

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2025.04.014

三自由度农业推土机关节摩擦副动力学分析

郭文彬, 李恒宾

(青海职业技术大学 交通运输工程学院, 青海 西宁 810003)

摘要:为解决当前农业机械推土机工作装置关节摩擦副受力过大、挤压磨损严重影响作业效率问题,以某企业生产的 24 t 推土机铲斗与斗杆铰接处关节为研究对象,利用虚拟样机技术模拟工作装置在偏载冲击工况下关节动态受力变化;采用 ABAQUS 对关节处强度进行分析,通过实验测试在扫描电镜下观察表面磨损,探寻磨损机制。结果表明:关节处受偏载冲击强度较大,应力值分布不均匀;磨损表面产生凹坑和犁沟等;磨损形式主要为疲劳磨损与磨粒磨损。此研究对推土机及其他工程机械装置关节摩擦副优化具有一定的指导作用。

关键词:推土机;关节摩擦副;偏载冲击;强度;磨损机制

中图分类号:TH113 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2025)04-0077-06

Dynamics Analysis of Three Degrees of Freedom Agricultural Bulldozer Joint Friction Pair

GUO Wenbin, LI Hengbin

(College of Transportation Engineering, Qinghai Vocational and Technical University, Xining 810003, China)

Abstract: This study aims at investigating the problems of excessive force and severe extrusion wear on the joint friction pair of the working device of agricultural machinery bulldozer. The joint of the 24 t bulldozer bucket and bucket rod produced by an enterprise taken as the research object, the virtual prototype technology was used to simulate the dynamic force change of the working device under the condition of partial load impact, the strength of the joint was analyzed by the ABAQUS, and the surface wear was observed under the scanning electron microscope through the experimental test to explore the wear mechanism. The results show that the impact strength of the joint is strong and the distribution of the contact stress is uneven. Pits and furrows are formed on the worn surface, and the wear forms are mainly fatigue wear and abrasive wear. This study has a certain guiding role in the optimization of joint friction pairs of bulldozer and other engineering mechanical devices.

Keywords: bulldozer; joint friction pair; off-load impact; strength; wear mechanism

0 引言

推土机作为一种重要的工程机械,在矿山、农业及建筑等多方面运用广泛^[1]。推土机主要由驾驶室、传动系统、工作装置、发动机及电气系统部分组成,其中工作装置是推土机重要组成部分,其独特的结构和工作特点与其他工程机械也存在一定的差别。考虑到作业环境常处在沙尘等恶劣条件下,且作业过程中推土铲齿尖处易接触巨石障碍物等从而受到偏载冲击作用,主要关节摩擦副处受力较大从而产生结构松动,工作效率低下,产生磨损等严重问题。调研发现,推土机工作装置推土铲与斗杆铰接处因受力过大导致的磨损问题已异常严重^[2]。

近年来,部分学者对推土机工作过程中结构

承载力进行了相应的研究。刘成^[3]借助 ADAMS 对推土机前工作装置铲斗尖端处在提升和倾侧两种工况下承载力情况进行了分析,结果表明机构运动学性能与理论研究值较吻合;王晗^[4]对推土机挖斗结构在不同工况下进行了受力分析,并通过有限元技术进行了优化设计;施昌盛等^[5]对一款 SD9 高驱推土机的前工作装置进行了简单受力分析。

综上,虽然学者对推土机工作装置重要结构受力进行了一定的研究,但未从本质上解决实际问题,研究内容比较单一。寻找关节结构处受力过大的原因,探索关节摩擦副处磨损机制成为优化推土机工作装置关节结构的重要因素。本文以一款某企业生产的 24 t 推土机三自由度工作装置为研究对象。该工作装置大臂与斗杆的转动、推

基金项目:第二批国家级职业教育教师创新团队专业领域课题研究项目(YB2021090201)

第一作者简介:郭文彬(1986—),男,青海海东人,讲师,本科,研究方向为汽车专业教学,guowenbin19862023@163.com。

土机推土铲的移动,以其推土铲与斗杆铰接关节摩擦副为例,利用数值模拟和实验法分析在偏载冲击作用下的关节受力及磨损机制并提出相应的优化建议,可为工程机械关节结构改进及提高作业效率提供参考。

1 推土机工作装置结构分析

图1为企业提供相关数据建立的24 t推土机三自由度工作装置三维模型结构示意图。推土机工作装置主要由推土铲、斗杆臂及液压油缸组成,推土铲分为铲刀和推架两部分,是工作装置中重要组成部分。该型号推土机液压油缸最大全伸长度为1 500 mm,推土铲离地面最大高度可达500 mm。推土机施工作业时,液压油缸降下推土铲,铲刀置于地面上,前进推土,后退可平地。该型号推土机基本参数信息如表1所示。

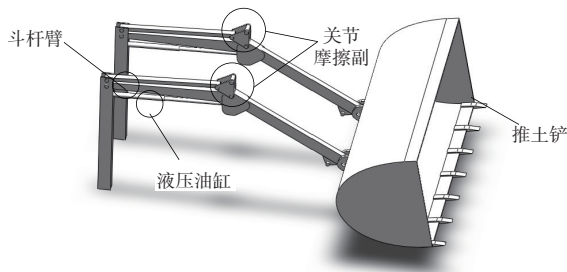


图1 推土机工作装置结构示意图

表1 推土机基本参数

参数	数值
转速/(r/min)	1 800
整机工作质量/kg	24 000
净功率/kW	162
推土铲刀容量/m ³	5.6
爬坡能力/%	30

调研发现,该推土机整体工作性能较好,可在恶劣环境下施工作业,推土铲刀容量可承载较大质量的物料,液压油缸动力充足。但铲刀尖端长期处在较大荷载及偏载作用下,易导致工作装置整体发生受力波动,关节处负荷过大从而造成磨损。

2 工作装置关节动力学分析

2.1 拉格朗日动力学模型

图2为建立三自由度推土机工作装置拉格朗日动力学模型。拉格朗日法^[6-7]是机器人动力

学分析中常用的方法之一,其优点在于不要求出连接处的约束反力。利用拉格朗日法建立动力学模型,主要是对工作装置在工作过程中各液压油缸的受力情况进行详细分析。考虑到推土机工作装置的独特性,取其中一侧进行动力学分析,通过理论计算得出关节油缸输出力矩与关节变量的表达式。

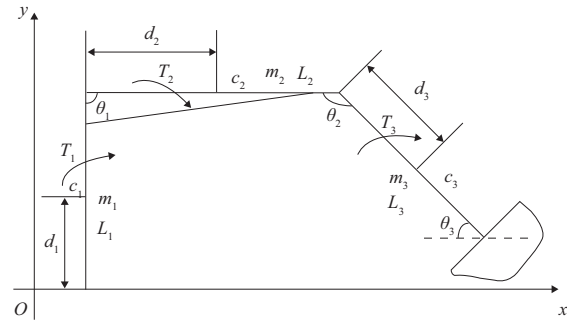


图2 三自由度推土机工作装置动力学模型

图2中: m_i 为各构件的等效质量; θ_i 为关节初始角度; l_i 为各杆件长度; c_i 为各杆件质心位置; T_i 为施加在各关节的驱动力矩; d_i 为各构件质心到相应关节的长度。

推土机工作装置所构成系统的拉格朗日函数 L 定义为系统总动能 E_k 与总势能 E_p 之差,即

$$L = E_k - E_p \quad (1)$$

拉格朗日方程定义为

$$T_i = \frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_i} - \frac{\partial L}{\partial \theta_i} \quad (i=1,2,3,\dots,n) \quad (2)$$

由动能定理可得系统总动能为

$$\begin{cases} E_{k1} = \frac{1}{2} m_1 \dot{\theta}_1^2 \\ E_{k2} = \frac{1}{2} m_2 \dot{\theta}_1^2 l_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{\theta}_2^2 d_1^2 - m_2 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 l_1 d_1 \cos(\theta_1 - \theta_2) \\ E_{k3} = \frac{1}{2} m_3 \dot{\theta}_1^2 l_1^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{\theta}_2^2 l_2^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{\theta}_3^2 d_3^2 - \\ m_3 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 l_1 l_2 \cos(\theta_1 - \theta_2) + m_3 \dot{\theta}_2 \dot{\theta}_3 l_2 d_3 \cos(\theta_2 - \theta_3) - \\ m_3 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_3 l_1 d_3 \cos(\theta_1 - \theta_3) \end{cases} \quad (3)$$

系统总势能为

$$\begin{cases} E_{p1} = m_1 g d_1 \sin \theta_1 \\ E_{p2} = m_2 g (l_1 \sin \theta_1 - d_2 \sin \theta_2) \\ E_{p3} = m_3 g (l_1 \sin \theta_1 - l_2 \sin \theta_2 - d_3 \sin \theta_3) \end{cases} \quad (4)$$

将式(3)、式(4)代入拉格朗日函数,整理得

$$L = E_k - E_p = \frac{1}{2} m_1 \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 (\dot{\theta}_1^2 l_1^2 + \dot{\theta}_2^2 d_2^2) -$$

$$m_2 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 d_2 \cos(\theta_1 - \theta_2) + \frac{1}{2} m_3 (\dot{\theta}_1^2 l_1^2 + \dot{\theta}_2^2 l_2^2 + \dot{\theta}_3^2 d_3^2) -$$

$$m_3 [\dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 l_1 l_2 \cos(\theta_1 - \theta_2) - \dot{\theta}_2 \dot{\theta}_3 l_2 d_3 \cos(\theta_2 - \theta_3) +$$

$$\dot{\theta}_1 \dot{\theta}_3 l_1 d_3 \cos(\theta_1 - \theta_3)] - m_1 g d_1 \sin \theta_1 - m_2 g (l_1 \sin \theta_1 -$$

$$d_2 \sin \theta_2) - m_3 g (l_1 \sin \theta_1 - l_2 \sin \theta_2 - d_3 \sin \theta_3) \quad (5)$$

推土机工作装置系统运动过程中动力学方程为

$$\begin{cases} T_1 = \frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_1} - \frac{\partial L}{\partial \theta_1} = (m_1 d_1^2 + m_2 l_1^2 + m_3 l_1^2) \ddot{\theta}_1 + \\ (m_2 d_2 + m_3 l_2) l_1 m_2 \ddot{\theta}_2 l_1 \sin(\theta_1 - \theta_2) \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 + \\ m_3 l_1 d_3 \sin(\theta_1 - \theta_3) \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_3 - [m_1 g d_1 - m_2 g l_1 + m_3 g l_1] \cos \theta_1 \\ T_2 = \frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_2} - \frac{\partial L}{\partial \theta_2} = (m_2 d_2 + m_3 l_2^2) \ddot{\theta}_2 + \\ (m_2 d_2 + m_3 l_2) l_1 \sin(\theta_1 - \theta_2) \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 - \\ m_3 l_2 d_3 \sin(\theta_2 - \theta_3) \dot{\theta}_2 \dot{\theta}_3 - m_2 g d_2 \cos \theta_2 - m_3 g l_2 \cos \theta_2 \\ T_3 = \frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_3} - \frac{\partial L}{\partial \theta_3} = m_3 d_3^2 \ddot{\theta}_3 - m_3 l_2 d_3 \sin(\theta_2 - \theta_3) \dot{\theta}_2 \dot{\theta}_3 + \\ m_3 l_1 d_3 \sin(\theta_1 - \theta_3) \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_3 - m_3 g d_3 \cos \theta_3 \end{cases} \quad (6)$$

上述公式建立了关节驱动力矩与关节角度变量之间对应关系。推土机在实际作业时,液压油缸相对运动与关节角度变量之间密切相关,其关节角度变化可由液压油缸的伸缩来控制。在偏载冲击工况下,通过控制液压油缸的行程,可得出液压油缸的输出力矩,为后续虚拟样机动态仿真提供理论依据和条件。

2.2 虚拟样机动力学分析

将推土机工作装置三维模型导入虚拟样机 ADAMS 中,对关节铰接处添加运动副及驱动^[8]。本文主要研究推土铲尖端在受到偏载冲击作用下推土铲与斗杆铰接处关节受力变化。通过相关企业实际调研,设计模拟过程主要为常见农田施耕作业过程,即利用液压油缸作用力将推土铲下降到一定位置后,齿尖进行耕田的过程,工况设置如表 2 所示。

表 2 推土机偏载作业过程工况设置

时间/s	挖掘作业过程
0~3	准备挖掘作业过程,液压油缸全伸,推土铲转动至一定角度,工作装置达到最大挖掘半径状态
3~6	液压油缸缓慢缩短,推土铲铲刀尖端到达地面
6~12	工作装置整体前进,铲刀尖端受到偏载冲击作用下进行耕田作业过程
12~15	作业完成,推土铲离开地面

采用 ADAMS 中的 STEP 函数对推土机作业工况进行设置,如表 3 所示。

表 3 推土机运动过程驱动函数设置

项目	驱动函数
液压油缸	Step(time,0,0,3,15.8) + Step(time,3,0,6,-0.3) + Step(time,6,0,12,-0.2)
铲刀尖端阻力	Step(time,6,0,12,58 362.4)
物料重力	Step(time,6,0,12,10 300)

推土机偏载作业工况中,受到偏载冲击力 F 为 10 300 N(实测数据),偏载力施加如图 3 所示。

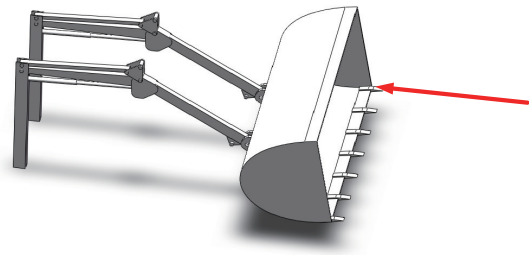


图 3 偏载冲击力施加示意图

设置完成后运行分析,仿真结束导出推土铲与斗杆铰接处关节摩擦副动态受力曲线如图 4—图 5 所示。

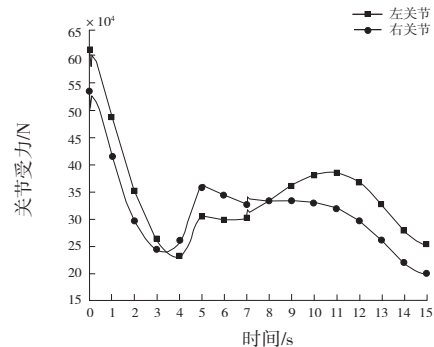


图 4 左右关节受力曲线

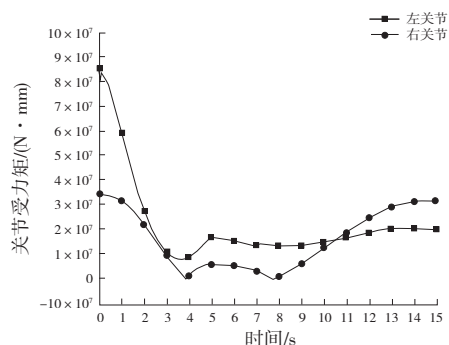


图 5 左右关节受力矩曲线

由图4、图5可知,在偏载冲击工况下,铲斗与斗杆铰接处左、右关节受力不同,左关节受力较大,最大值为614 010 N,右关节受力最大值为537 520 N。左、右关节受力差别较大,是由于偏载工况特殊性导致的。推土机启动过程中,由于惯性作用,关节处除受机器自质量外且受到冲击作用,加速度变化较大,关节受力短时间内增加较快;随着油缸作用,推土铲逐渐到达地面过程中,此时关节受力处于小范围波动;当铲刀尖端受到偏载作用力开始耕地作业过程,左、右关节处受力均增大且左关节增大趋势较快;作业完成后,铲刀尖端离开地面过程中,左、右关节受力在不断减小。

推土机工作装置在提升推土铲与斗杆机构至合适位置过程中,受到波动较大的动态接触力,此时关节处会发生不规则的碰撞导致挤压变形、摩擦磨损等现象发生。当运动至合适位置后,受力和力矩相对较为平稳。偏载冲击作用在推土铲尖端左侧,动力学受力情况与实际相一致。此外,左关节处受力矩同样较大^[9-10]。

3 关节有限元仿真分析

为深入分析关节接触摩擦副在作业过程中强度应力值变化,在动力学分析得到受力曲线的基础上进行关节强度有限元分析。考虑到有限元计算精度和模型复杂性,将推土机工作装置中推土铲与斗杆铰接关节处单独拆分,由于左、右关节结构相同,取其中一处即可,将模型导入有限元软件ABAQUS中,图6^[11]为工作装置推土铲与斗杆铰接关节摩擦副有限元模型,主要由左、右两侧板和中间3根销轴组成。实际结构中,部分推土机关节处存在间隙,可避免因不规则冲击碰撞运动导致销轴端面与侧板面直接接触产生过大的力造成损坏。为了更加贴切地探索接触摩擦面动力学变化及发生磨损的原因,此处不考虑间隙,因此仿真结果更加恶劣且接近实际。有限元分析模型主要接触关节尺寸如图7所示。

仿真材料为Q355B,弹性模量为206 GPa,泊松比为0.3,屈服强度为355 MPa。对模型施加网格质量较优的六面体网格,并对模型中3处产生接触摩擦面间提高相应的网格密度,使得计算结果更加可靠。设置3组接触摩擦面间面与面接触,摩擦因数取0.15。3根销轴设置转动约束,并将ADAMS动力学仿真结果作为外荷载导入有限元模型中进行计算。仿真结束后导出左、右关节处受接触应力值变化如图8、图9所示(本刊为黑

白印刷,相关问题请咨询作者)。

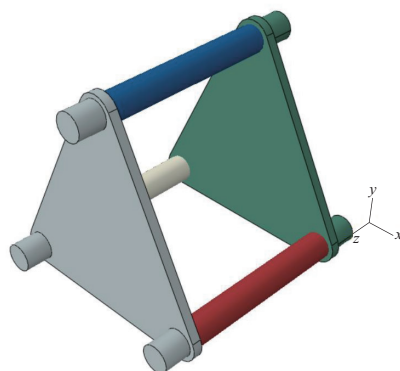


图6 关节有限元分析模型

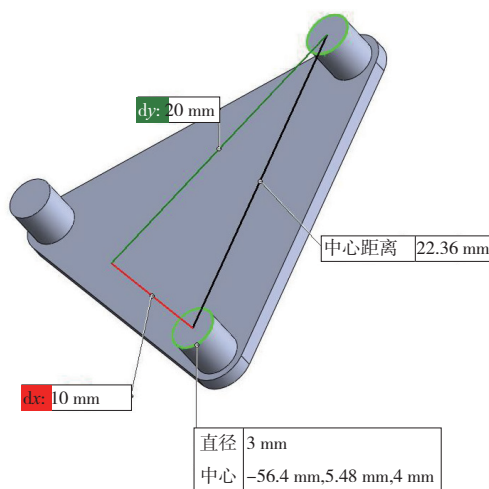


图7 有限元模型主要接触关节尺寸

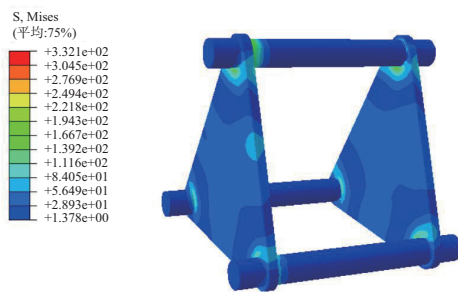


图8 左关节强度云图

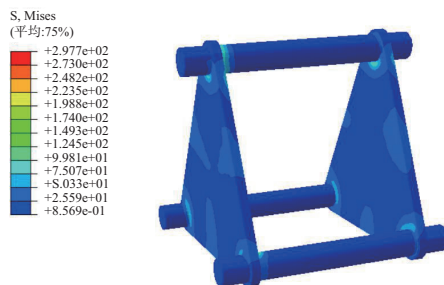


图9 右关节强度云图

由图 8、图 9 可知,偏载冲击工况下,左关节接触强度值大于右关节处,左关节接触面最大应力值为 332.1 MPa,未超过材料屈服极限,但强度值较大。由于关节处受力过大造成磨损、发生疲劳破坏等并不是一次作业过程导致,而是长期处在该交变应力中产生的,因此该工况下左关节处存在一定的安全隐患;右关节最大应力值为 297.7 MPa,左关节应力值大于右关节处,这是由于偏载工况特殊性导致的,仿真结果与理论情况较吻合^[12-13]。

图 10 为左侧局部关节强度云图。由图 10 可知,强度值较大的左侧关节摩擦副处销轴局部受力较大,最大应力值为 294.4 MPa,接近材料屈服极限,长期处在复杂恶劣工况下,易造成局部接触应力值过大、发生磨损破坏等现象;同时左侧板接触处因偏载冲击工况产生局部凹陷,实际作业过程中,关节间隙处逐渐变大,空气中灰尘等污染物进入造成严重的磨粒磨损。

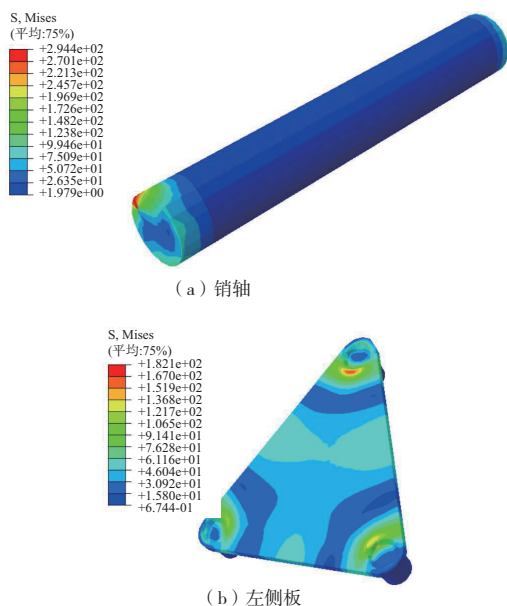


图 10 左侧局部关节强度云图

4 关节摩擦副磨损机制分析

通过有限元分析可知,左、右两关节摩擦副接触处均产生大小不同、位置分散的动态应力作用,偏载冲击会导致某一侧关节受力过大,且关节内局部会造成应力过大现象。为进一步寻求应力过大的原因,从而选择合适方法对摩擦副受力较大处进行优化指导,借助有限元仿真分析得到的数据作为外载荷进行磨损实验测试,分析应力过大处产生的磨损机制^[14]。

在小型摩擦磨损实验机上进行磨损实验,磨损采用对磨形式,上试样为 35 钢,弹性模量为 206 GPa,泊松比为 0.3。下试样为 Q355B,弹性模量为 206 GPa,泊松比为 0.3。磨损在常温下进行,磨损前用酒精对上、下试样进行擦洗,以保证表面清洁。转速为 200 r/min,转角为 $\pm 60^\circ$,根据动力学仿真结果,设置上试样倾斜角度为 3° 从而较为真实地模拟偏载冲击工况,磨损时间为 120 min。磨损分左关节和右关节处,共两组实验^[15]。

磨损结束后,取左、右关节磨损试样中较为严重的部分,在电火花加工机床上采用电火花线切割技术加工出正方形块状试样,边长为 1 mm $\times$ 1 mm,在扫描电子显微镜下观察磨损后的试样,左、右关节各取两处进行磨损机制分析,放大倍数为 500,如图 11—图 12 所示^[16]。

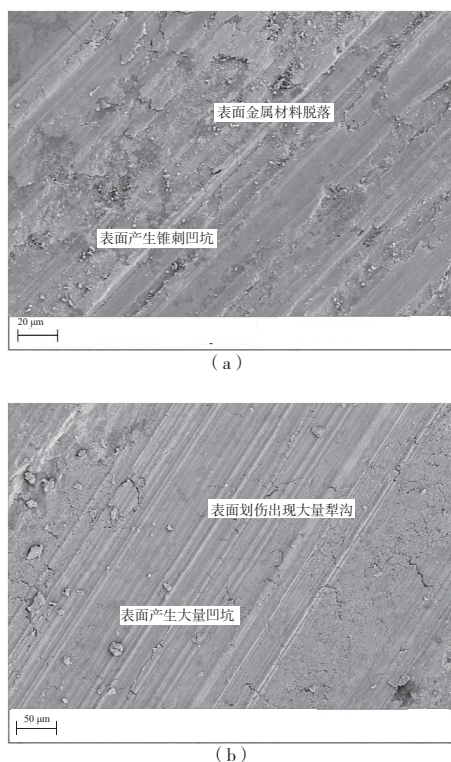
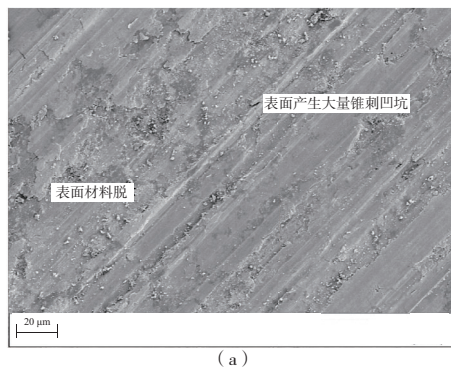


图 11 左关节处磨损 SEM 图



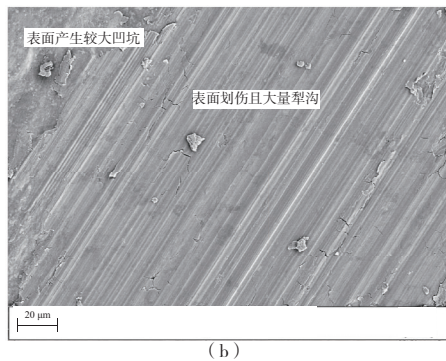


图12 右关节处磨损SEM图

由图11、图12可知,左右关节接触摩擦副表面均产生金属材料剥落,磨损表面产生大小不一的凹坑,磨损机制表现为在偏载冲击工况下产生的接触应力值不断反复作用形成的疲劳磨损;随着磨损时间增加,空气中的灰尘等杂质颗粒物进入对磨表面,附着在试样表面上,表面会发生划伤和犁沟现象,此时磨损机制表现为磨粒磨损,随着磨损间隙不断增大,磨粒磨损效果更加明显。因此该工况下的磨损机制主要体现为由疲劳磨损向磨粒磨损转换,且后期以磨粒磨损为主要磨损形式^[17-20]。

5 结语

1) 虚拟样机仿真表明偏载冲击工况下,左、右关节处均受力较大且偏载力作用的一侧关节受力大。同时有限元计算得到左、右关节处均产生较大应力,左关节应力较大,对工作装置整体结构存在一定的安全隐患。

2) 偏载冲击工况下,由于关节处做无规则接触碰撞运动,磨损形式由疲劳磨损不断向磨粒磨损转换。

3) 本文分析研究推土机工作装置铲斗与斗杆铰接关节摩擦副作业过程动力学动态变化方法可运用至其它工程或农业机械工作装置上,具有一定的参考价值。

参考文献:

- [1] 张潇卓,杨继红. 智能无人驾驶自主施工推土机[J]. 中国安全生产,2020,15(2):62-63.
- [2] 杨超,辛宇. 推土机铲刀提升缸处转轴早期磨损故障的分析与排除[J]. 工程机械与维修,2021(6):28-29.
- [3] 刘成. 推土机前工作装置仿真分析[D]. 太原:太原科技大学,2018.
- [4] 王晗. 高速推土机车体结构及推土铲推臂的有限元计算与优化[D]. 长春:吉林大学,2017.

- [5] 施昌盛,柳军建,贾玉柱. SD9 高驱推土机前工作装置简单受力分析[J]. 河北农机,2019(2):38,40.
- [6] 李芳,许嘉琪,刘凯,等. 三自由度仿生肩关节动力学建模与仿真控制分析[J]. 机械传动,2017,41(10):65-69.
- [7] 江镇宇,张欣,曹鹏彬. 基于拉格朗日方程的四足攀爬机器人动力学分析[J]. 机电工程技术,2023,52(08):110-113.
- [8] 彭丽娜,史青录,贾旭峰,等. 三节臂轮式液压挖掘机整机理论挖掘力分析[J]. 矿山机械,2021,49(3):13-18.
- [9] 刘迪,王鹏,孙钦超,等. 基于 ADAMS 的挖掘机建模与仿真分析[J]. 农业装备与车辆工程,2024,62(3):70-73.
- [10] 万丽荣,秦伟,刘文婷,等. 基于 EDEM-ADAMS 耦合的挖掘机动臂疲劳寿命分析[J]. 煤炭工程,2024,56(12):176-184.
- [11] 万一品,朱晓君,杨海清,等. 矿用挖掘机工作装置结构强度分析与试验研究[J]. 中国工程机械学报,2025,23(1):115-119.
- [12] 邓子龙,钮科. 基于非线性接触的液压挖掘机工作装置偏载工况下的性能分析[J]. 矿山机械,2013,41(12):30-34.
- [13] 王兆强,俞晓莲,王金铂,等. 15 T 挖掘机机械臂的改进设计及强度分析[J]. 矿山机械,2019,47(10):15-19.
- [14] LIU C Y, ZHANG Z X, YANG G Y, et al. Finite element analysis and wear mechanism of $B_4C - TiB_2$ ceramic tools in turning AISI 4340 workpieces [J]. Ceramics International,2022,48(4):5459-5467.
- [15] 刘磊,穆塔里夫·阿赫迈德,樊智超. 正多边形织构化密封端面的摩擦磨损特性研究[J]. 组合机床与自动化加工技术,2025,(4):27-31.
- [16] 张雷,陈雪辉,李昊,等. 微织构对挖掘机铲斗关节摩擦副表面耐磨性能研究[J]. 湖南工业大学学报,2025,39(2):1-7.
- [17] 刘少华. 航空机械部件磨损原因和诊断分析[J]. 内燃机与配件,2025,(6):74-76.
- [18] 刘苹,杨建平,陈太,等. 货车控制阀摩擦副磨损失效分析研究[J]. 铁道车辆,2025,63(1):200-203,211.
- [19] HU S J, ZENG J C, ZHANG X H, et al. Mechanism data-driven modeling of stochastic wear and degradation of rolls in hot finishing mill [J]. Wear,2025,568:205926.
- [20] SMOLNICKI T, P E KALSKI G, JAKUBIK J, et al. Investigation into wear mechanisms of the bearing raceway used in bucket wheel excavators [J]. Archives of Civil and Mechanical Engineering,2017,17(1):1-8.

收稿日期:2023-03-15