

基于多体动力学与离散元联合仿真的装载机前车架焊缝疲劳分析与优化

刘利壮¹ 杜建^{1,2} 刘志雷^{2,3} 毕江²

(1. 三一重机数字仿真研究院, 昆山 215300)

[2. 先进锻压成形技术与科学教育部重点实验室(燕山大学), 秦皇岛 066004]

(3. 河北工业职业技术大学, 石家庄 050091)

摘要:【目的】为解决装载机前车架疲劳开裂问题,应用多体动力学-离散元联合仿真技术,基于等效结构应力法对前车架进行焊缝疲劳分析与结构优化。【方法】首先,在用户现场进行装载机V形铲装典型工况载荷谱采集试验,通过装载机多体动力学与离散元模型联合仿真技术,获得前车架各铰点动态虚拟载荷谱;然后,在前车架各铰点施加六通道单位载荷求解其应力场结果,与动态虚拟载荷谱进行叠加,进行等效结构应力法下的前车架焊缝疲劳仿真分析。仿真预测前车架有3处危险部位,与实际疲劳开裂部位一致,最后,对故障部位进行结构优化。【结果】结果表明,优化后车架疲劳寿命提升15.6倍,使用寿命在15 000 h以上,满足产品设计要求。

关键词: 多体动力学; 离散元; 联合仿真; 等效结构应力法; 动态虚拟载荷谱; 疲劳寿命

中图分类号: U467.3 **DOI:** 10.16579/j.issn.1001.9669.2026.03.013

0 引言

装载机常用于建筑、矿山、公路、地基等基础设施的施工与维护,主要用于铲装和运输物料。前车架作为装载机的重要组成部分,其焊接部位在恶劣的作业环境中,受复杂动载荷影响,在服役期间经常发生疲劳失效。

名义应力法和热点应力法作为工程中应用较广泛的疲劳分析方法,常用于焊接结构件的疲劳寿命评估。姜涛等^[1]基于实测油缸压力、位移数据,结合运动学 Denavit-Hartenberg(D-H)分析模型,得到动臂各铰点对应的时域载荷谱,采用名义应力法对挖掘机动臂进行了疲劳寿命分析;万一品等^[2]应用名义应力法进行了装载机动臂疲劳寿命评估,利用雨流计数法获取动臂载荷谱和应力谱,根据材料的S-N曲线以及Miner线性损伤累积准则计算动臂的疲劳寿命,但名义应力法的“对号入座”^[3],使得焊缝建模需满足特定标准,且每个焊缝需对应不同特定的焊接接头S-N曲线,极易引入较大的建模误差。相较于名义应力法,热点应力法可以考虑焊缝部位的应力集中现象^[4]。庞利叶等^[5]以某大型挖掘机斗杆为例,应用热点应力法对斗杆油缸缸座焊缝部位进行疲劳寿命评估,对热点应力法的有

效性进行了验证,但热点应力法受焊趾部位的有限元网格尺寸影响较大,因而对网格要求较高。

基于上述问题,本文采用等效结构应力法对某吨位装载机前车架开展焊缝疲劳特性研究,该方法基于主S-N曲线,将多种焊接接头类型、不同载荷加载形式进行统一,使得计算更加便捷。在进行有限元分析时,本方法对网格单元不敏感,可提高建模效率和分析一致性。

本文通过多体动力学与离散元联合仿真,模拟装载机实际铲装物料过程,进而提取前车架各铰点的载荷-时间历程曲线,通过与有限元计算结果文件叠加,基于等效结构应力法计算前车架焊缝疲劳寿命。具体执行步骤为:首先,采集装载机在典型V形铲装工况载荷谱数据,对载荷谱数据进行预处理与有效性验证,为疲劳仿真分析提供输入条件;其次,创建装载机整机多体动力学模型与石方离散元模型,通过振动跑道试验与物料标定试验,验证模型的准确性;然后,将实测油缸位移载荷谱驱动装载机整机多体动力学与石方离散元进行耦合仿真,分解得到前车架各铰点动态虚拟的载荷-时间历程数据;最后,计算多通道单位载荷下前车架静力学结果,并与前车架各铰点动态虚拟载

收稿日期: 2024-07-14 修回日期: 2024-09-14

基金项目: 河北省中央引导地方科技发展资金基金面上项目(236Z1805G)

作者简介: 刘利壮,男,1989年生,山东济宁人,主管工程师;主要研究方向为结构强度与耐久性分析;E-mail:lz_liu0911@163.com。

杜建(通信作者),男,1989年生,江苏宿迁人,主管工程师;主要研究方向为车辆动力学数值仿真与整车耐久性性能分析;E-mail:dujiancaeri@163.com。

引用格式: 刘利壮,杜建,刘志雷,等. 基于多体动力学与离散元联合仿真的装载机前车架焊缝疲劳分析与优化[J]. 机械强度,2026,48(3):114-121.

LIU Lizhuang, DU Jian, LIU Zhilei, et al. Fatigue analysis and optimization of welds in the front frame of loaders based on multi-body dynamics and discrete element joint simulations[J]. Journal of Mechanical Strength, 2026, 48(3):114-121.



免费获取

荷谱进行映射叠加,基于等效结构应力法对装载机前车架关注部位进行疲劳仿真。将仿真与试验耐久性数据进行对比,证实了该方法有效可行,并对结构薄弱部位进行优化,以期前车架结构设计改进、疲劳仿真模型搭建及焊缝疲劳仿真提供有效依据。

1 实测载荷谱的采集与数据分析

1.1 装载机实测载荷谱的采集

依据装载机用户工况使用条件,开展试验车载荷谱采集工作,试验车辆如图 1 所示。将拉线式位移传感器布置在动臂油缸和转斗油缸上,各油缸压力传感器连接在测压接头处,同时在车架上布置加速度传感器,进行实车响应信号的测量。



图 1 装载机试验车辆

Fig. 1 Test vehicle of the loader

根据装载机载荷谱采集试验方案,采集工况为装载机典型 V 形铲装作业工况,该工况可分解为 5 个阶段:空载前进、铲掘、满载后退、满载前进、卸料、空载后退^[6]。在试验开始前,为确保测试数据的有效性,本次试验采样频率设置为 1 024 Hz,共进行 10 次循环测试。

1.2 信号预处理与有效性验证

在采集完载荷谱数据后,由于测试信号受环境因素、测量设备的系统误差等原因影响,试验得到的原始载荷谱信号中会存在数据漂移或奇异值,需对信号数据进行预处理,方可在后续的疲劳寿命仿真分析中使用,包括对数据进行去漂移、去峰值和滤波等。

在使用这些信号进行分析之前,需要进行信号相关性检验^[7]。通过比较油缸位移信号和油缸压力信号相,可以检验油缸位移和油缸压力的相关性,如图 2 所示,2 条曲线的趋势基本保持一致,证明了实测信号的有效性。

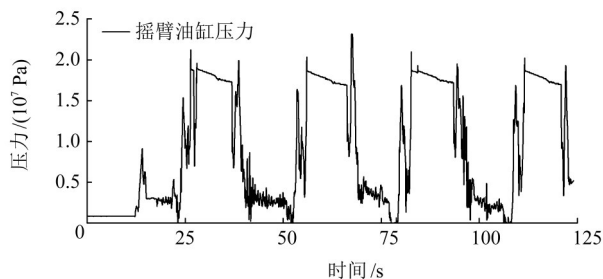
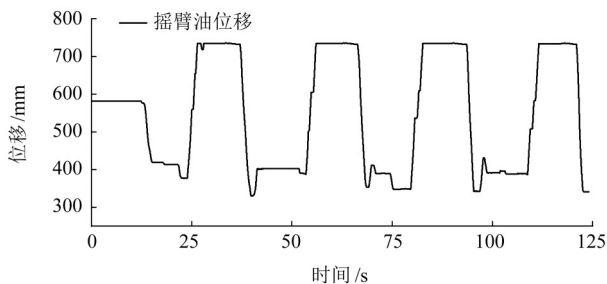


图 2 信号相关性校验

Fig. 2 Verification of the signal correlation

2 多体动力学与离散元联合仿真

2.1 多体动力学模型建立与验证

通过一定的连接方式互相关联起来的多个物体构成的系统称为多体系统,多体动力学定义体与体之间的相对运动,是研究多体系统运动规律及系统动力学行为的分析方法。

为获取装载机前车架动态载荷-时间历程数据,通过实测载荷谱数据驱动装载机整机多体动力学模型,与石方离散元数据进行耦合仿真与载荷分解。整车多体动力学模型的精度直接影响前车架载荷-时间历程数据的准确性,装载机整车质量分布、桥荷比,以及轮胎力学特性参数,在整车建模中起到至关重要的作用^[8]。上述参数很难通过经验估算,只能通过专业测试来获取。

装载机主系统连接关系如图 3 所示,主要部件包括铲斗、连杆、摇臂、动臂、前后车架、油缸、轮胎及车架上附件(驾驶室、动力总成、机罩、散热器、燃油箱、液压油箱、配重块)等,车架上附件均简化为质量点,包含自身的质量属性。

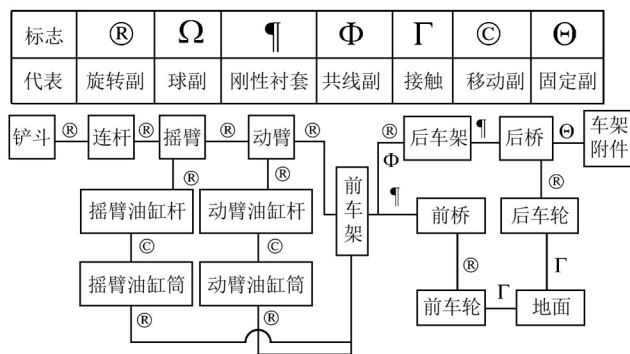


图 3 装载机零部件拓扑关系图

Fig. 3 Topological relationship of loader parts

装载机各主结构部件均为钢材,材料牌号为 Q345B (弹性模量为 210 000 MPa、密度为 $7.85 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$ 、泊松比为 0.3),轮胎采用 UA 解析模型,其自由半径为 1 100 mm,名义断面宽度为 805 mm,名义高宽比为 0.55,径向刚度为 5 122 000 N/m,径向阻尼为 200 000 N·ms/m,轮胎用户模式设为平滑过渡,通过点跟踪接触使轮胎与地面平稳耦合。搭建的多体

动力学模型如图 4 所示。

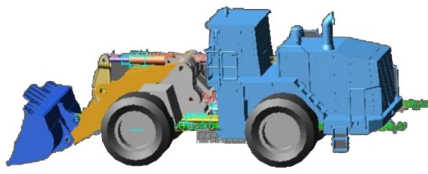


图 4 装载机整机多体动力学模型

Fig. 4 Multi-body dynamic model of the loader

为了验证装载机整机多体动力学模型的准确性,设计振动跑道试验,根据振动路面实际尺寸建立装载机三维虚拟路面模型(crg 格式),与整机多体模型进行联合仿真,进行模型精度的标定,如图 5 所示。结果表明,加速度载荷谱仿真数据与试验测试数据趋势一致、数值大小基本相同(图 6、图 7),加速度仿真数据与试验数据的相对损伤值介于 0.5~2^[9],如图 8 所示,模型标定结果表明,创建的整机动力学模型精度满足使用要求。

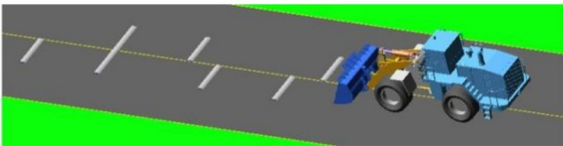


图 5 振动跑道仿真示意图

Fig. 5 Simulation diagram of the vibration runway

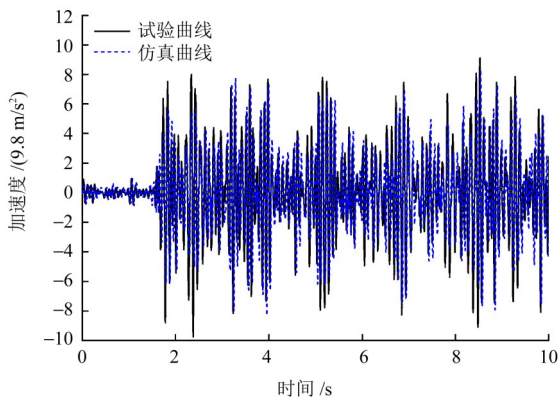


图 6 加速度仿真值与试验值时域对比

Fig. 6 Comparison of acceleration simulation values with experimental values in time domains

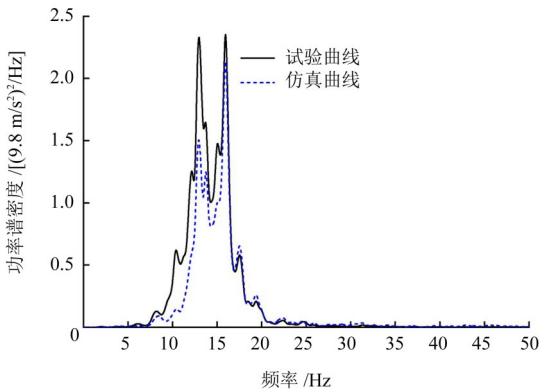


图 7 加速度仿真值与试验值频域对比

Fig. 7 Comparison of acceleration simulation values with test values in frequency domain

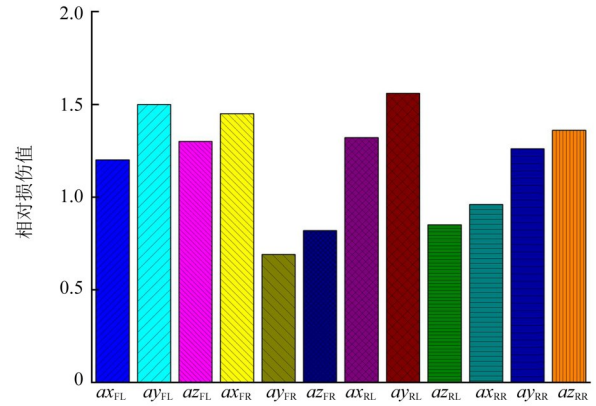


图 8 加速度仿真值与试验值相对损伤值对比

Fig. 8 Comparison of relative damage values between the acceleration simulation and the test

2.2 石方离散元/物料建模

石方离散元建模基于离散单元法,以散体物料为研究对象,将散体物料看作是具有一定形状和质量的颗粒的集合,然后根据颗粒之间的接触,追踪系统中每个颗粒的运动,从而实现对整个物料的受力、运动和位移等宏观行为的分析与评价。

本文使用 EDEM 离散元软件创建石方物料模型,采集用户现场石方物料,根据物料特征,搭建石方颗粒离散元模型(Hertz-Mindlin),该模型计算作用力精确且高效^[10],对石方物料颗粒(图 9)进行粒径分布测试,获取的参数如表 1 所示。

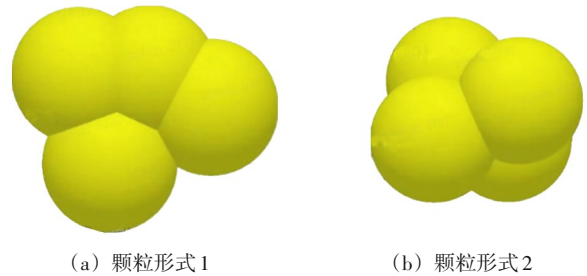


图 9 石方物料颗粒模型

Fig. 9 Particle model of rock materials

表 1 物料粒径分布

Tab. 1 Distribution of the material particle size

颗粒大小/mm	质量占比/%
5	6.5
10~20	12.01
20~30	11.42
30~40	16.54

为获取物料堆密度参数,对物料进行堆密度标定试验,物理试验中,在一定容积器内堆满土壤颗粒样本,称量样本质量,计算得到堆积密度试验值为 1 346. 6 kg/m³。虚拟仿真中,利用 EDEM 仿真工具后处理功能计算得到的堆积密度,通过调整颗粒物性参数中的密度,使测得堆积密度与试验所得堆积密度误差最小,根据堆

积密度标定结果,确定颗粒密度为 $2\ 050\ \text{kg/m}^3$ 。

本文对物料进行堆积角标定试验,来测试物料的摩擦因数与表面能。物理试验中,采用平地漏料法,在地面上堆积一定量的物料,并测量所形成的堆积角度,测得试验堆积角度为 22.4° 。虚拟仿真中,采用与试验相同的方法,在地面上自由落体堆积一定量的物料,通过调整表面能系数、摩擦因数等参数,使所测量得到的堆积角度与试验所得堆积角度误差最小。堆积角标定统计结果如表 2 所示,目标值为 24.2° 。根据堆积角标定结果,确定表面能系数为 5、静摩擦因数为 0.42、动摩擦因数为 0.08。

表 2 堆积角标定统计结果

Tab. 2 Stacking angle calibration statistical results

表面能系数	静摩擦因数	动摩擦因数	堆积角/ $(^\circ)$
0	0.3	0.01	15.68
5	0.42	0.1	27.77
0	0.42	0.01	16.85
0	0.36	0.05	17.53
0	0.36	0.1	19.29
5	0.3	0.1	20.69
5	0.36	0.1	22.11
5	0.42	0.08	24.54
0	0.42	0.1	23.58

2.3 多体动力学与离散元联合仿真与载荷分解

将实测装载机各油缸位移载荷谱数据驱动整机多体动力学与石方离散元进行联合仿真(图 10),为了验证联合仿真模型的精度,将联合仿真输出的摇臂油缸动态力与实测值进行对比,如图 11 所示,仿真曲线与试验曲线的均方根值对比结果表明模型的精度在 80% 以上。在装载机整机多体模型各铰点处建立载荷-时间历程虚拟请求,可直接从仿真结果文件中分解出前车架各铰点处的动态载荷-时间历程数据,前车架上铰接点载荷-时间历程如图 12 所示。

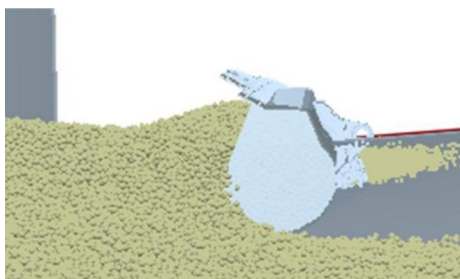


图 10 多体动力学-土石方离散元联合仿真

Fig. 10 Joint simulation of multibody dynamics and discrete element method for earthwork

3 前车架疲劳仿真与优化

3.1 单位载荷作用下的前车架静力学仿真

基于有限单元法对前车架进行静力学分析,有限

单元法是结构应力法的计算基础之一,将连续的结构离散成有限个单元,并在每个单元中设定有限个节点,将连续体看作是只在节点处相连的 1 组单元集合体。同时选定场函数的节点值作为基本未知量,并在每一单元中假设一近似插值函数来表示单元中场函数的分布规律,进而利用力学中的某些变分原理去建立以求解未知量的方程,从而将 1 个连续域中的无限自由度问题转化为离散中的有限自由度问题。

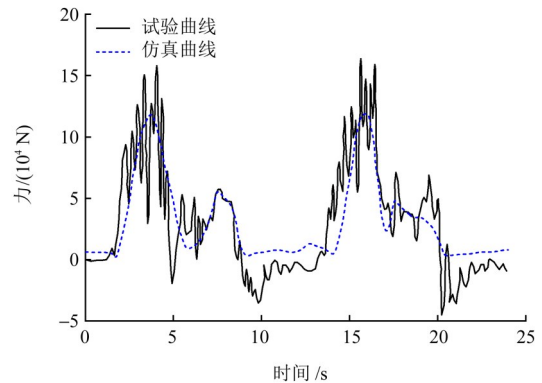


图 11 摇臂油缸力标定曲线

Fig. 11 Calibration curves of the rocker cylinder force

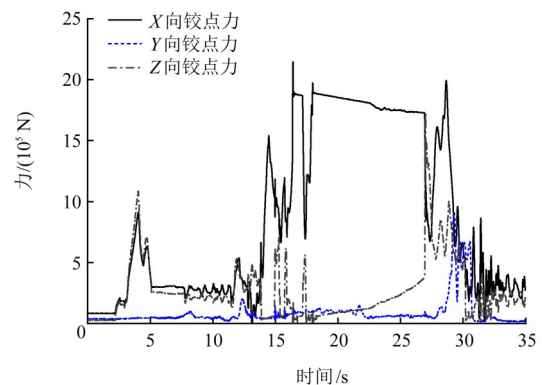


图 12 动态虚拟载荷谱分解

Fig. 12 Decomposition of the dynamic virtual load spectrum

对前车架模型进行网格划分,母材采用六面体单元,焊缝采用四面体单元,网格平均尺寸设置为 $8\ \text{mm}$,前车架的材料为 Q345,为了对模型进行载荷的加载,在各铰点位置用刚性单元 rbe2 进行耦合,如图 13 所示。

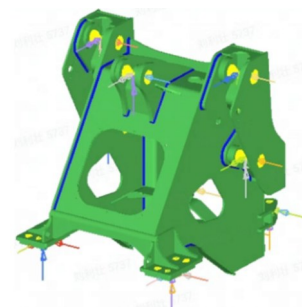


图 13 前车架有限元模型

Fig. 13 Finite element model of the front frame

在各铰点处分别施加6个自由度上的单位载荷,前车架上共有11个铰点,需创建66个载荷步,本文采用惯性释放法对前车架进行单位载荷作用下静力学仿真分析,计算得到66个工况下的静力学应力场结果文件。

3.2 前车架疲劳仿真分析与优化

采用等效结构应力法计算前车架焊缝疲劳,该方法在有限元分析结果基础上,考虑焊趾部位的结构应力集中效应,应用改制线性化法或节点力法分析结构应力,确保计算结果对有限单元类型、网格形状及尺寸的不敏感,从而区分不同类型焊接接头的焊趾结构应力集中情形;以结构应力为控制参数,计算应力强度因子,在主要考虑焊趾缺口、结构板厚、载荷模式等影响因素的基础上,根据断裂力学,分析确定与焊缝疲劳寿命直接相关的应力参数,基于应力计算结果和转化方法对焊缝疲劳试验数据进行处理,建立焊缝疲劳强度设计的单一主S-N曲线,实现对结构焊缝的疲劳强度评定和寿命预测。

等效结构应力法在进行焊缝疲劳仿真分析的主流方法之一,该方法已收录于美国ASME标准^[11]。

焊趾部位是焊接结构最容易发生开裂的部位,受几何缺口应力的影响,焊趾处的应力状态表现出强非线性。可将其等效为结构应力 σ_s (包括膜应力 σ_m 和弯曲应力 σ_b)与非线性应力峰值 σ_p ^[12],如图14所示。图14中, τ 为剪切应力; $\tau(z)$ 为沿板厚方向(z 向)分布的剪切应力; $\sigma_x(y)$ 为垂直于焊趾的正应力。

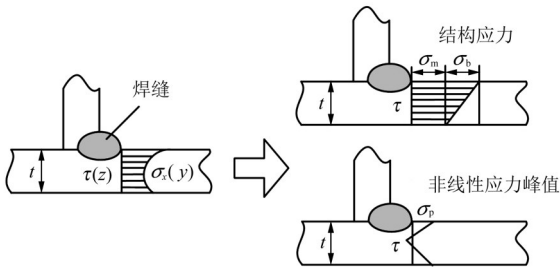


图14 焊趾处应力分布

Fig. 14 Stress distribution of the weld toe

$$\sigma_s = \sigma_m + \sigma_b \quad (1)$$

$$\sigma_s = \frac{1}{t} \int_0^t \sigma_x(y) dy = \frac{f}{t} \quad (2)$$

$$\sigma_b = \frac{6}{t^2} \int_0^t y \sigma_x(y) dy = \frac{6m'}{t^2} \quad (3)$$

式中, t 为板件厚度; f 、 m' 分别为焊趾上单位长度的力和弯矩^[13]。

等效结构应力表达式为

$$\frac{da}{dN} = C(M_k)^n (\Delta K)^m \quad (4)$$

式中, $\frac{da}{dN}$ 为裂纹扩展速率; C 为材料参数; M_k 为焊趾缺口引起的应力强度放大因子; n 为短裂纹扩展指数,一般取2; ΔK 为应力强度因子范围; m 为长裂纹扩展指

数,一般取3.6^[14]。

对式(4)进行积分处理,则从初始小裂纹扩展到穿透板厚 t 的疲劳寿命 N 为

$$N = \int_{a/t \rightarrow 1}^{a/t \rightarrow 1} \frac{td(a/t)}{C(M_k)^n (\Delta K)^m} = \frac{1}{C} t^{1-0.5m} (\Delta \sigma_s)^{-m} I(r) \quad (5)$$

$$I(r) = \int_{a/t \rightarrow 1}^{a/t \rightarrow 1} \frac{d(a/t)}{(M_k)^n \{f_m(a/t) - r[f_m(a/t) - f_b(a/t)]\}^m} \quad (6)$$

$$r = \frac{|\Delta \sigma_b|}{|\Delta \sigma_s|} = \frac{|\Delta \sigma_b|}{|\Delta \sigma_m| + |\Delta \sigma_b|} \quad (7)$$

式中, a 为裂纹深度; a/t 为相对裂纹深度; $\Delta \sigma_b$ 为弯曲应力范围; $\Delta \sigma_m$ 为膜应力范围; $\Delta \sigma_s$ 为结构应力范围, $\Delta \sigma_s = \Delta \sigma_m + \Delta \sigma_b$; $f_m(a/t)$ 为膜应力强度因子函数; $f_b(a/t)$ 为弯曲应力强度因子函数; $I(r)$ 为载荷弯曲比函数^[15]。

通过数值拟合法计算 $I(r)$ 无量纲函数,根据式(7)推导出等效结构应力范围 ΔS_s 表达式^[16]为

$$\Delta S_s = \frac{\Delta \sigma_s}{t^{(2-m)/2m} I(r)^{1/m}} \quad (8)$$

$$N = \left(\frac{\Delta S_s}{C_d} \right)^{-1/h} \quad (9)$$

式中, C_d 和 h 均为常数。主S-N曲线数据位于同一窄带中,如图15所示。以工程应用为目的的疲劳评估,残余应力的影响已包含在焊缝主S-N曲线数据里面。且文献^[17]指出,通过大量的统计数据表明,与应力集中相比,残余应力对焊接结构疲劳寿命的影响很小。2012年法国标准^[18]中也明确指出,残余应力不是影响疲劳结果的主要因素。本文计算前车架焊缝疲劳时,并未考虑焊接残余应力的影响。

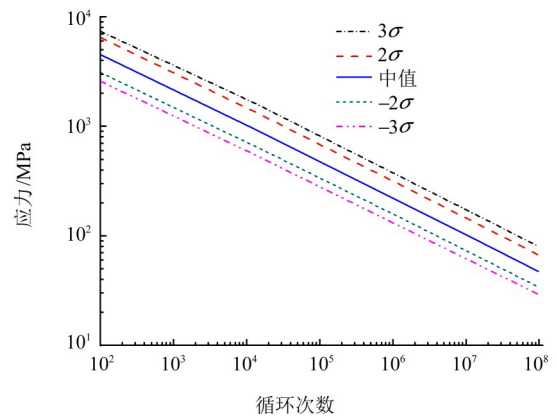


图15 主S-N曲线

Fig. 15 Main S-N curve

为验证等效结构应力法的网格不敏感性,对前车架下铰板焊缝(图16)进行不同单元大小离散,仿真结果表明,单元大小对焊趾处的结构应力影响不大,仿真结果基本一致,如图17所示。证实了该方法具有网格尺寸不敏感性。

在Fe-safe商用疲劳软件中,将单位载荷作用下的前车架有限元应力场结果,与前车架动态载荷-时间历

程数据进行加权,参考等效结构应力法下的主 S-N 曲线,对前车架进行焊缝疲劳仿真分析。仿真预测前车架焊缝有 3 处低寿命部位,疲劳寿命在 543~1 633 h,疲劳仿真寿命云图如图 18 所示,仿真预测前车架危险部位在整机耐久性试验中均出现疲劳开裂故障,如图 19 所示。

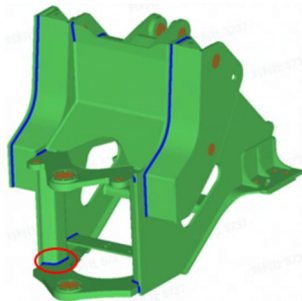


图 16 前车架下铰板焊缝部位

Fig. 16 Welding seam of the lower hinge plate of the front frame

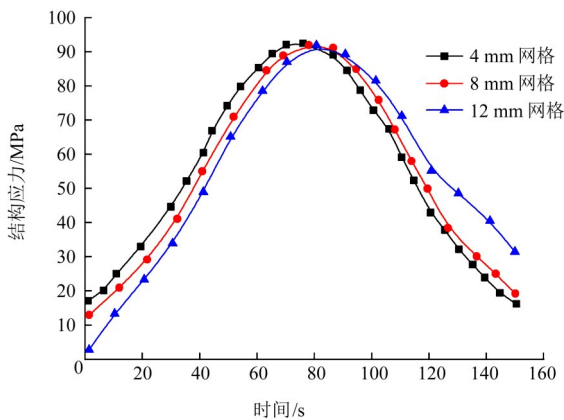


图 17 不同尺寸网格下的下铰板焊缝结构应力对比

Fig. 17 Structural stress comparison of lower hinge plate welds under different grid sizes

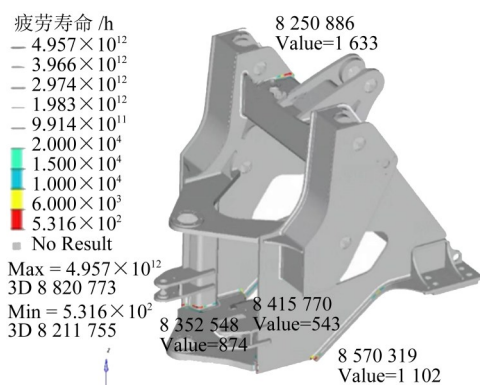


图 18 前车架仿真低寿命部位

Fig. 18 Front frame simulation low life parts

采用威布尔方法对车架试验样本进行疲劳寿命统计,统计结果如表 3 所示,由表 3 可知,等效结构应力法预测前车架最危险的焊缝部位为下铰板与底板焊缝部位,该部位仿真寿命为 543 h,仿真寿命与实际寿命最大误差值仅为 9.5%,进一步证明了仿真方法的准确性。前车架出现开裂,从宏观断口观察可知,并非由于焊接质量原因,主要是此处焊缝部位几何不连续、

应力集中明显导致。将多体动力学模型中前车架进行柔性化处理,再次与离散元进行耦合仿真,输出故障部位的 Mises 应力值,3 处故障部位仿真应力值分别为 539、393、801 MPa,均超出材料屈服强度,故前车架 3 处部位疲劳开裂原因是由于结构应力集中造成的。

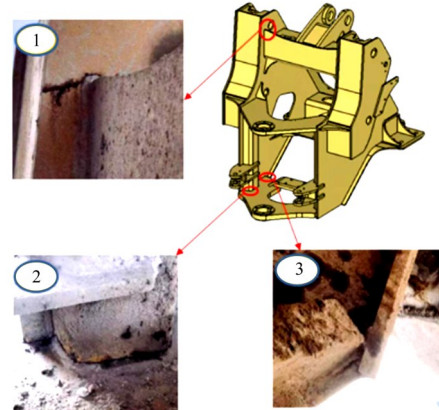


图 19 整机耐久性试验中前车架开裂故障部位

Fig. 19 Cracking fault locations of the front frame in the durability test of the whole machine

表 3 前车架故障部位及其寿命

Tab. 3 Fault location and service life of the front frame

序号	故障部位名称	仿真寿命/h	实际寿命/h	相对误差/%
①	后封板与侧板焊缝	1 633	1 500	8.9
②	立柱与下铰板焊缝	874	800	9.2
③	下铰板与底板焊缝	543	600	9.5

针对 3 处疲劳开裂故障部位,对前车架进行了结构优化,具体优化方案如表 4 所示。针对①处,将后封板端部向上延长,上盖板与侧板间增加三角筋;对②处,立柱和下铰板间增加三角筋;对③处,将底板端部结构形式由直板改为折弯板,使底板实现平滑过渡,与下铰板顺畅对接。

表 4 前车架故障部位结构优化说明

Tab. 4 Explanation of structural optimization for the fault location of the front frame

序号	原结构	优化结构
①		
②		
③		

如图20所示,优化后前车架的3处焊缝部位疲劳寿命分别为25 466、15 587、17 637 h,较优化前结构,疲劳寿命分别提升15.6、17.8、32.5倍,满足了装载机产品15 000 h的使用要求。

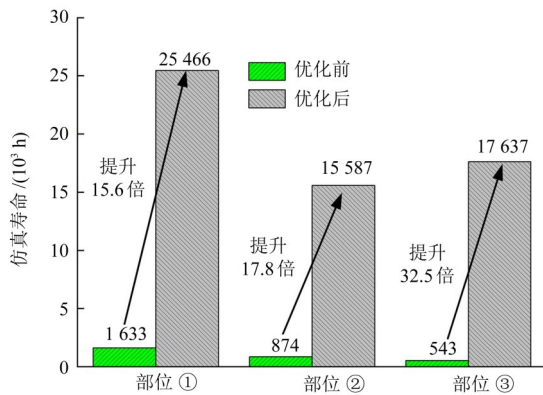


图20 前车架优化前后寿命对比

Fig. 20 Comparison of fatigue life before and after optimization of the front frame

4 结论

综合采用载荷谱采集与处理、多体动力学与离散元耦合仿真技术,基于等效结构应力法,对装载机前车架进行焊缝疲劳仿真分析与优化,得出以下主要结论:

1) 通过用户工况的载荷谱采集与数据处理,为前车架焊缝疲劳仿真分析提供输入条件,油缸位移与压力信号的趋势性对比验证了实测信号的有效性。

2) 创建了装载机多体动力学模型,设计振动跑道标定试验,从仿真信号与实测信号的时域、频域、相对损伤值的对比验证了模型的准确性,相对损伤值在0.5~2。通过物料标定试验获取了石方离散元参数,将实测油缸位移载荷谱数据驱动整机多体动力学模型与石方离散元进行联合仿真,对比分析了输出油缸力试验值与仿真值。结果表明,联合仿真模型的精度在80%以上,通过仿真进一步分解得到前车架的动态载荷-时间历程数据。

3) 基于等效结构应力法,将单位载荷下的前车架应力场结果与动态载荷-时间历程数据进行线性叠加,对前车架进行焊缝疲劳仿真分析,仿真预测前车架存在3处危险部位,与整机耐久性试验故障部位保持一致,进一步证明了仿真方法的准确性。最后对前车架进行了结构优化,优化后结构的疲劳寿命较优化前提升至少15.6倍,能够满足装载机产品15 000 h的使用要求。

本文研究内容丰富和完善了装载机疲劳仿真分析方法,对预测产品开裂风险以及结构改进升级具有一定的指导意义。焊接结构疲劳寿命不仅和结构设计本身有关,焊接工艺、焊接质量对其也有一定的影响,需进一步研究。

参考文献(References)

- 姜涛,刘雄斌,周广萍. 实测载荷驱动下挖掘机动臂的疲劳寿命研究[J]. 中国工程机械学报,2014,12(3):268-272.
JIANG Tao, LIU Xiongbin, ZHOU Guangping. Fatigue life study on excavator booms under actual loading [J]. Chinese Journal of Construction Machinery, 2014, 12(3):268-272. (In Chinese)
- 万一品,宋绪丁,员征文. 装载机工作装置的疲劳试验及疲劳可靠性评估[J]. 华南理工大学学报(自然科学版),2020,48(8):108-114.
WAN Yipin, SONG Xuding, YUN Zhengwen. Fatigue test and fatigue reliability evaluation of loader working device [J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2020, 48(8):108-114. (In Chinese)
- 陈秉智,何正平,李向伟,等. 某构件焊缝疲劳开裂的寿命预测方法应用对比[J]. 焊接学报,2022,43(5):63-68.
CHEN Bingzhi, HE Zhengping, LI Xiangwei, et al. Comparison of fatigue life predicting methods used in cracked welded component [J]. Transactions of the China Welding Institution, 2022, 43(5):63-68. (In Chinese)
- 张开林. 基于热点应力法的转向架构架疲劳寿命工程评定方法[J]. 机车电传动,2006(5):8-10.
ZHANG Kailin. Engineering evaluation method of fatigue life for bogie frame based on hot spot stress method [J]. Electric Drive for Locomotives, 2006(5):8-10. (In Chinese)
- 庞利叶,吕彭民,向清怡,等. 基于热点应力法的液压挖掘机斗杆疲劳寿命评估[J]. 制造业自动化,2019,41(6):8-11.
PANG Liye, LÜ Pengmin, XIANG Qingyi, et al. Fatigue life evaluation of hydraulic excavator's bucket rod based on hot spot stress method [J]. Manufacturing Automation, 2019, 41(6):8-11. (In Chinese)
- 张强,万久远,熊耀志. 工程机械传动系疲劳试验程序载荷谱研究[J]. 工程机械,2021,52(1):16-22.
ZHANG Qiang, WAN Jiuyuan, XIONG Yaozhi. Research on load spectrum of fatigue test program for transmission system of construction machinery [J]. Construction Machinery and Equipment, 2021, 52(1):16-22. (In Chinese)
- 杜建,黄丽美,魏敏先,等. 转向节多轴虚拟试验台架载荷谱应用研究[J]. 机械强度,2023,45(1):198-208.
DU Jian, HUANG Limei, WEI Minxian, et al. Application research on load spectrum of steering knuckle multi-axis virtual test bench [J]. Journal of Mechanical Strength, 2023, 45(1):198-208. (In Chinese)
- 杜建,于人杰,肖攀,等. 载荷分析方法与下摆臂疲劳性能关系研究[J]. 机械强度,2021,43(4):945-954.
DU Jian, YU Renjie, XIAO Pan, et al. Research on the relationship between load analysis method and fatigue of lower control arm [J]. Journal of Mechanical Strength, 2021, 43(4):945-954. (In Chinese)
- 董国疆,王威,杜飞,等. 虚拟迭代法转向节载荷谱提取与验证[J]. 机械强度,2020,42(6):1323-1331.
DONG Guojiang, WANG Wei, DU Fei, et al. Extraction and verification of load spectrum of steering knuckle based on virtual iteration method [J]. Journal of Mechanical Strength, 2020, 42(6):1323-1331.

- 1323-1331. (In Chinese)
- [10] 王少杰,殷月,余圣锋,等. 基于RecurDyn-EDEM的装载机耦合动力学仿真分析[J]. 机械设计,2021,38(11):1-6.
WANG Shaojie, YIN Yue, YU Shengfeng, et al. Dynamic analysis on loader coupling based on RecurDyn-EDEM [J]. Journal of Machine Design,2021,38(11):1-6. (In Chinese)
- [11] ASME Boiler, Pressure Vessel Committe. ASME boiler and pressure vessel code. Section VIII, Rules for construction of pressure vessels [M]. New York: American Society of Mechanical Engineers,2015:124-129.
- [12] 张欣,高世一,吴文兵,等. 焊缝余高对焊接接头疲劳寿命影响的有限元分析[J]. 热加工工艺,2017,46(1):189-194.
ZHANG Xin, GAO Shiyi, WU Wenbing, et al. Finite element analysis of influence of weld reinforcement on fatigue life of welded joints[J]. Hot Working Technology,2017,46(1):189-194. (In Chinese)
- [13] 邹艳妮,李耀,罗东. 等效结构应力法在高强钢疲劳寿命预测中的应用[J]. 机械科学与技术,2015,34(8):1298-1301.
ZOU Yanni, LI Yao, LUO Dong. Application of equivalent stress method to fatigue life prediction of high-strength steel [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2015,34(8):1298-1301. (In Chinese)
- [14] 刘亚良,孙屹博,邹丽,等. 基于信息熵的铝合金焊接接头疲劳寿命分析方法[J]. 焊接学报,2018,39(4):67-72.
LIU Yaliang, SUN Yibo, ZOU Li, et al. Fatigue life analysis method of aluminum alloy welded joints based on information entropy[J]. Transactions of the China Welding Institution,2018,39(4):67-72. (In Chinese)
- [15] 杜建,董国疆,韩杰,等. 全浮式空气弹簧驾驶室焊接疲劳特性研究[J]. 机械科学与技术,2025,44(8):1359-1370.
DU Jian, DONG Guojiang, HAN Jie, et al. Study on welding fatigue characteristics of fully floating air spring cab [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2025,44(8):1359-1370. (In Chinese)
- [16] 余玲娟,尹莉,钟懿. 混凝土泵车高强钢臂架焊缝疲劳寿命预估[J]. 中国工程机械学报,2019,17(1):29-33.
SHE Lingjuan, YIN Li, ZHONG Yi. Fatigue life prediction of seam weld in the high strength steel boom structure of the concrete pump truck[J]. Chinese Journal of Construction Machinery,2019,17(1):29-33. (In Chinese)
- [17] ZHANG J, DONG P. Residual stresses in welded moment frames and implications for structural performance [J]. Journal of Structural Engineering,2000,126(3):306-315.
- [18] Guide for application of the mesh insensitive methodology: welded steel plates of ship and offshore structures: NT-3199: 2012 [S]. Seine: Bureau Veritas,2012:16-30.

Fatigue analysis and optimization of welds in the front frame of loaders based on multi-body dynamics and discrete element joint simulations

LIU Lizhuang¹ DU Jian^{1,2} LIU Zhilei^{2,3} BI Jiang²

(1. Digital Simulation Research Institute, SANY Heavy Machine Co., Ltd., Kunshan 215300, China)

[2. Key Laboratory of Advanced Forging & Forming Technology and Science of the Ministry of Education (Yanshan University), Qinhuangdao 066004, China]

(3. Hebei Vocational University of Industry and Technology, Shijiazhuang 050091, China)

Abstract: [Objective] In order to solve the problem of fatigue cracking in the front frame of a loader, the joint simulation technology of multi-body dynamics and discrete element is applied to conduct weld fatigue analysis and structural optimization of the front frame based on the equivalent structural stress method. [Methods] Firstly, load spectrum collection tests were conducted for typical working conditions of V-shaped shovel loading on the user site, and the dynamic virtual load spectrums of each hinge point of that front frame were obtained. Then, six-channel unit load was applied to each hinge point of the front frame to solve the stress field results, which were superimposed with the dynamic virtual load spectrum. The fatigue simulation analysis of the front frame welds under the equivalent structural stress method was conducted. The simulation predicted three dangerous parts of the front frame, which were consistent with the after-sales fatigue cracking parts. Finally, the structural optimization of the faulty parts was carried out. [Results] The results show that fatigue life of the front frame after optimization is increased by 15.6 times compared to that before optimization, and the service life is over 15 000 hours, meeting the product design requirements.

Key words: Multi-body dynamics; Discrete element; Joint simulation; Equivalent structural stress method; Dynamic virtual load spectrum; Fatigue life

Corresponding author: DU Jian, E-mail: dujiancaeri@163.com

Fund: Central Leading Local Science and Technology Development Foundation of Hebei Province (236Z1805G)

Received: 2024-07-14 Revised: 2024-09-14

(编辑:刘欢欢)