计计算时，计算载荷中考虑起升动载系数 $\phi_2$ ，许用应力可取为采用材料的屈服极限与安全系数 $n$ 之比， $n$ 值根据吊钩的工作级别推荐按表7-15选取

表7-15 吊钩计算中的安全系数 $n$

工作级别	M3	M4	M5	M6	M7	M8
安全系数 $n$	1.23	1.54	1.95	2.45	3.07	3.86

在铸造起重机用片式单钩的一般起重吊钩强度计算中，相应于材料的屈服极限的安全系数不低于2.5。

### 7.3.10 链条（含起重链、牵引链与传动链）

#### 7.3.10.1 概述

起重运输机械中应用的链条，有环形焊接链和片式关节链。焊接环形链和钢丝绳相比，优点是挠性大、链轮齿数可以很少，链轮直径小，结构紧凑。缺点是对冲击的敏感性大，突然破断的可能性大，磨损也较快。片式链具有焊接环形链的优点，而工作较其更为可靠。缺点是质量较大，只能在同一平面内挠弯，不能侧向弯折。

根据制造精度，焊接环形链分为精制和粗制两种。链环内环的允许误差小于0.03d时为精制链条；内环的允许误差小于0.1d的链条为粗制链条。粗制链条只能用于光滑卷筒的起升机构或用来捆扎物品。

#### 7.3.10.2 起重链的选择计算

根据最大工作载荷及安全系数，由式（7-70）计算链条的破坏载荷  $P_p$ ，以  $P_p$  来选择链条

$$P_p \geq P_{\max} n \quad (7-70)$$

式中： $P_p$ ——破断载荷，N

$P_{\max}$ ——链条最大工作载荷，N

$n$ ——安全系数，按表 7-16 选取

表 7-16 链条安全系数  $n$  值

链条种类	焊接链					片式链		
	光滑卷筒或滑轮		链轮		捆绑物品	吊钩用（带小钩、小环等）	速度 $V$ m/s	
用途	手动	机动	手动	机动			<1	1~1.5
驱动方式	3	6	4	8	6	5	6	8
安全系数 $n$	3	6	4	8	6	5	6	8

### 7.3.10.3 起重链的选用

#### 7.3.10.3.1 起重用短环链推荐采用 JB/T 8108.1

#### 7.3.10.3.2 板式链推荐采用 GB/T 6074 代号 LH

#### 7.3.10.3.3 牵引链（包括平滑滚子牵引链、PL 型斗式提升机牵引链、HL 型斗式提升机牵引链等）

可按生产厂家的样本资料采用。

#### 7.3.10.3.4 传动链

传动链的主要参数和尺寸推荐采用 GB/T5269，带附件的传动链应满足安装尺寸的要求。

#### 7.3.10.3.5 链轮

焊接链链轮、板式链的槽轮、输送链用链轮直径尺寸及齿高、输送链用链轮的齿槽形状、输送链用链轮轴向齿廓、输送链用链轮分度圆直径系数、手拉葫芦用起重链轮等，应按与所采用的链条相匹配的原则进行设计、计算。

## 8 电气

### 8.1 前言

起重机械电气设备应符合适用的 IEC 和 GB 标准，如果没有适用的 IEC 和 GB 标准，应采用本标准的推荐和规定。

### 8.2 电源及供电

#### 8.2.1 供电电源

##### 8.2.1.1 电网电压

本标准对低压 (<1000V) 三相四线制 (3Φ+PE)、50Hz 交流供电系统作了规定。对于直流供电及电压高于 1000V 的交流供电系统，其配电线路设计应符合其它相关的标准。

##### 8.2.1.2 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 ±5%。

#### 8.2.2 供电系统

##### 8.2.2.1 接地线

采用滑触线、电缆卷筒或悬挂电缆小车供电时，应提供用于安全回路的接地滑触线、接地集电环或接地线。

##### 8.2.2.2 电源滑触线、集电器、电缆卷筒、悬挂电缆小车

###### 8.2.2.2.1 电源滑触线及其防护

电源滑触线通常采用角钢（或轻轨）、铜质刚性滑触线或安全滑线。主要应根据起重机运行环境及运行速度进行选择。

滑触线应适当地布置或采取隔离措施，使之当人靠近时，不能被意外地触及。要考虑荷重摆动时的情况，起重机械应采取隔离措施，不能使荷重（或吊钩）碰撞滑触线。

###### 8.2.2.2.2 集电器

刚性滑线的集电器采用自重或弹簧加压以保证它在运行过程中与滑线接触良好可靠，对于起重电磁铁或因瞬时掉电会引起控制系统故障的电源滑触线应采用双（或多）集电器。

集电器应具有足够的电流容量，运动灵活，当集电器从滑线上滑落时，不应造成短路或接地现象。

###### 8.2.2.2.3 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，对外径不大于 21.5mm 的电缆，电缆卷筒底径至少应是电缆外径的 10 倍，对于外径大于 21.5mm 的电缆，电缆卷筒底径至少应是电缆外径的 12.5 倍。

电缆卷筒应能自动收缠电缆，电缆卷筒的驱动转矩应不小于收缠电缆时所需的最大缠绕力矩。

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力为  $20\text{N}/\text{mm}^2$ ，对于要求电缆缠绕速度高或电缆自重较重时，应增设能承受所需牵引力的加强钢丝绳作芯。

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，其防护等级应满足环境要求，对于户外使用，应不小于 IP54。

###### 8.2.2.2.4 悬挂电缆小车

采用悬挂电缆小车（或电缆导车）时，应防止电缆在运动中被磨损和发生过度弯曲，对于外径不大于 8mm 的电缆，其电缆悬挂弯板的曲率直径至少应是电缆外径的 6.3 倍，对于外径大于 8mm 的电缆，至少应是外径的 8 倍，对于外径大于 12.5mm 的电缆，至少应是外径的 10 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应设牵引钢丝绳，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  $120^\circ$  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，不得影响起重机小车运行到端

部的极限位置。

### 8.3 配电系统

#### 8.3.1 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。当总进线集电器有断开装置、或该供电线路只有一台起重机并可从地面切断电源时（例如在同一跨度内仅有一台起重机、门式起重机等），可不装设主隔离开关。

#### 8.3.2 总断路器

总电源回路应设置总断路器，总断路器的控制除应具有电磁脱扣功能以外，根据设计还应具有分励脱扣或失压脱扣功能。紧急情况下，能够在司机室和电气室内断开总电源，急停按钮为非自复位式。总断路器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。

#### 8.3.3 动力电源接触器

动力电源回路应设能够分断动力线路的接触器，即正常工作时所有动力回路能够通过接触器分断。

#### 8.3.4 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，其控制线路应具有缺相保护功能。

### 8.4 电气保护

#### 8.4.1 电动机的保护

对电动机应具有如下一种或一种以上的保护功能，具体方式应按电动机及其控制方式确定：

- 1) 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额定工作电流值的 2.5 倍或最大起动电流的 1.25 倍。
- 2) 在电动机内设置热传感器。
- 3) 热过载保护。

#### 8.4.2 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，保护装置应在线路发生短路或接地时瞬时分断线路。对于导线截面较小，外部线路较长的控制或辅助线路，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。

#### 8.4.3 缺相和错相保护

电动机起动时应保证相序正确。当缺相可能会引起危险时需有缺相保护。

#### 8.4.4 零位保护

起重机各传动机构必须设有零位保护。运行中若因故障或失压停止运行后，重新恢复供电时，机构不得自动动作，必须将人为控制器置回零位后，机构才能重新起动。

#### 8.4.5 失压保护

当起重机供电电源中断后又恢复供电时，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，避免用电设备恢复供电后自动运行。

#### 8.4.6 超速保护

对于重要的、负载超速会引起危险或存在安全隐患的起升机构应设置超速开关。起升机构采用行星减速器传动时，每个（或每组）电动机均应设置超速开关。超速开关整定值取决于控制系统性能及下降额定速度，通常为下降额定速度的 1.25~1.4 倍。

#### 8.4.7 接地保护

8.4.7.1 起重机本体的金属结构应与供电线路的地线滑触器可靠连接。大车与小车之间的车轮、任何其它的滚轮或端梁连接采用的铰链均不能替代必须的导电连接，而应另外用专门的接地线将各部分结构件上的接地点相连接；司机室与起重机本体接地点之间亦必须用接地线相连接，保证起重机各部分都有可靠的接地。

8.4.7.2 起重机所有电气设备、导线管、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。

8.4.7.3 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，但接地线截面最大不大于 50mm<sup>2</sup>铜导线。

8.4.7.4 严禁用接地线作为载流零线。

#### 8.4.8 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，必须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：

- (1) 易遭雷击的结构件（例如：臂架的支撑缆索）；
- (2) 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）；
- (3) 人身安全（为此，起重机运行轨道应可靠接地）。

#### 8.4.9 其它保护

8.4.9.1 在从起重机外部或从起重机司机室上下起重机的门上应装设连锁的门开关，当人员上下起重机时，应断开运行机构电源。

8.4.9.2 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，以保证人身安全。

8.4.9.3 当起重机突出的端部可能妨碍空运或水运时，应在其端部装设障碍灯。

8.4.9.4 照明线路安全保护

8.4.9.4.1 起重机应设单独的照明变压器，220V 的 AC 照明电源一端应接地，照明线路总电源开关应设置断路器及漏电保护开关。

8.4.9.4.2 36V 安全照明变压器二次侧一端应接地。

#### 8.4.10 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、臂架倾角指示器、塔吊半径指示器、松绳指示器等。

### 8.5 电气控制

#### 8.5.1 控制元件

##### 8.5.1.1 继电器和接触器

继电器和接触器必须符合 IEC158-1 和 IEC158-1A、IEC158-1B 的要求，尤其是应满足该标准中关于使用类别的规定。

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机械和电气连锁。

##### 8.5.1.2 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。可编程序控制器必须按照制造厂的说明书安装。对用于安全保护的连锁信号，如极限限位、超速等，除作为可编程序控制器输入信号外，还应具有直接的继电保护连锁线路。

##### 8.5.1.3 电阻器

###### 8.5.1.3.1 电阻值

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 ± 5 %；个别级的电阻器选用值允差 ± 10 %，但各相总电阻选用允差不应超过 ± 8 %。

###### 8.5.1.3.2 发热容量

a. 一般按重复短时工作值选择，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值选择。

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应不小于电动机额定电流。

#### 8.5.1.3.3 起升机构不应选用频敏电阻器。

8.5.1.3.4 可控硅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 $JC=100\%$ 下的电流值应不小于上升和下降分别对应的电动机的额定工作电流。

8.5.1.3.5 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，电阻器的功率值应不小于下降时的额定再生功率；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周期与机构的惯性功率，通常情况下可采用电阻器的 $JC$ 值为电动机 $JC$ 值的 $1/2$ ，此时电阻器的功率值不小于电动机的功率值。

8.5.1.3.6 电阻器应加防护罩，户内用时其防护等级不小于 $IP10$ ，户外用不小于 $IP13$ 。

8.5.1.3.7 电阻器须安装牢固，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，但必须考虑加固措施。

#### 8.5.1.4 制动器驱动元件

8.5.1.4.1 制动器的驱动元件，必须按电源电压和频率、环境条件及其对应机构的工况（接电持续率、每小时工作次数）来选定。驱动元件的推力及行程等都应不小于制动器所要求的额定值。

8.5.1.4.2 对交流传动系统，运行机构一般采用液压推杆，在接电持续率低（ $JC$ 值不大于25%）、每小时通电次数较少（不大于300次/h）、以及制动力矩小的情况下，允许采用单相短行程制动电磁铁。起升机构宜采用液压推杆，若对停准有严格要求时，应有相应措施。

8.5.1.4.3 对直流传动系统，柴油机-发电机供电的系统应采用串联电磁铁；其他供电系统，起升机构应尽量采用串联电磁铁，也可用并联电磁铁，并联电磁铁应有放电电阻和加速激磁措施；运行机构采用并联电磁铁。直流串联电磁铁应校验起动第一档电磁铁起始拉力和最小负载时电磁铁的吸持力。

#### 8.5.2 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：

- a. 在专门的密封空间内（专用电气室）。
- b. 在起重机主梁结构内。

户外型起重机控制屏（柜）必须采用防护式结构。在无遮蔽的场所安装使用时，其外壳防护等级应不低于 $IP53$ ，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。

在箱壳和箱柜前面至少要留500mm宽的通道，地面应无障碍物且安装应牢固可靠。

#### 8.5.3 控制系统

##### 8.5.3.1 控制系统性能

在110%的起重机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-5%时起升额定载荷，无论载荷处于什么位置，系统须保证机构正常工作而不出现溜钩。

除非控制方案允许，无论控制手柄处于什么位置，满载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车应渐进控制。

##### 8.5.3.2 控制电源

控制电源由变压器（或带整流器的变压器）提供时，二次侧电压不应超过250伏；变压器的低压侧公共端应可靠接地，变压器的公共极应不被任何开关、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。

#### 8.5.4 控制方式

##### 8.5.4.1 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，其控制手柄的方向执行 GB/T14407-93 标准。

必须设置紧急情况下可迅速断开总电源的红色紧急开关或装置，紧急开关或装置应是非自动复位式并设置在司机操作方便的地方。

#### 8.5.4.2 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，还必须设置一个切断总电源的紧急开关或装置，此装置应是非自动复位式的。

除了对电动机进行直接控制外，控制装置中的电压应不超过 250V。

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，户内作业时至少应是 IP43，户外作业时至少应是 IP55。

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。

地面控制的起重机除用户提出要求外，大小车运行机构空载速度不超过 50m/min。

#### 8.5.4.3 无线遥控

采用无线遥控方式的起重机，系统应具有监控和故障自诊断功能，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，户内使用不低于 IP43，户外使用不低于 IP55。

采用无线遥控方式的起重机还必须同时满足国家有关安全规程规定的要求。

#### 8.5.4.4 多点控制

起重机要求多点控制时，多点控制间必须相互联锁，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。

#### 8.5.5 控制方案

起重机一般采用交流传动系统，在有特殊要求或仅有直流电源情况下，可采用直流传动系统。

##### 8.5.5.1 控制方案选择

###### 8.5.5.1.1 交流调速方案

- 1) 一般采用变频、可控硅定子调压、能耗制动、涡流制动器、液压推杆制动器、多速电动机和双电机等调速方案。
- 2) 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。
- 3) 起升机构采用液压推杆制动器进行调速时，应另备有支持制动器。
- 4) 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。
- 5) 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。
- 6) 对于有同步要求的多电机传动，宜采用速度主/从控制技术。对于有负荷均衡要求的多电机传动，宜采用转矩主/从控制技术。
- 7) 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宜  $\leq 100\text{Hz}$ 。
- 8) 变频调速装置的选择一般根据电动机的运行状况，确定装置的容量等级；变频装置的最大输出电流应不小于电动机最大起动电流值，其额定输出电流应不小于电动机在额定负载时的工作电流。
- 9) 调压调速装置的额定电流应不小于电动机的额定工作电流，其最大输出电流应不小于电动机所需的最大起动电流。

###### 8.5.5.1.2 直流调速系统

交流供电时，一般采用可控硅供电系统、硅整流供电系统、直流发电机—直流电动机系统。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、可控硅调压调速、弱磁调速等方

案。

8.5.5.2 采用控制屏控制的绕线转子异步电动机驱动的起升机构，下降时至少有一挡低速，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。

8.5.5.3 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。

## 8.6 电气设备的工作环境

### 8.6.1 防油滴

任何润滑系统、液压系统或其它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，不致因油滴而损坏。

### 8.6.2 环境温度

户内型起重机电气设备应适于在环境温度 $-5^{\circ}\text{C}$ 至 $+40^{\circ}\text{C}$ ，24h 周期内的平均温度不超过 $+35^{\circ}\text{C}$ 下正常工作；

户外型起重机电气设备应适于在环境温度 $-25^{\circ}\text{C}$ 至 $+40^{\circ}\text{C}$ ，24h 周期内的平均温度不超过 $+35^{\circ}\text{C}$ 下正常工作，

当超出上述工作条件的要求，应由用户和制造厂达成协议，同时采取必要的辅助防护措施。

### 8.6.3 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%，较低温度下相对湿度可以提高（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一般凝露。

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%。

### 8.6.4 海拔高度

一般起重机的电气设备使用的海拔不超过 1000m。起重机若用于海拔 1000 米以上，其电气设备的具体数据由相应的产品标准规定。

### 8.6.5 防护等级

本标准其它章节中已对专项装置规定了最小防护等级，如果个别装置的工作环境要求更高或要求附加等级的防尘保护，应由用户和制造厂达成协议。

## 8.7 电动机选择

### 8.7.1 电动机选择依据

- 1) 类型及结构型式；
- 2) 供电型式；
- 3) 功率；
- 4) 工作制、接电持续率；
- 5) 额定转矩、堵转转矩和最大转矩；
- 6) 额定转速；
- 7) 调速方式；
- 8) 防护等级；
- 9) 环境温度及湿度；
- 10) 海拔高度。

选择的电动机必须满足电动机过载校验和电动机发热校验的要求。

#### 8.7.1.1 电动机选型说明

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（含变频

调速异步电动机)、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。

### 8.7.1.2 防护等级

电动机外壳防护等级应符合GB/T 4942.1-2001的规定。

#### 8.7.1.2.1 室内使用

室内使用时，在正常条件下，电动机至少须符合IP23；多尘环境下，电动机至少须符合IP44。

#### 8.7.1.2.2 户外使用

户外使用时，电动机至少须符合IP54。

在可能出现冷凝水的情况下，要确保冷凝水出水孔保持畅开。

#### 8.7.1.2.3 特殊使用

电动机在有适当的外部防护措施时，可以采用较低的防护等级。

#### 8.7.1.2.4 爆炸性环境

在具有爆炸性气体、蒸汽与空气混合物或其它爆炸性的危险场所，必须采用防爆型电动机。

### 8.7.1.3 根据环境温度和海拔高度修正功率

根据环境温度和海拔高度进行电动机功率修正计算，按式（8-1）进行：

$$P'_N = \frac{P_N}{K} \quad (8-1)$$

式中： $P_N$ ——未修正的电动机功率（绕线转子电动机的功率或笼型电动机的功率）；

$K$ ——由图 8-1 确定的功率修正系数；

$P'_N$ ——选用电动机修正后的功率。

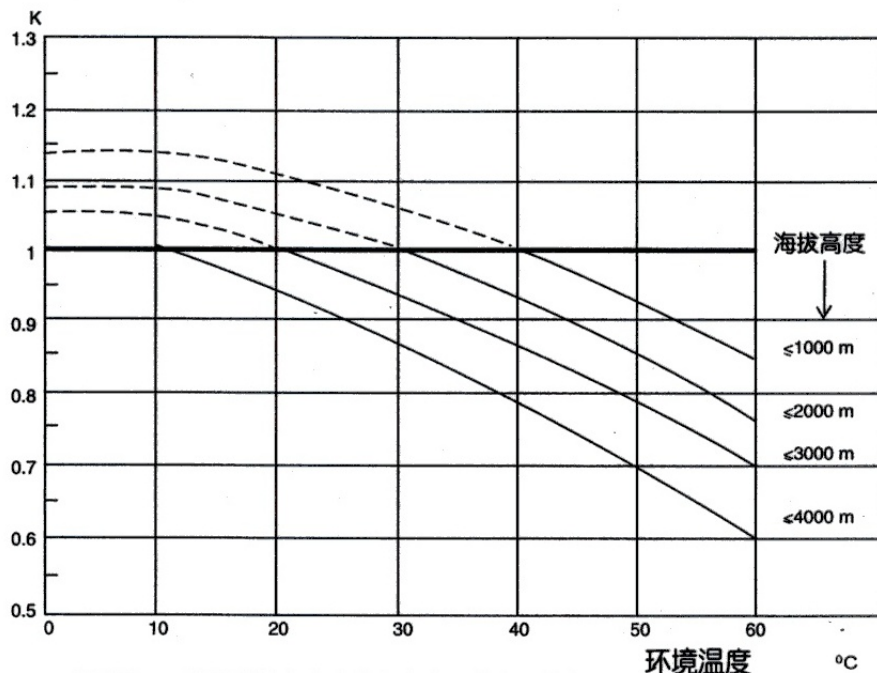


图 8-1 以环境温度和海拔高度为函数变量的修正值

注：①修正系数  $K > 1$  的值须由电动机制造厂商和起重机械制造厂商一起来确定；

②海拔高度大于 1000 米时，要指出环境温度。

**8.7.1.4 环境温度** 当电动机的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环境温度下的输出功率计算。

#### 8.7.1.5 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 10min 的场合，由下式（8-2）确定：

$$JC = \frac{\text{在起重机一个工作循环中该机构的运转时间}}{\text{起重机一个工作循环的总时间}} \times 100\% \quad (8-2)$$

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，并在起重机制造厂和买主之间达成一致意见。如无法获得载荷情况的详细资料，可参考附录 Q。

### 8.7.2 电动机的过载校验

见附录 R。

### 8.7.3 电动机的发热校验

见附录 S。

## 8.8 电线电缆及其敷设

### 8.8.1 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。导线一般采用橡皮绝缘电线电缆或塑料绝缘电缆。

### 8.8.2 电线电缆截面选择

8.8.2.1 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，敷设方式所要求的机械强度等来确定。

8.8.2.2 起重机外部连接用电线电缆截面选择：对于多股单芯导线，截面应不小于  $1.5\text{mm}^2$ ；对于多股多芯电缆，截面应不小于  $1\text{mm}^2$ ；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。

### 8.8.3 导线的负载电流

8.8.3.1 导线的负载电流为负载（电动机或其它用电器）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。

8.8.3.2 导线的载流量应不小于负载的额定工作电流。

8.8.3.3 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。

8.8.3.4 对于供电给单台起重机（含多机构）电动机的导线，其负载电流为可能同时工作机构的电动机额定工作电流之和。

通常情况下，单台起重机的额定工作电流可参照下式计算：

$$I_W = I_{N1} + I_{N2} + I_{N3} + I_{AUX1} \cdots \cdots \quad (8-3)$$

式中：

$I_W$  ——总进线电缆或滑线的额定工作电流，称作起重机工作电流。

$I_{N1}$  ——功率最大机构电动机的额定工作电流。

$I_{N2}$ ,  $I_{N3}$  ——其它两个可能同时工作的机构电动机的额定工作电流。

$I_{AUX1}$  ——辅助电气设备与控制所需的额定工作电流。

$I_W$  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。

### 8.8.4 电压降

#### 8.8.4.1 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

总电压降通常不得超过额定电压的 10%，最大不得超过额定电压的 15%。

#### 8.8.4.2 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，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，但总电压降必须符合本标准 8.8.4.1 的规定。

#### 8.8.4.3 导线电压降计算

忽略导线单位长度的感抗时，导线电压降按式 (8-4) 计算：

$$\Delta U = \sqrt{3} \cdot L \cdot I \cdot \cos \phi / S \delta \quad (8-4)$$

式中： $\Delta U$ ——电压降，V；

$S$ ——导线截面， $\text{m}^2$ ；

$\delta$ ——铜导线电导率，取 50；

$L$ ——导线长度，m；

$\cos \phi$ ——功率因数；

$I$ ——最大工作电流，A；

#### 8.8.4.4 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  $2.2 \sim 2.5I_N$ ，对于变频控制的笼型电动机一般取为  $1.8 \sim 2I_N$ ，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 (8-5)。

一般考虑三个机构同时工作的情况，

$$\text{即：} \quad I_{\max} = KI_{N1} + I_{N2} + I_{N3} \quad (8-5)$$

式中： $I_{\max}$ ——起重机最大工作电流；

$I_{N1}$ 、 $I_{N2}$ 、 $I_{N3}$ ——三个机构电动机的额定工作电流；

$K$ ——最大功率机构电动机的起动电流倍数。

注：计算最大工作电流时， $I_{N1}$ 、 $I_{N2}$ 、 $I_{N3}$  按额定载荷下的工作电流计算，

#### 8.8.4.5 功率因数

计算电压降时，电动机起动时的功率因数  $\cos \phi$  一般选用下列值：

绕线电动机  $\cos \phi = 0.65$

变频调速笼型电动机  $\cos \phi = 0.8 \sim 0.82$

直接起动笼型电动机  $\cos \phi = 0.5$

#### 8.8.5 导线载流量的环境温度校正系数

如果工作环境温度不是  $40^\circ\text{C}$ ，可用温度校正系数  $K_t$  对导线的载流量加以校正，见式 (8-6)：

$$K_t = \sqrt{\frac{T_1 - T_o}{T_1 - T_2}} \quad (8-6)$$

式中： $T_1$ ——导线长期允许的工作温度；

$T_0$  ——工作环境温度；

$T_2$  ——额定工作环境温度。

### 8.8.6 导线敷设

8.8.6.1 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。

8.8.6.2 电缆固定敷设时，弯曲半径不得小于5倍电缆外径。

8.8.6.3 三相或单相交流电源线穿管应在同一根导线管内。

8.8.6.4 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。

8.8.6.5 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。

8.8.6.6 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。

8.8.6.7 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。

8.8.6.9 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）。

## 8.9 起重吊具的电气

### 8.9.1 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，耐热或耐水压必须适应使用条件。

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。

### 8.9.2 起重电磁铁

8.9.2.1 起重电磁铁电源严禁接入其它设备，以免影响电磁铁正常工作。

8.9.2.2 必要场合，可设置备用电源（如蓄电池），备用电源支持时间宜不小于20分钟，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。

8.9.2.3 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。

8.9.2.4 通常起重电磁铁按接电持续率50%设计制造，对于其它接电持续率，应由制造商向用户提供相应参数。

8.9.2.5 起重电磁铁的拉脱力应不小于额定起重能力的两倍。

### 8.9.3 电动夹钳

8.9.3.1 驱动电动机，检测元件，行程开关，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。

8.9.3.2 应具有防止驱动电动机堵转的功能。

8.9.3.3 夹钳开闭极限应设限位开关。

8.9.3.4 夹钳应设置货物厚度指示仪，为司机提供操作帮助。

### 8.9.4 水下液压抓梁

8.9.4.1 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够在承受相应的水压时正常工作。

8.9.4.2 抓梁至少应具有抓梁下放到位、销轴退回到位及销轴伸出到位的行程检测及指示功能。

### 8.9.5 抓斗

### 8.9.5.1 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 工作制的。

### 8.9.5.2 防护等级

正常使用时，电动机和电气设备至少须符合 IP55，水下作业时，防护等级至少须是 IP57。由于这种设备的特殊使用条件，对振动和冲击必须特别加以注意。

## 8.9.6 荷重转动装置

### 8.9.6.1 设计

荷重转动装置的设计应使荷重可在绳索不扭曲情况下加速和制动，在设计这一装置时应考虑起重绳的布置、荷重、起升高度、荷重及承载梁（如果采用的话）的重心和转动惯量。为了防止绳索扭曲，可使用诸如套叠伸缩系统或关节连接伸缩系统等导向装置。

### 8.9.6.2 通往转动部分的电源

对转动部分供电的供电系统要根据转动范围的要求进行合适的设计。

### 8.9.6.3 防护等级

如果转动电动机安装在起重机支承结构上，则至少须符合该结构件上其它电动机的防护等级。

如果转动电动机安装在起重属具上，室内作业时至少须符合 IP44，户外作业时 IP55。

## 8.10 辅助电气设备

### 8.10.1 照明

#### 8.10.1.1 司机室

要提供固定的不眩目的工作照明，要做到合理布置，提供必要的照明度，即使起重机主电气线路被切断，照明必须仍能工作。

#### 8.10.1.2 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。

——照明线路应不受起重机主线路控制。

——必须采取预防措施防止因电动机起动造成压降而使气体放电灯熄灭。

#### 8.10.1.3 通道和电气室照明

提供不受起重机主线路控制的辅助照明，最小照度为 30lx。

#### 8.10.1.4 紧急照明

当现场照明不能保证安全离开起重机时，要提供配有蓄电池的应急照明灯，司机室内必须提供蓄电池充电器。

8.10.1.5 必要时为检修方便，可配置 36V 安全照明手提灯，并在必要位置设置 36V 电源插座。

8.10.1.6 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。

### 8.10.2 取暖空调

#### 8.10.2.1 电气室

——提供自然通风或强制通风，以驱散热辐射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，要装设空调装置。

#### 8.10.2.2 司机室

必要时，司机室内要提供取暖设施，并必须有足够的功率以确保司机室最低温度不低于 15℃。该装置的供电必须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热源辐射热的影响，司机室内要装空调装置以限制司机室内的最高温度不超过规定的允许值，该装置必须与起重机动力线路分开。

## 9 整体抗倾覆稳定性和防风抗滑安全性

在工作中或非工作时有可能发生整体倾覆的起重机，应校核其整体抗倾覆稳定性。在露天工作的轨道运行起重机，还应校核工作时抵抗被风吹动滑移的安全性。

### 9.1 起重机整体抗倾覆稳定性

由于结构外形和工作条件的不同，起重机可分为流动式起重机、塔式起重机、臂架式起重机、桥式与门式起重机四大类，各类起重机在进行抗倾覆稳定校核计算时的要求、条件及载荷系数等是不同的，应分别对各类起重机校核其整体抗倾覆稳定性。

#### 9.1.1 基本要求与假定

9.1.1.1 当稳定力矩的代数和大于倾覆力矩的代数和时，可以认为该起重机抗倾覆性能是稳定的。

(1) 稳定力矩由自重载荷产生，倾覆力矩由除自重载荷外其它载荷产生，它们都是对所规定的特定的倾覆线计算的结果（塔式起重机采用固定式混凝土基础时除外）。

(2) 对起重机作整体抗倾覆稳定性计算时，要分别用乘以表 9.1~9.4 给出的载荷系数后的载荷来计算。计算中要考虑起重机及其零部件的位置，所有载荷和力的作用处在最不利的组合、方向和影响。

9.1.1.2 计算假定是起重机工作在坚实、水平的地面上，若起重机必须在倾斜面上工作，制造商在计算起重机整机抗倾覆稳定性时，必须考虑所给定的条件，并对此给以明确的说明；在核算时，亦应加上地面坡度的影响。

9.1.1.3 对于固定式起重机，若在具体使用地点或地区如有地震，则在相应的工作状态或非工作状态抗倾覆稳定的核算中，必须考虑地震效应。

#### 9.1.2 流动式起重机整体抗倾覆稳定性

核算应验证流动式起重机在下列载荷条件下整体抗倾覆是稳定的：

- (1) 无风试验或运行时，表 9-1 的规定；
- (2) 有风工作或运行时，按表 9-2 的规定；
- (3) 向后倾翻时，按 9.1.2.3 条的规定；
- (4) 有非工作风作用时，按 9.1.2.4 条的规定。

流动式起重机的倾覆线见附录 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细节来决定。

##### 9.1.2.1 无风试验或运行时的整体抗倾覆稳定性

即在不大于 8.3m/s 的风速的风的情况下，作稳定性试验或带载运行。用表 9-1 的规定的载荷值计算出相应的稳定力矩和倾覆力矩，再来判定是否符合整体抗倾覆稳定性的条件。

表 9-1 流动式起重机稳定性——载荷 (1)

机器状态和计算条件	载 荷	应考虑的载荷值
轮胎式起重机支腿伸出 履带式起重机	施加载荷	$1.25 P_Q + 0.1 F$
轮胎式起重机支腿收回	施加载荷	$1.33 P_Q + 0.1 F$
轮胎式起重机、履带式起重机 最大允许运行速度为 0.4m/s	施加载荷	$1.33 P_Q + 0.1 F$

轮胎式起重机、履带式起重机 最大允许速度大于 0.4m/s	施加载荷	$1.5 P_Q + 0.1 F$
<p>注：1. <math>P_Q</math> 是由起重机设计规定的，在不同布置形式下起重机的最大起升载荷。最大起升载荷是指起重机能吊起的重物（额定荷重）的质量，与可分吊具或不可分吊具的质量总和的重力。  <math>F</math> 是主臂重量 <math>G</math> 或副臂重量 <math>g</math> 换算到主臂头部或副臂头部的载荷。  “应考虑的载荷值”模拟了在正常控制与动作状态下出现的动态力。</p> <p>2. 与本表相对应的条件是起重机静止不运行但作升降变幅臂架伸缩回转等动作，或者起重机作整机运行但不作起升、变幅、臂架伸缩和回转等动作。</p> <p>3. 表中“应考虑的载荷值”是与不大于 8.3m/s 的试验风速相对应的。在特殊情况下，如果要求对额定起重量有其他的限制，制造厂应明确说明在抗倾覆稳定计算中采用的最大风速值。而考虑的其他最大风速，制造商应予以明确说明。</p>		

### 9.1.2.2 有风工作或运行时的整体抗倾覆稳定性

即在工作风（见本标准第 5.2.2.3.1 节）作用下，流动式起重机不运行，但作起升、回转、变幅、伸缩臂架等动作，或仅仅运行，但不作起升、回转、变幅、伸缩臂架等动作时，用表 9-2 规定的载荷值算出相应的稳定力矩和倾覆力矩，再来判定是否符合整体抗倾覆稳定的条件。

表 9-2 流动式起重机稳定性——载荷系数（2）

机器状态和计算条件	载 荷	应考虑的载荷值
轮胎式起重机支腿伸出 履带式起重机	施加载荷	$1.1 P_Q$
	风 载 荷	$P_{W II}$
	惯 性 力	$P_D$
轮胎式起重机支腿收回	施加载荷	$1.17 P_Q$
	风 载 荷	$P_{W II}$
	惯 性 力	$P_D$
轮胎式起重机、履带式起重机 最大允许运行速度为 0.4m/s	施加载荷	$1.17 P_Q$
	风 载 荷	$P_{W II}$
	惯 性 力	$P_D$
轮胎式起重机、履带式起重机 最大允许速度大于 0.4m/s	施加载荷	$1.33 P_Q$
	风 载 荷	$P_{W II}$
	惯 性 力	$P_D$

注：1.  $P_D$  是由于起升、臂架伸缩、回转、变幅或运行产生的惯性力。对于分级控制的起重机， $P_D$  应采用产生的惯性力实际值；对有无级变速控制的起重机， $P_D$  值为 0；

$P_Q$  按表 9-1 定义；

$P_{WII}$  是工作状态下的风载荷，见本标准第 5.2.2.3.1 节。

2. 与本表相对应的计算条件是：起重机是静止不运行但作起升、回转、变幅、伸缩臂架等动作，或者起重机作整机运行但不作起升、变幅、臂架伸缩和回转等运动。

### 9.1.2.3 后倾稳定性

为了保持合理的安全系数，应按规定的质量分布状态及采取相应的配重平衡措施。起重机处于以下状态：

- 放置在坚实、水平的支承表面（坡度最大为 1%）上；
- 装有规定的最短臂架，并处于该臂长的最大推荐臂架角度上；
- 将吊钩、吊钩滑轮组或其它货物搬运装置放在地面上；
- 使外伸支腿脱离支承表面，作起重机落在车轮（轮胎）上的有关计算；
- 装有规定的最长主臂或主臂和副臂组合，并处于此种组合下的最大推荐臂架角度上，承受最不利方向的工作风载荷。

后倾稳定性应校核：对各种规定的质量分布状态，在相应的配重平衡条件下，对制造商允许的起重机回转的最不稳定位置，均应满足不向后倾翻的稳定要求。

#### 9.1.2.3.1 履带式起重机

在侧面或支承最小载荷底盘端部倾翻线上的总载荷应小于起重机总重的 15%。

对于装有可收缩履带装置的履带式起重机，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提供司机能看见的警告信息。

#### 9.1.2.3.2 轮胎式起重机

当起重机回转的上部结构纵向轴线与承重底架纵向轴线成  $90^\circ$  角时，臂架下面承载侧的车轮（轮胎）或底架支腿的总载荷应不小于起重机总重的 15%。

当起重机回转的上部结构纵向轴线与承重底架纵向轴线在任意方向成一直线时，在承重底架轻载端，工作区域内的支腿或车轮（轮胎）上的总载荷应不小于制造商规定的起重机总重的 15%，在非工作区域内的支腿或车轮（轮胎）上的总载荷应不小于起重机总重的 10%。

在起重机上一般应该设有操作人员可见的表明为保持足够的后倾覆稳定性要求而需要的支腿工作条件的警告信息，否则起重机车轮（轮胎）上的载荷均应满足上述有关限制。

### 9.1.2.4 非工作风载荷下的起重机抗倾覆稳定性

制造商应规定在起重机停止工作时用户应采取的特殊预防措施，以及在风力作用下的极限工作状态。非工作风载荷见本标准第 5.2.3.1 节。

### 9.1.3 塔式起重机抗倾覆稳定性

9.1.3.1 应使用表 9-3 中规定的数值计算检验塔式起重机的稳定性。在所有计算中，塔式起重机及其部件的位置、载荷及力的作用，都应按最不利的组合、方向及作用来考虑。

9.1.3.2 设计为带载运行的塔式起重机，应当考虑制造厂规定的轨道允许最大垂直高低差和坡度所产生的力，作为其它载荷列入表 9-3 工况 II 中。

9.1.3.3 按表 9-3 计算时,应考虑塔式起重机各起升部件质量引起的载荷,其中包括起升吊具及附件,在塔式起重机作业时,它们成了塔式起重机的固有的起升属具。

#### 9.1.3.4 工作状态下向后倾覆的稳定性。

向后倾覆稳定性按表 9-3 中的工况Ⅲ计算。

#### 9.1.3.5 风载荷的作用

(1) 工作状态的风力永远按最不利方向施加作用。

(2) 对于不能随风自由回转的塔式起重机,非工作状态的风力应按最不利方向施加作用。对于设计为可随风回转的塔式起重机,非工作状态的风力应从预定的方向作用于上部结构,并从最不利方向作用于下部结构。

表 9-3 塔式起重机稳定性——载荷

	工 况	载 荷	应考虑载荷值
工作状态	I. 基本稳定性 (无风时起升静试验载荷)	自重载荷	1.0
		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	1.0
		起升载荷	$1.35 P_Q$
		风 载 荷	$1.0 P_{W II}$
		惯 性 力	$1.0 P_D$
	III. 抗后倾稳定性 (有向后工作风且突然空中卸 载)	自重载荷	1.0
		起升载荷	$-0.2 P_Q$
		风 载 荷	$1.0 P_{W II}$
		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	1.0
		起升载荷	$1.0 P_1$
		风 载 荷	$1.2 P_{W III}$
		惯 性 力	0
	V. 装拆稳定性 (在许可风中进行装拆)	自重载荷	1.0
		起升载荷	$1.25 P_2$
		风 载 荷	$1.0 P'_{W II}$
		惯 性 力	$1.0 P_D$

注：  $P_D$ ——驱动产生的惯性力，  $\phi_s=1$

$P_Q$ ——最大起升载荷

$P_1$ ——起升载荷中的吊具与悬垂钢丝绳等起升附件的重量；

$P_2$ ——安装/拆卸时被起吊的安装/拆除部件的质量；

$P_{W II}$ ——工作状态风载荷；

$P_{W III}$ ——非工作状态风载荷；

$P'_{W II}$ ——按制造商操作手册规定的，或安装/拆卸时的工作状态风载荷。

**9.1.3.6** 制造商应规定作用在地面或支承结构上的载荷。制造商提供的资料应说明规定的这些载荷（包括非工作状态风载荷）所相对应的全部工况。当塔式起重机固定在地面上并用其基础来保证塔式起重机的部分或全部抗倾覆稳定性时，制造商应规定适用于该塔式起重机的基础要求。当塔式起重机需在斜面上作业时，应考虑制造商规定的计算工况。

#### 9.1.3.7 临时辅助稳定装置

在塔式起重机工作状态下（表 9-3 中工况 I 至 IV）不使用临时辅助稳定装置，塔式起重机应是稳定的。临时辅助稳定装置可以用来满足表 9-3 中工况 V，即安装或拆卸的要求。

可拆卸的压重可以用来满足表 9-3 工况 IV 的情况。但是在没有这些外加的压重时，取系数  $1.1 P_{W III}$  时，该工况应符合稳定要求。

#### 9.1.3.8 关于大变形的影响

在最不利工况（载荷施加在起重机最不稳定形态上时）下，当由于大变形（按二阶理论计算的变形）的影响而在塔身中增加的弯矩不大于 10% 时，在抗倾覆稳定性计算可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，此时，表 9-3 各工况的倾翻力矩应考虑随上述二阶理变形增大而成比例地增加。

### 9.1.4 除流动式、塔式和浮式起重机以外的起重机抗倾覆稳定性。

**9.1.4.1** 起重机抗倾覆稳定性计算中，稳定力矩由自重产生，倾覆力矩用表 9-4 给出的载荷规定值计算。

表 9-4 除流动式、塔式和浮式起重机以外的起重机抗倾覆稳定性——载荷值

条 件	载 荷	应考虑载荷系数
I. 基本稳定性	作用载荷	$1.5 P_Q$
	风 载 荷	0
	惯 性 力	0

表 9-4 除流动式、塔式和浮式起重机以外的起重机抗倾覆稳定性——载荷系数（续）

条 件	载 荷	应考虑载荷系数
II. 动态稳定性	作用载荷	$1.3 P_Q$
	风 载 荷	$P_{W II}$
	惯 性 力	$P_D$
III. 最大风载荷	作用载荷	0
	风 载 荷	$1.2 P_{W III}$
	惯 性 力	$P_D$
IV. 突然卸载	作用载荷	$-0.2 P_1$
	风 载 荷	$P_{W II}$
	惯 性 力	0

注： $P_D$ ——由制造商规定的惯性力或缓冲力；

$P_Q$ ——由制造商规定的最大起升载荷。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重重量载荷的组成部分，在计算稳定性时均应在最大起升载荷中考虑；

$P_1$ ——由制造商规定的设备额定起重量，不包括起重机在工作状态中的永久性的起升附件的重量；

$P_{W II}$ ——工作风力，见本标准第 5.2.2.3.1 节；

$P_{W III}$ ——包括阵风影响的非工作风力效应，见本标准第 5.2.3.1 节。

#### 9.1.4.2 工作状态的后翻稳定性：

当起重机处于卸载状态，所有可移动工作部件缩回到最靠近向后倾翻线的位置，按以下规定验证其后翻稳定性：

##### 9.1.4.2.1 力矩法

按对倾覆线计算，由工作风载  $P_{W II}$  和惯性力  $P_D$  构成的倾翻力矩应不大于稳定力矩的 90%。

##### 9.1.4.2.2 重力法

在平静空气中，静止起重机的重心在水平面上的投影位置应不超过从前支点到后倾翻线距离的 80%，典型例子如图 9-1 所示。

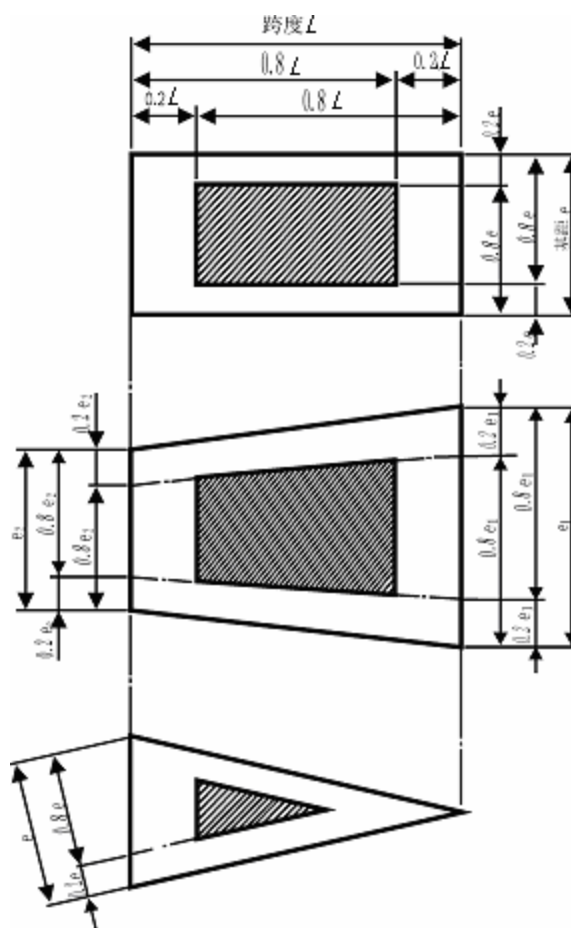


图 9-1 起重机底座外形图

### 9.1.4.3 风载荷的作用

- 工作风力经常作用于最不利的方向。
- 对不能随风自由回转的起重机，非工作风力将作用在最不利的方向；对可随风回转的起重机，风力应从预定方向作用于上部结构，并从最不利方向作用于下部结构。

### 9.1.4.4 起重机的基础

起重机制造厂应规定起重机作用在作为基础的地面或承载结构物上的力。如由基础保证全部或部分起重机的稳定性，制造厂应规定对基础的要求。

### 9.1.4.5 临时辅助稳定装置

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、或后倾的稳定性。“临时辅助稳定装置”是指为增加起重机的稳定性而对起重机基本的或正常的结构添加的临时辅助附件，它应能迅速并方便地投入使用。

### 9.1.4.6 关于大变形的影响

对于因固定载荷，变动载荷，风力或动载荷影响产生显著弹性变形（即大变形情况）的起重机，在计算稳定性及后倾稳定性时应计及这种大的弹性变形的影响。

## 9.2 起重机防风抗滑安全性

### 9.2.1 除塔式起重机以外的起重机防风抗滑安全性

#### 9.2.1.2 正常工作状态按式（9-1）计算

$$P_{z1} > 1.1P_{WII} + P_p - P_f \quad (9-1)$$

式中： $P_{z1}$ ——运行机构制动器产生的在驱动车轮踏面上的制动力，N；

$P_{WII}$ ——起重机所受工作状态最大风载荷（沿运行方向），N，见本标准 5.2.2.3.1 节；

$P_p$ ——坡度引起的滑动力，N；

$P_f$ ——起重机运行摩擦阻力，按表 9-5 推荐的运行摩擦阻力系数计算，N。

注：当起重机处在顺风、下坡运行状况下工作时，式（9-1）还应在不等号右边增加运行起重机停车惯性力“+ $P_D$ ”一项，以示起重机制动力能克服减速停车惯性力，使起重机从运动变为停止，且不会继续被风吹移动。

当制动力  $P_{z1}$  大于车轮与轨道的粘着力时， $P_{z1}$  用车轮与轨道的粘着力代替，粘着系数室外取为 0.12。

表 9-5 运行阻力和摩擦系数

运行摩擦阻力系数 $\omega = \frac{\text{运行摩擦阻力}}{\text{总径向载荷（轮压）}}$		摩擦系数	
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
0.02	0.005	0.14	0.25

#### 9.2.1.2 非工作状态按式（9-2）计算

$$P_{z2} > 1.1P_{WIII} + P_a - P_f \quad (9-2)$$

式中： $P_{z2}$ ——运行机构夹轨器产生的沿轨道方向的夹持制动力，N；

$P_{WIII}$ ——起重机非工作状态下所受的最大风载荷（沿运行方向）。见本标准第 5.2.3.1 节；

$P_a$ ——坡度引起的滑动力，N。

轨道和夹轨钳（表面有刻痕并经淬火）的摩擦系数取 0.25，手工操作的夹轨钳最大操作力不得大于 200N。

实践证明对于风载荷很大的起重机，如岸边集装箱装卸桥，采取将全部车轮（主动轮和被动轮）都制动的方法，即可获得好的防风抗滑安全性。同时还推荐主动轮采用两级制动的方案。

### 9.2.2 塔式起重机防风抗滑安全性

#### 9.2.2.1 正常工作状态

为安全起见，核算防风抗滑安全性时，塔式起重机的正常工作状态取为带载、顺风、下坡运行，此时防风抗滑安全性按式（9-3）计算

$$P_{z1} \geq 1.2P_{WII} + P_{a\text{自重}} + 1.35P_{a\text{吊重}} + P_D - P_f \quad (9-3)$$

式中： $P_{z1}$ ——运行机构制动器产生的在驱动车轮踏面上的制动力，N；

$P_{WII}$ ——起重机工作状态所受最大风载荷（沿运行方向），N；

$P_{a\text{自重}}$ ——自重产生的坡度引起的滑动力, N;

$P_{a\text{吊重}}$ ——吊重产生的坡度引起的滑动力, N;

$P_D$ ——塔式起重机减速停车运行惯性力, 按本标准 5.2.1.2.1 计算, 取  $\phi_5=1$ , N;

$P_f$ ——起重机运行摩擦阻力, 按表 9-5 推荐的运行摩擦阻力系数和计算, N。

当制动力  $P_{z1}$  大于车轮与轨道的粘着力时,  $P_{z1}$  用车轮与轨道的粘着力代替。

### 9.2.2.2 非工作状态按式 (9-4) 计算

$$P_{z2} \geq 1.2 P_{W\text{III}} + P_{a\text{自重}} + P_{a\text{吊具}} - P_f \quad (9-4)$$

式中:  $P_{z2}$ ——运行机构夹轨器产生的沿轨道方向的夹持制动力, N;

$P_{W\text{III}}$ ——起重机非工作状态下所受的最大风载荷 (沿运行方向), N;

计算风压按表 5-9, 风压高度变化系数见表 5-8。

$P_{a\text{吊具}}$ ——由吊钩、下滑轮组及 50% 悬吊钢丝绳的重力等产生的坡度引起的滑动力, N。

## 10 起重机的安全

### 10.1 起重机的安全设计

起重机结构、机构与监控及电气部分等要严格地根据第 6 章“结构计算和结构设计”、第 7 章“机构设计计算、机械零部件的核算与选择”、第 8 章“电气”、第 9 章“整体抗倾覆稳定性和防风抗滑安全性”等进行安全设计计算。

在用户有需求和起重机产品本身对此有特殊要求的场所，应对起重机运行状态进行实时的监控，以保证起重机的运行安全。

### 10.2 起重机构造的安全要求

#### 10.2.1 标记和铭牌

起重机应有标记或铭牌，并用起重机使用国的语言或采用用户能接受的语言来表述。

##### 10.2.1.1 规格标记

规格标记应设置在起重机明显可见的地方，且符合下列要求：

(1) 额定起重量，要永久性地标明在从地面容易看清的地方。

(2) 可变幅的起重机，凡对额定起重量随全幅度范围不断变化的，应在起重机地面及操作室内，明显表明额定起重量随幅度的全程变化曲线；凡对其不同幅度段规定了不同的额定起重量的，其幅度段划分及对应于每个幅度段的额定起重量，均应永久性地加以标明，并能从地面看得清楚。关于不同幅度起重量的更详细说明，应能从制造厂提供的操作说明书中查到。

(3) 如果起重机配备了几个起重装置，则每个起重装置的额定起重量应标明在相应的吊钩组或吊具上，还应指明这些起重装置是否可以同时使用。

##### 10.2.1.2 制造厂铭牌

每台起重机，每台单独的起重小车或起重机上的卷扬机，都要在适宜的部位装上制造厂铭牌，标明以下内容：

- 1) 起重机名称
- 2) 型号
- 3) 制造日期
- 4) 生产编号
- 5) 起重机主要性能参数
- 6) 制造厂的厂名

##### 10.2.1.3 警告标志

诸如“货物下方严禁站人”、“臂架下方严禁停留”等警示标志应标在合适位置，并清晰可见。起重机入口处应有“未经许可不得入内”的标志。在特别危险区域应有标志“危险——起重机”，必要处，还要画出警戒色条。

### 10.2.2 限界尺寸与净距

10.2.2.1 除吊具和抓具外，起重机所有运动件在最不利位置和最不利装载条件下，与建筑物任何固定部分至少要有 0.05m 的距离，与任何栏杆或扶手至少要有 0.1m 的距离，与出入区至少要有 0.5m 的距离。出入区是指允许人员进出的所有通道，但工作平台除外。对通用桥式起重机等沿轨道运行且有水平滚轮或带轮

缘车轮导向的起重机，考虑其运行允许可能有一定的偏斜，其侧方间隙尺寸应不小于 0.08~0.1m。

对向铁路进行装载的起重机，其轮廓线应符合与铁路运输轮廓界限相适应的装载界限，在出入区至少应有 0.5m 的净距。起重机的任何固定部分，绝不允许侵入铁路净空界限。

对于塔式起重机，其运动部分与建筑物或建筑物外围施工设施之间的最小距离为 0.6m。

**10.2.2.2** 起重机下界限线与下方的一般出入区（从地面及从属于建筑物的固定或活动装置算起，工作或维修平台及类似物除外）之间的最小垂直距离，在一般工作出入区至少要有 1.7m。离具有通路但不准随便走上或踩上去的固定或活动装置部分（诸如棚顶，加热器，机械部分和运行在下方的起重机等）及离栏杆的最小垂直距离要有 0.5m。

**10.2.2.3** 起重机上界限线与上方的固定或活动部分维修之间（例如起重小车上最高处的机电结构件或栏杆与房顶梁、下弦、下垂的吊灯、下敷的管道或运行在其上方的起重机的最低点之间）的最小垂直距离，在保养区域和维修平台等处不得小于 0.5m。对某些结构件、倘若已采取了对人员不会带来危险的可靠措施防止事故发生，这个距离可以减小到 0.1m。

**10.2.2.4** 起重机上任何部件与高压输电线的最小距离如表 10-1

表 10-1 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

**10.2.3** 起重机涂漆及防腐安全要求

**10.2.3.1** 起重机结构件表面、防护栏杆、紧急操作按钮、裸露齿轮的侧面、机械安全罩、吊钩滑轮架等需要引起注意和防腐的地方均应涂漆。涂漆应醒目，与周围背景颜色对比鲜明，重要的安全部位应涂符合 GB2893 要求的安全警戒色。

涂漆颜色如有特殊要求应在起重机订购合同中规定。

**10.2.3.2** 敷设导线的金属管、槽，必须进行防腐处理或采取良好的防雨防腐措施。

**10.3** 司机室安全要求

**10.3.1** 司机室一般要求

**10.3.1.1** 司机室与悬挂或支承部分的连接必须牢固。司机室要有良好的视野，应使司机能看清所有的工作区域，或使司机在合适装置的辅助下足以完成各项操作。

**10.3.1.2** 司机室内应有足够的空间，使司机能毫无妨碍地抵达或离开控制器的操作部位，一般情况下应能坐着操作控制器，条件不允许时也可以站着操作。

**10.3.1.3** 司机室净空高度不应小于 1.9m。流动式起重机司机室净空高度不应小于 1.4m。

**10.3.1.4** 户外操作的起重机和在没有暖气的室内操作的起重机（除了气候等条件较好的地区外）宜采用封闭司机室。在高温、蒸气、有尘、有毒或有害气体等环境下工作的起重机，司机室应密封，并能提供清洁空气。在有暖气的室内，较少使用的或仅属辅助性质的司机室可以是敞开结构的。开式司机室要设有护栏，护栏的高度不应小于 1m。

**10.3.1.5** 如存在从上面掉下东西的危险性时，司机室顶部要装防护罩。

**10.3.1.6** 司机室和控制器、显示仪表等的布置要使司机便于操作和观察，座椅的设计及布置要考虑人机工程学的要求，必要时还要采取减小摇晃或快速衰减振动等措施。

**10.3.1.7** 司机室的结构应采用非燃材料制作，侧板和顶可选用任何一种防火材料，司机室地板要用防滑、非金属、隔热材料覆盖。

**10.3.1.8** 司机室的窗离地板高度不到 1m 时，玻璃窗要封死或加以防护，防护高度要达到 1m，防止人员从玻璃窗中掉下；司机室地板上装有玻璃的区域也要加以保护，防止不小心时踩入或踢碎玻璃。

司机室的窗玻璃必须能较容易地擦拭而无危险，司机室地板上镶嵌玻璃的孔，及起重机操作时容易破碎或受到热幅射的窗子上应设置合适的安全玻璃。

**10.3.1.9** 司机室入口要防止意外地被打开，司机室的拉门和外开门必须通向在同一水平高度的平台。司机室外无平台时，门应向里开。

**10.3.1.10** 司机室要装备照度足够的防眩照明设备，以利于操作控制器。用于司机室（操纵室）工作面上的光照度不应低于 50lx。

**10.3.1.11** 工作温度低于 5℃的司机室宜提供取暖装置，易受辐射热的司机室应设计成防辐射热的隔热型司机室，长期在高温环境工作的司机室（如某些冶金起重机司机室）底板下还应悬置隔热板、司机室内宜装空调。

### **10.3.2 对悬吊司机室的附加要求**

**10.3.2.1** 司机室允许搭载的人数和最大载荷要永久性地清晰地加以指明，司机室内还要张贴出“悬吊司机室操作和保养说明”。

**10.3.2.2** 司机室必须防止危险性的自转和摆动。

**10.3.2.3** 悬吊司机室应防坠落，宜装设有两个独立的悬吊点或悬吊装置，每一个悬吊点或悬吊装置均应能单独承担司机室的全部载荷，其安全系数不得小于全部悬吊载荷的 5 倍。

如果设有防坠落装置，且只设有一个悬吊装置，此时悬吊装置的安全系数不得小于 8。

悬吊司机室的钢丝绳传动装置至少要按机构组别 M8 进行设计。钢丝绳直径不小于 6mm，户外作业的要镀锌钢丝绳。

**10.3.2.4** 一旦速度达到额定下降速度的 1.4 倍，司机室应自动停止。

可升降的及可平移的司机室宜作成与荷重无关可单独运动的。如十分必要作成同时关联运动的，也要有独自的安全防坠防碰撞的装置及极限位置的限制措施。

**10.3.2.5** 所有控制器，当司机一放开它们时，应立即制动停止。

**10.3.2.6** 对司机室的最高与最低位置，应提供正常的和紧急的限位开关，且有独立的开关和操作系统。紧急限位开关应能直接切断主动力线路并触发声响警告信号。

一旦司机室撞到障碍物或一个悬吊装置呈松弛状态，起重机所有运动应自动停止，使起重机重新工作的装置应是非自动复位式的。

**10.3.2.7** 如果司机室的移动速度大于 40m/min，必须提供能迅速降低速度的装置，使缓冲器不会在大于 40m/min 的速度下被撞击。如果冲击速度大于 20m/min，应设置能吸收能量的缓冲器。

**10.3.2.8** 司机室应设有同起重机电源无关的呼救信号系统，必要时还应提供如绳梯或其他逃逸装置等紧急下落装置。这些装置要始终放在司机室里，并能保证随时可方便启用。

**10.3.2.9** 用户应保证在货物堆到最高高度时，离升至最高工作位置的司机室底部的安全净空不得小于 0.5m。

**10.3.2.10 对于有可以升降的司机室的起重机**只有当司机室处在最高工作位置时，才能从地面遥控起重机。

## 10.4 结构部分安全要求

### 10.4.1 楼/斜梯和直梯

**10.4.1.1 凡高度差超过 0.5m 的**都应提供楼/斜梯或直梯。

高度不超过 2m 的垂直面上（例如下横或端梁）可以装设配备有扶手的踏脚板。

#### 10.4.1.2 楼/斜梯

- (1) 楼/斜梯的倾斜角不得超过  $65^\circ$ 。
- (2) 楼/斜梯两边要有护栏（楼/斜梯的一边为墙壁时，只在墙壁另一边装扶手即可），其两侧护栏扶手间的宽度对于主要楼/斜梯不应小于 0.6m；对于其它楼/斜梯不应小于 0.5m。
- (3) 梯级的间距应保持一致，单个梯级的高度不得超过 0.25m（塔式起重机宜为 0.2m）。梯级的纵深不得小于 0.15m。
- (4) 踏板表面要防滑。

#### 10.4.1.3 直梯

(1) 两边撑杆之间梯级长度不得小于 0.3m，梯级的间距要一致且不超过 0.3m，梯级离开固定结构件至少应 0.15m，梯级中央应能承受 1200N 的力而无永久变形。

(2) 人员出入的爬越孔面积不得小于  $0.63\text{m} \times 0.63\text{m}$ ，或者直径不得小于 0.8m。高度在 5m 以上的直梯应有护圈，护圈从 2.0m 高度起开始安装。

护圈之间的距离不得大于 0.9m，它们之间至少要用三根等间隔布置的纵条联接起来。并保证有一根纵条正对着直梯的垂直中心线。

用纵条加强的护圈强度必须足以承受 1000N 的力（分布作用在护圈任何一段相当于 0.1m 的长度上）而无任何明显的变形。

(3) 除非提供有其它合适的把手，直梯的两边撑杆至少要比最上一个梯级高出 1m。空间受限制的地方也不得少于 0.8m。

(4) 装在结构内部的直梯，如与其对面结构间的净距小于 0.8m 时，则可不设护圈。

(5) 高的直梯应设置休息小平台，其间隔应使第一段直梯不超过 10m，以后每隔 8m 设置一个。如果空间不够，可以将平台靠在旁边单个连续直梯。

(6) 当直梯的终端与小平台连接时，梯级终端踏板或踏杆不应超过平台平面。

(7) 如梯子在小平台处不中断，则护圈也不应中断，但必须在护圈侧面开一宽为 0.5m、高为 1.4m 的洞口，以便人员出入。

### 10.4.2 通道和平台

**10.4.2.1 起重机处在正常工作条件下的任何位置**，都必须能既方便又安全地从起重机上进入司机室。如果司机室地板离地面不超过 5m，并且司机室内配备有合适的紧急逃逸装置（例如绳梯），起重机司机室入口可以限制在某些规定的位置。

**10.4.2.2 如果在任何位置都不能直接从地面到达起重机司机室**，且司机室的地板离地面大于 5m 时，起重

机应设置适当的通道。对于桥式起重机等，如能提供适当的装置使司机方便安全地离开司机室，则起重机司机室入口可以限制在某些规定的位置。

**10.4.2.3** 一般情况下应通过楼梯、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，它们与司机室入口的水平间隙不得超过 0.15m，与司机室地板的高低差不得超过 0.25m。只有在由于空间限制不得已时才允许通过司机室顶部或地板进入司机室。

**10.4.2.4** 不论起重机在什么位置，通道、楼梯和平台都必须有安全入口。经常使用的楼梯和直梯应通向平台或通道，并应优先采用楼梯。

**10.4.2.5** 起重机上所有操作部位以及要求经常检查和保养的所有装置，都必须提供安全通道，否则应设置活动式工作平台。

**10.4.2.6** 在臂架顶端装有滑轮和运动件时，应能保证从安装至拆卸起重机的时间间隔内不需润滑，否则臂架上要提供通道，以便进行润滑保养。

如果臂架可以放到地面或人员可达到的平面能进行全面直接检查，或者有其它构造方式能进行直观检查，则臂架上也可以不设置通道。

**10.4.2.7** 楼梯、通道和平台应有不低于 1.8m 的净空高度。在对于通道和平台作相对运动的被驱动件附近，必须提供宽度不小于 0.5m 的通道；如果设有扶手，在高度不超过 0.6m 的范围内，此通道宽度可为 0.4m。固定部分之间的通道净宽也不得小于 0.4m。

**10.4.2.8** 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 1.3m，但此时通道宽度应增加到 0.7m。只用于保养的平台，其上面的净空高度可以减到 1.3m。

**10.4.2.9** 在通道和平台上，工作人员可能停留的每个部位都不应发生永久变形，并能承受以下载荷：

- (1) 2000N 的力通过直径为 125mm 的圆盘施加在平台表面的任何位置；
- (2) 4500N/m<sup>2</sup> 的均布载荷。

**10.4.2.10** 通道和平台表面要防滑，地板上的孔洞和间隙的尺寸应不能使直径为 0.02m 的球穿过。在任何情况下单个孔或间隙的面积应小于 400mm<sup>2</sup>。通道离下方裸露动力线的高度小于 0.5m 时必须在这些区域采用实体式地板。

**10.4.2.11** 当通道靠近动力线时，必须对这些动力线加以保护，防止不慎触及。

### 10.4.3 栏杆

**10.4.3.1** 离地板面距离超过 2m 的平台、走道，应设置防止操作人员跌落的手扶栏杆。手扶栏杆的高度应不低于 1m，同时要有高度不低于 100mm 的踢脚护板和不少于一根的中间栏杆，并能承受 1000N 的水平移动集中载荷。

**10.4.3.2** 进行安装、拆卸、试验、修理和保养时，如果工作部位高于地板面 2m，应在起重机或臂架上采取适当的措施确保人身安全（诸如扶手、把手、安全装置等），并使人员能够到达这些部位。

**10.4.3.3** 起重机带通道部分，凡存在从 1m 以上高度跌落危险的地方，应提供连续的护栏，踢脚板高度不得小于 0.1m。护栏允许开口，但开口处应有防止跌落的保护措施，护栏高度不得小于 1m，同时要有踢脚板和中间栏杆。对净高不超过 1.3m 的通道，护栏高度可以减到 0.8m。沿通道至少要有一个扶手。

对沿建筑物墙壁或实体墙结构设置的通道，允许用扶手代替护栏，这些扶手的中断长度（例如为让开建筑物的柱子、门孔）不得超过 1m。

#### 10.4.4 其它

10.4.4.1 结构件的布置应便于检查、维修和排水。

10.4.4.2 高强度螺栓连接必须按设计技术要求处理并用专用工具拧紧。

### 10.5 机械装置安全要求

#### 10.5.1 钢丝绳和链条传动

##### 10.5.1.1 钢丝绳

- (1) 起重机械用的钢丝绳，应不低于 GB/T8918 的要求，并必须有产品检验合格证。
- (2) 钢丝绳的结构型式可参考 GB/T8918 中使用选型附表的指示进行选择，推荐采用线接触钢丝绳。吊运熔化或炽热金属的钢丝绳，应采用金属绳芯等耐高温的钢丝绳。
- (3) 在起重机工作时，承载钢丝绳的直径不宜小于 6mm。机构用钢丝绳和其它用途钢丝绳的安全系数不应小于本标准第 7.3.2.5 节的要求。
- (4) 钢丝绳在卷筒上，应能按顺序整齐排列。
- (5) 载荷由多根钢丝绳支承时，应设有各根钢丝绳受力的均衡装置；安装后的钢丝绳均衡装置应能灵活转动，避免钢丝绳和均衡装置间出现相对滑动。
- (6) 如果钢丝绳传动设计中不能使各根承载钢丝绳的载荷自动平均分配，则应在设计中考虑到各根钢丝绳间载荷不均衡分布的可能性。
- (7) 起升机构和变幅机构，不得使用编结接长的钢丝绳。使用其它方法接长钢丝绳时，必须保证接头连结强度不小于钢丝绳破断拉力的 90%。
- (8) 起升高度较大的起重机，宜采用多层股不旋转钢丝绳。当采用单根钢丝绳或少倍率的钢丝绳时，应有防止钢丝绳和吊具旋转的装置或措施。
- (9) 吊运熔融金属的起重机，对吊钩组及吊运横梁等处的钢丝绳应采取保护钢丝绳免受辐射热直接影响，及防止熔化金属直接喷溅到钢丝绳上的措施。
- (10) 钢丝绳的型式、规格（包括强度级别）、长度及钢丝绳传动系统和在卷筒上的钢丝绳缠绕图都应在使用说明书中写明。
- (11) 钢丝绳的安装、维护、保养、检验及报废应符合 GB5972 的有关规定。
- (12) 钢丝绳端部的固定连接应符合相关的安全要求。

##### 10.5.1.2 起重用焊接环形链

- (1) 焊接环形链的安全系数不得小于本标准表 7-16 规定的数值。
- (2) 焊接环形链的材料，应有良好的可焊性及不易时效应变脆性。一般应用 GB/T3077 中规定的 20Mn2 或 20MnV 钢制造。
- (3) 焊接环形链的检验、报废应符合 JB/T8108 的有关规定。
- (4) 链条传动系统中应有防止链条跳振、保证链条在链轮上平滑运转的措施。对有必要的特殊情况，还应有检出链条松弛或防止链条从链轮中脱出的装置。宜装设可靠使用的链条罩壳，防止异物落入链条中。

##### 10.5.1.3 卷筒

- (1) 在卷筒上通常只缠绕一层钢丝绳，在此时卷筒上应作出绳槽。如果作成缠绕一层以上钢丝绳的多层卷绕，则应提供适用的排绳装置或钢丝绳便于自动转层缠绕的凸缘导板等结构。对于缠绕时绳索可实现自动导向的，那么缠绕二层时可不需要这种装置。
- (2) 多层缠绕的卷筒，端部应有防止钢丝绳从卷筒端部滑落的凸缘。凸缘应比最外层钢丝绳或链条高出 2 倍的钢丝绳直径或链条的宽度。
- (3) 当吊钩处于工作位置最低点时，在卷筒上缠绕的钢丝绳，除固定绳尾的圈数外，必须不少于 2 圈。当吊钩处于工作位置最高点时，卷筒上还应至少留有 1 整圈的空槽。
- (4) 卷筒上钢丝绳尾端的固定装置，应安全可靠并应有防松或自紧的性能。对钢丝绳尾端的固定情况，应每月检查一次。
- (5) 如果钢丝绳尾端用压板固定时，固定强度应不低于钢丝绳的破断拉力的 80%，且应至少有两个相互分开的压板夹紧，并用配有可靠的螺栓锁紧装置的螺栓固定。
- (6) 卷筒绳槽表面和绳槽棱边应光洁平滑，不得损伤钢丝绳的表面。
- (7) 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。
- (8) 臂架类起重机当起升绳或变幅绳向斜上方引出时，其缠绕钢绳的卷筒与支承部分以及车架或转台底架的连接应有足够的措施承受钢丝绳的载荷（此载荷可分解为垂直方向上拔载荷和水平方向的平拉载荷），确保连接安全可靠；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，也应采取措施承受钢丝绳载荷，并确保连接安全可靠。

#### 10.5.1.4 滑轮

- (1) 滑轮槽应光洁平滑，不得有损伤钢丝绳的缺陷。滑轮槽轮缘应是光滑的以利于钢丝绳进入滑轮槽。滑轮槽的高度应不小于钢丝绳公称直径的 1.5 倍。
- (2) 滑轮应有防止钢丝绳或链条跳出轮槽的装置。
- (3) 滑轮应设计得便于保养。
- (4) 在吊钩处于工作位置最高点和最低点时，钢丝绳绕进或绕出滑轮槽和卷筒时偏斜的最大角度应不大于规定的钢丝绳允许偏角，正常工作时钢丝绳不得把滑轮槽斜壁磨坏。
- (5) 人手可触及的滑轮组，应设置强度足够的保护罩壳，以防止手挤入钢丝绳和滑轮之间。
- (6) 在工作和运行中容易与其它物体碰撞或摔落到地上的吊钩滑轮组，亦应有强度足够的滑轮罩壳以防护滑轮被摔坏碰坏；在滑轮罩壳的侧板两外表面应按有关的规定涂上安全标志。
- (7) 对于能变换倍率的起升滑轮组，应配置一个不用手接触钢丝绳就能使倍率变换的装置。

#### 10.5.2 吊钩、吊钩夹套和其它取物装置

##### 10.5.2.1 起重机械不得使用铸造吊钩。

10.5.2.2 吊钩宜设有防止吊重意外脱钩的保险装置。当操作方法会增加货物意外脱钩或吊钩被钩住的危险性时，要求使用带防脱绳闭锁器的吊钩或专门设计的安全吊钩。

10.5.2.3 吊钩表面应光洁、无剥裂、锐角、毛刺、裂纹等。

10.5.2.4 吊钩的材料、检验和报废应符合 GB/T10051.1 的规定。

10.5.2.5 检验合格的吊钩，应在不易磨灭的部位作出永久性的标记，并签发合格证。标记内容至少应包

括：额定起重量、厂标或生产厂名、检验标准和生产编号。

**10.5.2.6** 对吊运物品时需同步供给电能的取物装置，如：电磁盘、马达抓斗或液压抓斗等的供电电缆，其收放速度应与该取物装置升降速度基本保持一致，在升降过程中电缆应不过分松弛和碰触起重钢丝绳。

**10.5.2.7** 可更换的取物装置，诸如抓斗、起重电磁铁、庖斗、夹钳和吊梁，应该永久性地标上安全工作荷重和自重；另外，对于抓斗和装卸散料的斗箱，还要标明容量和制造厂名字。

**10.5.2.8** 使用钢丝绳开闭的抓斗，应有减少钢丝绳磨损的保护措施。

**10.5.2.9** 电磁盘的所有螺栓连接应能防止自动松脱。

**10.5.2.10** 吊运各类物品的专用辅具应有自紧倾向，无自紧倾向的应有防止滑落的装置或措施。上述专用辅具及吊挂、捆绑用钢丝绳或链条，每六个月应检查一次；检验载荷为承载能力的2倍，悬吊10min后仍安全可靠。

### 10.5.3 制动器

**10.5.3.1** 动力驱动的起重机，其起升、变幅、运行、旋转机构都必须装设机械式制动器。在传动装置中有自锁环节的特殊场合，倘若确保不会发生超额应力或运动，则可以不用制动器。对于电力驱动的起重机，在产生大的电压降或在电气保护元件动作时，都不允许导致各机构的动作失去控制。如在变速机构换挡到中间位置时，必须用制动器或其它装置自动地停住载荷。

#### 10.5.3.2 起升机构的制动器

- (1) 必须是自动作用的常闭式制动器，一旦事故断电或者起升传动装置出现故障，它也能安全地支持住动态试验载荷。
- (2) 起升机构不得采用无控制的重物自由下降，如必须采用重物快速自由下降时，应采用可操纵的常闭式制动器控制其下降速度。
- (3) 吊运炽热金属或易燃、易爆等危险品，以及发生事故后可能造成重大危险或损失的起升机构，其每一套驱动装置都应装设2个相互独立的机械式制动器，每一个制动器都要能满足制动要求；第二个制动器相对于第一个制动器宜滞后一段时间起作用。
- (4) 每个制动器的安全系数，见本标准第节的规定。它应能制动住动态试验载荷而无有害的断续效应和不能允许的过热。
- (5) 电气控制系统和机械装置应能使荷重的下降速度和下降时的电气减速过程保持在许可范围内。
- (6) 对于安全程度要求特别高的场合，必须考虑驱动装置损坏的这种特殊危险情况时，应在绳索卷筒上装设第二个制动器，即安全制动器。此安全制动器应在荷重下降速度达到额定下降速度的1.4倍之前能自动起作用。在这种情况下，起重机的控制装置还应包括一只紧急断电器。安全制动器应提供和满负荷的机构设计参数相一致的制动减速度值。
- (7) 当紧急状态下必须下放荷重时，起升制动器应能进行人工释放并能在下放期间继续维持对荷重的控制。紧急下放荷重的操作应简便、易行并符合制动器散热性能的规定。
- (8) 布置起升机构的制动器时，应使产生制动力矩的机构零件和支持荷重的机构零件之间有可靠的机械联系。
- (9) 对普通吊钩起重机，起吊物在下降制动时的制动距离(控制器在下降速度最低档稳定运行，拉回零位后，从制动器断电至重物停止时的下滑距离)应不大于1min内稳定起升距离的1/65。

### 10.5.3.3 运行机构制动器

- (1) 动力驱动的起重机和起重小车的运行装置要配备常闭式自动制动器或者从控制位置可以操纵的制动器。不受风载荷影响，车轮装在滚动轴承上速度不超过 20m/min 的起重机可不受此限制。对于吊运熔化物质等危险品的起重机，不管速度是多大都要安装制动器。
- (2) 制动器必须设计得使起重机或起重小车设计预定的适当时间内就能停止，并使它在所有作业条件下，当可能受风作用时在风载荷作用下及发生动力故障情况下都能固定不动。
- (3) 对受风载荷作用的起重机和起重小车的非自动作用的运行制动器还应能起抗风防滑作用。
- (4) 设计自动作用的运行制动器或锚定装置时，其抵抗非工作状态最大作用力的安全系数应大于 1.1。

**10.5.3.4 动力驱动的回转传动装置**应配备在适当的时间内就能使回转传动装置停下来，并使之在所有作业条件下，当可能受风载荷影响时在风载作用下和发生动力故障情况下都能使回转部分固定不动的制动器。

### 10.5.3.5 变幅机构制动器

- (1) 变幅机构必须配备自动作用的常闭式制动器，在设计上应做到一旦发生事故断电或变幅传动装置产生故障，要自动起作用并且使处在最不利位置的带试验载荷的臂架安全地支持住。
- (2) 制动机构至少应按如下制动力矩进行设计，即相当于在最不利作业位置下由起升载荷和臂架系统自重引起的力矩的 1.6 倍，加上由工作状态最大风载引起的力矩的 1.0 倍。
- (3) 起重机非工作状态时的制动力矩，至少应是臂架处在最不利位置或臂架处在规定的非工作状态位置下由臂架系统自重和风载(非工作状态最大暴风)引起的力矩的 1.1 倍。

**10.5.3.6 制动器**要便于检查，制动器弹簧应是压缩式的，制动器必须可调整，制动衬片必须可更换。

**10.5.3.7 制动器**应有符合操作频度的热容量。

**10.5.3.8 制动器**对制动带及制动瓦摩擦垫片的磨损应有补偿能力。

**10.5.3.9 制动瓦摩擦垫片**与制动轮的实际接触面积不应小于理论接触面积的 70%。

**10.5.3.10 带式制动器**的制动带摩擦垫片，其背衬钢带的端部与固定部分的连接，应采用铰接，不得采用螺栓连接、铆接、焊接等刚性连接型式。

**10.5.3.11 人工操纵**通过手或脚施加在制动器上的力与行程，应 ISO7752 和 GB6067 的要求。

**10.5.3.12 控制制动器**的操纵部位，如踏板、操纵手柄等，应有防滑性能。

## 10.6 电气部分安全要求

**10.6.1 起重机的电气设备**必须保证传动性能和控制性能准确可靠，在紧急情况下能切断电源安全停车。在安装、维修、调整和使用中不得任意改变电路，以免安全装置失效。

### 10.6.2 馈电裸滑线

起重机馈电裸滑线与周围设备的安全距离应符合相关规定，否则应采取安全防护措施。

### 10.6.3 滑线的安全标志

供电主滑线应在非导电接触面涂红色油漆，并在适当的位置装置安全标志，或表示带电的指示灯。

### 10.6.4 障碍信号灯

总高度大于 30 m 的室外起重机在下列情况之一时，应设置红色障碍灯。障碍灯的电源不得受起重机

停机影响而断电：

- ①周围无高于起重机顶尖的建筑物等设施时；
- ②有相碰可能时；
- ③有可能成为飞机起落飞行的危险障碍时；

**10.6.5** 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。

#### **10.6.6 避雷保护**

对安装在野外且相对周围处在较高位置的起重机必须考虑避雷保护，见本标准 8.4.8 条。

### **10.7 控制与操纵的安全与布置**

#### **10.7.1 一般原则**

**10.7.1.1** 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行。

**10.7.1.2** 应按人机工程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，并保证有宽裕的操作空间，从而使司机的疲劳为最小。控制与操纵装置的布置应对人员的伤害和财产损失的可能性为最小。

**10.7.1.3** 控制与操作系统的布置应使司机对起重机工作区域及完成所要求的操作有足够的视野。

**10.7.1.4** 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们肢体的自然运动。例如：脚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。

**10.7.1.5** 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机工程学来考虑的。但对手操作杆所需的力不应超过 160N，对脚踏板所需的力不应超过 300N，其目的是希望实际控制不至引起司机的疲劳。

**10.7.1.6** 在有可能并为了安全的情况下，应在每个控制台附近设置一只红色按钮作为它应置于控制台上易于操作的部位，这个按钮开关应是机械释放、自动回到零位式的紧急停止开关，以在必要时切断所有运动的电源。

#### **10.7.2 司机室控制**

##### **10.7.2.1 控制装置的操纵**

- (1) 在控制台和控制动作的相对方位不变情况下，控制装置的运动方向应和惯用的控制动作逻辑相关。例如操纵杆式起升控制装置，操纵杆板向司机的动作相应于载荷向上动作。
- (2) 只要有可能，任何时候都应明显地选择控制器合适的操作方向；即：应使控制器的操作方向与其所控制的荷重、承载件和（或）起重机部件的运动相互协调一致或者是合乎逻辑的关系。
- (3) 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，如：

起	升	———	控制器趋向人体
下	降	———	控制器离开人体
向前	运行	———	控制器离开人体

向后运行	————	控制器趋向人体
关闭（抓斗、夹钳等）	————	控制器趋向人体
打开	————	控制器离开人体
顺时针方向旋转	————	控制器向右（荷重向右边运动）
逆时针方向旋转	————	控制器向左
臂架放下	————	控制器离开人体
臂架提起	————	控制器趋向人体

(4) 这些准则适用于坐着或站着操纵的控制装置，或站坐操作两用式控制装置。

#### 10.7.2.2 控制装置的布置

(1) 如果可能，桥式及门式起重机的控制装置，要布置在司机的附近与前方。

(2) 原则上控制器可以布置得能同时操纵几个动作。但如果在某种条件下（例如：因安全技术要求），起重机作业时不允许某几个运动同时动作，则应排除这几个机构的多机构同时操作。

(3) 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。

(4) 当操纵装置较多时，应将起重机主要的控制与操纵装置最好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。

10.7.2.3 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。

10.7.2.4 在某些必要和适合的情况下，操纵杆应备有制动器、制动爪或其它机构，以方便操作。所有操纵杆在其脱挂或松档后，应能自动回复到中间位置。

10.7.2.5 当操纵杆采用制动爪装置时，爪子处于“脱开”或“空档”的位置，应能与设置的任何其它的制动爪装置识别出来。

10.7.2.6 采用手柄控制操作时，机构运动方向与表 10-2 规定的手柄方向一致。

表 10-2

机 构 运 行 方 向		手 柄 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

10.7.2.7 采用轮式控制器操作时，机构运动方向与表 9-3 规定的手轮旋转方向一致。

表 10-3

机构运行方向	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

#### 10.7.2.8 操作力及行程

操作应轻便灵活，操作力及操作行程应符合下列要求：

1) 手柄上的作用力取决于机械的工作任务。在任一情况下，推荐使用如下数值：

对于左右向的操作杆，力控制在 5~40N 之间；

对于前后向的操作杆，力控制在 8~60N 之间；

对于踏板，力控制在 100~150N 之间。

2) 手操作行程不大于 400mm；

脚踏行程不大于 200mm；

10.7.3 地面控制、多重控制、遥控站等控制形式的安全技术要求见本标准 8.5 节。

## 10.8 安全防护装置的设置要求

### 10.8.1 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，应能自动切断电动机电源。在此限位器的上方，还应留有足够的空余高度尺寸，以适应上升制动行程的要求。在有特殊需要的情况下，为防止装设的一个起升高度限位器失灵时带来的严重后果，还可装设第二级的起升高度安全限位器，以防止冲顶越程事故发生。需要对下极限位置进行限时时，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，应能自动切断电动机电源，以保证钢丝绳在卷筒上的缠绕不少于设计规定的圈数。或不致与下极限地（坑）底相碰。

电动机电源切断后，必须可以使机构从极限位置返回，并能向相反方向启动运行。

用内燃机驱动或直接进行机械连接，中间无电气、液压、气压等连接环节的起升机构。可以配备灯光或声响报警装置，以替代限位开关。

### 10.8.2 运行行程限位器

起重机和起重小车运行机构，应在每个运行方向装设行程限位开关，即运行极限位置限位器保证起重机或小车运行到达运动的极限位置时，自动切断前进方向的动力源，并能在设计规定的位置停止运动。在运行速度很高（如大于 80m/min~100m/min 时），根据需要应装二重运行行程限位器，第一级发出减速信号，第二级发出断电停车信号。

如果在正常作业时起重机经常到达运行的极限位置，司机室内的最大减速度不得超过  $2.5\text{m/s}^2$ 。

### 10.8.3 幅度限位器

(1) 对采用移动小车变幅的起重机，应装设幅度限位装置。为了减少惯性冲击，对于最大变幅速度超过 40m/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。

(2) 对采用钢丝绳变幅的动臂起重机，应设臂架低位置和高位置的幅度限位装置。

### 10.8.4 幅度指示器

具有变幅机构的起重机，应装设读数清晰的幅度指示器（或臂架仰角指示器），以能正确指示臂架的仰角或取物装置所在的幅度，向司机发出明确清晰的信息。

### 10.8.5 防止吊臂后倾装置

具有钢丝绳变幅机构的起重机，应装设防止吊臂后倾装置（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，能阻止吊臂后倾翻。

动臂式起重机应设置臂架低位置和臂架高位置的倾斜角度限位开关，并应设置防止吊臂后倾装置，以保证当变幅机构的行程限位开关失灵时，能阻止臂架触地反弹或过度后倾。螺杆和齿条变幅驱动机构，还应在齿条和螺杆末端设置防止臂架在低位置松脱的装置。

#### 10.8.6 回转限位

对回转部分不设集电器的起重机，应安装回转限制器。

对回转范围受限制的动力驱动的回转机构，应设自动限位开关来限制回转运动的范围以保护起重机不与运动范围外的其他设施相碰触。塔式起重机及有类似要求的起重机的回转部分，必须保证在非工作状态下自由回转。

#### 10.8.7 防碰撞装置

当两台以上起重机或起重小车在同一轨道上时，要配备防止碰撞装置，任何情况下司机室内的减速度不超过  $5\text{m/s}^2$ 。

#### 10.8.8 支腿伸缩锁定装置

工作时打开支腿的流动式起重机应装设支腿伸缩锁定装置。保证支腿在伸出或缩回后，能可靠地锁定。

#### 10.8.9 回转锁定装置

流动式起重机应装设回转锁定装置。应保证流动式起重机在整机行驶时，上车始终保持在设计规定位置。

#### 10.8.10 防风锚泊装置

10.8.10.1 对于在轨道上露天工作的起重机，应装设夹轨钳、锚定装置或铁鞋等防风锚泊装置。

10.8.10.2 室外工作的轨道式起重机必须装设夹轨器。对塔式、造船用门式或造船用门座起重机，当非工作状态风压超过  $600\text{N/m}^2$ 时，以及对于其它起重机非工作状态风压超过  $800\text{N/m}^2$ 时必须装设牵缆式、插销式、或其它型式的锚定装置。

10.8.10.3 起重机的夹轨器和锚定装置或铁鞋应能各自独立承受非工作状态下的最大风载荷（见本标准第 5.2.3.1 节），而保证起重机不能在轨道上移动。

10.8.10.4 当起重机装有非工作状态用的防风夹轨器时，此夹轨器夹持与松开的控制应能从控制室内进行。在下列情况下，防风夹轨器应能自动进入夹持动作：

- (1) 起重机断电；
- (2) 起重机进入非工作状态。

10.8.10.5 锚定装置应确保在下列情况下起重机和起重小车安全可靠：

- (1) 非工作并处于锚定状态时；
- (2) 有锚定装置的起重机在正常工作期间；
- (3) 工作状态的起重机在正常工作期间突然遭遇超过工作风速设计值的大风时。

#### 10.8.11 缓冲器及轨道端部止挡

在轨道上运行的起重机的运行机构，门式起重机的小车运行机构或门座起重机的变幅机构均应装设缓冲器。

缓冲器应具有吸收运动机构的能量并减少冲击的良好性能，见本标准第 5.2.3.2 及 7.3.5 节。

轨道端部止挡装置应能防止起重机脱轨。

缓冲器可以安装在起重机上或轨道端部止挡装置上。轨道端部止挡应牢固可靠。

#### 10.8.12 偏斜指示和限制器

10.8.12.1 跨度大于 40m 的门式起重机和装卸桥应装有偏斜指示和限制器。当两端支腿因前进速度不同而发生偏斜时，能向司机指示出偏斜情况，在达到设计极限值时，还应使偏斜得到调整。

10.8.12.2 偏斜指示和限制器必须在起重机按技术要求安装检查合格后，特别是在车轮处所测得的对角线符合规定的情况下，才能安装在起重机上，并保证其转动灵活，工作灵敏。投入使用后，还要定期复验重新标定调整。

10.8.12.3 偏斜限制器要特别注意电气接线的正确性。

#### 10.8.13 起重量限制器

为防止超载，起重机凡工作中有超载可能的起升机构，应装设起重量限制器。起重量限制器应能保证吊起额定起重量。

起重量限制器的综合误差，不应大于 5%。

当载荷达到额定起重量的 90% 时，应能发出指示性警报信号。

当起重量在大于相应工况的额定值并小于额定值的 110% 的范围时，应能自动切断使重物继续作上升方向运动的动力源。但应保证将重物可作下降方向的运动。

起升和/或变幅机构用内燃机驱动或直接进行机械连接，中间没有电气、液压或气压等连接环节，这样的起重机可以配备灯光或声响报警装置来替代超载开关。

#### 10.8.14 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。起重力矩限制器的综合误差不应大于 10%。

当起重力矩在大于相应工况的额定值并小于额定值的 110% 的范围内时，应能自动切断不安全方向（上升、幅度增大、吊臂外伸或这些动作的组合）的动力源，但应保证机构可做相反的安全方向的运动。

起升和/或变幅机构用内燃机驱动或直接进行机械连接，中间没有电气、液压或气压等连接环节，这样的起重机可以配备灯光或声响报警装置来替代超载开关。

#### 10.8.15 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，回转部分与固定部分之间能发生滑动而起保护作用。

#### 10.8.16 水平仪

具有可利用支腿或履带支撑进行作业的起重机，一般应装设底座水平仪，以检查起重机的底座的倾斜程度。

#### 10.8.17 风速仪及风速报警器

10.8.17.1 对于室外作业的高大起重机应安装风速仪，其高度应该安置在起重机的上部不挡风处。当风速大于工作极限风速时，应能发出停止工作的警报。

10.8.17.2 风速报警器，应保证在露天工作的起重机，当风力大于 6 级时能发出报警信号，并宜有瞬时风

速风级的显示能力。在沿海工作的起重机，可定为当风力大于 7 级时能发出报警信号。

#### 10.8.18 轨道清扫器

为防止在轨道上运行的起重机脱轨下落，在轨道上行驶的起重机和起重小车，当物料和其他物品有可能落积在轨道上成为障碍时，在台车架（或端架）上和小车架上需安装轨道清扫器，轨道清扫器的扫轨板与轨道之间的间隙不得大于 5mm。

#### 10.8.19 防倾翻安全钩

起升吊钩装在主梁一侧的单主梁起重机，应设防倾翻安全钩，以保证小车在检修或突然空中卸载时小车不会倾翻抬起。

#### 10.8.20 钢丝绳防脱装置

滑轮及起升卷筒应设钢丝绳防脱措施。滑轮或卷筒最大直径和最外缘与滑轮罩的侧板和圆弧顶板间的间隙不得超过钢丝绳直径的 20%，滑轮罩壳的厚度不应小于 5mm。

#### 10.8.21 防脱钩装置

必要时，吊钩应设防钢丝绳脱逸掉出吊钩的装置。

#### 10.8.22 松绳限制与断绳保护

当起升或牵引钢丝绳出现松弛会影响正常工作与安全时，应设置松绳限制器，一旦钢丝绳出现松弛，应中止起重机相应的运动。

塔式起重机的变幅小车和升降机的起升机构等在特殊情况下有可能载人的设备，应装设断绳保护装置。

#### 10.8.23 断轴保护

起重机和起重小车及小车变幅的塔式起重机的变幅小车应通过设计或配备附加防断轴保护等安全装置，使运行机构运行时轮轴不断裂；或即使小车轮轴断裂，小车轮也不脱轨；或即使万一发生脱轨、行走轮轴断裂和轮轴轴承损坏时，起重小车和起重机也不会掉落。另外，在有缓冲器冲击、碰撞和安装等特殊的力作用时也不得使起重机或起重小车倾覆或下落。

#### 10.8.24 联锁保护装置

(1) 动臂的支持制动器与动臂变幅机构之间，应设联锁保护装置，使制动器在撤去支承作用前，变幅机构不能开动；

(2) 进入桥式起重机和门式起重机的门，和从司机室登上桥架的舱口门，应设联锁保护装置；当门打开时，起重机应断开总电源；

(3) 司机室设在起重机的运动部分上时，进入司机室的通道口，应设联锁保护装置；当通道口的门打开时，起重机的运行机构不能开动。

(4) 可两处操作或采用有线控制的起重机，应装设联锁保护装置，以保证只能在一处操作，防止两处同时都能操作。

#### 10.8.25 检修吊笼

需要在高空中进行检修导电滑线的起重机，应装设检修吊笼。检修吊笼的可靠性应不低于司机室。

#### 10.8.26 导电滑线防护板

(1) 桥式起重机司机室位于大车滑线侧时，通向起重机的梯子和走台与滑线间应设置防护板。

- (2) 桥式起重机大车滑线侧的端梁下应设置防护板，以防止钢丝绳晃动与滑线的意外接触。
- (3) 桥式起重机作多层布置时，下层起重机的滑线应该全长设置防护板。
- (4) 其它使用滑线的起重机，对易发生触电的部位应设防护装置。

#### 10.8.27 倒退报警（声、光）装置

流动式起重机向倒退方向运行时，应发出清晰的报警音响和明灭相间的灯光闪烁信号。

流动式起重机上车应装设警示喇叭，其按钮位置应便于司机操作。

#### 10.8.28 防护罩

在正常工作或维修时，其运行对人体可能造成危险的零部件，应设有保护装置。起重机上外露的、有伤人可能的活动零部件，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。

露天工作的起重机，其电气设备和其它怕雨淋的装置，应具有防雨功能或装设防雨罩。

#### 10.8.29 警示、声光报警

在起重机或起重小车作业区域内有危险性的地方应采取措施保障人身安全，例如用警告牌、闪光灯、声响报警装置等，或者必要时采用自动停车装置。

#### 10.8.30 防起重机零件掉落的措施

应采取有效措施，防止起重机上的零件掉落造成危险。可拆卸的零部件如盖、箱体及外壳等应牢固地与支座连接，防止掉落。特别是防止掉落进入开式齿轮传动装置使传动破坏或都防止从空中掉落到地面伤及地面人员等。

### 10.9 起重机的正常维护

**10.9.1** 起重机制造商应向用户提供“起重机维护手册”，以指导用户能对起重机进行正常的维护，确保起重机处于良好的状态，可以安全运行。

维护手册应是一种方便完整的工具书。应简明扼要，便于执行。内容包括：起重机各部件的工作原理，预防性维护作业的位置、频度与要求，需更换的零部件、易损件的失效报废规则、修复性维护的主要零部件和各系统组成部分的图解说明、润滑和液压、维护作业过程中的安全规定等。

**10.9.2** 应严格按维护手册进行起重机的维护，维护后的起重机应进行试验和检查，记录应妥善保存，易于查找。

### 10.10 起重机的安全使用

**10.10.1** 起重机制造商应向用户提供“起重机操作手册”。以指导用户能对起重机进行正常使用，确保起重机安全运行。

操作手册应是一种方便完整的工具书，应简明扼要，便于操作。内容包括：起重机型号或系列号，制造厂名称和详细地址，起重机的基本性能和技术参数，保证起重机安全运输、安装、拆卸、作业等重要技术数据，司机室的仪表和控制器，对司机、安装、拆卸和检查人员的要求，起重机的载荷图及载荷表，各种安全装置的起重机示意图或简图，起重机使用的环境条件，起重机安装的验收文件、起重机运行检查的验收文件、起重机使用过程中的日常检查、周检查等定期性检查及特殊检查的内容。

#### 10.10.2 附加说明

对出口起重机附加说明必须提供给起重机使用国检测机构的代表开展工作所必需的资料。还必须给出按起重机使用国所采用的形式给出监督机构对起重机进行注册的资料。

### 10.11 起重机的有效使用期

起重机都是按一定的使用预期寿命期进行设计的，但起重机设计预期寿命期并不完全等同于起重机的有效寿命期。

起重机都要符合设计规范，这些规范是在用户和制造厂积累的有关各种类型起重机的科学知识和经验的基础上发展起来的。

有效使用期的概念主要是针对机构和结构的。对消耗零件(诸如绳索、制动器衬带；刷；热机等)来说有效使用期没有太大意义。

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
- 腐蚀
- 操作、装配和拆装事故
- 超载
- 保养不良

用户必须始终记住有效使用期的重要性。

**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**

流动式起重机通常指下列起重机：1. 汽车起重机；2. 轮胎起重机（含集装箱正面吊运起重机）；3. 履带起重机。

按所给出的工作条件，流动式起重机的整机分级举例见表 A·1—1

**表 A·1—1 流动式起重机整机的工作级别举例**

序号	起重机的工作条件	使用等级	荷重状态	整机工作级别
1	一般吊钩作业，非连续使用的起重机	U2	Q1	A1
2	带有抓斗、电磁盘或吊桶的起重机	U3	Q2	A3
3	繁重作业如集装箱吊运或日常港口作业的起重机	U3	Q3	A4

**A·2 塔式起重机分级举例**

按照起重机的工作条件，塔式起重机的整机分级举例见表 A·2—1。

**表 A·2—1 塔式起重机整机的分级举例**

序号	起重机的工作条件	使用等级	荷重状态	整机工作级别
1 (a)	无规律地使用的起重机	U1	Q2	A1
1 (b)	物料堆场用起重机	U3	Q1	A2
1 (c)	钻井平台上维修用起重机	U3	Q2	A3
1 (d)	造船厂维修用起重机	U4	Q2	A4
2 (a)	自动化自安装式起重机	U3	Q2	A3
2 (b)	分部安装架设的起重机	U4	Q2	A4
2 (c)	电站安装设备用起重机	U4	Q2	A4
3 (a)	船舶修理厂用起重机	U4	Q2	A4
3 (b)	造船用起重机	U4	Q3	A5
3 (c)	抓斗式起重机	U5	Q3	A6

### A·3 臂架式起重机分级举例

臂架式起重机包括人力驱动的臂架起重机、车间装配用、吊钩式甲板或造船用臂架起重机、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、及港口装卸用浮式起重机。但不包括塔式起重机和流动式起重机。

按照起重机的类型和工作条件，臂架式起重机的整机分级举例见表 A·3-1。

表 A·3-1 臂架式起重机整机分级举例

序号	起重机的类型	起重机的工作条件	使用等级	荷重状态	整机工作级别
1	人力驱动起重机		U2	Q1	A1
2	车间装配用起重机		U2	Q2	A2
3(a)	吊钩式甲板起重机		U4	Q2	A4
3(b)	抓斗或电磁盘式甲板起重机		U5	Q3	A6
4	造船用起重机		U4	Q2	A4
5(a)	货场用吊钩起重机		U4	Q2	A4
5(b)	货场用抓斗或电磁盘起重机	经常间歇地使用	U5	Q3	A6
5(c)	货场用抓斗、电磁盘或集装箱起重机	繁忙地使用	U7	Q3	A8
6(a)	港口装卸用吊钩起重机	经常间歇地使用	U5	Q3	A6
6(b)	港口装卸用吊钩起重机	繁忙地使用	U6	Q3	A7
6(c)	港口装卸抓斗、电磁盘或集装箱用起重机	经常间歇地使用	U6	Q3	A7
6(d)	港口装卸用抓斗、电磁盘或集装箱起重机	繁忙地使用	U6	Q4	A8
7	港口装卸用浮式起重机 (上部起重机部分)	经常间歇地使用	U5	Q3	A6
8	铁路起重机		U2	Q3	A3

### A·4 桥式和门式起重机分级举例

根据起重机的类型和起重机的工作条件，桥式和门式起重机的整机分级举例见表 A·4-1。

表 A·4-1 桥式和门式起重机整机工作级别举例

序号	起重机的类型	起重机的工作条件	使用等级	荷重状态	整机工作级别
1	人力驱动的起重机(含手动葫芦起重机)		U2	Q1	A1
2	车间装配用起重机		U3	Q2	A3
3(a)	电站用起重机		U2	Q2	A2

表 A·4-1 桥式和门式起重机整机工作级别举例 (续)

序号	起重机的类型	起重机的工作条件	使用等级	荷重状态	整机工作级别
3 (b)	维修用起重机		U2	Q3	A3
4 (a)	车间用起重机 (含车间用电葫芦起重机)	经常轻载地使用	U3	Q1	A2
4 (b)	车间用起重机 (含车间用电葫芦起重机)	经常中等地使用	U3	Q2	A3
4 (c)	车间用起重机 (含车间用电葫芦起重机)	繁忙地使用	U4	Q2	A4
5 (a)	货场用起重机 (含货场电葫芦起重机)	吊钩式, 经常轻载地使用	U4	Q1	A3
5 (b)	货场用起重机	抓斗或电磁盘, 繁忙地使用	U5	Q3	A6
6 (a)	废料场起重机	吊钩式, 经常轻载地使用	U4	Q1	A3
6 (b)	废料场起重机	抓斗或电磁盘, 经常中等地使用	U5	Q3	A6
7	桥式抓斗卸船机	繁忙地使用	U7	Q3	A8
8 (a)	集装箱搬运起重机	较繁忙地使用	U5	Q3	A6
8 (b)	岸边集装箱起重机	较繁忙地使用	U6	Q3	A7
9	冶金用起重机				
9 (a)	换轧辊起重机	经常使用	U3	Q1	A2
9 (b)	料箱起重机	繁忙地使用	U7	Q3	A8
9 (c)	平炉加料起重机	繁忙地使用	U7	Q3	A8
9 (d)	铸造起重机	繁忙地使用	U6	Q3	A7
9 (e)	板坯搬运起重机	繁忙地使用	U6	Q3	A7
9 (f)	夹钳起重机	繁忙地使用	U6	Q4	A8
9 (g)	脱锭起重机	繁忙地使用	U6	Q4	A8
9 (h)	料耙式起重机	繁忙地使用	U6	Q3	A7
9 (i)	揭盖起重机	繁忙地使用	U6	Q4	A8
9 (j)	冶金流程线上专用起重机	繁忙地使用	U7	Q3	A8
9 (k)	冶金流程线外用起重机	较繁忙地使用	U6	Q2	A6
10	铸工车间用起重机	较繁忙地使用	U4	Q3	A5
11	锻造起重机	繁忙地使用	U6	Q3	A7
12	淬火起重机	较繁忙地使用	U5	Q3	A6
13	装卸桥	较繁忙地使用	U5	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**

流动式起重机通常指下列起重机：1. 汽车起重机；2. 轮胎起重机（含集装箱正面吊运起重机）；3. 履带起重机。

流动式起重机各机构单独作为整体的分级举例，见表 B·1—1

**表 B·1—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		起重机整机的 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	T4	L1	M3
			A3	T4	L2	M4
			A4	T4	L3	M5
2	回转机构		A1	T2	L2	M2
			A3	T3	L2	M3
			A4	T4	L2	M4
3	变幅机构		A1	T2	L2	M2
			A3	T3	L2	M3
			A4	T3	L2	M3
4	臂架伸缩机构		A1	T2	L1	M1
			A3	T2	L2	M2
			A4	T2	L2	M2
5	运行机构	轮胎式运行机构 (仅在工作现场)	A1	T2	L1	M1
			A3	T2	L2	M2
			A4	T2	L2	M2
	履带运行机构	A1	T2	L1	M1	
		A3	T2	L2	M2	
		A4	T2	L2	M2	

注：臂架伸缩动作不在吊重状态下进行

**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—1。

**表 B·2—1 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 工作条件	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)	无规律地使用的 起重机	T1	T1	T1	T1	T1	L2	L3	L2	L2	L3	M1	M2	M1	M1	M2
1 (b)	物料堆场用起重 机	T3	T3	T2	T2	T1	L1	L3	L1	L1	L3	M2	M4	M1	M1	M2
1 (c)	钻井平台上维修 用起重机	T3	T3	T2	T2	T1	L1	L3	L2	L2	L3	M3	M4	M2	M2	M2

表 B·2-1 塔式起重机各机构单独作为整体的分级举例 (续)

序号	起重机的 工作条件	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 (d)	造船厂维修用起重机	T4	T4	T3	T3	T2	L2	L3	L2	L2	L3	M4	M5	M3	M3	M3
2 (a)	自动化自安装式起重机	T3	T3	T2	T2	T1	L2	L3	L3	L2	L3	M3	M4	M3	M2	M2
2 (b)	分部安装架设的起重机	T4	T4	T3	T3	T2	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	T4	T4	T3	T3	T2	L2	L2	L2	L2	L3	M4	M4	M3	M3	M3
3 (a)	船舶修理厂用起重机	T4	T4	T3	T3	T5	L2	L3	L2	L2	L3	M4	M5	M3	M3	M6
3 (b)	造船用起重机	T4	T4	T3	T3	T4	L3	L3	L3	L3	L3	M5	M5	M4	M4	M5
3 (c)	抓斗式起重机	T5	T5	T4	T5	T2	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—大车运行机构

### B·3 臂架式起重机机构分级举例

臂架式起重机包括人力驱动的臂架起重机、车间装配用、吊钩式甲板或造船用臂架起重机、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、及港口装卸用浮式起重机。但不包括塔式起重机和流动式起重机。

臂架式起重机各机构单独作为整体的分级举例见表 B.3-1。

表 B.3-1 臂架式起重机各单个机构作为整体分级举例

序号	起重机 类型	起重 机的工作 条件	起重 机的整 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		A1	T1	T1	T1	T2	T2	L2	L2	L2	L1	L1	M1	M1	M1	M1	M1
2	车间装配用起重机		A2	T2	T2	T1	T1	T2	L2	L2	L2	L2	L2	M2	M2	M1	N1	M2
3(a)	吊钩或甲板起重机		A4	T3	T3	T3	--	--	L2	L2	L2	--	--	M3	M3	M3	--	--
3(b)	抓斗或电磁盘甲板起重机		A6	T4	T3	T3	--	--	L3	L2	L2	--	--	M5	M3	M3	--	--

表 B. 3-1 臂架式起重机各单个机构作为整体分级举例（续）

序号	起重机类型	起重机的 工作条件	起重机的 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
4	造船用 起重机		A4	T5	T4	T4	T4	T5	L2	L2	L2	L2	L2	M5	M4	M4	M4	M5
5(a)	货场用 吊钩起 重机		A4	T4	T4	T3	T4	T4	L2	L2	L2	L2	L2	M4	M4	M3	M4	M4
5(b)	货场用 抓斗或 电磁盘 起重机	经常 间歇 使用	A6	T5	T5	T5	T5	T4	L3	L3	L3	L3	L3	M6	M6	M6	M6	M5
5(c)	货场用 抓斗、 电磁盘 或集装 箱起重 机	繁忙 地使用	A8	T7	T6	T6	T6	T5	L3	L3	L3	L3	L3	M8	M7	M7	M7	M6
6(a)	港口装 卸用吊 钩起重 机	经常 间歇 使用	A6	T4	T4	T4	--	T3	L3	L3	L2	--	L2	M5	M5	M4	--	M3
6(b)	港口装 卸用吊 钩起重 机	繁忙 地使用	A7	T6	T5	T4	--	T3	L3	L3	L3	--	L3	M7	M6	M5	--	M4
6(c)	港口装 卸抓斗、 电磁盘 或集装 箱起重 机	经常 间歇 使用	A7	T6	T5	T5	--	T3	L3	L3	L3	--	L3	M7	M6	M6	--	M4
6(d)	港口装 卸用抓 斗、电 磁盘或 集装 箱起重 机	繁忙 地使用	A8	T7	T6	T6	--	T3	L3	L3	L3	--	L3	M8	M7	M7	--	M4

表 B. 3-1 臂架式起重机各单个机构作为整体分级举例(续)

序号	起重机类型	起重机的 工作条件	起重机的 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
7	港口装卸用浮式起重机	经常间歇地使用	A6	T5	T4	T4	--	--	L3	L3	L3	--	--	M6	M5	M5	--	--
8	铁路起重机		A3	T2	T2	T2	--	T1	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—小车运行变幅机构 T—大车运行机构

## B·4 桥式和门式起重机机构分级举例

根据使用条件，桥式和门式起重机的各单个机构的整体分级举例如表 B. 4-1。

表 B·4-1 桥式和门式起重机机构分级举例

序号	起重机的类型	起重机的 工作条件	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)		A1	T2	T2	T2	L1	L1	L1	M1	M1	M1
2	车间装配用起重机		A3	T2	T2	T2	L2	L1	L2	M2	M1	M2
3(a)	电站用起重机		A2	T2	T2	T3	L2	L1	L2	M2	M1	M3
3(b)	维修用起重机		A3	T2	T2	T2	L2	L1	L2	M2	M1	M2
4(a)	车间用起重机(含 车间用电葫芦起 重机)	经常轻载 地使用	A2	T4	T3	T4	L1	L1	L1	M3	M2	M3
4(b)	车间用起重机(含 车间用电葫芦起 重机)	经常中等 地使用	A3	T4	T3	T4	L2	L2	L2	M4	M3	M4
4(c)	车间用起重机(含 车间用电葫芦起 重机)	繁忙地使 用	A4	T5	T3	T5	L2	L2	L2	M5	M3	M5
5(a)	货场用起重机(含 货场用电葫芦起 重机)	吊钩式, 经常轻载 地使用	A3	T4	T3	T4	L1	L1	L2	M3	M2	M4

表 B·4-1 桥式和门式起重机机构分级举例(续)

序号	起重机的类型	起重机的 工作条件	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
5 (b)	货场用起重机	抓斗或电 磁盘, 繁 忙地使用	A6	T5	T5	T5	L3	L3	L3	M6	M6	M6
6 (a)	废料场起重机	吊钩式, 经常经载 地使用	A3	T4	T3	T4	L2	L2	L2	M4	M3	M4
6 (b)	废料场起重机	抓斗或电 磁盘, 经 常中等地 使用	A6	T5	T5	T5	L3	L3	L3	M6	M6	M6
7	桥式抓斗卸船机	繁忙地使 用	A8	T7	T6	T5	L3	L3	L3	M8	M7	M6
8 (a)	集装箱搬运起重 机	较繁忙地 使用	A6	T5	T5	T5	L3	L3	L3	M6	M6	M6
8 (b)	岸边集装箱起重 机	较繁忙地 使用	A7	T6	T6	T5	L3	L3	L3	M7	M7	M6
9	冶金用起重机											
9 (a)	换辊起重机的	经常使用	A2	T3	T2	T3	L3	L3	L3	M4	M3	M4
9 (b)	料箱起重机	繁忙地使 用	A8	T7	T5	T7	L4	L4	L4	M8	M7	M8
9 (c)	平炉加料起重机	繁忙地使 用	A8	T6	T6	T6	L3	L4	L3	M7	M8	M7
9 (d)	铸造起重机	繁忙地使 用	A7	T7	T5	T6	L3	L3	L3	M8	M6	M7
9 (e)	板坯搬运起重机	繁忙地使 用	A8	T6	T5	T6	L3	L4	L4	M7	M7	M8
9 (f)	夹钳起重机	繁忙地使 用	A8	T7	T6	T6	L3	L3	L3	M8	M7	M7
9 (g)	脱锭起重机	繁忙地使 用	A5	T7	T7	T7	L3	L3	L3	M8	M8	M8
9 (h)	料耙式起重机	繁忙地使 用	A7	T7	T6	T6	L3	L3	L3	M8	M7	M7
9 (i)	揭盖起重机	繁忙地使 用	A8	T7	--	T7	L3	--	L3	M8	--	M8
9 (j)	冶金流程线上专 用起重机	繁忙地使 用	A8	T6	T6	T7	L4	L3	L4	M8	M7	M8
9 (k)	冶金流程线外用 起重机	较繁忙地 使用	A6	T6	T5	T5	L2	L2	L3	M6	M5	M6

表 B·4-1 桥式和门式起重机机构分级举例(续)

序号	起重机的类型	起重机的 工作条件	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
10	铸工车间用起重 机	较繁忙地 使用	A5	T5	T4	T5	L2	L2	L2	M5	M4	M5
11	锻造起重机	繁忙地使 用	A7	T6	T5	T5	L3	L3	L3	M7	M6	M6
12	淬火起重机	较繁忙地 使用	A6	T4	T5	T5	L3	L3	L3	M5	M6	M6
13	装卸桥	较繁忙地 使用	A7	T7	T7	T3	L4	L4	L2	M8	M8	M3

注：H—主起升机构 D—小车运行机构 T—大车运行机构

附录C  
(资料性附录)

某些起重机的起升状态级别举例

起重机类型	起升状态级别
手动起重机	HC <sub>1</sub>
动力(电)站起重机 安装起重机 车间起重机	HC <sub>2</sub> /HC <sub>3</sub>
卸船机 } 储料场起重机 } 采用起重横梁、吊钩或夹钳	HC <sub>3</sub>
卸船机 } 储料场起重机 } 采用抓斗或电磁盘	HC <sub>3</sub> /HC <sub>4</sub>
铸造起重机 平炉加料起重机 加热炉装取料起重机(用水平夹钳) 均热炉夹钳起重机(用垂直夹钳)	HC <sub>3</sub> / HC <sub>4</sub>
脱锭起重机 锻造起重机	HC <sub>4</sub>

附录 D  
(资料性附录)  
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  $P_s$

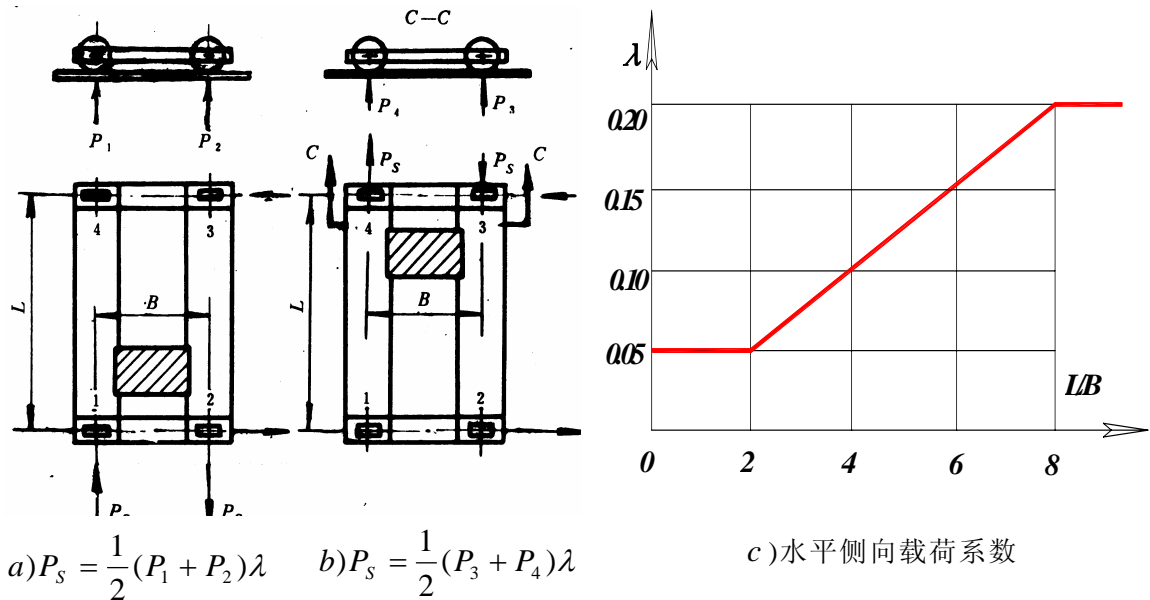
可按式 (D-1) 计算:

$$P_s = \frac{1}{2} \sum P \cdot \lambda \quad (\text{D-1})$$

其中:  $\sum P$ ——起重机承受侧向力一侧车轮经常出现的最大运行轮压之和 (与小车位置有关,

见图D-1 a)、b);

$\lambda$  ——水平侧向载荷系数, 按图D-1c确定



图D-1 水平侧向载荷的简化计算

$L$ ——起重机跨度, m;       $B$ ——起重机的基距, m

D.2 多车轮起重机的有效轴距

在多车轮的起重机中, 用有效轴距  $a$  代替起重机的基距  $B$  进行水平侧向力的计算更为合适, 此有效轴距  $a$  按下述原则确定:

- (1) 一侧轨道上装有两个或四个车轮时, 有效轴距取两端最外边车轮轴的间距 (见图 D-2a、b);
- (2) 一侧轨道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的间距 (见图 D-2c、d);
- (3) 一侧轨道上的车轮超过八个车轮时, 有效轴距取最外边三个车轮中心的间距 (见图 D-2e);
- (4) 装有水平导向轮时, 有效轴距取最外边两对导向轮的间距。

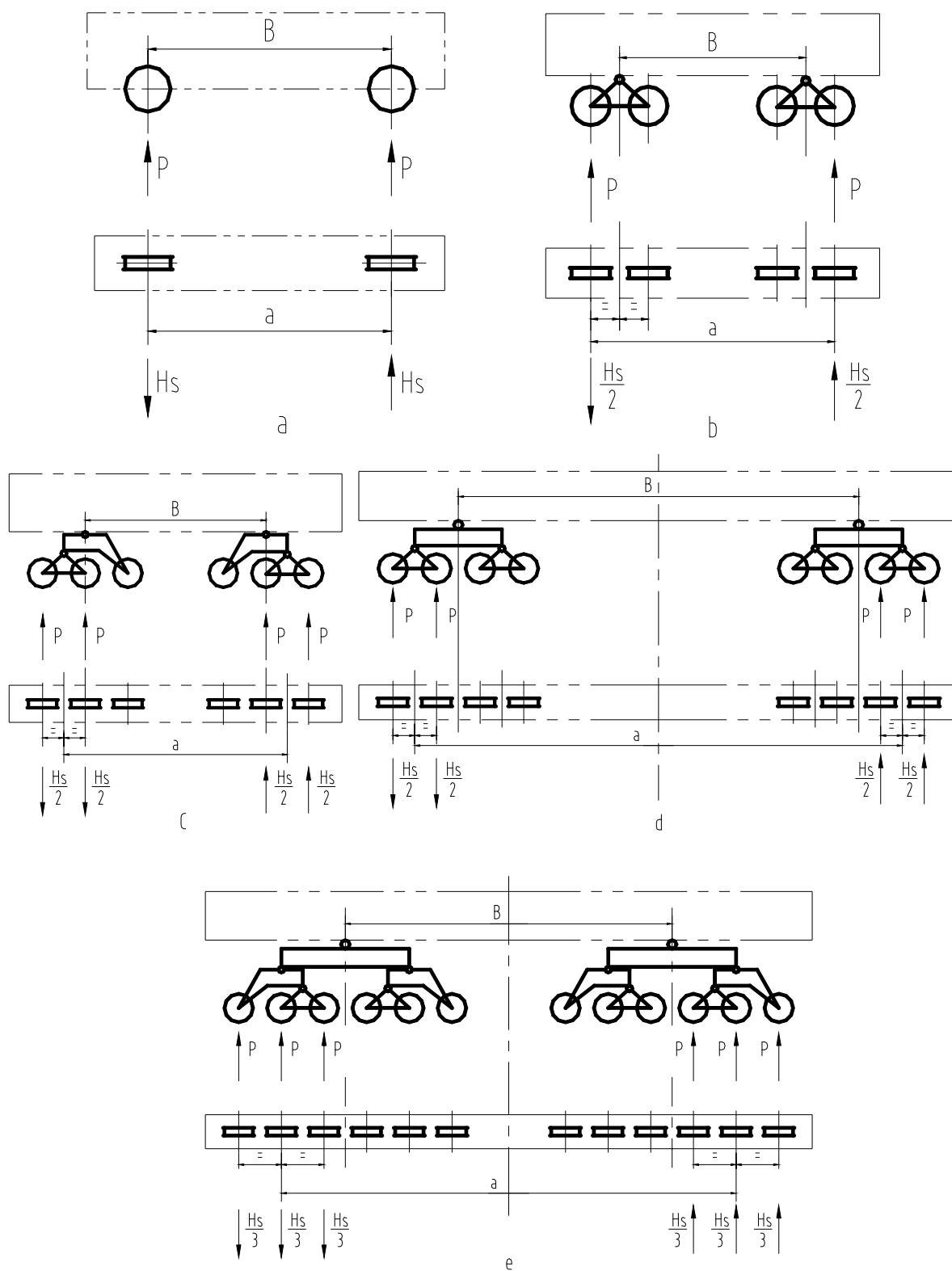
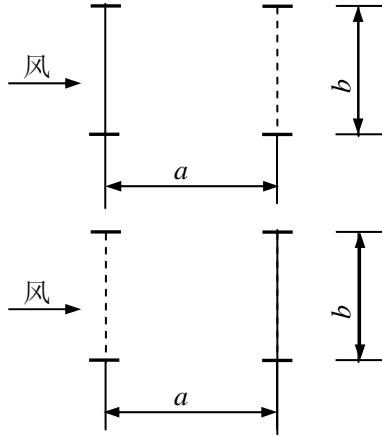


图 D-2 有效轴距的确定

**D.3 说明：**因为许多起重机在起吊额定起重量时小车并不在极限位置，如电站吊装转子时起重量最大，但此时小车不在极限位置；坝顶门机最大轮压出现在起吊闸门时，但此时大车不运行，因此用“最大运行轮压”计算偏斜运行侧向力较合理，所以  $\sum P$  是“最大运行轮压”，而不是“最不利轮压”、“极限轮压”。

**附录 E**  
**(资料性附录)**  
**关于风载荷计算的资料**

E.1 工字形截面和桁架的混合构件的挡风折减系数 $\eta$ ，由下列表中查取。



$a/b$	$\leq 4$	$> 4$
$\eta$	0	1

迎风面桁架的充实率 $\phi = 0.3 \sim 0.4$

$a/b$	1	2	3	4	5	6
$\eta$	0.5	0.6	0.7	0.8	1	1

E.2 大正方形截面或接近于正方形截面的桁架塔中,当前后平行桁架同一节间内的斜腹杆反向布置时,后片桁架的挡风折减系数约为腹杆同向布置者的2倍(桁架腹杆同向布置的 $\eta$ 值见本标准表5-7)。

E.3 单根梯形截面构件(梁)在侧向风力作用下风力系数C等于1.2。

E.4 计算风压 $p$  ( $N/m^2$ )与瞬时风速 $V_0$ (m/s)、10分钟平均风速 $V_P$ (m/s)、风级的对应表

$p$	$V_0$	$V_P$	风级
125	14	11	6
150	16	12	6
250	20	16	7
350	24	18	8
500	29	22	9
600	31	24	9
800	36	28	10
1000	40	31	11
1100	42	33	12
1200	44	34	12
1300	46	36	12
1500	50	38	12
1800	54	42	12

E.5 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 6.3	8	10	12.5	15 16	20	25	30 32	40	50	63	75 80	100	125	125 160	200	250	280	300 320	400
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) 许用应力法与极限状态法的应用

### F.1 引言

本标准提出的在考虑承载能力验算中确定载荷与载荷组合的原则均适用于用许用应力法或极限状态法进行的设计。

本附录概括地介绍两种方法的应用。

### F.2 许用应力法

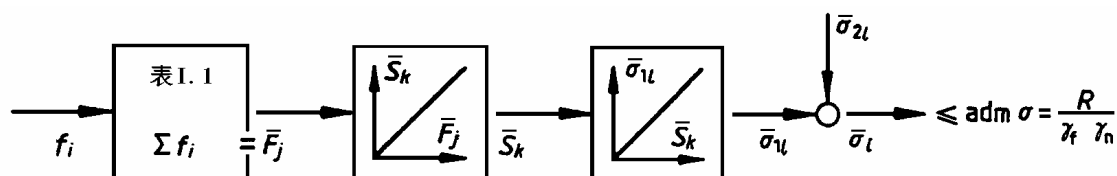
计算各个指定的载荷  $f_i$ ，必要时用适当的动力系数  $\phi$  放大，然后它们根据表5-10所考虑的载荷组合进行组合。组合载荷  $\bar{F}_j$  用来确定合成载荷效应  $\bar{S}_k$ ，也就是构件的内力和力矩或作用在支承上的各个力。

由作用在某个元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。这合成的设计应力  $\bar{\sigma}_l$  应同可采纳的应力(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  $\gamma_f$  (见本标准5-10表，其具体数值在本标准表 G. 1. 1-1, G. 2. 1-1, G. 3. 1-1, G. 4. 1-1中列出)去除材料的规定强度  $R$  (例如: 对应于屈服点、弹性稳定极限或疲劳强度的各种极限应力)求得的。系数  $\gamma_f$  值列于附录H的表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  $\gamma_n$  才得到最后的许用应力(见5. 4. 2. 2. 2节)。

当内力对应产生它们的载荷呈非线性比例的情况，或者由一些产生相反符号应力的独立变载荷相组合引起应力临界值的情况，使用许用应力法应特别小心，以确保承载能力验算的有效。

许用应力法的典型流程图示于图F-1。



$f_i$ ——作用在元件或部件上的载荷  $i$

$\bar{F}_j$ ——载荷组合  $j$

$\bar{S}_k$ ——在构件或支承部件的  $k$  截面中的载荷效应，例如由载荷组合  $\bar{F}_j$  引起的内力和力矩

$\bar{\sigma}_{1l}$ ——由载荷效应  $\bar{S}_k$  在个别元件  $l$  中产生的应力

$\bar{\sigma}_{2l}$ ——由局部效应在个别元件  $l$  中产生的应力

$\bar{\sigma}_l$ ——在个别元件  $l$  中的合成设计应力

$R$ ——材料、个别元件或连接件的规定强度或特性抗力，例如对应于屈服点、弹性稳定极限或疲劳强度(极限状态)的各应力

$\text{adm } \sigma$ ——许用应力

$\gamma_f$ ——根据所考虑的载荷组合使用的规定强度系数

$\gamma_n$ ——高危险度系数

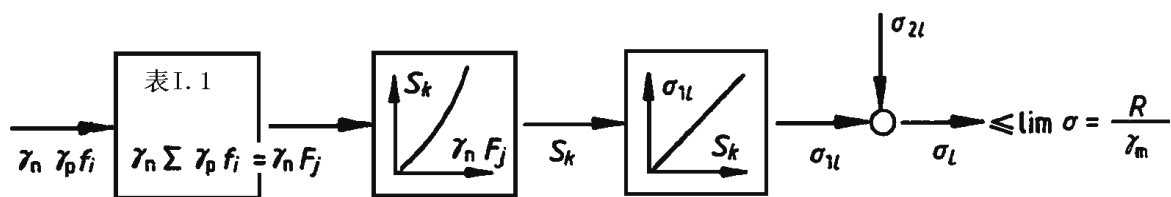
图F-1 用许用应力法进行设计的典型流程图

### F.3 极限状态法

计算各个指定的载荷或特性载荷  $f_i$ ，必要时使用动力系数  $\phi$  放大，并乘以适当的分项载荷系数  $\gamma_p$ ，然后它们根据所考虑的载荷组合进行组合，得出组合载荷  $F_j$ 。各个载荷的系数  $\phi$  按相关条款和附录所述方法确定，而分项载荷系数  $\gamma_p$  列于附录H的表H-1中。

在有高度危险特定的情况下还要对组合载荷  $F_j$  乘以高危险度系数  $\gamma_n$ （见5.4.2.2.2节），得出设计载荷  $\gamma_n F_j$ 。由此确定设计载荷效应  $S_k$ 。将由作用在元件或部件上的载荷效应(内力)计算出应力  $\sigma_{1l}$ ，与由采用适当的载荷系数计算出来的局部效应(内力)引起的其它应力  $\sigma_{2l}$  相组合，便得到合成设计应力  $\sigma_l$ ，最后再将此合成的设计应力  $\sigma_l$  同适当规定的应力极限值  $\lim \sigma$  相比较。

极限状态设计法的流程图示于图F-2。



$f_i$  ——作用在元件或部件上的载荷  $i$

$F_j$  ——由载荷  $f_i$  乘以部分载荷系数和适当情况下的危险系数构成的载荷组合  $j$

$S_k$  ——在构件或支承部件  $k$  截面中的载荷效应，例如由载荷组合  $F_j$  引起的内力和力矩

$\sigma_{1l}$  ——由载荷效应  $S_k$  在个别元件  $l$  中产生的应力

$\sigma_{2l}$  ——由局部效应在个别元件  $l$  中产生的应力

$\sigma_l$  ——在个别元件  $l$  中的合成设计应力

$R$  ——材料、个别元件或连接件的规定强度或特征抗力，例如对应于屈服点、弹性稳定极限或疲劳强度(极限状态)的各种应力

$\lim \sigma$  ——极限设计应力

$\gamma_p$  ——根据所考虑的载荷组合，用于各个载荷的分项载荷系数

$\gamma_n$  ——高危险度系数

$\gamma_m$  ——抗力系数

注：可用力、力矩、变形、振动衰减参数等的极限状态值替代上述的极限设计应力。

图F-2 用极限状态法进行设计的典型流程图

附录G  
(规范性附录)  
各具体种类起重机的载荷与载荷组合

## 附录 G.1 流动式起重机载荷与载荷组合表

## G.1.1 流动式起重机载荷与载荷组合, 见表 G.1.1-1

表 G.1.1-1 流动式起重机载荷与载荷组合表

1	2		3				4				5				6			
			载荷组合 A				载荷组合 B				载荷组合 C							
			分项载荷 系数 $\gamma_{FA}$	A1	A2	A3	A4	分项载荷 系数 $\gamma_{FB}$	B1	B2	B3	B4	分项载荷 系数 $\gamma_{FC}$	C1		C2	C3	C4
常规 载荷 (5.2.1)	重力	1) 起重机的质量	1.22	$\phi_1$	$\phi_1$	1	—	1.16	$\phi_1$	$\phi_1$	1	—	1.1	$\phi_1$	1	$\phi_1$	1	1
	加速力	2) 额定载荷的质量	1.34	$\phi_2$	$\phi_3$	1	—	1.22	$\phi_1$	$\phi_3$	1	—	1.1	—	$\eta$	—	1	2
	冲击力	3) 在不平坦路面上运行的起重机和起升载荷的质量	1.22	—	—	—	$\phi_4$	1.16	—	—	—	$\phi_4$	—	—	—	—	—	3
	驱动 加速力	4) 起重机和总载 荷的质量	a) 不计起升驱动装置 b) 计入起升驱动装置	1.34	$\phi_5$	$\phi_5$	1	—	1.22	$\phi_5$	$\phi_5$	1	—	1.1	—	—	$\phi_5$	—
偶然 载荷 (5.2.2)	气候 影响	1) 工作状态风载荷	—	—	—	—	—	1.16	1	1	1	1	1.1	—	—	1	—	6
		2) 雪和冰载荷	—	—	—	—	—	—	1.22	1	1	1	1	1.1	—	1	1	—
特殊 载荷 (5.2.3)	1) 猛烈地提升地面载荷		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1.1	$\hat{\phi}_2$	—	—	—	8
	2) 非工作状态风载荷		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1.1	—	1	—	—	9
	3) 试验载荷		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1.1	—	—	$\phi_6$	—	10
	4) 意外停车		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1.1	—	—	$\phi_5$	—	11
强度系数 $\gamma_f$ (许用应力法)		1.48				1.34				1.16				12				
抗力系数 $\gamma_m$ (极限状态法)		1.1				1.1				1.1				13				

注 1: 在载荷组合 C2 中,  $\eta$  考虑起重机非工作时从吊钩上卸载后余下的起升载荷质量。  $\eta_m = (m - \Delta_m)$ ,  $m$ 、 $\Delta_m$  见本标准 5.2.1.1.5。

注 2: 第 1 列中所列注的章节号见本标准第 5 章。

注 3:  $\phi_n$  系数见表 G.1.2-1。

注 4: 各加速效应的组合, 见 G.1.3 节; 各载荷组合的说明, 见表 G.1.3。

注 5: 安装、拆卸和运输引起的载荷, 见本标准第 5.2.4.1 条。

G.1.2 载荷及适用的动力系数  $\phi_n$ ，见表 G.1.2-1。表 G.1.2-1 流动式起重机载荷及动力系数  $\phi_n$  的取值

表 G.1.1.1 中的行号	$\phi_n$	在本标准中的章节条款号	系数 $\phi_n$ 值，载荷值或参考标准
1	$\phi_1$	5.2.1.1.3	$\phi_1 = 1 \pm \alpha$ $\alpha = 0$ 采用标准吊具工作时 $\alpha = 0.1$ 采用周期循环作用的吊具工作时，如用抓斗、网兜、电磁盘 $\phi_1$ 取大于或小于 1.0，决定于该动力作用是增强或削弱原自重载荷。
2	$\phi_2$	5.2.1.1.4 (2)	对采用标准吊具工作的，起升等级为 HC1。 $\phi_2 = 1.0$ (采用无级连续变化的变速驱动控制) 对采用周期循环作用的吊具工作的，起升等级为 HC2。 $\phi_2 = 1.3$ (采用无级连续变化的变速驱动控制) 对其它情况，见本标准 5.2.1.1.4 节
	$\phi_3$	5.2.1.1.5, 5.2.1.1.6	适用于抓斗、网兜、电磁盘及相类似的吊具
3	$\phi_4$	5.2.1.1.7	对轮式流动起重机： $\phi_4 = 1.1$ 当运行速度 $\leq 0.4\text{m/s}$ 时 $\phi_4 = 1.3$ 当运行速度 $> 0.4\text{m/s}$ 时 对装在履带上的（爬行式）流动起重机： $\phi_4 = 1.0$ 当运行速度 $\leq 0.4\text{m/s}$ 时 $\phi_4 = 1.1$ 当运行速度 $> 0.4\text{m/s}$ 时

表 G. 1. 2-1 流动式起重机载荷及动力系数  $\phi_n$  的取值 (续)

表G. 1. 1. 1 中的行号	$\phi_n$	在本标准中的章节条款号	系数 $\phi_n$ 值, 载荷值或参考标准
4 5 11		5. 2. 1. 2. 1	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: $\phi_5=1.2$ 当用普通吊具工作时 $\phi_5=1.5$ 当用周期循环作用的吊具工作时
			对多级驱动控制的流动式起重机 $\phi_5=1.6$ 当用普通吊具工作时 $\phi_5=2.0$ 当用周期循环作用的吊具工作时
			还可按表 5-4 考虑起重机回转变幅时的水平力
6		5. 2. 2. 3. 1	工作状态风压不小于 $50\text{N/m}^2$ , 相应风速 $9.0\text{m/s}$ , 当起重机臂长小于 $50\text{m}$ 时, 可取风压为 $125\text{N/m}^2$ , 当臂长等于或大于 $50\text{m}$ 时, 按使用要求决定。
7		5. 2. 2. 3. 3	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。但是当起重机购买者与起重机制造商就此有特殊约定时, 亦应考虑此项载荷的影响。
8	$\hat{\phi}_2$	5. 2. 1. 1. 4 中 (2) 2) 条	仅对采用周期循环作用的吊具工作时, 约定取: $\hat{\phi}_2=1.6$
9		5. 2. 3. 1	按表 5-9 中的 $P_m$ 及注 1、2、3 取值。 对吊臂长度不大于 $30\text{m}$ 且便于将吊臂放倒在地上的流动式起重机, 只须按其低位置进行非工作状态风的验算。最大非工作风载荷及此时起重机的外形尺寸等, 应由起重机制造厂作出规定。
10	$\phi_6$	5. 2. 3. 4	按本标准第 5. 2. 3. 4 节进行试验。静态试验载荷按 5. 2. 3. 4a, 动态试验载荷按 5. 2. 3. 4b。 动态试验载荷起升动力系数 $\phi_6$ 按式 (5-9)。
11	$\phi_5$	5. 2. 3. 5	最大值取为 $\phi_5=2.0$ 。

### G.1.3 加速效应的组合

#### G.1.3.1 带格构式桁架吊臂的履带式起重机

##### G.1.3.1.1 允许的加速度组合有（见图 G.1.3-1）

- 起升（H）和回转（S）；
- 起升和吊臂起伏变幅（L）；
- 回转和吊臂起伏变幅；
- 带载运行（T）；

##### G.1.3.1.2 当制造厂明文规定有特殊准许时，在运行时还可以组合附加加速度。

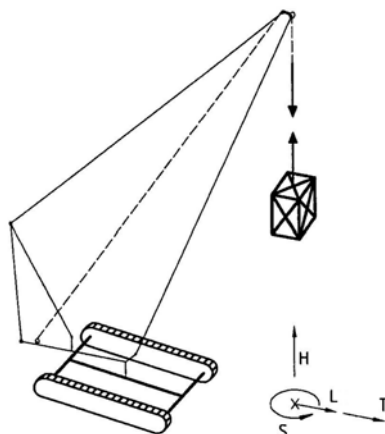


图 G.1.3-1 带格构式桁架吊臂的履带式起重机

#### G.1.3.2 带格构式桁架吊臂的轮式起重机及汽车起重机

##### G.1.3.2.1 允许的加速度组合有（见图 G.1.3-2）

- 起升（H）和回转（S）；
- 起升和吊臂起伏变幅（L）；
- 回转和吊臂起伏变幅；
- 带载运行（T）。

##### G.1.3.2.2 当制造厂明文规定有特殊准许时，在运行时还可以组合附加加速度。

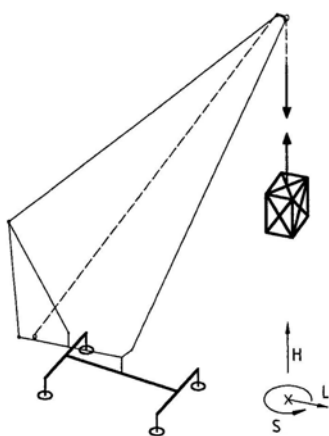


图 G.1.3-2 带格构式桁架吊臂的轮式起重机

#### G.1.3.3 带伸缩式吊臂的轮式起重机及汽车起重机

##### G.1.3.3.1 允许的加速度组合有（见图 G.1.3-3）

- 起升 (H) 和回转 (S);
- 起升和吊臂起伏变幅 (L);
- 起升和吊臂伸缩 (Te);
- 回转和吊臂起伏变幅;
- 回转和吊臂伸缩;
- 吊臂伸缩和吊臂起伏变幅;
- 带荷重运行 (T)。

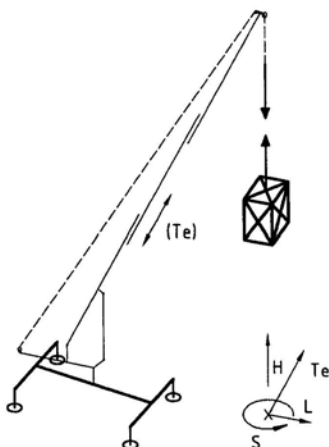


图 G. 1. 3-3 带伸缩式吊臂的轮式起重机及汽车起重机

G. 1. 3. 3. 2当制造厂明文规定有特殊准许时，在运行时还可以组合附加加速度。

G. 1. 4 对表G. 1. 1中的载荷组合的说明，见表G. 1. 3。

表G. 1. 3

表G. 1. 1中的载 荷组合	说 明
A1和B1	在没有工作风 (A1) 或有工作风 (B1) 时，流动式起重机悬挂荷重作起升以外的两个运动。
A2和B2	在没有工作风 (A2) 或有工作风 (B2) 时，流动式起重机正常工作时突然卸除部分悬挂荷重。
A3和B3	在没有工作风 (A3) 或有工作风 (B3) 时，流动式起重机在进行另一个动作的同时作起升或下降载荷的运动。
A4和B4	在没有工作风 (A4) 或有工作风 (B4) 时，流动式起重机在不平的路面上运行。
C1	流动式起重机用周期循环作用的吊具从地面突然起吊荷重。
C2	流动式起重机处于起重机制造厂规定的非工作风状态时。
C3	流动式起重机处于符合本标准第5. 2. 3. 4规定的试验条件时。
C4	流动式起重机发生符合本标准第5. 2. 3. 5规定的意外突然停车动作时。



G. 2. 1-1 塔式起重机的载荷与载荷组合表(续)

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			
		分项载荷系数 $\gamma_{PA}$	A1	A2	A3	A4	分项载荷系数 $\gamma_{PB}$	B1	B2	B3	B4	B5	分项载荷系数 $\gamma_{PC}$	C1	C2	C3	C4	C5		C6	C7	C8
特殊 载荷 (5.2.3)	1) 猛烈提升地面载荷											1.1	$\hat{\phi}_2$	—	—	—	—	—	—	—	—	11
	2) 非工作状态风载荷											1.1	—	1	—	—	—	—	—	—	—	12
	3) 试验载荷											1.1	—	—	$\phi_6$	—	—	—	—	—	—	13
	4) 缓冲力											1.1	—	—	—	$\phi_r$	—	—	—	—	—	14
	5) 倾翻水平力											1.1	—	—	—	—	1	—	—	—	—	15
	6) 意外停车											1.1	—	—	—	—	—	$\phi_s$	—	—	—	16
	7) 机构失效											1.1	—	—	—	—	—	—	—	1	—	17
	8) 起重机基础激励											1.1	—	—	—	—	—	—	—	—	1	18
	强度系数 $\gamma_f$ (许用应力法)		1.48					1.34						1.16								19
	抗力系数 $\gamma_m$ (极限状态法)	1.1					1.1						1.1									20
	高危险度系数 $\gamma_n$	1.05~1.10																			21	

注：安装、拆卸和运输过程中的载荷，见本标准第 5.2.4.1 节。

## G. 2. 2 载荷及适用的动力系数

G. 2. 2. 1 动力系数  $\phi_n$  取值，见表 G. 2. 2-1表 G. 2. 2-1 塔式起重机载荷及动力系数  $\phi_n$  的取值

表 G. 2. 1-1 中的行号	$\phi_n$	在本标准第 5 章中的参考条款	系数 $\phi_n$ 值，载荷值或参考标准
1	$\phi_1$	5.2.1.1.3	$\phi_1=1\pm\alpha$ ， $\alpha=0.1$ ； $\phi_1=1.0$ ，用于起重机整机抗倾覆稳定性验算
2	$\phi_2$	5.2.1.1.4 (2)	对起升等级为 HC1，取最小值 $\phi_{2\min}=1.05$

表G. 2. 2-1 塔式起重机载荷及动力系数 $\phi_n$ 的取值(续)

表G. 2. 1-1 中的行号	$\phi_n$	在本标准第5章 中的参考条款	系数 $\phi_n$ 值, 载荷值或参考标准
2	$\phi_3$	5. 2. 1. 1. 5, 5. 2. 1. 1. 6	按式(5-1)计算
3	$\phi_4$	5. 2. 1. 1. 7	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与标准不同时, $\phi_4$ 可选用其它值
4和5	$\phi_5$	5. 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5-2序1、2、3。如有根据, $\phi_5$ 可选用其它值
6		5. 2. 1. 3	应在分项载荷系数中适当考虑
7		5. 2. 2. 3. 1	安装时工作风压为 $0.125\text{kN/m}^2$ , 工作时风压为 $0.25\text{kN/m}^2$
8		5. 2. 2. 3. 2	只在特殊情况根据使用地区的雪和冰载荷实际状况考虑
9		5. 2. 2. 3. 3	只根据使用地区环境温度变化适当考虑
10		5. 2. 2. 1	使用普通底架时, 偏斜载荷忽略不计。如偏斜载荷取严重时, 可参考IS08686-1: 1989附录F进行分析
11	$\hat{\phi}_2$	5. 2. 1. 1. 4中(2) 2)条	相当于本标准规定的起升状态级别为HC1的 $\phi_{2\max}$
12		5. 2. 3. 1	按表5-9, 取非工作状态计算风压 $P_{\text{III}}$ 。对依靠自身机构能将塔身随时伸缩的塔式起重机, 只须按其低位置进行非工作状态风载荷验算
13	$\phi_6$	5. 2. 3. 4	静态试验载荷按5. 2. 3. 4a, 动态试验载荷按5. 2. 3. 4b, 动态试验载荷起升动力系数 $\phi_6$ 按式(5-9)计算
14	$\phi_7$	5. 2. 3. 2	当运行速度小于 $0.7\text{m/s}$ 时, 不考虑缓冲器与端部止挡装置的缓冲碰撞力
15		5. 2. 3. 3	不必考虑倾翻力的作用
16	$\phi_5$	5. 2. 3. 5	最大值取 $\phi_5=2.0$
17		5. 2. 3. 6	在需要考虑此种情况下可适当考虑此类载荷
18		5. 2. 3. 7	在需要考虑时, 应适当考虑此项载荷

G. 2. 2. 2 塔式起重机的某些部件，当它们的质量显著降低会对合成的载荷效应显著有利时，则表G. 2. 1中的第1横行的分项载荷系数 $\gamma_{pA}$ 、 $\gamma_{pB}$ 、 $\gamma_{pC}$ 应减小。

G. 2. 2. 3 当质量及其重心是在试验时由整体称量得到时，表G. 2. 1-1中第1横行的系数应按该表中1. 2. 1条选取；当质量及其重心是按最终零部件表相加汇总得出时，表G. 2. 1-1中第1横行应按该表中1. 2. 2条选取。

### G. 2. 3 加速载荷组合

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力确定，并按下述进行组合。

1) 当不限制同时操作不同动作时：

起升运动可以组合

回转及小车变幅；

或回转及动臂变幅；

或回转及塔式起重机行走。

回转和减速时的惯性力与离心力组合。

对于离心力取 $\phi_5=1$ 。

2) 当限制同时操作不同动作时，惯性力按它们可能的同时动作进行组合。

### G. 2. 4 工作状态风载荷

风压应限制为下列值：安装时 $0.125\text{kN/m}^2$ ；工作时 $0.25\text{kN/m}^2$ 。

上述值推荐用于设计，而在操作手册中的规定可以用与所指较低风压值相对应的最大风速限制实际作业。

### G. 2. 5 用于施工工地的塔式起重机的载荷组合

此时，用表G. 2. 1-1中的载荷组合A1、A2、A3、A4、B1、B2、B3、B4、C1、C2、C3进行安全分析已足够。

## G. 3 臂架式起重机的载荷与载荷组合

G. 3. 1 臂架式起重机的载荷与载荷组合表，见表G. 3. 1-1。

表G. 3. 1-1 臂架式起重机的载荷与载荷组合表

1	2		3					4						5								6						
载荷类别	载 荷		组合 A					组合 B						组合 C								序号						
			分项 载荷 系数 $Y_{PA}$	A1	A2	A3	A4	A5	分项 载荷 系数 $Y_{PB}$	B1	B2	B3	B4	B5	B6	分项 载荷 系数 $Y_{PC}$	C1	C2	C3	C4	C5		C6	C7	C8			
永久载荷 (5.2.1)	重力	1) 起重机的质量	1.16	$\phi_1$	$\phi_1$	1	--	1	1.1	$\phi_1$	$\phi_1$	1	--	1	--	1.05	$\phi_1$	1	$\phi_1$	1	1	1	1	1	1	1	1	
	加速力	2) 总载荷的质量	1.34	$\phi_2$	$\phi_3$	1	--	1	1.28	$\phi_2$	$\phi_3$	1	--	1	--	1.22	--	$\eta$	1	1	1	1	1	1	1	1	1	
	冲击力	3) 在不平坦路面运行的起重机和起升载荷的质量	1.16	--	--	--	$\phi_4$	--	1.1	--	--	--	$\phi_4$	--	$\phi_4$	1.05	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	
	驱动加 速力	4) 起重 机和总 载 荷 的 质量	a) 不计起 升驱动装 置	1.55	$\phi_5$	$\phi_5$	--	--	--	1.48	$\phi_5$	$\phi_5$	--	--	--	--	1.41	--	--	$\phi_5$	--	--	--	--	--	--	--	4
			b) 计入 起 升 驱 动装置	1.55	--	--	$\phi_5$	$\phi_5$	--	1.48	--	--	$\phi_5$	$\phi_5$	--	--	1.41	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	5
	水平力	5) 回转、变幅运动 水平力	1.55	--	--	--	--	1	1.48	--	--	--	--	1	--	1.41	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	6
		6) 水平加(减)速 运动水平力	1.55	--	--	--	1	--	1.48	--	--	--	1	--	--	1.41	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	7
位移	7) 见 5.2.1.3 节	1.16	1	1	1	1	1	1.1	1	1	1	1	1	1	1.05	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	8	
永久载荷 (5.2.1)	气候影 响	1) 工作状态风载荷							1.16	1	1	1	1	1	1	1.1	--	--	--	1	--	--	--	--	--	--	9	
		2) 雪和冰载荷							1.34	1	1	1	1	1	1	1.28	--	1	--	--	--	--	--	--	--	--	10	
		3) 温度变化引起的 载荷							1.1	1	1	1	1	1	1	1.05	--	1	--	--	--	--	--	--	--	--	11	

表 G.3.1-1 臂架式起重机的载荷与载荷组合表(续)

1	2		3					4						5								6				
载荷类别	载 荷		组合 A					组合 B						组合 C								序号				
			分项 载荷 系数 $\gamma_{PA}$	A1	A2	A3	A4	A5	分项 载荷 系数 $\gamma_{PB}$	B1	B2	B3	B4	B5	B6	分项 载荷 系数 $\gamma_{PC}$	C1	C2	C3	C4	C5		C6	C7	C8	
偶然载荷 (5.2.2)	偏斜	4) 偏斜运行引起的侧向力, 见 5.2.2.1 节						1.16	--	--	--	--	--	1	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	12	
	坡道	5) 坡度引起的载荷						1.16	1	1	1	1	1	1	1.05	1	1	1	--	--	--	--	-1	13		
特殊载荷 (5.2.3)	1) 猛烈提升地面载荷														1.22	$\hat{\phi}_2$	--	--	--	--	--	--	--	--	14	
	2) 非工作状态风载荷														1.22	--	1	--	--	--	--	--	--	--	15	
	3) 试验载荷														1.22	--	--	$\phi_6$	--	--	--	--	--	--	16	
	4) 缓冲力														1.41	--	--	--	$\phi_3$	--	--	--	--	--	17	
	5) 倾翻水平力														1.41	--	--	--	--	1	--	--	--	--	18	
	6) 意外停车														1.41	--	--	--	--	--	$\phi_5$	--	--	--	19	
	7) 机构失效														1.41	--	--	--	--	--	--	$\phi_5$	--	--	20	
	8) 起重机基础激励														1.41	--	--	--	--	--	--	--	1	--	21	
	强度系数 $\gamma_r$ (许用应力法)			1.48					1.34							1.16								22		
	抗力系数 $\gamma_m$ (极限状态法)		1.1					1.05							1									23		
	高危险度系数 $\gamma_n$		1.05~1.10																							24

注: 1. 安装、拆卸和运输过程中的载荷, 见本标准第 5.2.4.1 节。  
2. 在室内使用的固定柱式及壁装式臂架起重机等, 不考虑气候影响引起的载荷。

## G. 3. 2 载荷及适用的动力系数，见表G. 3. 2-1。

表G. 3. 2-1 臂架式起重机载荷及动力系数 $\phi_n$ 的取值

表G. 3. 1-1 中的行号	$\phi_n$	在本标准第5章 中的参考条款	系数 $\phi_n$ 值，载荷值或参考标准
1	$\phi_1$	5. 2. 1. 1. 3	$\phi_1=1+\alpha$ ， $\alpha=0.05\sim 1$
2	$\phi_2$	5. 2. 1. 1. 4 (2)	应考虑 5. 2. 1. 1. 4 规定的不同的起升状态级别。
	$\phi_3$	5. 2. 1. 1. 5, 5. 2. 1. 1. 6	按式 (5-1) 计算。
3	$\phi_4$	5. 2. 1. 1. 7	在轨道面上运行的起重机，如果轨道接头处有高低错位或间隙，则按式 (5-2) 计算
4 和 5	$\phi_5$	5. 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 5-2 序 1、2、3。如有根据， $\phi_5$ 可选用其它值。
6 和 7			可按表 5-4 考虑回转变幅水平力。
8			当位移或变形值不超过 GB/T10183 (MODIS08306-1985) 规定时，在应力分析中可以不计它产生的效应。
9		5. 2. 2. 3. 1	按表 5-5 中的 $P_{II}$ 计算，在强风中必须要继续工作的起重机，工作状态风压取为 $500\text{N/m}^2$ ，相应的风速为 $28\text{m/s}$ ，在室内使用的起重机不考虑此项载荷。
10		5. 2. 2. 3. 2	按起重机使用地区的雪和冰载荷状况确定，在室内使用的起重机不考虑此项载荷。
11		5. 2. 2. 3. 3	按起重机使用地区的环境温度变化确定。
12		5. 2. 2. 1	一般情况按本标准附录 D 估算。
13		5. 2. 2. 2	考虑轨道安装现场坡度情况决定是否要计算此项载荷
14	$\hat{\phi}_2$	5. 2. 1. 1. 4 中 (2) 2) 条	相当于本标准规定的起升状态级别为 HC1 的 $\phi_{2\max}$
15		5. 2. 3. 1	对带伸缩臂的低位回转起重机，只须按其最低位置进行工作状态风的验算
16	$\phi_6$	5. 2. 3. 4	静态试验载荷按 5. 2. 3. 4a，动态试验载荷按 5. 2. 3. 4b，动态试验载荷起升动力系数 $\phi_6$ 按式 (5-9) 计算

表G. 3. 2-1 臂架式起重机载荷及动力系数 $\phi_n$ 的取值(续)

表G. 3. 1-1 中的行号	$\phi_n$	在本标准第5章 中的参考条款	系数 $\phi_n$ 值, 载荷值或参考标准
17	$\phi_7$	5. 2. 3. 2	仅在高速运行的水平小车等部件及止挡器才视情况考虑此项载荷, 在运行速度小于0.7 m/s时不考虑此项载荷。
18		5. 2. 3. 3	一般不考虑此种载荷, 仅在使用有可能出现时才考虑此种载荷
19	$\phi_5$	5. 2. 3. 5	最大值取为 $\phi_5=2.0$
20	$\phi_5$	5. 2. 3. 6	最大值取为 $\phi_5=2.0$
21			在需要时可适当考虑此种载荷

### G. 3. 3 加速效应组合

加、减速时, 作用在流动式起重机上的惯性力应按正常操作时产生的最大驱动力确定, 并按下述进行组合:

- (1) 当不限制同时操作不同的动作时:
  - 1) 起升运动可以与下述运动组合:
    - 回转及小车运行变幅
    - 回转及动臂摆动变幅
    - 回转及起重机运行
  - 2) 当回转减速时, 惯性力应与离心力组合, 对离心力取 $\phi_5=1$
- (2) 当限制同时操作不同的动作时, 惯性力则按它们可能同时的动作进行组合。

## G. 4 桥式和门式起重机的载荷与载荷组合

### G. 4. 1 桥式和门式起重机的载荷与载荷组合表, 见表G. 4. 1-1

表G.4.1-1 桥式和门式起重机的载荷与载荷组合表

1	2		3					4					5								6				
载荷类别	载荷 $f_i$		载荷组合 A					载荷组合 B					载荷组合 C								行号				
			分项 载荷 系数 $\gamma_{pA}$	A1	A2	A3	A4	分项 载荷 系数 $\gamma_{pB}$	B1	B2	B3	B4	B5	分项 载荷 系数 $\gamma_{pC}$	C1	C2	C3	C4	C5	C6		C7	C8		
永久载荷 (5.2.1)	重力 加速力	1)起重机的质量	1.16	$\phi_1$	$\phi_1$	1	—	1.1	$\phi_1$	$\phi_1$	1	—	—	1.05	$\phi_1$	1	$\phi_1$	1	1	1	1	1	1	1	1
		2)总载荷的质量	1.34	$\phi_2$	$\phi_3$	1	—	1.28	$\phi_2$	$\phi_3$	1	—	—	1.22	—	$\eta$	—	1	1	1	1	1	1	1	2
	冲击力	3)在不平坦路面上运行的 起重机和起升载荷的质量	1.16	—	—	—	—	—	—	—	—	$\phi_4$	$\phi_4$	1.05	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3
		驱动 加速力	4)起重机和 总载荷的质 量	1.55	a) 不计起升 驱动装置	$\phi_5$	$\phi_5$	—	—	1.48	$\phi_5$	$\phi_5$	—	—	1.41	—	—	$\phi_5$	—	—	—	—	—	—	—
	b) 计入起升 驱动装置				—	—	$\phi_5$	$\phi_5$	—		—	—	—	—		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	位移	见 5.2.1.3 节	1.16	1	1	1	1	1.1	1	1	1	1	1	1.05	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	6
偶然载荷 (5.2.2)	气候 影响	1)工作状态风载荷						1.16	1	1	1	1	1	1.1	—	—	—	1	—	—	—	—	—	—	7
		2)雪和冰载荷						1.34	1	1	1	1	1	1.28	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	8
		3)温度变化引起的载荷						1.1	1	1	1	1	1	1.05	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	9
	偏斜	4) 见 5.2.2.1 节						1.16	—	—	—	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	10
特殊载荷 (5.2.3)	1) 猛烈提升地面载荷													1.22	$\hat{\phi}_2$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	11
	2) 非工作状态风载荷													1.22	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	12
	3) 试验载荷													1.22	—	—	$\phi_6$	—	—	—	—	—	—	—	13
	4) 缓冲力													1.41	—	—	—	$\phi_3$	—	—	—	—	—	—	14
	5) 倾翻力													1.41	—	—	—	—	1	—	—	—	—	—	15

表G. 4. 1-1 桥式和门式起重机的载荷与载荷组合表(续)

1	2	3				4					5								6			
载荷类别	载荷 $f_i$	载荷组合 A				载荷组合 B					载荷组合 C								行号			
		分项 载荷 系数 $\gamma_{pA}$	A1	A2	A3	A4	分项 载荷 系数 $\gamma_{pB}$	B1	B2	B3	B4	B5	分项 载荷 系数 $\gamma_{pC}$	C1	C2	C3	C4	C5		C6	C7	C8
特殊载荷 (5.2.3)	6) 意外停车												1.41	--	--	--	--	--	$\phi_5$	--	--	16
	7) 机构或部件失效												1.41	--	--	--	--	--	--	$\phi_5$	--	17
	8) 起重机基础外部激励												1.41	--	--	--	--	--	--	--	1	18
	强度系数 $\gamma_f$ (许用应力法)		1.48				1.34						1.16								19	
	抗力系数 $\gamma_m$ (极限状态法)	1.1				1.05						1									20	
	高危险度系数 $\gamma_n$	1.05~1.10																			21	
注: 1. 安装、拆卸和运输过程中的载荷, 见本标准第 5.2.4.1 节; 2. 在室内使用的起重机等, 不考虑气候影响引起的载荷																						

## G. 4. 2 载荷及适用的动力系数, 见表G. 4. 2-1。

表G. 4. 2-1 桥式和门式起重机载荷及动力系数 $\phi_n$ 的取值

表G. 4. 1-1 中的行号	$\phi_n$	在本标准第 5 章 中的参考条款	系数 $\phi_n$ 值, 载荷值或参考标准
1	$\phi_1$	5.2.1.1.3	$\phi_1=1+\alpha$ , $\alpha=0.1$
2	$\phi_2$	5.2.1.1.4 (2)	应考虑 5.2.1.1.4 规定的不同的起升状态级别。
	$\phi_3$	5.2.1.1.5, 5.2.1.1.6	按式 (5-1) 计算。
3	$\phi_4$	5.2.1.1.7	在轨道面上运行的起重机, 如果轨道接头处有高低错位或间隙, 则按式 (5-2) 计算

表G. 4. 2-1 桥式和门式起重机载荷及动力系数 $\phi_n$ 的取值(续)

表G. 4. 1-1 中的行号	$\phi_n$	在本标准第5章 中的参考条款	系数 $\phi_n$ 值, 载荷值或参考标准
4和5	$\phi_5$	5.2.1.2.1	当使用刚性模型进行动态分析时, $\phi_5=1.2, 1.5, 2.0$ , 见表5-2序1、2、3。如有根据, $\phi_5$ 可选用其它值。
6		5.2.1.3	当位移或变形值不超过GB/T10183(MODIS08306-1985)规定时, 在应力分析中可以不计它产生的效应。
7		5.2.2.3.1	按表5-5中的 $P_{II}$ 计算, 在强风中必须要继续工作的起重机, 工作状态风压取为 $500\text{N/m}^2$ , 相应的风速为 $28\text{m/s}$ , 在室内使用的起重机不考虑此项载荷。
8		5.2.2.3.2	按起重机使用地区的雪和冰载荷状况确定, 在室内使用的起重机不考虑此项载荷。
9		5.2.2.3.3	按起重机使用场所的环境温度变化确定。
10		5.2.2.1	一般情况按本标准附录D估算, 对于有条件计算时, 也可参考IS08686-1:1989附录F进行分析。
11	$\hat{\phi}_2$	5.4.1.1.4中(2) 2)条	取本标准规定的相应的各个起升状态级别的 $\phi_{2\max}$ 值。
12		5.2.3.1	查表5-9中的 $P_m$ , 注意表注1, 2, 3。
13	$\phi_6$	5.2.3.4	静态试验载荷按5.2.3.4a, c, d。动态试验载荷按5.2.3.4b, c, d。动态试验载荷起升动力系数 $\phi_6$ 按式(5-9)计算。
14	$\phi_7$	5.2.3.2	当运行速度小于 $0.7\text{m/s}$ 时, 不考虑缓冲器与端部止挡装置的缓冲碰撞力。
15		5.2.3.3	如有图5-7两种情况之一, 则按实际情况分别考虑。
16	$\phi_5$	5.2.3.5	取 $\phi_5=2.0$ 。
17	$\phi_5$	5.2.3.6	取 $\phi_5=2.0$ 。
18		5.2.3.7	在需要考虑时, 应适当考虑此项载荷。

### G. 4. 3 加速效应的组合

桥式和门式起重机的荷载靠起升机构（H）、大车运行机构（T）、小车运行机构（D）并且有可能靠回转机构（S）移动（见图G.1）。

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工作条件以及载荷是从地面起升还是悬吊起升。考虑到上述条件，表G. 4. 3-1给出的加速效应假定将同时作用。

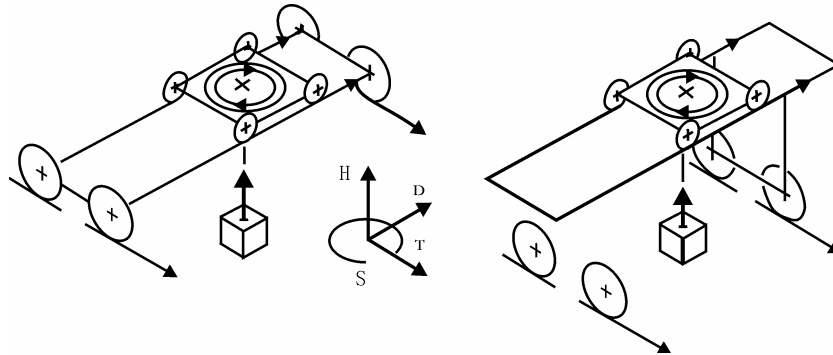


图 G. 4. 3-1 桥式和门式起重机的荷载和运动

载荷的总重在不同的载荷组合内应乘以下列系数：

——载荷组合A1和B1： $\phi_2$

——载荷组合A2和B2： $\phi_3$

——载荷组合A3和B3： $(1 + \phi_5 \times \frac{\Delta F}{mg})$

——载荷组合A4和B4： $\phi_4$

——载荷组合C3： $\phi_6$

驱动力可在短时间内有显著变化，加速力的计算分以下几种情况：

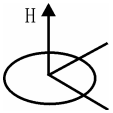
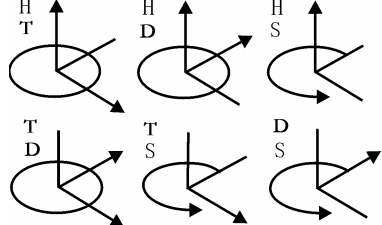
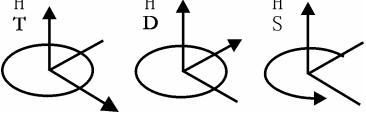
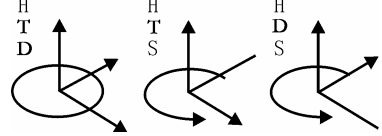
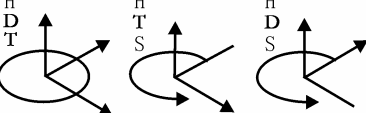
- 开始运动时；
- 对稳定状态运动进行制动；
- 在起动过程中对运动进行制动；
- 在制动过程中（减速停车），对运动进行减速。

根据本标准5. 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 $\phi_5$ 。

在考虑减速停车时，只有一个这种效应和其它运动相组合。

在载荷组合C6或C7中，假定在稳定运行状态开始时则只考虑“紧急停车”或“机构或部件失效”的动力效应，而不考虑其它动力效应。

表G. 4. 3-1 加速效应的组合

	起升地面载荷	起升悬吊载荷
	载荷组合A1, B1, C1	载荷组合A2-A4, B2-B4, C3
用按钮仪表或双向控制杆控制		
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 $\gamma_f$ 、 $\gamma_m$ 和 $\gamma_p$ 值

表H-1给出了用于载荷组合A, B和C的能力验算的系数 $\gamma_f$ 、 $\gamma_m$ 和 $\gamma_p$ 值。

对于各种类型的起重机, 各个载荷的 $\gamma_p$ 值宜从表H中所列的数值选取, 并在本标准中涉及到所研究的该类型起重机的部分作出说明。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 $\gamma_p$ 值应从同一栏中选取。

$\gamma_p$ 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 $\gamma_p \leq 1$ 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它部分阐述。

表 H-1 系数<sup>1)</sup>  $\gamma_f$ 、 $\gamma_m$ 和 $\gamma_p$ 值

载荷组合	许用应力法	极限状态法										
	安全系数 $\gamma_f$ <sup>3)</sup>	抗力系数 $\gamma_m$	分项载荷系数 $\gamma_p$									
A	1.48	1.10	1.16	1.22	1.28	1.34 <sup>2)</sup>	1.41	1.48	1.55	1.63	1.71	1.80
B	1.34	1.05	1.10	1.16	1.22	1.28 <sup>2)</sup>	1.34	1.41	1.48	1.55	1.63	1.71
C	1.16	1.00	1.05	1.10	1.16	1.22 <sup>2)</sup>	1.28	1.34	1.41	1.48	1.55	1.63

注: 1. 表中系数是按公式 $\gamma = 1.05^v$ 计算, 式中 $0 \leq v \leq 12$ 。  
 2. 这些数值用于有效载荷的质量。  
 3. 在许用应力法中, 当高危险度系数 $\gamma_n=1$ 时, 安全系数就是强度系数, 见表 5-10 及 5.4.2.2.2 (2)。

## 附录 I (规范性附录)

### 影响脆性破坏因素评价及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。本附录介绍的,是根据对影响脆性破坏因素进行评价,并进行钢材质量组别的选择,以保证起重机结构材料抗脆性破坏的安全性。

在起重机金属结构中,导致构件材料发生脆性破坏的重要敏感因素是:

- A 以自重等永久载荷引起的纵向拉伸应力和焊接纵向残余内应力的联合作用;
- B 构件材料的厚度;
- C 环境的低温。

#### I.1 对影响脆性破坏因素的评价

I.1.1 影响因素 A: 以自重等永久载荷引起的纵向拉伸应力和焊接纵向残余内应力的联合作用,见图 I-1 所示。

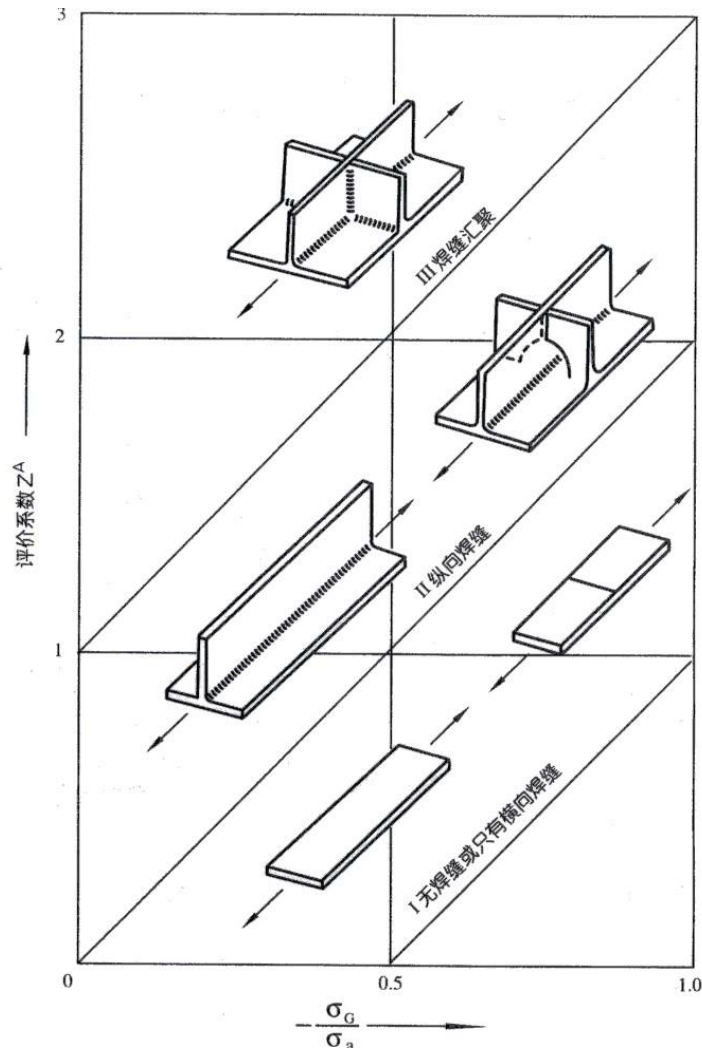


图 I-1 焊缝类型

I 类焊缝: 无焊缝或只有横向焊缝,此种结构脆性破坏的危险性小。当起重机自重等永久载荷引起

的结构构件纵向拉伸应力 $\sigma_G$ 与许用应力 $[\sigma]$ 之比 $\sigma_G/[\sigma]>0.5$ 时,才考虑此因素对脆性破坏的影响。评价系数 $Z_A$ 为:

$$Z_A = \frac{\sigma_G}{0.5[\sigma]} - 1 \quad (\text{I-1})$$

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 $Z_A$ 为:

$$Z_A = \frac{\sigma_G}{0.5[\sigma]} \quad (\text{I-2})$$

III类焊缝:焊缝汇集,高度应力集中,脆性破坏的危险性最大。评价系数 $Z_A$ 为:

$$Z_A = \frac{\sigma_G}{0.5[\sigma]} + 1 \quad (\text{I-3})$$

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600-650℃),处理后可视为I类焊缝选取钢材组别。

I.1.2 影响因素 B: 构件材料的厚度越大,脆性破坏危险性也越大。评价系数 $Z_B$ 为:

$$\text{当 } 6 < t \leq 20\text{mm 时, } Z_B = \frac{9}{2500} t^2 \quad (\text{I-4})$$

$$\text{当 } 20 < t \leq 100\text{mm 时, } Z_B = 0.65\sqrt{t-14.81} - 0.05 \quad (\text{I-5})$$

式中:  $t$  为构件材料厚度, mm;

对轧制型钢,用假想厚度 $t'$ 来进行评价,此时:

$$\text{对圆截面 } t' = \frac{d}{1.8}$$

$$\text{对方截面 } t' = \frac{t}{1.8}$$

$$\text{对矩形截面 } t' = \frac{b}{1.8}$$

$b$  为矩形长边,且两边之比 $b/t \leq 1.8$ ; 当 $b/t > 1.8$ 时,  $t' = t$ 。

I.1.3 影响因素 C: 工作环境温度

取起重机使用地点的年最低日平均温度作为起重机在室外的环境温度,即结构的工作温度。当起重机的结构工作温度在0℃以下时,随着温度的降低,材料脆性破坏的危险性越来越大。评价系数 $Z_C$ 为:

$$\text{在 } 0^\circ\text{C} \sim 30^\circ\text{C} \text{ 范围时, } Z_C = \frac{6}{1600} T^2 \quad (\text{I-6})$$

$$\text{在 } -30^\circ\text{C} \sim -55^\circ\text{C} \text{ 范围时, } Z_C = \frac{-2.25T - 33.75}{10} \quad (\text{I-7})$$

## I.2 所要求的钢材质量组别的确定

### I.2.1 综合评价法

将 I.1 节的评价系数  $Z_A$ 、 $Z_B$ 、 $Z_C$  相加，由表 I-1 便可查出所要求的钢材质量组别。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 与评价系数总和有关的钢材质量组别的划分

$\sum Z = Z_A + Z_B + Z_C$	在表 I.2 中对应的质量组别
$\leq 2$	1
$\leq 4$	2
$\leq 8$	3
$\leq 16$	4

表 I-2 钢材质量组别及钢材牌号

质量组别	冲击韧性 $A_{KV}$	冲击韧性的试验温度 T(°C)	钢材牌号	国家标准
1			Q235A	GB/T 700
			Q345A Q390A	GB/T 1591
2	$A_{KV} \geq 27J$	+20°C	Q235B	GB/T 700
	$A_{KV} \geq 34J$		Q345B Q390B	GB/T 1591
3	$A_{KV} \geq 27J$	0°C	Q235C	GB/T 700
	$A_{KV} \geq 34J$		Q345C Q390C	GB/T 1591
4	$A_{KV} \geq 27J$	-20°C	Q235D	GB/T 700
	$A_{KV} \geq 34J$		Q345D Q390D	GB/T 1591
	$A_{KV} \geq 27J$	-40°C	Q420D	

### I.2.2 特殊规定

I.2.2.1 组别 1 中的非镇静钢，只有在起重机工作级别不大于 A5，工作环境温度  $\geq 0^\circ\text{C}$  且轧制型钢和钢管的厚度不超过 6mm 时，才能用于承重结构；

I.2.2.2  $t > 50\text{mm}$  的钢材，脆性破坏的危险性大，一般不宜用作焊接承载结构构件。如当必须用作焊接承载结构时，制造厂必须要有焊接厚板的丰富经验，且要由专家制定必要的焊接工艺，并进行试验和工艺评定，选定的钢材质量组别宜为 3、4 组；

I.2.2.3 如果零件要进行半径和板厚比小于 10 的冷弯加工，其钢材质量必须适合于弯折或冷压折边。

## 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 不同支承情况下各种型式等截面受压构件的计算长度,按式(J-1)计算:

$$l_c = \mu_1 l \quad (\text{J-1})$$

式中:  $l$ ——构件的实际几何长度;

$\mu_1$ ——与支承方式有关的(在两个平面内不一定相同)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:

$$l_c = \mu_1 \mu_2 l \quad (\text{J-2})$$

式中:  $\mu_2$ ——变截面长度系数,见表 J-2,表 J-3 和表 J-4。等截面时取  $\mu_2=1$ 。

J.1.3 考虑到起重机吊臂端部有变幅拉臂钢丝绳或起升钢丝绳的有利影响,吊臂在回转平面内的计算长度可按式(J-3)计算:

$$l_c = \mu_1 \mu_2 \mu_3 l \quad (\text{J-3})$$

式中:  $\mu_3$ ——由于拉臂钢丝绳影响的长度系数。

当吊臂由拉臂钢丝绳变幅时(图 J-1)长度系数可由式(J-4)求得。

若计算值小于 1/2 时,则  $\mu_3$  取 1/2。

$$\mu_3 = 1 - \frac{A}{2B} \quad (\text{J-4})$$

当吊臂由变幅油缸变幅时(图 J-2),起升绳影响的长度系数可由式(J-5)求得:

$$\mu_3 = 1 - \frac{c}{2} \quad (\text{J-5})$$

式中:  $c = \frac{1}{\cos \alpha + a \sin \theta} \cdot \frac{l}{H}$

$a$ ——起升滑轮组倍率;

$l$ ——吊臂长度;

$\theta$ 、 $\alpha$ 、 $A$ 、 $B$ 、 $H$ ——为几何尺寸,见图 J-1 和图 J-2。

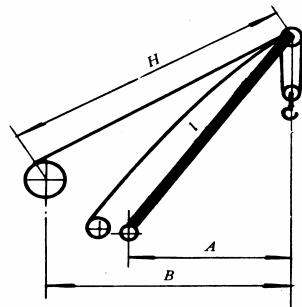


图 J-1

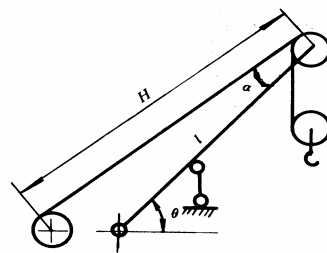


图 J-2

## 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 长度系数  $\mu_1$  值

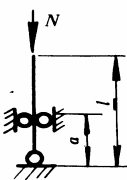





$a/l$	构件支承方式					
						
0	2.00	0.70	0.50	2.00	0.70	0.50
0.1	1.87	0.65	0.47	1.85	0.65	0.46
0.2	1.73	0.60	0.44	1.70	0.59	0.43
0.3	1.60	0.56	0.41	1.55	0.54	0.39
0.4	1.47	0.52	0.41	1.40	0.49	0.36
0.5	1.35	0.50	0.44	1.26	0.44	0.35
0.6	1.23	0.52	0.49	1.11	0.41	0.36
0.7	1.13	0.56	0.54	0.98	0.41	0.39
0.8	1.06	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 变截面长度系数  $\mu_2$  值

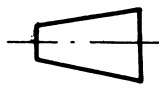
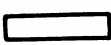
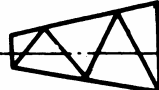
变截面形式	$I_{\min}/I_{\max}$	$\mu_2$
  $I_x$ 呈线性变化	0.1	1.45
	0.2	1.35
	0.4	1.21
	0.6	1.13
	0.8	1.06
 $I_x$ 呈抛物线变化	0.1	1.66
	0.2	1.45
	0.4	1.24
	0.6	1.13
	0.8	1.05

表 J-3 变截面长度系数  $\mu_2$  值

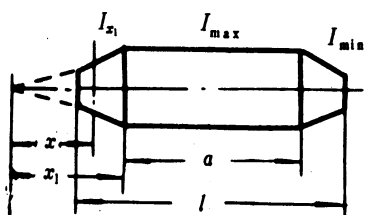

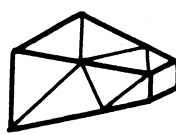
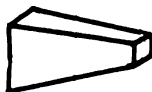
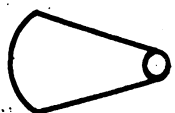
变截面形式		$\mu_2$					
 $\frac{I_x}{I_{\max}} = \left(\frac{x}{x_1}\right)^n, m = \frac{a}{l}$	$I_{\min}/I_{\max}$	$n$	$m$				
			0	0.2	0.4	0.6	0.8
	0.1	1	1.23	1.14	1.07	1.02	1.00
		2	1.35	1.22	1.10	1.03	1.00
		3	1.40	1.31	1.12	1.04	1.00
		4	1.43	1.33	1.13	1.04	1.00
 $n = 1$	0.2	1	1.19	1.11	1.05	1.01	1.00
		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
 $n = 2$	0.4	1	1.12	1.07	1.04	1.01	1.00
		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
 $n = 3$	0.6	1	1.07	1.04	1.02	1.01	1.00
		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
 $n = 4$	0.8	1	1.03	1.02	1.01	1.00	1.00
		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 变截面长度系数  $\mu_2$  值 (箱形伸缩臂)

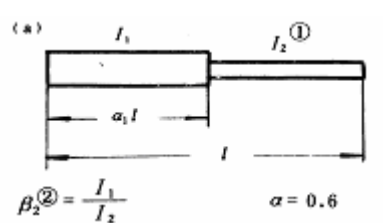
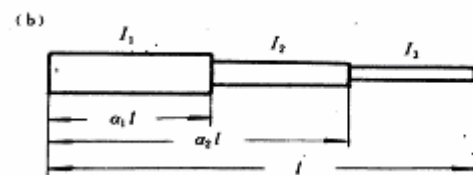
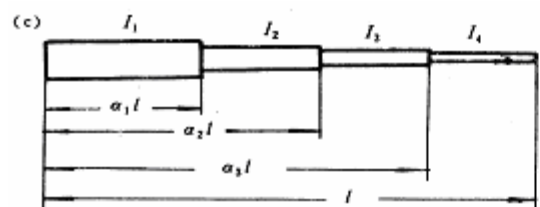
伸缩臂几何特性	 <p>(a) <math>I_1</math> <math>I_2</math> ①  <math>a_1 l</math> <math>l</math>  <math>\beta_2</math> ② = <math>\frac{I_1}{I_2}</math> <math>\alpha = 0.6</math></p>					 <p>(b) <math>I_1</math> <math>I_2</math> <math>I_3</math>  <math>a_1 l</math> <math>a_2 l</math> <math>l</math>  <math>\alpha_1 = 0.4</math>  <math>\alpha_2 = 0.7</math></p>												
	$\beta_2$	1.3	1.6	1.9	2.2	2.5	1.3		1.6		1.9		2.2		2.5			
$\beta_3$	—	—	—	—	—	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5			
$\mu_2$	1.015	1.030	1.045	1.061	1.077	1.053	1.089	1.099	1.144	1.144	1.198	1.189	1.250	1.232	1.301			
伸缩臂几何特性	 <p>(c) <math>I_1</math> <math>I_2</math> <math>I_3</math> <math>I_4</math>  <math>a_1 l</math> <math>a_2 l</math> <math>a_3 l</math> <math>l</math></p>										$\alpha_1 = 0.34 ; \beta_2 = \frac{I_1}{I_2} ;$ $\alpha_2 = 0.56 ; \beta_3 = \frac{I_2}{I_3} ;$ $\alpha_3 = 0.78 ; \beta_4 = \frac{I_3}{I_4} ;$							
	$\beta_2$	1.3					1.6											
$\beta_3$	1.3	1.6	1.9	2.2	2.5	1.3	1.6	1.9	2.2	1.3	1.6	1.9	2.2	1.3	1.6	1.9	2.2	
$\beta_4$	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
$\mu_2$	1.086	1.105	1.113	1.138	1.140	1.170	1.167	1.203	1.194	1.236	1.147	1.171	1.179	1.210	1.212	1.249	1.244	1.288
$\beta_2$	1.6		1.9							2.2								

表 J-4 变截面长度系数  $\mu_2$  值 (箱形伸缩臂) (续)

$\beta_3$	2.5		1.3		1.6		1.9		2.2		2.5		1.3		1.6		1.9			
$\beta_4$	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		
$\mu_2$	1.277	1.327	1.207	1.235	1.244	1.279	1.281	1.325	1.319	1.370	1.356	1.414	1.264	1.296	1.306	1.346	1.348	1.397		
$\beta_2$	2.2				2.5															
$\beta_3$	2.2		2.5		1.3		1.6		1.9		2.2		2.5							
$\beta_4$	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						
$\mu_2$	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						
伸缩臂几何特性	<div style="display: flex; align-items: center;"> <div style="flex: 1;"> <p>(d)</p> </div> <div style="flex: 1;"> <math display="block">\alpha_1 = 0.24, \beta_2 = \frac{I_1}{I_2},</math> <math display="block">\alpha_2 = 0.43, \beta_3 = \frac{I_2}{I_3},</math> <math display="block">\alpha_3 = 0.62, \beta_4 = \frac{I_3}{I_4},</math> <math display="block">\alpha_4 = 0.81, \beta_5 = \frac{I_4}{I_5},</math> </div> </div>																			
$\beta_2$	1.3																			
$\beta_3$	1.3				1.6				1.9				2.2				2.5			
$\beta_4$	1.3		2.5		1.3		2.5		1.3		2.5		1.3		2.5		1.3		2.5	
$\beta_5$	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

表 J-4 变截面长度系数  $\mu_2$  值 (箱形伸缩臂) (续)

$\mu_2$	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
$\beta_2$	1.6																			
$\beta_3$	1.3				1.6				1.9				2.2				2.5			
$\beta_4$	1.3		2.5		1.3		2.5		1.3		2.5		1.3		2.5		1.3		2.5	
$\beta_5$	1.3	2.5	1.3	2.5	1.3	2.5														
$\mu_2$	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
$\beta_2$	1.9																			
$\beta_3$	1.3				1.6				1.9				2.2				2.5			
$\beta_4$	1.3		2.5		1.3		2.5		1.3		2.5		1.3		2.5		1.3		2.5	
$\beta_5$	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
$\mu_2$	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
$\beta_2$	2.2																			
$\beta_3$	1.3				1.6				1.9				2.2				2.5			
$\beta_4$	1.3		2.5		1.3		2.5		1.3		2.5		1.3		2.5		1.3		2.5	
$\beta_5$	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

表 J-4 变截面长度系数  $\mu_2$  值 (箱形伸缩臂) (续)

$\mu_2$	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
$\beta_2$	2.5																			
$\beta_3$	1.3				1.6				1.9				2.2				2.5			
$\beta_4$	1.3		2.5		1.3		2.5		1.3		2.5		1.3		2.5		1.3		2.5	
$\beta_5$	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
$\mu_2$	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: a $I_i$ 为第 I 节臂的截面平均惯性矩。																				
b 若 $\beta$ 值处在 1.3 和 2.5 之间, 可用线性插值法查得 $\mu_2$ 值。																				

表 J-5 格构式构件换算长细比  $\lambda_h$  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	(a) 	缀板	$\lambda_{hy} = \sqrt{\lambda_y^2 + \lambda_1^2}$	$\lambda_y$ ——整个构件对虚轴的长细比; $\lambda_1$ ——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		缀条	$\lambda_{hy} = \sqrt{\lambda_y^2 + 27 \frac{A}{A_1}}$	$A$ ——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
3	(b) 	缀板	$\lambda_{hx} = \sqrt{\lambda_x^2 + \lambda_1^2}$ $\lambda_{hy} = \sqrt{\lambda_y^2 + \lambda_1^2}$	$\lambda_1$ ——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		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	(c) 	缀条	$\lambda_{hx} = \sqrt{\lambda_x^2 + \frac{42A}{A_1 (1.5 - \cos^2 \theta)}}$ $\lambda_{hy} = \sqrt{\lambda_y^2 + \frac{42A}{A_1 \cos^2 \theta}}$	$\theta$ ——缀条所在平面和 x 轴的夹角

注: ① 缀板组合结构件的单肢长细比  $\lambda_1$  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  $1/40$ , 并不小于 6 mm。

② 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

表 K-1 a 类截面轴心受压构件的稳定系数  $\varphi$ 

$\lambda \sqrt{\frac{\sigma_s}{235}}$	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
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  $\varphi$ 

$\lambda \sqrt{\frac{\sigma_s}{235}}$	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
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  $\varphi$ 

$\lambda \sqrt{\frac{\sigma_1}{235}}$	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  $\varphi$ 

$\lambda \sqrt{\frac{\sigma_s}{235}}$	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 至表 K-4 中的  $\varphi$  值系按下列公式算得：

当  $\lambda_n = \frac{\lambda}{\pi} \sqrt{\sigma_s/E} \leq 0.215$  时：

$$\varphi = 1 - \alpha_1 \lambda_n^2$$

当  $\lambda_n > 0.215$  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： $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$ 、 $\alpha_3$  为系数，根据本标准表 6-7 的截面分类，按表 K-5 采用。

2. 当构件的  $\lambda \sqrt{\sigma_s/235}$  值超出表 K-1 至表 K-4 的范围时，则  $\varphi$  值按注 1 所列的公式计算。

3.  $\sigma_s$  为钢材的屈服强度  $N/mm^2$ 。

表 K-5 系数  $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$ 、 $\alpha_3$ 

截面类别		$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\alpha_3$
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 (资料性附录)

### 受弯梁构件侧向屈曲稳定系数 $\varphi_b$

L.1 承受端弯矩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  $\varphi_b$  按式 (L-1)

计算:

$$\varphi_b = \frac{4320}{\lambda_y^2} \frac{Ah}{W_x} \left[ k(2m-1) + \sqrt{1 + \left( \frac{\lambda_y t_b}{4.4h} \right)^2} \right] \frac{235}{\sigma_s} \quad (\text{L-1})$$

式中:  $\lambda_y$  ----- 构件截面对弱轴 (Y 轴) 的长细比, 由式 (6-17) 计算得。

$A, h, t_b$  ----- 构件截面的毛截面积, 全高和受压翼缘厚度;

在不等截面的构件中, 计算  $\lambda_y$ 、 $A$ 、 $h$ 、 $t_b$  时截面应取与确定计算长度相对应的那个截面;

$W_x$  ----- 与确定计算长度相对应的截面按受压纤维确定的对强轴的抗弯模量;

$k$  ----- 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。

L.2 轧制普通工字钢, 两端简支的受弯构件, 其  $\varphi_b$  值查表 L-1

表 L-1 轧制普通工字钢, 两端简支梁构件的  $\varphi_b$  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	
跨内无侧向 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	—	2.80	1.84	1.37	1.07	0.86	0.73	0.64	0.56		
		45~63	—	—	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	—	2.20	1.45	1.10	0.85	0.70	0.60	0.52	0.46		
		45~63	—	—	1.80	1.25	0.95	0.78	0.65	0.55	0.49		
跨内有侧向支承点的构件 (不论载荷作用于截面高度上的位置)			10~20	3.2	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	—	2.20	1.38	1.01	0.80	0.66	0.56	0.49	0.43	

注: 1. 集中载荷指一个或少数几个集中载荷位于跨中 1/3 范围内的情况, 对其他情况的载荷均按均布载荷考虑。

2. 轧制工字钢的  $\varphi_b$  值按本表选取, 当算出或查出的  $\varphi_b$  大于 0.8 时, 按表 L-2 选取  $\varphi_b'$  替代原来的  $\varphi_b$  值。

3. 本表只适用于Q235号钢，当用其他钢号时，表中查的 $\varphi_b$ 应乘以 $235/\sigma_s$ （ $\sigma_s$ 以N/mm<sup>2</sup>计）。
4.  $\varphi_b$ 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 $\varphi_b$ 值，为其他钢号换算查用；未列出的 $\varphi_b$ 均大于3.60。

L.3 当算出或查出的 $\varphi_b$ 值大于0.8时，按式(L-2)修正或从表L-2中查取。

$$\varphi'_b = \frac{\varphi_b^2}{\varphi_b^2 + 0.16} \quad (\text{L-2})$$

表L-2 稳定系数 $\varphi'_b$ 值

$\varphi_b$	0.80	0.85	0.90	0.95	1.00	1.05	1.10	1.15	1.20	1.25	1.30
$\varphi'_b$	0.800	0.818	0.835	0.850	0.862	0.874	0.883	0.892	0.901	0.908	0.913
$\varphi_b$	1.35	1.40	1.45	1.50	1.55	1.60	1.80	2.00	2.20	2.40	$\geq 250$
$\varphi'_b$	0.919	0.925	0.930	0.934	0.938	0.941	0.953	0.961	0.968	0.973	1.000

L.4 轧制槽钢，简支梁构件，其 $\varphi_b$ 值按式(L-3)计算，大于1者取1。

$$\varphi_b = \frac{570bt_b}{lh} \frac{235}{\sigma_s} \quad (\text{L-3})$$

式中： $b$ ----- 受压翼缘的宽度；

$l$ ----- 受压翼缘的自由长度；

$h$ ----- 截面全高；

$t_b$ ----- 受压翼缘的厚度；

$\sigma_s$ ----- 钢材的屈服极限，N/mm<sup>2</sup>

附录 M  
(资料性附录)

压弯构件整体稳定性计算

本方法适用于在两个平面内约束条件相同、在弹性工作阶段的等截面的双向压弯构件的稳定性计算。

**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:

$$\frac{N}{A\varphi\psi} + \left[ \frac{1}{1-N/0.9N_{EX}} \right] \frac{C_{OX}M_{OX} + C_{HX}M_{HX}}{W_X} + \left[ \frac{1}{1-N/0.9N_{EY}} \right] \frac{C_{OY}M_{OY} + C_{HY}M_{HY}}{W_Y} \leq [\sigma] \quad (\text{M-1})$$

$$\frac{N}{A\varphi_Y\psi_Y} + \left[ \frac{1}{1-N/0.9N_{EX}} \right] \frac{C_{OX}M_{OX} + C_{HX}M_{HX}}{\varphi_b W_X} \leq [\sigma] \quad (\text{M-2})$$

式中:  $N$  ——计算的轴向压力, N;

$A$  ——结构构件的毛截面面积,  $\text{mm}^2$ ;

$\varphi$  ——轴压稳定系数。按式 (6-21) 说明, 有对  $X$  轴的  $\varphi_X$  和对  $Y$  轴的  $\varphi_Y$  之分;

$\psi$  ——轴压稳定系数的修正系数, 可按式 (M-3) 和 (M-4) 计算:

$$\psi_X = \frac{0.9 - a_X}{0.9 - \varphi_X [0.44 \times 10^{-6} \sigma_s \lambda_X^2 (1 - \varphi_X) + a_X]} \quad (\text{M-3})$$

$$\psi_Y = \frac{0.9 - a_Y}{0.9 - \varphi_Y [0.44 \times 10^{-6} \sigma_s \lambda_Y^2 (1 - \varphi_Y) + a_Y]} \quad (\text{M-4})$$

$$\text{其中: } a_X = \frac{N}{N_{EX}}, \quad a_Y = \frac{N}{N_{EY}}$$

$N_{EX}$  ——对  $X$  轴的欧拉临界力, N, 按式 (M-5) 计算:

$$N_{EX} = \frac{\pi^2 EA}{\lambda_X^2} = 2.04 \times 10^6 \frac{A}{\lambda_X^2} \quad (\text{M-5})$$

$N_{EY}$  ——对  $Y$  轴的欧拉临界力, N, 按式 (M-6) 计算:

$$N_{EY} = \frac{\pi^2 EA}{\lambda_Y^2} = 2.04 \times 10^6 \frac{A}{\lambda_Y^2} \quad (\text{M-6})$$

$\varphi\psi$  ——轴压稳定系数  $\varphi$  和其修正系数  $\psi$  的乘积, 有  $\varphi_X\psi_X$  和  $\varphi_Y\psi_Y$  之分, 取其小值。

$M_{OX}, M_{OY}$  ——构件的端部弯矩, N·mm;

$M_{HX}, M_{HY}$  ——由横向载荷在构件中引起的最大弯矩, N·mm;

当  $M_H$  与  $M_O$  方向相反, 且  $|C_H M_H| < 2C_0 M_0$  时, 取  $M_H$  为零;

$C_{OX}, C_{OY}$  ——端部弯矩不等的折减系数, 按式 (M-7) 和 (M-8) 计算

$$C_{OX} = 0.6 + 0.4(M'_{OX}/M_{OX}) \geq 0.4 \quad (\text{M-7})$$

$$C_{OY} = 0.6 + 0.4(M'_{OY}/M_{OY}) \geq 0.4 \quad (\text{M-8})$$

其中:  $M'_{OX}/M_{OX}$ ,  $M'_{OY}/M_{OY}$  ——结构件两端的端部弯矩比值, 其绝对值不大于 1;

$W_X, W_Y$  ——结构构件受压侧的抗弯模量,  $\text{mm}^3$ ;

$C_{HX}, C_{HY}$ ——横向载荷弯矩系数,  $C_H = 1 - kN/N_E$ 。其中  $k$  的值为:

- 1) 当横向载荷为集中力, 且两端简支或一端固接一端自由时,  $k=0.2$ ;
- 2) 当为多个集中载荷或分布载荷, 且两端简支时,  $k=0$ ;  
当为多个集中载荷或分布载荷, 一端固接一端自由时,  $k=0.3$ ;
- 3) 无论何种载荷, 一端固接一端简支时,  $k=0.3$ ;  
无论何种载荷, 两端固接时,  $k=0.4$ ;

$N_{EX}, N_{EY}$  相应于  $C_{HX}, C_{HY}$ 。无法判定时, 取  $C_H = 1$ 。

$\varphi_b$ ——受弯构件侧向弯扭屈曲稳定性系数,  $\varphi_b$  按附录 T 选取。

凡符合本标准第 5.6.2.1 的情况之一者, 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  $(\psi - 1)$  时, 则双向压弯构件应按轴压公式 (6-21) 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-9) 计算;

$$\frac{N}{A\varphi\psi} + \left[ \frac{1}{1 - N/0.9N_{EY}} \right] \frac{C_{0Y}M_{0Y} + C_{HY}M_{HY}}{W_Y} \leq [\sigma] \quad (M-9)$$

当  $\frac{\left[ \frac{1}{1 - N/0.9N_{EY}} \right] \frac{C_{0Y}M_{0Y} + C_{HY}M_{HY}}{W_Y}}{\frac{N}{A\varphi\psi}} \leq \psi - 1$  时, 则应按轴压公式 (6-21) 验算其整体稳定性。

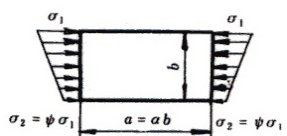
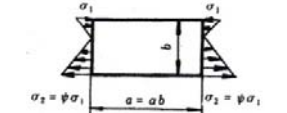
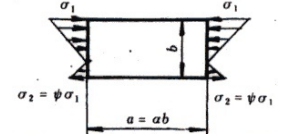
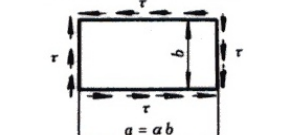
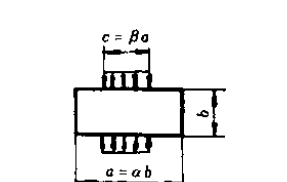
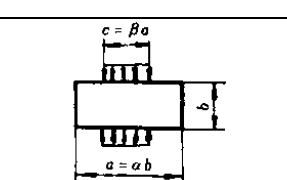
式中符号同前。

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板的屈曲系数 K

表 N-1 局部区格板的屈曲系数

序号	载 荷 情 况	$\alpha = a/b$	K
1	均压或不均匀压缩 $0 \leq \psi \leq 1$		$\alpha \geq 1$ $K_\sigma = \frac{8.4}{\psi + 1.1}$
		$\alpha < 1$ $K_\sigma = (\alpha + \frac{1}{\alpha})^2 \frac{2.1}{\psi + 1.1}$	
2	纯弯曲或以拉为主的弯曲 $\psi \leq -1$		$\alpha \geq \frac{2}{3}$ $K_\sigma = 23.9$
		$\alpha < \frac{2}{3}$ $K_\sigma = 15.87 + \frac{1.87}{\alpha^2} + 8.6\alpha^2$	
3	以压为主的弯曲 $-1 < \psi < 0$		$K_\sigma = (1 + \psi)K_\sigma' - K_\sigma''$ $+ 10\psi(1 + \psi)$ $K_\sigma'$ --- $\psi = 0$ 时的屈曲系数(序号 1) $K_\sigma''$ --- $\psi = -1$ 时的屈曲系数(序号 2)
4	纯剪切		$\alpha \geq 1$ $K_\tau = 5.34 + \frac{4}{\alpha^2}$
		$\alpha < 1$ $K_\tau = 4 + \frac{5.34}{\alpha^2}$	
5	单边局部压缩		$\alpha \leq 1$ $K_m = \frac{2.86}{\alpha^{1.5}} + \frac{2.65}{\alpha^2 \beta}$
		$1 < \alpha \leq 3$ $K_m = (2 + \frac{0.7}{\alpha^2})(\frac{1 + \beta}{\alpha \beta})$ 注: 当 $\alpha > 3$ 时, 按 $a = 3b$ 计算 $\alpha, \beta, K_m$ 值。	
6	双边局部压缩		$K_m = 0.8K_m'$ $K_m'$ --- 按序号 5 计算的 $K_m$ 值

注: a  $\sigma_1$  为板边最大压应力,  $\psi = \sigma_2/\sigma_1$  为板边两端应力比;  $\sigma_1, \sigma_2$  各带自己的正负号。  
 b 对有一条纵向加劲肋, 受局部压应力作用的腹板, 其上区格可参照序号 6 栏计算屈曲系数, 其下区格在确定局部压应力的扩散区宽度后可参照序号 5 栏计算屈曲系数。对有两条和两条以上纵向加劲肋的情况, 也可按照上述原则进行计算。  
 c 确定下区格局部压应力值  $\sigma_m(y)$  及其扩散区宽度  $c(y)$  时, 可参照局部压应力  $\sigma_m$  和分布宽度  $C$  沿板宽方向的变化公式, 即式(N-1)和式(N-2)计算:

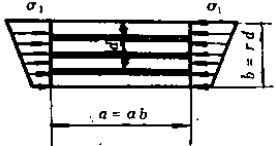
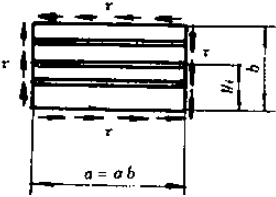
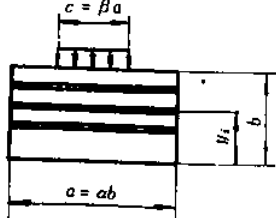
$$\sigma_m(y) = \frac{2\sigma_m}{\pi} \left[ \arctg \frac{c}{y} - 3 \left( \frac{y}{b} \right)^2 \left( 1 - \frac{2y}{3b} \right) \arctg \frac{c}{b} \right] \tag{N-1}$$

$$c(y) = c \frac{\sigma_m}{\sigma_m(y)} \left( 1 - \frac{y}{b} \right) \tag{N-2}$$

式中:  $\sigma_m(y)$  ——局部压应力  $\sigma_m$  沿板宽方向变化在  $y$  处的值;  
 $c(y)$  ——局部压应力的宽度  $c$  沿板宽方向扩散到  $y$  处的值;  
 $y$  ——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;  
 $b$  ——板的总宽度。  
 $\arctg \frac{c}{y}, \arctg \frac{c}{b}$  用弧度单位。

N. 2 包括加劲肋在内的带肋板的屈曲系数  $K$

表 N-2 带肋板的屈曲系数

序号	载 荷 情 况	K																								
1		$K_{\sigma} = \frac{(1 + \alpha^2)^2 + r \cdot \gamma_a \cdot 2}{\alpha^2(1 + r \cdot \delta_a) \cdot 1 + \psi}$																								
2		<p style="text-align: center;"><math>K_{\tau}</math> 值</p> <table border="1" style="width: 100%; text-align: center;"> <tr> <td>m</td> <td>5</td> <td>10</td> <td>20</td> <td>30</td> <td>40</td> <td>50</td> <td>60</td> <td>70</td> <td>80</td> <td>90</td> <td>100</td> </tr> <tr> <td><math>K_{\tau}</math></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> </table> <p style="text-align: center;"><math>m = 2 \sum_{i=1}^{r-1} \sin^2(\frac{\pi y_i}{b}) \gamma_a</math> 加劲肋等距离平分板宽时, <math>2 \sum_{i=1}^{r-1} \sin^2(\frac{\pi y_i}{b}) = r</math></p>	m	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	$K_{\tau}$	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															
$K_{\tau}$	6.98	7.7	8.67	9.36	9.6	10.4	10.8	11.1	11.4	11.7	12															
3		$K_m = K_m' (1 + \eta)$ <p style="text-align: center;"><math>K_m'</math> ——按表 N-1 中的序号 5 计算的 <math>K_m</math> 值</p> $\eta = \frac{\sum_{i=1}^{r-1} (\sin \frac{\pi y_i}{b} - \frac{1}{4} \sin \frac{2\pi y_i}{b})^2}{\alpha^4 + \frac{5}{4} \alpha^2 + \frac{17}{32}} \cdot \gamma_a$																								
<p>注：表中符号</p> $\gamma_a = \frac{EI_z}{bD}, \delta_a = \frac{A_z}{b\delta};$ <p><math>I_z</math> ——加劲肋截面对于板中面轴线的惯性矩, <math>\text{mm}^4</math>;  <math>A_z</math> ——加劲肋截面面积, <math>\text{mm}^2</math>;  <math>r</math> ——加劲肋的分隔数;  <math>D = \frac{E\delta^3}{12(1-\nu^2)}</math> (<math>\nu</math> 为材料的泊桑比)。</p>																										

## 附录 0

## (资料性附录)

## 用于结构疲劳核算的构件连接类别

接头可以用铆钉，螺栓或焊接进行连接。

对起重机来说常用的焊接型式是对接焊、双面坡口对接（K形焊）和贴角焊、分一般质量（O、Q。）或特殊质量（S、Q。）两类，如下表所示。

对某些型式的接头作出了焊接试验的规定。

表 0-1 焊接质量

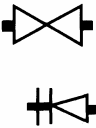


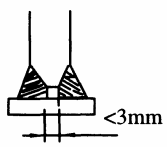



焊接形式	焊接质量	焊接方式	代号	焊接检查	代号
全深范围内 的对接焊	特殊质量 (S.Q.)	在封焊之前，焊根要刮光（或修光）； 无端头焊口； 焊缝在平行于受力方向与被连接板磨平。		焊缝全长（100%）进行检查（例如，用x射线）	P100
	普通质量 (O.Q.)	在封焊之前，焊根要刮光（或修光）；  无端头焊口。		如果计算应力大于0.8倍许用应力，焊缝全长进行检查。	P100
				否则，至少抽检焊缝长度的10%	P10
在两连接件所形成的角落中进行的K形焊。其中一个连接件在焊缝处开有坡口	特殊质量 (S.Q.)	在另一侧焊接前，焊根要刮光（或修光）； 焊缝边缘无咬边，必要时打磨；完全焊透。		进行拉伸检查，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毫米。 			
在两连接件所形成的角落中进行的贴角焊	特殊质量 (S.Q.)	焊接的边缘无咬边，必要时打磨。		进行拉伸检查，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.)				

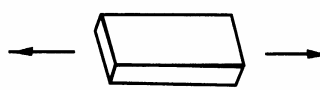
表 0-2 构件连接类别

本表所列各种不同的拼装方法是按照他们所产生的切口效应的大小来进行分类的。

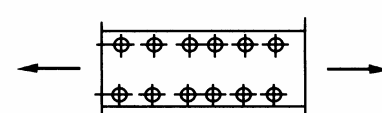
要注意的是，对一条给定的焊缝来说，其切口效应随接头所受的载荷型式而变。

举例来说：一个角焊缝接头对纵向拉伸或压缩载荷（0.31）或纵向剪切（0.51）来讲，划归类别 K0，对横向拉伸或压缩载荷（3.2 或 4.4）来讲，则划归类别 K3 或 K4。

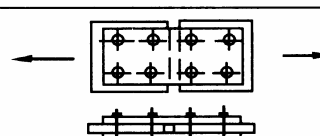
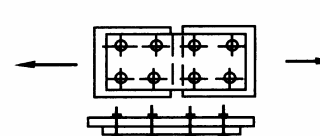
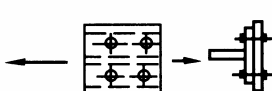
1——非焊接件  
类别  $W_0$

标号	说明	图	代号
$W_0$	母材，均匀表面零件无接缝或不连续（实体杆）以及无切口效应；除非后者可以计算。		

类别  $W_1$

标号	说明	图	代号
$W_1$	钻孔零件；用于铆接或螺栓连接的钻孔零件，其中的铆钉和螺栓承载可高达许用值的 20%；用于高强度螺栓连接的钻孔零件，其中高强度螺栓承载可高达许用值的 100%。		

类别  $W_2$

标号	说明	图	代号
$W_{2.1}$	用于铆接或螺栓连接的钻孔零件，其中的铆钉或螺栓承受复剪。		
$W_{2.2}$	用于铆接或螺栓连接的钻孔零件，其中的铆钉或螺栓承受单剪。（考虑了偏心承载）零件没有支承。		
$W_{2.3}$	用铆钉或螺栓装配的钻孔零件，其中铆钉或螺栓承受单剪，零件受支承或导向。		

2——焊接件

类别K<sub>0</sub>——轻度应力集中

标号	说明	图	代号
0.1	同力的方向成直角,用对接焊(S.Q.)连接的零件。		 P100
0.11	同力的方向成直角,用对接焊(S.Q.)连接不同厚度的零件。不对称斜度1/4至1/5(或对称斜度1/3)。		 P100
0.12	腹板横向接头中的对接焊(S.Q.)。		 P100
0.13	同力的方向成直角,用对接焊(S.Q.)镶焊的角撑板。		 P100
0.3	平行于力的方向,用对接焊(O.Q.)连接的零件。		 P100
0.31	平行于力的方向,用贴角焊(O.Q.)连接的零件(力沿连接零件的纵向作用)。		
0.32	梁的翼缘型钢和腹板之间的对接焊(O.Q.)。		 P100
0.33	梁的翼缘和腹板之间的K形焊或贴角焊(O.Q.),梁按复合力的等效力计算(5.4.1.3节)。		

类别  $K_0$ ——适度应力集中(续)

标号	说明	图	代号
0.5	纵向剪切情况下的对接焊(O.Q.)。		 P100 
0.51	纵向剪切情况下的K形焊(O.Q.)或贴角焊(O.Q.)。		 

类别  $K_1$ ——适度应力集中

标号	说明	图	代号
1.1	同力的方向成直角,用对接焊(O.Q.)连接的零件。		 P100 
1.11	同力的方向成直角,用对接焊(O.Q.)连接的不同厚度的零件。不对称斜度1/4至1/5(或对称斜度1/3)。		 P100 
1.21	腹板横向接头中的对接焊(O.Q.)。		 P100 
1.13	同力的方向成直角,用对接焊(O.Q.)连接的撑板。		 P100 
1.2	同力的方向成直角,连续K形焊(O.Q.)将零件连接到连续的主构件上。		
1.21	同力的方向成直角用贴角焊(S.Q.)将加强筋连接到腹板上,焊缝包过腹板加强筋的各角。		

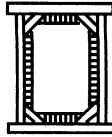

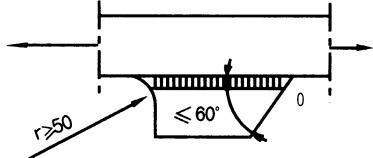

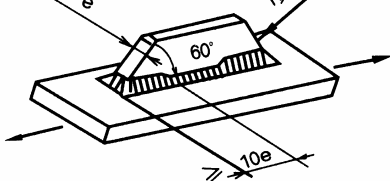

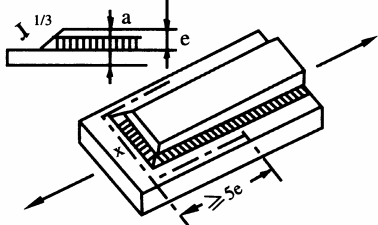



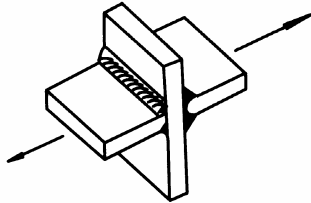

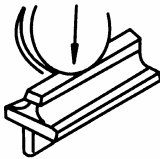

类别 K<sub>1</sub>——适度应力集中 (续)

标号	说明	图	代号
1.3	平行于力的方向, 用对接焊连接的零件 (没有检查焊接)。		$\nabla$ $\times$
1.31	曲线翼缘和腹板之间的 K 形焊 (S.Q.)。		$\nabla$ $\times$

类别 K<sub>2</sub>——中等应力集中

标号	说明	图	代号
2.1	同力的方向成直角用对接焊(O.Q.)连接的不同厚度的零件。不对称斜度 1/3(或对称斜度 1/2)		$\nabla$ $\times$
2.11	同力的方向成直角用对接焊(S.Q.)的连接型钢		$\nabla$ P100 $\times$
2.12	同力的方向成直角用对接焊(S.Q.)连接到节点板上去的型钢		$\nabla$ P100 $\times$
2.13	焊有辅助角撑、各扁钢的交叉处, 同力的方向成直角的对接焊(S.Q.), 焊缝端部经打磨以防止切口		$\nabla$ P100 $\times$
2.2	同力的方向成直角, 用贴角焊 (S.Q.) 将横隔板、腹板加强筋、圆环或套筒连接到连续的主构件上。		$\nabla$
2.21	用贴角焊 (S.Q.) 将切角的横向加强筋焊在腹板上, 焊缝不包角。		$\nabla$

类别 K<sub>2</sub>——中等应力集中 (续)

标号	说明	图	代号
2.22	用贴角焊(S.Q.)焊接的带切角的横隔板, 焊缝不包角。		
2.3	平行于力的方向, 用对接角焊(S.Q.)将零件焊接到连续的主构件上, 这些零件的端部有斜度或圆角, 焊缝端头经打磨以防止切口。		 P100 
2.31	平行于力的方向, 将零件焊接到连续的主构件上, 这些零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(S.Q.), 焊缝端头经打磨以防止切口。		
2.33	用贴角焊(S.Q.)将扁钢(坡口斜度1/3)连接到连续的构件上, 贴角焊在X区域上进行, $a=0.5e$ 。		
2.34	弧形翼缘和腹板之间的K形焊(O.Q.)。		
2.4	垂直于力的方向用K形焊(S.Q.)连续的十字形接头。		D 
2.41	翼缘和腹板之间的K形焊(S.Q.)。集中载荷作用在腹板平面内, 同焊缝成直角。		
2.5	用K形焊(S.Q.)连接承受弯曲或剪切应力的零件。		

类别 K<sub>3</sub>——严重应力集中

标号	说明	图	代号
3.1	用力的方向成直角,用对接焊(O.Q.)连接不同厚度的零件。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的对接焊,背面垫板用间断的定位搭焊固定。		
3.12	管件对接焊,对焊根部用背面垫件支承,但无封底焊。		
3.13	焊有辅助角撑、各扁钢的交叉处同力的方向成直角的对接焊(O.Q.),焊缝端头经打磨以防止切口。		
3.2	同力的方向成直角,用贴角焊(O.Q.)将零件焊接到连续的主构件上,这些零件仅承受主构件所传递的小部分载荷。		
3.21	用连续贴角焊(O.Q.)固定腹板,加强筋或横隔板。		
3.3	平行于力的方向,用对接焊(O.Q.)将零件焊接到连续构件的边缘上,这些零件的端部有斜度,焊缝端头经打磨,以避免切口。		
3.31	平行于力的方向,将零件焊接到连续构件上。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贴角焊(S.Q.),焊缝端头经打磨以避免切口。		
3.32	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(O.Q.)固定。		

类别K<sub>3</sub>——严重应力集中(续)

标号	说明	图	代号
3.33	平行于力的方向, 用指定范围内的贴角焊(S.Q.)将扁钢焊接到连续构件上。其中 $e_1 < 1.5e_2$ 。		
3.34	在构件端部用贴角焊(S.Q.)固定连接板, 其中 $e_1 < e_2$ 。单面连接板情况下, 考虑了偏心载荷。		
3.35	平行于力的方向, 将加强筋焊接到连续构件上, 焊缝端头相等于十倍厚度的长度上为贴角焊(S.Q.), 且经打磨以避免切口。		
3.36	平行于力的方向, 用间断贴角焊(O.Q.)或用焊在缺口间的贴角焊(O.Q.)将加强筋固定到连续构件上。		
3.4	同力的方向成直角, 用K形焊(O.Q.)作成的十字形接头。		
3.41	翼缘和腹板之间的K形焊(O.Q.)。集中载荷同焊缝成直角作用在腹板平面内。		
3.5	用K形焊(O.Q.)连接承受弯曲应力和剪切应力的零件		
3.7	用贴角焊(S.Q.)将型钢或管子焊到连续构件上。		

类别  $K_4$ ——非常严重的应力集中

标号	说明	图	代号
4.1	同力的方向成直角, 用对接焊 (O.Q.) 连接不同厚度的零件。不对称无斜度。		
4.11	在扁钢交叉处同力方向成直角的对接焊 (O.Q.) (无辅助角撑)。		
4.12	在相交零件间(十字形接头)同力的方向成直角的单边坡口焊。		D 
4.3	同力的方向平行, 将端部呈直角的零件焊接到连续构件的侧面。		
4.31	平行于力的方向, 用贴角焊 (O.Q.) 将端呈直角的零件焊到连续构件上。零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, 且用贴角焊 (O.Q.) 固定。		
4.33	平行于力的方向, 用贴角焊 (O.Q.) 将扁钢焊接到连续构件上。		
4.34	用贴角焊 (O.Q.) 固定连接板 ( $e_1=e_2$ ) 在单面连接板的情况下, 考虑了偏心载荷。		

类别  $K_4$ ——非常严重的应力集中 (续)

标号	说明	图	代号
4.35	在槽内或孔内, 用贴角焊 (O.Q.) 将一个零件焊接到另一个上。		
4.36	用贴角焊 (O.Q.) 或者对接焊 (O.Q.) 将连接板固定在两连续构件之间。		$\nabla$ $\nabla$
4.4	同力的方向成直角, 用贴角焊 (O.Q.) 作成的十字接头。		$\square$ $\nabla$
4.41	翼缘和腹板之间的贴角焊 (O.Q.)。集中载荷同焊缝成直角, 作用在腹板平面内。		$\nabla$
4.5	用贴角焊 (O.Q.) 连接承受弯曲和剪切应力的零件。		$\square$ $\nabla$
4.7	用角焊 (O.Q.) 将型钢或管子焊接到连续构件上。		$\nabla$

**附录 P**  
**(资料性附录)**  
**起重机各机构电动机的初选**

**P.1 电动机的型式**

**P.1.1** 起重机的主要机构应尽量选用：起重冶金用系列异步电动机、直流电动机、或锥形转子制动异步电动机。

**P.1.2** 船上用的起重机应选船用系列起重电动机。

**P.1.3** 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.1.4** 起升机构一般采用绕线转子异步电动机、交流变频电动机、笼型异步电动机、自制动异步电动机、串励直流电动机、复励直流电动机和他励直流电动机，或适合于起升机构使用的性能优越的其它新款电动机。

**P.2 电动机功率的初选方法****P.2.1 静功率——接电持续率法****P.2.1.1 起升机构**

**P.2.1.1.1** 静功率 由式 (P-1) 计算：

$$P_N = \frac{P_Q \cdot V_q}{1000\eta} \quad \text{kw} \quad (\text{P-1})$$

式中：  $P_Q$  —— 额定起升载荷，N；

$V_q$  —— 起升速度，m/s；

$\eta$  —— 机构总效率。

**P.2.1.1.2 电动机初选**

对采用直流电动机、笼型异步电动机，可以用式 (P-1) 的计算的结果，并考虑该机构实际的接电持续率（见附录 Q），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** 静功率 由式 (P-2) 计算

$$P_N = \frac{P_j \cdot V_y}{1000\eta \cdot m} \quad \text{kw} \quad (\text{P-2})$$

式中：  $P_j$  —— 运行静阻力，为摩擦阻力、风阻力、坡道阻力之和，见式 (7-18)，N；

$V_y$  —— 运行速度，m/s；

$\eta$  —— 运行机构的传动效率；

$m$  —— 运行机构电动机台数。

**P.2.1.2.2 电动机初选**

由式 (P-2) 计算所得的结果和该机构的接电持续率（见附录 Q），从电动机样本上初选所需的电动机。此时应特别注意到运行机构起动加速惯性力大的特点，用一个功率增大系数乘以静功率将所需选用的电动机功率放大：对室外作业的起重机，此放大系数为 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 牵引小车式变幅机构****P.2.1.3.1 静功率**

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  $M$ ，

$N \cdot m$ ，则牵引小车式变幅机构静功率  $P_N$ ，可以由式 (P-3) 计算出：

$$P_N = \frac{M \cdot n}{9550} \quad \text{kw} \quad (\text{P-3})$$

式中： $M$  — 驱动轮（或卷筒）的转矩， $N \cdot m$ ；  
 $n$  — 驱动轮（或卷筒）的转速， $r/min$ 。

### P. 2. 1. 3. 2 电动机初选

由式 (P-3) 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 等效功率——接电持续率法

#### P. 2. 2. 1 回转机构

##### P. 2. 2. 1. 1 等效功率 由式 (P-4) 计算

$$P_e = \frac{M_{eq} \cdot n}{9550\eta}, \quad \text{kw} \quad (\text{P-4})$$

式中： $M_{eq}$ ——回转机构等效静阻力矩，见式 (7-25)， $N \cdot m$ ；  
 $n$ ——起重机回转速度， $r/min$ ；  
 $\eta$ ——回转机构传动效率。

##### P. 2. 2. 1. 2 电动机初选

由式 (P-3) 计算所得的结果，和该机构的接电持续率（见附录 Q），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 俯仰动臂式变幅机构

###### (1) 等效功率 由式 (P-5) 计算

$$P_N = \frac{P_{eq} V_b}{1000a\eta} \quad \text{kW} \quad (\text{P-5})$$

式中： $P_{eq}$  — 变幅滑轮组上变幅钢丝绳的等效变幅力， $N$ ，见式 (7-28)；  
 $V_b$  — 变幅钢丝绳卷绕线速度， $m/s$ ；  
 $a$  — 变幅滑轮组的倍率；  
 $\eta$  — 变幅机构传动总效率；  
 $P_e$  —— 变幅机构的等效计算功率， $kW$ 。

###### (2) 电动机初选

由式 (P-4) 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 平衡臂架系统式变幅机构

###### (1) 等效功率 由式 (P-6) 计算

$$P_e = \frac{F_{ld} \cdot V_b}{1000\eta} \quad \text{kw} \quad (\text{P-6})$$

式中： $F_{ld}$  — 变幅计算等效力，见式 (7-29)， $N$ ；

$V_b$  — 变幅齿条（或螺杆、油缸、钢丝绳等）的速度，m/s；

$\eta$  — 变幅驱动机构的传动效率。

## (2) 电动机初选

由式 (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. 3 稳态负载系数法

适用于各机构给出有关资料的绕线转子异步电动机。

#### P. 2. 3. 1 所选电动机的铭牌功率 见式 (P-7)

$$P_n \geq GP_N \quad (\text{P-7})$$

式中： $P_n$  ——所选电动机的铭牌功率，kW；

$P_N$  ——所选电动机的静功率或等效功率，见式 (P-1) ~ 式 (P-6)

$G$  ——稳态负载平均系数。

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  $G$  的具体数值

	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) 计算所得的结果，并参考附录 Q 中选出的相应的接电持续率  $JC$  值，则在电动机样本上可初选出所需的电动机。

### P. 2. 4 等效接电持续率经验法（用于起升机构）

#### P. 2. 4. 1. 1 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 $JC'$ %
$M_1 \sim M_3$	15
$M_4 \sim M_5$	25
$M_6$	40
$M_7 \sim M_8$	60

#### P. 2. 4. 1. 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 7-2 查出等效接电持续率  $JC'$  后，便可，

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

这是一个一般性的基本方法。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），先按式（P-8）计算出等效平均阻力矩  $M_{med}$ ，再按式（P-9）算出等效平均功率，便可以从电动机样本上可初选出所需的电动机。

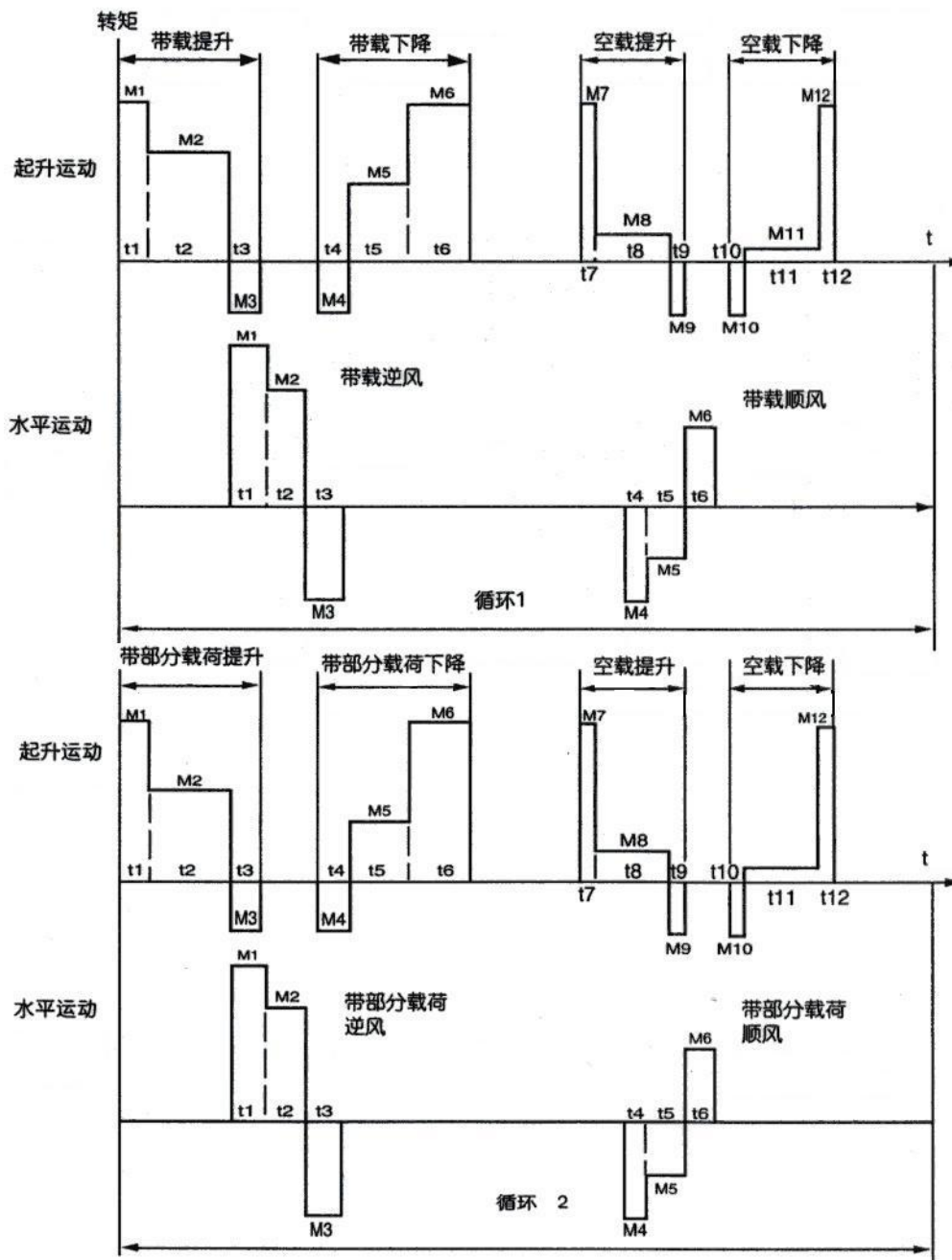


图 P-1 电动机负荷图举例

$$M_{med} = \sqrt{\frac{M_1^2 t_1 + M_2^2 t_2 + M_3^2 t_3 + \dots + M_n^2 t_n}{t_1 + t_2 + t_3 + \dots + t_n}} \quad (P-8)$$

式中： $t_1$ 、 $t_2$ 、 $t_3 \cdots t_n$ ——发生不同转矩的时间期限，静止时间不计入；

$M_1$ 、 $M_2$ 、 $M_3 \cdots M_N$ ——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，至少需考虑取为在 10 个连续工作循环中载荷最大的一个循环来计算。

$$P_{med} = \frac{M_{med}n}{9550} \quad (\text{P-9})$$

式中： $M_{med}$ ——等效平均转矩，见式 (P-8)

$n$ ——电动机转速，r/min；

#### P. 2. 5. 2 电动机的选取

如果电动机的一次负载运行时间不超过 10min，则按式 (P-8) 计算结果选用 S3 工作制的电动机即为所要求的电动机。

## 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

各种起重机的每个机构的接电持续率 JC 值, 惯量增加率 C 与折合的每小时全起动次数 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, 则可参考表 Q-1 选取。或者, 参考表 Q-2 及 Q-3 确定。

表 Q-1 JC、CZ、G 值

起重机型式		用途	起升机构			副起升机构		
			JC%	CZ	G	JC%	CZ	G
桥式起重机	吊钩式	电站安装及检修用	15~25	150	G <sub>2</sub>	15~25	150	G <sub>1</sub>
		车间及仓库用	25	150	G <sub>2</sub>	25	150	G <sub>2</sub>
		繁重的工作车间、仓库用	40	300	G <sub>2</sub>	25	150	G <sub>2</sub>
	抓斗式	间断装卸用	40	450	G <sub>2</sub>			
门式起重机	吊钩式	一般用途	25	150	G <sub>2</sub>	25	150	G <sub>2</sub>
门座起重机	吊钩式	安装用	25	150	G <sub>2</sub>	25	150	G <sub>2</sub>
	吊钩式	装卸用	40	300	G <sub>2</sub>			
	抓斗式		60	450	G <sub>3</sub>			

起重机型式		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
桥式起重机	吊钩式	15	300	G <sub>1</sub>	15	600	G <sub>1</sub>						
		25	300	G <sub>2</sub>	25	600	G <sub>2</sub>						
		25	600	G <sub>2</sub>	40	1000	G <sub>2</sub>						
	抓斗式	40	800	G <sub>2</sub>	40	1500	G <sub>2</sub>						
门式起重机	吊钩式	25	300	G <sub>2</sub>	25	450	G <sub>2</sub>						
门座起重机	吊钩式				25	150	G <sub>2</sub>	25	300	G <sub>2</sub>	25	150	G <sub>2</sub>
	吊钩式				15	150	G <sub>2</sub>	25	1000	G <sub>2</sub>	25	600	G <sub>2</sub>
	抓斗式				15	150	G <sub>2</sub>	40	1000	G <sub>2</sub>	40	600	G <sub>2</sub>

注: 1. 机构的接电持续率 JC 值用于在工作循环时间小于 10min 的场合, 按式 (Q-1) 计算:

$$JC = \frac{\text{在起重机一个工作循环中机构的运转累计时间}}{\text{起重机一个工作循环的总时间}} \times 100\%$$

2. 对采用调速系统的机构, 其起制动和点动次数与不调速系统相比, 已发生了较大的变化, 表 Q-2、Q-3 提供了不同种类起重机各个机构的接电持续率和每小时工作制循环次数, 以供电动机选择时参考。

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	手动起重机					
2	安装用臂架起重机		2~25	25~40		25
3	电站、机加工车间安装起重机		2~25	15~40		
4	堆取料用装卸桥	吊钩	20~60	40	S2 15~30min	
5	堆取料用装卸桥	抓斗或电磁盘	25~80	60~100	S2 15~30min	
6	车间起重机		10~15	25~40		
7	抓斗或电磁起重机		40~120	40~100		
8	铸造起重机		3~10	40~60		
9	均热炉起重机		30~60	40~60		
10	脱锭起重机、平炉装料起重机		30, 10	60		
11	锻造起重机		6	40		
12	卸货用桥式起重机 桥式集装箱起重机	吊钩或吊具	20~60	40~60	S2 15~30min	
13	卸货用抓斗或电磁起重机		20~80	40~100	S2 15~30min	
14	船厂臂架起重机	吊钩	20~50	40		40
15	门座起重机 浮式起重机、趸船桅杆起重机	吊钩	40 20	60 40		40~60
16	门座起重机 浮式起重机、趸船桅杆起重机	抓斗或电磁盘	25~60	60~100		40~60
17	大吨位浮式起重机和 趸船桅杆起重机 (>100t)		2~10	S1 或 S2 30min		S2 15-30min
18	甲板起重机	吊钩	30~60	40		40

续表 Q-2

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
19	甲板起重机	电磁盘	30~80	60		60
20	建筑用塔式起重机		20	40~60		25~40
21	桅杆起重机		S1 或 S2 工作制	S1 或 S2 30min		S1 或 S2 30min
22	铁路起重机		10	40		

表 Q-3 水平运行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	手动起重机					
2	安装用臂架起重机		2~25	25~40	25~40	25
3	电站、机加工车间安装起重机		2~25	25	25	
4	堆取料用装卸桥	吊钩	20~60	25~40	40~60	15~40
5	堆取料用装卸桥	抓斗或电磁盘	25~80	15~40	60	40
6	车间起重机		10~15	25~40	25~40	
7	抓斗或电磁起重机		40~120	60~100	40~60	
8	铸造起重机		3~10	40~60	40~60	
9	均热炉起重机		30~60	40~60	40~60	40
10	脱锭起重机、平炉装料起重机		30, 10	60, 40	40	
11	锻造起重机		6	25	25	100

续表 Q-3

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
12	卸货用桥式起重机 桥式集装箱起重机	吊钩或吊具	20~60	15~40	40~60	15~40
13	卸货用抓斗或电磁起重机		20~80	15~60	40~100	40
14	船厂臂架起重机	吊钩	20~50	25~40	40	25
15	门座起重机 浮式起重机、趸船桅杆起重机	吊钩	40 20	15~25	40	25~40
16	门座起重机 浮式起重机、趸船桅杆起重机	抓斗或电磁盘	25~60	25~40		40~60
17	大吨位浮式起重机和 趸船桅杆起重机 (>100t)		2~10			15~40
18	甲板起重机	吊钩	30~60			40
19	甲板起重机	电磁盘	30~80			60
20	建筑用塔式起重机		20	15~40	25	40~60
21	桅杆起重机		10			25
22	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

R.1.1 对未采用变频调速的系统,按式(R-1)进行:

$$P_N \geq \frac{H}{m\lambda_m} \cdot \frac{P_Q V_q}{1000\eta} \quad \text{kW} \quad (\text{R-1})$$

式中:  $P_N$ ——电动机的额定功率, kW;

$P_Q$ ——起升载荷, N;

$V_q$ ——物品起升速度, m/s;

$\eta$ ——机构总效率;

$\lambda_m$ ——相对于  $P_N$  时的电动机最大转矩倍数(电动机制造厂提供);

$H$ ——系数;按有电压损失(交流电动机-15%,直流电动机不考虑)、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%,直流电动机不考虑)、起升额  
 定载荷等条件确定,绕线转子异步电动机取  $H=2.1$ ;笼型异步电动机取  $H=2.2$ ;直流  
 电动机取  $H=1.4$ ;

$m$ ——电动机的台数。

R.1.2 对采用变频调速的电动机,电动机的最大转矩应不小于额定负载转矩的 2.2 倍。

#### R.2 轨道运行式运行机构电动机过载校验

按式(R-2)进行:

$$P_N \geq \frac{1}{m\lambda_{As}} \left\{ \left[ P_{G\Sigma}(\omega + m_p) + P_{WH} \right] \frac{V_y}{1000\eta} + \frac{\sum GD^2 \cdot n^2}{365000t_a} \right\} \quad \text{kW} \quad (\text{R-2})$$

式中:  $P_N$ ——基准接电持续率时,电动机的额定功率, kW;

$P_{G\Sigma}$ ——运动部分所有质量的重力, N;

$\omega$ ——运行摩擦阻力系数,对车轮为滑动轴承,  $\omega=0.015$ ;对车轮为滚动轴承的,  $\omega=0.006$ ;

$m_p$ ——坡道阻力系数,参见本标准 5.2.2.2 条确定;

$P_{WH}$ ——风阻力, N,按本标准 5.2.2.3.1 确定的工作状态风载荷计算,在室内取  $P_{WH} = 0$ ;

$V_y$ ——起重机（或小车）的运行速度，m/s；

$\sum GD^2$ ——机构总飞轮矩，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机构飞轮矩和电动机飞轮矩之和， $N \cdot m^2$ ；

$n$ ——电动机的额定转速，r/min；

$t_a$ ——机构起动时间，s；

$\lambda_{As}$ ——相对于  $P_N$  的平均起动转矩倍数。对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  $0.9\lambda_m$ ，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，对变频调速电动机取 1.7；

$\lambda_m$ ——相对于  $P_N$  时的电动机最大转矩倍数（电动机制造厂提供）；

$m$ ——电动机的台数。

### R.3 回转机构电动机过载校验

按式（R-3）进行：

$$P_N \geq \frac{H}{m \cdot \lambda_m} \cdot \frac{(M_m + M_{p \max} + M_{W \parallel} + M_{cl})n}{9550i \cdot \eta} \quad \text{kw} \quad (\text{R-3})$$

式中： $H$ ——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  $H=1$ ；

$M_m$ ——回转摩擦阻力矩， $N \cdot m$ ；

$M_{p \max}$ ——回转最大坡道阻力矩， $N \cdot m$ ；

$M_{W \parallel}$ ——由计算风压  $p_{II}$  引起的最大风阻力矩， $N \cdot m$ ；

$M_{\alpha_1}$ ——由吊重绳偏摆角  $\alpha_1$ （见本标准表 5-4）计算的回转水平阻力矩， $N \cdot m$ ；

$m$ ——电动机的台数；

$\lambda_m$ ——相对于  $P_N$  时的电动机最大转矩倍数（电动机制造厂提供）；

$i$ ——机构的总传动比。

### R.4 变幅机构电动机过载校验

按式（R-4）进行：

$$P_n \geq \frac{H}{m \cdot \lambda_m} \cdot \frac{\Sigma F_{\max} \cdot V_b}{1000\eta} \quad \text{kw} \quad (\text{R-4})$$

式中： $H$  — 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  $H=1$ ；

$\Sigma F_{\max}$  — 包括臂架及平衡系统的自重、起升载荷、由计算风压  $q_H$  产生风载荷、由吊重绳偏摆角  $\alpha_l$  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，在各变幅位置时的所有值中取其最大值，N；

$V_b$  — 变幅齿条（或螺杆、油缸、钢丝绳等）的运行速度，m/s；

$\lambda_m$  — 相对于  $P_N$  时的电动机最大转矩倍数（电动机制造厂提供）。

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

应满足式 (S-1) 的要求:

$$C_k(1-\eta_N)P_{S1} \cdot T > (1-\eta_m)P_m \cdot t_N + \left(P_{S1} \frac{I_D}{I_N} t_E - \frac{J \cdot n_m^2 \cdot 10^{-3}}{180}\right) \quad (\text{S-1})$$

式中:  $(1-\eta_N)P_{S1} \cdot T$  ——电动机在  $T$  时间内以额定功率 (S1) 工作时损失的能量;

$(1-\eta_m)P_m \cdot t_N$  ——电动机在一个循环时间  $t_N$  内 (恒速) 损失的能量;

$\left(P_{S1} \frac{I_D}{I_N} t_E - \frac{J \cdot n_m^2 \cdot 10^{-3}}{180}\right)$  ——电动机起动制动阶段损失的能量。

$C_k$  ——与电动机类型有关的修正系数, 由制造厂商提供。如未提及, 则对于 4 极或 4 极以上的电动机取  $C_k = 1$ ;

$P_{S1}$  ——连续工作制 (S1) 时电动机的额定功率, kW;

$\eta_N$  ——电动机在  $P_{S1}$  时的效率;

$T$  ——一个工作循环的总时间,  $T = t_N + t_E + t_S$

$t_N$  ——一个循环期内恒速工作的时间, s;

$t_E$  ——一个循环期内起动制动的等效时间, s;

$$t_E = \frac{\pi}{30} \cdot n_m \cdot \frac{J}{M_a} (d_c + 0.5d_i + 3f)$$

$d_c$  ——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;

$t_S$  ——一个循环期内停止的时间, s;

$J$  ——所有运动质量换算到电动机轴上的总转动惯量,  $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ;

$M_a$  ——电动机平均加速转矩,  $\text{N} \cdot \text{m}$ ;

$$M_a = M_{dq} - M_m$$

$M_{dq}$  —— 电动机平均起动转矩, N·m;

$M_m$  —— 不考虑起制动阶段的电动机平均阻转矩, N·m;

$\eta_m$  —— 电动机在功率  $P_m$  时的效率;

$$P_m = \frac{M_m \cdot n_m}{9550}$$

$n_m$  —— 电动机在  $P_m$  时的转速, r/min;

$I_D$  —— 电动机起动电流;

$I_N$  —— 电动机额定电流;

## 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（见本标准附录 P.2.3 节）的发热校验

根据我国电动机产品的具体情况,对在桥式、门式、门座等类型起重机中使用的 YZR 型绕线转子异步电动机以及变频控制的笼型电动机,可采用本方法进行发热校验。

#### S.2.1.1 起升机构电动机的发热校验

(1) 稳态平均功率,按式 (S-2) 计算

$$P_s = G \cdot \frac{P_Q V_q}{1000\eta}, \quad \text{kW} \quad (\text{S-2})$$

式中:  $G$  —— 稳态负载平均系数,见表 P-1,表 Q-1。

(2) JC 值见附录 Q。

(3) CZ 值

1) 折合的全起动次数  $Z$ ,按式 (S-3) 计算:

$$Z = d_c + g d_i + r f \quad (\text{S-3})$$

式中:  $Z$  —— 折合的每小时全起动次数;

$d_c$  —— 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;

$g, r$  —— 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。

2) 惯量增加率  $C$ , 按式 (S-4) 计算:

$$C = \frac{GD_d^2 + GD_e^2}{GD_d^2} \quad (\text{S-4})$$

式中:  $GD_d^2$  —— 电动机飞轮矩,  $\text{N} \cdot \text{m}^2$ ;

$GD_e^2$  —— 电动机以外, 移动质量和转动质量折算到电动机轴上的飞轮矩,  $\text{N} \cdot \text{m}^2$ 。

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 1000。

(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:

$$P \geq P_s \quad (\text{S-5})$$

### S. 2. 1. 2 运行机构电动机的发热校验

1) 稳态平均功率  $P_s$ , 按式 (S-6) 计算:

$$P_s = G [P_{G\Sigma} (w + m_c) + P_{wI}] \cdot \frac{V_y}{1000m \cdot \eta} \quad \text{kW} \quad (\text{S-6})$$

式中:  $P_{wI}$  —— 风阻力,  $\text{N}$ ; 按起重机受正常工作状态的计算风压  $p_I$  计算, 室内取

$$P_{wI} = 0;$$

$G$  —— 稳态负载平均系数, 见表 P-1, 表 Q-1。

2) 发热校验的其余步骤, 按本附录 S. 2. 1. 1 节中的 (1)~(4) 进行。

### S. 2. 1. 3 回转机构电动机的发热校验

1) 稳态平均功率, 按式 (S-7) 计算:

$$P_s = G \cdot \frac{(M_m + M_p + M_{wI}) \cdot n}{9550m \cdot i \cdot \eta}, \quad \text{kW} \quad (\text{S-7})$$

式中:  $G$  —— 稳态负载平均系数, 见表 P-1, 表 Q-1.;

$M_p$  —— 由倾斜引起的等效坡道阻力矩,  $\text{N} \cdot \text{m}$ ;

$M_{wl}$ ——按计算风压  $q_l$  计算的等效风阻力矩, N·m。

2) 发热校验的其余步骤按本附录 S.2.1.1 节中的(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

1) 稳态平均功率 按式 (S-8) 计算:

$$P_s = G \cdot \frac{\sqrt{\frac{\sum P_{ii}^2 \cdot t_i}{\sum t_i} \cdot V_b}}{1000m \cdot \eta}, \quad \text{kW} \quad (\text{S-8})$$

式中:  $G$ ——稳态负载平均系数,见表 P-1,表 Q-1;

$\sum P_{ii}$ ——在第  $i$  个变幅位置,由包括臂架及平衡系统的自重、物品重量、由计算风

压  $p_1$  产生的风载荷、由吊重绳偏摆角  $\alpha_1$  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,  $p_1$  见本标准表 5-5,  $\alpha_1$  见本标准表 5-4;

$t_i$ ——每一变幅位置间隔所需时间, s; 可由变幅齿条(或螺杆、油缸、钢丝绳等)行程  $l$  及

移动速度  $V_b$  按式 (S-9) 算出:

$$t_i = \frac{l_{i+1} - l_i}{V_b}, \quad \text{s} \quad (\text{S-9})$$

2) 发热校验的其余步骤,按本附录 S.2.1.1 节中的(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

1) 起升机构静功率

$$P_N = \frac{P_Q V_q}{1000\eta} \quad (\text{S-10})$$

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

### 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-10) 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

##### 1) 运行机构电动机发热计算功率

按式 (S-11) 计算：

$$P_N = \left\{ \left[ P_{G\Sigma} (\omega + m_p) + P_{wl} \right] \frac{V_y}{1000\eta} + \frac{\sum GD^2 \cdot n^2}{2 * 365000 t_a} \right\} \quad (S-11)$$

##### 2) 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-11 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 按等效平均功率法进行电动机的发热校验

作为一般性的方法，是在得到电动机的负荷图后（例如图 S-1），先算出等效平均阻力矩，再算出等效平均功率。

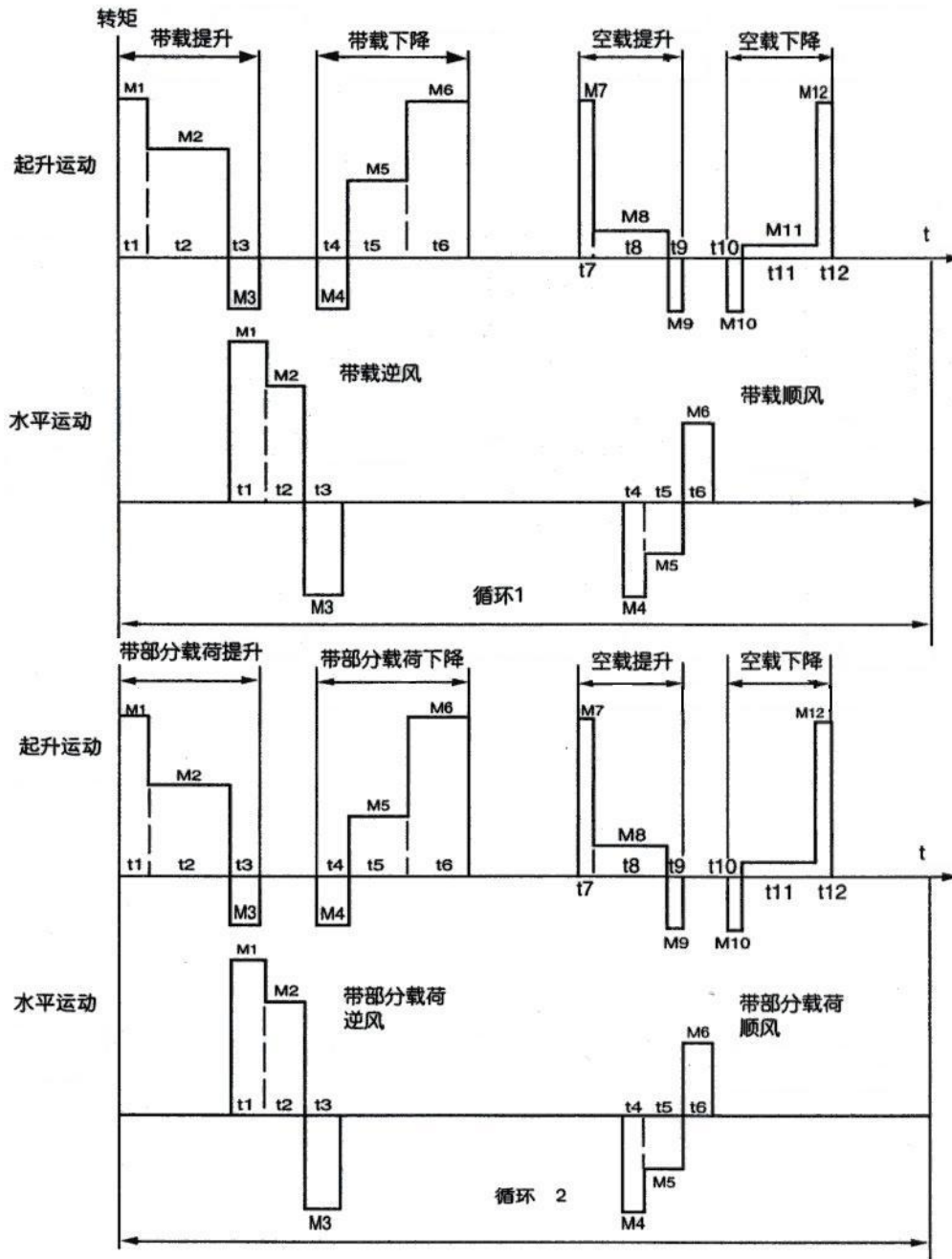


图 S-1

S. 2. 3. 1 等效平均阻力矩

按式 (S-12) 计算:

$$M_{med} = \sqrt{\frac{M_1^2 t_1 + M_2^2 t_2 + M_3^2 t_3 + \dots + M_n^2 t_n}{t_1 + t_2 + t_3 + \dots + t_n}} \quad \text{N} \cdot \text{m} \quad (\text{S-12})$$

式中:  $t_1、t_2、t_3 \dots t_n$  ——发生不同转矩的时间期限, 静止时间不计入;

$M_1、M_2、M_3 \dots M_n$  ——为包括电动机阻力矩和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, 至少需考虑取为在 10 个连续工作循环

中载荷最大的一个循环来计算。

### S. 2. 3. 2 等效平均功率,

按式 (S-13) 计算:

$$P_{med} = \frac{M_{med}n}{9550} \quad \text{kw} \quad (\text{S-13})$$

式中:  $M_{med}$ ——等效平均转矩,  $\text{N} \cdot \text{m}$ , 由式 (S-12) 算得;

$n$ ——电动机转速,  $\text{r}/\text{min}$ 。

### S. 2. 3. 3 电动机的发热校验

如果电动机的一次负载运行时间不超过 10min, 则按式 (S-13) 计算结果可选用 S3 工作制下的电动机, 对于按其它工作制给出额定数据的电动机, 可按照制造厂提供的数据折算。电动机的接电持续率和每小时工作循环次数可参考表 Q-2 和 Q-3。所选电动机在相应的接电持续率下的输出功率大于等于等效平均功率, 则电动机的发热校验通过。

### S. 2. 4 按平均损耗法验算电动机的发热

按前进 S2.1 节的方法验算电动机的发热, 仅仅对桥式、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, 用此方法就不是太合适。此时, 可采用本节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, 是一种经典的方法, 它是考虑电动机的负载、损耗、温升、冷却等具体参数进行的一种计算。基本步骤是:

- 1) 确定该电动机在起重机工作机构中的典型负载图;
- 2) 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  $R_n$ ;
- 3) 按电动机的实际接电持续率作为断续定额基准时, 求出断续定额与连续定额的损耗比  $P_\xi$ ;
- 4) 按式 (S-14) 求出运行后的温升与断续定额时温升的比率  $R_{n\xi}$ ;

$$R_{n\xi} = P_\xi \cdot R_n \quad (\text{S-14})$$

当  $R_{n\xi} \leq 1$ , 则认为电动机发热校验合格。

附录 T  
(资料性附录)  
常用的摩擦面材料的允许物理量

表 T-1 制动器及离合器覆面的最大允许物理量

物理量的 允许值  摩擦 面材料	$[p]$  $N/mm^2$		$[pv] N/mm \cdot s$				无润滑时	
	支持用	下降控制用	支持用		下降控制用		摩擦系数	允许温度
			块式	带式	块式	带式		
石棉橡胶辊 压带对钢	0.8	0.4	5	2.5	2.5	1.5	0.42~0.48	220
石棉钢丝制 动带对钢	0.6	0.3	5	2.5	2.5	1.5	0.35	220

表 T-2 铜合金轴衬材料的最大允许物理量

材 料 牌 号	物 理 量 的 允 许 值	$[p]$	$V$	$[pV]$
		$N/mm^2$	m/s	$N/mm \cdot s$
锡青铜	ZQS <sub>n</sub> 10-1	15	10	15
	ZQS <sub>n</sub> 6-6-3	8	6	6
铸铝青铜	ZQA119-4	30	8	12
	ZQA110-3-1.5	20	5	15
铸铅青铜	ZQPb30	15	8	60
铸锰黄铜	ZHM <sub>n</sub> 52-4-1	4	2	6
铸硅黄铜	ZHSi80-3-3	12	2	10

## 附录 U (资料性附录)

### 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，实际上，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”，使零件按常规的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。

有关这些系数的确定方法：

#### (1) 确定 $K_s$ ：

本系数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 U-1 和 U-2 给出了适用于直径  $D=10\text{mm}$  的形状系数  $K_s$  值，它们是金属材料抗拉强度的函数。

图 U-1 给出系数  $K_s$  用于  $D/d=2\text{mm}$  阶梯轴，对于其它的  $D/d$  值可参考用修正表 U-1 曲线图 U-2 给出一些  $K_s$  值用于孔、环形、环形槽和键槽。

直径超过 10 毫米时要引入尺寸系数  $K_d$

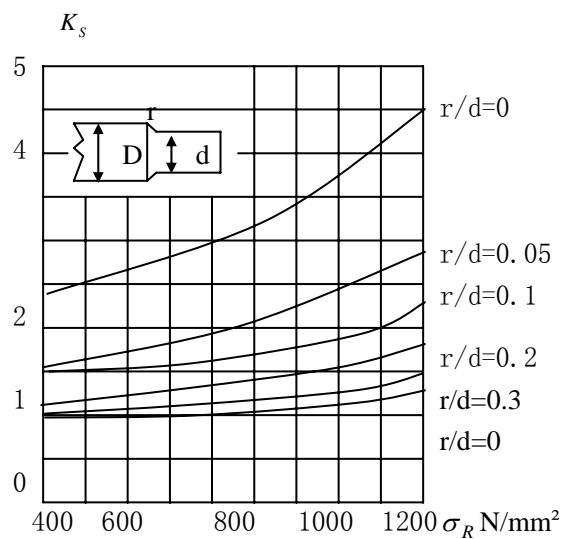


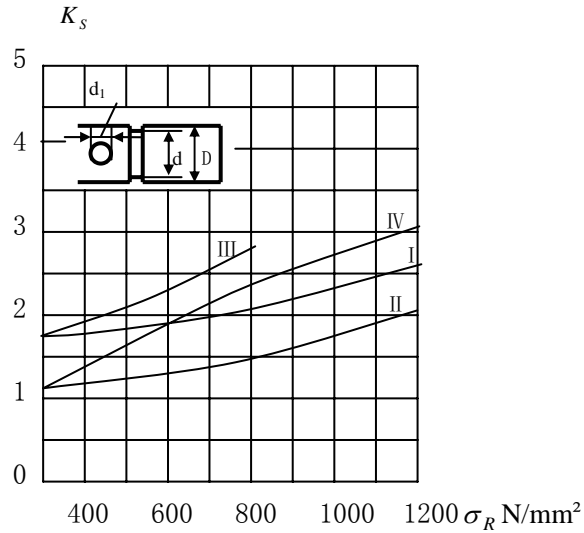
图 U-1

形状系数  $K_s$  (直径  $D=10\text{mm}$  阶梯截面  $D/d=2$ )

对其它的  $D/d$  值，由曲线  $(r/d)+q$  求得  $K_s$ ，表 U-1 列出修正系数  $q$  的值：

表 U-1  $D/d \leq 2$  时修正系数  $q$

$D/d$	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



形状系数  $K_s$  (直径  $D=10\text{mm}$  孔, 环形槽, 键槽)

- 曲线 I: 横向孔  $d_1=0.175d$
- II: 环形槽: 深  $1\text{mm}$
- III: 用键与轮毂相连
- IV: 用压配合与轮毂相连

(2) 确定尺寸系数  $K_d$

直径大于  $10\text{mm}$  时, 应力集中效应增加, 引入尺寸系数  $K_d$  来加以考虑。

表 U.2 给出了  $d$  由  $10\text{mm}$  到  $400\text{mm}$  的系数  $K_d$  值。

表 U-2  $K_d$  值

$d(\text{mm})$	10	20	30	50	100	200	400
$K_d$	1	1.1	1.25	1.45	1.65	1.75	1.8

(3) 确定表面情况(机加工方法)系数  $K_u$ 。

经验表面粗加工零件的疲劳极限比精细抛光的零件低。

用图 U-3 给出的机加工系数  $K_u$  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。

(4) 确定腐蚀系数  $K_c$

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 U-3 还对淡水和海水腐蚀的两种情况给出了系数  $K_c$  值。

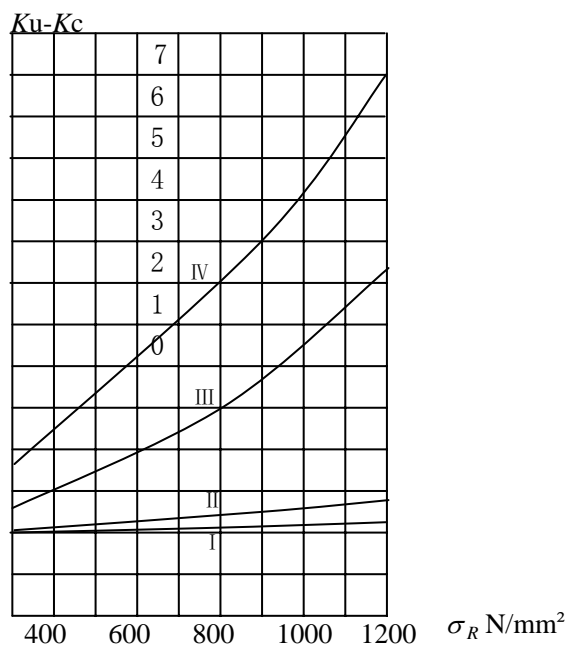


图 U-3 加工系数  $K_u$ 、腐蚀系数  $K_c$  值

$K_u$  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

## 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 只是示意图，实际上倾覆线取决于各起重机的具体设计。

### V.1 轮胎式起重机

#### V.1.1 轮胎式起重机不带悬挂装置或悬挂装置被锁定。

倾覆线为车轮着地点的连线（见图 V-1 和图 V-2）。对于两车轮装在摆动梁上时，应考虑以下两种情况：

- 1) 在车轮轴被固定或锁定的情况下，用外轮的着地点；
- 2) 当车轮装在摆动梁上，用摆动梁的轴线。

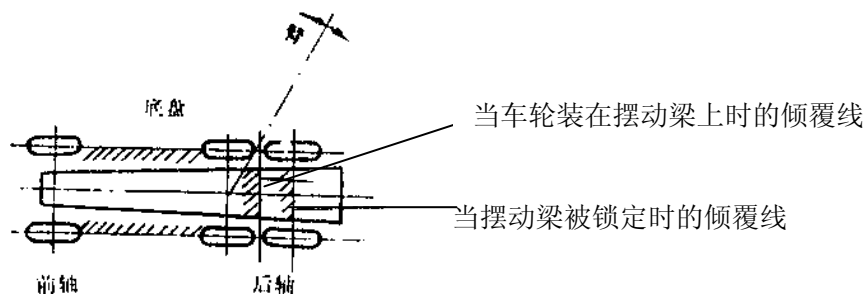


图 V-1

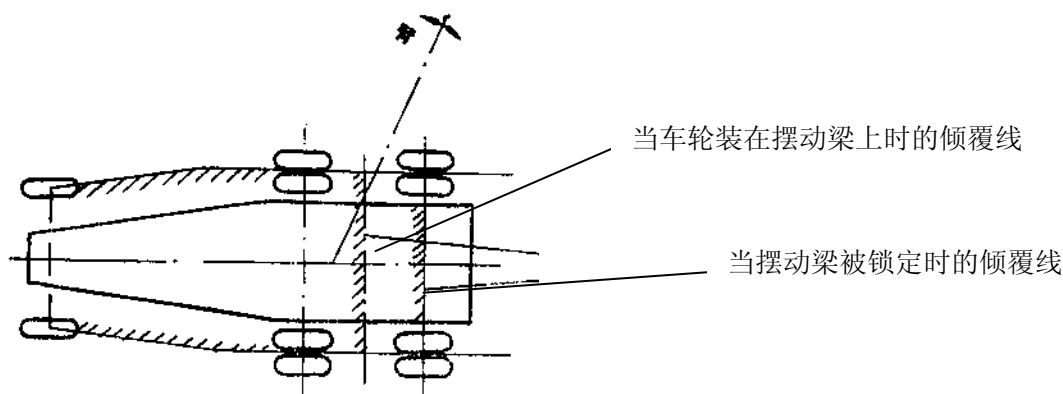


图 V-2

#### V.1.2 未锁定悬挂装置的轮胎式起重机（见图 V-3）

倾覆线是悬挂装置作用点的连线。

#### V.2 用外伸支腿的起重机（见图 V-4）。

倾覆线是支承中心的连线，如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。

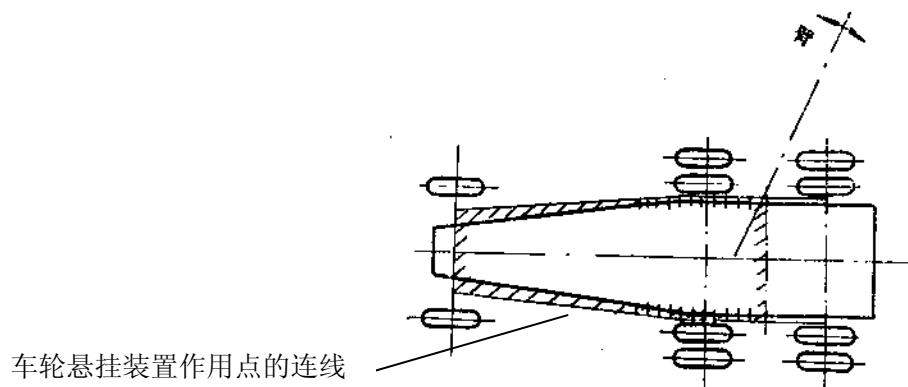


图 V-3

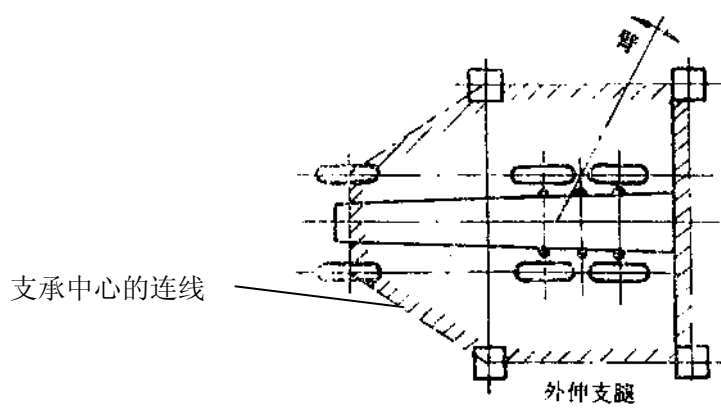


图 V-4

### V.3 履带起重机 (见图 V-6)

倾覆线为链轮轴线和中间传动轮轴线的连线。

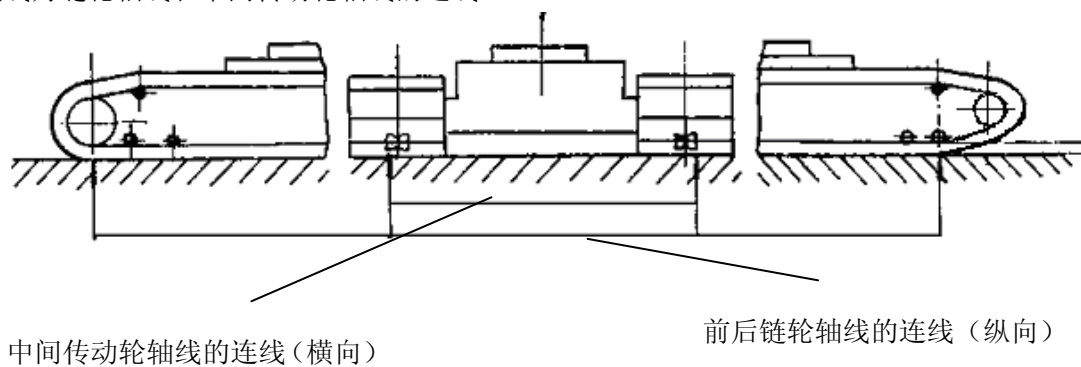


图 V-5

## 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 17909.1-1999 起重机 起重机操作手册 第 1 部分: 总则 (idt ISO 9928-1:1990)
- [3] ISO 4301-1:1986 起重机和起重机械——分级——第 1 部分: 总则
- [4] ISO 4301-2:1985 起重机械——分级——第 2 部分: 流动式起重机
- [5] ISO 4301-3:1993 起重机——分级——第 3 部分: 塔式起重机
- [6] ISO 4301-4:1989 起重机和相关设备——分级——第 4 部分: 臂架起重机
- [7] ISO 4301-5:1991 起重机——分级——第 5 部分: 桥式和门式起重机
- [6] ISO 4302:1981 起重机——风载荷估算
- [8] 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
- [9] ISO 4305:1991 流动式起重机——稳定性的确定
- [10] ISO 4308-1:2003 起重机和起重机械——钢丝绳选择——第 1 部分: 总则
- [11] 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
- [12] 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
- [13] 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
- [14] 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
- [15] 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
- [16] ISO 8686-1:1989 起重机——载荷和载荷组合设计原则——第 1 部分: 总则
- [17] 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
- [18] 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
- [19] 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
- [20] ISO 9942-1:1991 起重机——信息标牌——第 1 部分: 总则
- [21] ISO 9942-3:1999 起重机——信息标牌——第 3 部分: 塔式起重机
- [22] ISO 10245-1:1994 起重机——限制器和指示器——第 1 部分: 总则
- [23] ISO 10245-2:1994 起重机——限制器和指示器——第 2 部分: 流动式起重机
- [24] ISO 10245-3:1994 起重机——限制器和指示器——第 3 部分: 塔式起重机
- [25] ISO 10245-4:1994 起重机——限制器和指示器——第 4 部分: 臂架起重机
- [26] ISO 10245-5:1994 起重机——限制器和指示器——第 5 部分: 桥式和门式起重机
- [27] ISO 10972-1:1998 起重机——机构要求——第 1 部分: 总则
- [28] ISO 11660-1:1999 起重机——通道及安全防护设施——第 1 部分: 总则
- [29] 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
- [30] 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
- [31] 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

- [32] ISO 12210-1:1998 工作和非工作状态下的锚定装置——第 1 部分：总则
- [33] 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
- [34] ISO 12478-1:1997 起重机——维护手册——第 1 部分：总则
- [35] ISO 12480-1:1997 起重机——安全使用——第 1 部分：总则
- [36] 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
- [37] 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
- [38] DIN 15018/1:1984 起重机 钢结构 验证和分析
- [39] DIN 15018/2:1984 起重机 钢结构 设计和构造原则
- [40] DIN 15018/3:1984 流动式起重机 钢结构计算原则
- [41] DIN 15019-1:1979 起重机 稳定性
- [42] DIN 15019-2:1979 流动式起重机（无轨式） 稳定性试验载荷和计算
- [43] DIN 15025:1978 起重机 司机室内控制器的操作方向和布置
- [44] FEM 1.001:1998 起重机设计规范
- [45] JIS B 8821:1976 起重机钢结构计算