

# 仿真与实测多信息融合的机械结构外载荷反演技术

刘纯琨<sup>1</sup> 丁晓红<sup>1</sup> 倪维宇<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:** 针对机械结构在复杂工况下载荷边界条件难以确定的问题, 提出一种仿真与实测多信息融合的外载荷反演技术。首先建立待研究结构的有限元模型, 在结构外载荷作用位置施加单位载荷, 计算构件全场应变响应; 然后基于 D-最优设计原则得到应变测试的测点最佳布置方案和最优载荷系数矩阵, 据此建立外载荷与应变间的动态响应关系; 根据得到的测点布置方案, 在结构上粘贴应变片, 测得机械结构在实际工作过程中的动态应变历程, 基于该实测应变历程以及载荷与应变的响应关系, 反演结构的动态外载荷历程。以液压挖掘机工作装置为例, 通过提出的方法确定其动臂的铰点载荷, 并将载荷反演结果作为动臂瞬态动力学分析的输入, 计算得到基底测点和非基底应变仿真值, 将实测值与仿真值进行对比分析, 证明了提出方法的有效性。

**关键词:** 挖掘机; D-最优设计; 测点布置; 载荷反演; 有限元仿真

**中图分类号:** TH16

DOI: 10.3969/j.issn.1004-132X.2022.06.002

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



## External Load Inversion Technology of Machine Structures Based on Multi-information Fusion of Simulation and Measurement

LIU Chunkun<sup>1</sup> DING Xiaohong<sup>1</sup> NI Weiyu<sup>1</sup> LI Guanyun<sup>2</sup>

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

2. SANY Heavy Machinery Co., Ltd., Kunshan, Jiangsu, 215300

**Abstract:** Aiming at the problems that it was difficult to determine the load boundary conditions of mechanical structures under complex working conditions, an external load inversion technology was proposed based on multi-information fusion of simulation and measurement. Firstly, the finite element model of the structures to be studied was established, the unit load was applied at the positions of the external load, and the full field strain response of the member was calculated. Then, the optimal layout scheme of measured points and the optimal load coefficient matrix of strain test were obtained based on the D-optimal design principle, and the dynamic response relationship between external load and strain was established. According to the obtained measured point layout scheme, the strain gauges were pasted on the structure to measure the dynamic strain histories of the machine in the actual working processes, the dynamic external load histories of the structure was inversed based on the measured strain histories and the response relationship between load and strain. Taking the working devices of the hydraulic excavator as an example, the hinge point load of the boom was determined by the proposed method, the load inversion results were used as the input of boom transient dynamics analysis, and the simulation values of base measurement points and non-base strain were calculated, the measured values were compared with the simulated values to prove the effectiveness of the proposed method.

**Key words:** excavator; D-optimal design; measured point layout; load inversion; finite element simulation

### 0 引言

机械结构在复杂动态载荷作用下通常发生疲劳破坏, 如工程机械, 由于工作环境恶劣, 它的金属结构就常常发生疲劳破坏, 影响其工作寿命。

研究金属结构的疲劳破坏, 必须获取作用在结构上的准确载荷。以液压挖掘机为例, 它的工作装置包括动臂、斗杆和铲斗, 三者通过连杆机构铰接, 由动臂油缸、斗杆油缸和铲斗油缸驱动, 实现挖掘作业。建立工作装置的力学模型, 通过估算挖掘阻力, 基于平衡方程计算铰点载荷是经典的

收稿日期: 2021-09-10

基金项目: 国家自然科学基金 (51975380)

力学计算方法<sup>[1]</sup>,但由于挖掘阻力模型一般源于经验公式,无法模拟复杂的真实挖掘工况,且将金属结构假设为刚性,因此得到的铰点载荷准确度不高,同时由于挖掘姿态变化繁多,因此计算复杂。目前常用的方法是采用动力学仿真技术,如邱清盈等<sup>[2]</sup>通过显式动力学软件 LS-DYNA 和 ADAMS 联合仿真的方法得到铰点载荷。近年来,随着离散元技术的发展,多体动力学-颗粒动力学耦合分析技术开始被广泛运用,通过建立精细的挖掘土壤颗粒模型,可求得铲斗挖掘过程所受的挖掘阻力。贺朝霞等<sup>[3]</sup>考虑铲装过程中物料的变形对铲斗的影响,得到了更加准确的挖掘阻力,并进一步通过多体动力学分析得到了各铰点载荷。显然,采用动力学仿真技术可以得到比经典力学模型更加真实的铰点载荷,但由于动力学仿真仍需输入经验挖掘阻力,而采用离散元技术模拟挖掘土壤获取挖掘阻力也存在土壤模型不够准确带来的计算误差问题,且无法考虑实际挖掘过程中的不同土壤状态切换及操作过程的各种实际状况,因此得到的铰点载荷也是相对理想状态下的载荷,与实际载荷之间也存在较大的误差。

事实上,获取挖掘机等作业工况恶劣的机械结构外载荷,最可靠的方法是实际测量。但在实际作业过程中,挖掘机工作装置的受力和运动状态十分复杂,难以通过直接测量的方法得到作用于结构上的外载荷,需要采用间接测量并结合仿真技术来获取。近年来,为了准确反演实际工况下的机械结构外载荷,基于实测结构响应的载荷反演技术受到关注,由于结构应变响应较容易测量得到,因此可通过实测应变历程反演外载荷。李文玉等<sup>[4]</sup>根据测试经验选择尽可能靠近焊缝的位置为应变测点位置,通过采集工作中挖掘机结构上的测点应变历程,基于时域内应变响应与载荷的关系,通过载荷反演的方法得到挖掘机工作载荷谱。孔帅等<sup>[5]</sup>通过船体外板结构的冲击载荷试验确定应变测试最佳应变传感器布置方案,将试验应变信号用于载荷反演中,并得出载荷反演精度与应变片传感器的合理布置密切相关的结论。目前,传感器的布置主要基于经验推理和有限元仿真分析,但这两种方法均难以得到完整的应变敏感位置,从而影响载荷反演精度。通过试验确定外载荷和应变信号之间的相关性,得到最佳贴片方案的方法准确度较高,但需耗费大量时间与人力,因而此方法较少用于工程机械当中。

针对现有载荷反演研究的不足,本文提出一种基于仿真与实测多信息融合的机械结构外载荷

反演技术。以挖掘机工作装置为研究对象,根据D-最优设计原则确定金属结构动态测试测点最佳布置方案,并采集挖掘机实际工作时的测点应变、油缸位移等信息,结合有限元分析技术,准确反演挖掘机工作装置等效外载荷。

## 1 基于实测应变的结构外载荷反演方法

### 1.1 载荷反演理论

对于线性结构系统,载荷、应变和位移之间存在线性关系<sup>[6]</sup>,因此,在结构有限元模型中,任意位置某一方向的应变是多个外载荷在该位置引起的对应方向的应变叠加,应变和载荷的关系可以表示为

$$\varepsilon = AF \quad (1)$$

式中, $\varepsilon$ 为全局应变某一方向分量构成的 $p \times 1$ 矩阵; $p$ 为构件全局单元数; $F$ 为 $m \times 1$ 的载荷矩阵; $m$ 为外载荷数; $A$ 为 $p \times m$ 的载荷系数矩阵。

式(1)写成矩阵形式为

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

应变矩阵随所选单元及其方向变化,同时,载荷系数矩阵 $A$ 也随之变化。由式(2)可得,单元 $p$ 的应变大小为

$$\varepsilon_p = A_{p,1}F_1 + A_{p,2}F_2 + \cdots + A_{p,m}F_m \quad (3)$$

当结构仅有 $F_1$ 作用,即在结构单独施加载荷 $F_1$ 时,式(2)可转换为

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

式(4)中的应变表示仅在 $F_1$ 载荷下,各单元的应变值。由于结构实际作用载荷个数为 $m$ ,此时,式(4)可扩展为

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

由式(5)可求得单元 $p$ 在不同载荷独立作用下的应变响应,即应变矩阵中,行向量为单元 $p$ 在各载荷独立作用下,沿同一方向的应变分量,即

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

根据应变叠加原理,由式(3)、式(6)可以得到

以下关系：

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

当边界载荷已知时,基于应变叠加原理,可通过瞬态分析求得结构全局任意方向的应变响应值<sup>[7]</sup>。同理,当结构全局单元的应变响应已知时,可以反演结构外载荷,这类问题属于瞬态动力学分析的反问题<sup>[8-9]</sup>。

通过有限元法得到结构在单位载荷单独作用下各测点的应变响应,从而得到全局应变矩阵。在单位载荷作用下,由式(5)可得

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

通过式(8)即可确定载荷系数矩阵,由式(2)可知,当载荷系数矩阵确定时,将结构实测应变数据作为输入,可以反演结构外载荷,但由于进行构件全局应变测试难以实现,一般通过部分测点计算得到  $\mathbf{F}$  的近似解。载荷近似解  $\hat{\mathbf{F}}$  可以表示为

$$\hat{\mathbf{F}} = \hat{\mathbf{A}}^{-1} \times \hat{\boldsymbol{\varepsilon}} \quad (9)$$

其中,  $\hat{\boldsymbol{\varepsilon}}$  为局部测点应变矩阵;  $\hat{\mathbf{A}}$  为局部测点载荷系数矩阵;  $\hat{\mathbf{A}}^{-1}$  为  $\hat{\mathbf{A}}$  的广义逆矩阵,当矩阵满秩时,  $\hat{\mathbf{A}}^{-1}$  可以表示为

$$\hat{\mathbf{A}}^{-1} = (\hat{\mathbf{A}}^T \hat{\mathbf{A}})^{-1} \hat{\mathbf{A}}^T \quad (10)$$

将式(10)代入载荷近似解(式(9))得到载荷近似解关系式为

$$\hat{\mathbf{F}} = (\hat{\mathbf{A}}^T \hat{\mathbf{A}})^{-1} \hat{\mathbf{A}}^T \hat{\boldsymbol{\varepsilon}} \quad (11)$$

## 1.2 基于 D-最优设计的应变片布置方法

工程中应变片的布置一般根据危险工况下静力仿真分析结果或技术人员的经验来决定,前者在少数危险工况下的静力学仿真结果不足以确定全工况下的危险点位置分布,同时结构仿真分析时由于模型及载荷可能产生的虚假应力集中可能导致选取不当的危险位置;后者根据人为经验同样存在疏漏,测试结果易受环境干扰,导致测试收集得到的应变时域历程失真,与实际值误差较大。

载荷估计值误差大小与应变实测误差以及载荷系数有关,根据统计学基本概念可以得到

$$s^2(\hat{\boldsymbol{\varepsilon}}) = \hat{\mathbf{A}} s^2(\hat{\mathbf{F}}) \hat{\mathbf{A}}^T \quad (12)$$

式中,  $s^2(\hat{\boldsymbol{\varepsilon}})$  为应变的方差协方差矩阵;  $s^2(\hat{\mathbf{F}})$  为反演载荷的方差协方差矩阵。

在实际应变测试中,受仪器反演精度和信号的噪声影响,测量数据不可避免地会有误差,若每

个应变测点测量误差独立,且标准差为  $\sigma$ ,则载荷方差协方差矩阵可以表示为

$$s^2(\hat{\mathbf{F}}) = \sigma^2 (\hat{\mathbf{A}}^T \hat{\mathbf{A}})^{-1} \quad (13)$$

由式(13)可以看出,反演载荷与实际载荷的误差主要受测量中不可避免的误差和测量结构本身的局部测点载荷系数矩阵  $\hat{\mathbf{A}}$  共同影响。因此,要想使得估计载荷最准确,首先,要确保应变测点必须为应变敏感区域,使得测试数据信噪比较好;其次,根据上文可知,式(2)的应变矩阵中,应变方向是任意的,应变矩阵不唯一,当应变矩阵变化时,局部测点载荷系数矩阵  $\hat{\mathbf{A}}$  随之改变,因此,通过选择敏感位置和敏感方向的应变,使得矩阵  $\hat{\mathbf{A}}^T \hat{\mathbf{A}}$  的行列式值达到最大,当行列式值达到最大时,外载荷的方差协方差矩阵行列式值最小,代表反演载荷更接近实际,且各载荷之间耦合度最低。通过不断迭代使得矩阵  $\hat{\mathbf{A}}^T \hat{\mathbf{A}}$  行列式值达到最大的原理称为 D-最优设计理论<sup>[10-11]</sup>

当构件所受外载为单位载荷,即载荷矩阵为单位矩阵时,由式(8)可以得到以下关系:

$$\hat{\mathbf{A}}^T \hat{\mathbf{A}} = \hat{\boldsymbol{\varepsilon}}^T \hat{\boldsymbol{\varepsilon}} \quad (14)$$

由式(14)可知,矩阵  $\hat{\mathbf{A}}^T \hat{\mathbf{A}}$  的行列式大小由所选测点单位载荷下的应变决定。D-最优设计法通过测点位置与方向的迭代,使矩阵  $\hat{\mathbf{A}}^T \hat{\mathbf{A}}$  的行列式值不断增大。由式(13)可知,当  $\hat{\mathbf{A}}^T \hat{\mathbf{A}}$  行列式值最大时,反演载荷的方差协方差矩阵行列式值最小,载荷反演精度最高。

## 1.3 基于实测应变值的结构载荷反演流程

载荷反演一般流程如图1所示。首先对构件进行有限元建模,并对有限元模型进行静力学分析,在构件实际受载位置施加单位载荷,并求解得到全场应变响应;根据静力学计算结果确定结构高应变区域,并结合工程经验选取区域内若干单元为候选单元,基于 D-最优设计算法以及构件单位载荷下的应变响应进一步在候选单元中确定应变片最佳位置和方向;最后在载荷反演过程中,将采集得到的时域应变数据代入式(11)进行直接求解,得到结构等效外载荷,并通过瞬态动力学分析的方法进行全场映射,得到结构每个节点位置的时域应力、应变数据。综合考虑实际贴片能力和解的最优性,初始测点数量要大于所测载荷的数量,当应变实测值与仿真结果出现较大偏差时,应再次进行 D-最优筛选,适当增加最佳测点的个数。

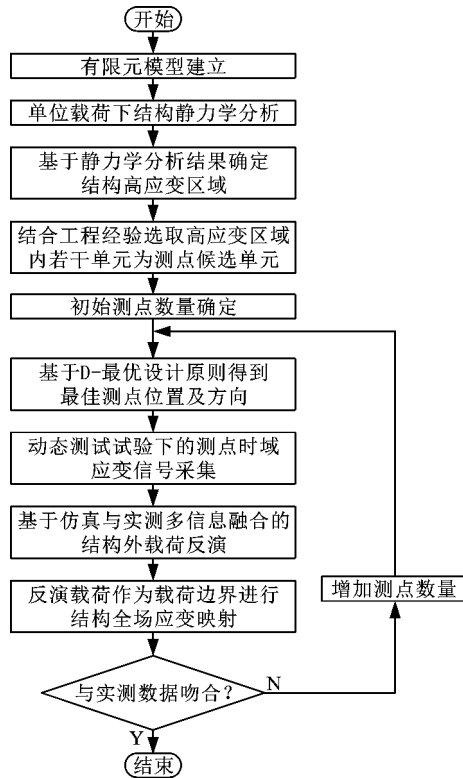


图 1 载荷反演流程

Fig.1 Load inversion process

## 2 挖掘机动臂铰点载荷反演

以某型液压挖掘机动臂为例,说明和验证机械结构载荷反演方法。

### 2.1 动臂有限元分析与测点位置确定

根据挖掘机动臂实际结构的几何参数及材料属性,建立挖掘机动臂有限元模型,如图 2 所示,有限元模型由壳单元、四面体单元和梁单元组成,材料为 Q345。动臂与斗杆、油缸和转台通过销轴相连,因此在 4 个销关节位置设置单位载荷,在销关节处建立参考点  $R_1$ 、 $R_2$ 、 $R_3$ 、 $R_4$ 。由于每个关节都可沿销轴自由旋转,因此在销关节处释放  $z$  方向转动自由度,其余 5 个自由度分别施加单位载荷,即  $x$ 、 $y$ 、 $z$  方向上的 3 个单位载荷,以及绕  $x$ 、 $y$  方向的单位力矩,动臂共 4 个铰点,因此模型共计 20 个单位载荷工况。由于缺少  $z$  轴转动约束,模型会发生刚性位移,因此在模型中引入惯性释放<sup>[12]</sup>。

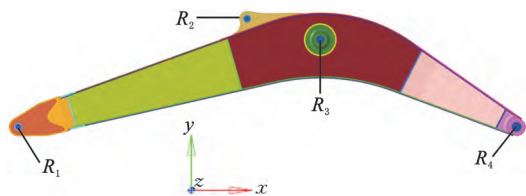
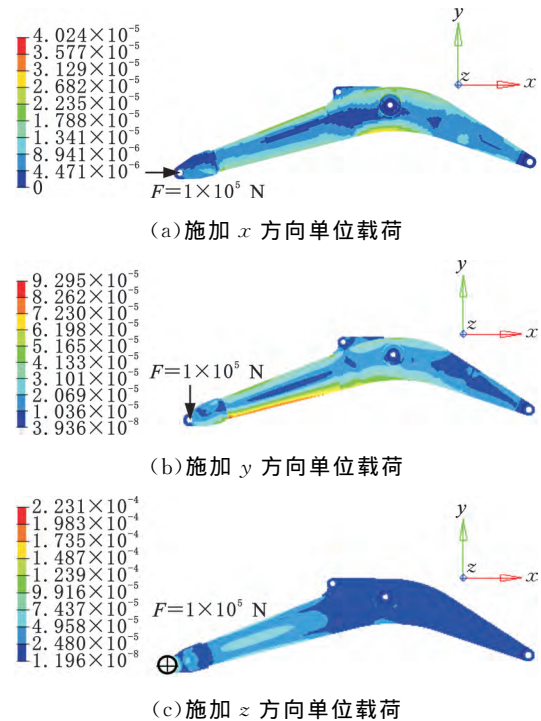


图 2 挖掘机动臂有限元模型

Fig.2 Finite element model of excavator boom

通过有限元仿真技术得到了挖掘机动臂在各单位载荷工况下的全场应变信息,应变信息包括主应变、von Mises 等效应变等,由于工况数较多,本文仅展示  $R_1$  位置施加  $x$ 、 $y$ 、 $z$  三个方向单位载荷下的 von Mises 等效应变有限元分析结果,如图 3 所示。可以看出高应变区域分布于腹板上下边缘,即结构的这些位置易发生破坏,根据 von Mises 等效应变信息,可以确定最佳测点的候选区域。应变分量则作为 D-优化设计时应变矩阵中的应变输入。

图 3 动臂在  $R_1$  处载荷作用下的等效应变云图Fig.3 Mises equivalent strain results of boom under load at  $R_1$ 

考虑挖掘机在实际挖掘过程中,动臂腹板两侧受力不对称,因此需要在动臂两侧同时进行应变片布置。为了能更有效地反映各个铰点位置载荷信号特征,需要尽可能地使得测点均布在结构上。根据应变测点的选取原则,避开边界和应力梯度较大的单元,并根据单位载荷有限元分析得到候选测点应变信息,构造候选单元应变矩阵。采用载荷反演软件 True-Load/Pre-Test<sup>[13]</sup>,基于 D-最优设计原则对候选单元进行筛选得到最佳测点单元位置、测点方向,最佳测点布置如图 4 所示,一共 29 个测点,参照图 3 应变云图可以看出,测点均位于应变敏感区域。载荷反演结果应进行验证,因此需要将部分测点作为验证测点,不用于载荷反演。为了方便区分不同用途的测点,将用于载荷反演的测点称为基底测点,方案中  $G_1 \sim G_{25}$  号测点为基底测点,将用于载荷验证的测点称

为非基底测点,方案中  $G_{26} \sim G_{29}$  号测点为非基底测点。在图 4 中,黄色为基底测点,红色为非基底测点。载荷反演一般只要求基底测点数等于载荷数即可,为防止试验过程出现个别通道故障导致无法进行载荷反演,需尽可能多地布置基底测点。

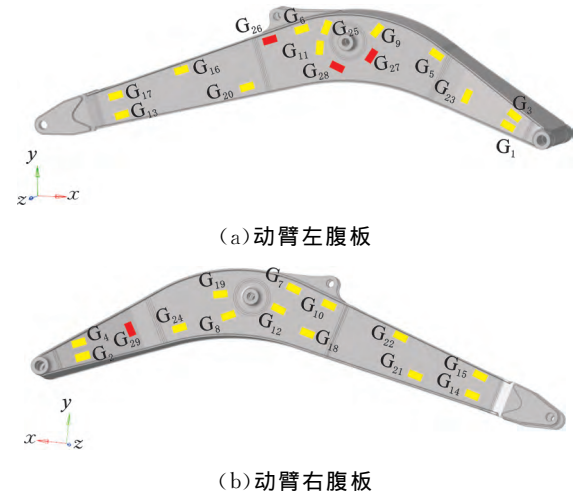


图 4 动臂测点布置图

Fig.4 Location of strain gauge for boom

2.2 挖掘机金属结构应变实测

2.2.1 测试工况

在石方工况下进行实际挖掘作业,挖掘机工作状态分为四个部分:挖掘、提升旋转、放铲、回转下放。

2.2.2 多信息同步采集系统

为了得到各测点动态应变信息以及各油缸的位移信息<sup>[14]</sup>,在挖掘机实际挖掘作业时,在选定的测点贴应变片,并采用 WDS2500 拉绳式位移传感器获取液压缸位移信号,油缸位移以及测点应变数据均由 LMS SCADAS Mobile 移动式数采系统采集。采集系统如图 5 所示。

上述贴片方案基于 D-最优原则,严格按图 4 所示的测点位置及方向对挖掘机动臂进行应变片贴片,为了保证采集得到的测试信号具有良好的信噪比和较小的误差值,需要在贴片前对动臂结构表面进行一系列处理。首先是打磨处理,通过电磨头进行砂纸打磨,去除结构表面的油漆材料,使得应变片可粘贴于金属表面;其次是清洁处理,使用胶水黏合剂粘贴应变片需保证试件待测表面清洁干净且干燥;最后使用有机硅密封胶对应变片进行进一步的密封和固定,以防止应变片脱落和腐蚀。

应变片安装完成之后,将应变片与测试线接线端进行焊接固定并将测量线路固定在挖掘机动臂结构上,随后在挖掘机铲斗油缸位置安装位移传感器,将数采系统固定于便于接线和固定的位

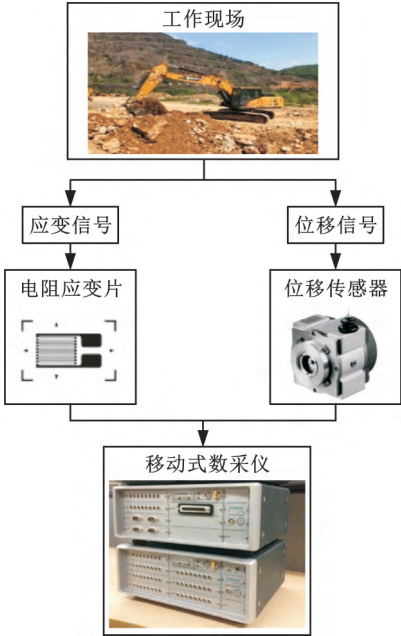


图 5 多信息同步采集系统

Fig.5 Multi information synchronous acquisition system

置并完成线路连接,至此完成挖掘机动态测试全部准备工作。图 6 为测试现场图。

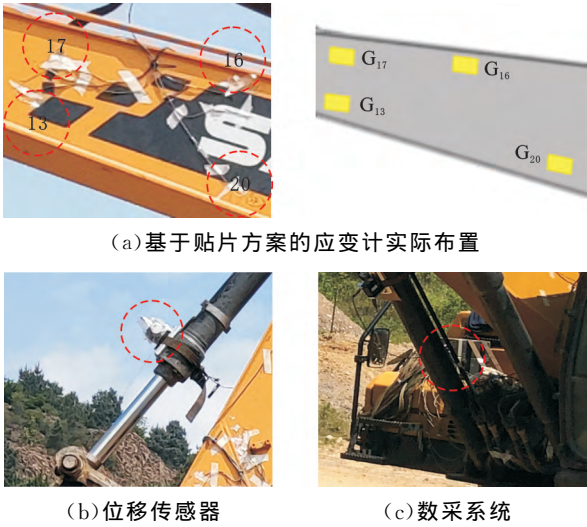


图 6 测试现场图

Fig.6 Diagram of test site

2.2.3 测试过程

重复挖掘机典型测试工况,并采集工作状态下各测点动态应变信号以及油缸位移信号,便于后续筛选合适的循环周期。对挖掘机实际工作过程中的动臂应变信号进行采集时需要注意的是,由于挖掘过程中,动臂结构通常承受随机载荷,随机载荷的峰谷值又是最重要的载荷特征,为避免应变信号峰值遗漏导致反演载荷峰值的缺失,应变采集频率应尽可能地高,本试验的应变信号采样频率取 322 Hz。

2.2.4 测试数据

铲斗油缸位移曲线如图 7a 所示,整个测试过

程持续 10 min。选择稳定的工作周期对后续的载荷反演至关重要,可以看出 150~200 s(图 7a 红色虚线框区域)时间段内油缸位移曲线最为稳定,因此截取该时间段的油缸位移曲线,得到图 7b 所示的三个连续完整工作周期的铲斗油缸实测位移曲线,据此可以确定对应时域内各基底测点的应变数据,用于载荷反演。

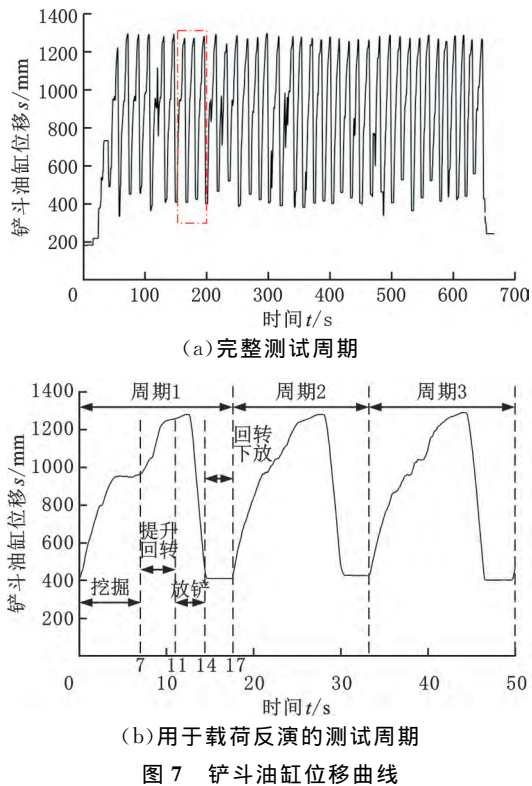


Fig.7 Cylinder displacement curve of bucket

### 2.3 动臂铰点载荷反演及验证

由式(5)可知,载荷反演需要知道载荷系数矩阵  $A$  以及实测应变信息构成的动态应变矩阵  $\varepsilon$ , 其中载荷系数矩阵  $A$  由有限元方法和 D-最优设计原则得到,动态应变矩阵  $\varepsilon$  通过测试得到,将数据代入式(4)中可直接进行铰点载荷反演。由于铰点数较多,因此选择铰点 1 和铰点 2 的反演力矩载荷建立曲线,如图 8 所示,反演力矩载荷如图 9 所示。可以看出,在挖掘阶段(0~7 s),铰点 1 和铰点 2 沿  $x$  轴挖掘方向载荷和沿  $y$  轴提升方向载荷同时呈现先增后减趋势,7 s 后结束挖掘,载荷迅速减小,这是由于挖掘过程中,随着铲斗中土壤的增加,挖掘阻力先不断增大,当铲斗装满时,铲斗开始斜向上移动,挖掘阻力开始减小,当完全从土壤中抬出时,挖掘力彻底消失;在  $z$  轴方向的铰点载荷则受到实际工况下的偏载影响,偏载与挖掘阻力有关,因此趋势一致;而在挖掘阶段(0~7 s),铰点 1 和铰点 2 的弯矩同样呈现先增后减趋势,这是由于挖掘过程中,当铲斗进入土壤

时,可能产生偏载,偏载随挖掘阻力大小变化,因此呈现先增后减趋势;挖掘结束后,由于挖掘机进入提升旋转阶段,瞬间产生水平方向的惯性力,因此铰点弯矩在 7 s 时突然增大随后稳定,绕  $y$  轴力矩影响明显,在放铲阶段(11~14 s),由于倾倒土壤的同时机器水平回转,导致力矩产生波动,随后回转下放阶段(14~17 s),随着铲斗中土壤被倾倒出,同时回转速度减小,铰点力矩减小。综上,铰点力和铰点力矩的变化趋势符合实际情况。

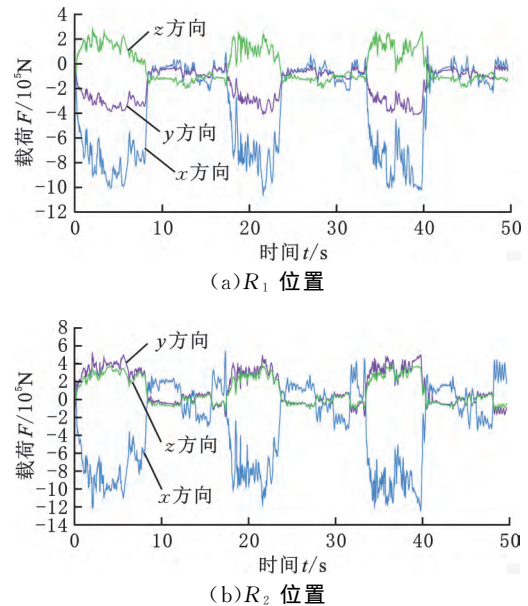


Fig.8 Inversion of hinge force load

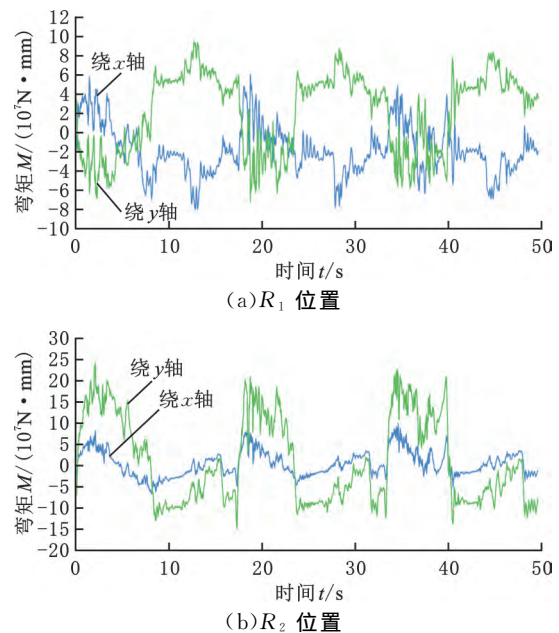


Fig.9 Inversion of hinge moment load

为检验动臂铰点载荷反演精度,将动臂铰点反演载荷作为载荷边界条件导入动臂瞬态动力学分析中,得到全部测点的仿真应变响应。将第一

循环周期的应变仿真曲线与实测曲线进行对比分析,如图 10 所示,红色曲线表示应变实测值,蓝色曲线表示应变仿真值。由曲线图可以看出,在挖掘阶段(0~7 s),铲斗受到挖掘土壤反作用力,各测点应变信号剧烈波动,其他时刻的应变信号相对平稳,应变信号仿真与实测值的趋势基本吻合。

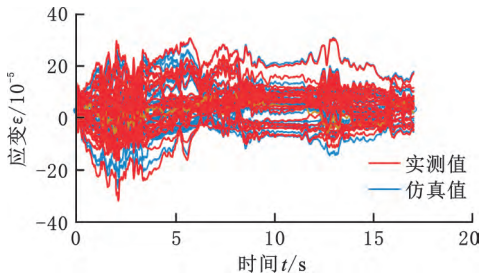
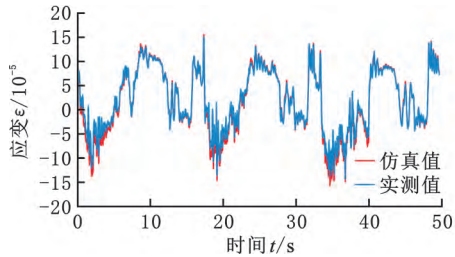
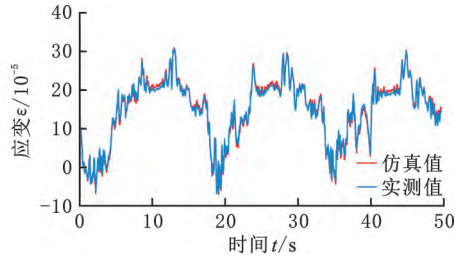


图 10 全部测点实测与仿真对比图

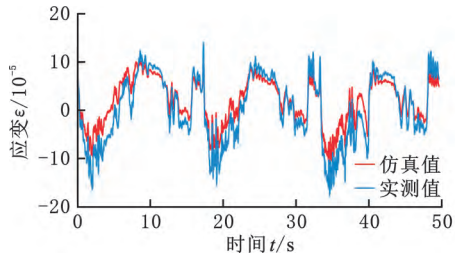
Fig.10 Comparison of actual measurement and simulation



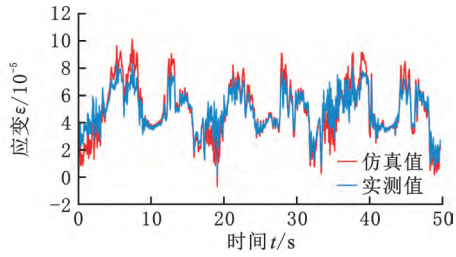
(a) G<sub>16</sub>号测点对比



(b) G<sub>19</sub>号测点对比



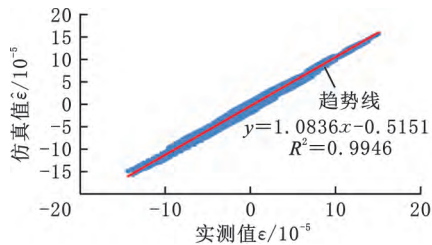
(c) G<sub>26</sub>号测点对比



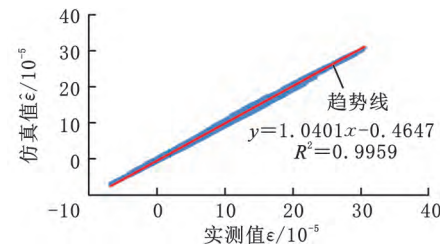
(d) G<sub>29</sub>号测点对比

图 11 实测与仿真曲线对比

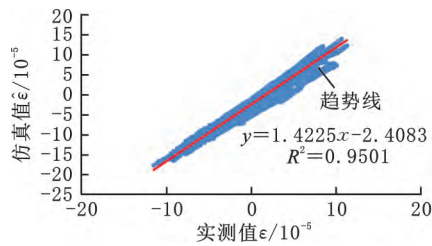
Fig.11 Comparison of measured and simulated curves



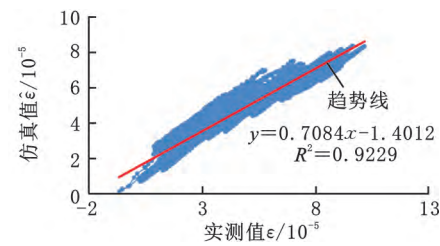
(a) G<sub>16</sub>号测点应变散点



(b) G<sub>19</sub>号测点应变散点



(c) G<sub>26</sub>号测点应变散点



(d) G<sub>29</sub>号测点应变散点

图 12 实测与仿真散点

Fig.12 Scatter plot of actual strain measurement and simulation

为了进一步描述测点仿真与实测应变间的吻合度与相关性,对实测信号与仿真值进行误差分析以及拟合优度计算。对 G<sub>16</sub>、G<sub>19</sub>号基底测点和 G<sub>26</sub>、G<sub>29</sub>号非基底测点建立测点实测与仿真应变曲线,如图 11 所示。由图 11 可以看出,无论是基底测点还是非基底测点,仿真与实测曲线趋势均吻合。建立测点实测与仿真应变散点图,如图 12 所示。由图 12 可以看出,散点集中分布于趋势线两侧,且趋势线斜率接近 1。表 1 给出了全部测点的应变仿真值与测试值拟合相关性及均方根误差比,可看出基底测点的整体平均误差为 9.228%,平均拟合优度为 0.9404,平均斜率为 0.931。非基底的测点整体平均误差为 19.875%,平均拟合优度为 0.826,平均斜率为 1.037,可以看出各测点实测值与仿真值不仅趋势一致,且相关性较好。

表 1 测试与仿真应变值拟合相关性及均方根误差

Tab.1 Fitting correlation and RMS error of measured and simulated strain values

	测点编号	均方根误差(%)	斜率 $k$	拟合优度
基底测点	G <sub>1</sub>	3.87	0.814	0.9909
	G <sub>2</sub>	5.99	0.805	0.9768
	G <sub>3</sub>	11.69	1.475	0.9837
	G <sub>4</sub>	2.10	0.975	0.9949
	G <sub>5</sub>	4.38	0.836	0.9982
	G <sub>6</sub>	13.13	0.473	0.89
	G <sub>7</sub>	14.84	0.409	0.887
	G <sub>8</sub>	28.65	1.718	0.7789
	G <sub>9</sub>	14.60	1.547	0.9702
	G <sub>10</sub>	15.24	1.178	0.8493
	G <sub>11</sub>	6.32	0.917	0.9968
	G <sub>12</sub>	13.96	1.231	0.7982
	G <sub>13</sub>	3.28	0.882	0.996
	G <sub>14</sub>	6.35	1.096	0.9988
	G <sub>15</sub>	2.29	0.971	0.997
	G <sub>16</sub>	2.69	1.084	0.9946
	G <sub>17</sub>	9.32	0.979	0.9905
	G <sub>18</sub>	11.08	0.635	0.9943
	G <sub>19</sub>	1.67	1.04	0.9959
	G <sub>20</sub>	9.42	0.822	0.9734
	G <sub>21</sub>	3.66	0.872	0.9992
	G <sub>22</sub>	4.23	0.832	0.987
	G <sub>23</sub>	7.33	0.825	0.9568
	G <sub>24</sub>	18.85	0.237	0.5301
	G <sub>25</sub>	15.77	0.63	0.9773
	平均值	9.228	0.931	0.9402
非基底测点	G <sub>26</sub>	26	1.4225	0.9501
	G <sub>27</sub>	29.7	1.1641	0.7256
	G <sub>28</sub>	20	0.8551	0.7083
	G <sub>29</sub>	3.8	0.7084	0.9229
	平均值	19.875	1.037	0.826

### 3 结论

(1) 本文提出一种基于仿真与实测多信息融合的机械结构外载荷反演方法。通过有限元仿真和 D-最优设计得到了合理的应变测点布置方案。进行现场实测得到了载荷反演所需的结构应变实测信息,并基于仿真与实测信息反演结构等效外载荷,通过计算均方根误差以及拟合优度,多向验证了反演结果的可靠性。

(2) 本文建立了完整的载荷反演流程,解决了复杂恶劣工况下机械结构外载荷难以直接获取的问题,所得的反演载荷可用于结构的优化设计、安全可靠性分析和疲劳寿命分析。

#### 参考文献:

- [1] PATEL B P, PRAJAPATI J M. Evaluation of Resistive Force Using Principle of Soil Mechanics for Mini Hydraulic Backhoe Excavator[J]. International Journal of Machine Learning and Computing, 2012,

2(4):386-391.

- [2] 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 Qingying, WEI Zhenkai, GAO Yu. Fatigue Analysis Method of Working Devices of Hydraulic Excavator[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2016, 46(1):159-165.
- [3] 贺朝霞,马跃飞,常乐浩,等. 基于多体动力学与颗粒动力学耦合的挖掘载荷计算与研究[J]. 机械设计与制造, 2021(6):266-269.  
HE Zhaoxia, MA Yuefei, CHANG Lehao, et al. Excavator Load Analysis Based on Multi-body Dynamics and Particle Dynamics[J]. Machinery Design and Manufacture, 2021(6):266-269.
- [4] 李文玉,夏日,许金泉. 挖掘机工作载荷谱识别方法研究[J]. 力学季刊, 2021, 42(1):130-139.  
LI Wenyu, XIA Ri, XU Jinquan. Research on Identification Method of Working Load Spectrum for Excavator [J]. Chinese Quarterly of Mechanics, 2021, 42(1):130-139.
- [5] 孔帅,崔洪宇,季顺迎. 船体结构冰载荷反演方法及试验验证[J]. 中国机械工程, 2020, 31(3):281-288.  
KONG Shuai, CUI Hongyu, JI Shunying. Ice Load Identification Method of Ship Structures and Experimental Verification[J]. China Mechanical Engineering, 2020, 31(3):281-288.
- [6] 王健伟,段庆林,季顺迎. 冰区航行中船舶结构冰载荷的现场测量与反演方法研究进展[J]. 力学进展, 2020, 50:93-123.  
WANG Jianwei, DUAN Qinglin, JI Shunying. Research Progress of Field Measurements and Inversion Methods of Ice Loads on Ship Structure during Ice Navigation[J]. Advances in Mechanics, 2020, 50:93-123.
- [7] 张卫国,权龙,程珩,等. 基于真实载荷的挖掘机工作装置瞬态动力学分析[J]. 机械工程学报, 2011, 47(12):144-149.  
ZHANG Weiguo, QUAN Long, CHENG Heng, et al. Transient Dynamic Analysis on Working Device of Excavator Based on Practical Load[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(12):144-149.
- [8] 兑红娜,刘栋梁,张志贤,等. 基于应变测量的结构载荷分布反演方法[J]. 航空学报, 2021, 42(5): 300-307.  
DUI Hongna, LIU Dongliang, ZHANG Zhixian, et al. Distributed Load Recovery Approach Based on Strain Measurements[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2021, 42(5):300-307.

(下转第 655 页)

- [12] ZHUANG H, WANG L K, ROTH Z S. Error-model-based Robot Calibration Using a Modified CPC Model[J]. Robotics & Computer Integrated Manufacturing, 1993, 10(4):287-299.
- [13] OKAMURA K, PARK F C. Kinematic Calibration Using the Product of Exponentials Formula[M]. Cambridge:University of Cambridge, 1996.
- [14] 周学才, 张启先, 郑时雄. 一种新的机器人机构距离误差模型及补偿算法[J]. 机器人, 1991, 13(1):44-49.  
ZHOU Xuecai, ZHANG Qixian, ZHENG Shixiong. A New Model with Compensation Algorithm for Distance Accuracy of Robot Mechanisms[J]. Robot, 1991, 13(1):44-49.
- [15] 侯琳祺, 冯淑红. 基于距离精度的机器人 5 参数位置误差模型[J]. 机器人技术与应用, 2002(2):31-35.  
HOU Linqi, FENG Shuhong. Robot 5-parameter Position Error Model Based on Distance Accuracy[J]. Robot Technology and Application, 2002(2):31-35.
- [16] 陈钢, 贾庆轩, 李彤, 等. 基于误差模型的机器人运动学参数标定方法与实验[J]. 机器人, 2012, 34(6):680-688.  
CHEN Gang, JIA Qingxuan, LI Tong, et al. Calibration Method and Experiments of Robot Kinematics Parameters Based on Error Model[J]. Robot, 2012, 34(6):680-688.
- [17] 高文斌, 王洪光, 姜勇, 等. 基于距离误差的机器人运动学参数标定方法[J]. 机器人, 2013, 35(5):600-606.  
GAO Wenbin, WANG Hongguang, JIANG Yong, et al. Kinematic Calibration Method of Robots Based on Distance Error[J]. Robot, 2013, 35(5):600-606.
- [18] 任永杰, 郝继贵, 杨学友, 等. 基于距离精度的测量机器人标定模型及算法[J]. 计量学报, 2008, 29(3):198-202.  
REN Yongjie, CHU Jigui, YANG Xueyou, et al. Calibration Model and Algorithm of Measuring Robot Based on Distance Accuracy[J]. Acta Metrology, 2008, 29(3):198-202.
- [19] 熊有伦, 李文龙, 陈文斌. 机器人学:建模、控制与视觉[M]. 武汉:华中科技大学出版社, 2018:91-102.  
XIONG Youlun, LI Wenlong, CHEN Wenbin. Robotics:Modeling, Control and Vision[M]. Wuhan:Huazhong University of Science and Technology Press, 2018:91-102.

(编辑 王艳丽)

作者简介:倪华康,男,1995年生,硕士。研究方向为机器人标定与自适应加工。E-mail:806482787@qq.com。杨泽源(通信作者),男,1995年生,博士研究生。研究方向为大型复杂构件机器人加工与质量监测。E-mail:yangzeyuan@hust.edu.cn。

(上接第 646 页)

- [9] MASROOR S A, ZACHARY L W. Designing an All-purpose Force Transducer [J]. Experimental Mechanics, 1991, 31(1):33-35.
- [10] MITCHELL T J. An Algorithm for the Construction of “D-optimal” Experimental Designs [J]. Technometrics, 2000, 42(2):48-54.
- [11] GALIL Z, KIEFER J. Time and Space-saving Computer Methods Related to Mitchell’s DET-MAX for Finding D-optimum Designs[J]. Technometrics, 1980, 22(3):301-313.
- [12] 刘俊, 张海剑, 王威, 等. 基于轮胎六分力的某商用车车架疲劳分析[J]. 中国机械工程, 2019, 30(21):2583-2589.  
LIU Jun, ZHANG Haijian, WANG Wei, et al. Fatigue Analysis of Commercial Vehicle Frames Based on Six-dimensional Wheel Loads[J]. China Mechanical Engineering, 2019, 30(21):2583-2589.
- [13] 李晓峰, 郭彩霞, TIMOTHY G, 等. 基于 True-Load 算法的载荷反求研究[J]. 机械设计与制造, 2018(2):242-244.  
LI Xiaofeng, GUO Caixia, TIMOTHY G, et al. Research on Reverse Evaluation of the Load Based on True-load Algorithm[J]. Machinery Design and Manufacture, 2018(2):242-244.
- [14] 任志贵, 陈进, 王树春, 等. 液压挖掘机的动应力测试与瞬态分析[J]. 华南理工大学学报, 2014, 42(1):22-28.  
REN Zhigui, CHEN Jin, WANG Shuchun, et al. Dynamic Stress Test and Transient Analysis of Hydraulic Excavator[J]. Journal of South China University of Technology, 2014, 42(1):22-28.

(编辑 王艳丽)

作者简介:刘纯琨,男,1995年生,硕士研究生。研究方向为结构分析与优化设计。E-mail:2054693761@qq.com。丁晓红(通信作者),女,1965年生,教授、博士研究生导师。研究方向为机械系统和结构优化设计理论和方法。E-mail:dngxhsh021@126.com。