



API 标准中译本丛书
(三)

API Spec 2C-2004 第6版

海上平台起重机规范
Specification for Offshores Pedestal
Mounted Cranes

中国兵器工业企业管理协会 编
北京北方资讯服务中心

石油工业出版社

API 标准中译本丛书
(三)

API Spec 2C-2004 第 6 版

海上平台起重机规范
Specification for Offshore Pedestal
Mounted Cranes

中国兵器工业企业管理协会 编译
北京北方资讯服务中心

兵器工业出版社

Copyright ©2003 by API, . . . United States of America.

Chinese language edition published by COEA/BNIISC under the authorization of API. No part of this book can be reproduced in any form without the express written permission of API and COEA/BNIISC.

本书中文版由美国石油学会(API)授权中国兵器工业企业管理协会/北京北方资讯服务中心专有独家翻译和出版发行,由兵器工业出版社出版。未经出版者书面许可,不得以任何方式抄袭、复制或节录本翻译出版物中的任何部分。

版权所有,侵权必究。

API 规范标准翻译出版委员会

主 任：陆洪洲

副主任：庚 力（常务） 丁培烜 张 强 张嗣伟 刘学实

史习盐 杨 果 柯 松 张志明 王国平

委 员：（以姓氏笔划为序）

丁培烜 万战翔 王文祥 王国平 史习盐 刘学实

刘燕丽 邢 公 朱翌总 陈丙森 陈 怡 陆洪洲

严培荣 张 强 张嗣伟 张志明 张锡堂 范亚民

柯 松 庚 力 杨 果 杨通河 顾文龙 姚 江

韩肇俊

顾 问：庚保章

Ms. Kathleen Combs. (API 商务服务主任)

主 编：余 辉

翻 译：梁世金

校 对：章其坤 庚 力

翻译出版说明

美国石油学会(API)是美国石油工业的社会团体,由该学会制定与出版的标准,在世界上具有很大的影响,尤其是油田设备的标准与规范已国际通用。因此,了解、掌握与正确使用这些标准与规范,对设计、制造、生产、检验等具有重要的作用,对教学、研究等工作也有重要的参考价值。

对 API 标准中的物理量单位及符号,我们在翻译中严格与原文保持一致。这是因为该规范标准是一部国际性规范标准,物理量单位及符号的使用与制造单位的授权认证检验、制造单位零部件数据报告单的注册和打印标志符号钢印等都有密切关系。物理量单位及符号的变动将直接影响其应用价值。

关于有些单位符号的使用规定,中、美两国有所不同。例如内压力单位,美国用 psig(表压)或 psia(绝对),它的量值是 1bf/in^2 ,而我国用 MPa,它的量值是 N/mm^2 ;还有些单位及符号,我国还没有相似的表示方法,如 lbm 表示磅质量,1bf 表示磅力,对于这一类单位及符号更不能随意变动。出于上述种种原因,经与出版社认真研究,决定在组织出版的中文翻译本中,物理量单位及符号严格与原文保持一致,不做变动。

API 标准英文版的出版格式不尽一致,各标准间不够统一,如目录、前言、“特殊注解”以及章节的表示方法等在内容与先后排列次序上均有不够统一之处;有的标准缺图或缺图题。在中译本的出版中,我们按中国国家出版规定予以统一或规范。对缺图,我们只能按原文、空缺该图,空缺图题的,我们则予以补充。

翻译校对力求文字准确,简明流畅,并尽量避免出版中的不足,如有错误或不妥之处请函告:100089,北京 2418 信箱北方资讯。联系电话:010-68964640/41,传真:010-68964640,电子信箱:bniisc@apinetwork.org

中国兵器工业企业管理协会
北京北方资讯服务中心

API 授权声明

根据 2003 年翻译和发行授权协议书,美国石油学会(API)授予中国兵器工业管理协会/北京北方资讯服务中心(COEA/BNIISC)将其 API 标准、规范和相关文件资料等文献在中国境内的排它性独家翻译和出版发行权。

中文翻译版不得代替作为正式版的英文版本。API 不负责任何由于翻译出现的错误、误解和矛盾纠纷。凡未经 API 正式书面许可,任何组织和机构不得对其标准进行翻译和出版发行。

未经出版者书面许可,不得以任何方式抄袭、复制或节录本翻译出版物中的任何部分。

AUTHORIZED BY API

This standard has been translated by China Ordnance Industries Enterprise Management Association/Beijing North Information Industry Service Center (COEA/BNIISC) with the permission of the American Petroleum Institute (API). This translated version shall not replace nor supersede the English language version, which remains the official version. API shall not be responsible for any errors, discrepancies or misinterpretations arising from this translation. No additional translation or reproduction may be made of the standard without the prior written consent of API.

特别注解

API 出版物有必要提出一个共性的问题,有关特殊的情况,宜查阅地方、州和联邦的法律和法规。

API 没有要求雇主、制造厂或供货商承担预先告知和适当培训及装备其雇员,涉及健康和安全隐患有关人员的责任,也没有要求他们承担地方、州和联邦法律的责任。

涉及安全和健康危害的资料和有关特殊材料和条件的适当的预防措施宜从雇主、制造厂或该材料的供货商获得,或者从材料的安全参数资料中获得。

API 出版物中所含有的内容对于制造、销售任何方法的使用、专利证书范围内的设备或产品并不意味着授与了任何权利,也不保证任何人在使用出版物所包含的内容中不侵犯有关专利证书而违反法律规定。

通常,API 标准每 5 年要审查、修改、重新批准或者撤消,有时可延长 2 年的审查周期。在出版日期之后 5 年就不再作为有效的 API 版本,再版前已得到延期批准。出版标准的状态可以从 API 授权部门查清[电话(202)682-8000],API 出版物和资料的目录每年定期出版,并由 API 每季适时更新。地址:1200 L Street, N. W., Washington, D. C. 20005。

本文件按照标准化程序出版,该程序保证适当的通报,参加到发展的过程中并指定为 API 的标准。涉及到标准内容解释的问题和意见以及涉及标准开发的程序问题可直接书面写给美国石油学会 Upstream Segment 的部长/总经理,1220 L Street, N. W., Washington, D. C. 20005,请求允许出版或翻译全部或部分标准的要求也可写给部长。

API 标准出版能容易地得到大量有效性的证明、良好的工程和操作实践。涉及在什么时候和什么地方适宜使用这些标准时,这些标准并不企图排除采用良好工程判断的需要。API 标准的系统阐述和出版并不打算以任何方式去禁止任何人使用任何其他的实践方法。

任何符合 API 标准的标志要求进行标志的设备或材料应对符合该标准全部要求负全部的责任。API 并不代表或保证该产品实际上符合所采用的 API 标准。

版权所有。未经出版商事先的书面许可,本标准不得以任何形式进行复制、储备或传播。请与我们联系 (API PUBLISHING SERVICES, 1220 L STREET, N. W., WASHINGTON, D. C. 20005)。

前 言

本规范由“API 海上结构标准化小组委员会”归口管理。

本规范的目的在于向适用于钻井和开采作业的海上基座安装的起重机提供标准。

本标准将从封面所示日期起开始生效,但可以从发布之日起自愿采用。

本 API Spec 2C 版本取代 1995 年 4 月的第 5 版本。但要注明本版本根据先前版本所修改的数据和内容以说明这二个版本内容的变动是不实际的。

任何愿意使用 API 出版物的人均可使用。“学会”已尽一切努力来确保标准中数据的准确性和可靠性。但是,“学会”不对出版物进行提议、担保或保证,在此明确表示不对因使用本出版物而造成的损失或损害承担责任,也不对本出版物违反联邦、州或市政的规定(本出版物可能与之相抵触)承担责任。

欢迎提出建议性修改,可将修改建议提交给 API 标准部(地址:1220 L Street, NW, Washington, DC 20005)。

目 录

1 范围	(1)	7 关键起重件	(20)
1.1 概述	(1)	7.1 概述	(20)
1.2 安全工作极限值	(1)	7.2 钢丝绳	(20)
1.3 关键件	(1)	7.3 钢丝绳端接	(20)
1.4 注释	(1)	7.4 滑轮	(20)
1.5 记录保存	(1)	7.5 负载滑轮组件	(21)
1.6 制造厂家提供的资料	(1)	8 吊臂绞车、负载绞车和伸缩臂机构	(23)
2 参考文献	(3)	8.1 绞车	(23)
2.1 标准	(3)	8.2 吊臂控制装置	(25)
2.2 其他参考文献	(4)	8.3 伸缩臂机构	(25)
3 定义、缩写和单位	(4)	9 回转机构	(26)
3.1 定义	(4)	9.1 回转机构	(26)
3.2 缩写	(8)	9.2 回转支承环	(26)
3.3 单位	(8)	10 动力设备	(28)
4 起重机额定值	(8)	10.1 概述	(28)
4.1 概述	(8)	10.2 内燃原动机排气系统	(28)
4.2 额定载荷图和说明图	(10)	10.3 燃油箱	(29)
4.3 工作中的载荷	(12)	10.4 危险区分类	(29)
4.4 不工作的载荷	(15)	10.5 火源和受热表面的隔热	(29)
4.5 风载荷、冰载荷和地震载荷	(15)	10.6 柴油机进气关闭	(29)
4.6 总超载情况	(17)	11 控制装置	(29)
5 许用应力	(17)	11.1 概述	(29)
5.1 概述	(17)	11.2 动力设备控制装置	(29)
5.2 基座、立柱和平台连接	(18)	11.3 发动机离合器	(29)
5.3 使用 AISC 规范的例外情况	(18)	11.4 起重机控制装置—基本的手柄操作装置	(30)
5.4 疲劳	(18)	12 操作室及防护装置	(32)
5.5 鉴定	(18)	12.1 概述	(32)
6 设计鉴定和试验	(18)	12.2 窗户	(32)
6.1 设计鉴定	(18)	12.3 门	(33)
6.2 证书	(19)	12.4 操作室通道	(33)
6.3 操作试验	(19)		

12.5 平台和走道	(33)	B 注释	(39)
12.6 安装通道	(33)	C 买方规定的最低要求	(47)
12.7 噪声级别	(33)	D API 会标	(49)
13 其他要求和设备	(33)	E 计算示例	(50)
13.1 吊臂设备	(33)	表	
13.2 运动零部件防护装置	(33)	1 设计参数摘要	(9)
13.3 离合器和制动器保护装置	(33)	2 动态系数计算用垂直速度	(16)
13.4 润滑点和液体注入点	(34)	3 船上起升动态系数(通用法用的 C_v)	(16)
13.5 液压管路和气动管路保护	(34)	4 起重机底座倾角和加速度	(16)
13.6 对环境敏感的材料的使用	(34)	5 施加在起重机部件的垂直动态加速度	(16)
13.7 防两滑轮碰撞装置	(34)	6 滑轮槽半径	(22)
13.8 人员应急载荷下降	(34)	7 起重机基本的四杆控制操作	(30)
13.9 其他设备	(34)	8 起重机基本的二杆控制操作(方案 1)	(31)
14 结构件材料要求	(34)	9 起重机基本的二杆控制操作(方案 2)	(32)
14.1 材料	(34)	10 基于 ASTM 射线检测标准的验收标准	(35)
14.2 材料跟踪	(35)	11 制造工艺标准示例	(37)
14.3 断裂韧性	(35)	B.4.3.1 通用法——船舶数据	(40)
14.4 铸件	(35)	B.4.3.2 通用法抽样设计值计算	(40)
14.5 紧固件	(36)	B.4.3.3 有效波浪高度与供给船甲板的 最小要求吊钩速度	(41)
14.6 钢板	(36)	B.5.4 换算疲劳设计载荷示例	(43)
15 主要受力件的焊接	(36)	图	
15.1 标准	(36)	1 起重机总成	(2)
15.2 焊接工艺规程	(36)	2 起重机术语	(3)
15.3 焊工操作技能	(36)	3 不同工况额定载荷曲线图	(11)
15.4 焊接性能	(36)	4 使用楔形套固定绳索死端的方法	(21)
16 关键件的无损检测	(36)	5 滑轮尺寸图	(21)
16.1 无损检测工艺	(36)	6 绞车卷筒图	(24)
16.2 无损检测人员技术资格	(36)	7 起重机基本的四杆控制简图	(30)
16.3 无损检测的最小范围	(36)	8 起重机基本的两杆控制简图(方案 1)	(31)
16.4 工艺标准示例	(36)	9 起重机基本的两杆控制简图(方案 2)	(32)
17 标志	(37)	D.1 API 会标铭牌示意图	(49)
附录			
A 关键件示例	(38)		

海上平台起重机规范

1 范围

1.1 概述

本规范详细陈述了海上平台起重机的设计、制造和试验要求。本文把海上起重机定义为安装在各类基座安装的俯仰式和旋转式起重设备,这些起重设备适用于海上船只和海上设施之间的器材或人员的运送。通常,海上起重机安装在固定(底部

撑的)平台结构或浮动平台结构上,用于钻井和开采作业。本规范不适用于吊架和/或紧急逃生装置的设计、制造和试验;也不适用于船用起重机或重型起重机。船用起重机安装在海面这类的船舶上,用来运输集装箱和其他器材,而起重机位于港口或遮蔽水域内。重型起重机安装在驳船或其他船舶上,在港口或遮蔽水域内或在非常平和的近海环境条件下用于施工和打撈作业。

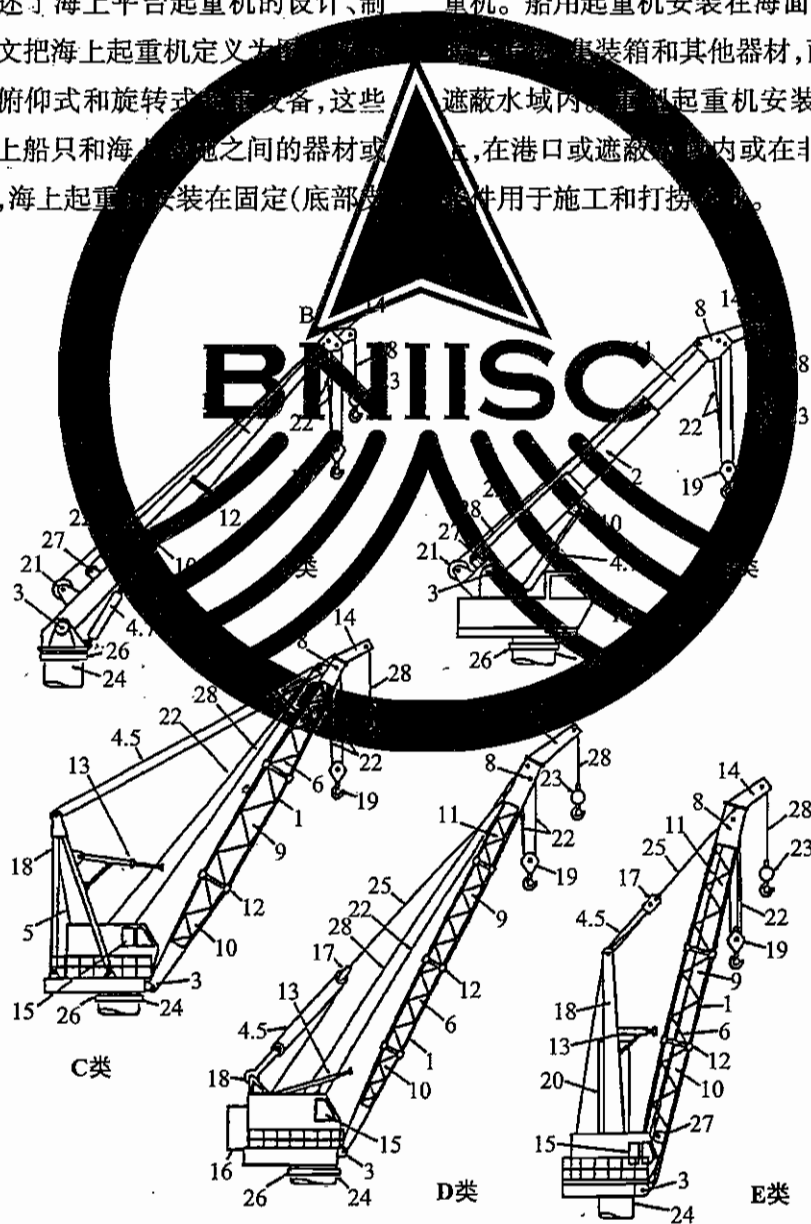


图1 起重机总成类型

1.2 安全工作极限值

本规范的目的是确定在预期的工作和条件下起重机的安全工作极限值,根据许用单位应力和设计系数来确定安全工作负载(SWL)可达到此目的。超出起重机制造厂家根据本规范规定的极限值来操

作起重机,将会导致严重损坏,使整个起重机和操作人员与基座分开。依照本规范规定的许用应力和设计系数,并不保证在发生总超载(在拌住供给船时可能会出现)情况下起重机不会从其基座分离。

序 号	部 件	类型,见图 1				
		A	B	C	D	E
1	臂架弦杆	—	—	×	×	×
2	吊臂伸缩臂	—	×	—	—	—
3	臂架根部枢轴	×	×	×	×	×
4	变幅机构	×	×	×	×	×
5	变幅钢丝绳或吊臂绳	—	—	×	×	×
6	吊臂斜拉筋	—	—	×	×	×
7	变幅油缸	×	×	—	—	—
8	吊臂顶部滑轮组或吊臂头	×	×	×	×	×
9	中间臂节	—	—	×	×	×
10	下臂节、底层臂节或根臂节	×	×	×	×	×
11	上臂节、顶部臂节或端臂节	×	×	×	×	×
12	臂架拼接	×	—	×	×	×
13	臂架停止装置	—	—	×	×	×
14	臂架顶端外伸臂或附加臂	×	×	×	×	×
15	操作室	—	×	×	×	×
16	平衡重块	—	—	—	×	—
17	浮动系绳器或紧绳装置	—	—	—	×	×
18	门架、桅柱或 A 形架	—	—	×	×	×
19	吊钩滑车	×	×	×	×	×
20	主柱或中心柱	—	—	—	—	×
21	主起升卷筒	×	×	—	—	—
22	主起升钢丝绳或承载钢丝绳	×	×	×	×	×
23	重力球	×	×	×	×	×
24	基座或底座	×	×	×	×	×
25	悬绳	—	—	—	×	×
26	回转支承环	×	×	×	×	—
27	辅绳或辅助起升卷筒	×	×	—	—	×
28	辅绳或辅助起升钢丝绳	×	×	×	×	×

注: * 见图 1。

图 2 起重机术语

1.3 关键件

关键件是指起重机总成中不可缺的任何部件,或指其故障会导致负载下降失控或上部结构旋转失控的辅助固定装置。由于其关键性,这些部件要有

严格的设计、材料、可追溯性和检验要求。起重机制造厂家要编制每台起重机所有关键件的清单。附录 A 为关键件示例清单。

1.4 注释

有关本规范所述各类论题的详情和参考文献,都归纳在“附录 B 注释”中。附录 B 中的章节对应于本规范的章节。例如,本规范的“第 4.3 节——工作中的载荷”对应于附录 B 的 B.4.3。

1.5 记录保存

起重机制造厂家应保存各种检验、试验记录 20 年。这些记录要用在故障评定的质量审查程序中,其目的是为了纠正或消除那些已造成故障的设计、制造或检验因素。

1.6 制造厂家提供的资料

制造厂家要就制造的每台起重机向买方提供一定的资料。除非买方另外同意,则资料应包括:

1. 按照第 4.2 节的载荷和工况曲线图;
2. 按照第 5.2 节的起重机基座设计的力和力矩;
3. 按照第 1.3 节的所有关键件的清单及证明这些关键件符合 API Spec 2C 材料、可追溯性、焊接(适用时)和无损检测要求的合格证书;
4. 使用、零部件和维护手册;
5. 如买方要求,应按照第 4.6 节的无意总超载的故障形式评估。

2 参考文献

2.1 标准

以下标准包含了贯穿本规范条款的很多规定。除本节参考的规定版本外,也可以使用最新版本的参考标准。

API(美国石油学会)

- RP 2A 固定式海上平台规划、设计和建造——工作应力设计
- RP 2D 海上起重机使用和维护的推荐作法
- Spec 2H 海上平台管式接头用碳锰钢板规范
- RP 2N 寒冷条件下结构、管线的规划、设计和制造的推荐作法
- RP 2X 海上结构件超声检测推荐作法及技术人员的资格指南

Spec 9A 钢丝绳规范

RP 14C 海上开采平台表面基本安全系统分析、设计、安装和试验的推荐作法

RP 14F 无类别、1 类 1 分区和 2 分区位置的推荐设计和安装

RP 500 安装在分为 1 类 1 分区和 2 分区的石油设施上的电气设备位置分类

RP 505 安装在分为 1 类 0 分区、1 分区和 2 分区的石油设施上的电气设备位置分类

ABMA(美国轴承制造商协会)

Std 9 滚珠轴承载荷额定值和疲劳寿命

Std 11 滚柱轴承载荷额定值和疲劳寿命

AGMA(美国齿轮制造商协会)

ANSI 6010-F97 正齿轮、伞齿轮、人字齿轮和斜齿轮封闭传动装置标准

ANSI 2001-C95 渐开线正齿轮齿和斜齿轮齿基本额定系数和计算方法

ANSI 908-B89 数据表——确定正齿轮齿、斜齿轮齿、人字齿轮齿点蚀阻力及弯曲强度的几何系数

AISC(美国钢铁学会)

钢结构手册——许用应力设计,第 9 版

ANSI(美国国家标准学会)

A14.3 固定梯安全要求

A1264.1 工作场所地面及墙孔、楼梯、栏杆装置安全要求

B18.2.1 方形和六角形螺栓和螺钉(英制系列)

ASME(美国机械工程师学会)

锅炉和压力容器规范,第 IX 卷——焊接和钎焊鉴定

ASNT(美国无损试验学会)

SNT-TC-1A 推荐做法 SNT-TC-1A

ASTM(美国试验与材料学会)

A 295 高碳耐磨轴承钢标准规范

A 320/A 320M 低温用合金/钢类螺栓材料标准规范

A 578/A 578M	特殊用途的普通和复合钢板直射声束超声检测标准规范	ANSI Std 268	实施米制的美国国家标准
A 770/A 770M	特殊用途钢板整个厚度张力试验标准规范	SAE	
E 23	金属材料有切口试样冲击试验标准试验方法	J48	液位指示器指南
E 45	测定钢材内在成分的标准方法	J223	维护细则、容器和加注器标志符号和颜色规范
AWS(美国焊接学会)		J987	钢丝绳支撑桁架式吊臂起重机结构——试验方法
D1.1	结构焊接规范——钢材	J1063	悬臂起重机结构——试验方法
D14.3/D 14.3M	运土和工程设备焊接规范	J1238	在海洋环境固定平台上作业的额定起重重量起重机
ISO(国际标准化组织)			
281	滚柱轴承——动态载荷额定值及额定寿命		
TS 13725	液压动力——油缸——确定弯曲临界负荷方法		
SAE(美国汽车工程师学会)			
J115	工程设备安全标志		
J429G	外螺纹紧固件机构和材料要求		
J919	路外作业特殊种类设备操作人员噪音测量		
美国联邦政府			
CFR	联邦法规规范		
2.2 其他参考文献			
以下标准和规范包含了有用的资料。			
ANSI/NFPA	美国国家标准学会/美国消防协会国家电气规程		
ASME			
HST-4	高架电动钢丝绳吊车性能标准		
ASME	锅炉和压力容器规范,第V卷——无损检测		
ASTM			
E 709	磁粉检测标准指南		
SI 10	使用国际单位制(SI)的美国国家标准;现代米制		
IEEE(电气和电子工程师学会)			
Std 45	船用电气安装的推荐作法		
		3 定义、缩写和单位	
		3.1 定义	
		3.1.1 A型架	见“门架”,也称桅柱(参见图1中18)。
		3.1.2 许用钢丝绳载荷	钢丝绳的“标称”破断拉力除以设计系数。
		3.1.3 辅助起升	见“辅助钢丝绳”(参见图1中27)。
		3.1.4 旋转轴线	起重机上部结构旋转的垂直轴线。
		3.1.5 底座	见“基座”(参见图1中24)。
		3.1.6 轴承滚道	接触回转轴承部件滚动件(滚珠或滚柱)的轴承座圈表面。
		3.1.7 轴承座圈	容纳回转轴承部件滚动件(滚珠或滚柱)的旋转盘和固定环。
		3.1.8 吊臂	与旋转上部结构铰接、用来支撑起升滑轮组的构件。
		3.1.9 吊臂角度	吊臂纵轴线与其底座水平面上或下之间的角度。
		3.1.10 吊臂角度指示器	显示吊臂在水平面之上角度的辅助装置。
		3.1.11 吊臂弦杆	桁架吊臂的主杆(参见图1中1)。
		3.1.12 伸缩臂	伸缩式吊臂的中间吊臂节(参见图1中2)。

3.1.13 吊臂根部枢轴 上部结构的吊臂枢轴点(参见图 1 中 3)。

3.1.14 臂架升降机构 见 8.2 节及随后的段落。指负责起升和下降吊臂的起升机构。

3.1.15 变幅机构 支撑吊臂并调节吊臂角度的装置(参见图 1 中 4)。

3.1.16 变幅钢丝绳 在控制吊臂角度位置的卷筒上工作的钢丝绳(参见图 1 中 5)。

3.1.17 吊臂斜拉筋 以一定角度连接和支撑桁架式吊臂各弦杆的构件(参见图 1 中 6)。

3.1.18 吊臂长度 沿吊臂纵轴测量,从吊臂根部枢轴中心线到吊臂头部负载起升滑轮销轴中心线的直线距离。

3.1.19 变幅油缸 支撑吊臂并调节吊臂角度的液压油缸装置(参见图 1 中 7)。

3.1.20 吊臂钢丝绳 卷在卷筒上或通过滑轮的变幅钢丝绳。见变幅钢丝绳。

3.1.21 吊臂头部滑轮总成 组成吊臂头部整体部分的滑轮组和销轴总成(参见图 1 中 8)。

3.1.22 吊臂拼接件 吊臂主节和各附加臂节的拼接件,通常有拼接板式、销式或对接式(参见图 1 中 12)。

3.1.23 吊臂停止杆 用来限制在最高推荐位置的吊臂角度的装置(参见图 1 中 13)。

3.1.24 吊臂顶端外伸臂 见“附加臂”(参见图 1 中 14)。

3.1.25 制动器 用来减速或停止运动或者刹车定位的装置。

3.1.26 紧绳装置 见“浮动系绳器”(参见图 1 中 17)。

3.1.27 操作室 供操作人员和机械操作控制装置用的壳体式小室(参见图 1 中 15)。

3.1.28 离合器 连接或脱开动力的装置。

3.1.29 配重 通过增加设备的重量使起升工作载荷保持平衡的重块,通常装在旋转上部结构的尾部(参见图 1 中 16)。

3.1.30 关键件 关键件是指起重机总成中不可或缺的任何部件,或指其故障会导致负载下降失控,或上部结构旋转失控的辅助固定装置,见附录 A 示例。

3.1.31 C_v 垂直设计系数,用来乘以安全工作负载(SWL)以得出垂直设计载荷。

3.1.32 指定的 由雇主或雇主代表选定或指定有资格履行规定的职责。

3.1.33 设计载荷 垂直设计载荷等于 SWL 乘以垂直设计系数 C_v 。起重机设计中应考虑的其他载荷包括前倾载荷、侧倾载荷、环境载荷、起重机基座运动造成的载荷及本文定义的其他载荷。

3.1.34 设计要求 制造厂商技术管理部门对起重机生产中采用的材料、制造、装配和检验程序所规定的要求。

3.1.35 动态载荷 由于加速或减速负载而造成对设备或其部件施加的载荷。

3.1.36 防护罩 能对设备提供保护的结构件。

3.1.37 适用性 部件的制造达到所要求的质量水平(不一定要达到最高水平),以确保材料性能、环境相互影响、组合件或连接件中存在的任何缺陷能适合于预期用途。适用性是指:部件或总成可以有适度范围的材料或制造缺陷,但不会对其性能或可靠性造成影响。

3.1.38 固定平台 底部支撑的固定结构,在作业情况下遇到波浪和水流时没有明显移动。例如导管架和桩撑平台,自升式平台,底部支撑的潜水式平台。

3.1.39 浮动系绳器(也称紧绳器) 装有滑轮的支架并且用固定钢丝绳连接到吊臂的机架通常称为紧绳器(参见图 1 中 17)。

3.1.40 浮动平台/船舶 安装起重机的移动结构。例如:TLP(张力腿平台)、筒状平台、半潜式平台、钻井船和 FPSO(浮式采油,储油和卸油装置)。

3.1.41 基础螺栓或紧固件 用来将回转轴承连接到上部结构和/或基座的螺栓。

3.1.42 断裂控制计划 考虑材料性能、环境暴露

情况、潜在的材料和制造缺陷以及检验方法等问题,目的是为了排除在设计要求的起重机预定寿命期间会引起故障的情况。

3.1.43 门架(也称 A 形架或桅杆) 伸出于上部结构之上的构架,吊臂支承绳穿过这个构架(参见图 1 中 18)。

3.1.44 牵索 不工作的固定钢丝绳,用来保持钢丝绳连接的部件连接点之间的固定距离。

3.1.45 起升 提升的过程。

3.1.46 起升机构 用于提升和下降负载的绞车卷筒和穿绳系统。

3.1.47 起升钢丝绳 提升过程用的钢丝绳。

3.1.48 起重滑车 用来做牵引的钢丝绳和滑轮组件。

3.1.49 吊具 在提升作业中使用的、装有吊钩的滑轮。可以有单滑轮,用于两条或三条钢丝绳;多滑轮用于四条或四条以上钢丝绳(参见图 1 中 19)。

3.1.50 钩式滚子 防止旋转上部结构提升而脱离滚道的滚子。钩式滚子是连接上部结构到基础或基座的位置。

3.1.51 Hsig 海面有效波浪高度 它与本文所述负载图、额定值或其它情况有关联。

3.1.52 工作中 操作员操作起重机时起重机处于工作状态。

3.1.53 附加臂(也叫顶部外伸臂) 连接吊臂顶端的外伸臂,使吊臂长度增加,用来起升规定的负载(参见图 1 中 14)。

3.1.54 主销轴 垂直销或轴,起旋转中间装置的作用,用于连接旋转上部结构和底座。

3.1.55 主柱 筒式构件,起旋转中线的作用,用来将机件连接到平台上(参见图 1 中 20)。

3.1.56 斜拉筋 见“吊臂斜拉筋”(参见图 1 中 6)。

3.1.57 桁架式臂架 在桁架形状的主杆(弦杆)之间有斜拉筋的开式结构的起重臂架。

3.1.58 下部负载滑轮 起升钢丝绳悬挂的吊钩或

卸扣、转环、滑轮、销轴和构架的总成。

3.1.59 上部负载滑轮 吊臂顶端悬挂的卸扣、转环、滑轮、销轴和构架的总成。

3.1.60 负载钢丝绳(也称起升钢丝绳) 在起重机提升作业中称为主起升钢丝绳(参见图 1 中 22)。副起升钢丝绳称为辅助钢丝绳(参见图 1 中 28)。

3.1.61 载荷额定值 制造厂商根据第 4 节确定的起重机额定值(单位 lb、kg)。

3.1.62 可卸零部件 可卸零部件包括所有吊具、吊钩、吊篮、卸扣、链条、钢丝绳、缆索、救生衣等,是起重机操作中把重物固定到起重吊钩或起重装置上并移动重物所必需的装置。(软木救生衣是海岸警卫队认可的救生装置,它能保证不省人事的人处于脸朝上的位置。工作衣是飘浮装置,通常由泡沫塑料做成,工作衣未被证明适于水上工作或人员的运送。)

3.1.63 变幅 在垂直平面内改变吊臂角度的操作。

3.1.64 主起升钢丝绳 见“承载钢丝绳”(参见图 1 中 22)。

3.1.65 主结构更改 降低任一结构件承载能力的结构更改,或由此制定更改载荷图。

3.1.66 门架(也称桅杆) 铰接在吊臂铰链或其近旁的构架,用以连接支承吊臂。门架顶部通常用吊臂变幅钢丝绳吊住和升降。

3.1.67 船外起升 指起重机不在其安装的平台/船舶上的任何地方来回起升载荷(例如从供给船上起升)。

3.1.68 船上起升 指起重机在其安装的平台/船舶甲板上来回起升载荷。

3.1.69 操纵台 供操作员操作设备用的指定位置。

3.1.70 不工作 操作员不操作起重机时起重机处于不工作状态。不工作状态时吊臂可能不在吊臂搁置架上或者可能在吊臂搁置架上(停放)。

3.1.71 自松重 在制动器松开时,起升绳端上的

重块使钢丝绳从卷筒上解开的能力。

3.1.72 重力球 单根绳上的球形重块,借助重力用来把钢丝绳从卷筒上拉出来(参见图 1 中 23)。

3.1.73 棘爪(止动块) 在一个或多个方向有效地保持部件不动的装置。

3.1.74 基座(也称底座) 回转上部结构安装其上的下部支承结构(参见图 1 中 24)。

3.1.75 牵绳(也称绷绳) 具有固定端部连接和规定长度的不动作的固定钢丝绳(参见图 1 中 25)。

3.1.76 中径 卷筒、套筒或滑轮的根部直径加上钢丝绳的直径(参见图 5 和图 6)。

3.1.77 动力控制下降 动力系中的一个系统或装置,而不是重物起升制动器,该装置能控制重物起升机构的下降速度。

3.1.78 样机 依照本版本 API Spec 2C 的特定设计,并是初次制造的部件或设备。

3.1.79 有资格的 个人拥有承认的等级和职业能力合格证明,或凭多方面的知识、培训和经验成功地展示解决相关工作问题的能力。

3.1.80 额定能力 制造厂商所确定的在规定的起吊半径下的额定起重能力或 SWL,也是制造厂商保证的在所规定的起吊半径下的最大起重量。

3.1.81 (穿)绳系 钢丝绳围绕卷筒和滑轮穿行的绳系。

3.1.82 旋转上部结构 旋转上部构架结构和安装在它上面的工作机械设备(也称回转台)。

3.1.83 环形齿轮 见“回转齿轮”(也称大齿轮)。

3.1.84 滚子滚道 支承回转上部结构的滚子所在的表面,它可容纳圆锥滚柱或圆柱滚柱,或转动辊子。

3.1.85 滚动元件 回转轴承座圈间所容纳的滚珠或滚柱。

3.1.86 旋转台 见“旋转上部结构”。

3.1.87 绳索 除非另有说明,则指钢丝绳。

3.1.88 防旋转钢丝绳 由捻向一个方向的内层股和覆盖在其上并捻向相反方向的外层股组成的钢丝

绳。这就有了平衡力矩的作用,从而减少钢丝绳的扭转趋势。

3.1.89 动绳 绕着滑轮或卷筒运动的钢丝绳。

3.1.90 安全工作负载(SWL)(额定能力) 在给定的工作条件下,在起重机额定能力范围内的最大额定载荷。

3.1.91 应该 该词表示,该规范是强制性的和必须遵循的。

3.1.92 可以 该词表示,该规范是推荐的,其合理性取决于各种实际情况。

3.1.93 侧向载荷 以某一角度对吊臂垂直平面施加的载荷。

3.1.94 吊具 把重物吊挂到吊运设备上的装置。

3.1.95 固定钢丝绳(牵索) 支承用的、不动作的钢丝绳,这根钢丝绳使它所连接的两个部件固定点之间的距离保持恒定。

3.1.96 结构能力 设备及其部件承受作用载荷产生的应力的能力。

3.1.97 回转 上部结构的旋转,使重物环绕旋转轴线在水平方向的运动。

3.1.98 回转轴承 座圈和滚珠或滚柱的组合,能承受住带有吊臂和重物的旋转上部结构的径向载荷、轴向载荷和力矩。

3.1.99 回转支承 见“回转轴承”和“滚道”。

3.1.100 回转支承环(参见图 1 中 26)。 回转支承环是指在 A、B、C、D 类起重机的回转上部结构与基座之间的连接件,它使起重机能旋转,并承受起重机工作所产生的力矩、轴向载荷和径向载荷。

3.1.101 回转齿轮(也称环形齿轮或大齿轮) 与旋转上部结构上的回转小齿轮啮合的内齿轮或外齿轮,用以保证旋转运动。

3.1.102 回转机构 保证旋转上部结构双向转动的机械装置。

3.1.103 转环 带有止推轴承的承载件,允许在载荷作用下在垂直于载荷方向的平面内转动。

3.1.104 转动 (下部)负载滑轮的重物吊挂件(吊

钩或卸扣)或吊钩装置环绕承载绳的悬挂轴线所做的回转运动。

3.1.105 尾部回转半径(后端半径) 从旋转上部结构的旋转中心到最大尾部伸出端的净距离。

3.1.106 伸缩臂 由主吊臂和从主吊臂伸出的一个或多个臂节组成,用以增加吊臂长度(参见图 1 B 类型中 2, 10, 11)。

3.1.107 变矩器 连接原动机的辅助传动装置,随着载荷增大速度相应减小,它增大发动机的扭矩。

3.1.108 两滑轮相撞 下部负载滑轮或吊钩装置提升时与上部负载滑轮或吊臂顶端滑轮接触相碰撞。

3.1.109 上部结构 见“旋转上部结构”。

3.1.110 辅绳 副钢丝绳,其承载能力通常比主钢丝绳的要小,也称辅助钢丝绳或副起升钢丝绳(参见图 1 中 27 和 28)。

3.1.111 钢丝绳 挠性钢丝绳制元件,通常由绳芯和捻在它周围呈螺旋缠绕的多丝的股绳组成。

3.1.112 工作载荷 施用在起重机上的外部载荷,包括重物吊挂装置(如负载滑轮、卸扣和吊具)的重量在内。在给定工况下的最大许可工作载荷应为 SWL。

3.2 缩写

本出版物使用了以下缩写:

ABMA	美国轴承制造商协会
AGMA	美国齿轮制造商协会
AISC	美国钢结构学会
ANSI	美国国家标准学会
API	美国石油学会
ASME	美国机械工程师学会
ASNT	美国无损试验学会
ASTM	美国材料试验学会
AWS	美国焊接学会
ISO	国际标准化组织
SAE	美国汽车工程师学会

3.3 单位

本出版物中的许多公式视有适当单位的导入值

而定,以计算出正确的结果。本出版物给出的公式使用的是美国惯用单位。采用的基本惯用单位制(英制)为 ft(长度)、lb(受力)、sec(时间)和 degrees(角度)。如需要,计算结果可以换算成米制等值。因为有些公式视单位而定,故美制单位要导入公式中,求出美制单位结果,然后可以把计算结果换算成米制单位。下面给出了由美制单位转换成米制单位的换算系数。有关其他换算系数,参见 ASTM SI 19 或 ANSI/IEEE Std 268。

1 英尺 = 0.3048 m (公尺)

1 公斤 = 2.2046 lb. force(磅·力)

1 牛顿 = 0.2248 lb. force(磅·力)

1 焦耳 = 0.73756 ft·lb. force(英尺·磅·力)

1 摄氏温度 = 5/9 (华氏温度 - 32)

4 起重机额定值

4.1 概述

要确定船上起升(起重机在其安装的平台/船舶甲板上来回进行起升作业)和船外起升(起重机来回在供给船进行起升作业的)的额定值。由于所工作的环境,海上起重机要承受包括垂直载荷、前倾载荷、侧倾载荷、风载荷和其他载荷在内的各种载荷。这种情况适用于固定平台起重机的船外起升,但更适用于浮动平台/船舶起重机的船上起升和船外起升。本文有关额定起重机的指南没能论及所有工况和所有起重设备,尤其是安装在浮动平台和船舶上的起重机。因此,买方和供应厂商必须注意明确适用于规定用途的工况,并明确起重机额定安全载荷及工作限定。对于安装在浮动平台和船舶上的起重机,强烈建议在确定起重机额定载荷时要考虑船舶的运动及起重机在船上的位置。最好采用“船舶特定法”来确定起重机额定值,因为在给定工况下,该方法能就浮动平台/船舶对额定载荷的影响进行最佳评估提供保证。“船舶特定方法”要求平台/船舶物主提供足够的信息,以确定在预期的规定工况下起重机的运动和加速度。要求的数据在“注释”中进

行讨论。在没有这些数据的情况下,随后章节中提供的“通用法”的各种设计运动和加速度,将作为各类浮动平台/船舶的代表值。建议不要把“错误动态法”用于浮动平台/船舶,只能用来确定在无风浪环境中(在该环境中,供给船相对于平台的运动受到系

绳或其他装置的限制)的固定平台起重机的额定值。

表 1 概述了随后章节中讨论的一些主要设计参数,说明了在哪里可获得该参数以及它是否适用于不工作和工作中的船外和船上条件。

表 1 设计参数摘要

设计参数	设计工况			
	工作中的船外起升	工作中的船上起升	不工作 (吊臂不停放)	不工作 (吊臂停放)
供给甲板速度 V_d	买方规定或按表 2	n/a	n/a	n/a
起重机吊臂顶部速度 V_c	买方规定或按表 2	n/a	n/a	n/a
用于载荷计算的起升速度 V_h	最大可利用系数—必须大于或等于等式 4.2 的值	n/a	n/a	n/a
垂直设计载荷	等式 4.1 $C_v \times SWL$	买方规定或按表 3 $C_v \times SWL$	n/a	n/a
起升工况下要求的最低起升速度 (V_{hmin})	等式 4.2 的值	n/a	n/a	n/a
供给船前倾载荷力 W_{dss}	等式 4.3 或等式 4.3 Alt(代用式)	n/a	n/a	n/a
供给船侧倾载荷力 W_{sds}	等式 4.4 或等式 4.4 Alt(代用式)	n/a	n/a	n/a
起重机倾斜侧载	买方规定或按表 4/等式 4.5 的值	买方规定或按表 4/等式 4.5 的值	在不停放工况下,买方规定或按表 4/等式 4.5 的值	在极端船舶状况下,买方规定或按表 4/等式 4.5 的值
作用于垂直设计载荷上的起重机底座水平加速载荷	买方规定或按表 4/等式 4.6~4.8 的值	买方规定或按表 4/等式 4.6~4.8 的值	n/a	n/a
作用于吊臂和其他起重机部件上的起重机底座水平加速载荷	买方规定或按表 4 和表 5 的加速度	买方规定或按表 4 和表 5 的加速度	在不停放工况下,买方规定或按表 4 和表 5 的加速度	在极端船舶状况下,买方规定或按表 4 和表 5 的加速度
由于风、冰雪产生的环境载荷	按 4.5	按 4.5	在不停放工况下按 4.5	在极端船舶状况下按 4.5

注:n/a——不适用。

4.1.1 起重机额定载荷

本规范的目的在于向操作员提供各种额定载荷图,说明在适合于载荷图的特定工况下,在特定设备上实际能起升和回转的安全工作负载(SWL)。因此,载荷图所示的 SWL 应是下列各项的最小值:

a. 根据各种结构件(主柱和基座除外)确定的最大载荷。当起重机同时承受 $SWL \times C_v$ 垂直设计载荷及由于供给船运动、平台/船舶运动、平台/船舶静态倾斜产生的各种载荷和第 4.3 和 4.5 节所定义的环境载荷时,不会导致任何部件超过第 5 节所述

的许用应力。

b. 根据主柱或基座确定的最大载荷。当载荷与上述(a)的相同、但使用第 5.2 节所述附加载荷系数的情况下,不会导致超过第 5 节所述的许用应力。

c. 根据第 7.2 节所述承载钢丝绳穿绳方法和钢丝绳设计系数确定的最大载荷。

d. 根据承载起升钢丝绳有效拉力确定的最大载荷。当载荷在吊臂顶端时,考虑了制造厂商设计的穿绳方法的穿绳损失,按照第 8.1.7 节进行计算。

e. 根据第 7.2 节所述变幅钢丝绳穿绳方法和钢丝绳设计系数确定的最大载荷。

f. 根据第 7.2 节所述吊臂悬绳确定的最大载荷。

g. 根据变幅钢丝绳有效拉力确定的最大载荷的 75%。考虑了制造厂商设计的变幅钢丝绳穿绳方法的穿绳损失,按照第 8.1.7 节进行计算。

h. 根据第 9.2.1 节所述回转底盘总成能力(适用时)确定的最大载荷。

i. 根据第 9.1.1 和 9.1.2 节所述回转机构能力确定的最大载荷。

已公布的“载荷图”上的额定载荷要从上述的计算额定载荷中减去吊钩和滑车的重量(不包括起升钢丝绳的重量)。

4.1.2 人员额定载荷

在吊运人员的情况下,额定载荷应是下列各项的最小值:

a. 非人员载荷额定值计算的 SWL 的 33%。

b. 根据承载钢丝绳穿绳方法和第 7.2.4.3 节所述钢丝绳设计系数确定的最大载荷。

c. 根据承载起升钢丝绳有效拉力确定的最大载荷。当载荷在吊臂顶端时,考虑了制造厂商设计的穿绳方法的穿绳损失,按照第 8.1.7 节进行计算。

已公布的“载荷图”上的额定载荷应从上述的计算额定载荷中减去吊钩和滑车的重量(不包括起升钢丝绳的重量)。人员净重应考虑为载荷的一部分。

4.1.3 起重机不工作状态

第 4.4 节定义了起重机不工作时它通常所承受的载荷,故起重机必须设计成能承受这些载荷,而不超出本规范其他章节定义的许用应力水平和安全系数。

4.2 额定载荷图和说明图

4.2.1 额定载荷图

每台起重机应配有具体和永久性的额定载荷图,上面有清楚明了的文字和图形,并牢固地固定在便于操作员看到的地方。载荷图应有以下内容:

a. 对于规定的臂架长度和附加臂长度(适用时),操作半径不超过 5ft 或 2m 增量时制造厂商认可的额定载荷及相应的吊臂水平俯角。

b. 要明确注明额定值基数,并要符合本规范所有适用章节。包括要明确哪种工况(如船上或船外起升、波浪高度等)适用于载荷图。载荷图还要注明“船舶特定法”、“通用法”或“错误动态法”这三种方法中使用了哪种来确定第 4.3 节定义的额定值。

c. 穿绳图(反映在载荷图上或者参看具体的起重机使用手册中的简图),该图应推荐起重机上用的每种钢丝绳的绳数。

d. API 建议在供给船上起升时的最低吊钩速度应符合第 4.3 节(见等式 4.2)的规定。

e. 起重机电荷图所要放置的平台或船舶的名称。

f. 起重机制造厂商及起重机编号。

g. 要有注明规定起升工况下定义的 SWL 的载荷图。载荷图为表格形式,列出额定载荷与所有工作半径。不得在超出规定起升工况操作起重机。可能要绘制一个以上的载荷图,以明确不同环境条件下的起重机安全工作载荷。图 3 所示为不同工况下起重机 SWL 与起升半径曲线图。

h. 载荷图上要提供所有工作半径下的起重机人员额定值。如起重机没有进行人员额定,则要把此情况在载荷图上说明。

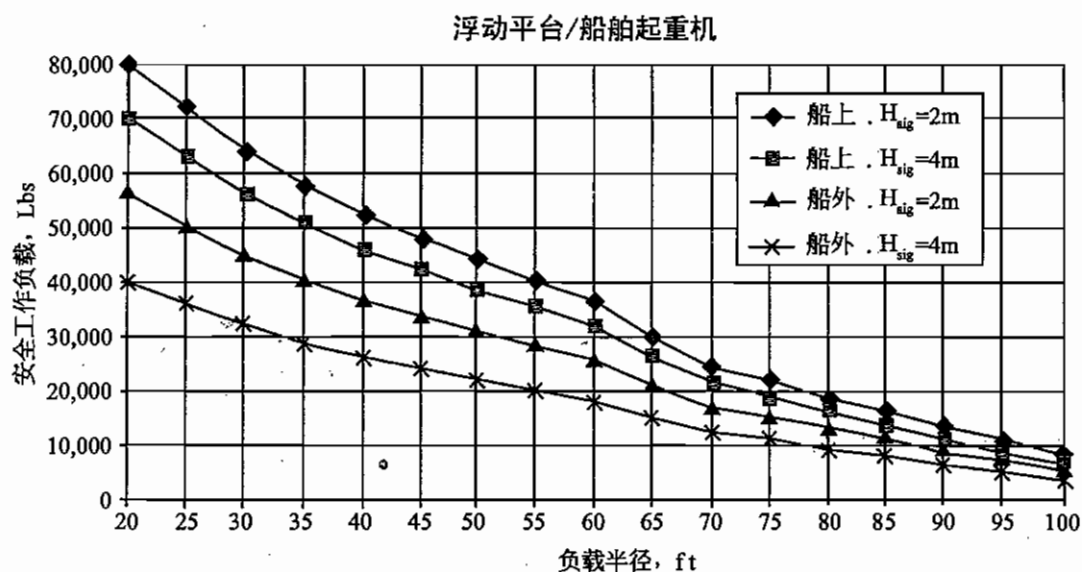
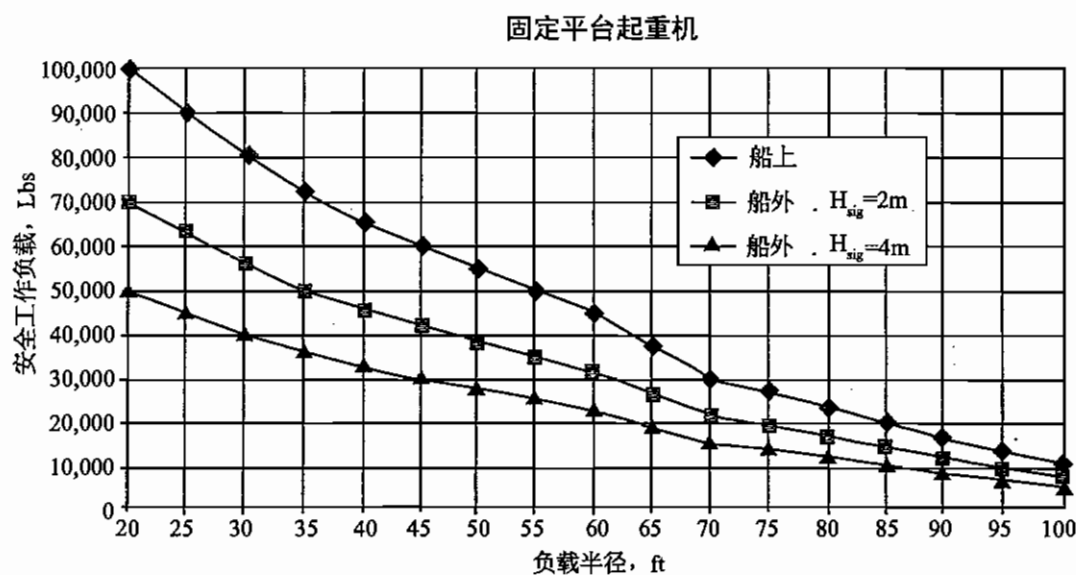


图3 各种工况下的额定载荷曲线图

如出现以下任一情况,起重机额定载荷图必须进行审核和修改;

- 起重机移到其他位置,这包括在现有平台上重新定位或移到其他平台或船舶上。
- 臂架或附加臂长度改变。
- 任一钢丝绳部件用断裂强度低的钢丝绳替换,或者负载滑车或重力球换成更大的。

d. 任一钢丝绳部件或吊臂、绞车的钢丝绳绳数改变,或者更换辅助穿绳系。

e. 以强度或功能度会降低的任何方式更换附录A所列的关键件。

f. 以会降低所用钢丝绳速度或钢丝绳拉力的任何方式更换原动机系统的电气、液压或动力设备的部件。

g. 减少起重机额定值。

必须重新给出起重机定额时,要遵照 API RP 2D 的建议和要求。

4.2.2 说明图

除载荷图外,每台起重机应配有说明图,上面有清楚明了的文字和图形,并牢固地固定在便于操作员看到的地方。说明图应包含(但不限于)以下内容,通用于第 4.2.1 节所述各种载荷图:

a. 提供有关设备和操作程序限定的预防或警告说明。

b. 主起升钢丝绳的描述,包括长度、结构形式和断裂强度。

c. 辅助起升钢丝绳(使用时)的描述,包括长度、结构形式和断裂强度。

d. 臂架变幅起升钢丝绳(使用时)的描述,包括长度、结构形式、绳数和断裂强度。

e. 吊臂悬绳(使用时)的描述,包括长度、结构形式、绳数和断裂强度。

f. 在所有绳索配置(钢丝绳部件)情况下,主钩的最大行程。

g. 副钩(悬挂时)的最大行程。

h. 在推荐的限位设定值时,主钩的最大和最小半径。

i. 在推荐的限位设定值时,副钩的最大和最小半径。

j. 在所有绳索配置(钢丝绳部件)情况下,当主钩在供给船及平台/船舶上起升工作条件下,主钩的最大使用速度。

k. 当副钩(使用时)在供给船及平台/船舶上起升工作条件下,副钩的最大使用速度。

l. 有关使用应急载荷释放装置(使用时)的说明。

m. 有关使用自动超载保护装置(使用时)的说明。

4.3 工作中的载荷

使用过程中,起重机要承受自身重量、起吊载荷、

环境、平台/船舶运动产生的各种载荷,以及要承受诸如起升、吊臂变幅、回转动作产生的冲击力;在船外起升时,承受起吊载荷时供给船运动产生的冲击力。

起重机垂直设计载荷应等于额定载荷或 SWL 乘以第 4.3.1 节所确定的动态系数 C_d 。由于供给船运动产生的前倾载荷、侧倾载荷和其他载荷以及浮动设施上的起重机底座的静态倾斜和运动要按第 4.3.2 节的定义进行考虑;作用于起重机的风载荷、冰载荷和其他环境载荷要按第 4.5 节的定义进行考虑,故对于特定的起升条件,当此处所定义的各种载荷的最恶劣组合施加于起重机时,最大 SWL 应是满足第 4.1.1 节要求的最大起吊载荷。

以下给出了在规定海况时计算作用在起重机上的动态系数的三种方法,这三种方法及其局限性在随后段落进行讨论。这三种方法是:

1. 船舶特定法;
2. 通用法;和
3. 错误动态法。

浮动平台/船舶起重机额定值应使用“船舶特定法”或“通用法”来计算。固定平台起重机额定值应使用“通用法”或“错误动态法”(有特殊限定时)来计算。

船舶特定法 对于浮动平台/船舶起重机设备,“船舶特定法”是最好的方法。对于“船舶特定法”,买方要提供等式 4.1 使用的速度 V_c ,以计算动态系数 C_d 。 V_c 应是给定工况下的吊臂顶部速度,可通过研究起重机运动状态及安装起重机的船舶的运动状态来进行计算。该方法的准确性取决于起重机吊臂顶部运动计算得怎样。供给船用的 V_d 应取自表 2 或可由买方规定。对于“船舶特定法”,买方应规定船上起升 C_d 代替使用表 3、而用平台/船舶静态倾斜及起重机动态水平加速度代替使用表 4。“船舶特定法”要求的资料在“注释”这节进行讨论。

通用法 对于“通用法”,在船外起升情况下,速度 V_d 和 V_c 应取自表 2。这些速度均基于对具有代表性的各类平台/船舶运动的估算。在“注释”这节中对表 2 给定的基数值进行了讨论。对于“通用

法”,也要采用取自表 3 和表 4 的平台/船舶数值。

错误动态法 对于从固定平台设施进行的某些船外起升,可以使用 $C_v = 2.0$ 的固定动态系数代替上述方法。该替代方法只允许用于位于海面和风浪状况非常平和的区域(如墨西哥湾)的固定平台,及只能用于相对于平台而言供给船位置保持稳定的这种状况(如平台守护船)。在这些特定状况下,可以采用 2.0 的动态系数,前倾力和风力可取作零,但侧载应取作垂直设计载荷的 20% (侧载力 = $0.02 \times 2.0 \times \text{SWL}$)。

4.3.1 垂直设计载荷

作用在起重机吊臂顶部的垂直设计载荷应是额定载荷(SWL)乘以垂直动态系数 C_v 。

4.3.1.a 船外起升 对于船外起升,垂直动态系数 C_v 应根据以下公式求出:

$$C_v = 1 + V_r \times \sqrt{\frac{K}{g \times \text{SWL}}} \quad (\text{等式 4.1})$$

但是,对于固定平台起重机不小于 1.33;对于浮动平台/船舶起重机不小于 1.40。

式中:

K = 起重机吊钩的垂直弹性率(lb/ft)。

SWL = 安全工作负载或额定载荷(lb)。因 SWL 为未知数,故要用迭代法求出 C_v 。 SWL 迭代值的最好起始值为设计载荷的 1/2。

g = 由于重力造成的加速度, 32.2 ft/sec^2 。

$V_r = V_h + \sqrt{V_d^2 + V_c^2}$ = 相对速度(ft/sec)。

V_h = 要起吊的 SWL 的最大实际稳定起升速度(ft/sec)。

V_d = 承托载荷的供给船甲板的垂直速度(ft/sec)。

V_c = 由于起重机底座运动造成的起重机吊臂顶部的垂直速度(ft/sec)。

起重机刚性值 K 要考虑包括从吊钩到基座结构在内的所有部件来进行计算。“注释”这节讨论了要用于本公式的起重机刚性的计算。

船外起升过程中,为了避免载荷起吊后重新接

触,起升速度要足够快。除买方另外同意外,对于要起吊的任何特定吊钩载荷,最低稳定起升速度(V_{hmin})应是:

$$V_{hmin} = 0.1 \times (H_{sig} + 3.3) \text{ ft/sec} \quad (\text{等式 4.2})$$

式中:

H_{sig} = 讨论中的载荷图的有效海浪高度(ft)。

在等式 4.1 中用于计算 C_v 的 V_h 值必须是可供使用的实际最大有效吊钩速度,并且必须等于或大于 V_{hmin} 。

4.3.1.b 船上起升 对于船上起升,速度 V_d 和 V_c 应取作零。对于“船舶特定法”,在规定工况时, C_v 应等于 1.33 加上根据船舶运动分析求出的垂直吊臂顶部动态加速度(g 's)。对于“通用法”,动态系数 C_v 应取自表 3。对于“错误动态法”(仅是固定平台),船上起升的动态系数 C_v 应等于 1.33。

4.3.2 水平设计载荷

在确定起重机额定值时,应考虑水平载荷。如买方没有提供更具体的数据,则要依照本节来计算前倾、侧倾、起重机底座静态倾斜和起重机底座运动的影响,并在起重机额定值计算时要同时应用垂直设计载荷。

4.3.2.a 供给船运动(SB 力)产生的前倾和侧倾

所有船外起升应包括由于供给船运动产生的水平载荷在内。由于供给船运动作用在吊臂顶部的径向前倾载荷 W_{offSB} 应是:

$$W_{offSB} = \text{SWL} \times C_v \times \frac{2.5 + (0.457 \times H_{sig})}{0.305 \times (H_w + \text{BL} + \sin(\phi))} \quad (\text{等式 4.3})$$

式中:

H_w = 从吊臂根部枢轴到供给船甲板的垂直距离(ft);

SWL = 安全工作负载(lb);

BL = 悬臂长度(ft);

ϕ = 与水平面所成的吊臂角度。

由于供给船运动而作用在吊臂顶部的水平侧载

应是:

$$W_{\text{sideSB}} = W_{\text{offSB}}/2 \text{ lb} \quad (\text{等式 4.4})$$

但是, W_{sideSB} 不得小于 $0.02 \times \text{SWL} \times C_v$ 。

当买方提供具体的前倾角和侧倾角时,前倾和侧倾力应是规定角度的函数:

$$W_{\text{offSB}} = \text{SWL} \times C_v \times \tan(\text{前倾角}) \text{ lb} \quad (\text{等式 4.3 alt})$$

$$W_{\text{sideSB}} = \text{SWL} \times C_v \times \tan(\text{侧倾角}) \text{ lb} \quad (\text{等式 4.4 alt})$$

但是, W_{sideSB} 不得小于 $0.02 \times \text{SWL} \times C_v$ 。

4.3.2.b 起重机倾斜(CI力)和起重机运动(CM力)产生的载荷

所有船上和船外起升应包括由于起重机底座静态倾斜(横倾或纵倾)及起重机底座运动产生的各种载荷。对于“船舶特定法”,应确定由于平台/船舶起重机运动造成的吊臂顶部运动;确定工作中工况时的吊臂顶部运动及最恶劣不停放不工作工况时的吊臂顶部运动。对于“通用法”,在没有船舶的任何具体参数时,可以使用表4的数值。但这并不代表具体使用的实际工况或平台/船舶的实际工况。“注释”这节是根据表4给定的数值提供数据的。

视相对于倾斜的起重机操作方向而定,平台/船舶静态倾斜(横倾或纵倾)会造成前倾和/或侧倾情况。静态前倾会造成与水平起升状况相比吊钩位置发生静态改变的情况。为了计算出位置的改变,要调节起重机吊臂角度,使吊钩回到就该位置改变所求得的正确半径和额定值。静态侧倾会造成侧载作用于吊臂顶部,原因是垂直设计载荷等于:

$$W_{\text{sideCI}} = \text{SWL} \times C_v \times \tan(\text{静态侧倾角度}) \text{ lb} \quad (\text{等式 4.5})$$

由于吊臂和起重机的重量,起重机静态侧倾还会造成侧载传递。故这些侧载要用同样的方法进行计算并施加于起重机吊臂和其他起重机部件上。

类似于供给船运动的情况,起重机底座运动也会造成前倾载荷和侧倾载荷传递到吊臂顶部。由于

吊臂和起重机的重量,起重机底座运动还会造成垂直载荷、前倾载荷和侧倾载荷的传递。这些载荷要沿吊臂施加于起重机及其他受影响的部件上。就起重机吊臂顶部求出的水平加速度(买方规定用“船舶特定法”或取自表4)以及吊臂顶部水平载荷要施加于吊臂和其他起重机部件上,因为水平加速度乘以垂直设计载荷。由于起重机底座运动(CM力)产生的、作用在悬挂载荷的水平载荷可以写作:

$$W_{\text{horizontalCM}} = \text{SWL} \times C_v \times \text{水平加速度} \text{ lb} \quad (\text{等式 4.6})$$

由于平台/船舶静态倾斜和水平加速度,吊臂和其他起重机部件会产生类似的水平力。要对各种起重机部件计算这些附加水平载荷,并将它们施加于各种起重机部件上。起重机运动产生的水平载荷是以起重机底座运动的方向来施加,这样就会产生侧倾力和前倾力,由于以下等式中的 $W_{\text{horizontalCM}}$:

$$W_{\text{offCM}} = W_{\text{horizontalCM}} \times \cos(\text{起重机底座角度}) \text{ lb} \quad (\text{等式 4.7})$$

$$W_{\text{sideCM}} = W_{\text{horizontalCM}} \times \sin(\text{起重机底座角度}) \text{ lb} \quad (\text{等式 4.8})$$

式中:

起重机底座角度 = 由于吊臂方向造成的起重机底座运动的角度(仅在前倾时为 0° ; 仅在侧倾时为 90° 。)

起重机底座运动的假设角度应在包括最小 0° 和 90° (最大前倾和侧倾)在内的几种角度进行估算。这些角度变化产生的最小 SWL 应选用于给定的起升工况。

4.3.2.c 水平设计载荷组合

由于起重机运动和供给船运动产生的水平载荷组合如下。水平动态侧倾力和前倾力产生的总起吊载荷为:

侧倾力 W_{sidedyn} :

$$W_{\text{sidedyn}} = \sqrt{\{W_{\text{sideSB}}\}^2 + \{W_{\text{sideCM}}\}^2} \text{ lb} \quad (\text{等式 4.9})$$

前倾力 W_{offdyn} :

$$W_{\text{offdyn}} = \sqrt{\{W_{\text{offSB}}\}^2 + \{W_{\text{offCM}}\}^2} \text{ lb} \quad (\text{等式 4.10})$$

在如下规定的起重机额定值工况时,把该组合动态水平载荷加到静态起重机底座运动产生的水平载荷,并对产生总水平设计力的各种风进行考虑:

$$\text{总前倾载荷} = W_{\text{offdyn}} + W_{\text{off(FromWind)}} \text{ lb} \quad (\text{等式 4.11})$$

$$\text{总侧倾载荷} = W_{\text{sidedyn}} + W_{\text{sideCl}} + W_{\text{off(FromWind)}} \text{ lb} \quad (\text{等式 4.12})$$

4.3.3 起重机部件产生的载荷

在确定起重机许用额定值时及对于不工作工况时,起重机部件(吊臂、门架、基座等)重量产生的力和力矩应算作载荷。对于工作中的船外和船上起升及对于不工作工况,部件重量产生的垂直载荷应乘上表 5 给定的加速度级别,这计算了作用于起重机部件垂直重量上的起重机动态运动的影响。也要计算对起重机部件的水平动态影响,可把第 4.3.2.b 节的等式应用于部件重量代替使用 $SWL \times C_v$ 。

4.4 不工作的载荷

不工作时,起重机要承受其自身重量、环境和平台/船舶运动产生的各种载荷。在不工作状态时,起重机吊钩不悬挂载荷。对于极端工况(飓风等),起重机的要放在停放位置。因此,起重机和吊臂搁置架或其他停放装置应设计成能承受平台/船舶最极端设计工况产生的运动和环境力组合。对于次要极端工况,起重机不工作时可以不把吊臂停放起来。在这种情况下,起重机必须设计成能承受运动和环境力组合而不用使用停放装置。买方应规定不工作时的最大不停放工况和停放工况。

4.5 风载荷、冰载荷和地震载荷

4.5.1 风

买方可以规定每种起升工况(即确定额定值所需的工作工况和不工作工况)的预定风速。买方没有提供具体数据时,当海况达到有效波浪高度

(H_{sig}) 10ft 时,用于各种工作工况的风速应为 40mph;当海况达到有效波浪高度(H_{sig}) 20ft 时,风速应为 60mph。买方没有规定数据时,用于不工作停放工况的风速应为 140mph。这些风速已把提升载荷和阵风载荷对起重机位置的影响包括在内。

作用于起重机部件投影面积和起吊载荷的风压应计算为:

$$P_{\text{wind}} = 0.00256 \times C_s \times U^2 \quad (\text{等式 4.13})$$

式中:

U = 风速(mph);

C_s = 部件形状系数;

P_{wind} = 风压(psf)。

在没有其他数据情况下, C_s 形状系数建议采用:

部件形状	C_s
工字梁、角钢、槽钢	2.0
方管	1.5
圆管	0.8
平面箱体	1.5

因风力会作用于吊臂、起吊载荷和其他起重机部件,故风力应等于风压 P_{wind} 乘以部件的投影面积(ft^2)。在没有规定数据情况下,载荷投影面积可以计算为:

$$\text{载荷投影面积} = (1.33 \times SWL/200)^{3/4} \text{ ft}^2$$

SWL 单位为 lb (等式 4.14)

表 2 动态系数计算用的垂直速度

注:有关如何求出这些数值的讨论,见“注释”这节。

供给船速度 V_d (用于优先法和交替法)	
载荷正被吊离或放置在:	V_d , (ft/sec.)
固定结构	0.0
移动船舶(供给船等), $H_{\text{sig}} < 9.8 \text{ ft}$	$V_d = 0.6 \times H_{\text{sig}}$
移动船舶(供给船等), $H_{\text{sig}} \geq 9.8 \text{ ft}$	$V_d = 5.9 + 0.3 \times (H_{\text{sig}} - 9.8)$

注:与上面公式一起使用时, H_{sig} 单位应为 ft。

起重机吊臂顶部速度 V_c (用于通用法)	
起重机安装在:	V_d , (ft/sec.)
固定结构	0.0
受拉支腿平台(TLP)	$0.05 \times H_{sg}$
筒式平台	$0.05 \times H_{sg}$
半潜式平台	$0.025 \times H_{sg} \times H_{sg}$
钻井船	$0.05 \times H_{sg} \times H_{sg}$
浮式采油、储油和卸油系统(FPSO)	$0.05 \times H_{sg} \times H_{sg}$

注:与上面公式一起使用时, H_{sg} 单位应为 ft。

表 3 船上起升动态系数 C_v (用于通用法)

起重机安装在:	动态系数 C_v
固定结构	1.3
受拉支腿平台(TLP)	$1.33 + 0.003 \times H_{sg} \geq 1.4$
筒式平台	$1.33 + 0.003 \times H_{sg} \geq 1.4$
半潜式平台	$1.33 + 0.007 \times H_{sg} \times H_{sg} \geq 1.4$
钻井船	$1.33 + 0.007 \times H_{sg} \times H_{sg} \geq 1.4$
浮式采油、储油和卸油系统(FPSO)	$1.33 + 0.0012 \times H_{sg} \times H_{sg} \geq 1.4$

注:与上面公式一起使用时, H_{sg} 单位应为 ft。

表 4 起重机底座倾角和加速度

起重机安装在:	起重机静态倾斜角度(°)		起重机动态水平加速度(g's)
	横倾	纵倾	
固定结构	0.5	0.5	0.0
受拉支腿平台(TLP)	0.5	0.5	$0.007 \times H_{sg} \geq 0.03$
筒式平台	0.5	0.5	$0.007 \times H_{sg} \geq 0.03$
半潜式平台	1.5	1.5	$0.007 \times H_{sg} \geq 0.03$
钻井船	2.5	1	$0.01 \times (H_{sg})^{1.1} \geq 0.03$
浮式采油、储油和卸油系统(FPSO)	2.5	1	$0.01 \times (H_{sg})^{1.1} \geq 0.03$

注:与上面公式一起使用时, H_{sg} 单位应为 ft。 $1g = 32.2 \text{ ft/sec}^2$ 。

表 5 施加于起重机部件的垂直动态加速度

起重机安装在:	垂直加速度(g's)
固定结构	1.0
受拉支腿平台(TLP)	$1.0 + 0.003 \times H_{sg} \geq 1.07$
筒式平台	$1.0 + 0.003 \times H_{sg} \geq 1.07$
半潜式平台	$1.0 + 0.0007 \times H_{sg} \times H_{sg} \geq 1.07$
钻井船	$1.0 + 0.0012 \times H_{sg} \times H_{sg} \geq 1.07$
浮式采油、储油和卸油系统(FPSO)	$1.0 + 0.0012 \times H_{sg} \times H_{sg} \geq 1.07$

注:与上面公式一起使用时, H_{sg} 单位应为 ft。 $1g = 32.2 \text{ ft/sec}^2$ 。

作用于起吊载荷的风力,应加到施加在吊臂顶部的其他水平侧倾载荷和水平前倾载荷中。作用于吊臂和其他起重机部件的风力,应在适当的平面、以施加于其他水平吊臂载荷的方向施加于吊臂。

4.5.3 冰
预期起重机上会出现冰或雪堆积情况时,参见最新版本的 API RP 2A 第 21 版本的 2.3.6.e.2—甲板附属设备。

4.5.4 地震
在承受地震设计载荷的固定结构上,起重机应按照 API RP 2A 第 21 版本的 2.3.6.e.2—甲板附属设备所述指南进行设计,以满足甲板地震要求。

具体起重机设计指南如下:

a. 起重机及其基座应按照适用于其他重要甲板上设备(如:钻井设备、船侧外倾式臂架等)的方法进行设计。最常用的就是,甲板设备根据“强度等级现象(SLE)”的甲板附属设备响应范围来进行设计。

b. 应考虑自然周期计算的不确定性,通常这可通过扩大或变换设计范围来解决。

c. 因为即使起重机正用于最大额定起升时同时发生设计地震的可能性很低,故起重机折算载荷可以与设计地震现象同时考虑。通用的指南是,要对起重机进行研究,以确定在平台使用寿命期间经常出现的典型卸载载荷。可以使用等于 90% 非超

载数的载荷,但不得小于额定能力的 $1/3$ 。在没有进行该研究的情况下,应对会产生 $2/3$ 起重机额定倾覆力矩能力的载荷进行考虑。

d. 地震分析还要考虑无吊钩载荷的情况,它可以帮助确定受上升控制的部件。

e. 吊臂处于停放状态时,地震分析还要考虑设计情况。

f. 对于强度等级现象(SLE)分析,允许许用应力增加 $1/3$ 。

g. 对于在地震活动区的起重机操作使用,建议起重机不用时把它停放在吊臂搁置架上。

4.6 总超载情况

在总超载情况下,由于起重机构住供给船或其他意外事情发生,起重机可能出现严重损坏,包括导致整个起重机和操作员可能与基座分离。本规范用来确定正常工况下安全工作负载的许用单位应力和设计系数,即使在这种总超载情况下也不能防止出现这种严重损坏。

应买方要求,起重机制造厂商应提供起重机主要承载件(吊臂、承载钢丝绳、变幅钢丝绳、悬绳、吊臂起升油缸、主柱/基座、回转轴承组件和所有关键紧固件)的破坏形式评定,以帮助物主对已安装起重机的设施的作业情况制定适当的风险评估,以及就起重机更改对这些破坏形式的影响进行评定(购买前)。这些破坏形式评定将为起重机对具体一组超载情况(侧倾、前倾等)的响应提供合理的预测。起重机制造厂商应向买方提供破坏形式图,概述破坏形式评定。

破坏形式计算,应根据以下各项对破坏进行考虑:

a. 所有钢丝绳穿绳系破坏(断裂)载荷应当用“标称断裂载荷”乘以支撑钢丝绳数来进行计算,不用考虑端部连接装置或穿绳系的效率。

b. 对于适当的轴向横截面和/或“弹性”弯曲截面特性,所有钢结构件破坏载荷应使用最低屈服应力的较小值或临界屈曲应力(适用时)来进行计算。

c. 受拉螺纹紧固件破坏载荷应用规定的材料最小拉伸应力乘以最小拉伸应力面积来进行计算。

d. 吊钩破坏载荷应用吊钩安全工作负载乘以吊钩设计系数来进行计算。

实际起升工况和设备状况事实上会不同于上述破坏形式计算中假设的理想理论状况。无论如何也不得使用计算破坏载荷,来证明超出正常额定载荷图限定值来操作起重机是正确的。

5 许用应力

5.1 概述

当所有关键结构件(第 5.3 节所注明的除外)要承受第 4 节所述的各种载荷时,要把它们设计成符合“AISC 钢结构手册——许用应力设计,第 9 版”所规定的许用单位应力的要求。对于第 4.2 节所述的工作中的载荷情况,应使用基本的 AISC 许用单位应力,不使用 $1/3$ 的应力增量。对于极端地震载荷情况(工作中或不工作)或极端风情况(仅指不工作),可以使用 $1/3$ 的 AISC 许用应力增量。

对于不是 AISC 规范列出的结构钢,应与 AISC 的技术人员讨论确定它们与 AISC 许用单位应力的兼容性,并形成文件。

关键连接(焊接、销接或栓接的)接头(如吊臂拼接接头和根部接头)以及门架/桅杆受拉支腿件应设计成能产生 100% 的连接件强度。非关键连接接头(焊接、销接或栓接的)应能产生连接件承受的载荷,或者产生基于 AISC 许用值的连接件的强度,但不能低于控制件抗拉强度的 50%。许用剪切应力和厚宽比应符合 AISC 的适用规定。

5.2 基座、主柱和平台连接

安装在平台上的基座、主柱及其配件,应就第 4.2、4.3 和 4.4 节所定义的各种载荷以及就应用于垂直设计载荷和应用垂直设计载荷产生的水平载荷(垂直设计载荷产生的前倾力和侧倾力)的 1.5 附加系数进行设计。这些部件的设计力矩、推力和扭矩要做相应的增加,但许用应力不增加。对于低动

态工况及最小 C_V 为 1.33 时(仅用于固定平台),这样就会导致产生这些部件的设计载荷,包括起重机自重、前倾、侧倾、风和 2 倍额定载荷(1.33×1.5 系数 = 2.0)的影响。

起重机制造厂商应提供以下数据:

1. 立柱或基座在起重机/平台连接处的安装尺寸;
2. 当相应的轴向和径向载荷位于起重机/平台连接处时的最大倾覆力矩;
3. 当相应的倾覆力矩和径向载荷位于起重机/平台连接处时的最大轴向载荷。

对于高大的立柱和基座,可能需要附加的刚度,以防止起重机和操作员摆动过度。摆动过度会造成操作员不舒服,即使符合上面规定的应力水平要求。

5.3 使用 AISC 规范的例外情况

回转轴承及其螺栓连接、地脚螺栓,通常不用按照 AISC 规范进行分析。回转轴承和栓接的具体设计要求在本规范第 9 章进行陈述。

5.4 疲劳

在起重机预期寿命期间,在没有有关起吊载荷的预计频率和大小的情况下,起重机每个关键结构件应设计成能承受第 4 节所定义的船上起升控制垂直设计载荷($C_V \times SWL$)及相关水平载荷(前倾载荷、侧倾载荷等)至少 25,000 次的循环。许用应力可以取自 AISC 规范附录 K。“注释”这节讨论了选用 25,000 次循环的计算方法。

设计工程师应考虑邻近焊趾的母材的过热点应力,尤其是那些在传递载荷时形成主要载荷轨迹的焊缝,以及那些取决于焊缝长度而不是横截面(即“应力流动的狭长带”)的焊缝。过热点应力可定义为:在设计原型试验时达到稳定应力循环(试运转)后,用应变仪靠近焊趾测量所得的应力。与过热点应力定义相容的有限元分析可以用来计算过热点应力。应使用 API RP 2A X 或 X¹ 的疲劳曲线或使用取自其他资料的适当疲劳曲线来求取与过热点应力定义相容的疲劳寿命概算值。

如果买方提供有关起吊载荷的预计频率和大小情况,设计工程师可以把 AISC 规范附录 K 或上述疲劳曲线用来:

- a. 在设计阶段确定结构件尺寸以符合疲劳要求;或
- b. 根据买方提供的循环数据进行疲劳分析,以确定现有设计的预期疲劳寿命。

5.5 证明

买方应保密地使用制造厂商用来保证符合本规范要求所需的设计计算、相关图纸和其他相应资料。制造厂商要用书面来证明按照本规范提供的起重机满足在计算中采用的材料和尺寸的要求。

6 设计鉴定和试验

6.1 设计鉴定

要用试验来验证设计方法,目的是验证总体设计的计算方法的准确性和完整性。通过进行达 1.33 倍船上“最大”额定载荷的应变仪负荷试验,或者通过进行达 2 倍船上“最大”额定载荷的“重载起升”试验可达到此目的。如用试验结果来验证设计的准确性,可通过检查应变仪负荷试验中的实测应力来确定,或者通过检查重载起升试验时是否存在可测量的变形、断裂或损坏的情况来确定。制造厂商要证明样机、设计或主要结构设计更改已按照下列第 6.1.1 节或第 6.1.2 节进行了试验:

6.1.1 电阻式应变仪试验

当侧载等于 2% 试验载荷时,使起重机承受 1.33 倍船上“最大”额定载荷来进行电阻式应变仪试验。将应变仪固定就位,以验证起重机主要部件的均匀应力水平是否与设计计算所确定的一样。同时要把应变仪设在峰值应力区内(过渡段,连接处等),以验证峰值应力水平是否可以接受。要测量由于侧载造成的吊臂偏移,偏移量应限制在每 100ft 臂架长度为 24 英寸。要选用在所有关键结构件上能产生最大应力水平的试验载荷和臂架长度。

当部件应力水平接近零时,务必获取应变仪的

零基准读数,这对长度长的吊臂和自重载荷显著的其他部件尤其关键。对于长度长的吊臂,应提供多个支撑点以便在把应变仪调整到零时,将吊臂自重影响减至最小。在应变测量前,起重机要起吊载荷来活动一下,使部件试运转磨合。

起重机结构不同部件的应力要按以下的准则进行测量和估算:

a. 均匀应力区是指近均匀应力的区域,超过屈服强度的近均匀应力区将会导致整个构件产生永久变形。在均匀应力区内,要求最小强度裕度为1.5,强度裕度可用构件的最小规定屈服强度除以测量应变仪的应力来计算。

b. 应把多个应变仪组设为主构件的均匀应力区内,这样可以综合其应力来确定构件的初始轴向应力和弯曲应力,然后将这些应力与设计计算的应力进行比较,以验证构件应力水平是否与预计的一样。应变仪组要设在能验证吊臂初始轴向应力和弯曲应力、门架支腿轴向应力的地方,或者设在设计时进行初始轴向应力和弯曲应力计算的地方。

c. 峰值应力区是指被较大范围的较低应力区环绕的小范围高应力区,超过屈服强度的较低应力区不会导致整个构件产生永久变形。设在峰值应力区的应变仪至少应有1.1的强度裕度(最小规定屈服强度除以测量应变仪的应力)。

6.1.2 重载起升试验

当相应的侧载等于4%最大额定载荷时,应起升2.0倍船上“最大”额定载荷来进行重载起升试验。要选用在所有关键结构件上能产生最大应力水平的试验载荷和臂架长度。起吊完毕后,起重机(包括回转支承环)要全部拆卸,并从下面选择适当的检测方法(取决于零部件)对其进行完全适用性评定:

1. 着色渗透;
2. 磁粉;
3. 射线照相;
4. 超声波。

该试验的验收标准应是,关键件没有塑性变形、

弯曲、压痕或表面裂纹等缺陷,要特别注意栓接接头和焊接接头。试验前后要进行测量和检查,以确定关键件的不同状况。该试验的附带要求是,根据上面规定的试验载荷计算出的应力不得超过1/3倍AISC规范许用单位应力。

6.2 证明

买方应保密地使用制造厂商用来证明选用的试验方法的结果。制造厂商要证明所提供的起重机的设计已按本规范进行鉴定。

6.3 操作试验

除本规范规定的样机试验和质量控制措施以外,根据买方的选择,制造厂商要在其试验设备上对每台新造的起重机进行试验,买方或其指定代表可以目睹试验。买方和制造厂商同意的试验程序,是用来在额定起升能力和全速情况下验证安全系统以及操作系统。试验可以包括但不限于以下各项:

1. 在不同半径下辅助和主要起升钢丝绳的负载试验;
2. 主要起升钢丝绳、吊臂变幅和回转的速度试验;
3. 回转和自由回转试验;
4. 超载试验(1.33倍额定起升能力),或按买方另外的规定;
5. 防止两滑轮相撞试验;
6. 上部和下部吊臂反冲试验;
7. 发动机功能试验。

7 关键起重件

7.1 总则

悬挂系统和起升系统是由某些起重装置组成。符合关键件定义的起重装置的部件应看作是关键起重件,并要满足本节的要求。

7.2 钢丝绳

用于起升系统和悬挂系统的所有钢丝绳要符合以下规定的要求。

7.2.1 结构

起重机制造厂商应规定用于各种操作的钢丝绳(吊臂钢丝绳、负载钢丝绳等)的结构。对于用于海上起重机的钢丝绳,最新版本的 API Spec 9A 的要求应作为其最低要求。钢丝绳应适用于预定的用途和使用寿命。

7.2.2 检查、维护保养和更换(IMR)

起重机制造厂商应提供起重机用所有钢丝绳的 IMR 程序,这些程序要符合 API RP 2D 规定的最低要求。

7.2.3 钢丝绳载荷

钢丝绳载荷是指由于受额定载荷、自重、前倾、风力和起升几何形状的影响,而在载荷起升系统、变幅系统和悬挂系统中产生的最大系统力。

7.2.4 设计系数

钢丝绳设计系数应由单条钢丝绳的标称断裂载荷乘以支撑钢丝绳条数并除以钢丝绳载荷来确定。钢丝绳设计系数是用来计算钢丝绳的端接效率以及计算 $\geq 80\%$ 的总穿绳系的效率。

7.2.4.1 起升系统

用于负载起升系统和变幅系统的钢丝绳系的设计系数应不小于 2.5 倍 C_V 或 5.0,以二者的较大值为准。

7.2.4.2 悬挂系统

用于吊臂悬挂和其他支撑系统的固定钢丝绳的设计系数应不小于 2.0 倍 C_V 或 4.0,以二者的较大值为准。

7.2.4.3 人员起升系统

当吊运人员时,负载起升钢丝绳的设计系数应不少于 10.0。

7.3 钢丝绳端接

7.3.1 U型螺栓和箍紧夹

为了确保 U 型螺栓夹定位正确,须十分小心。U 型螺栓接合处应与钢丝绳死端保持接触。所有箍紧夹的定位方向、间隙、力矩和数量要符合起重机制造厂商的要求。

7.3.2 索眼端头

索眼端头最少应有三个紧固节,其他具体要求可由起重机制造厂商确定。

7.3.3 楔形套

应使钢丝绳的活载端和楔形套销子成一直线来安装楔形套。连同楔形套一起使用的钢丝绳夹应固定在绳子的无载荷一端(死端),如图 4 所示。楔形套组件应经得住钢丝绳出现故障时不会产生永久塑性变形。

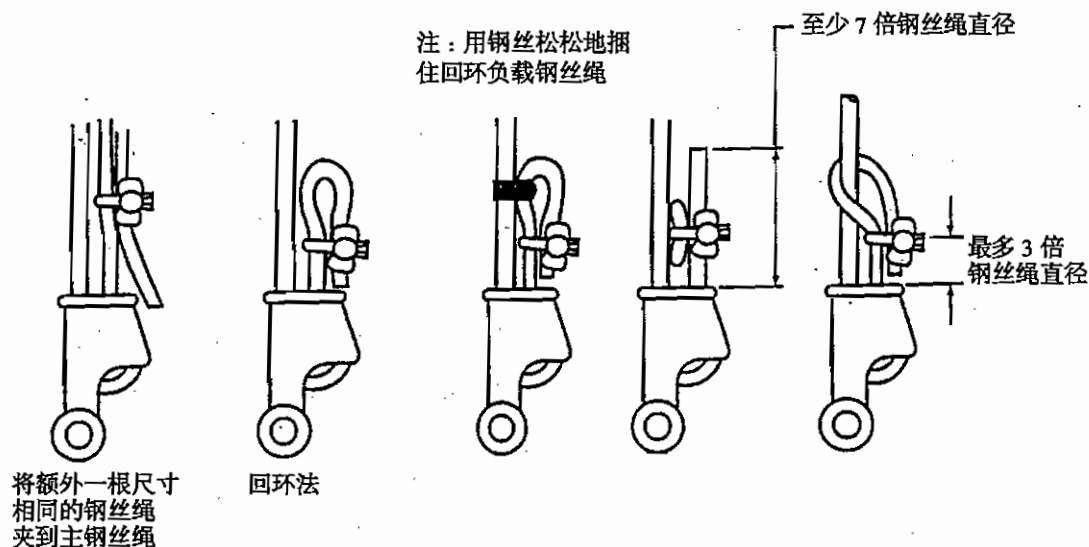


图 4 使用楔形套固定钢丝绳死端的方法

7.3.4 端接效率

钢丝绳端接不得把钢丝绳强度减至钢丝绳标称断裂载荷的 80% 以下。

7.3.5 安装程序

钢丝绳端接的详细安装程序应由起重机制造厂商来规定。

7.4 滑轮

7.4.1 要求

任何起重机起升系统的所有滑轮部件要符合本规范要求。

7.4.1.1 滑轮中径(D)与标称钢丝绳直径(d)之比(D/d)应不小于 18(见图 5)。 D/d 之比越大,钢丝绳疲劳寿命就越长。

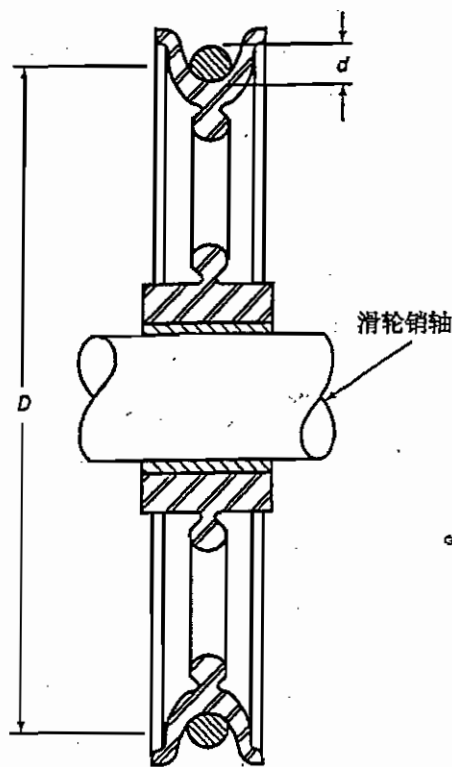


图 5 滑轮尺寸

7.4.1.2 滑轮槽外表应平滑,并且没有会造成钢丝绳损坏的缺陷。

7.4.1.3 滑轮槽角应是向外渐开,且不小于 30° 夹角,槽凸缘角应倒成圆角。相对于转动轴的轮缘同

心度和垂直度应在起重机制造厂商规定的公差范围内。

7.4.1.4 对于规定的钢丝绳直径,应按表 6 来确定支承钢丝绳的滑轮槽半径尺寸。

7.4.1.5 滑轮轴承应通过单独的油孔逐个进行润滑。永久性润滑的轴承可不按此要求。

7.4.1.6 滑轮保护装置。包括动滑轮组在内的所有滑轮应装有保护装置或其他适当装置,以防止钢丝绳从滑轮槽脱出。

7.5 起重滑轮组

7.5.1 吊钩滑轮组

吊钩滑轮组是指用于主吊臂起升操作的主起升系统负载滑轮组。

7.5.1.1 滑轮轴承尺寸应适于预定使用。

7.5.1.2 吊钩滑轮组的重量应足以满足吊臂的长度和规定的钢丝绳条数,以防止钢丝绳在主起升卷筒以最大速度退绕时松弛。

7.5.1.3 不得用铸铁材料来增加吊钩滑轮组的重量。

7.5.2 重力球装置

重力球装置是指单件辅助起升系统的吊钩和配重装置,用于吊臂顶端外伸臂的起重。

重力球装置的重量应足以满足吊臂的长度,以防止钢丝绳在辅助起升卷筒以最大速度退绕时松弛。

重力球可使用铸铁材料。

7.5.3 负载滑轮组

7.5.3.1 施加在负载滑轮组上的各种载荷是指最大船上载荷、最大船外载荷和最大人员运送额定载荷。

7.5.3.2 作为最低要求,额定值标牌应标有负载滑轮组最大非人员额定载荷和最大人员额定载荷、工作温度及组件重量,并要永久固定在吊钩滑轮组和重力球上。对于动态工况,根据买方意见,可以把最大额定载荷增加到额定值标牌上。

7.5.4 起重吊钩

起重吊钩是指装有吊钩滑轮组和重力球的装置,以便把载荷吊挂到起升系统。

7.5.4.1 吊钩材料应为合金钢并制造成锻件或铸件。

7.5.4.2 用于生产吊钩的每炉钢的断裂韧性应通过摆锤式冲击试验来进行验证。试验要按照 ASTM E 23 的要求进行,一组三个摆锤式冲击试棒产生的最小平均冲击值为 25ft-lb. (34J),单个值不得小于 15ft-lb. (20J)。试验温度应是最低设计使用

温度以下 -40°F (-40°C) 或 10°F (-12.2°C) 的更小值。

7.5.4.3 吊钩应配有插销,以便在无起升情况下卡住活动吊具。若吊钩用于吊运人员,插销应是可锁定的,但不能用来支撑已起吊的载荷。

7.5.5 负载滑轮组设计系数

设计系数要用相应的负载滑轮组载荷除负载滑轮组最低塑性断裂载荷来确定。基本额定设计系数应为 3.0 倍 C_V 但不小于 4.0。人员用额定设计系数应不小于 12。

表 6 滑轮槽半径

公称钢丝绳直径		槽的半径最小值*		槽的半径最大值*	
in.	mm	in.	mm	in.	mm
1/4	6.5	0.134	3.40	0.138	3.51
5/16	8	0.167	4.24	0.172	4.37
3/8	9.5	0.199	5.05	0.206	5.23
7/16	11	0.232	5.89	0.241	6.12
1/2	13	0.265	6.73	0.275	6.99
9/16	14.5	0.298	7.57	0.309	7.85
5/8	16	0.331	8.41	0.344	8.74
3/4	19	0.398	10.11	0.413	10.49
7/8	22	0.464	11.79	0.481	12.22
1	26	0.530	13.46	0.550	13.97
1 1/8	29	0.596	15.14	0.619	15.72
1 1/4	32	0.663	16.84	0.688	17.48
1 3/8	35	0.729	18.52	0.756	19.20
1 1/2	38	0.795	20.19	0.825	20.96
1 5/8	42	0.861	21.87	0.894	22.71
1 3/4	45	0.928	23.57	0.963	24.46
1 7/8	48	0.994	25.25	1.031	26.19
2	52	1.060	26.92	1.100	27.94

注* 滑轮槽半径应符合钢丝绳用户手册的规定(版权 1993 年)

7.5.6 设计鉴定

应对样机设计进行鉴定以确定基本设计原理、设想和分析方法的有效性。

7.5.6.1 施加等于 2 倍最大额定值的试验载荷而

无永久变形。

7.5.6.2 应通过破坏试验来确定塑性断裂载荷。应考虑实际材料性能和最低材料性能之间的差异。

8 变幅机构、载荷起升机构和伸缩臂机构

8.1 起升

变幅机构和载荷起升机构应由绞车制造厂商认定适于吊运人员,并在其铭牌上注明。绞车要符合以下规定的性能和操作性标准。

8.1.1 制动装置

8.1.1.1 制动器和离合器均应装有调节装置,以便在需要时补偿磨损并保持足够的弹簧(若使用)力。

8.1.1.2 当动力控制的制动器(在制动装置和制动装置之间没有连续的机械式联动装置)用来控制重物时,应装有自动装置来调定制动器,以防止失去制动的致动力时重物坠落。

8.1.1.3 应提供制动器以防止卷筒朝下降方向转动,制动器应能无限期地支持额定载荷而无需操作者看管。制动器应在操纵杆回到其中位时自动起作用。作用于停住的卷筒的制动器应有足够的冲击力,以刹住1.5倍最大力矩(由按照第8.1.7节计算的起升拉力产生,其中额定载荷“L”等于自重加安全工作负载的总和)。在设计计算制动力矩能力时,应采用适当考虑了使用条件(湿度、润滑脂等)的制动衬带的最低预期摩擦系数,但该系数不得取大于0.3的值。

8.1.1.4 只能通过接合动力传动装置来下降吊臂和载荷,不允许吊臂或载荷自由降落。

8.1.1.5 当绞车设计成仅通过调节摩擦装置就能控制重物或吊臂的下降时,应能以最大设计速度在15m(50ft)高度范围内连续一小时起升和下降额定载荷。起升和下降操作之间的停顿时间不应超过三秒。冷却液流量要保持在绞车制造厂商规定的限度内。在试验结尾制动器要有足够的能力,在下降状态中能平稳地刹住以最大设计速度下降的110%的额定载荷。

8.1.1.6 当绞车设计成通过调节绞车转动输入速度就能控制重物或吊臂的下降时,应能平稳地制动以最大速度下降的110%的额定载荷,且任何驱动系统零部件温升都不超过制造厂商规定的温度限定值。

8.1.1.7 除第8.1.1.8的说明外,绞车应装有动态摩擦制动系统,在发生控制失灵或失去动力的情况下能自动制动,使绞车平稳停止。

8.1.1.8 当绞车设计成可以通过控制液压缸的流量或控制直接装在绞车上的液压马达的流量来控制重物或吊臂的下降时,并且在以下情况下,可不需要动态摩擦制动系统:

a. 控制装置不用软管直接连接到下降用的液流出口;

b. 控制装置需要来自动力源的正压力,在发生控制失灵或失去动力的情况下可自动释放和启动,使绞车或液压缸平稳停止;

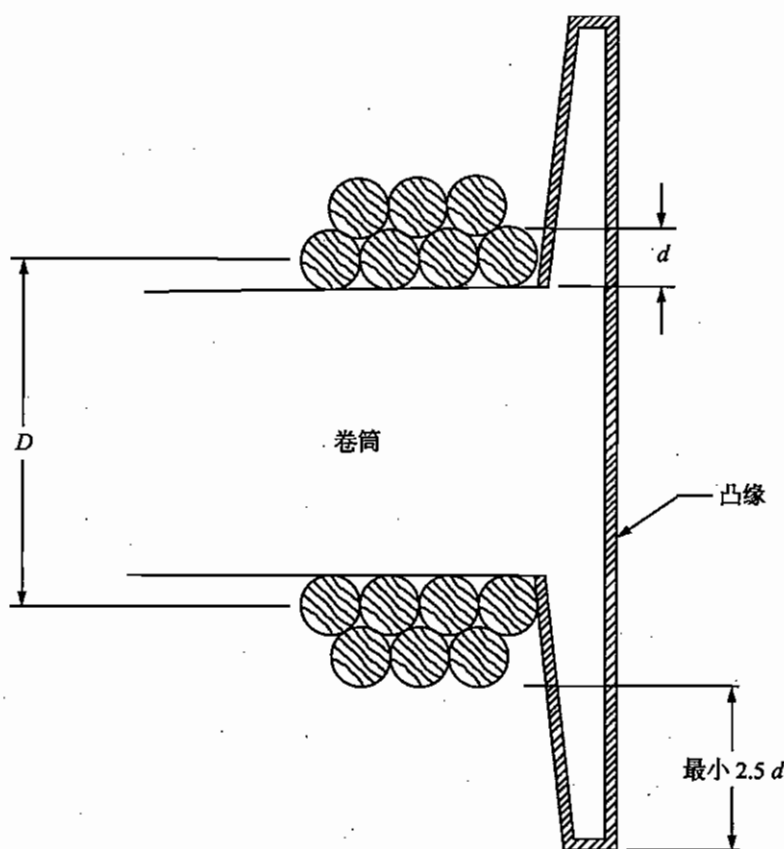
c. 该制动系统在工作液体的整个工作温度范围内是有效的。

8.1.2 卷筒

8.1.2.1 所有卷筒第一层钢丝绳中径应不小于18倍钢丝绳公称直径(见图6)。除非装有能使钢丝绳保持在卷筒上的额外装置外(如定位板、钢丝绳防护装置、反冲环等),卷筒的凸缘应高出顶层钢丝绳至少2.5倍钢丝绳直径的距离。例如,对于1¼in.(32mm)直径的主起升钢丝绳,顶层钢丝绳至凸缘外沿的距离应有3½in.(79.4mm)。

8.1.2.2 对于推荐的钢丝绳尺寸,卷筒应具有足够的容绳量,使能够在制造厂商和买方商定的各种臂架长度、工作半径和起升高度范围内工作。

8.1.2.3 在任何工况下,卷筒上应保留不少于5整圈的钢丝绳。钢丝绳端头应使用起重机制造厂商提供的装置固定在卷筒上。



注:除另外装有能使钢丝绳保持在卷筒上的装置外,凸缘应高出顶层钢丝绳至少 2.5 倍钢丝绳直径的距离。

图 6 绞车卷筒

8.1.3 零部件

零部件应设计成能将下述不正确使用或装配的可能性减至最小:

8.1.3.1 所有关键传动件要有唯一的花键、键控装置或其他装置,以避免零部件的不正确安装或互换。

8.1.3.2 不能满足上述规定时,此处所述的零部件应打上清楚的标记,有关互换性的特别警告要在操作和维护手册中说明。

8.1.4 安装

起重机制造厂商应负责绞车底座的设计、试验以及绞车安装。

8.1.4.1 绞车部件的校准应保持在一定限定值范围内,以防止起升机构的齿轮齿、轴承、花键、衬套和其他任一零部件等过早损坏。若拆卸会妨碍校准,则需提供现场用校准装置。

8.1.4.2 绞车制造厂商应提供安装程序,以防止在将绞车底座固定到安装面时出现过度变形。安装面的平面度要保持在绞车制造厂商规定的公差范围内。

8.1.4.3 在有负载情况下,已安装好的绞车组件的变形不得超过绞车制造厂商规定的限定值。绞车制造厂商要规定在试验载荷下进行样机试验及监测变形的程序。应在绞车钢丝绳出绳角度的整个推荐范围内,对最大额定钢丝绳拉力进行试验。

8.1.4.4 对于把绞车固定到起重机结构上的连接件,所定尺寸至少应能承受最大可得钢丝绳拉力所产生的反作用力的两倍。

8.1.5 润滑和冷却

8.1.5.1 所有绞车应装有检查润滑剂和冷却剂液位的装置。该装置要易于看到,无需移动钢丝绳和

使用特殊工具,并能清楚显示最高和最低液位情况。

8.1.5.2 使用循环润滑或冷却的绞车应装有工作期间可检查液面的装置。

8.1.5.3 使用封闭润滑系统的绞车至少应具有制造厂商推荐的最低工作液位时液量的 120%。

8.1.6 挠性花键和其他联轴节装置的额定值

在第 8.1.4 节及其随后段落所述校准限定范围内工作时,挠性花键和其他联轴节装置在额定载荷和最大额定速度时的设计寿命,应大于齿轮系和/或轴承的设计寿命。

8.1.7 性能

用于非人员额定载荷和人员额定载荷的变幅钢丝绳和承载钢丝绳的拉力,应根据以下公式计算穿绳系摩擦损失:

$$L = PNE$$

$$E = (K^N - 1) / K^S N (K - 1)$$

式中:

L = 额定载荷;

P = 载荷在吊臂顶部时的所用起升钢丝绳拉力;

N = 支承载荷的钢丝绳绳数;

E = 穿绳系效率;

K = 轴承常数:青铜衬套为 1.045,滚柱轴承为 1.02;

S = 在行走滑轮组和顶部滑轮组或吊臂顶端滑轮组的滑轮总数。

8.2 吊臂控制装置

8.2.1 吊臂变幅机构(钢丝绳驱动)

吊臂变幅机构是指用来控制臂架仰角并支撑吊臂的装置,变幅机构应能:

8.2.1.1 从最小吊臂角度 0° 到最大推荐臂架角度或买方要求的角度升降吊臂;桁架臂起重机应能从水平线下的最小臂架角度 10° 到最大推荐臂架角度升降臂架。

8.2.1.2 在推荐的最小和最大吊臂角度范围内升降、控制吊臂及设计载荷($SWL \times C_V$)。

8.2.2 吊臂控制油缸

液压油缸可以用来控制吊臂仰角和支撑吊臂,其要求如下:

8.2.2.1 油缸机构应能从最小角度 0° 到最大推荐吊臂角度升降吊臂。

8.2.2.2 吊臂油缸应能在推荐的最小和最大吊臂角度范围内升降和控制设计载荷($SWL \times C_V$)。

8.2.2.3 吊臂油缸应能在推荐的最小和最大吊臂角度范围内支撑吊臂和 110% 的设计载荷($SWL \times C_V$)。

8.2.2.4 吊臂油缸应设计有 4:1 的设计系数(ASME 第 VIII 卷爆裂压力/支撑和起升吊臂及安全工作负载所需的压力)。在支撑自重加设计载荷 $SWL \times C_V$ 时,油缸杆应具有抗弯曲率为 2 的安全系数。抗弯强度应根据 ISO/TS 13725 或其他公认方法进行计算。

8.2.3 辅助锁定机构

无论是何种驱动方式,吊臂支撑构件应安装锁定机构。

8.2.3.1 在钢丝绳吊臂支撑机构上应安装棘轮和棘爪或其他正向锁定装置,以防止吊臂的意外降落。

8.2.3.2 对于液压油缸吊臂支撑机构,应安装锁定机构(如整体安装的止回阀)以防止吊臂失控降落。

8.3 伸缩臂机构

伸缩臂包括基本臂和从基本臂伸出的一节或多节伸缩臂在内(见图 1, A 类和 B 类起重机),伸缩臂的伸出可增加吊臂长度。通过液压机械装置或其他装置可进行伸出和缩回操作。伸缩油缸的设计系数应与第 8.2.2.4 节给定的相同。对于屈曲率,可以考虑各臂节和油缸的组合抗屈曲率。

8.3.1 动力缩回功能

动力缩回功能在推荐的最小和最大吊臂角度范围内应能控制设计载荷($SWL \times C_V$),并能支撑 110% 的设计载荷($SWL \times C_V$)。

8.3.2 动力伸出功能

除买方另有规定外,在载荷情况下,不要求动力

伸出功能进行伸出操作。

8.3.3 锁定装置

应给伸缩液压缸配备锁定位置(如止回阀),以防止液压缸的失控移动。液压缸与锁定装置之间不得使用软管。

9 回转机构

9.1 回转机构

回转机构是指使起重机上部结构旋转的装置。回转机构应以可控加、减速度平稳地起动和停止。

9.1.1 回转支持强度

回转机构应设计有足够的强度和刚度。在各种半径和臂架长度时,在第4节所定义的动态载荷($SWL \times C_V$)、支撑结构各种运动、倾斜和风力的最恶劣组合工况下,以及在各种有计划的工作中和不工作、不停放工况时,能把起重机和 SWL 固定在适当的位置。

9.1.2 回转

回转机构应设计成在第4节所定义的支撑结构各种运动、倾斜和风力的工况下(供给船没有 C_V 和动态状况);能使起重机和 SWL 回转。回转机构还应设计成在最恶劣不工作、不停放工况下,能使起重机回转。在确定第4.1.1节所述的 SWL 时,回转可以是极限系数。

9.1.3 停车制动装置

应装配具有双向制动能力的一个或多个停车制动装置,在第9.1.2节所定义的支撑结构的各种运动和 SWL 载荷组合工况下,以及在第4节所列出的最恶劣不工作、不停放工况下,用于限制上部结构的运动,但不能用于对工作中的上部结构的回转运动进行制动。

操作者在其位置应能控制制动装置。停车制动装置应能保持在挂合位置,而无需操作者看管。

如回转为自动式,在使回转控制手柄返回中位时,不得以猛然停止回转运动的方式来挂合制动装置。不得使用无控制减速能力的自动回转制动装

置。

9.1.4 动态摩擦制动装置

可以装配能停止、制动或减慢上部结构回转运动的动态摩擦制动装置。如装配该动态摩擦制动装置的话,操作者在其位置应能操纵它,同时必须满足第9.1.2节所述的支持力要求。停车制动装置和动态摩擦制动装置可以是具有二种致动方法的同一个制动器。

9.1.5 任选回转停车机构

如买方规定,就要提供能把不工作起重机的上部结构运动限制在一个或多个固定位置(由买方决定)的装置。

该装置的用途是起到辅助重复措施的作用,在平和环境及甲板运动工况下,用来防止起重机旋转。但在起重机工作时不能使用,或在有风暴情况时不得用来固定起重机。对于不工作、不停放的起重机,应使用表1的“设计参数”来进行设计。

9.2 回转支承环

回转支承环是指起重机旋转上部结构与基座间的连接部件,它能使起重机回转并承受起重机工作时产生的力矩、径向载荷和轴向载荷。回转支承环可以是如图1所示的滚柱轴承、滚珠轴承、钩式滚子结构或支柱结构。回转支承环应符合以下各段的规定。

9.2.1 设计

以下系数应用于确定回转支承环的充分性。

9.2.1.1 设计工作系数

应使用最大 $SWL \times C_V$ 加上自重来计算以下基本载荷的组合:

1. 倾覆力矩;
2. 轴向载荷;
3. 径向载荷。

这些载荷可能会同时产生,并在回转支承环产生最大应力。因此,轴承制造厂商在计算轴承使用寿命和疲劳时要采用这些载荷。

9.2.1.2 回转支承环寿命

承受重复应力循环的构件应设计成能充分抵抗结构疲劳破坏。对于滚珠轴承,部件的计算疲劳寿命应明显超过 ABMA 标准 9 规定的滚动接触磨损 (B 10) 寿命;对于滚柱轴承,部件的计算疲劳寿命应明显超过 ANSI/ABMA 标准 11 或 ISO 281 (适用时) 规定的滚动接触磨损 (B 10) 寿命。

9.2.1.3 工作环境

耐磨轴承应密封,以防外界和海上环境的污染。

9.2.1.4 极限强度设计标准

回转支承环(包括紧固件)的设计标准如下:在自重加上 3.75 倍最大 $SWL \times C_V$ 的情况下(包括与这些载荷相关的风力、侧倾和前倾影响在内),最大计算应力等于或小于材料的最小规定极限抗拉强度。

由于外部加载作用,在最承重的回转支承环紧固件上的载荷应按下列公式计算:

$$P = \frac{4 \times M}{N_b \times D} - \frac{H}{N_b}$$

式中:

M = 按自重载荷 + 3.75 倍 $SWL \times C_V$ 计算的力矩 (lb.-ft);

H = 轴向自重载荷 + 3.75 倍 $SWL \times C_V$ (lb.);

D = 紧固件的节圆直径 (ft);

N = 紧固件的数量;

P = 载荷 (lb.) 不得超过螺栓拉伸应力面积 \times 螺栓抗拉强度。

以上公式为作用于最承重紧固件(可能会受起重机结构和轴承设计影响)的载荷的近似求法。它假设起重机结构偏移不会对螺栓安装面彼此平行的螺栓、按厂家要求均匀预加载的螺栓、螺栓分布圆直径比较接近滚珠或滚柱的滚道直径的螺栓,产生额外载荷。起重机制造厂商要负责验证以上公式适用于特定的起重机和轴承设计。

9.2.2 材料性能

回转支承环制造用钢材须经过精选、试验和认可,使之足以承受起重机的设计载荷。

9.2.2.1 轴承钢

滚动件用钢应达到 ASTM A 295 的最低要求。轴承座圈用钢应达到精加工轴承座圈所要求的性能。轴承座圈用钢的清洁度应符合 ASTM E 45 A 分类法的要求及下列限度:

杂质分类	A	B	C	D
薄系列	2.5	2.5	2.5	2.0
厚系列	1.5	1.5	2.0	1.5

满足各种性能的替代材料应用于立柱和钩式滚子装置的设计。

9.2.2.2 轴承滚道热处理

回转支承环的制造厂商应对每个设计原型的代表性试样进行破坏性试验,或者对每个生产部件的回转支承环硬度和滚道表面硬度进行无损检验,以检测滚道心部和表面机械性能的充分程度。

应编制材料试验报告,说明测量值并与要求的计算分析进行比较。起重机制造厂商应负责审核轴承制造厂商的设计假设条件和材料试验数据,以确保用于起重机的每个轴承都符合这些要求。

9.2.2.3 轴承滚道断裂韧性

对于用作阻止基座与起重机分开的唯一装置的回转轴承,在其滚道生产中采用的每炉钢的断裂韧性,应通过摆锤式冲击试验来进行验证。试验要按照 ASTM E 23 的要求进行,一组三个摆锤式冲击试棒产生的最小平均冲击值为 31 ft-lb. (42J), 单个值不小于 20 ft-lb. (27J)。试验应在最低设计使用温度以下 -4°F (-20°C) 或 10°F (6°C) 的更低温度进行。在热处理后,要对横截面尺寸与实际回转支承环的相同的试件进行试验,并注明精加工零件所需的心部硬度。要对成形减缩率、热处理与回转支承环锻件的相同的试件进行试验。试棒长度应平行于回转支承环圆周来标定。试样应取自某个深度的试件,这个深度要尽可能靠近回转支承环最终结构上承受第 9.2.1.4 节所述最大计算应力的地方。

9.2.2.4 焊接

为了把轴承连接到基座或上部构架,滚道上的

焊接应按照轴承制造厂商推荐的方法来进行,并具有等同于滚道母材的断裂韧性。通过焊接固定到结构上的所有轴承应有过渡的可焊钢件。可淬硬钢和过渡钢件之间的焊缝应经过热处理以消除应力,其热处理温度不得超过滚道热处理采用的回火温度。焊缝和过渡钢件应设计成具有足以承受自重加 3.75 倍最大 $SWL \times C_V$ 的极限强度,还要设计成能满足第 5.4 节所述的疲劳要求,并将载荷轨迹和应力集中产生的局部应力情况考虑进去。

9.2.3 安装

9.2.3.1 表面平面度和光洁度

对于回转上部结构/轴承和基座/轴承的配合面,均应遵守回转支承环制造厂商规定的平面度和表面光洁度要求。

9.2.3.2 基座偏斜

承载状态的最大偏斜应保持在回转轴承制造厂商规定的限定值内。

9.2.3.3 回转支承环间隙

如果回转支承环是滚珠轴承或滚柱轴承,轴承必须更换之前所允许的间隙以及经许可的测量该间隙的方法,均应在起重机手册中进行说明。

9.2.3.4 滚柱滑道偏斜

如果回转支承环是钩式滚柱装置,回转支承环应可调,以缩小间隙。起重机手册中应规定许可的间隙值和调整方法。

9.2.4 螺纹紧固件

用来把回转支承环连接到基座或上部结构的螺纹紧固件应符合下列要求:

9.2.4.1 螺栓间距

连接螺栓应在 360° 安装圆周范围内等距分布。在安装回转轴承时可以省去一个螺栓。如结构分析或起重机样机应变仪测试可以保证螺栓连接的完整性,起重机制造厂商可以采用不等距的螺栓间距。

9.2.4.2 疲劳寿命

螺纹连接件的疲劳寿命应通过计算来确定。回转支承环的买方应能得到该计算。

9.2.4.3 材料性能

用于螺纹紧固件的材料应符合第 14.5 节的要求。

9.2.4.4 预应力水平

紧固件应施加预应力,预应力加到一定级别时在最大 $SWL \times C_V$ 情况下能防止消除最承重紧固件的预加载。永久预加载级别应由起重机制造厂商确定,但不得超过螺栓材料屈服强度的 80%。

9.2.4.5 紧固件标志

只有标有紧固件制造厂商永久性标志和 SAE、ASTM 或 ISO 等级标志的紧固件方可使用。

9.2.4.6 转动限制

不易检查的紧固件,要用非永久性的方法限制其转动。

10 动力设备

10.1 总则

动力设备是指原动机及其辅助系统,包括功率输出装置和起动系统。

10.1.1 动力设备规格

应制定动力设备的最低输出功率要求,这样在起升相应的额定载荷时才能达到最低要求的吊钩速度 V_{hmin} (见第 4.3.1.a 节)。动力设备规格会明显受到应由买方规定的同步操作(起升、变幅、回转)要求的影响。除同步操作外,在确定需要的输出功率时,还要考虑动力设备效率和液压件效率。

10.1.2 汽油发动机

不允许汽油发动机用作原动机。

10.1.3 气动原动机

不允许使用将可燃气体用作流体动力介质的气动原动机或辅助系统。

10.2 内燃原动机排气系统

10.2.1 防火花消声器

发动机排气口应装有防火花消声器。

10.2.2 排气管

废气应使用管子排到发动机外壳的外边,并向

远离操作者的方向排出。

10.2.3 排气防护装置

所有排气装置在人员进行正常工作时碰到的地方要装防护装置。

10.3 燃油箱

10.3.1 加油口和盖子

燃油箱应配有加油口和盖子,并设计成能防止燃油受外部污染。可卸盖子要用链牢固地栓到加油口上。

10.3.2 燃油箱排油口

所有燃油箱应配有排油口,排油口应位于燃油出口最低液面以下。

10.4 危险区分类

应使用最新版本的 API RP 500 或 API RP 14C 规范来确定危险区类别。要向制造厂商说明安装起重机的区域类别,分类要考虑临时使用区域及永久安装的设备。安装在危险区的动力设备的要求,应按照 API RP 500 或 API RP 14C 规范有关消除火源的推荐作法来执行。其他资料来源为 NEC, API RP 14F 和 IEEE 845。

10.5 点火源和受热表面的隔离

适用时,点火源和受热表面的隔离应符合 API RP 14C 最新版本的要求。

10.6 柴油机进气口关闭

除非买方另有规定,柴油机应配有在其发生失控情况时能关闭进气口的装置。要对规程进行审核以确保符合要求。

11 控制装置

11.1 总则

11.1.1 位置

起重机正常工作循环时使用的各种控制装置,应装在操作员在其座位时易于接触到的地方。

11.1.2 自动返回

变幅、重物起升、回转和吊臂伸缩(使用时)的操纵杆在释放时应能自动回到其空档位置上。

11.1.3 标识和布置图

控制装置的操作和功能应做清楚的标识,操作员在其座位时应容易看见。可以采用标识每个控制装置的办法或采用控制装置布置图的办法来进行。

11.1.4 紧急停车

应配备操作员在其操纵位置可紧急停止起重机工作的装置。

11.1.5 脚踏控制装置

脚踏操作板(如装有)应制造成使操作员的脚不容易滑脱。

11.1.6 控制装置位移

当控制装置和受控件按照厂家推荐作法进行正确的维护、调整和操作时,操作起重机所需的力和操纵幅度应不超过以下额定极限值:

a. 手柄——20 lb. (90N) 力和 28in. (350mm)

b. 脚踏板——25 lb. (111N) 力和 10in. (254mm) 总行程。

c. 脚踏板——25 lb. (111N) 力和 10in. (254mm) 总行程。

11.2 动力设备控制装置

11.2.1 起重机上动力设备

用来正常操作起重机的回转结构上的动力设备的控制装置应位于操作员易于接触到的位置并包括下列装置:

- 起动和停车装置;
- 内燃机速度控制器;
- 原动机紧急停车装置;
- 换档式变速器。

11.2.2 遥控动力设备

用来操作动力设备的控制装置应适当地装在遥控动力设备上,并要有与 11.2.1 相同的装置。

11.3 发动机离合器

对于带有起重机功能件直接机械驱动装置的起重机,应装有离合器或断开动力的其他有效装置。离合器的控制装置应位于操作员在其座位时容易接触到的位置。

11.4 起重机控制装置——基本操纵杆控制装置

11.4.1 基本单轴线(四杆)控制装置

本节适用于普通四杆操作的起重机控制装置,但不应认为是限制使用组合控制装置、自动控制装置或任何其他特殊操作的控制装置。

11.4.1.1 基本控制装置应如图 7 所示进行布置,所示控制装置为手动操纵杆。

11.4.1.2 所有其他功能件(如辅助卷筒和节流阀)的控制装置应设在适当位置,以避免操作员混淆和身体干扰。本规范不妨碍使用符合上述要求的附加控制装置。

11.4.1.3 所有基本控制装置应按图 7 和表 7 功能表的规定来进行操作。

11.4.2 基本双轴线(二杆)控制装置

本节适用于普通二杆操作的起重机控制装置,但不应认为是限制使用组合控制装置、自动控制装置或任何其他特殊操作的控制装置。

11.4.2.1 基本控制装置应如图 8 或图 9 所示进行布置,所示控制装置为手动操纵杆。

11.4.2.2 所有其他功能件(如辅助卷筒和节流阀)的控制装置应设在适当位置,以避免操作员混淆和

身体干扰。本规范不妨碍使用符合上述要求的附加控制装置。

11.4.2.3 所有基本控制装置应按图 8 或图 9 以及表 8 和表 9 功能表的规定来进行操作。

表 7 起重机四杆控制功能

控制杆	动作
回转控制杆	朝前推,可以转向吊臂,对右侧操作者位置向左转或对左侧操作者位置向右转。中位(空档)不转。朝后拉可转离吊臂。
辅助起升控制杆	向后拉,起升; 中拉(空档),停住重物; 朝前推,下降。
主起升控制杆	向后拉,起升; 中位(空档),停住重物; 朝前推,下降。
变幅控制杆	向后拉,吊臂上升半径减小; 中位(空档),保持吊臂位置; 朝前推,吊臂下降半径增大。
吊臂伸缩* (可装有多根操纵杆)	中位(空档),保持长度;朝前推伸出。

* 如使用的话

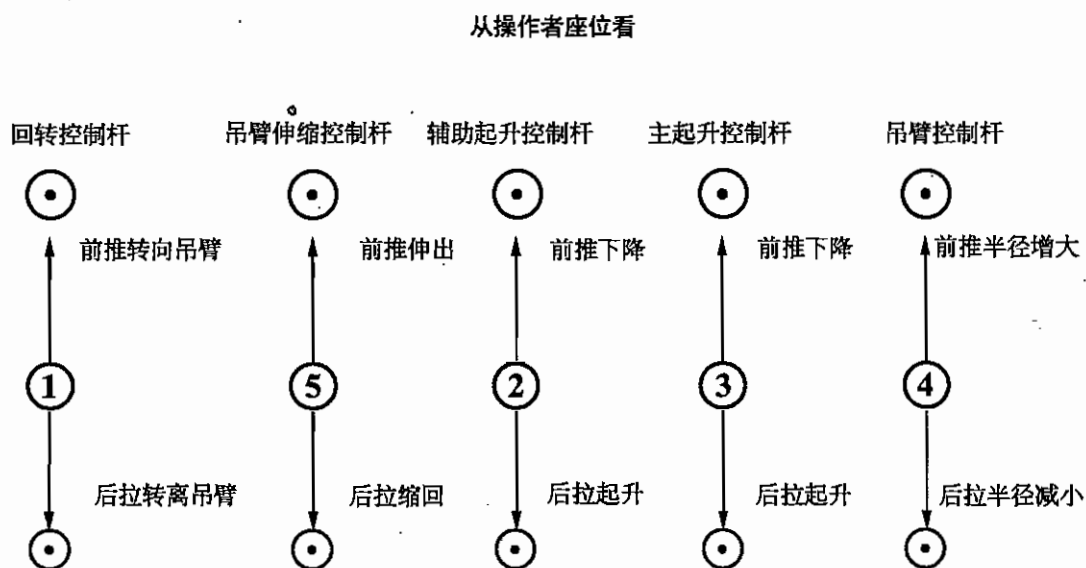


图 7 起重机基本的四杆控制简图

表 8 起重机二杆控制功能(方案 1)

控制杆	动作
回转控制杆	向左推,向左回转; 中位(空档)不转动; 向右推,反向动作或向右回转。
辅助起升控制杆	向后拉,起升; 中位(空档)停住重物; 向前推,下降。
吊臂控制杆	向后拉,吊臂上升半径减小; 中位(空档)保持吊臂位置; 向前推,吊臂下降半径增大。
主起升控制杆	向左推,起升; 中位(空档)停住重物; 向右推,下降。
吊臂伸缩* (可装有多根操纵杆)	向后拉,缩回; 中位(空档)保持长度; 向前推,伸出。

* 如使用的话

从操作者座位看

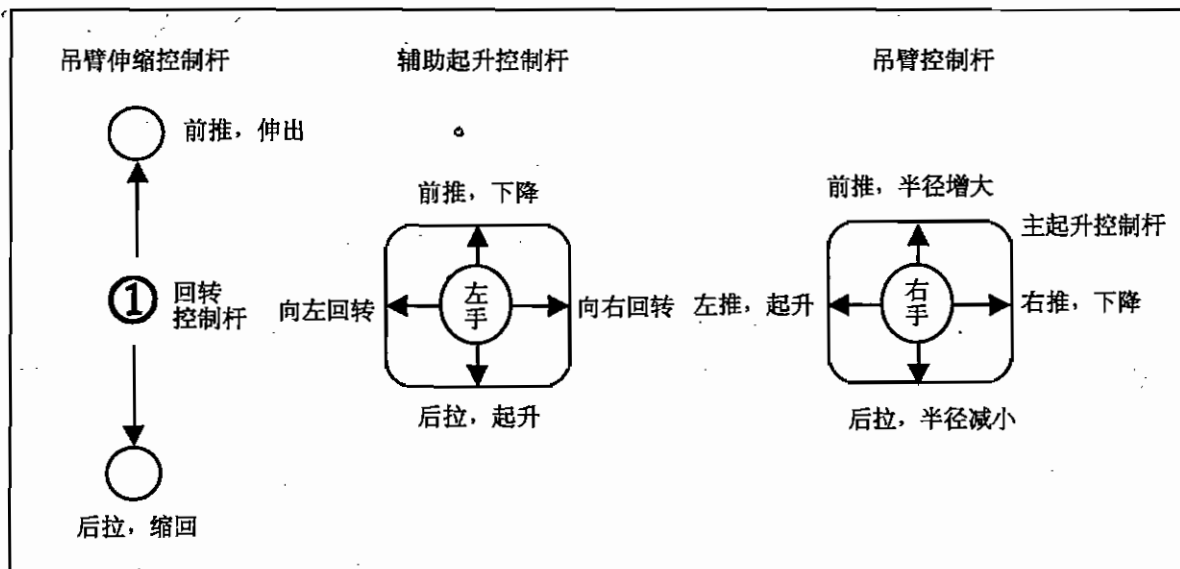


图 8 起重机基本的二杆控制简图(方案 1)

表 9 起重机二杆控制功能(方案 2)

控制杆	动作
回转控制杆	向左推,向左转动; 中位(空档)不转动; 向右推,反向动作或向右转动。
辅助起升控制杆*	向后拉,起升;
主起升控制杆*	中位(空档)停住重物; 向前推,下降。
吊臂控制杆	向后拉,吊臂上升半径减小; 中位(空档)保持吊臂位置; 向前推,吊臂下降半径增大。

* 当提供单独的主起升装置和辅助起升装置时,它们中任何一个的选择开关可以靠边右手控制手柄设置。只有当两个手柄位于其空档位置时,才可以选择“辅助”或“主”起升。

从操作者座位看

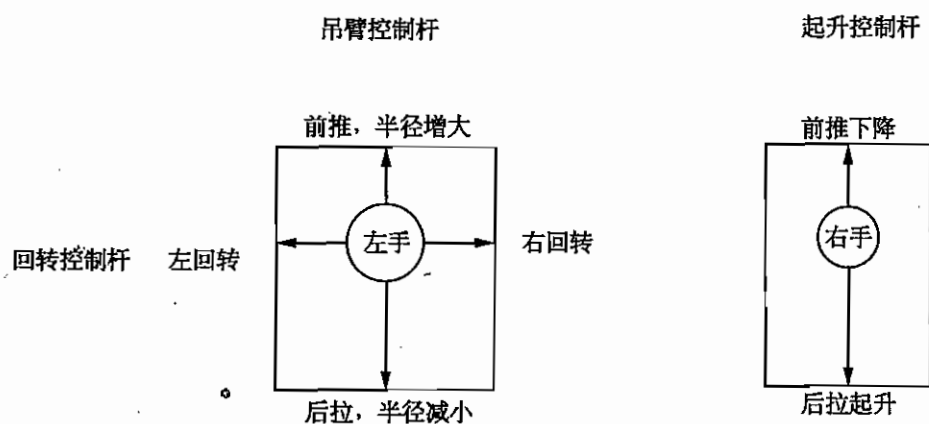


图 9 起重机基本的二杆控制简图(方案 2)

12 操作室

12.1 总则

就实用而言,应将操作室制作成能保护上部结构的机械装置、制动装置和离合器以及操作台免受气候的影响。

没有操作室来保护操作人员、上部结构机械装置、制动装置和离合器的起重机,应加以充分的保护

以防止海上环境的腐蚀影响。

12.2 窗户

所有窗户应为安全玻璃或等效玻璃。窗户应装在操作室的前面和两侧,以便能看见前方和两侧。朝前的视野无论什么时候应能看到吊臂顶部和重物之间的垂直范围。前窗有一扇可拆下或保持打开(如需要)。如是可拆下的,要留出放置空间;如是保持在打开位置的,要进行固定以免意外关上。前窗

下部要有格栅或其它装置,以防操作员掉下。如操作室装有头顶窗,则窗上面要有格栅或其他保护装置,以防碎片落在操作员身上。

12.2.1 车窗刮水器和清洗器

如买方规定,应按要求提供充分的车窗刮水器和清洗器,以确保无论什么时候都能清楚看见吊臂顶部和载荷。

12.3 门

所有操作室门,不管是滑动型还是旋转型,在设备工作时要能防止意外打开或关闭。靠近操作员的门如是滑动型的,应是向后滑打开;如是旋转型的,应是向外开。要有一条通畅的走道,通向最靠近操作员座位的出口门。

12.4 操作室通道

应装有合适的把手或阶梯,便于进出操作室。把手要按照 ANSI A1264.1 装配。

12.5 平台和走道

主要行走表面应是防滑型。外部平台(如设有)应按照 ANSI A1264.1 装设护栏。在不需踏脚板的地方,应安装两个过渡栏杆。除非买方另有规定,所有走道和平台的最小宽度应为 30in(760mm)。

12.6 安装通道

由于安装或维修的需要,某些地方应装设梯子或阶梯以便提供通道,梯子或阶梯要符合 ANSI A14.3 的要求。必要时,操作室顶部应能承受 200lb. (90kg) 的人体重量而不致永久变形。

12.7 噪声级别

除非买方另有规定,与起重机有关的噪声级别应符合 OSHA 1910.95 的要求。

13 其他要求和设备

13.1 吊臂设备

以下要求适用于吊臂:

13.1.1 吊臂角度限制器和停止装置

应安装吊臂起升限制器或停止装置,当吊臂达到预定的高角度时能自动停止吊臂起升。低角度限

制器或停止装置也可以作为任选设备提供。

13.1.2 防止向后倾翻装置

应安装吊臂停止装置,在突发大风或突然卸载时能防止吊臂向后倾翻。吊臂停止装置的包括:

- a. 固定式或伸缩式缓冲器;
- b. 减震器;
- c. 液压式吊臂变幅液缸;
- d. 防止附加臂顶部向后倾翻的装置。

13.1.3 标志

吊臂、各节臂架和附加臂顶部应作永久性标识。

13.1.4 吊臂指示器

应按以下要求安装指示器:

13.1.4.1 应安装从操作员座位可读出吊臂角度或载荷半径的指示器。

13.1.4.2 除非载荷额定值不受载荷半径限制,伸缩吊臂应安装从操作员座位可读出吊臂长度的指示器。

13.1.4.3 载荷指示器或负载力矩仪可以作为任选设备提供。

13.2 运动部件防护装置

应按以下要求安装防护装置:

13.2.1 要安装防护装置的部件

在正常工况下可能会造成危险的外露运动部件(如齿轮、定位螺钉、凸键、链条、链轮和往复或旋转件)应安装防护装置。

13.2.2 防护装置紧固件及强度

防护装置要牢固固定,并能承受 200 lb. (90kg) 的人体重量而不致永久变形。防护装置位于不可能被踩到的位置时,可不受此限制。

13.2.3 警示牌代替防护装置

如装防护装置不切实际,制造厂商要负责做适当的警示标志。标志要按照 SAE J115 的要求进行设计和安装,并要符合尺寸和位置的实际限制要求。

13.3 离合器和制动器保护装置

所有摩擦式制动器和离合器都应装防雨罩。离合器和制动器联动机构的销子、轴和螺栓要耐腐蚀。

13.4 润滑点和液体注入点

13.4.1 总则

所有零部件的润滑点应易于接近,不必拆下防护装置或其他零部件。液体注入点(燃油、冷却液、液压油等)应位于容易接近的地方,并且不会聚集溢出的液体。

13.4.2 液位指示器

液位指示器应遵循 SAE J48 所述的指南。

13.4.3 润滑图、符号和色标

制造厂商应提供润滑图。有关液体注入点的推荐符号和色标,见 SAE J223。

13.5 液压管路和气动管路保护

外露的管路易受损坏,故应根据实际情况加以保护。

13.6 对环境敏感的材料的使用

含铅或含铬酸盐油漆不得用于起重机及其任何部件。石棉也不得用于起重机及其任何部件。

13.7 防两滑轮碰撞装置

应安装一个装置,以防止起升钢丝绳、结构件和机械设备在卷筒钢丝绳收回时两个滑轮组(例如起重滑轮组与吊臂头滑轮组)相碰撞而发生损坏。可以使用控制超越装置或防碰撞报警装置。在不会导致损坏或失控的情况下,也可采用停止起升卷筒的办法。

13.8 人员应急载荷下降

除非买方另有规定,至少一个起升卷筒应装有下降人员的装置,在动力发生故障或控制系统失效时使用。在各种载荷情况下,下降装置应能保证卷筒受控下降和停止。控制装置的布置要能防止意外挂合。可以使用独立于起重机的替换电源,附有各种措施详细说明了说明牌要设在操作台旁边。

13.9 其他设备

13.9.1 工具箱

可能要提供用来存放工具和润滑装置的工具箱。若提供,工具箱要永久地固定到起重机上。

13.9.2 液压回路压力

应提供用来检查制造厂商规定的每个液压回路压力设定值的装置。

13.9.3 危险区分类

装在用于危险区的起重机或遥控动力设备上面的电气部件要符合第 10.4 节的要求。

13.9.3.1 吊臂上的部件应适用于吊臂所覆盖的最危险区域。

13.9.3.2 买方要向制造厂商说明安装起重机的区域的类别。

13.9.3.3 分类要考虑临时使用的区域及永久安装的设备。

13.9.4 音响报警装置

当买方规定时,要安装音响信号装置。该装置的控制装置应位于操作员在其座位时容易接触到的地方。

13.9.5 泄漏物容器

凡会碰到液体泄漏的机械区都应设有收集装置。收集容器应有 2.0 in(50 mm)的最小边缘高度,并设有排放装置。应对管理规定的适用性进行评审。

14 结构件的材料要求

14.1 材料

用于起重机所有关键零部件制造的材料,应符合制造厂商对强度和断裂韧性的设计要求。

14.1.1 金属材料

设计要求应规定下列金属材料性能:

a. 化学成份限度;

b. 热处理状态;

c. 机械性能限度(包括屈服强度、抗拉强度、延伸率、断裂韧性和可延展性在内)。

14.1.2 试验

设计要求应详述试验方法,以验证在完工状态时材料具有规定的性能。应尽最大可能,根据第 2.1 节所述的公认标准化组织的规范来采购所有材

料。

14.1.3 钢丝绳

有关钢丝绳的要求,参见第 7.2 节的内容。

14.2 可追溯性

关键零部件的材料可追溯性应通过系统的系列化标识程序来实现,并为受控生产过程的工艺、检验和试验记录提供索引。生产过程要有充分详细的书面说明,在第 1.5 节规定的保存期内的任何时候都能对其原件进行复制。材料的原始证明文件应由初始生产厂家提供,而不能用第三方材料供应商所准备的证书来代替。如无证明文件,制造厂商在进行检验证明材料符合设计要求后,材料方可用于制造起重机;无文件证明其性能符合设计和制造技术条件要求的材料,不得用于关键结构件的生产。

14.3 断裂韧性

起重机的所有关键零部件应列出在最低设计工作温度以下至少 10°F(6℃)时能确保从脆性向塑性断裂转变的摆锤冲击值。设计工作温度应在铭牌上注明。需要时,可以采用考虑了韧性、许可裂缝尺寸和检验要求的其他适用断裂控制方案。如采用适用性原则,分析详情要形成文件以供检查(买方要求时)。

14.4 铸件

14.4.1 样品铸件

对于起重机的所有关键件的铸件,其铸造工艺的有效性应通过对首批铸件和/或对每次模型设计或浇注方法的改变进行试验和检验来证明。破坏性试验和/或采用无损检验方法增加射线检验均被认为适用于此目的。如果采用射线照相,用来检验厚度小于 2.0in(50.8 mm)的铸件截面的放射源应来自“X”射线发生器或来自铱 192 同位素。样品评估要证明铸造工序能力能始终如一地确保关键件铸件的坚固度不低于表 10 的射线照相标准。

14.4.2 产品铸件

用来检验关键件产品铸件的无损探伤方法和验收标准,应由制造厂商来制定。制造厂商应对材料性能、暴露的环境和铸件关键区域的应力水平进行考虑。检验范围应充分(即检验所有主要受力区),以保证铸件具有满足预期用途的坚固度。

14.4.3 热处理

所有关键件铸件在落砂和冷却至环境温度后,应进行正火和回火、淬火和回火或应力消除热处理。所使用的回火和应力消除温度应适合铸件的合金含量和所要求的强度级别,但不能低于 593℃(1100°F)。

表 10 基于 ASTM 射线检测标准的验收标准(最大许可缺陷度)

不连续性类型	ASTM E 446	ASTM E 186	ASTM E 280
A 类(气孔)	严重度 3	严重度 2	严重度 2
B 类(砂眼和夹渣)	严重度 2	严重度 2	严重度 2
C 类(缩陷)	CA 类,2 度	1 类,1 度	1 类,1 度
	CB 类,2 度	2 类,2 度	2 类,1 度
	CC 类,1 度	3 类,1 度	3 类,1 度
	CD 类,1 度		

注:D、E、F 和 G 类的所有不连续性为不合格。

14.5 紧固件

用于连接起重机关键件、承受静态和/或动态拉

伸载荷(不是预加载荷)的螺纹紧固件应满足 ASTM A320/A320M 的要求。要选用规定等级的

材料,以满足强度要求、断裂韧性和工作环境的耐腐蚀性。如想采用强度高于 ASTM A320/A320M 许用值的螺栓来连接,材料应符合 SAE J429G 和 ANSI B18.2.1 规定的技术要求。较高强度材料的验证,应通过对从每炉钢中选出的两个螺纹紧固件材料的试验来检验机械强度、硬度和摆锤冲击值。一组三个试验所取得的最小平均冲击值应为 30ft-lb. (40.6J),单个试验值不小于 22ft-lb. (29.8J)。试验温度应为最低设计工作温度以下 0°F (-17.8℃)或 10°F,以低值为准。

14.6 钢板

用钢板(该钢板必须通过其厚度或短横向尺寸来传递载荷)制造的关键结构件,应按照 ASTM A 578/A578M 的 B 级质量标准进行超声波检测,并按照“API Spec 2H 补充要求 S-4”所述的方法和要求或按照 ASTM A770/A770M 进行耐层状撕裂试验。

15 主要受力件的焊接

15.1 标准

用于连接起重机结构承载件或载荷传递件的各种焊接工艺规程以及应用这些工艺规程的焊工操作技能,都应根据公认的标准如美国焊接协会的 AWS D1.1(最新版本)进行鉴定。

15.2 焊接工艺规程

所有焊接应编制书面工艺规程。AWS D1.1 所述的经预先鉴定合格的工艺规程,只适用于采用其中规定的焊条、接头形状和方法限定所进行的材料焊接。不是 AWS 规范所述的材料焊接或工艺规程的使用,应通过对按照书面工艺规程所连接的试样焊缝的检验来进行鉴定,并按照第 15.1 节所述标准来进行检验。

15.3 焊工操作技能

焊工操作技能应通过破坏性试验或者射线检验来进行鉴定。射线检验限于采用手工电弧焊、埋弧焊、气体保护钨极电弧焊、气体保护金属极电弧焊(仅是颗粒状过渡电弧焊、喷射电弧焊或脉冲电弧

焊)和药芯焊丝电弧焊等方法焊接的坡口焊缝。使用短路(短弧)气体保护金属极电弧焊接方法的焊工的操作技能,只能通过破坏性试验来进行鉴定。

15.4 焊接性能

关键零部件的焊缝和热影响区的强度及断裂韧性,应满足被焊材料规定的最低设计要求。在鉴定工艺规程时应进行机械试验,以验证通过焊接工艺规程所述的控制措施能否获得要求的焊接性能和热影响区。

16 关键零部件的无损检测

16.1 无损检测工艺

制造厂商应编制书面无损检测工艺,用来检测起重机的关键件。这些程序应考虑在哪个制造阶段要进行何种检验、检验方法的可行性和被检部件的形状。这些工艺应由制造厂商的检验人员和/或由制造厂商合同雇用的无损检验人员采用。

16.2 无损检验人员的技术资格

由制造厂商雇用的或订立合同的所有无损检验人员,应按照“ASNT 推荐作法 SNT-TC-1A, II 级”熟练程度进行考核。对于管件的超声波检测,制造厂商应按照最新版本的 API RP 2X 来鉴定检测工艺的有效性和人员技术资格。

16.3 无损检测的最小范围

制造厂商应对起重机的所有关键件进行标识。这些部件应根据公认的工艺标准,或者根据适用断裂控制方案制定的书面检测工艺及验收标准(由制造厂商选定)来进行无损检测。制造厂商也要负责规定非关键件的无损检测范围。

16.4 工艺标准示例

表 11 列出了在某些起重机设计中可能认为是关键件的示例、列出了进行无损检测的一些公认方法以及相当于工艺标准的验收标准。制造厂商应负责根据具体的起重机设计考虑、部件的临界状态以及适用的无损检验方法来制定类似的方案(附有适用的验收准则)。基于适用性评估的验收准则,应考

虑外加应力、残余应力、材料性能、暴露的环境和选用的无损检验方法,以检测和评估不完善性。

表 11 工艺标准示例

部 件	检测方法	验收标准
焊缝		
基座,上部承载结构, 钢板件制成的吊臂 加工的卷筒	AWS D1.1 6 A,B,D-G (射线检测,超声检测) ASTM 第 03.03 卷	AWS D1.16.10, 6.12, 6.12.2, 6.12.3,6.13
管件制成的吊臂 厚度小于 3/8in(9.5mm)的焊缝	AWS D1.1 6.14,4, ASTM E 709	AWS D1.1 6.10,6.12.2
厚度≥3/8in(9.5mm)的焊缝	API RP 2X 7.10, AWS D1.1	API RP 2X 7.10, AWS D1.1 6.13
铸件		
卷筒,吊钩销架, 滑轮座 穿绳装置	ASTM E 709, AWS D1.1	ASTM E 709, 表 1 不连续性类型, 6.10,6.12.2
锻制产品		
锻件 吊钩销架, 起重吊钩, 穿绳配件	ASTM E 709, AWS D1.1	ASTM E 709, 表 1 不连续性类型, 6.10,6.12.2
棒状零件		
吊臂销,门架紧索销 吊钩销,轴	ASTM E 709, AWS D1.1	ASTM E 709, 表 1 不连续性类型, 6.10,6.12.2



17 标志

符合本规范要求的海上起重机,应装配用不锈钢或其他金属材料(具有等效抗海洋环境腐蚀性能)制作的永久性铭牌。铭牌要注明生产日期、厂家型号、设计工作温度、厂家编号和厂家标志。铭牌还要

海上起重机制造过程中采用的“质量大纲”标识为“根据____质量大纲制造”。用清晰的凹凸字体将要求的内容铭刻,字体高度不小于 1/8 in(4mm)。

会标持有人可按附录 D 所示的铭牌来使用 API 会标。有关 API 会标的说明,见附录 D。

附录 A 关键件示例

下面列出了起重机的一些(而不是全部)部件, 这些部件根据本规范的定义可划分为“关键”件。每台起重机的设计者和/或制造者应对每种单独设计编制完整的关键件清单。有关术语, 见图 1 和图 2。

关键机械件

- 制动控制件与受控件之间的所有联动装置;
- 起升和回转制动系统;
- 起升和回转系统中的卷筒、轴系和齿轮;
- A、B、C 和 D 类起重机的回转支承环;

关键结构件

- 所有关键件主要载荷轨迹上的紧固件;
- 吊臂弦杆;
- 臂节连接件;
- 吊臂根部枢轴;

- 吊臂附加臂和连接件;
- 门架、桅杆和 A 型架的主要承载件;
- 回转上部结构的载荷传递件(包括紧固件);
- E 类起重机的主柱;
- A、B、C 和 D 类起重机的基座和回转支承环过渡件。

关键起重件

- 起升系统中的所有活动钢丝绳;
- 载荷限动和支撑系统中的所有固定钢丝绳;
- 吊钩滑轮组;
- 重力球或重块装置;
- 钢丝绳死端连接装置;
- 变幅滑轮组或紧索装置;
- 钢丝绳滑轮和滑轮轴。

附录 B 注释

说明:附录 B 的段落编号对应于本规范的内容。例如,“B.4.3—工作中的载荷”对应于本规范的“第 4.3 节—工作中的载荷。”

B.4.1 额定载荷

基座安装的起重机额定载荷的确定方法具有其特殊性。由于基座式起重机安装在刚性基础上,故在平台上使用时对工作超载很敏感。此处,船外作业所要求的高速起升能力增加了船上起升时的冲击可能性。因此,对于固定平台,最小垂直设计载荷被限定为额定载荷的 133%。船外作业使用的冲击系数比船上作业使用的要大。对于船外起升,垂直载荷系数 C_V 至少应与船上起升的一样大。

本规范规定的最小垂直设计系数 1.33,当起重机安装在底部支撑结构上时,适用于船上起升。稍微大一些的最小垂直设计系数,是根据浮式结构的大小、出现明显倾斜的可能性或产生运动的波浪而针对浮式结构规定的。安装在浮动平台和船舶上的起重机的额定值,必须把起重船动态运动和起重船静态角度(横倾或纵倾)的作用考虑在内,因为这些作用会影响垂直设计系数 C_V 以及前倾力和侧倾力。

本规范动态作用的分析,体现了“委员会”为确定起重机额定值所作的努力,而额定值将把动态环境中的事故可能性降至最低。“委员会”仔细研究了结构动力学分析的科学发展动态,发现文献中有很尖端的理论模拟技术。然而很显然,由于海上起重机操作者必须对快速变化的环境条件作出反应,故对操作者来说,根据简化假设条件制作的动态负载曲线图比采用最先进计算方法制作的动态负载曲线图更有实用价值。由于这个原因和其他的原因,因此采用一维(DOF)数学模型。尽管在此采用的定额

方法会使海上起重机的起升更安全,但它没有提供措施来处理极端动态超载情况,便如突然绊住供给船或突然停住下降的重物等情况,这样的超载可能是无限的,故不能在计算上编入额定值曲线图。

B.4.1.2 人员额定载荷

为了保证人员吊运的结构安全裕度明显增加,人员吊运的额定载荷规定为非人员额定载荷的 1/3。这就为结构件提供了安全系数,该系数相对于许用应力至少为 4.0;相对于屈服点至少为 6.0;也为钢丝绳强度提供了增大的设计系数。

B.4.3 工作中的载荷

工作中的载荷包括垂直设计载荷($SWL \times$ 设计系数)、水平载荷(前倾和侧倾)和环境载荷(通常是风载荷)。在此给出三种确定作用于起重机的各种载荷的方法。

船舶特定法 对于浮动起重设施,“船舶特定法”是最好的方法。对于安装起重机的特定船舶,“船舶特定法”考虑了吊臂顶部运动的影响。买方或其代表要运用船舶运动分析来预测吊臂在典型的船外起升位置时吊臂的运动、速度和加速度。然后运用这些运动来求出特定海况时的 V_C 和吊臂顶部水平加速度。

通用法 通用法可用于固定平台和浮动起重设施。对于固定平台,使用“通用法”可得出与前面美国石油学会 2C 规范一样的设计系数。对于浮动起重设施,当未知船舶特定运动和各种载荷时,“通用法”提供了最佳的替换方法。对于浮动起重设施,“通用法”中的动态加速度和各种载荷,是根据对各类有代表性船舶(受拉支腿平台、翼梁、钻井船等)的起重机运动的研究来确定的。表 B.4.3.1 概括了产生各种运动的船舶的一般尺寸和种类。规范中的

浮动起重船合成设计加速度,为各类船舶提供了有代表性的载荷级别。但是,不保证这些载荷适合于规定的浮动起重设施。对于规定的设施,可运用“船舶特定法”以及特定船舶运动和起重机在船上的位置参数来确定起重机最佳额定值。表 B.4.3.2 给出了有关“通用法”的各种设计值与有效波浪高度的计算示例。

错误动态法 确定第 4.3 节所述动态系数的第三种方法,就是所有船外起升都采用均等系数,这在

简化额定值曲线图及其使用方面中有着显著的可操作优点。动态系数必须足够大以承受最恶劣的海上工况,而在正常使用时不会对起重机能力造成实质上的损害。因此,该方法只用于海况平和的区域(如墨西哥湾)时比较合理。对于使用守护船情况的固定平台起重机,这种类型的额定值确定方法(即采用动态系数 2.0、零值前倾、2%侧倾和风速)已用于墨西哥湾,效果不错。

表 B.4.3.1 通用法——船舶数据

浮动起重设施种类	有代表性设施的长×宽(英尺)	船舶近似排水吨位(吨)
受拉支腿平台(TLP)	150×150 至 300×300	12,000~27,000
翼梁	90 至 130	120,000~240,000
半潜式平台	200×260 至 280×400	30,000~65,000
钻井船和浮式采、储、卸油系统	75×500 至 200×900	70,000~220,000

注:1 吨=2000 lb.

表 B.4.3.2 “通用法”设计值计算示例

受拉支腿平台(TLP)、翼梁

Hsig. m	Hsig. ft	表 2 的船外 V_c , ft/sec.	表 3 的船上 C_u	表 4 的动态水平加速度 g 's
0	0	0.00	1.40	0.03
1	3.3	0.17	1.40	0.03
2	6.6	0.33	1.40	0.05
3	9.8	0.49	1.40	0.07
4	13.1	0.66	1.40	0.09
5	16.4	0.82	1.40	0.11
6	19.68	0.98	1.40	0.14

半潜式平台

Hsig. m	Hsig. ft	表 2 的船外 V_c , ft/sec.	表 3 的船上 C_u	表 4 的动态水平加速度 g 's
0	0	0.00	1.40	0.03
1	3.3	0.27	1.40	0.03
2	6.6	1.09	1.40	0.05
3	9.8	2.40	1.40	0.07
4	13.1	4.30	1.45	0.09
5	16.4	6.72	1.52	0.11
6	19.68	9.68	1.60	0.14

钻井船,浮式采、储、卸油系统

$H_{sig. m}$	$H_{sig. ft}$	表 2 的船外 $V_c, ft/sec.$	表 3 的船上 C_v	表 4 的动态水平加速度 $g's$
0	0	0.00	1.40	0.03
1	3.3	0.54	1.40	0.04
2	6.6	2.18	1.40	0.08
3	9.8	4.80	1.45	0.12
4	13.1	8.61	1.54	0.17
5	16.4	13.45	1.65	0.22
6	19.68	19.37	1.79	0.27

B.4.3.1.a 垂直设计系数 C_V

用来计算动态系数 C_V 的方法以一维(DOF)数学模型为基准。虽然多维模型具有预测起重机部件应力的增强能力,但一维(DOF)模型也能充分预测对起重机基座的作用力。尽管吊臂和其他部件的应力对确定工作寿命很重要,但主要对安全的担心在于可能会导致机体分离事故的基座应力。于是,选用了简单的一维模型。用于平台安装的起重机和浮动起重机的 C_V 公式, V_c 术语规定了起重机吊臂顶部运动要与供给船产生的运动组合(由 V_d 给定)。因为这二种速度相对于彼此而言,偶然会产生,故用平方总和的平方根将它们组合。

作用于起重机的动态载荷正是起重机的刚性函数,故起重机刚性越大动态载荷就越大。等式 4.1 中的刚性值 K ,是用来说明在规定的加载(1b/ft)时可能产生的吊钩滑轮垂直位移量。该位移量可通过计及负载钢丝绳、吊臂钢丝绳、悬绳、吊臂、立柱或基座的组合挠度来进行计算。以吊钩滑轮在海平面(即进行供给船起升处)时的情况进行计算,这样起重机刚性会随着半径发生显著的变化。

对起重机挠性来说,通常钢丝绳刚性是一个主要的参数。钢丝绳厂家没有提供数据时,可根据等于 0.48 倍公称钢丝绳直径平方的横截面积将钢丝绳弹性模数取为 $75,000N/mm^2$ (10.9 百万 psi)。对于大多数常用于海上起重机的“独立钢丝绳芯”式的钢丝绳,该弹性模数是合理的,但不得代替更为准确

的厂家数据。

最小起升速度。等式 4.2 规定的最小起升速度,是用来使载荷在下一个波峰时不会再次碰到供给船。表 B.4.3.3 概括了在各种有效波浪高度时的最小起升速度。这是在水面(即正在进行供给船起升的地方)时要达到的起升速度,计及了绞车上的钢丝绳层数。对于有效起升速度小于等式 4.2 计算的速度的情况,不用绘制载荷图(除买方同意外)。

表 B.4.3.3 有效波浪高度与供给船
甲板的最小要求吊钩速度

$H_{sig. (ft.)}$	$V_{min. (ft/min.)}$	$H_{sig. (m)}$	$V_{min. (m/min.)}$
≤ 2.0	31	≤ 0.6	10
3.3	39	1.0	12
4.9	49	1.5	15
6.6	59	2.0	18
8.2	69	2.5	21
9.8	79	3.0	24
11.5	89	3.5	27
13.1	98	4.0	30
14.8	108	4.5	33
16.4	118	5.0	36
18.0	128	5.5	39
19.7	138	6.0	42
21.3	148	6.5	45
23.0	157	7.0	48

B.4.3.1.b 起重船倾斜和起重机运动产生的载荷

表 4 给定的起重机静态倾斜角度体现了对各类设施的合理操作限定。过去,一些参考文献规定了有关这方面和有关合理工况的静态角度,目的是想通过静态倾斜的有余量设计来加强起重机抵抗未加规定的动态载荷的能力。在本规范中,另外还有合理的起重船动态载荷要求,因此,不需要先前的静态倾斜角度的保守估算值。

B.5.1 总则

在把 AISC 规范具体应用到起重机方面时,设计工程师面临着解释起重机某些结构件与建筑物结构件间的功能差别,这在臂架的许用压应力解释上更是如此,AISC 是用相对于弹性弯曲的有效长度因数 K 来表达该应力的。

K 数值虽然可由设计工程师适当选取,但不能忽视良好的设计基本原理。对于变幅钢丝绳固定在臂架顶部的起重机,在垂直平面内的弯曲,系数 $K=1.0$;对于在垂直平面外的弯曲,保守假设为 $K=2.0$ (对于“旗杆”而言)。但是,对于“平面外”的弯曲,尤其是对长臂架来说, K 的假定值为 2.0 可能过于保守。正确的有效长度因数可以计算出来,但不是以简单的或直接的方式计算,因为它是侧向载荷阻力的函数,侧向载荷阻力来自高张力绳并随提升载荷的增大而增加^①。该计算方法通常借助于电子计算机来完成,因此设计曲线不易获得。在计算整个臂架的 K 值时,也需要计算达到 AISC 规范所用的回转半径所要求的平均惯性矩。计算系绳柱的平均惯性矩的方法可在文件^{②③}找到。各个臂架件(即弦杆不加支撑部分和斜拉件)的有效长度因数也必须加以考虑。在此,设计工程师可以再次选用保守值或者可以进行弦杆/斜拉结构件的弯曲分析(利用有限元模式)。如臂架装有不符第 E.4 节要求的斜拉筋,此类(有限元)分析对于正确应用 AISC 规范是必要的。内容如下:

“斜拉筋(包括用作斜拉筋的扁钢、角钢、槽钢或其他型钢)的间距应使夹在它们连接点之间的杆件

的 l/r 比不超过整体杆件的 $3/4$ 倍控制比。斜拉筋应匀称以承受垂直于杆件轴线、相当于杆件总压缩应力 2% 的剪切应力。

以单个形式排列的斜拉件的 l/r 比应不超过 140;对于双斜拉筋,该比值应不超过 200。双斜拉筋应在其交叉处连接。当斜拉筋受压时,对于单斜拉筋,斜拉筋的无支撑长度应取为紧固件或焊缝(将斜拉筋连接到装配杆件)之间的距离;对于双斜拉筋,取上述距离的 70%。斜拉筋与杆件轴线所成的倾角最好是:单斜拉筋不小于 60° ,双斜拉筋不小于 45° 。当杆件上的紧固件或焊缝的直线间距离大于 15in 时,斜拉筋最好是双的,或用角钢制作。”

门架和 A 形架也要就产生在撑条上的弯曲力矩进行分析,一般可使用有限元模式来进行分析。

B.5.4 疲劳

选择最低值的 25,000 次 $SML \times C_v$ 设计载荷循环,并不作为海上起重机有代表性的加载循环数,而是作为用于设计的可接受的最低循环数。因此,每个起重机制造厂商仍要根据预期用途来设计产品。每个买方仍要向起重机制造厂商提供有关工作循环的任何特殊要求。但是,对于小于 SWL 的载荷,用户要认识到,设计 25,000 次 $SWL \times C_v$ 循环相当于高得多的循环数的等效疲劳寿命。表 B.5.4 反映了当不同假设载荷水平作为 SWL 的百分比时,就 API X' 曲线所计算的等效疲劳寿命。例如,假设 $C_v=1.33$,25,000 次 133% SWL 循环将会产生与 970,000 次 50% SWL 循环一样的疲劳损坏。

考虑到各种工作载荷要保持在 SWL 或低于 SWL,对于大多数的海上起重机,25,000 次的循环标准可提供一个合理的疲劳设计级别。

本规范讨论的过热点应力的处理方法是 API

① 例如,见:Young, R. D., Pelletier, A. F., Metting, L. c., “三维中的起重机臂架力学”,出现于 1978 年在得克萨斯州休斯敦召开的“能源技术会议及展览会”上。

② AISC 1974 年版的“拉杆和刚性柱架分析指南”。

③ McGraw - Hill 1961 年第 2 版的“弹性稳定性理论: Timoshenko & Gere”。

RP 2A 中选用的。尽管该处理方法是管子连接而制定,但 2C 规范工作组认为它也能用于海上起重机,特别是对于超出 AISC 附录 B 范围的非典型连接和对于依赖长度而不是横截面传递载荷的焊缝。

表 B.5.4 等效疲劳设计载荷示例

载荷, SWL 的 %	X' 疲劳曲线的等效疲劳循环
133	25,000
75	213,000
50	970,000
25	13,000,000

B.6.1 设计鉴定

不重新进行设计鉴定试验时,制造厂商应保证该设计方法没有在型号或起重机之间进行更改。关于这一点,建议设计程序很好地形成文件并且要完整。许多因素会影响起重机结构件的强度,这些因素包括材料性能、焊接强度、斜拉筋尺寸和角度以及应力集中区的过渡零件。起重机关键结构件的任何更改应由制造厂商证明它们符合标准的设计方法或重新进行设计鉴定试验。

B.6.1.1 电阻式应变仪试验

对于本规范图 1 中的 C、D 或 E 类起重机,SAE J987 列出了起重机应变仪试验程序的例子^①。对于 A 或 B 类起重机的试验程序,例子在 SAE J1063 给出。这些程序详述了起重机结构件的试验测量法、应变仪读数、过程和典型载荷情况,为典型起重机试验程序提供了良好的参考。

B.6.1.2 重载起升试验

因为各应力必须保持在 AISC 许可的基本应力水平增加 1/3 的范围内,故重载起升试验方法可能不适用于各种起重机。同时在试验前后,试验必须包括起重机关键件的详细检查,以查明关键件是否存在变形、屈曲、凹痕或表面裂纹现象。

B.7.2.4 钢丝绳设计系数

钢丝绳是消耗品,应根据 API RP 2D 提出的标

准经常进行更换。钢丝绳同时具有可变载荷-寿命特性,这一特性完全不同于起重机近乎固定的部件的特性。由于这种和许多仅限于钢丝绳所特有的其他特性,故决定制定考虑了每种类型钢丝绳和钢丝绳使用情况的奇异设计系数。这样设计系数就提高了,根据经验,这样的系数足以承受次要强度影响,例如规定的滑轮尺寸、滑轮组动态特性及钢丝绳的公称强度与最小强度比。为此,用臂架钢丝绳和负载钢丝绳的断裂强度除以钢丝绳总条数,而不是除以计及穿绳效率的、减少的钢丝绳条数。

B.7.4.1 最小滑轮比

D/d 比继续使用中径,而不是槽根或轮面直径。对于大多数海上起重设施,选用 D/d 比为 18 是足够的。有较重工作循环或繁重使用要求的起重机的买方,应考虑增加 D/d 比的潜在好处,即增加 D/d 比能获得更长的钢丝绳寿命以及减少维护费用。

B.14 结构件材料要求

本规范规定的材料要求是为了将关键件(其断裂会导致负载降落或结构失稳)的故障率降至最低,以及供起重机设计者用来考虑各个部件的重要性和确定各个部件的临界状态。但这些材料要求不适用于其断裂被认为只是造成麻烦或不便的那些部件(例如栏杆、防护装置、甲板铺板等),仅适用于结构载荷传递系统的部件。有关钢丝绳的性能和要求,在别处进行详述,不作为本段的一部分。

B.14.1 材料

大多数起重机设计均基于有良好依据的工程技术原理,并且制造说明通常详细地反映在总工程图上。通常,设计依据采用的材料性能和强度要求不反映在工程图上,也不反映在制造人员可以得到的资料中。本段的要求是为了确保材料性能的依据能用于关键件,以及用于制订基于这些依据的材料技术要求。

^① SAE 推荐作法, J987“钢丝绳支撑桁架式臂架起重机结构件,试验方法”和 J1063“悬臂式起重机结构件,试验方法”, SAE, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA 15096.

B.14.2 可追溯性

跟踪要求使得无意中使用了不恰当材料来制造关键件的可能性降至最低。坚持对生产者的控制参数进行追踪,可进一步将材料使用中由于第三方材料供应商的笔误和不审慎的鉴定而造成的差错减至最小。没有材料追踪或标识时,起重机制造厂商可以选择通过在自己实验室或厂外设备进行试验来确定这些材料的性能。如果起重机制造厂商进行的试验证明不知来历的材料符合其设计标准,那么应有试验报告提供记录,以证明使用该材料是合理的。

B.14.3 断裂韧性

关键件的突然或严重损坏,可通过采用具有足够断裂韧性的材料(这种材料能承受由于制造造成的任何固有缺陷)来降至最低程度。

规定摆锤冲击功对转变温度的要求,为防止在更高温度时产生小裂纹脆性断裂提供安全裕度保证。对于在转变温度或接近转变温度下经常度工作的部件,应提高其材料韧性要求。关键件避免低温影响,或者降低设计工作温度以避免频繁受到转变温度的影响。

当拉伸应力、断裂韧性和缺陷的相似参数存在于关键组合中时,就会产生脆性断裂。三个参数中,断裂韧性是用最大可靠度求出的参数。用现有的无损检测技术和实际应力(由集中系数和制造偏差造成)估算方法来求出缺陷尺寸是不十分精确的。如果设计依据已考虑应力集中系数(即实际作用应力在工业设计标准的范围内),那么进行了可控热应力消除处理的材料就不会产生小裂纹断裂的范畴之内。

使用具有脆性特性的材料的合理性可通过设计来进行证明,设计应有充分的裕度,在设备的一个或多个部件发生故障时能确保设备继续安全运行。此外,使用未经检测断裂韧性的材料的合理性可能通过检测和试验来进行证明,以确保材料没有重要的尺寸缺陷并在以后的使用中仍不会出现这种缺陷。对于易受腐蚀环境和循环应力影响的非多余部件,

使用已知抗断裂度的材料来设计和制造关键件是负责任的技术方法。

B.14.4 铸件

对于形状复杂的结构件,采用浇铸成型的方法比采用锻制加工或通过锻打成近似最终形状的方法更容易。优质钢铸件具有与锻件不相上下的性能。铸件的完善性在很大程度上取决于铸造方法,特别是高温金属注入砂箱的初始工艺方法。浇注方法的正确性,可通过破坏性切断样品铸件来暴露潜在的缺陷,或者通过能暴露和确定铸件所有关键部位的缺陷的非破坏性检验方法来证明。射线照相是实现此目的的传统检测方法,并且“美国材料试验协会”已制定分级标准或验收条件,用于选择与标准相一致的质量等级。用来证明铸造方法完善的样品检验,并不保证按该工艺生产的所有铸件都具有相同的质量。因此,应制订样品制造工艺,确保根据常规铸造方法制造的产品具有合格的可靠性,表 10 规定的验收标准就是为了这个目的。这些质量等级规范不表示交付的铸件没有缺陷,而是施加超出工业铸造能力的要求。我们鼓励起重机设计者熟悉这些要求所允许的缺陷并理解其设计可靠性的含义。

铸件的脆断性可通过消除残余凝固作用以及冷却应力来改善。在凝固后控制铸件的冷却可大大减低残余应力。但是,在钢的变态温度以上的高温条件下,从模子里取出铸件并快速冷却以提高强度性能,会产生相当大的残余应力值。用来控制性能和残余应力的落砂方法在铸造车间常常控制不好,需要接着进行在受控条件下的热处理。

B.14.5 紧固件

由于螺纹几何形状的特有凹槽作用,承受高张力和/或动载荷的紧固件具有潜在的脆裂危险。起重机设计者应评定所有螺栓接头的临界状态,并考虑圆底形状或轧制螺纹形状的优点。

紧固件的临界分级要求具有最小强度值和足够的断裂韧性,以使产生在疲劳裂纹(由于循环载荷和

/或暴露于海洋环境的腐蚀而造成)处的断裂减至最小。当选用强度值高于 ASTM A320/A 320M 规范给定值的紧固件时,应通过设计依据和试验来证明选用的合理性,以保证符合设计要求。

对于接近或低于 0°F (-17.8℃)的设计工作温度,起重机设计者应把更严格的断裂韧性要求看作是对螺纹应力集中系数和高强度钢中固有脆裂倾向的补偿。

对于所有关键紧固件,设计者应考虑第 9.2.4 节中关于回转支承环紧固件的规定,并制订装配技术要求,以确保紧固件的正确安装和连接。

B.14.6 钢板

在出现以电弧焊为加工方法后不久,轧制钢板的层状撕裂被首次证明为破坏机理。在北海发生几例结构损坏后,层状撕裂的损坏可能性逐渐得到更广泛的承认。

英国研究者的研究说明了层状撕裂机理与钢材制造过程中残留的非金属夹杂物的关系。实验室研究和工厂试验相结合确定出钢材的机械特性,机械特性可用作采购抗层状撕裂钢板的验收方法,此方法是在简单的抗拉试验(在从板材的整个厚度方向抽取的试样上进行)中找到的。

钢材制造厂已研究出缩小残余非金属夹杂物的浓度、尺寸和形状的方法,允许在沿厚度方向对板材加载而不会造成显著的层状撕裂的危险。

购买板材所需的沿厚度方向抗拉试验的技术要求以及超声检测技术,可以确保材料金属夹杂物含量低以及没有因吸收其他杂质或轧制方法造成的大片分层。

起重机设计工程师应对在沿厚度方向会产生加载的全部设计细节进行评估,或者修改这些细节以减少沿厚度加载,或者利用本节详述的附加性能要求来制订购货技术条件。

B.15 主要受力件的焊接

起重机关键焊接件的性能是根据焊接工艺规程而定的,焊接工艺规程拟定了由焊接连接的材料的

强度和断裂韧性。参考文献中所述的焊缝性能试验,确保了焊工应用焊接工艺规程的能力。

B.15.2 焊接工艺规程

书面焊接工艺规程对于关键件制造的控制是不可避免的。工艺规程应详细清楚,易于车间制造人员理解。“美国焊接协会”规范叙述的预先鉴定过的工艺规程,用于连接已知可焊性的钢材以及那些列入规范的钢材是可靠的;用于表列材料的焊接一般都能产生满意的结果,其正确性不必采用实验室试验来证明。但是,在焊接合金钢和其他未列入规范的材料时,这些工艺规程的效能是不可靠的。对合金钢和其他未列入规范的材料,应规定进行实验室试验,以确保采用的工艺规程能产生满意的结果。

B.15.3 焊工操作技能

当采用已知性能不会产生熔融类和其他平面类缺陷倾向的焊接工艺时,焊工操作技能可通过射线检查或破坏性弯曲试验来鉴定。当焊工要在气体保护熔化极短路(短弧)电弧焊接方面取得资格时,应使用破坏性弯曲试验来检验平面缺陷(此种缺陷可能为使用该工艺所固有)是否存在。

B.15.4 焊接性能

“美国焊接协会”规范为评估焊接断裂可控材料的工艺规程提供了最起码的指导。在制定连接抗断裂材料的工艺规程时,必须采用“美国机械工程师协会”关于对焊缝和热影响区做断裂韧性试验的要求。摆锤冲击试验是传统的抽样检验技术,但应用适宜性设计原理的起重机制造厂商,可能会用裂纹尖端张开位移试验或平面应变断裂韧性试验取代摆锤冲击试验。

B.16 关键件无损检测

无损检测为处于临界应力状态的部件和制造提供了某些附加保险,使其免除会引发断裂的缺陷。检验范围和合格限定都是应该考虑的问题,它们取决于材料性能、设计应力水平、结构裕度和部件临界状态。这些问题的考虑是设计工艺的组成部分,是检验人员制订检验(要在制造和加工过程中进行)操

作程序的依据。

B.16.1 无损检测工艺

方法的适用性和检验的范围是无损检测计划有效性中主要的因素。射线检测法用来检测铸件和对接焊缝的内部三维缺陷很有效,但用来检测平面缺陷(例如裂缝和熔融不足),或用来检测会限制射线最佳定向和底片布置的 T 形对接结构效果就较差。如果所采用的工艺规程会导致声束和缺陷的垂直相交,那么用超声检测法来检测平面缺陷则可得到更可靠的结果。就缺陷定向而言,磁粉检测对于磁场定向同样敏感,从实用来看,仅用于检测表面或接近表面的缺陷时,其结果是可靠的。液体渗透检测法的可靠性,也只限于表面缺陷的检测,它深受表面污染物(例如油和润滑脂)的影响。清洗不干净、渗透停留时间不够、多余渗透剂清除不良、显影技术不妥当,都会影响该检测法的可靠性。

起重机制造厂技术人员和质量控制人员在制定无损检测程序时应考虑这些因素,以便从采用的每个方法中取得最佳结果。“美国机械工程师学会:锅炉与压力容器规范第 V 卷—无损检测”的程序和规范要求,为制定无损检测程序提供了极好的资料来源。在可能会引起新的材料缺陷的加工后立即进行检验,可避免有缺陷的材料进入到制造系统。对于那些最终要报废的工件,每道工序后立即进行检验可将人力的浪费减至最少。

B.16.2 无损检测人员技术资格

对无损检测人员的技术资格鉴定,目前的工业

惯例是由制造厂商负责进行。在“美国无损检测协会”出版的推荐作法中陈述的工业惯例,详细说明了对于人员学历、培训和取得技术资格证书的要求。除了对固定的雇员进行鉴定外,这些推荐作法同样适用于以合同形式雇用的人员。无论如何,制造厂商应对承包者的技术资格负责。管式桁架结构的独有特点要求采用在板材和轧制型材焊缝的超声检测中不常用的校正方法和工艺规程。“美国石油学会”承认这些附加要求,并制定了推荐作法来考核使用这些技术的人员。当超声检测法是用于此目的时,这些 API 推荐作法用于人员技术资格鉴定就比较适用。

B.16.3 无损检测的最小范围

当无损检测是以适宜性设计原则为依据时,检测方法和验收标准的选择就成为材料性能、应力大小和方向、缺陷尺寸测量的预期精度等诸多因素的函数。这些因素应根据公认的断裂机理研究法、通过经证明的材料试验以及通过对可接受的缺陷尺寸的适当计算来确定。

B.16.4 工艺标准示例

第 16.4 节概述了起重机的某些部件(这些部件在某些设计中可能认定为关键件)以及适用的检测方法和适当的验收标准。每个起重机制造厂商应评估其设计是否适应这些检验。加载情况(拉伸、剪切和压缩)与采用这些检验和验收标准的决定有关,决定的依据应形成文件并交买方审核。

附录 C 买方规定的最低要求

设施名称:

设施种类: _____ (固定平台、受拉支腿平台、筒式平台、半潜式平台、钻井船)

海平面以上设施主甲板高度: _____ ft

主甲板以上起重机吊臂根部枢轴高度: _____ ft

最低设计工作温度: _____ °F

最高设计工作温度: _____ °F

要点:

臂架长度: _____ ft

原动机: _____

区域分类: (见 10.4)

在起重机上: 类别 _____ 分区 _____ 分组

吊臂 : 类别 _____ 分区 _____ 分组

动力装置 : 类别 _____ 分区 _____ 分组

不工作的最大工况:

吊臂不停放:

最大风速 _____ mph

对于浮式起重船/平台:

最大有效海浪高度(H_{sig}) _____ ft

起重机最大加速度:

对于规定的 H_{sig} , 按表 3~5 为 _____

水平为 _____ g 和垂直为 _____ g

吊臂停放:

最大风速 _____ mph

最大有效海浪高度(H_{sig}) _____ ft

起重机最大加速度:

对于规定的 H_{sig} , 按表 3~5 为 _____

水平为 _____ g 和垂直为 _____ g

特性要求:

用哪种方法确定额定值(打个√)

☐ 船舶特定法(仅用于浮式起重船)

☐ 通用法(浮动或固定起重设施)

☐ 错误动态法(仅用于固定平台——平静海域、系留供给船)

买方对固定或浮动设施规定的最低限度要求

买方规定的起升要求	船上起升 (平静海域)	船上起升 第二个要求	船外起升 第一个要求	船外起升 第二个要求
主滑轮要求的 SWL—lb.				
主滑轮 SWL 半径—ft				
辅助装置要求的 SWL—lb.				
辅助吊钩 SWL 半径—ft				

对固定/底部支撑或浮动/船舶设施的附加要求

买方规定的起升要求	船上起升 (平静海域)	船上起升 第二个要求	船外起升 第一个要求	船外起升 第二个要求
主滑轮速度@供给船甲板 —ft/sec.	n/a			
辅助吊钩速度@供给船甲板 —ft/sec.	n/a			
有效波浪高度(H_{sig})—ft	n/a			
风速—mph				

买方规定的附加要求—仅用于浮动/船舶设施起重机
(受拉支腿平台/筒式平台/半潜式平台/钻井船等)

买方规定的起升要求	船上起升 (平静海域)	船上起升 第二个要求	船外起升 第一个要求	船外起升 第二个要求
起重机基座静态倾斜, (设施横倾角度)—°				
起重机基座静态倾斜, (设施纵倾角度)—°				
吊臂顶部速度—ft/sec.	n/a			
水平加速度—g	n/a			

$1g = 32.2 \text{ ft/sec}^2$.

附录 D API 会标

持有 API 会标许可证的制造厂商,可以把 API 会标用在铭牌上,作为向买方保证起重机结构符合本规范各项要求,并且起重机是根据符合“API Spec Q1”要求的质量控制体系进行制造的。如把 API 会标用在铭牌上,API 会标(包括厂家许可证号)高度不应小于 1/2in,位置见图 D.1。感兴趣获取 API 会

标使用许可证的制造厂商,要写信到“API 质量大纲部”与 API 联系(地址:1220 L St., N.W., Washington, D.C. 20005; 电话:202-682-8000),索取申请资料,或发电子邮件到 quality@api.org。与 API 联系。


API SPEC 2C		
2004 年第 6 版		
		制造日期
根据		质量大纲制造
制造厂家型号		
设计工作温度	最低	°F
	最高	
制造厂家编号		
制造厂家		
地址		

图 D.1 API 会标铭牌示意图

附录 E 计算示例

E.1 典型载荷状态下的起重机设计载荷计算

起重机正从供给船在 100 ft 的半径起升 20000 lb. 的 SWL。在 6.6 ft(2m) 的有效海浪高度时,从钻井船进行起升操作。使用“通用法”(没有提供船舶具体运动时)来计算作用于起重机的设计载荷。对于该简化例子,不考虑风载荷。

起重机详情:负载起升钢丝绳的最大起升速度为 200 ft/min,起重机装配 2 条钢丝绳。起重机刚度计算为 24000 lb/ft。起重机吊臂长度为 140 ft。在半径为 100 ft 时,起重机吊臂与水平面成 47°。吊臂根部枢轴高出主甲板 30 ft,即高出海平面 100 ft。起重机直接离开钻井船左舷时进行起升操作。

垂直设计载荷:为了求出垂直设计载荷,必须按等式 4.1 来计算船外起升的 C_v 。

$$C_v = 1 + V_r \times \sqrt{\frac{K}{g \times SWL}} \text{ 但不小于 } 1.33 \quad (\text{等式 4.1})$$

式中:

K = 起重机吊钩的垂直弹性率(lb/ft);

SWL = 安全工作负载或额定载荷(lb);

g = 由于重力造成的加速度, 32.2 ft/sec²;

$V_r \approx V_h + \sqrt{V_d^2 + V_c^2}$ = 相对速度(ft/sec);

V_h = 要起吊的 SWL 的最大实际稳定起升速度(ft/sec);

V_d = 承托载荷的供给船甲板的垂直速度(ft/sec);

V_c = 由于起重机底座运动造成的起重机吊臂顶部的垂直速度(ft/sec)。

为了计算,必须知道有效海浪高度 H_{sig} (6.6 ft)、起重机刚度 K (以上规定为 24000 lb/ft)、 SWL (20000 lb.)、 V_h 、 V_d 和 V_c 。最大起升速度 V_h =

200 ft/min. 除以 2 条钢丝绳 = 100 ft/min。根据表 2 等式,供给船甲板速度 $V_d = 0.6 \times 6.6 = 3.96$ ft/sec。根据表 2, $V_c = 0.05 \times H_{sig} \times H_{sig}$, 即 $V_c = 0.05 \times 6.6 \times 6.6 = 2.18$ ft/sec。组合 $V_r = V_h + (V_d^2 + V_c^2)^{1/2} = 6.19$ ft/sec = 371.4 ft/min。因此,根据等式 4.1, $C_v = 1 + 6.19 \times [24000 / (32.2 \times 20000)]^{1/2} = 2.195$ 。用于起重机强度计算的垂直设计载荷 = $SWL \times C_v = 20000 \times 2.195 = 43900$ lb。对于正常额定值计算,起重机制造厂商要迭代 C_v (该方法是用来求出控制件的最低许可设计载荷),然后使用等式 4.1 来迭代,求出许可的 SWL。对于该简化例子,没有进行极限设计载荷和 C_v 迭代的确定。

最低吊钩速度:根据等式 4.2, 6.6 ft 海况要求的 API 最低吊钩速度为 0.99 ft/sec 或 59.4 ft/min。需要时, 100 ft/min 的实际最大吊钩速度会超过该值。实际最大吊钩速度必须用于等式 4.1, 以计算 C_v 值。

供给船运动产生的前倾和侧倾:根据等式 4.3, 前倾力为:

$$W_{offSB} = SWL \times C_v \times \frac{2.5 + (0.457 \times H_{sig})}{0.305 \times [H_w + BL \times \sin(\phi)]} \text{ lb} \quad (\text{等式 4.3})$$

式中:

H_w = 从吊臂根部枢轴到供给船甲板的垂直距离(ft);

SWL = 安全工作负载(lb.);

BL = 吊臂长度(ft);

ϕ = 吊臂与水平面所成的角度。

根据上面给定的起重机数据, $SWL = 20000$ lb, $C_v = 2.195$, $BL = 140$ ft, $H_w = 70 + 30 = 100$ ft, 和 $\phi = 47^\circ$, $W_{offSB} = SWL \times C_v \times 0.0894 = 3923$ lb。

由于供给船运动而作用在吊臂顶部的水平侧载应是:

$$W_{\text{sideSB}} = W_{\text{offSB}}/2 \text{ lb.} \quad (\text{等式 4.4})$$

但是, W_{sideSB} 不得小于 $0.02 \times \text{SWL} \times C_V$

$$W_{\text{sideSB}} = \text{SWL} \times C_V \times (0.0894/2) = \text{SWL} \times C_V \\ \times 0.0447 > 0.02 \times \text{SWL} \times C_V$$

$$W_{\text{sideSB}} = 1961 \text{ lb}$$

静态起重机倾斜产生的水平载荷:对于钻井船,根据表 4,使用“通用法”时静态倾斜应为 2.5° 横倾和 1° 纵倾。因起重机吊臂朝着左舷方向(如上所述),故 2.5° 横倾会导致前倾, 1° 纵倾会导致侧倾。进行起升操作前,操作员要通过调节吊臂角度以回到 100 ft 半径来计算出前倾值。前倾值如等式 4.5 给定:

$$W_{\text{sideCI}} = \text{SWL} \times C_V \times \tan(\text{静态侧倾角度}) \text{ lb} \\ (\text{等式 4.5})$$

或 $W_{\text{sideCI}} = \text{SWL} \times C_V \times \tan(1^\circ) = 20000 \times 2.195 \times (0.01746) = 766 \text{ lb}$, 因为吊臂和其他起重机部件等于其重量 $\times \tan(1^\circ)$, 故 1° 纵倾角也会产生相似的侧载。这些侧载会施加在吊臂和其他起重机部件的重心。

起重机运动产生的水平载荷:对于钻井船,根据表 4,水平加速度(g) = $0.01 \times (H_{\text{sig}})^{1.1}$ 但不小于 0.03。当 $H_{\text{sig}} = 6.6 \text{ ft}$ 时,水平加速度 = 0.08 g , 该加速度会以侧倾加速度作用于起重机或以前倾加速度作用于起重机,以对控制件造成最恶劣工况的为准。对于该例子,假设起重机已定位,这样水平载荷会导致前倾(因为吊臂朝着左舷方向,这意味着假设起重机水平加速度也在朝左舷到右舷的方向产生,或者起重机底座角度 = 0°)。根据等式 4.6 至 4.8:

$$W_{\text{horizontalCM}} = \text{SWL} \times C_V \times \text{水平加速度} \text{ lb.} \\ (\text{等式 4.6})$$

或

$$W_{\text{horizontalCM}} = 20000 \times 2.195 \times 0.08 = 3512 \text{ lb.}$$

而

$$W_{\text{offCM}} = W_{\text{horizontalCM}} \times \cos(\text{起重机底座角度}) \text{ lb} \\ (\text{等式 4.7})$$

$$W_{\text{sideCM}} = W_{\text{horizontalCM}} \times \sin(\text{起重机底座角度}) \text{ lb} \\ (\text{等式 4.8})$$

式中:

起重机底座角度 = 由于吊臂方向造成的起重机底座运动的假设角度(仅在前倾时为 0° ; 仅在侧倾时为 90° 。)

对于该例子,

$$W_{\text{horizontalCM}} = 20000 \times 2.195 \times 0.08 = 3512 \text{ lb}$$

$$W_{\text{offCM}} = 3512 \text{ lb.}$$

$$W_{\text{sideCM}} = 0 \text{ lb.}$$

由于起重船水平加速度,会从吊臂和其他起重机部件产生相似的水平力。因此要计算各种起重机部件的附加水平载荷,以及计算作用于各种起重机部件重心的附加水平载荷。

水平设计载荷组合:由于 SWL, 该例子的组合水平载荷按等式 4.9 至 4.12 为:

侧倾力 W_{sidedyn} :

$$W_{\text{sidedyn}} = \sqrt{\{W_{\text{sideSB}}\}^2 + \{W_{\text{sideCM}}\}^2} \text{ lb} \\ (\text{等式 4.9})$$

前倾力 W_{offdyn} :

$$W_{\text{offdyn}} = \sqrt{\{W_{\text{offSB}}\}^2 + \{W_{\text{offCM}}\}^2} \text{ lb} \\ (\text{等式 4.10})$$

在如下规定的起重机额定值工况时,把该组合动态水平载荷加到静态起重机底座运动产生的水平载荷,并对产生总水平设计力的各种风况进行考虑:

$$\text{总前倾载荷} = W_{\text{offdyn}} + W_{\text{off(FromWind)}} \text{ lb} \\ (\text{等式 4.11})$$

$$\text{总侧倾载荷} = W_{\text{sidedyn}} + W_{\text{sideCI}} + W_{\text{off(FromWind)}} \text{ lb} \\ (\text{等式 4.12})$$

或对于该例子:

$$W_{\text{sidedyn}} = (1961 \times 1961 + 0 \times 0)^{1/2} = 1961 \text{ lb}$$

$$W_{\text{offdyn}} = (3923 \times 3923 + 3512 \times 3512)^{1/2} = 5265 \text{ lb}$$

而

总前倾载荷 = $5265 + 0 = 5265 \text{ lb}$

总侧倾载荷 = $1961 + 766 + 0 = 2727 \text{ lb}$

吊臂重量产生的载荷: 吊臂重量产生的垂直载荷乘以表 5 给定的数值, 以计算出起重机在浮式起重平台上的运动。对于钻井船上的 $6.6 H_{sig}$, 吊臂实际重量乘以一个等于 $1.0 + 0.0012 \times H_{sig} \times H_{sig} \geq 1.07$ 的倍数。当 $H_{sig} = 6.6 \text{ ft}$ 时, 因为公式给出的 1.052 小于规定的最小值 1.07, 故该倍数等于 1.07。在计算起重机额定值时, 吊臂重量(以及其他起重机部件)要乘以该倍数。

吊臂产生的水平载荷用等式 4.5 至等式 4.8 (见第 4.3.2.b 节)、按照吊臂重量而不是 $SWL \times C_V$ 来求出。对于本例子:

$$\text{吊臂}_{sideCI} = \text{吊臂重量} \times \tan(1^\circ) = \text{吊臂重量} \times (0.01746) \quad (\text{等式 4.5})$$

$$\text{吊臂}_{horizontalCM} = \text{吊臂重量} \times \text{水平加速度} \quad (\text{等式 4.6})$$

或

$$\text{吊臂}_{horizontalCM} = \text{吊臂重量} \times 0.08$$

而

$$\text{吊臂}_{offCM} = \text{吊臂}_{horizontalCM} \times \cos(\text{起重机底座角度}) \quad (\text{等式 4.7})$$

$$\text{吊臂}_{sideCM} = \text{吊臂}_{horizontalCM} \times \sin(\text{起重机底座角度}) \quad (\text{等式 4.8})$$

除上述载荷外, 由于相同的效应作用于其他起重机部件, 故必须计算垂直载荷、水平载荷以及作用于部件重心的这些载荷。

E.2 倾覆力矩及平台/起重机连接装置上其他载荷的计算

对于 E.1 给出的示例, 应对作用于平台/基座连接装置的倾覆力矩、轴向载荷和径向载荷进行计算。这些载荷要计入第 5.2 节要求的 1.5 附加设计系数。

附加起重机详情: 除了 E.1 给出的数据外, 还要提供以下数据: 140 ft 吊臂重 25,000 lb, 吊臂重心距离根部枢轴为 80 ft。根部枢轴距离基座中心(旋

转中心) 4.5 ft 水平安装。起重机重心(不包括吊臂)在旋转中心后面(与吊臂方向相反) 2 ft、在吊臂根部枢轴以上 7 ft。起重机重 100,000 lb(不包括吊臂)。对于该简化示例, 仍然不考虑风载荷。

由于垂直设计载荷: 由于垂直设计载荷产生的载荷(计入第 5.2 节的 1.5 系数)是:

$$\text{垂直载荷} = SWL \times C_V \times 1.5 = 20,000 \times 2.195 \times 1.5 = 65,850 \text{ lb}$$

$$\text{内平面力矩} = \text{轴向载荷} \times \text{半径} = 65,850 \times 100 = 6,585,000 \text{ ft-lb}$$

由于 SWL 的前倾载荷: 由于 SWL 存在而产生的总前倾载荷在等式 4.11 中给出。对于该示例它为 5,265 lb。

$$\text{前倾载荷} = (\text{等式 4.11 的总前倾载荷}) \times 1.5 = 5265 \times 1.5 = 7,897 \text{ lb}$$

$$\begin{aligned} \text{内平面力矩} &= (\text{前倾载荷} \times \text{吊臂顶部高出基座的高度}) \\ &= 7,897 \times (30 + 140 \times \sin 47^\circ) \\ &= 7,897 \times 132.4 \\ &= 1,045,563 \text{ ft-lb} \end{aligned}$$

由于 SWL 的侧倾载荷: 由于 SWL 存在而产生的总侧倾载荷在等式 4.12 中给出。对于该例子它为 2,727 lb。

$$\text{侧倾载荷} = (\text{等式 4.12 的总侧倾载荷}) \times 1.5 = 2,727 \times 1.5 = 4,090 \text{ lb}$$

$$\text{侧面力矩} = \text{侧倾载荷} \times (\text{吊臂顶部高出基座的高度}) = 4,090 \times 132.4 = 541,516 \text{ ft-lb}$$

$$\begin{aligned} \text{力矩} &= \text{侧载} \times \text{半径} \\ &= 4,090 \times 100 = 409,000 \text{ ft-lb} \end{aligned}$$

由于吊臂重量: 由于吊臂重量(和其他起重机部件)产生的载荷不受第 5.2 节的 1.5 系数的影响。由于浮式起重机运动(和风)的影响, 起重机和吊臂重量会产生垂直载荷、前倾载荷和侧倾载荷。对于该例子, 这些载荷是:

$$\begin{aligned} \text{吊臂垂直载荷} &= \text{吊臂重量} \times \text{表 5 的系数} \\ &= 25,000 \times 1.07 = 26,750 \text{ lb} \end{aligned}$$

吊臂前倾载荷 = 吊臂重量 × 前倾水平加速度
(见等式 4.6~4.8) = $25,000 \times 0.08 = 2,000 \text{ lb}$

内平面力矩 = 吊臂垂直载荷 × (从基座中心到吊臂重心的水平距离) + 吊臂前倾载荷 × (吊臂重心高出基座的高度) + 风效应 = $26,750 \times (80 \times \cos 47^\circ + 4.5) + 2000 \times (30 + 80 \times \sin 47^\circ) = 1,756,868 \text{ ft-lb}$

吊臂侧倾载荷 = 吊臂重量 × [tan(静态侧倾角度) + 侧倾水平加速度] + 风效应
= $25,000 \times \tan(1^\circ) + 0 + 0 = 437 \text{ lb}$

侧面力矩 = 吊臂侧倾载荷 × (吊臂重心高出基座的高度) + 风效应
= $437 \times (30 + 80 \times \sin 47^\circ) = 38,678 \text{ ft-lb}$

力矩 = 吊臂侧倾载荷 × (从基座中心到吊臂重心的水平距离)
= $437(80 \times \cos 47^\circ + 4.5) = 25,809 \text{ ft-lb}$

由于起重机重量(而不是吊臂):起重机重量产生的载荷不受第 5.2 节的 1.5 系数的影响。由于浮式起重机运动(和风)的影响,起重机重量会产生垂直载荷、前倾载荷和侧倾载荷。对于该示例,这些载荷是:

起重机垂直载荷 = 起重机重量 × 表 5 的系数
= $100,000 \times 1.07 = 107,000 \text{ lb}$

起重机前倾载荷 = 起重机重量 × 前倾水平加速度(见等式 4.6~4.8)
= $100,000 \times 0.08 = 8,000 \text{ lb}$

内平面力矩 = 起重机垂直载荷 × (从基座中心到重心的水平距离) + 起重机前倾载荷 × (重心高出基座的高度) + 风效应
= $107,000 \times (-2) + 8,000 \times (30 + 7)$

= $82,000 \text{ ft-lb}$

起重机侧倾载荷 = 起重机重量 × [tan(静态侧倾角度) + 侧倾水平加速度] + 风效应
= $10,000 \times [\tan(1^\circ) + 0] + 0$
= $1,746 \text{ lb}$

侧面力矩 = 起重机侧倾载荷 × (重心高出基座的高度) + 风效应

= $1,746 \times (30 + 7) = 64,602 \text{ ft-lb}$

力矩 = 起重机侧倾载荷 × (从基座中心到重心的水平距离)

= $1,746 \times (-2) = -3,492 \text{ ft-lb}$

对于该示例:

总轴向载荷 = $65,850 + 26,750 + 107,000$
= $199,600 \text{ lb}$

总前倾载荷 = $7,897 + 2,000 + 8,000$
= $17,897 \text{ lb}$

总侧倾载荷 = $4,090 + 437 + 1,746 = 6,273 \text{ lb}$
总内平面力矩 = $658,500 + 1,045,563 + 1,756,868 + 82,000$
= $9,469,431 \text{ ft-lb}$

总侧面力矩 = $541,516 + 38,678 + 64,602$
= $644,796 \text{ ft-lb}$

总力矩 = $4,090,000 + 25,809 + (-3,492)$
= $431,317 \text{ ft-lb}$

内平面部件和侧面部件可用平方和的平方根来组合,以产生最大组合载荷:

总轴向载荷 = $199,600 \text{ lb}$

总径向载荷 = $18,965 \text{ lb}$

总倾覆力矩 = $9,491,358 \text{ ft-lb}$

总力矩 = $431,317 \text{ ft-lb}$