

# 基于实测载荷的挖掘机动臂精细化焊缝疲劳寿命分析

熊敏<sup>1</sup>, 石劲松<sup>1</sup>, 丁晓红<sup>1</sup>, 刘纯琨<sup>1</sup>, 李官运<sup>2</sup>

(1. 上海理工大学机械工程学院, 上海 200093; 2. 三一重机有限公司, 昆山 215300)

**摘要:** 针对挖掘机动臂疲劳失效多发于焊缝连接处的问题, 建立精细化的焊缝疲劳寿命预测模型, 基于实测载荷对挖掘机动臂疲劳寿命进行分析。以某特定型号的液压挖掘机动臂为分析对象, 基于载荷反演技术获得挖掘机动臂在石方和土方环境作业下的铰点载荷, 对动臂焊缝部位进行精细化有限元建模, 结合焊缝材料的 S-N 曲线以及线性 Miner 损伤理论, 分别预测动臂焊缝部位在石方和土方环境下的疲劳寿命。分析表明, 焊缝部位在石方和土方环境下最低疲劳寿命分别为  $5.815 \times 10^5$  和  $1.160 \times 10^6$  次, 此分析方法可为同类型机械焊缝结构疲劳寿命分析提供参考。

**关键词:** 液压挖掘机动臂; 载荷反演; 精细化建模; 疲劳寿命分析

中图分类号: TH 122 文献标志码: A

## Fatigue life analysis of fine-grained weld seam of excavator arm based on measured load

XIONG Min<sup>1</sup>, SHI Jinsong<sup>1</sup>, DING Xiaohong<sup>1</sup>, LIU Chunkun<sup>1</sup>, LI Guanyun<sup>2</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China;

2. SANY Heavy Industry Co., Ltd., Kunshan 215300, China)

**Abstract:** To address the problem that fatigue failures of excavator movable arms mostly occurred at the weld joints, a fatigue life prediction model for refined welds was established and the fatigue life of excavator movable arms was analyzed based on the measured loads. Based on the load inversion technique, the hinge point load of the arm in stone and earthwork work condition was obtained, and the finite element modeling of the movable arm weld part was refined, and the S-N curve of the weld material and linear Miner damage theory were combined to predict the fatigue life of the movable arm

收稿日期: 2023-03-22

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51875380)

第一作者: 熊敏 (1978-), 女, 副教授。研究方向: 结构优化设计。E-mail: xiongmin@usst.edu.cn

通信作者: 丁晓红 (1965-), 女, 教授。研究方向: 机械系统 CAE 和结构优化设计。E-mail: dingxhsh021@126.com

引文格式: 熊敏, 石劲松, 丁晓红, 等. 基于实测载荷的挖掘机动臂精细化焊缝疲劳寿命分析[J]. 上海理工大学学报, 2024, 46(5): 502-508.

Citation: XIONG Min, SHI Jinsong, DING Xiaohong, et al. Fatigue life analysis of fine-grained weld seam of excavator arm based on measured load[J]. Journal of University of Shanghai for Science and Technology, 2024, 46(5): 502-508.

weld part in stone and earthwork work condition respectively. The fatigue life of the movable arm weld area under rock and earthwork conditions was predicted by combining the S-N curve of the weld material and linear Miner damage theory. The analysis shows that the minimum fatigue life of the weld part in stone and earthwork work condition is  $5.815 \times 10^5$  and  $1.160 \times 10^6$  times respectively, and the analysis method can provide reference for the fatigue life analysis of the weld structure of the same type of machinery.

**Keywords:** hydraulic excavator arm; load inversion; fine modeling; fatigue life analysis

根据统计,在焊接结构发生破坏中,焊缝疲劳破坏是发生失效最普遍的一种形式,在作业过程中,一旦焊接装置焊缝因疲劳破坏而发生断裂失效,不仅会对整个装置造成十分严重的影响,而且还会造成严重的安全事故<sup>[1]</sup>。已有大量研究表明,超过80%的部件失效是由疲劳引起的<sup>[2]</sup>。挖掘机作为重型工程机械,其动臂为箱型结构,由上下盖板与两侧腹板焊接成,工作环境不仅十分恶劣而且在工作过程中常受到大而复杂交变载荷的作用,导致焊接接头处容易发生疲劳损伤,而引起挖掘机动臂发生疲劳破坏<sup>[3]</sup>。因此,评估挖掘机动臂时只考虑其强度与刚度是不够的,如何获得挖掘机动臂在真实作业过程中的实际外载荷并能够准确分析焊缝处的疲劳寿命,评定焊缝的疲劳性能是否满足设计要求也是非常重要的<sup>[4]</sup>。

国内外目前对挖掘机工作装置外载荷求解技术的研究工作主要集中在外载荷测试技术、更多采用经验公式、建立数学模型、动力学仿真软件来进行挖掘机外载荷的求解。Yin等<sup>[5]</sup>通过实测2个无应力集中的转臂横截面应变计算得到截面拉力与弯矩,并建立转臂、斗杆和铲斗的力学平衡方程,进行转臂铰点载荷、吊缆拉力及斗尖力的求解;邱清盈等<sup>[6]</sup>通过显示动力学软件LS-DYNA仿真得到挖掘阻力,再联合ADAMS软件进行动力学仿真得到铰点载荷;Frimpong等<sup>[7]</sup>通过虚拟样机技术开发了智能型电铲式挖掘机,并对挖掘机作业过程中的动臂受载情况进行了深入研究。

针对焊缝疲劳,目前国内外普遍采用的疲劳设计与评估方法有:名义应力法<sup>[8]</sup>、热点应力法<sup>[9]</sup>以及结构应力法<sup>[10]</sup>。由于结构应力法只与结构外载荷相关,很好地解决了传统疲劳分析方法中焊接接头应力计算时的网格敏感性问题,被广泛使用。童远斌<sup>[11]</sup>由实测动臂截面应力推导出动臂铰点载荷,基于名义应力法和线性Miner理论,结

合nCode疲劳软件得到挖掘机动臂的疲劳寿命;Zhu等<sup>[12]</sup>以某大型液压挖掘臂架为研究对象,针对平台疲劳试验中的损伤部位,即臂架根部腹板对接焊缝,利用热点应力和载荷谱对该部位的疲劳寿命进行了评估;Zhao等<sup>[13]</sup>对复杂的高层钢结构进行有限元建模并模拟了相应的风载荷,利用结构应力法对其疲劳寿命进行分析。

综上,目前国内挖掘机动臂疲劳寿命评估存在以下问题:a.动臂所受的实际外载荷不够准确,难以准确反映动臂真实作业环境下的受力状态;b.未对动臂焊缝部位进行精细化建模,使得疲劳分析的计算结果失准。因此,本文基于载荷反演技术,获取动臂实际作业下的铰点载荷并对动臂焊缝部位进行精细化建模,利用结构应力法对挖掘机动臂精细化焊缝进行疲劳寿命分析。

## 1 时域载荷反演理论

若结构存在多个载荷作用,那么该结构上任意位置的应变分量可以用多个外载荷在该位置对应方向引起的应变分量叠加来表示,如式(1)所示

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \mathbf{A} \times \mathbf{F} \quad (1)$$

式中: $\boldsymbol{\varepsilon}$ 为全局应变某一方向分量的 $p \times 1$ 矩阵; $p$ 为结构全局单元数; $\mathbf{F}$ 为 $m \times 1$ 的载荷矩阵; $m$ 表示外载荷数; $\mathbf{A}$ 为 $p \times m$ 的载荷系数矩阵。式(1)写成矩阵形式为

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \vdots \\ \varepsilon_p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{1,1} & A_{1,2} & \cdots & A_{1,m} \\ A_{2,1} & A_{2,2} & \cdots & A_{2,m} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ A_{p,1} & A_{p,2} & \cdots & A_{p,m} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \vdots \\ F_m \end{bmatrix} \quad (2)$$

应变矩阵 $\boldsymbol{\varepsilon}$ 以及载荷系数矩阵 $\mathbf{A}$ 随所选单元及其应变分量的方向变化,由式(2)可得,单元 $p$ 的应变大小可以表示为

$$\varepsilon_p = A_{p,1}F_1 + A_{p,2}F_m + \cdots + A_{p,m}F_m \quad (3)$$

若该结构仅施加载荷  $F_1$  时, 式(2)可转换为

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{1,1} \\ \varepsilon_{2,1} \\ \vdots \\ \varepsilon_{p,1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{1,1} & A_{1,2} & \cdots & A_{1,m} \\ A_{2,1} & A_{2,2} & \cdots & A_{2,m} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ A_{p,1} & A_{p,2} & \cdots & A_{p,m} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_1 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

若该结构实际有  $m$  个载荷作用时, 式(4)可表示为

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{1,1} & \varepsilon_{1,2} & \cdots & \varepsilon_{1,m} \\ \varepsilon_{2,1} & \varepsilon_{2,2} & \cdots & \varepsilon_{2,m} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \varepsilon_{p,1} & \varepsilon_{p,2} & \cdots & \varepsilon_{p,m} \end{bmatrix} = A \begin{bmatrix} F_1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & F_2 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & F_m \end{bmatrix} \quad (5)$$

由式(5)可知, 在应变矩阵中, 行向量为单元在各载荷独立作用下, 沿同一方向的应变分量:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{p,1} &= A_{p,1}F_1 \\ \varepsilon_{p,2} &= A_{p,2}F_2 \\ &\cdots \\ \varepsilon_{p,m} &= A_{p,m}F_m \end{aligned} \quad (6)$$

根据应变叠加原理, 可得:

$$\varepsilon_p = \varepsilon_{p,1} + \varepsilon_{p,2} + \cdots + \varepsilon_{p,m} \quad (7)$$

式(7)为结构在单位载荷单独作用下各测点的应变响应, 根据式(5)进一步可以得到结构全局应变矩阵。

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{1,1} & \varepsilon_{1,2} & \cdots & \varepsilon_{1,m} \\ \varepsilon_{2,1} & \varepsilon_{2,2} & \cdots & \varepsilon_{2,m} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \varepsilon_{p,1} & \varepsilon_{p,2} & \cdots & \varepsilon_{p,m} \end{bmatrix} = A = \begin{bmatrix} A_{1,1} & A_{1,2} & \cdots & A_{1,m} \\ A_{2,1} & A_{2,2} & \cdots & A_{2,m} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ A_{p,1} & A_{p,2} & \cdots & A_{p,m} \end{bmatrix} \quad (8)$$

由式(8)可确定载荷系数矩阵  $A$ , 并从式(2)可知, 当载荷系数矩阵  $A$  确定时, 只需将结构实测应变数据作为输入, 即可反演得到结构实际外载荷。

## 2 精细化焊缝有限元模型建模方法

挖掘机动臂以 T 型角接焊缝连接为主, 由于矩形单元的位移模式是双线性模式, 单元内的应力和应变是线性变化的, 所以精度比三角形单元高<sup>[14]</sup>。因此, 采用四边形壳单元对挖掘机焊缝部位进行精细化建模, 如图 1 所示。焊缝单元与焊

趾单元的连接节点在同一条直线上, 用于表达焊缝。  $L_w$  长度由实际焊趾尺寸决定, 当实际焊趾尺寸不确定时, 可根据母材板厚  $t_1$  和  $t_2$  采用推荐值计算公式得到, 推荐值计算公式如式(9)<sup>[15]</sup>所示。焊缝单元的厚度应能表达焊喉的实际厚度, 一般焊喉厚度难以直接获取, 可采用推荐值代替, 焊缝单元厚度  $T$  的推荐值计算公式有两种, 如式(10)<sup>[15]</sup>所示。焊缝单元的法向为垂直焊缝单元向外, 并确保设置的法向与母材单元的法向成锐角。

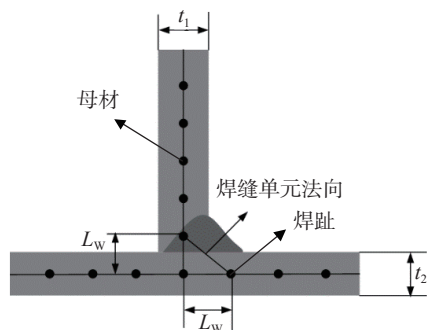


图 1 T 型角接焊缝模型

Fig.1 T-type fillet weld model

$$L_w = t_1 + t_2 \quad (9)$$

$$T = L_w / \sqrt{2} \text{ 或 } T = 0.35(t_1 + t_2) \quad (10)$$

## 3 基于实测载荷的挖掘机动臂精细化焊缝疲劳寿命分析流程

挖掘机动臂精细化焊缝疲劳寿命分析流程为: 首先, 建立挖掘机动臂精细化焊缝有限元模型, 进行单位载荷工况下动臂静力学分析, 得到动臂结构高应变区域, 以此来确定动臂载荷反演最佳测点, 以及确定载荷系数矩阵  $A$ ; 然后, 进行动臂铰点载荷反演, 得到动臂铰点载荷时间历程; 利用准静态法将单位载荷工况作用下的应力结果与反演得到的动臂铰点载荷时间历程进行合成, 得到动臂结构全场应力时间历程; 最后, 结合动臂焊缝材料 S-N 曲线与线性 Miner 理论, 在 nCode 中进行挖掘机动臂焊缝疲劳寿命评估, 具体如图 2 所示。

## 4 挖掘机动臂精细化焊缝疲劳寿命分析

### 4.1 挖掘机动臂精细化焊缝有限元模型

挖掘机动臂主要由前支撑、耳板、中支撑、

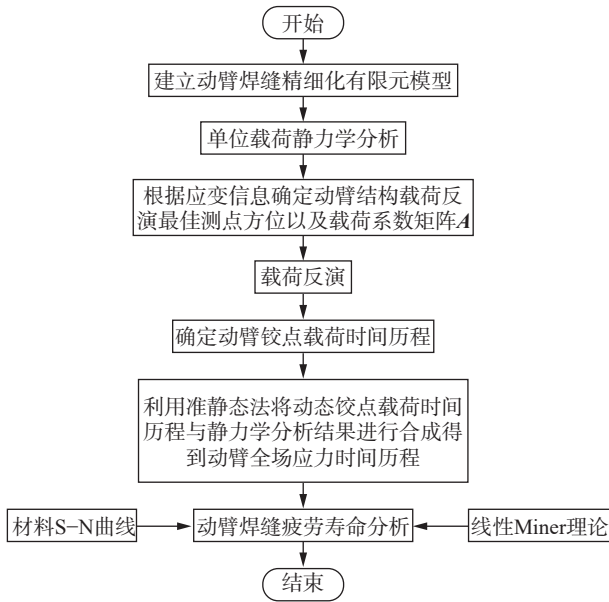


图2 挖掘机动臂焊缝疲劳寿命分析流程图

Fig.2 Flow chart of the fatigue life in the excavator movable arm weld

后支撑、上下盖板以及两侧腹板构成。上下盖板与两侧腹板之间均采用角焊缝进行连接,如图3所示,其中局部放大图为焊缝单元,白色箭头是焊缝单元的法向方向。基于HyperMesh软件,建立有限元模型:采用壳单元模拟几何形状规则的上下盖板及腹板,壳单元数量为16102;采用实体单元模拟几何形状不规则的支撑结构,实体单元数量为85892。

### 4.2 挖掘机动臂静力学分析

挖掘机动臂焊缝部位材料为Q345,其弹性模量为 $2.1 \times 10^5$  MPa,密度为 $7.85 \text{ g/cm}^3$ ,泊松比为0.3。

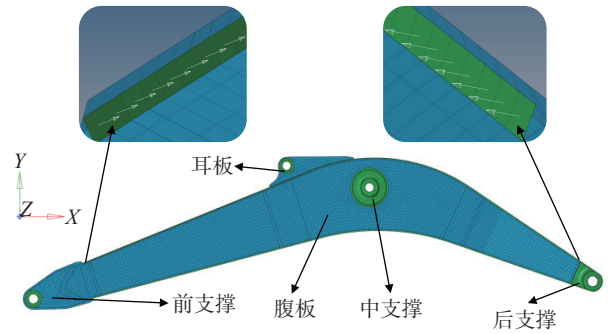


图3 动臂有限元模型

Fig.3 Finite element model of the movable arm

针对挖掘机动臂载荷点不在模型上的问题,采用Coupling耦合约束或MPC多点约束的方法实现载荷点与有限元模型的连接,可直接在铰点处施加单位外载荷<sup>[16]</sup>。对于动臂结构,其与斗杆、油缸和转台通过销轴相连,故分别在前支撑、耳板、中支撑以及后支撑的销轴孔位置设置单位载荷。由于挖掘机动臂在实际作业过程中可以沿销轴自由转动,因此释放绕销轴转动的Z方向自由度,每个销轴孔受到5个载荷作用,故可在动臂铰点处施加X, Y, Z方向的10 kN载荷和X, Y方向的10 kN·mm弯矩,以单位载荷叠加的形式模拟实际载荷,共建立20个独立工况,每个独立工况仅包含1个载荷,同时在工况中引入惯性释放以防止结构发生刚性位移。

由于工况数较多,以动臂各铰点位置施加X方向单位载荷下的分析结果为例,如图4所示为动臂等效应变云图。高应变区域分布于腹板上下边缘以及中支撑附近,即这些位置易发生破坏。

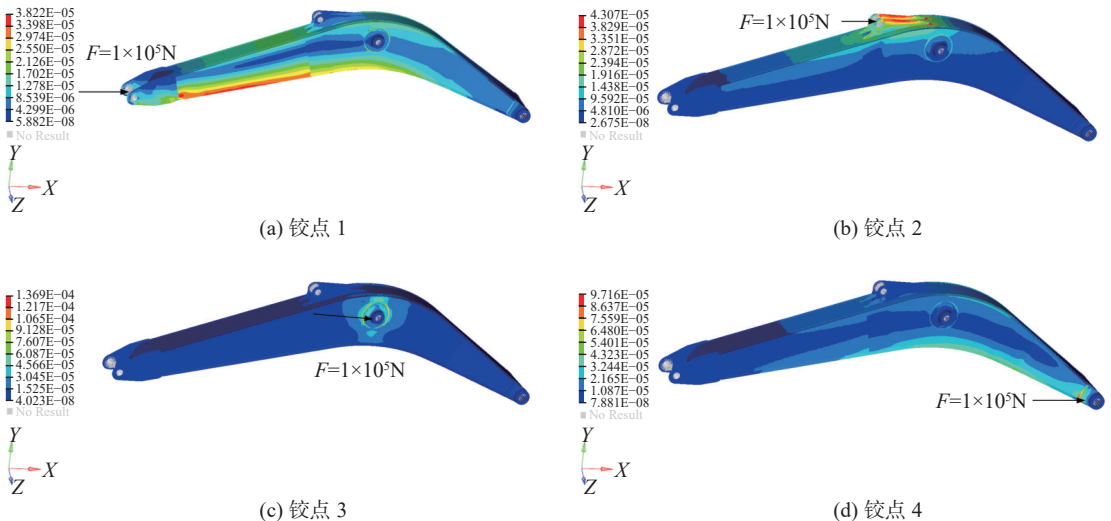


图4 动臂等效应变云图

Fig.4 Equivalent strain nephogram of the movable arm

根据这些高应变区域可以确定动臂结构载荷反演最佳测点的单元区域。

### 4.3 挖掘机动臂应变片测点布置

针对动臂左右两侧腹板在实际作业过程中受力不一致,难以实现构件全局应变测试的问题,可利用部分测点计算得到外载荷 $F$ 的近似解,如式(11)所示。

$$F = [A^T A]^{-1} A^T \varepsilon \quad (11)$$

若构件所受外载荷矩阵为单位矩阵,则由式(8)可得:

$$A^T A = \varepsilon^T \varepsilon \quad (12)$$

由式(12)可知,矩阵 $A^T A$ 的行列式大小由所选测点单位载荷下的应变决定。

首先根据静力学分析得到20个单位载荷单独作用下的动臂全场应变分量,通过选取远离边界和应力梯度较大的单元作为候选单元,根据式(8)将候选单元的应变分量用于构造载荷系数矩阵 $A$ 。基于D-最优设计理论<sup>[17-18]</sup>持续更新载荷系数矩阵 $A$ ,使得矩阵 $A^T A$ 的行列式值达到最大,并根据此时的载荷系数矩阵 $A$ 确定对应的动臂结构应变位置与应变方向,最后对候选单元进行筛选并得到动臂最佳测点单元位置、测点方向。最佳测点

$G1 \sim G32$ 布置如图5(a)和图5(b)所示。

### 4.4 挖掘机动臂铰点载荷反演

根据图5所示的动臂腹板测点单元位置及方向,对挖掘机动臂进行粘贴应变片,分别在石方和土方环境试验场地进行挖掘机动态测试。土质硬度不同造成不同工况的完整1周期作业时间存在一定差异:石方1周期作业时间约为17s,土方1周期作业时间约为12s。利用LMS SCADAS Mobile移动式数采系统同步采集相应测点3周期应变信号。由于测点数较多,仅以测点 $G1$ 为例,分别建立测点 $G1$ 在石方和土方环境下的应变曲线,如图6(a)和图6(b)所示。

将实测石方、土方环境下各测点应变信号以及载荷系数矩阵 $A$ 作为输入参数,利用True-Load/Post-Test模块进行铰点载荷反演,得到动臂结构时域实际外载荷,并运用线性叠加法进行全场映射,获取结构每个节点位置的时域实际应力、弯矩等载荷数据。由于铰点数较多,此处以动臂铰点1为例,分别建立石方和土方环境下动臂铰点1的反演力载荷曲线图如图7(a),8(a)所示,反演力矩载荷如图7(b),8(b)所示。

土方环境下的挖掘阶段时间较短,速度更快,主要原因在于土质较为松软,速度过快也导

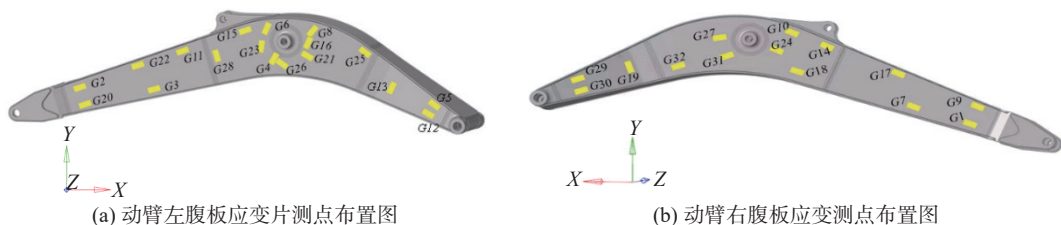


图5 动臂腹板应变片测点布置图

Fig.5 Arrangement of measuring points of strain gauge on the web of the movable arm

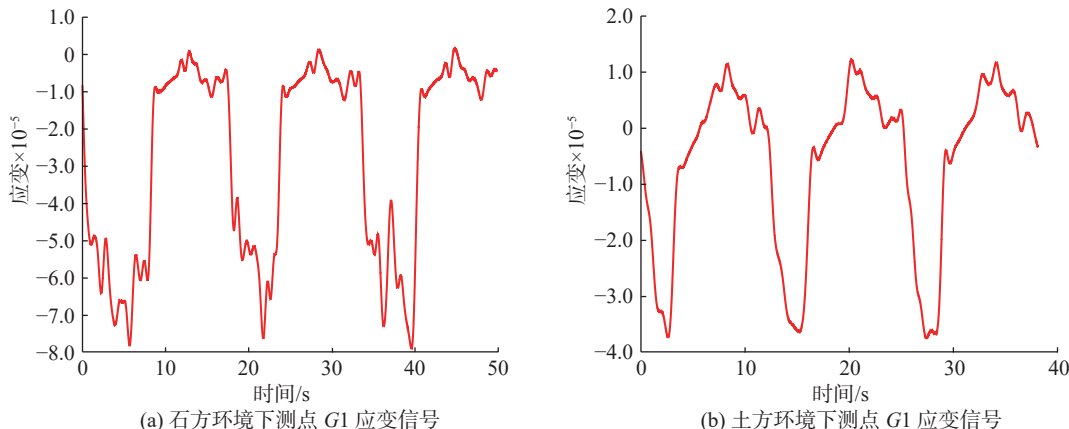


图6 石方、土方环境下测点G1应变信号

Fig.6 Strain signal of the measuring point G1 in stone and earthwork work condition

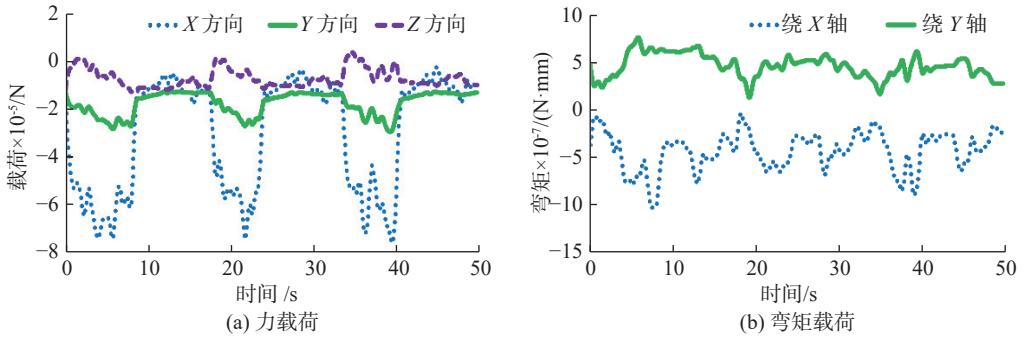


图7 石方作业下动臂铰点1的载荷时间历程

Fig.7 Load time history of hinge point 1 of the lower movable arm in stone work condition

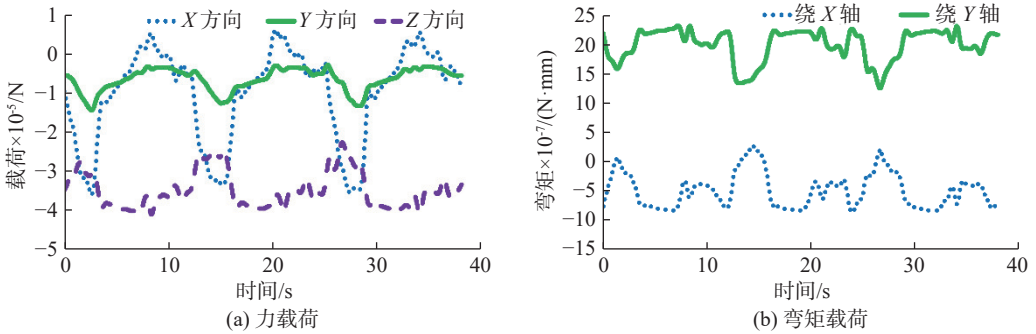


图8 土方作业下动臂铰点1的载荷时间历程

Fig.8 Load time history of hinge point 1 of the lower movable arm in earthwork work condition

致挖掘、提升等过程产生较大的横向惯性力, 导致动臂Z向载荷、绕Y轴力矩较大, 其余载荷趋势与石方相同。

#### 4.5 载荷工况合成

准静态法根据单位载荷工况作用下的结构全场力学响应与外载荷时间历程相乘再叠加, 即可得到结构在外载荷作用下的全场动态力学响应<sup>[19]</sup>。

假设有限元模型中有  $n$  个载荷施加点, 每个载荷施加点存在 3 个平动方向与 3 个转动方向的载荷, 因此准静态分析中, 共  $6n$  个工况。准静态计算结构动应力的公式如下:

$$\sigma_i(t) = F_i(t)\sigma_{si} \quad (13)$$

$$\sigma(t) = \sum_{i=1}^{6n} \sigma_i(t) \quad (14)$$

式中:  $\sigma_{si}$  为结构在第  $i$  个单位载荷工况下的全场应力响应,  $F_i(t)$  为第  $i$  个载荷施加位置的动载荷历程,  $\sigma(t)$  为结构动应力时间历程。

由式(14)可知, 对于线性系统, 已知单位载荷下结构全场应力响应和通过载荷反演得到的时域外载荷, 可以进行结构全场应力等力学响应映射。

#### 4.6 材料 S-N 曲线

对于焊接结构, 焊趾单元的应力是由弯曲应

力和薄膜应力共同组成<sup>[20]</sup>。因此, 进行挖掘机动臂焊缝疲劳寿命评估需要两条 S-N 曲线, 即弯曲应力状态下柔性 S-N 曲线及薄膜应力状态下的刚性 S-N 曲线, 如图 9 所示。双 S-N 曲线不仅考虑了应力集中, 而且还考虑了板厚等因素, 可以有效地解决焊接结构的疲劳寿命评估的应力随机性以及 S-N 曲线选择受限的问题。

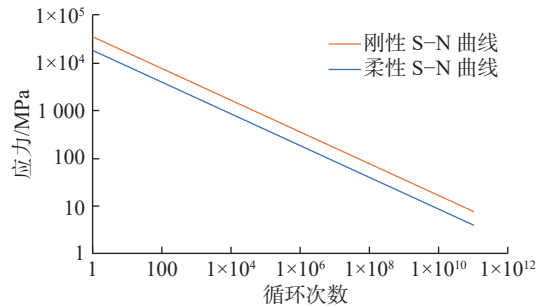


图9 S-N 曲线图

Fig.9 Graph of the S-N curves

#### 4.7 挖掘机动臂焊缝疲劳寿命分析结果

采用 nCode 焊缝疲劳分析模块将石方、土方作业下的动臂铰点随机载荷谱作为输入参数, 结合材料 S-N 曲线并运用线性 Miner 损伤理论, 预测出不同作业下的动臂焊缝疲劳寿命以及疲劳高危点位置, 如图 10 和图 11 所示。

由图10和图11可以看出,在石方和土方作业下,动臂焊缝疲劳高危点位置均位于下盖板右侧与腹板角接处。动臂焊缝在石方和土方环境下,疲劳寿命循环次数分别为 $5.643 \times 10^5$ 次和 $6.785 \times 10^5$

次,即焊缝工作寿命分别为8151 h和9423 h。目前,国内工程挖掘机工作装置的疲劳寿命约为 $8000 \sim 10000 \text{ h}^{[21]}$ ,本文所分析挖掘机动臂的疲劳寿命可满足工程需求。

Model: Job-dongbi1.odt  
1-Results

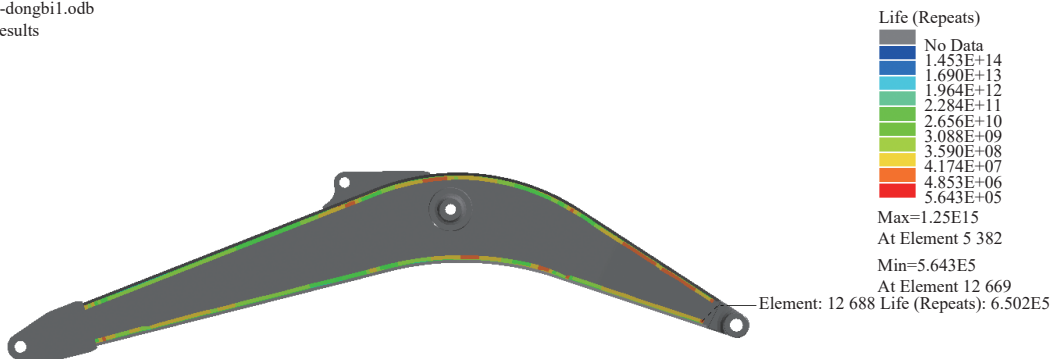


图10 动臂焊缝石方环境下的疲劳寿命云图

Fig.10 Fatigue life cloud map of movable arm weld in stone work condition

Model: Job-dongbi1.odt  
1-Results

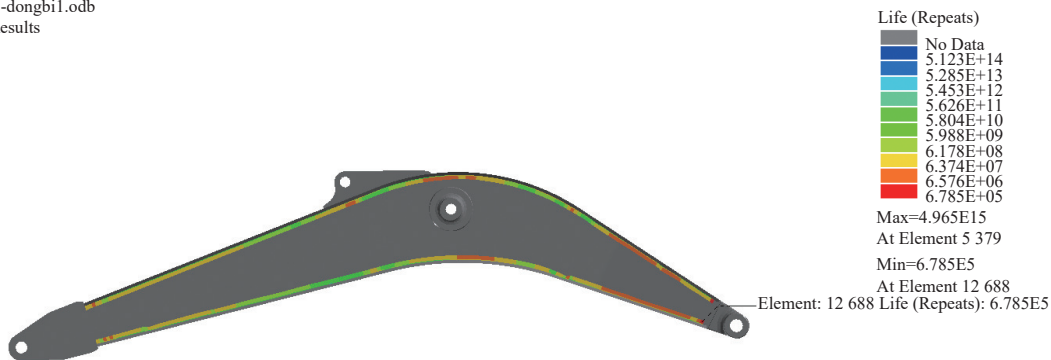


图11 动臂焊缝土方环境下的疲劳寿命云图

Fig.11 Fatigue life nephogram of movable arm weld in earthwork work condition

## 5 结论

针对挖掘机工作装置所受的外载荷获取不够准确,难以反映真实作业环境下的受力状态的难题,采用载荷反演技术,获取石方和土方环境作业下挖掘机动臂的铰点载荷;针对挖掘机动臂焊缝建模的问题,采用四边形壳单元建立动臂精细化焊缝有限元模型;结合焊缝材料S-N曲线和线性Miner损伤理论进行焊缝疲劳寿命分析,准确预测挖掘机动臂焊缝疲劳寿命。分析结果表明,动臂焊缝部位在两种典型作业下工作寿命能够满足工程实际要求,分析方法可为同类型机械焊缝结构的疲劳寿命预测提供参考。

### 参考文献:

[1] 崔跃玉. 挖掘机动臂载荷谱试验研究及其疲劳寿命估算[D]. 西安: 长安大学, 2016.

[2] 向清怡, 吕彭民, 王斌华, 等. 液压挖掘机工作装置实际铰链关节载荷特性研究[J]. 机械强度, 2018, 40(5): 1063-1070.

[3] 王西峰, 熊大田, 陈京. 大型挖掘机的可靠性研究[J]. 中国机械工程, 1998, 9(2): 14-16.

[4] 白晶. WK-75型矿用挖掘机铲斗杆组件疲劳寿命分析[D]. 太原: 太原理工大学, 2016.

[5] YIN Y, GRONDIN G Y, OBAIA K H, et al. Fatigue life prediction of heavy mining equipment. Part 1: fatigue load assessment and crack growth rate tests[J]. *Journal of Constructional Steel Research*, 2007, 63(11): 1494-1505.

[6] 邱清盈, 魏振凯, 高宇, 等. 挖掘机工作装置疲劳分析方法[J]. 吉林大学学报(工学版), 2016, 46(1): 159-165.

[7] FRIMPONG S, HU Y F, INYANG H. Dynamic modeling of hydraulic shovel excavators for geomaterials[J]. *International Journal of Geomechanics*, 2008, 8(1): 20-29.

[8] 张华, 罗金恒, 赵新伟, 等. 西气东输二线X80钢管焊缝疲劳寿命分析[J]. 天然气工业, 2010, 30(5): 95-98.

- [18] 孙晓龙, 王正勇, 符耀庆, 等. 基于改进拉普拉斯能量和的快速图像融合 [J]. *计算机工程与应用*, 2015, 51(5): 193–197.
- [19] TONG Y. Visual sensor image enhancement based on non-sub-sampled shearlet transform and phase stretch transform[J]. *EURASIP Journal on Wireless Communications and Networking*, 2019, 2019(1): 24.
- [20] ZHANG Y, LIU Y, SUN P, et al. IFCNN: a general image fusion framework based on convolutional neural network[J]. *Information Fusion*, 2020, 54: 99–118.
- [21] LI B, PENG H, LUO X H, et al. Medical image fusion method based on coupled neural P systems in nonsubsampling shearlet transform domain[J]. *International Journal of Neural Systems*, 2021, 31(1): 2050050.
- [22] LI X S, ZHOU F Q, TAN H S, et al. Multimodal medical image fusion based on joint bilateral filter and local gradient energy[J]. *Information Sciences*, 2021, 569: 302–325.
- [23] JIN X, NIE R C, ZHOU D M, et al. Multifocus color image fusion based on NSST and PCNN[J]. *Journal of Sensors*, 2016, 2016: 8359602.
- [24] KONG W W, WANG B H, LEI Y. Technique for infrared and visible image fusion based on non-subsampling shearlet transform and spiking cortical model[J]. *Infrared Physics & Technology*, 2015, 71: 87–98.
- [25] XYDEAS C S, PETROVIĆ V. Objective image fusion performance measure[J]. *Electronics Letters*, 2000, 36(4): 308–309.
- [26] SHABANZADE F, GHASSEMIAN H. Combination of wavelet and contourlet transforms for PET and MRI image fusion[C]//Proceedings of 2017 Artificial Intelligence and Signal Processing Conference. Shiraz: IEEE, 2017.
- [27] 邓志华, 李华锋. 低秩稀疏分解与显著性度量的医学图像融合 [J]. *光学技术*, 2018, 44(4): 461–468.
- [28] ZHANG Y, JIN M M, HUANG G. Medical image fusion based on improved multi-scale morphology gradient-weighted local energy and visual saliency map[J]. *Biomedical Signal Processing and Control*, 2022, 74: 103535.

(编辑: 黄 娟)

(上接第 508 页)

- [9] 李永亮. 基于热点应力法的桥式起重机主梁焊缝疲劳寿命分析 [J]. *计算机辅助工程*, 2014, 23(3): 44–49.
- [10] 付玲, 李耀, 罗东, 等. 等效结构应力法在塔机关键焊缝疲劳强度研究中的应用 [J]. *中国工程机械学报*, 2014, 12(5): 439–443.
- [11] 童远斌. 挖掘机动臂疲劳试验加载谱的编制及其疲劳寿命预测 [D]. 西安: 长安大学, 2017.
- [12] ZHU Q Y, LU P M, XIANG Q Y. Fatigue life evaluation of web butt welding structure on boom of excavator by hot spot stress approach[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2020, 113: 104547.
- [13] FANG Z, LI A Q, LI W R, et al. Wind-induced fatigue analysis of high-rise steel structures using equivalent structural stress method[J]. *Applied Sciences*, 2017, 7(1): 71.
- [14] 李海峰, 吴冀川, 刘建波, 等. 有限元网格剖分与网格质量判定指标 [J]. *中国机械工程*, 2012, 23(3): 368–377.
- [15] 付稣昇. ANSYS nCode DesignLife 疲劳分析基础与实例教程 [M]. 北京: 人民邮电出版社, 2020.
- [16] 刘纯琨, 丁晓红, 倪维宇, 等. 仿真与实测多信息融合的机械结构外载荷反演技术 [J]. *中国机械工程*, 2022, 33(6): 639–646,655.
- [17] MITCHELL T J. An algorithm for the construction of "D-optimal" experimental designs[J]. *Technometrics*, 2000, 42(1): 48–54.
- [18] GALIL Z, KIEFER J. Time and space-saving computer methods, related to Mitchell's DETMAX, for finding D-optimum designs[J]. *Technometrics*, 1980, 22(3): 301–313.
- [19] 阳清泉. SF33900 型矿用自卸车车架结构的疲劳寿命分析与优化 [D]. 长沙: 湖南大学, 2012.
- [20] 杨发富. 准静态法及瞬态法在扭力梁耐久开发中的研究 [J]. *中国汽车*, 2021, (4): 4–11.
- [21] 丁新. 液压挖掘机工作装置动力学仿真与疲劳寿命评估研究 [D]. 西安: 长安大学, 2020.

(编辑: 黄 娟)