

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2015.02.017

起重机主梁的应变疲劳寿命估算*

徐桂芳¹, 余震^{2*}, 董浩明¹, 魏国前², 岳旭东²

(1. 武汉市特种设备监督检验所, 湖北 武汉 430019; 2. 武汉科技大学 机械自动化学院, 湖北 武汉 430081)

摘要: 针对某起重机主梁裂纹附近区域的应变测试信号的分析,发现了该主梁出现了应变疲劳现象,为研究起重机主梁裂纹的产生及扩展机理,对有裂纹的起重机进行使用寿命预估及安全评价,通过对该起重机在正常工况下的应变信号进行测试,并进行五点三次平滑处理,分析研究其载荷谱,并参考相关文献中Q345材料的应变疲劳参数,计算出应力值,绘制出应力-应变特性曲线,然后根据Manson-Coffin公式及Miner线性损伤累计法则,计算出起重机主梁的疲劳寿命,得出该起重机还能够安全运行的时间值。研究表明,该带裂纹起重机的使用寿命预估方法可以进行推广应用,为起重机的疲劳寿命预估提供了合理的研究方法。

关键词: 起重机主梁; 应变; 疲劳寿命; 裂纹

中图分类号: TH114; G642.0 **文献标志码:** A

文章编号: 1001-4551(2015)02-237-03

Estimation of strain fatigue of crane girder

XV Gui-fang¹, YU Zhen², DONG Hao-ming¹, WEI Guo-qian², YUE Xu-dong²

(1. Wuhan Especial Equipment Supervise Test Institute, Wuhan 430019, China;

2. College of Machinery and Automation, Wuhan University of Science and Technology, Wuhan 430081, China)

Abstract: Aiming at solving the generation and propagation mechanism of the crane girder crack, by analyzing the strain signal of the crane girder near the crack, and the strain fatigue phenomenon of the crane girder was tested, the results of strain test signals near a crane girder crack, strain fatigue phenomenon appeared in the main beam was found, then five point three times smoothing for the strain signal was carried on, and the load spectrum was analyzed and studied, the stress value was calculated by consulted the material's fatigue parameters of Q345 from the related references, and the stress-strain characteristic curve was drawn, then the fatigue life of crane girder was calculated according to the Manson-Coffin formula and Miner linear damage cumulative rules, that is the safe operation time value of the crane. The results indicate that the crack crane service life estimation method can be popularized application, and provides reasonable methods for the prediction of fatigue life of crane.

Key words: crane girder; strain; fatigue life; crack

0 引 言

疲劳是引起工程结构和构件失效的最主要的原因^[1-3],疲劳与断裂引起的失效在工程失效中越来越突出。S-N曲线通常用于描述长寿命疲劳性能,但许多工程构件在整个使用期间所经受的载荷循环数却并不多,而构件中的应力和应变水平却相对较高,这种运行状态虽然相对于整个机件的工作寿命是较短的,

但因承受的负荷较大,即使在设计时的名义应力规定的只允许发生弹性变形,但在缺口处甚至在有微裂纹处,会因局部的应力集中,使应力超过材料的屈服强度,最终导致疲劳破坏,这种在大应力低频次下的破坏,即谓之低周疲劳^[4]。

某起重机主梁裂纹附近区域应变信号,通过胡克定律算出的应力值较大,具有明显的应变疲劳特征,由于起重机的使用环境复杂,涉及到重大安全隐患和

收稿日期: 2014-10-27

基金项目: 冶金装备及其控制教育部重点实验室开放基金资助项目(2013A07);武汉市特种设备监督检验所资助项目(201242011 2000191)

作者简介: 徐桂芳(1966-),男,湖北武汉人,高级工程师,主要从事特种设备技术研究是系统集成方面的研究. E-mail:475287122@qq.com

通信联系人: 余震,男,副教授,博士后. E-mail:for_chenyu@sohu.com

经济损失,有必要对工作在低周疲劳状态下的起重机进行寿命预估^[5-6]。

本研究利用起重机正常工况下的应变信号进行五点三次平滑处理,通过相关文献和 Manson-coffin 公式及 Minor 线性损伤累计法则对起重机的寿命预估进行分析和研究。

1 应变信号的平滑处理

测试信号通常具有毛刺等干扰信号,需要对它进行必要的滤波处理。其中五点三次平滑处理方法^[7-10],是一种较好的处理方法,其基本原理是:根据 n 个已知的等距点 $x_0 < x_1 < \dots < x_{n-1}$ 上的数据 y_0, y_1, \dots, y_{n-1} , 在每个数据点的前后各取两个相邻的点,用三次多项式 $y = a_0 + a_1x + a_2x^2 + a_3x^3$ 进行逼近,然后根据最小二乘法原理确定出系数 a_0, a_1, a_2, a_3 , 最后得到五点三次平滑的公式^[11]为:

$$\begin{cases} \bar{y}_{i-2} = \frac{1}{70}(69y_{i-2} + 4y_{i-1} - 6y_i + 4y_{i+1} - y_{i+2}) \\ \bar{y}_{i-1} = \frac{1}{35}(2y_{i-2} + 27y_{i-1} + 12y_i - 8y_{i+1} + 2y_{i+2}) \\ \bar{y}_i = \frac{1}{35}(-3y_{i-2} + 12y_{i-1} + 17y_i + 12y_{i+1} - 3y_{i+2}) \\ \bar{y}_{i+1} = \frac{1}{35}(2y_{i-2} - 8y_{i-1} + 12y_i + 27y_{i+1} + 2y_{i+2}) \\ \bar{y}_{i+2} = \frac{1}{70}(-y_{i-2} + 4y_{i-1} - 6y_i + 4y_{i+1} + 69y_{i+2}) \end{cases} \quad (1)$$

该应力测试信号处理前后局部的对比如图 1 所示。

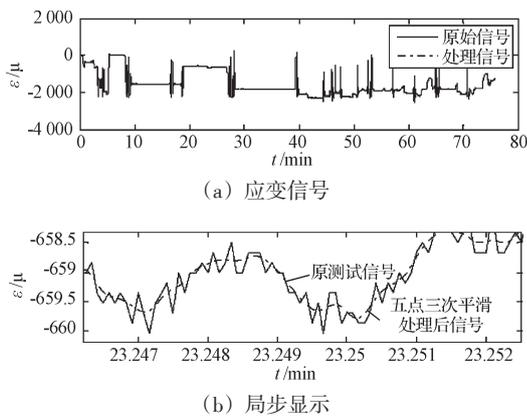


图 1 原信号与五点三次平滑处理对比

从图 1 可以看出:处理后的数据要比原信号光滑平整,且从整体来看,处理后信号与原信号变化趋势一致,保证其真实有效性。

2 载荷谱的统计处理

为了获取主要应变变化对起重机主梁的影响,排除干扰信号的作用,本研究将 $\Delta\varepsilon < 50 \times 10^{-6}$ 的应变做为关键的数据点,剔除前后应变变化量,作为用于滞

后环的载荷谱^[12]绘制。其前后对比如图 2 所示。

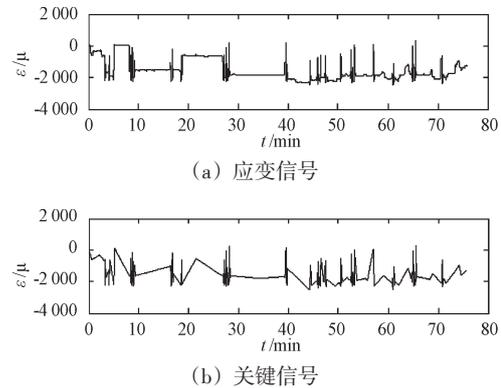


图 2 应变信号关键数据提取

载荷谱如图 3 所示。

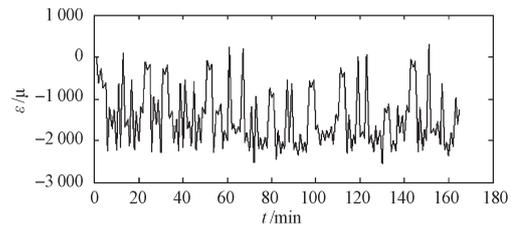


图 3 载荷谱

3 应力-应变响应曲线的绘制

本研究根据载荷谱计算每个关键应变 ε 对应的应力值 σ 。由于 0~1 的过程是一次循环稳定状态的加载过程,前面已经经历了许多循环,应力-应变响应由循环应力-应变曲线描述,即有:

$$\varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E} + \left(\frac{\sigma_1}{K'} \right)^{1/n'} \quad (2)$$

根据 1~2, 2~3, ..., $i \sim (i+1)$ 过程,反映出应力应变路径的是滞后环曲线,其应力的计算公式为:

$$\Delta\varepsilon = \frac{\Delta\sigma}{E} + 2\left(\frac{\Delta\sigma}{2K'} \right)^{1/n'} \quad (3)$$

起重机所用材料为 Q345,查阅相关文献,可知 E, n', K' 的取值,分别为: $E = 2.1 \times 10^5$ MPa, $n' = 0.2212$, $K' = 1426.5$ MPa,由公式(3)可计算出响应的应力值,并绘制应力-应变响应曲线,应力-应变响应曲线如图 4 所示。

4 疲劳寿命评估

在应变疲劳情况下,其疲劳寿命的评估要绘制 $\varepsilon - N$ 曲线,典型的 $\varepsilon - N$ 曲线公式可写为:

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b + \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (4)$$

查阅相关文献^[13]中 Q345 钢的疲劳参数,公式(4)可具体表示为:

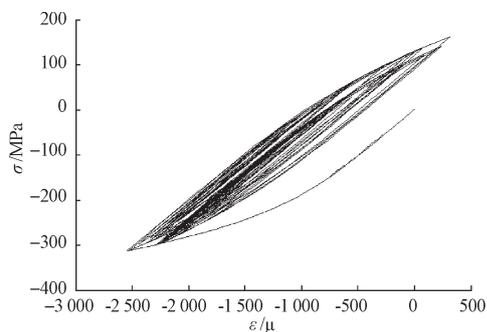


图4 应力-应变响应曲线

$$\epsilon_a = 0.00452(2N_f)^{-0.1034} + 0.1586(2N_f)^{-0.4674} \quad (5)$$

结合线性损伤累计 Miner 法则^[11](如公式(6)所示),对关键的应力-应变变化过程进行统计分析,计算出本次测试过程中,起重机主梁所受到的总损伤,线性损伤统计如表1所示。

$$D = \sum_1^k D_i = \sum_1^k n_i / N_i \quad (6)$$

表1 线性损伤统计

$\Delta\epsilon$	σ_{min}	σ_{max}	$\Delta\sigma$	N_i	N_f	N_i/N_f
0.002 853 133	-312.8	160.9	473.7	1	14 708	6.79907E-05
0.002 680 651	-295.8	160.9	456.7	1	18 618	5.37123E-05
0.002 600 018	-312.1	136.2	448.3	1	20 950	4.77329E-05
0.002 527 509	-299.4	141.1	440.5	1	23 407	4.27229E-05
0.002 321 153	-296.6	120.4	417.0	1	33 006	3.02973E-05
0.002 223 088	-281.4	123.7	405.0	1	39 522	2.53023E-05
0.002 181 029	-298.2	101.6	399.8	1	42 860	2.33317E-05
0.002 121 658	-294.7	97.5	392.2	1	48 262	2.07204E-05
0.002 055 111	-285.5	97.9	383.4	1	55 480	1.80245E-05
0.002 045 505	-293.5	88.6	382.1	1	56 641	1.76551E-05
0.002 035 845	-245.5	135.3	380.8	1	57 842	1.72886E-05
0.001 929 754	-237.3	128.8	366.1	1	73 627	1.35821E-05
0.001 792 596	-286.3	59.8	346.1	1	104 004	9.61504E-06
0.001 680 787	-297.8	31.0	328.9	1	142 515	7.01679E-06
0.001 67 307	-291.9	35.8	327.6	1	145 832	6.85718E-06
0.001 577 268	-283.6	28.6	312.2	1	197 056	5.0747E-06
0.001 576 782	-250.5	61.6	312.1	1	197 372	5.06657E-06
0.001 531 674	-276.1	28.5	304.6	1	229 901	4.34969E-06
0.001 526 672	-279.9	23.9	303.8	1	233 932	4.27475E-06
0.001 510 515	-281.0	20.0	301.1	1	247 602	4.03875E-06
0.001 458 016	-266.5	25.5	292.1	1	299 941	3.33399E-06
0.001 408 338	-295.8	-12.3	283.4	1	363 587	2.75037E-06
0.001 403 8	-239.0	43.7	282.6	1	370 245	2.70091E-06
0.001 311 807	-298.1	-31.9	266.2	1	547 119	1.82776E-06
0.001 284 204	-260.2	1.0	261.2	1	620 780	1.61088E-06

由表1可计算总损伤 $D=0.000\ 439\ 715$; 又根据实

际情况,本次测试用时为 75 min,起重机每天工作时间为 5 h,按照每年工作 300 天计算,则每年的总损伤为 $D' = 4 \times 300 \times D = 0.5277$,可以计算出该起重机的疲劳寿命为 1.89 年。

5 结束语

本研究通过对某有主梁裂纹的起重机的疲劳应力测试,绘制出应力-应变特性曲线,然后根据 Manson-Coffin 公式及 Miner 线性损伤累计法则,计算出起重机主梁的疲劳寿命,得出该起重机还能够安全运行的时间值。

该有裂纹起重机的使用寿命预估方法可以进行推广应用,为起重机的疲劳寿命预估提供合理的研究方法。该研究分析结果可以为企业很好的借鉴与建议,方便企业合理的安排起重机的工作制度,保证了企业生产的正常安全运行。

参考文献 (References):

- [1] 罗云蓉,王清远,刘永杰,等. Q235、Q345 钢结构材料的低周疲劳性能[J]. 四川大学学报:工程科学版,2012,44(2):169-175.
- [2] 陈传尧. 疲劳与断裂[M]. 武汉:华中科技大学出版社,2002.
- [3] 申志刚,吴志生,刘翠荣,等. 桥式起重机疲劳寿命预测[J]. 机械工程及自动化,2011,6(3):120-124.
- [4] 赵威威,白朝阳,曹旭阳,等. 在役塔式起重机疲劳寿命分析[J]. 建筑机械,2013(1):72-77.
- [5] 徐格宁,左 斌. 起重机结构疲劳剩余寿命评估方法研究[J]. 中国安全科学学报,2007(3):56-58.
- [6] 黄耀民. 起重机主梁疲劳强度的探讨[J]. 机电工程,2010,39(7):167-169.
- [7] 杜文正,鹿 飞,谢 政,等. 折臂式随车起重机变幅机构运动特性分析[J]. 兵工自动化,2014(10):25-29.
- [8] 徐士良. C 常用算法程序集[M]. 3 版,北京:清华大学出版社,2014.
- [9] 范小宁,徐格宁,杨瑞刚. 基于损伤-断裂力学理论的起重机疲劳寿命估算方法[J]. 中国安全科学学报,2011,9(9):58-63.
- [10] 冯晓蕾,敖文德. 基于 Pro/E 的双梁门式起重机三维建模[J]. 机电工程技术,2014(2):78-80.
- [11] 衣昌明,庞湘萍,乾 坤. 小波分析在光纤陀螺寻北中的应用[J]. 舰船电子工程,2012(4):51-76.
- [12] 罗 丹,原思聪,王晓云. 基于 ANSYS 的塔式起重机疲劳载荷谱的编制[J]. 建筑机械,2007(4):63-67.
- [13] 程文明,王金诺. 桥门式起重机疲劳裂纹扩展寿命的模拟估算[J]. 起重运输机械,2001(2):15-18.

[编辑:洪炜娜]

本文引用格式:

徐桂芳,余 震,董浩明,等. 起重机主梁的应变疲劳寿命估算[J]. 机电工程,2015,32(2):237-239.

XV Gui-fang, YU Zhen, DONG Hao-ming, et al. Estimation of strain fatigue of crane girder[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2015,32(2):237-239.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>