

# M02-10t 门座起重机整机结构 有限元分析与应变测试\*

郭金泉<sup>1</sup>, 杨晓翔<sup>1</sup>, 刘思靓<sup>1,2</sup>, 钟舜聪<sup>1,4\*</sup>, 黄祥声<sup>3</sup>, 何锦坤<sup>3</sup>

(1. 福州大学 机械工程及自动化学院, 福建 福州 350108;

2. 浙江富春江水电设备股份有限公司, 浙江 杭州 310000;

3. 福建省特种设备监督检验院, 福建 福州 350001;

4. 华东理工大学 承压系统安全科学教育部重点实验室, 上海 200237)

**摘要:** 为了评估运行 15 年的 M02-10t 门座起重机的结构完整性, 首先利用结构有限元分析软件 ANSYS, 建立了门座起重机的三维有限元模型, 对该起重机整机结构进行了变形和应力分布状态分析, 然后采用数字式静态应变仪对起重机进行了现场应变测试实验, 最后将有限元分析结果与现场应变测试结果进行了对比分析。研究表明, 有限元计算结果与现场测试结果较为吻合, 同时说明该起重机的刚度和强度仍能满足起重机安全运行的要求。

**关键词:** 门座式起重机; 有限元分析; 应变测试; 结构完整性

中图分类号: TH212; O348.2

文献标志码: A

文章编号: 1001-4551(2012)03-0253-04

## Finite element analysis and strain measurement of a M02-10t gantry crane

GUO Jin-quan<sup>1</sup>, YANG Xiao-xiang<sup>1</sup>, LIU Si-liang<sup>1,2</sup>,

ZHONG Shun-cong<sup>1,4</sup>, HUANG Xiang-sheng<sup>3</sup>, He Jin-kun<sup>3</sup>

(1. School of Mechanical Engineering and Automation, Fuzhou University, Fuzhou 350108, China;

(2. Zhejiang Fuchunjiang Hydropower Equipment Co., Ltd., Hangzhou 310000, China;

3. Fujian Institute of Special Equipment Inspection, Fuzhou 350001, China;

4. Key Laboratory of Safety Science of Pressurized System of Ministry of Education,  
East China University of Science and Technology, Shanghai 200237, China)

**Abstract:** In order to evaluate structural integration of a M02-10t gantry crane which has been operating for about 15 years, a three-dimensional finite element model of the gantry crane was built by finite element analysis software ANSYS. The deformation and stress distribution of the gantry crane were analyzed, and the analysis result was compared with the field test data of the gantry crane. From the simulation and experimental results, it can be seen that the results of finite element simulations agree well with the field test data; also, the stiffness and strength of the crane still meet the safety requirements of crane operation.

**Key words:** gantry crane; finite element analysis; strain test; structural integration

收稿日期: 2011-11-02

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51005077); 教育部回国留学人员启动基金资助项目(教外司留[2008]890号); 福建省质量技术监督局资助项目(FJQ12009039); 福建省杰出青年基金资助项目(2011J06020); 福州大学人才基金资助项目(XRC-1024)

作者简介: 郭金泉(1979-), 男, 福建莆田人, 讲师, 主要从事固体力学、无损检测方面的研究。E-mail: maxguo@163.com

通信联系人: 钟舜聪, 男, 研究员, 博士生导师。E-mail: zhongshuncong@hotmail.com

# 0 引 言

近年来国际货物进、出口量激增,港口大型起重机的的工作负荷日益加重,起重机的安全使用性能越发显得重要<sup>[1-2]</sup>。对起重机的维护、保养、安全防范工作不加以重视,轻则影响生产,造成不必要的经济损失,重则会导致人身伤亡事故的发生<sup>[3]</sup>。由于维修更换难度大、费用高,港口门座起重机金属结构<sup>[4]</sup>成为了起重机使用安全问题中的重中之重。据文献<sup>[5]</sup>报道,港口起重机服役 15 年以上的,其重要结构件均会出现不同范围、不同尺寸大小的缺陷,且有些部件腐蚀严重,所以极有可能影响其安全运行与使用。因此,对于运行多年的港口起重机需要对其结构安全进行评价。

本研究以一台运行 15 年的 M02-10t 门座式起重机为研究对象,利用有限元分析<sup>[6-8]</sup>和现场应变测量相结合的方法<sup>[9-12]</sup>对其结构安全进行分析,为后续的安全检验检测提供参考,也为其安全运行与使用提供保障。

## 1 门座起重机有限元模型的建立

### 1.1 起重机简况

某港口 M02-10t 型门座起重机主要用于港口码头散货的装卸,额定起重量为 10 t,最大工作幅度为 30 m,最小工作幅度为 8.5 m,整机总重为 195 t,配重为 8 t。由于腐蚀等因素影响,有限元建模时需要充分考虑基机体厚度减薄所带来的影响,模型中钢板厚度来自于现场厚度测量结果。

### 1.2 单元类型的选择

起重机起重臂架中的象鼻梁、门架中的十字梁、平衡拉杆和机房主梁等结构,采用梁单元(Beam188 单元)来模拟。起重机的拉杆、起重臂、门腿以及转柱等是由钢板构成的箱型结构,人字架和起重臂上三角架是由钢板焊接而成,采用壳单元(Shell63 单元)来模拟。起重机配重采用 Mass21 单元来模拟。

### 1.3 材料属性

M02-10t 门座起重机采用 Q235 钢,其屈服强度为 235 MPa,强度极限为 380 MPa,弹性模量为  $2.1 \times 10^{11}$  Pa,泊松比 0.3,密度为  $7\ 850\text{ kg/m}^3$ 。

### 1.4 边界条件及载荷工况

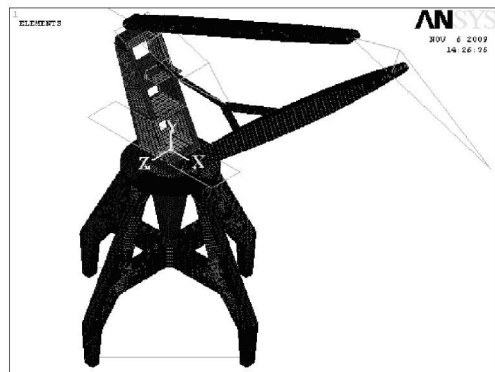
计算起重机最危险的工作情况对工程实际最具参考意义。本研究根据起重机简图,利用力学分析找到起重机最危险的工作位置,即 M02 型起重机满载 10 t、最大工作幅度 30 m,且起重臂位于两对角门腿同一平面内(即与门架导轨成  $45^\circ$ )。同时本研究考虑自重的影响,取重力加速度为  $9.8\text{ m/s}^2$ ;起重机配重采用集中质量块施加在模型上;4 个门腿固定约束。

## 1.5 有限元模型

起重机整体有限元模型如图 1 所示,模型共划分 Beam188 单元 11 664 个,Shell63 单元 67 100 个,节点 76 627 个。



(a) 实物图



(b) 有限元模型

图 1 M02-10t 型起重机实物和有限元模型图

## 2 有限元结果分析与讨论

### 2.1 门座起重机变形分析

有限元刚度计算分析结果如图 2 所示。最大位移位于拉杆上端,既拉杆与象鼻梁铰接位置,为 145 mm。起吊点位移为 98 mm,符合 GB/T3811-2008《起重机设计规范》对起重机静态刚度的要求。

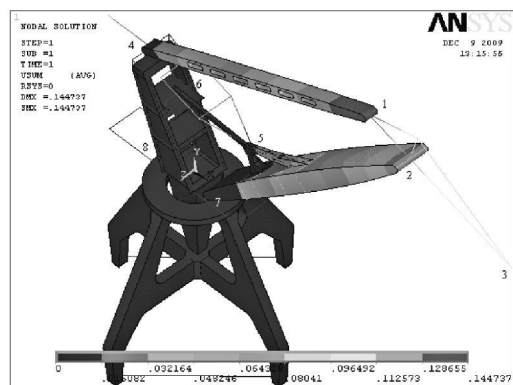


图 2 起重机总位移云图

主要部位的变形情况如表 1 所示(其中,图示编号为图 2 中各个编号)。

表 1 关键点位移

图示 编号	位置	X 向位移 /mm	Y 向位移 /mm	总位移 /mm
1	象鼻梁尾端(拉杆最上端)	-65.45	127.4	143.24
2	象鼻梁与起重臂铰接处	-77.333	90.691	119.19
3	象鼻梁前端(起吊点)	-110.85	-11.95	111.63
4	平衡梁与平衡拉杆铰接处	-9.197	16.56	18.978
5	齿条与大臂铰接处	-12.794	6.449	14.33
6	齿条与人字架固接处	-7.645	1.545	7.884
7	大臂与机房铰接处	-0.185	4.813	4.857
8	机房与钢丝绳连接处	-1.672	0.443	3.468

2.2 门座起重机强度分析

起重机整体 Von mises 等效应力及主应力分布云图如图 3 所示。从图 3 中可知,起重机整体应力不大,应力值一般在 100 MPa 以下,只有关键受力部件和结构不连续处产生结构的应力集中处,存在较大应力。前门腿、大臂三角架、齿条应力较大,人字架应力稍大。最大应力为 215 MPa,发生在前门腿上端拐角处。由于使用年限较长且制造单位并未提供完整图纸,在模型简化过程中部分加强筋并未考虑,有限元计算结果最大应力比实际应力大。

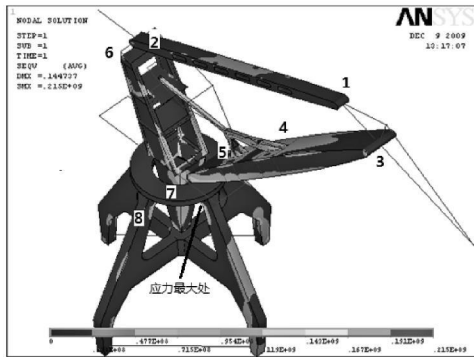
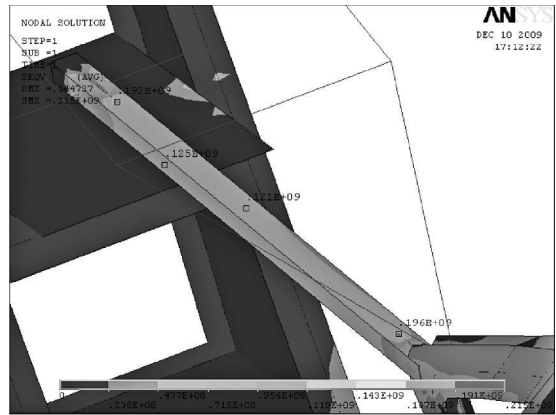


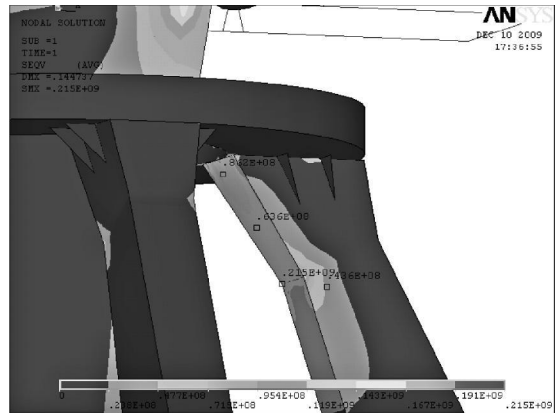
图 3 起重机 Von mises 等效应力及主应力云图

起重机应力较大处的等效应力局部放大图如图 4 所示。其中,齿条 Von mises 等效应力图如图 4(a)所示。从图中可以看出,齿条整体应力较大,且应力分布均匀。水平板及侧板等效应力大部分在 120 MPa 左右,齿条与人字架和起重臂连接处附近应力偏大,等效应力达到 190 MPa。起重机位于起重臂同处一平面上的前门腿的 Von mises 等效应力图如图 4(b)所示,由图上可知,最大应力出现在起重臂同侧的门腿上,门腿要承受整机自身和起吊的重量、以及起吊附加的弯矩的作用,其结构不连续处即折弯处内侧有应力集中,最大等效应力约为 215 MPa,但仍小于材料的屈服极限,能满足强度的要求。

一些关键部位的应力情况如表 2 所示,表中位置编号如图 3 所示。



(a) 齿条 Von mises 等效应力



(b) 前门腿上部 Von mises 等效应力

图 4 起重机应力较大处等效应力局部放大图

表 2 关键部位应力(单位:MPa)

位置 编号	关键部位位置	$\sigma_1$	$\sigma_2$	$\sigma_3$	SEQV
1	拉杆上端上平面	25.34	0	-8.46	30.46
2	拉杆下端上平面	45.26	0	-10.08	51.05
3	起重臂象鼻梁铰支处	27.26	0	-28.96	48.69
4	起重臂三角架上角点	0	-25.03	-58.59	50.92
5	起重臂三角架下角点	-88.18	-104.08	-158.51	139.5
6	人字架顶端	13.59	0	3.78	15.82
7	转盘	24.90	7.11	-0.11	22.29
8	侧门腿上端内侧	38.62	0	-7.58	42.92

3 现场应变测试

3.1 测试情况

本次现场应变测试采用 DH3815N 数字式静态应变仪。对于单向应力的构件采用箔式胶基应变片,应变片粘贴间距取 10 mm,电阻值为  $119.9 \pm 0.1 \Omega$ ,灵敏系数经事先标定为 2.07,电阻应变片片栅特性尺寸为  $5.8 \times 2.7 \text{ mm}$ ;对于承受二向应力,主应力方向难以判定的截面采用夹角  $45^\circ$  的直角形应变花,电阻值控制在  $120 \pm 0.3 \Omega$  范围内,测试使用的应变片灵敏系数经事先标定为 2.19,片栅特性尺寸为  $3.1 \times 1.8 \text{ mm}$ 。测点布

置主要结合实践经验、现场测试安全考虑以及有限元计算结果,现场共贴 5 片单向应变片和 1 个三轴 45° 应变花(各应变片位置如图 5 所示)。测试过程中起重机加载负重物体采用石头试块,经称重试块重量为 9.3 t。

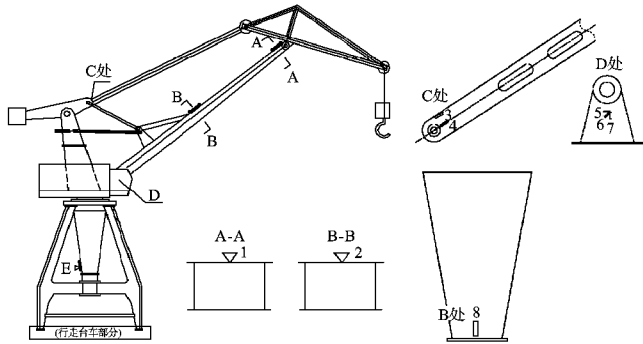


图 5 现场测试各测点应变片布置示意图

### 3.2 测试数据处理

本研究测量起重臂与门架导轨成 45° 角时,起重机最危险工作状态下的应变情况,得到各布片处应变值(如表 3 所示),通过应变理论和广义虎克定理计算出该处应力,具体数据如表 3 所示。

表 3 起重机起吊 9.3 t 时各测点应变及与有限元计算对比

应变编号	应变 / $\mu\text{m}$	$\sigma_{\text{测试}}$ /MPa	$\sigma_{\text{计算}}$ /MPa	绝对误差 /MPa	相对误差 / (%)
1	-133	-27.93	-25.35	2.58	9.24
2	-146	-30.66	-33.05	2.39	7.80
3	37	7.77	8.13	0.36	4.63
4	56	11.76	12.42	0.66	5.61
5	-6				
6	-8	$\sigma_1 = -1.92$	$\sigma_1 = -1.79$	0.13	6.77
7	-23	$\sigma_2 = -6.79$	$\sigma_2 = -6.93$	0.14	2.06
8	-8	6.93	7.31	0.38	5.48

注:绝对误差为: $\Delta = |\sigma_{\text{测试}} - \sigma_{\text{计算}}|$ ,相对误差为: $\varepsilon = \frac{\Delta}{|\sigma_{\text{测试}}|} = \frac{|\sigma_{\text{测试}} - \sigma_{\text{计算}}|}{|\sigma_{\text{测试}}|}$ 。

### 3.3 有限元分析与测试结果比较

由于现场应变测试只是考虑了起吊 9.3 t 重物时各测点的应力情况,并未测量出起重机自重产生的应力,为了比较有限元分析结果与测试结果,本研究需要重新对起重机结构进行有限元分析,分析时起吊载荷修改为 9.3 t,同时不考虑起重机自重。然后进行分析计算,并将与现场测量位置相对应位置处的结果提取出来,与现场测试结果对比如表 3 所示。

从表 3 可知,有限元计算结果与现场应变测试结果相比较为接近,验证了有限元模型简化的合理性,也说明了对于大型起重机通过合理科学简化后可用有限元分析的方法得到结构的应力,为现场应变测试

的测点布置提供参考,提高了现场应变测试的可操作性。但有限元计算与现场测量的数据仍存在一定的偏差,分析原因如下:①现场操作与测量仪器的固有误差,以及计算机建模简化会对计算结果造成一定的影响;②现场环境对测量影响较大,影响应力分布,在有限元计算中忽略了这些外载;③现场测试应变片贴片位置和方向与有限元分析结果提取中的偏差带来的误差;④在模型简化过程中部分加强筋并未考虑。

## 4 结束语

本研究采用有限元分析方法和现场测试相结合的方法对 M02-10 t 门座起重机结构的强度刚度等进行分析研究。通过分析可知:①有限元计算结果和现场实测的结果较为吻合,验证了有限元模型的合理性;②该起重机整机结构经过 15 年的使用后刚度和强度仍能满足要求;③有限元分析可为起重机后续的安全检验检测工作提供参考。

### 参考文献(References):

- [1] 王欣,高顺德,屈福政.国内外大型起重机的发展状况[J].建筑机械,2005(2):28-32.
- [2] 武良成.中国集装箱港口竞争力研究[M].北京:中国经济出版社,2009.
- [3] 蒋国仁.岸边集装箱起重机[M].武汉:湖北科技技术出版社,2001.
- [4] 王金诺,于兰峰.起重运输机金属结构[M].北京:中国铁道出版社,2002:11-12.
- [5] 赵虎,刘赤青.港口起重机金属结构安全使用寿命的确定[J].起重运输机械,2006(8):74-76.
- [6] 张洪武.有限元分析与 CAE 技术基础[M].北京:清华大学出版社,2004.
- [7] 王小慧,程文明,杨春松,等.起重机金属结构有限元分析的模型处理技术[J].起重运输机械,2006(9):32-34.
- [8] HAN D S, YOO S W, YOON H S, et al. Coupling analysis of finite element and finite volume method for the design and construction of FPSO crane[J]. Automation in Construction, 2011, 20(4):368-379.
- [9] WU Jia-jang. Finite element modelling and experimental modal testing of a three-dimensional framework[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2004, 46(8): 1245-1266.
- [10] 徐云岳,何函.基于 ANSYS 的塔式起重机塔身设计平台开发研制[J].机械,2010,37(7):33-36.
- [11] 孙民,王志远,何为刚.桥式起重机起吊过程的动力学分析[J].机械,2010,37(5):12-14.
- [12] 刑怀念,张小鹏,刘增利. MK650 型起重机桁架臂结构有限元分析与应变测试[J].机械强度,2011,32(2):281-284.

[编辑:张翔]