

# 实测数据驱动的挖掘机工作装置疲劳寿命预测\*

王神龙<sup>1</sup> 席海峰<sup>1</sup> 李官运<sup>2</sup> 丁晓红<sup>1†</sup> 余慧杰<sup>1</sup> 倪维宇<sup>1</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** 以某型挖掘机为研究对象, 建立其工作装置刚柔耦合动力学模型, 基于实测油缸位移数据驱动该模型, 得到其主要性能参数和典型工况危险部位应力. 根据强度理论、动力学仿真结果和工程经验, 分析挖掘机动臂和斗杆的易开裂部位, 得到典型焊缝高危点, 并通过实测应力应变数据进行验证. 以刚柔耦合动力学仿真所得的铰点载荷作为输入, 利用 nCode 疲劳分析软件仿真预测挖掘机动臂和斗杆的疲劳寿命. 结果表明, 实测数据驱动的刚柔耦合动力学仿真可以准确获取挖掘机实际挖掘过程的动力学特性, 基于该仿真模型提取铰点载荷并用于预测疲劳寿命的方法切实可行.

**关键词** 挖掘机工作装置, 刚柔耦合, 动力学仿真, 焊缝高危点, 疲劳寿命预测

中图分类号: U27

文献标志码: A

## Fatigue Life Prediction of Excavator Working Device Driven by Measured Data\*

Wang Shenlong<sup>1</sup> Xi Haifeng<sup>1</sup> Li Guanyun<sup>2</sup> Ding Xiaohong<sup>1†</sup> Yu Huijie<sup>1</sup> Ni Weiyu<sup>1</sup>

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

(2. Sany Heavy Machinery Co. Ltd, Kunshan 215300, China)

**Abstract** In this paper, a rigid-flexible coupling dynamic model is established for a certain type of excavator, the model is driven based on the measured cylinder displacement data and the dynamic simulation is carried out based on the measured displacement of the oil cylinder to drive the excavator, and the main performance parameters and the stress of the dangerous parts in typical working conditions are obtained. Based on the strength theory, dynamic simulation results and engineering experience, the crack prone parts of excavator boom and dipper are analyzed, and the typical high risk points of welding seam are obtained, which are verified by measured stress-strain data. Taking the hinge point load obtained from the rigid-flexible coupling dynamics simulation as input, the fatigue life of the excavating boom and stick is predicted through the simulation of nCode fatigue analysis software. The results show that rigid-flexible coupling dynamic simulation driven by measured data can accurately obtain the dynamic characteristics of excavator in the actual excavation process, and the method of extracting hinge load and predicting fatigue life based on the simulation model is feasible.

**Key words** excavator working device, rigid-flexible coupling, dynamics simulation, high risk point of weld, fatigue life prediction

## 引言

工程机械产品被广泛应用于水利、电力、冶金、矿山、石油、化工、交通运输及城市基建等领域<sup>[1]</sup>。作为工程机械的典型代表,挖掘机结构复杂,其工作装置由动臂、斗杆、铲斗和液压缸关键零部件构成,是挖掘机作业过程中介质反作用力的主要承载对象,因其工作载荷复杂多变,对强度、可靠性、使用寿命等整机性能要求较高。因此,亟需基于挖掘机工作装置的试验与仿真技术开展其疲劳寿命预测研究。由于物理样机制造及相关试验成本较高,挖掘机工作装置的动态行为预测与疲劳寿命研究进度缓慢。近年来,随着计算力学与有限元方法的快速发展,虚拟样机仿真技术在挖掘机动力学仿真分析中表现出巨大潜力<sup>[2]</sup>。国内外研究人员开展了大量相关工作,例如,刘菊蓉等<sup>[3]</sup>基于常态挖掘轨迹获得挖掘力载荷谱和铰点力载荷谱,对铲斗进行疲劳寿命分析,得到其最小循环次数;盛亚君等<sup>[4]</sup>利用实测数据信号分析应力谱并编制载荷谱,基于Miner损伤理论估算挖掘机动臂的疲劳寿命;刘广军等<sup>[5]</sup>在挖掘机刚柔耦合动力学模型的基础上建立挖掘阻力数学模型,进行刚柔耦合动力学仿真,并与实验数据作对比。然而,由于挖掘土壤密度的不均匀性和不确定性,使得铲斗挖掘阻力在挖掘过程中难以量化分析,Frimpong等<sup>[6]</sup>针对该问题进行探索,通过对沙石进行参数化仿真设计,得到了准确的分析结果。Brooker等<sup>[7]</sup>通过Abaqus仿真,利用瞬态非线性模拟铲斗挖掘冲击过程,获取铲斗动态载荷。冯朝辉等<sup>[8]</sup>利用应变测量技术,获得挖掘机动臂各测点的应变时间历程,经过理论计算得到动臂铰点力作为载荷输入,并利用FE-SAFE估算预测出动臂各处的疲劳寿命。

近期,曹蕾蕾等<sup>[9]</sup>基于实测油缸压力数据求解得到铲斗齿尖载荷,将其作为边界条件,进行刚柔耦合动力学仿真,并通过nCode进行挖掘机动臂和斗杆的疲劳寿命分析。然而,上述研究缺乏刚柔耦合模型的实验验证,基于此,本文以某型挖掘机为研究对象,建立其工作装置刚柔耦合动力学模型,利用位移传感器、电阻式应变花得到挖掘机作业循环中油缸位移以及测点应力,利用实测位移驱动进行动力学仿真,与实测结果对比验证,提出了一种基于实测数据驱动的刚柔耦合动力学仿真的

铰点载荷作为输入、通过nCode仿真分析得到挖掘机动臂和斗杆疲劳寿命的方法,并与故障点实际统计寿命进行对比,本文的具体工作流程如图1所示。

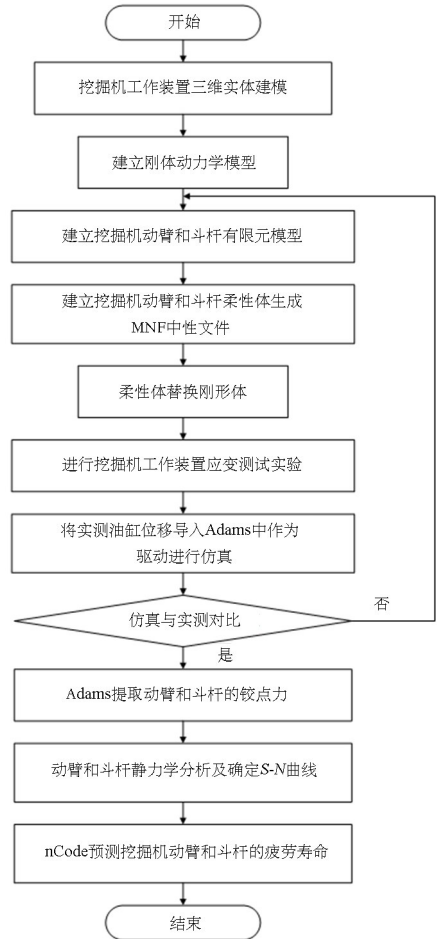


图1 挖掘机工作装置疲劳寿命分析流程图  
Fig. 1 Flow chart of fatigue life analysis of excavator working device

## 1 刚体系统运动学及动力学仿真

### 1.1 挖掘机工作装置三维模型建立

挖掘机工作装置是由动臂、斗杆、铲斗、油缸等组成的多连杆机构。采用Pro/E建模并对模型做如下简化:去除对结构影响较小的螺纹孔、倒角及

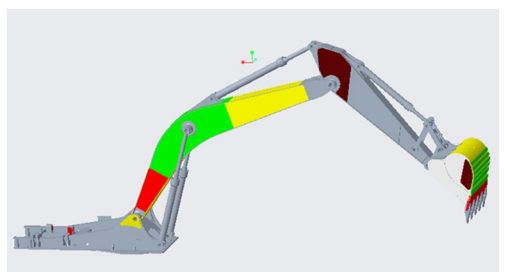


图2 三维实体模型  
Fig. 2 3D model

用于固定辅助装置的孔等次要结构,焊缝按连续处理<sup>[10]</sup>.装配模型如图2所示.

图2去除不影响分析结果的下车体,仅对挖掘机平台、动臂、斗杆、铲斗、动臂油缸、斗杆油缸、铲斗油缸以及连杆机构进行建模.

## 1.2 虚拟样机建模

将装配模型导入到Adams,对模型进行编辑(修改颜色和名称、定义材料属性等)、添加约束副,最后添加油缸驱动完成刚体系统虚拟样机模型的创建,如图3所示.

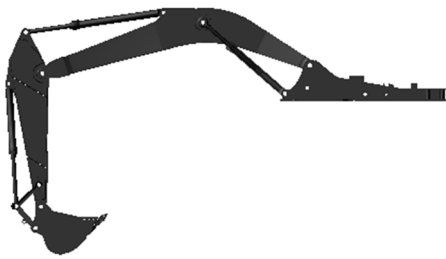


图3 刚体系统虚拟样机模型  
Fig.3 Virtual prototype model of rigid body system

## 1.3 运动学仿真

挖掘机作业范围由各油缸行程决定,本文所研究的挖掘机动臂油缸行程为1305mm,斗杆油缸行程为1660mm,铲斗油缸行程为1156mm.为验证虚拟样机模型的正确性,利用如图4所示的Step函数驱动各油缸复合动作使其达到极限位置<sup>[10]</sup>.

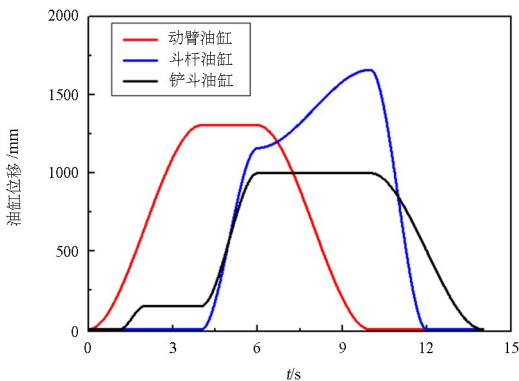


图4 Step驱动函数  
Fig.4 Driven function by step

定义仿真时间为14s,步数为1400步,通过仿真可得挖掘范围包络曲线图和铲斗齿尖坐标点在x轴和y轴方向上的位移曲线,分别如图5和图6所示.

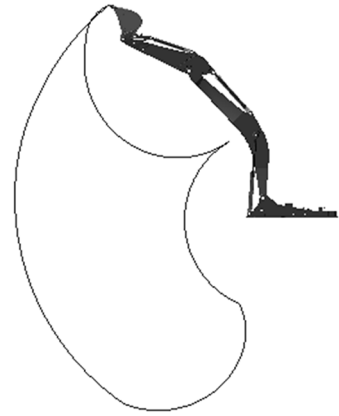


图5 挖掘范围包络线  
Fig.5 The envelope of the excavation area

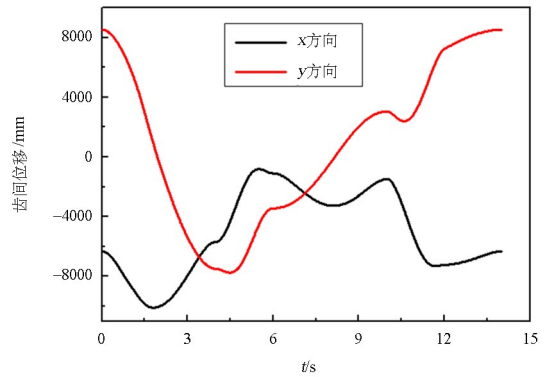


图6 铲斗齿尖位移曲线  
Fig.6 Displacement curve of bucket tooth tip

通过数据处理获得最大挖掘深度 $h_1$ 、最大挖掘高度 $h_2$ 、最大挖掘半径 $r_0$ 等主要作业参数,如表1所示.

表1 挖掘机作业参数  
Table 1 Excavator operating parameters

挖掘参数	实际	仿真	相对误差
挖掘深度 $h_1$ /mm	6740	6589	2.24%
挖掘高度 $h_2$ /mm	9660	9670	0.1%
挖掘半径 $r_0$ /mm	10097	10100	0.03%

由表1可知,仿真得到的挖掘深度、挖掘高度和挖掘半径与实际结果相比,误差均在3%以内,验证了虚拟样机模型的精度.

## 1.4 动力学仿真基础

实际挖掘过程中,挖掘机工作装置所载荷复杂,利用仿真完全真实模拟挖掘阻力变化规律较为困难.因此,本节采用经验公式计算挖掘阻力,进而利用Step函数施加载荷.

### 1.4.1 挖掘阻力计算

挖掘过程中,外载荷包括切向力阻力、法向阻力和物料自身重力,经验公式可表示为<sup>[10]</sup>:

切向挖掘阻力:

$$W_t = k_0 b h \quad (1)$$

法向挖掘阻力:

$$W_n = \phi W_t \quad (2)$$

物料自身重力:

$$F_s = \rho v g \quad (3)$$

式中  $W_t$  为切向挖掘阻力;  $W_n$  为法向挖掘阻力;  $F_s$  为挖掘提升阻力;  $k_0$  为挖掘阻力比;  $b$  为切削宽度;  $h$  为切削深度;  $\phi$  为挖掘阻力系数;  $\rho$  为黏土密度;  $v$  为铲斗斗容;  $g$  为重力加速度。

根据挖掘石方土壤相关参数:  $k_0$  取为 11.5~19.5;  $b$  即铲斗宽度,取为 13442 mm; 切削深度通常为  $h = 0.2b$ ;  $\phi$  一般取为 0.4~0.65;  $\rho$  为 1850kg/m<sup>3</sup>;  $v$  为 1.3m<sup>3</sup>;  $g$  取 9.8m/s<sup>2</sup>。由式(1)~式(3)可以获得铲斗在挖掘过程中受到的阻力峰值为:  $W_t = 70.2\text{kN}$ ;  $W_n = 29.5\text{kN}$ ;  $F_s = 23.6\text{kN}$ 。

### 1.4.2 施加载荷

将计算所得到的挖掘阻力利用 Step 函数编写载荷谱并添加到铲斗齿尖, Step 载荷时间历程曲线如图 7 所示。

由图 7 可知, 0s~2s, 动臂下降, 铲斗齿尖接触地面, 挖掘阻力和土壤重力均为零; 2s~3s, 铲斗齿间至土壤最深处, 法向挖掘阻力和切向挖掘阻力均达到最大值; 3s~5.7s, 铲斗完成挖掘, 开始提升回转, 法向挖掘阻力和切向挖掘阻力由最大逐渐减小为零, 此时土壤重力为达到最大并保持不变直至卸载; 5.7s~8.5s, 到达卸载位置, 铲斗卸载; 8.5s~10.6s 卸载完成, 土壤重力由最大逐渐减小为零。

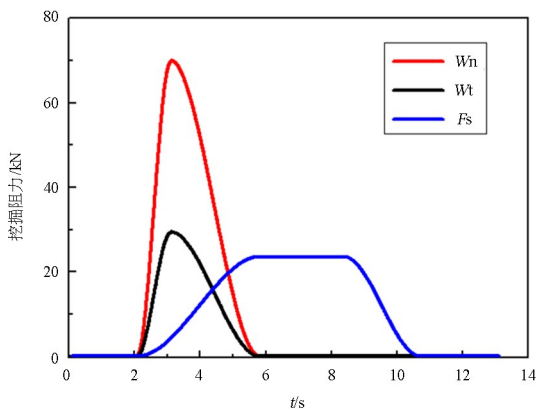


图 7 Step 载荷函数曲线  
Fig.7 Function curve of step load

## 2 刚柔耦合动力学仿真

挖掘机在作业过程中同时承受静载和动载, 易产生交变应力, 导致工作装置发生疲劳破坏或共振. 本节建立其工作装置刚柔耦合模型, 为缩短仿真时间、降低建模难度, 仅对变形较大的动臂和斗杆进行柔化处理, 而将其他影响较小的部件视为刚体。

### 2.1 刚柔耦合动力学建模

采用六面体和四面体单元混合的方式建立挖掘机动臂和斗杆的有限元模型, 如图 8 所示. 其各个铰接孔中心利用 Mass 单元建立外部节点及节点之间的网状刚性区域, 便于传递力或力矩, 赋予模型材料属性、载荷等求解得到 MNF 格式的模态中性文件, 用该文件替换刚体动力学模型中相应的刚性体, 重新添加约束得到挖掘机刚柔耦合动力学模型如图 9 所示。

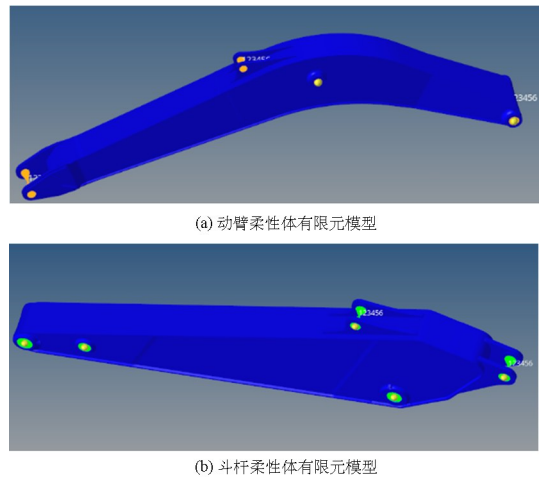


图 8 柔性体有限元模型

Fig.8 Finite element model of flexible body

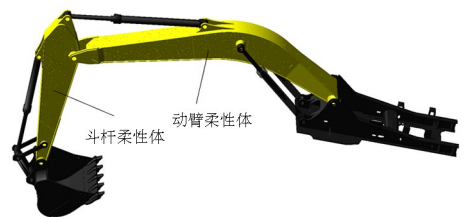


图 9 挖掘机刚柔耦合动力学模型

Fig.9 Rigid-flexible coupling dynamic model of excavator

### 2.2 挖掘机工作装置应变测试

为使挖掘机工作装置的刚柔耦合动力学模型更适用于实际工况, 从而验证危险部位仿真应力的精度, 对某型挖掘机在石方工况下进行应变测试,

现场测试如图 10(a) 所示. 根据工程经验, 在选定测点粘贴应变花, 部分粘贴应变花的位置如图 10(b) 所示. 采用 WDS2500 拉绳式位移传感器获取动臂、斗杆和铲斗油缸位移信号, 采用 LmsScadas Mobile 移动式数采系统采集各油缸位移数据以及测点应变数据, 分别如图 11 与图 12 所示.

所有实测数据均通过 nCode 进行处理, 在实测动臂、斗杆和铲斗油缸位移数据的 40 个循环中, 筛选出 1 个典型石方挖掘工况, 提取对应时间的油缸位移如图 13 所示.

图 13 中, 0s~2s, 挖掘机动臂下降使斗齿接触



(a) 测试现场



(b) 动臂斗杆应变花部分测点

图 10 挖掘机作业测试实验现场

Fig. 10 Test site of excavator operation

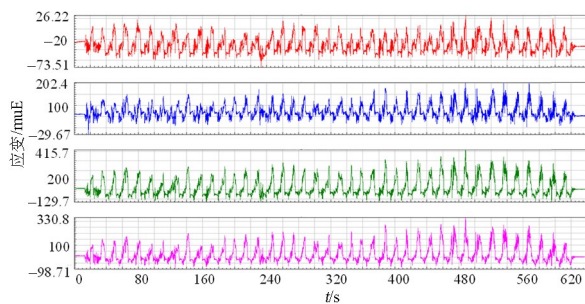


图 11 部分通道应变测试数据

Fig. 11 Strain test data of some channels

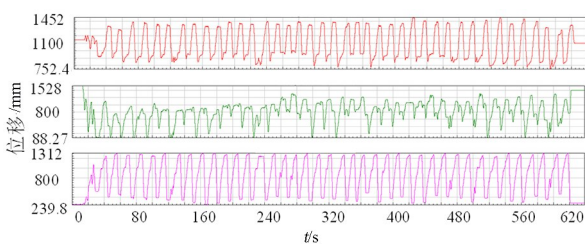


图 12 动臂、斗杆及铲斗实测油缸位移数据

Fig. 12 Measured cylinder displacement data of boom, dipper and bucket

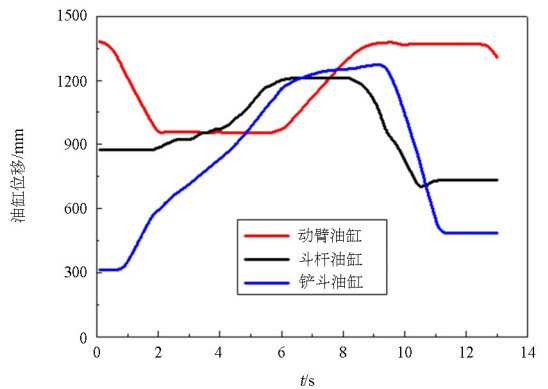


图 13 实测油缸位移

Fig. 13 Measured cylinder displacement

地面; 2s~5.7s 为挖掘阶段, 动臂油缸有微小回缩, 斗杆和铲斗油缸同时伸长进行复合挖掘; 5.7s 挖掘土壤过程结束, 铲斗满土, 斗杆和动臂油缸不动, 动臂油缸伸长进入提升阶段; 8.4s 到达卸载位置, 动臂油缸不动, 斗杆和铲斗油缸回缩进行卸载, 整个挖掘卸载过程持续 13s 左右. 将各油缸实测位移数据通过 Spline 函数导入 Adams, 作为挖掘机工作装置刚柔耦合动力学仿真的油缸驱动.

## 2.3 模型验证与确认

### 2.3.1 危险部位分析

以某型挖掘机为研究对象, 根据强度理论及工程经验, 得到挖掘机动臂和斗杆典型焊缝高危点如图 14 和图 15 所示.

其中, 强度分析结果显示: 动臂最危险部位为 2 号(圆周搭接焊缝)部位, 次危险部位包括 1 号(T 型焊缝)与 6 号部位(T 型焊缝); 斗杆最危险部位为 2 号部位(T 型焊缝), 次危险部位包括 5 号(T 型焊缝)和 6 号部位(T 型焊缝).

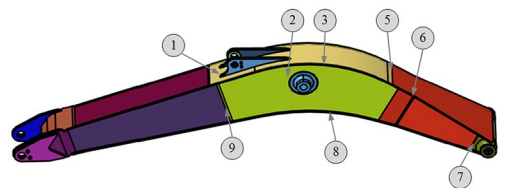


图 14 动臂常见故障点

Fig. 14 Common fault points of boom

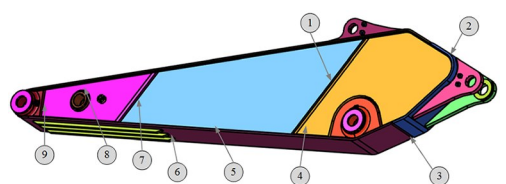


图 15 斗杆常见故障点

Fig. 15 Common fault points of dipper

### 2.3.2 危险部位仿真与实测应力对比

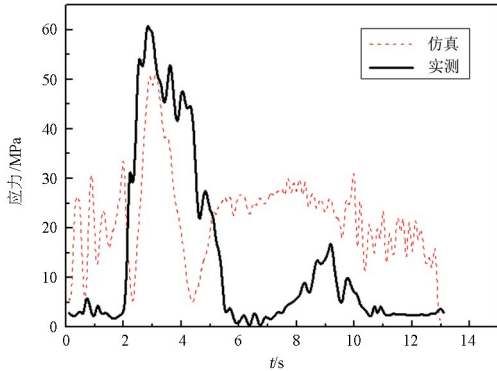
定义仿真时间为 13s,步数为 130 步,对挖掘机工作装置进行刚柔耦合动力学仿真,得到动臂和斗杆危险部位的等效应力.根据危险部位的实测应变数据  $\epsilon_{0^\circ}$ 、 $\epsilon_{45^\circ}$  和  $\epsilon_{90^\circ}$ ,由广义胡克定律

$$\begin{cases} \sigma_{\max} = \frac{E}{2(1-\nu)}(\epsilon_{0^\circ} + \epsilon_{90^\circ}) + \\ \frac{E}{(1+\nu)\sqrt{2}}\sqrt{(\epsilon_{0^\circ} - \epsilon_{45^\circ})^2 + (\epsilon_{45^\circ} - \epsilon_{90^\circ})^2} \\ \sigma_{\min} = \frac{E}{2(1-\nu)}(\epsilon_{0^\circ} + \epsilon_{90^\circ}) - \\ \frac{E}{(1+\nu)\sqrt{2}}\sqrt{(\epsilon_{0^\circ} - \epsilon_{45^\circ})^2 + (\epsilon_{45^\circ} - \epsilon_{90^\circ})^2} \end{cases} \quad (4)$$

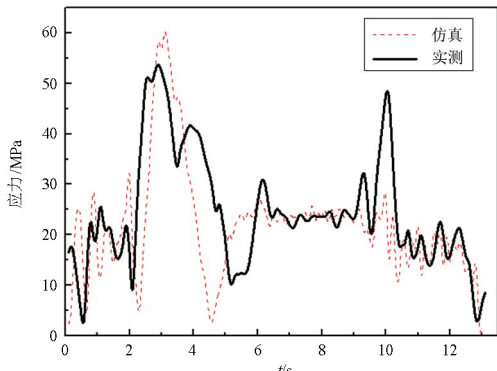
和第四强度理论

$$\sigma_{r4} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (5)$$

计算得到动臂和斗杆危险部位等效应力<sup>[11]</sup>的时间历程曲线,并与仿真结果对比,如图 16 和图 17 所示.式(4)中: $E$  为弹性模量; $\nu$  为泊松比; $\epsilon_{0^\circ}$ 、 $\epsilon_{45^\circ}$  和  $\epsilon_{90^\circ}$  分别为  $0^\circ$ 、 $45^\circ$  和  $90^\circ$  方向应变.式(5)中: $\sigma_1$ 、 $\sigma_2$  和  $\sigma_3$  分别为第一、第二和第三主应力.

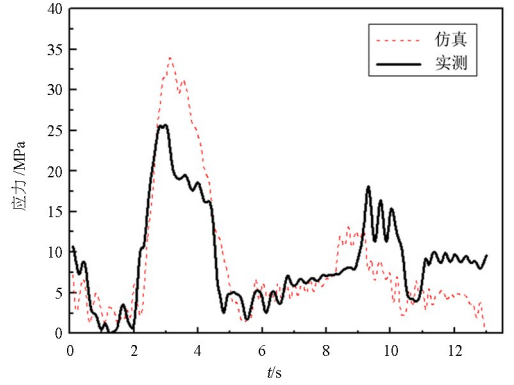


(a) 动臂2号危险部位应力对比

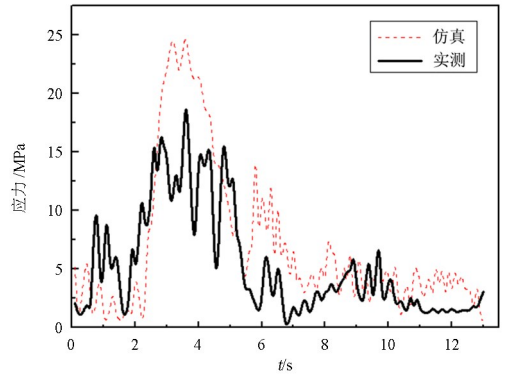


(b) 动臂6号危险部位应力对比

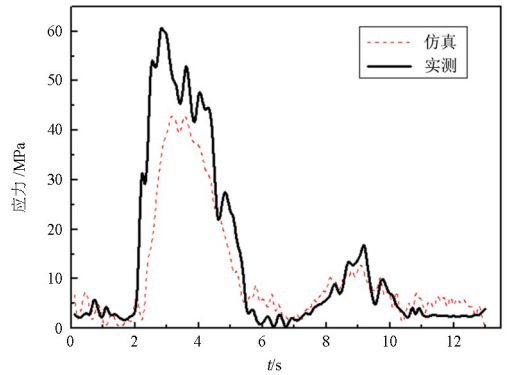
图 16 动臂危险部位仿真与实测应力对比  
Fig. 16 Comparison of simulated and measured stress in the dangerous position of boom



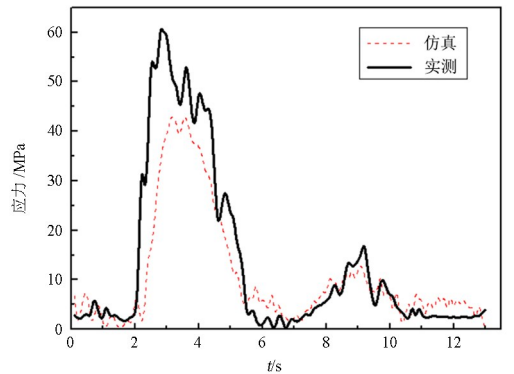
(a) 斗杆1号危险部位应力对比



(b) 斗杆4号危险部位应力对比



(c) 斗杆6号危险部位应力对比



(c) 斗杆6号危险部位应力对比

图 17 斗杆危险部位仿真与实测应力对比  
Fig. 17 Comparison of simulated and measured stress in the dangerous position of dipper

由图 16 与图 17 可知,动臂和斗杆危险部位仿真与实测应力时历曲线趋势基本一致,仅在铲斗开

始挖掘阶段、挖掘满斗阶段以及回转卸载阶段,实测值会受到少许冲击载荷的影响,其他阶段应力大小误差均在 15% 以内,包络线吻合程度较高.因此,可以确定刚柔耦合动力学仿真能够准确反映该型号挖掘机工作装置实际作业过程中的动力学特性,进而可将仿真获得的动臂和斗杆各铰点的载荷作为输入,用于后续疲劳寿命预测.

### 3 挖掘机工作装置疲劳寿命预测

挖掘机工作装置在作业过程中环境恶劣,频繁受到交变载荷作用,易发生疲劳失效,本节基于刚柔耦合动力学仿真和材料的 S-N 曲线,研究挖掘机工作装置的疲劳寿命.

#### 3.1 动臂和斗杆静力学分析

基于本文第 2.1 节中动臂和斗杆的有限元模型,利用 Abaqus 软件对其进行静力学分析.以斗杆为例,为消除总刚度矩阵的奇异性,对斗杆进行惯性释放;对其五个铰点(编号如图 18 所示)对称中心 X、Y、Z 方向施加单位力和单位力矩,共 30 个工况,计算得到 OBD 格式的斗杆静力学分析结果文件.该文件包含疲劳寿命预测所需要的工装在各单位力作用下的应力张量等信息<sup>[12]</sup>,由于 30 个工况应力分布云图较多,本节仅展示工况一(在斗杆的 1 号铰点对称中心施加 X 方向的单位力)的应力分布云图,如图 19 所示.同理,也可得到 OBD 格式的动臂静力学分析结果文件.

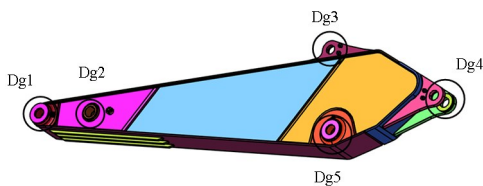


图 18 斗杆铰点编号

Fig. 18 Hinge point number of dipper

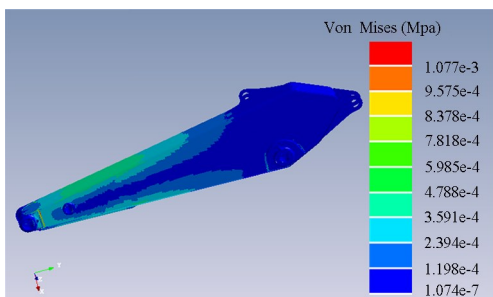
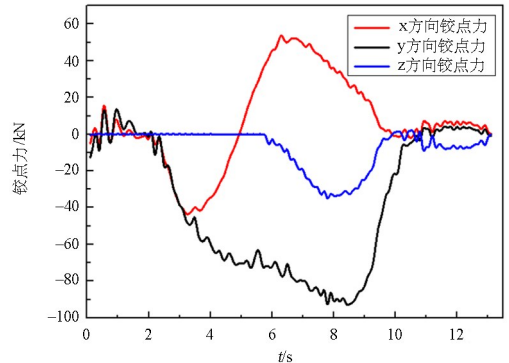


图 19 工况一对应的斗杆应力分布云图

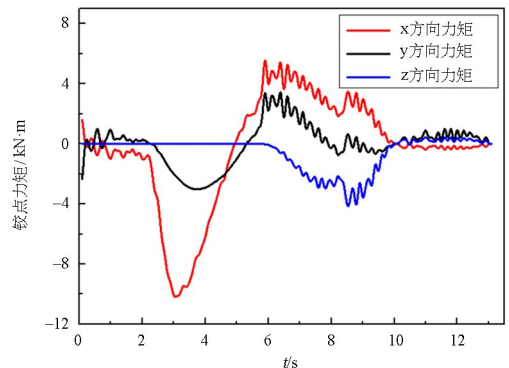
Fig. 19 Cloud diagram of dipper stress distribution corresponding to working condition 1

#### 3.2 载荷处理

以正常作业工况为例,通过 Adams 动力学仿真得到挖掘机动臂和斗杆的铰点时域载荷,在 nCode 中利用 ASCII Translate 模块处理该载荷.该时间序列载荷的循环时间为 13 s,得到格式为 \*s3t 格式的文件作为载荷加载文件,如图 20 所示(以斗杆 1 号铰点的载荷为例).



(a) 斗杆 1 号铰点 X、Y、Z 方向铰点



(b) 斗杆 1 号铰点 X、Y、Z 方向力矩

图 20 斗杆 1 号铰点 X、Y、Z 方向铰点力和力矩

Fig. 20 Forces and moments in X、Y and Z directions at No. 1 hinge point of dipper

#### 3.3 挖掘机动臂和斗杆的 S-N 曲线

依据金属材料的 S-N 曲线,可推导出挖掘机动臂和斗杆结构的 S-N 曲线.由于该型号挖掘机动臂和斗杆所用材料均为 16Mn,根据《机械工程材料性能手册》可知,16Mn 材料的 S-N 曲线斜线部分方程为:

$$\lg N_p = a_p + b_p \cdot \lg \sigma \quad (6)$$

式中: $a_p$  和  $b_p$  为可靠度相关的材料常数; $N_p$  为不同可靠度下的循环次数; $\sigma$  为应力水平.

不同可靠度  $p$  下  $a_p$  和  $b_p$  的取值如表 2 所示,为确保结构的安全性,取可靠度为 99.9% 的疲劳寿命曲线,即  $a_p = 18.4403$ ,  $b_p = -5.5716$ ,则 16Mn 材料的 S-N 曲线斜线部分方程为:

$$\lg N_p = 18.4403 - 5.5716 \cdot \lg \sigma \quad (7)$$

表 2 不同可靠度  $p$  下的  $b_p$  和  $b_p$   
Table 2  $b_p$  and  $b_p$  under different reliability  $p$

	$p$ (%)			
	50	90	95	99.9
$b_p$	24.0570	21.7675	21.0977	18.4403
$b_p$	-7.8050	-6.8953	-6.6287	-5.5716

式(7)是根据标准试件的疲劳试验确定的,考虑动臂和斗杆结构主要危险区域的形状、尺寸、表面状况以及平均应力等因素,当循环寿命为  $10^3$  时,取疲劳缺口系数  $K_f = 1$ ,分散系数  $K_s = 1.3$ ;当循环寿命为  $10^7$  时,取疲劳缺口系数  $K_f = 2.1$ ,分散系数  $K_s = 1.9$ . 根据如下式(8)<sup>[13]</sup>

$$\sigma_{mod} = \frac{\sigma}{K_f \cdot K_s} \quad (8)$$

式中:  $\sigma_{mod}$  为修正后的应力水平.

得到挖掘机动臂和斗杆结构实际疲劳寿命与应力的 S-N 曲线方程为:

$$\lg N = 11.9788 - 3.3789 \cdot \lg \sigma_{mod} \quad (9)$$

经典的 S-N 曲线理论认为低于疲劳极限的应力循环不产生疲劳损伤. 然而, 实验研究表明, 该应力循环也能产生疲劳损伤<sup>[14,15]</sup>. 对于这类损伤, 根据实际经验将第 3 段 S-N 曲线进行修正使其斜率为中间部分的 3/4 倍<sup>[16]</sup>, 得到挖掘机动臂和斗杆结构完整的 S-N 曲线方程:

$$\begin{cases} \lg N = 11.9788 - 3.3789 \cdot \lg \sigma_{mod} & \sigma_{mod} \geq 29.75 \text{MPa} \\ \lg N = 13.6374 - 4.5045 \cdot \lg \sigma_{mod} & \sigma_{mod} < 29.75 \text{MPa} \end{cases} \quad (10)$$

由式(10)得到修正后的 S-N 曲线如图 21 所示.

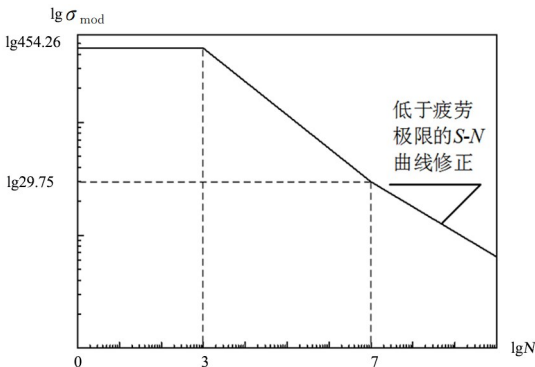


图 21 修正后的结构 S-N 曲线  
Fig. 21 Revised structure S-N curve

### 3.4 nCode 疲劳寿命预测结果

在 nCode 软件中新建疲劳寿命分析流程包

括:有限元结果文件、载荷谱、S-N 曲线和疲劳寿命结果显示,如图 22 所示<sup>[17]</sup>. 基于此,分析得到挖掘机工作装置中动臂和斗杆的疲劳寿命,如图 23 和图 24 所示.

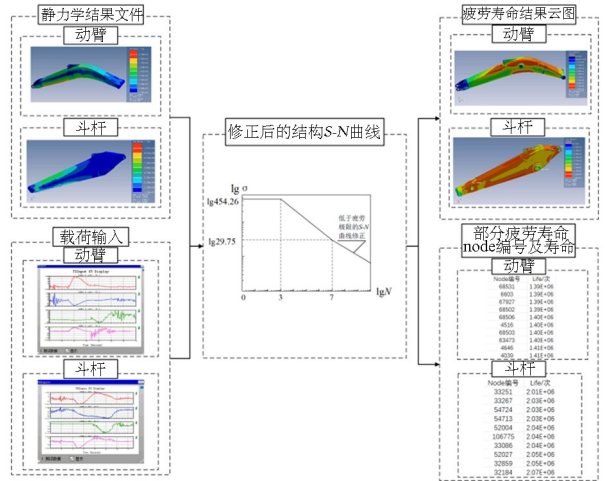


图 22 疲劳寿命分析框图  
Fig. 22 Diagram of fatigue life analysis

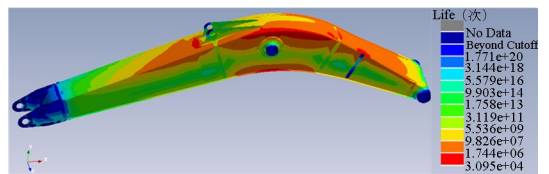


图 23 动臂寿命分析云图  
Fig. 23 Life analysis cloud diagram of boom

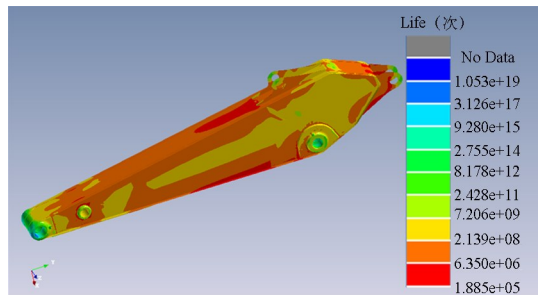


图 24 斗杆寿命分析云图  
Fig. 24 Life analysis cloud diagram of dipper

由图 23 与图 24 可知:动臂的疲劳破坏主要集中在与斗杆油缸连接的耳板处、底板圆弧边缘处、顶板圆弧处等,与第 2.3.1 节分析得到的动臂 1 号、3 号 6 号、8 号危险部位吻合. 去除应力集中影响, 计算得到的最小循环寿命为  $1.8 \times 10^6$  次, 大约为 6500h;斗杆的疲劳破坏主要集中于斗杆油缸连接的耳板处、动臂和斗杆连接处、斗杆与四杆机构连接处等,与第 2.3.1 节分析得到的斗杆 2 号、4 号、5 号及 8 号危险部位吻合, 去除应力集中影响, 计算得到的最小循环寿命为  $1.6 \times 10^6$  次, 大约为 5770h.



此外,为验证 nCode 疲劳寿命预测结果的准确性,根据该型号挖掘机故障统计数据,采用简化的两参数威布尔分布模型,利用最小二乘法对故障点的统计寿命数据进行分析<sup>[18]</sup>,得到动臂和斗杆出现故障的最小统计寿命分别为 6300h 和 5100h 左右.结果表明:动臂和斗杆的预测疲劳寿命与挖掘机实际统计分析的使用寿命基本相符.

## 4 总结

本文通过 Adams 和 Hypermesh 联合建立挖掘机工作装置刚柔耦合动力学模型,基于真实油缸位移数据驱动仿真得到危险点应力时历曲线,通过分析挖掘机动臂、斗杆易开裂部位并结合工程经验,得到典型焊缝高危点,并与实验数据作对比.此外,将挖掘机工作装置刚柔耦合动力学仿真得到的铰点载荷作为输入,通过 nCode 预测挖掘机动臂和斗杆的疲劳寿命,得到如下结论:

(1)基于实测位移数据驱动建立挖掘机工作装置刚柔耦合动力学模型进行挖掘过程仿真,再与实测危险部位应力进行对比,提取铰点载荷,有效地解决了挖掘机工作装置疲劳分析载荷谱难以获取的问题.

(2)提出了一种基于刚柔耦合动力学仿真提取铰点载荷作为 nCode 载荷输入、开展疲劳寿命评估的方法,并以某型挖掘机为例,利用该方法得到挖掘机动臂、斗杆危险部位与工程经验基本一致,计算得到动臂和斗杆的寿命分别为 6500h 和 5770h,与实际统计寿命相符,验证了所提方法的有效性.此外,由于不同挖掘机结构和作业工况的差异,且疲劳寿命存在离散性,因而动臂和斗杆疲劳寿命预测结果有一定的区别,本文以某型挖掘机实际故障点统计寿命为参考基准.

(3)所提的载荷处理方法以及疲劳寿命预测流程,可以为其他工程机械和复杂机电装备的分析提供参考价值.由于动臂和斗杆尺寸较大、结构复杂,以及载荷的不确定性,对其进行台架试验费时费力且实验结果很难保证准确无误,因此对预测得到的疲劳寿命进行验证及修正,是后续需要进一步研究的问题.

## 参考文献

[1] 秦威,赵刚,江志刚,等. 液压挖掘机工作装置的

载荷谱测试研究[J]. 机械设计与制造, 2018(3): 226-229.

QIN W, ZHAO G, JIANG Z G, et al. Load spectrum test research on working device of hydraulic excavator [J]. Machinery Design & Manufacture, 2018(3): 226-229. (in Chinese)

[2] 张卫国,权龙,程珩,等. 真实载荷驱动下挖掘机工作装置疲劳寿命研究[J]. 农业机械学报, 2011, 42(5): 35-38+105.

ZHANG W G, QUAN L, CHENG H, et al. Fatigue analysis on working device of excavator driven by practical load [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(5): 35-38+105. (in Chinese)

[3] 刘菊蓉,孙浩然,梁杨,等. 基于常态挖掘轨迹的铲斗疲劳寿命研究[J]. 机床与液压, 2021, 49(21): 89-93.

LIU J R, SUN H R, LIANG Y, et al. Study on fatigue life of bucket based on normal mining trajectory [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2021, 49(21): 89-93. (in Chinese)

[4] 盛亚君,高阳. 挖掘机工作装置疲劳寿命的预测[J]. 山东交通学院学报, 2020, 28(2): 77-84.

SHENG Y J, GAO Y. Prediction analysis of fatigue life of excavator working device [J]. Journal of Shandong Jiaotong University, 2020, 28(2): 77-84. (in Chinese)

[5] 刘广军,刘可臻,孙波,等. 基于刚-柔耦合的反铲液压挖掘机工作装置多体动力学分析与仿真[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2021, 49(7): 1053-1060.

LIU G J, LIU K Z, SUN B, et al. Multi-body dynamic analysis and simulation of backhoe hydraulic excavator working device based on rigid-flexible coupling [J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2021, 49(7): 1053-1060. (in Chinese)

[6] FRIMPONG S, LI Y. Virtual prototype simulation of hydraulic shovel kinematics for spatial characterization in surface mining operations [J]. International Journal of Surface Mining, Reclamation and Environment, 2005, 19(4): 238-250.

[7] BROOKER D C. Numerical modelling of pipeline puncture under excavator loading. Part II: parametric study [J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2003, 80(10): 727-735.

[8] 冯朝辉,应保胜,张华,等. 液压挖掘机动臂有限元分析与寿命预测[J]. 机械设计与制造, 2015

- (10): 225-228+232.  
Feng C H, Ying B S, Zhang H, et al. Finite element analysis and life prediction of hydraulic excavator arm [J]. Mechanical Design and Manufacturing, 2015(10): 225-228+232.
- [9] 曹蕾蕾, 郭城臣, 王严, 等. 基于实测数据的挖掘机工作装置疲劳寿命评估[J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2021, 49(8): 122-128+139.  
CAO L L, GUO C C, WANG Y, et al. Fatigue analysis of hydraulic excavator working device based on experiment data [J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2021, 49(8): 122-128+139. (in Chinese)
- [10] 刘成利, 贺福强, 管琪明, 等. 基于刚柔耦合模型的液压挖掘机动力学仿真研究[J]. 现代机械, 2017(1): 37-40.  
LIU C L, HE F Q, GUAN Q M, et al. Dynamic simulation and research of hydraulic excavator based on rigid-flexible coupled modeling [J]. Modern Machinery, 2017(1): 37-40. (in Chinese)
- [11] 陈进, 吴俊, 李维波, 等. 大型液压正铲挖掘机工作装置有限元分析及应力测试[J]. 中国工程机械学报, 2007, 5(2): 198-203.  
CHEN J, WU J, LI W B, et al. Finite element analysis and stress testing for manipulator in large-sized face-shovel hydraulic excavators [J]. Chinese Journal of Construction Machinery, 2007, 5(2): 198-203. (in Chinese)
- [12] 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.  
QIU Q Y, WEI Z K, GAO Y, et al. Fatigue analysis method of working devices of hydraulic excavator [J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2016, 46(1): 159-165. (in Chinese)
- [13] 程珩, 白瑞. 挖掘机工作装置疲劳寿命分析[J]. 振动测试与诊断, 2011, 31(4): 512-516+538-539.  
CHENG H, BAI R. Fatigue life prediction of the excavator working mechanism based on load history [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2011, 31(4): 512-516+538-539. (in Chinese)
- [14] 安琪, 赵华, 刘映安, 等. 基于多轴准则的货车车体疲劳寿命分析方法[J]. 机械工程学报, 2019, 55(2): 64-72.  
AN Q, ZHAO H, LIU Y A, et al. Fatigue life analysis method for freight carbody based on Multi-axial criteria [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(2): 64-72. (in Chinese)
- [15] 童水光, 王相兵, 魏超, 等. 液压挖掘机臂杆结构疲劳寿命预测方法研究[J]. 中国机械工程, 2014, 25(16): 2167-2172.  
TONG S G, WANG X B, WEI C, et al. Research on fatigue life prediction method of arm structure of hydraulic excavator [J]. China Mechanical Engineering, 2014, 25(16): 2167-2172. (in Chinese)
- [16] 张继旺, 鲁连涛, 沈训梁, 等. 基于塑性应变的变幅应力疲劳损伤评估方法[J]. 金属学报, 2009, 45(12): 1461-1465.  
ZHANG J W, LU L T, SHEN X L, et al. Evaluation method of fatigue damage under variable amplitude stress based on plastic strain [J]. Acta Metallurgica Sinica, 2009, 45(12): 1461-1465. (in Chinese)
- [17] 冯朝辉, 应保胜, 张华, 等. 液压挖掘机动臂有限元分析与寿命预测[J]. 机械设计与制造, 2015(10): 225-228+232.  
FENG Z H, YING B S, ZHANG H, et al. Finite element analysis and fatigue life prediction of hydraulic excavator mobile arm [J]. Machinery Design & Manufacture, 2015(10): 225-228+232. (in Chinese)
- [18] 卜德天, 陈龙, 刘红彬, 等. 基于振动时间序列的汽车轮毂轴承寿命威布尔估计[J]. 轴承, 2023(1): 44-49+56.  
BU D T, CHEN L, LIU H B, et al. Weibull estimation of life for automobile hub bearings based on vibration time series [J]. Bearing, 2023(1): 44-49+56. (in Chinese)