

塔机起重臂钢结构疲劳裂纹扩展的数值分析

贺利乐, 王兴路, 孙 环

(西安建筑科技大学机电工程学院, 陕西 西安 710055)

摘要: 塔式起重机起重臂的断裂主要由疲劳破坏即疲劳裂纹扩展引起, 针对其焊接结构中不可避免地出现裂纹的现象, 利用 ABAQUS 建立塔式起重机起重臂有限元模型并求解, 计算变幅小车满载和空载状态下塔机起重臂下弦杆与水平腹杆焊接处不同裂纹长度对应的应力强度因子, 通过建立裂纹应力强度因子幅与裂纹长度的函数关系估算塔机起重臂的疲劳寿命. 结果表明: 塔机起重臂下弦杆与水平腹杆焊接处裂纹的应力强度因子幅随裂纹长度的增加而增大, 当裂纹长度达到一定值后, 应力强度因子幅呈指数型增大, 结构的疲劳寿命急剧下降. 故焊接结构在制造、使用等环节应采取有效措施减少焊接缺陷、防止裂纹扩展, 从而提高其使用寿命.

关键词: 起重臂钢结构; 应力强度因子; 有限元; 裂纹扩展

中图分类号: TG404; TG405 **文献标志码:** A

文章编号: 1006-7930(2014)05-0758-04

塔式起重机 (以下简称塔机) 作为现代建筑施工中主要的垂直运输机械, 发挥着越来越重要的作用. 随着国民经济的快速发展, 塔机的满载率、工作繁忙程度加大, 出现倒塌、断臂等安全事故日益增多, 其中塔机起重臂的断裂事故最为常见^[1-3]. 塔机起重臂是由腹杆与弦杆组成的焊接结构, 工作中主要承受变幅小车吊载和移动的反反复作用, 故疲劳破坏是其主要的失效形式, 因此对塔机起重臂疲劳裂纹扩展规律进行研究显得更加重要.

对疲劳裂纹扩展的研究, 主要是基于断裂力学和损伤力学理论; 以数值解析法或实验法推导出的裂纹扩展规律, 其过程繁琐复杂且效率低; 对于受力复杂的结构件, 往往难以得到严格的解析解. 因此, 利用有限元数值模拟方法研究塔机起重臂疲劳裂纹扩展情况有着非常重要的意义^[4]. 本文在静强度分析的基础上, 利用扩展有限元方法计算塔机起重臂下弦杆与水平腹杆焊接处不同长度的裂纹分别在变幅小车满载和空载作用下的裂纹尖端应力强度因子, 拟合其变化规律, 并在此基础上依据 Paris 公式^[5]计算裂纹扩展速率, 估算塔机起重臂的疲劳寿命, 为其安全使用提供依据.

1 塔机起重臂有限元分析

1.1 基本参数

本文以某机械厂生产的 QTZ40 塔机为研究对象, 该塔机起重臂的下弦杆是由槽钢 (C10) 与钢板 ($\delta 4$ mm) 焊接而成, 水平腹杆是 $\phi 30 \times 3$ mm 的圆钢, 起重臂结构基本参数如表 1 所示.

表 1 QTZ40 塔机起重臂基本参数				
Tab.1 Basic parameters of QTZ40 tower crane jib				
工作幅度/m	最大起重重量/kg	小车自重/kg	每节长度/m	起重臂质量/kg
2.5~48	4 000	1 200	6	2 866

1.2 初始裂纹位置分析

塔机起重臂是焊接结构, 在制造的过程中不可避免的会存在焊接缺陷, 此类缺陷可以看作焊接处存在的初始裂纹, 并在外载荷和焊接残余应力的作用下逐渐扩展, 最终导致结构失效. 塔机起重臂结构中的最大残余应力位于下弦杆与水平腹杆焊接的焊趾处^[6], 较大应力处容易形成裂纹, 故在此处添加初始裂纹对起重臂进行裂纹扩展分析.

1.3 局部有限元模型

工程中由焊接缺陷引起的微裂纹长度极小, 一般在 0.5~2 mm 范围^[7]. QTZ40 塔机起重臂的每节长度为 6 m, 故需建立起重臂下弦杆与腹杆连接处的局部模型, 研究该连接处的疲劳裂纹扩展规律.

本文采用扩展有限元方法计算裂纹的应力强度因子, 只需确定网格划分的大小, 不需对裂纹尖端区域进行特殊的网格划分, 使用四面体 Tet 单元将模型划分为 54 679 个单元. 根据塔机起重臂的结构尺寸, 在 ABAQUS 中建立的起重臂下弦杆和腹杆局部有限元网格划分模型, 如图 1 所示.

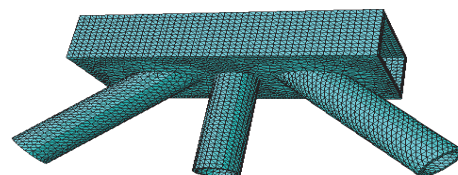


图 1 结构网格划分模型
Fig. 1 Structure mesh model

1.4 起重臂结构连接处应力分析

塔机工作时变幅小车沿着起重臂的下弦杆来回移动,图2为变幅小车车轮移动至下弦杆与腹杆连接位置时的工作图,变幅小车吊重与自重均匀分布在四个轮压处。

根据 QTZ40 塔机的实际工作载荷情况,变幅小车运行至起重臂第四节中间一跨时,分别计算在变幅小车满载 ($Q=2\ 000\text{ kg}$) 和空载 ($Q=0\text{ kg}$) 两种情况下,塔机起重臂下弦杆与腹杆连接处的受力大小。

满载时

$$F = (Q + M)g / 4 = 8 \times 10^3\text{ N}$$

空载时

$$F = Mg / 4 = 3 \times 10^3\text{ N}$$

式中: Q 为小车最大载重量, kg ; M 为小车重量, kg ; g 为重力加速度, $g=10\text{ m/s}^2$ 。

运用商业软件 ABAQUS 计算塔机起重臂在上述两种载荷作用下的下弦杆与腹杆连接处的最大主应力,计算结果云图分别如图3、4所示。从图中可以看出,两种载荷情况下的最大应力分别为 118.2 MPa 和 58.8 MPa , 最大应力远小于起重臂选用材料 Q235 钢的屈服极限 235 MPa 。

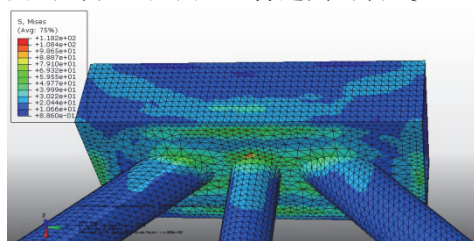


图3 小车满载时焊接处应力分布

Fig.3 Stress distribution on weld joint under full load of trolley

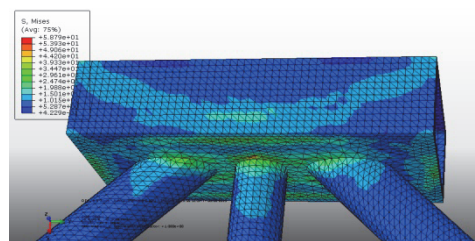


图4 变幅小车空载焊接处应力分布

Fig.4 Stress distribution on weld joint under no load of trolley

2 裂纹扩展数值分析

2.1 应力强度因子计算

塔机起重臂在自重和变幅小车作用下,下弦杆始终处于受拉状态,其结构中出现的裂纹属于张开型(I型)裂纹。疲劳裂纹扩展速率 da/dN 与应力强度因子幅 ΔK_I 有关, $\Delta K_I = K_{I\max} - K_{I\min}$, 其中 $K_{I\max}$ 和 $K_{I\min}$ 分别为变幅小车满载和空载时对应的 I 型裂纹应力强度因子。裂纹应力强度因子 K 是线弹性断裂力学中的一个重要参量,本文采用扩展有限元方法^[8],计算塔机起重臂下弦杆与水平腹杆焊接处在变幅小车满载和空载状态下,不同长度裂纹所对应的应力强度因子值 K 。

焊接缺陷经常出现在焊趾处,在起重臂下弦杆与水平腹杆的焊趾处建立弧形穿透型裂纹,结构三维实体模型如图5所示。

根据分析与计算,取裂纹的初始长度 $a_0 = 1.3\text{ mm}$ 、临界长度 $a_c = 39\text{ mm}$,为方便计算,设裂纹长度增量为 $\Delta a = 1.3\text{ mm}$,计算各裂纹长度在两种载荷情况下的应力分布。图6、7分别为临界裂纹长度时小车满载和空载状态下起重臂结构裂纹处的应力分布云图。

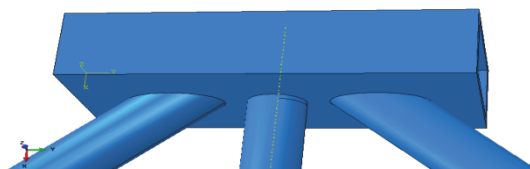


图5 含有裂纹的实体模型

Fig.5 Solid model with crack

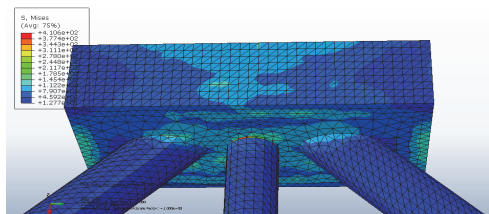


图6 小车满载时裂纹附近应力分布

Fig.6 Stress distribution nearby crack under full load of trolley

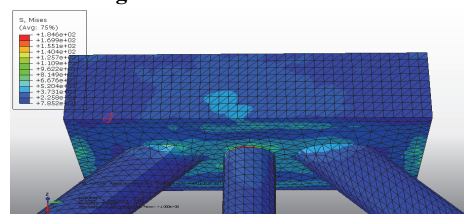


图7 小车空载时裂纹附近应力分布

Fig.7 Stress distribution nearby crack under no load of trolley

通过数值分析, 计算得到不同裂纹长度时塔机起重臂下弦杆与水平腹杆焊接处在满载和空载工况下分别对应的 K_{Imax} 和 K_{Imin} , 进而求得 ΔK_I , 结果如表 2 所示.

表 2 不同长度裂纹对应的应力强度因子
Tab.2 SIF of crack with different lengths

a/mm	$K_{\text{Imax}}/\text{MPa} \cdot \text{mm}^{1/2}$	$K_{\text{Imin}}/\text{MPa} \cdot \text{mm}^{1/2}$	ΔK_I	a/mm	$K_{\text{Imax}}/\text{MPa} \cdot \text{mm}^{1/2}$	$K_{\text{Imin}}/\text{MPa} \cdot \text{mm}^{1/2}$	ΔK_I
1.3	230.3	94.7	135.6	20.8	881.4	470.1	411.3
2.6	285.8	124.9	142.9	22.1	905.7	480	425.7
3.9	321.9	170.3	151.6	23.4	935.1	496.9	438.2
5.2	403.1	242.8	160.3	24.7	970.7	519.6	451.1
6.5	469.1	299.8	169.3	26	1006.8	539.2	467.6
7.8	524.8	335.6	189.2	27.3	1101.4	618.6	482.6
9.1	571	366.9	204.1	28.6	1191.5	694.6	496.9
10.4	622.6	385.4	237.2	29.9	1279.7	767.5	511.6
11.7	659.3	404.5	254.8	31.2	1363.7	838.1	525.6
13	696.3	416.8	279.5	32.5	1442.1	906.8	535.3
14.3	737.3	426.3	311	33.8	1519.1	975.7	543.4
15.6	767.3	439.9	327.4	35.1	1597.2	1046	551.2
16.9	797.9	446.7	351.2	36.4	1676.6	1115.9	560.7
18.2	828.7	453.5	375.2	37.7	1750.8	1182.7	568.1
19.5	857.1	462.4	394.6	39	1896.5	1323.2	573.3

2.2 裂纹扩展速率

结构疲劳裂纹扩展速率, 是决定其疲劳行为的重要特征参量. 疲劳裂纹的扩展分为三个阶段: 第 I 阶段是裂纹的萌生阶段; 第 II 阶段是裂纹的稳定扩展阶段; 第 III 阶段是裂纹的快速扩展阶段. 焊接存在的缺陷可以看作初始裂纹, 第 III 阶段占裂纹扩展过程的时间很短, 所以第 II 阶段是疲劳裂纹扩展的主要阶段, 该阶段决定着疲劳裂纹的扩展寿命. 对于第 II 阶段的扩展速率通常用 Pairs 公式描述:

$$da/dN = C(\Delta K)^m \tag{1}$$

式中: a 为裂纹长度; N 为应力的循环次数; da/dN 为裂纹的扩展速率; ΔK 为应力强度因子幅; C 和 m 为材料参数.

塔机起重臂钢结构件材质为 Q235A 钢, 裂纹处下弦杆一直处于受拉状态, 查手册选取应力比为 0.1 时的结构参数 $C = 2.61 \times 10^{-13}$, $m = 3$ 对起重臂进行疲劳裂纹扩展计算. 对表 2 中的数据进行多项式拟合, 建立 $\Delta K_I - a$ 关系式(2), 拟合曲线如图 8 所示.

$$\Delta K_I = 0.009 a^3 - 0.421 a^2 + 9.337 a + 108.114 \tag{2}$$

2.3 裂纹扩展速率分析

从图 8 中裂纹的应力强度因子幅变化曲线看出, 当裂纹长度 $a < 6 \text{ mm}$ 时, 应力强度因子幅增长较缓慢; 当裂纹长度为 $6 \text{ mm} \leq a < 39 \text{ mm}$ 时, 应力强度因子幅成指数型加快, 由 Pairs 公式得: da/dN 也会随着 ΔK_I 的增大而相应增加. 因此, 在塔机服役过程中应设法采取监测手段对起重臂下弦杆与水平腹杆焊接处的焊缝裂纹扩展情况进行重点检测, 6 mm 以上的裂纹必须高度重视.

3 塔机起重臂疲劳裂纹寿命估算

3.1 确定初始裂纹长度

目前, 塔机起重臂的疲劳裂纹初始值 a_0 尚无统一标准, 构件的尺寸、材料、焊接工艺及加工工艺等因素均影响着初始裂纹的尺寸. 根据经验及有关实验数据, 初始裂纹一般在 0.5~2 mm 范围内取值, 本文为了方便计算, 取初始裂纹长度为 $a_0 = 1.3 \text{ mm}$.

3.2 确定临界裂纹长度

塔机起重臂焊接结构产生的裂纹通常为 I 型张开型半椭圆表面裂纹, 其应力强度因子 K 可由式(3)计算.

$$K = Y\sigma\sqrt{\pi a} \tag{3}$$

式中: Y 为形状修正因子; σ 为外加的均匀拉伸应力, MPa; a 为裂纹尺寸, mm. 从式(3)中可以看出, 应力强度因子 K 与应力 σ 成正比关系.

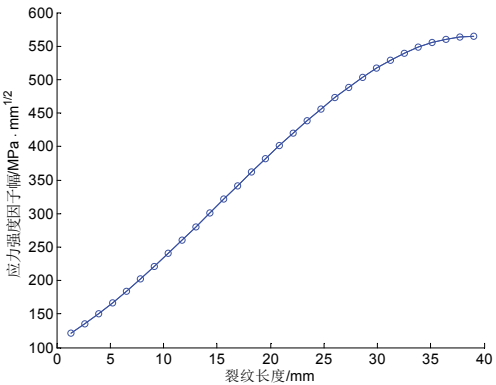


图 8 $\Delta K_I - a$ 关系曲线

Fig.8 Correlative curve between ΔK_I and a

当含裂纹构件应力强度因子 K_I 达到材料的断裂韧性 K_{IC} 时, 结构件断裂. 通过式 (3) 可得临界裂纹尺寸 a_c 为:

$$a_c = \frac{1}{\pi} \left(\frac{K_{IC}}{Y \sigma_{\max}} \right)^2 \quad (4)$$

因 Q235 钢的断裂韧性 $K_{IC} = 1873.6 \text{ MPa} \cdot \text{mm}^{1/2}$, $Y = 1.12$; 从 QTZ40 塔机起重臂有限元分析结果^[9]知 $\sigma_{\max} = 168.6 \text{ MPa}$, 代入式(4)得 $a_c = 39.2 \text{ mm}$.

3.3 塔机起重臂裂纹扩展寿命的预测

由 Paris 公式 $da/dN = C(\Delta K)^m$ 可推出, 裂纹由初始长度 a_0 扩展到临界长度 a_c 的应力循环次数为:

$$N = \int_{a_0}^{a_c} \frac{da}{C(\Delta K)^m} = \int_{a_0}^{a_c} \frac{1}{2.61 \times 10^{-13} (\Delta K_I(a))^3} da = 2.196 \times 10^5 \text{ cycle}$$

考虑 QTZ40 塔机的利用率、停机率等因素, 取塔机工作级别为 U_3 ^[10], 计算出塔机的工作年限为 10.17 年.

4 结论

本文采用有限元数值分析方法有效的计算出塔机起重臂下弦杆与水平腹杆连接处裂纹的应力强度因子值, 建立了应力强度因子幅与裂纹长度的关系, 并在此基础上估算出塔机的疲劳寿命. 该方法为塔机的安全使用、制定塔机相关检测规则及焊接结构的安全维护提供了新的参考.

参考文献 References

- [1] 侯沂, 李世六, 王进. 塔式起重机钢结构疲劳寿命研究[J]. 土木建筑与环境工程, 2009(31): 24-30.
HOU Yi, LI Shiliu, WANG Jin, et al. Fatigue life of tower crane steel structure study[J]. Journal of Civil Engineering and Environmental Engineering, 2009(31): 24-30.
- [2] 胡殿印, 王荣桥, 邓俊. 基于有限元方法的裂纹扩展寿命预测[J]. 机械强度, 2011, 31(2): 264-268.
HU Dianyin, WANG Rongqiao, Deng Jun. Based on the finite element method of crack propagation life prediction[J]. Journal of Mechanical Strength, 2011, 31(2): 264-268.
- [3] CAO J J, YANG G J, PACKER J A, et al. Crack modeling in FE analysis of circular tubular joints[J]. Engineering Fracture Mechanics, 1998, 61: 537-553.
- [4] 胡健锋, 冯建军. 平头塔式起重机起重臂疲劳损伤寿命分析[J]. 设计研究, 2012(2): 54-56.
HU Jianfeng, FENG Jianjun. Flat head tower crane life of fatigue damage analysis[J]. Journal of Design Research, 2012(2): 54-56.
- [5] 酆正能. 应用断裂力学[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2012: 195-197.
LI Zhengneng. Fracture mechanics[M]. Beijing: Beijing University of Aeronautics And Astronautics Press, 2012: 195-197.
- [6] 王兴路, 贺利乐. 焊接顺序对机械结构疲劳寿命影响研究[J]. 热加工工艺, 2013, 42(11): 180-182.
WANG Xinglu, HE Lile. Study on effect of welding sequence on fatigue life of mechanical structure[J]. Hot Working Technology, 2013, 42(11): 180-182.
- [7] 张宏伟, 贺利乐. 塔式起重机起重臂疲劳裂纹扩展的机理分析[J]. 煤矿机械, 2012, 33(8): 112-114.
ZHANG Hongwei, HE Lile. The mechanism of tower crane jib fatigue crack propagation analysis[J]. Journal of Coal Mine Machinery, 2012, 33(8): 112-114.
- [8] MOHAMMADI Soheil. Extended finite element method[M]. London: Blackwell Publishing Ltd, 2008.
- [9] 陶炎文. 塔式起重机的疲劳寿命预测技术研究[D]. 西安: 西安建筑科技大学, 2012: 27-30.
TAO Yanwen. Tower crane's fatigue life prediction technology research[D]. Xi'an: Xi'an Univ. of Arch. & Tech., 2012: 27-30.
- [10] 包世洪. 塔式起重机的使用寿命和评估[J]. 建设机械技术与管理, 2008(5): 130-133.
BAO Shihong. The service life of tower crane and evaluation[J]. Construction Machinery Technology and Management, 2008(5): 130-133.

Numerical analysis of fatigue crack growth on the steel structure of the tower crane jib

HE Lile, WANG Xinglu, SUN Huan

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Xi'an Univ. of Arch. & Tech., Xi'an 710055, China)

Abstract: Fatigue failure is the main reason for fracture of tower crane boom, and fatigue crack growth is one form of such fatigue failure. Aiming at the inevitable phenomenon of welding residual stress appearing on welding mechanical structure, finite element model of tower crane boom is established and solved by ABAQUS. Stress intensity factor at weld joint between lower and level member with different crack length under full load and no load of trolley is calculated, and fatigue life of tower crane boom is estimated by the relation established between stress intensity factor range and crack length. The results show that the stress intensity factor range at weld joint between lower and level member increase with the augment of crack length; the stress intensity factor range increase presents exponent form. Once the crack length reaches a certain value, fatigue life of tower crane structure drops sharply. Effective measures should be adopted to reduce the weld defects and prevent the growth of crack in the steps of manufacture and usage, and the service life of welding structure could be increased.

Key words: steel structure of crane jib; stress intensity factor; finite element; fatigue crack growth

(本文编辑 桂智刚)