

液压挖掘机铲斗开裂原因及结构优化分析

王国栋

(山西昆明烟草有限责任公司 山西 太原 030000)

摘要: 液压挖掘机大规模应用于矿山开采作业,受矿山开采介质影响,挖掘机铲斗在挖掘过程中承受载荷较大,对于易产生应力集中的焊缝处,常产生焊缝开裂等故障。本文以 DX380LC-9C 型液压挖掘机铲斗为研究对象,提出在铲斗耳板与主弧板之间增设加强筋的优化方案。以 ANSYS Workbench 为仿真研究平台,通过铲斗力学仿真分析及实际挖掘测试验证了优化方案的可行性,为矿用工程机械增加特定部位结构强度提供了理论基础。

关键词: 矿山作业; 铲斗开裂; 三维建模; 仿真分析

0 引言

煤炭资源在能源结构中占据重要地位。我国煤炭资源丰富,露天煤矿的开采对于我国当前的工业发展中具有重要意义。液压挖掘机作为土方石作业中的主要工程机械,在露天煤矿的开采中也得以广泛应用。由于开采作业面存在质量较大且分布不均匀的碎石等杂物,使得液压挖掘机的作业环境较为复杂,挖掘机的工作装置承受载荷较大。

作为与作业对象直接接触的工作装置,铲斗在液压挖掘机作业过程中更容易出现开裂故障。由于挖掘机铲斗由钢板焊接而成,其常见的裂纹形式为耳板与主弧板之间由于应力集中而产生裂纹。参考文献 3 针对以上问题,采用增加垫板厚度和改变耳板结构的方式提高了铲斗强度,同时也增加了铲斗质量和体积,降低了挖掘机的机械效率。参考文献 4 采用增大铲斗尺寸的方式,在相同工矿下使铲斗的最大工作载荷提升了 13.31%。

本文以液压挖掘机铲斗为研究对象,分析了铲斗典型开裂形式 - 耳板与主弧板之间产生裂纹,提出了增设加强筋的优化方案,利用三维建模软件 Solidworks 建立了铲斗三维几何模型,利用有限元分析软件 ANSYS 进行仿真分析,并进行实际挖掘工况实验验证,实现了在不增加铲斗质量的前提下增加铲斗

的强度。

1 铲斗载荷及断裂形式分析

挖掘机铲斗结构强度校核的基础是计算工作载荷。本文采用基于经验公式的挖掘机阻力计算模型来计算铲斗在挖掘作业过程中所受阻力。图 1 所示为铲斗液压缸工作时铲斗挖掘典型工况及受力分析。

在挖掘工况时,在铲斗液压缸的作用下,铲斗齿间的运动轨迹为 A-B-C,此状态下铲斗承受最大载荷。图中 O 点为铲斗与斗杆铰接点, O_1 点为铲斗与连杆铰接点, O_2 点为铲斗齿尖连线的投影点。将连杆对铲斗的作用力分解为 F_{O1v} 和 F_{O1u} , 将斗杆对铲斗的作用力分解为 F_{O2z} 和 F_{O2y} , 铲斗自重为 G_0 , 物料的自重为 G_1 , 齿

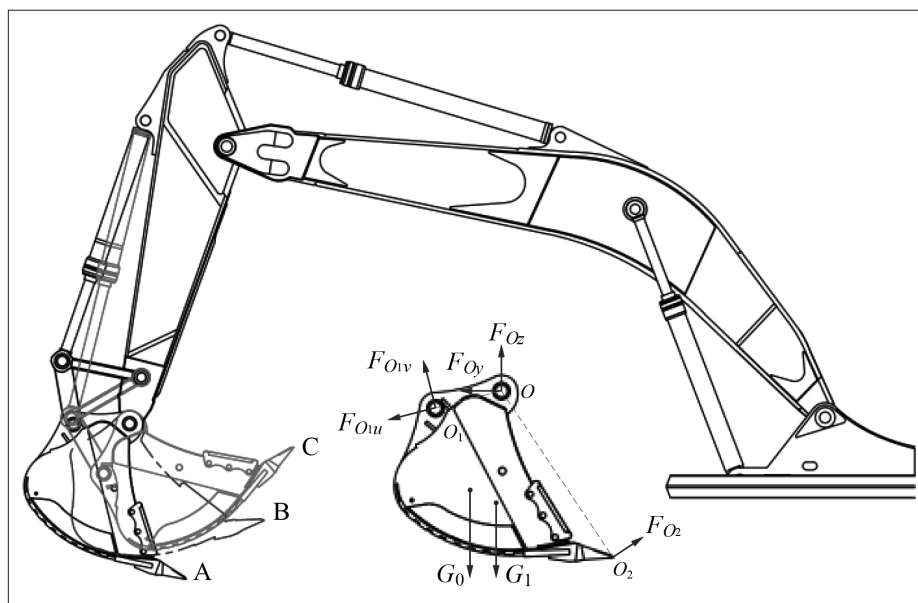


图 1 铲斗挖掘典型工况及受力分析

尖在外负载作用下的受力为 F_{O2} 。在此受力状态下，根据经验公式，铲斗受到的切向载荷为：

$$W_t = C \left\{ R \left[1 - \frac{\cos \phi_{\max}}{\cos(\phi_{\max} - \phi)} \right] \right\}^{1.35} \cdot BAZX + D$$

(1)

铲斗受到的法向载荷 $W_n=0.2W_t$ ，则铲斗受到的总载荷为：

$$W = \sqrt{W_t^2 + W_n^2}$$

(2)

式中： C —挖掘介质的强度系数；
 R —齿尖工作半径；
 $\phi_{\max}$ —铲斗最大工作转角；
 ϕ —任意工作时刻转角；
 B —铲斗齿尖宽度系数；
 A —工作角度变化系数；
 Z —斗齿影响系数；
 X —铲斗壁厚系数；
 D —铲斗与工作介质的挤压力。

本研究以 DX380LC-9C 型液压挖掘机为研究对象，原机铲斗容量为 1.71m^3 ，铲斗可承受最大挖掘力为 254.8kN ，耳板与主弧板之间无加强筋。构建原机的三维几何模型，在此基础上构建如图 2 所示的铲斗挖掘载荷仿真测试模型。

在仿真软件 ADAMS 中对挖掘机进行一般土壤挖掘工况仿真，并得到如图 3 所示的铲斗各铰接点及齿尖受力变化曲线。

设置仿真时间为 13.6s ，模拟采掘现场工况，挖掘机完成了一次完整铲斗挖掘循环。由铲斗受力曲线可知，铲斗齿尖受力最大值为 170kN ，铲斗与斗杆铰接点受力最大值为 130kN ，铲斗与连杆铰接点受力最大值为 110kN ，各受力点出现载荷最大的时间点较为一致，为 5.1s 左右，在这一时间点铲斗的挖掘深度达到最大，铲斗所受切向挖掘力与法向挖掘力均达到最大值。根据铲斗各受力点所承受最大载荷值分析可得，在挖掘工况下铲斗的设置最大挖掘力满足工作要求。

2 铲斗结构优化

针对以上问题，采用在耳板与主弧板之间增设加强筋的优化方案，在铲斗质量变化量较小的前提下提高铲斗的工作强度。铲斗主体部位使用的材料为 16Mn，为使加强筋性能与铲斗主体材料性能一致，故选用 16Mn 作为加强筋材料，为其性能参数见表。

根据要求建立优化后液压挖掘机铲斗的三维模型如图 4 所示，其中图 4(a) 为原始铲斗的三维模型，图 4(b)

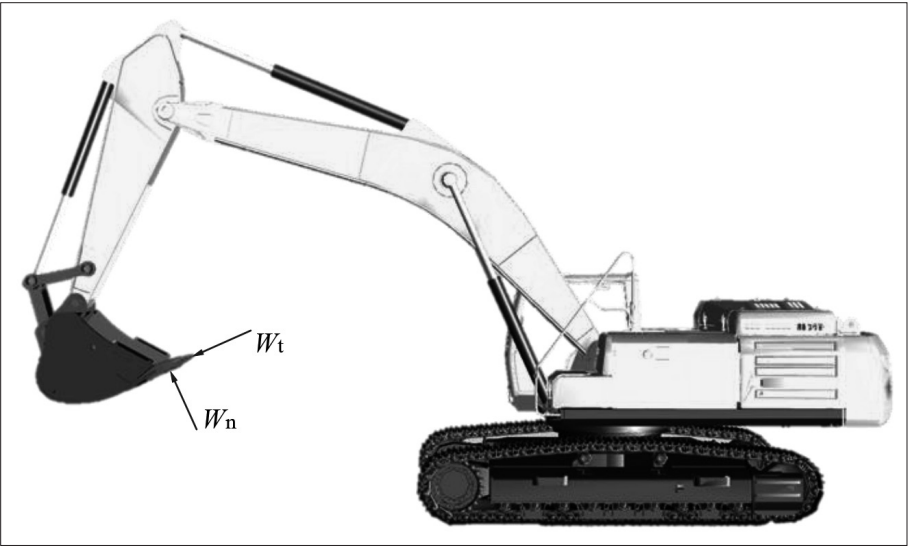


图 2 铲斗挖掘机载荷仿真测试模型

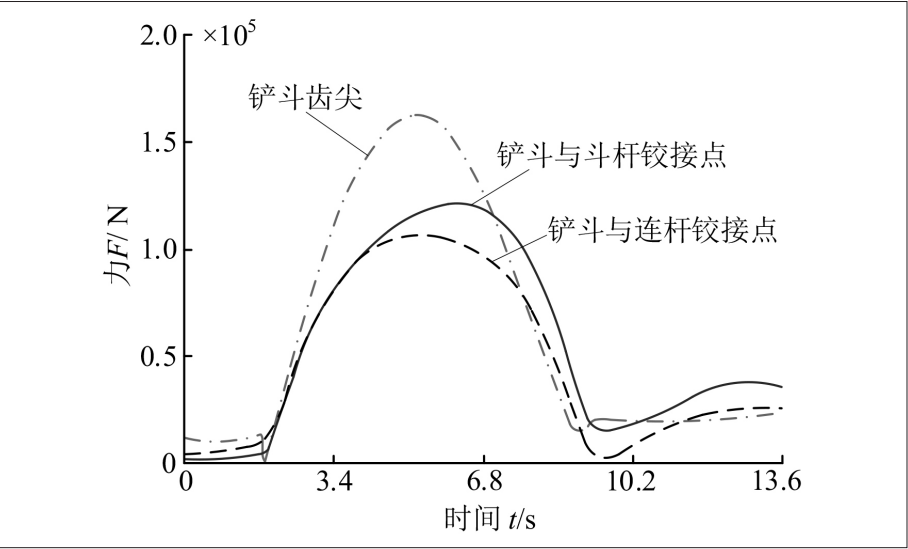


图 3 铲斗各铰接点及齿尖受力变化曲线

表 加强筋材料性能参数

性能参数	单位	16Mn
杨氏模量	N/mm ²	206000
屈服强度	N/mm ²	345
抗拉强度	N/mm ²	660

为优化后铲斗的三维模型，在仿真模型中，在主弧板与耳板之间增设加强筋，以提高铲斗与斗杆、铲斗与连杆之间受力点处的结构强度。

3 仿真分析

结构优化后铲斗的力学分析：当铲斗收到外力作用时，通过对铲斗进行力学分析来研究铲斗的应力分布和形变情况，利用分析结果对铲斗强度进行校核，以验证优化方案的可行性。在矿山挖掘工况下，铲斗所承受的切向载荷最大值为 242kN，所承受的法向载荷最大值为 121kN，铲斗齿尖在挖掘过程中承受的载荷为总载荷的 80%，易出现受力变形等失效形式，因此在仿真过程中将主要载荷施加于铲斗齿尖，将其余载荷按照实际受力分布施加于铲斗各处。为模拟实际挖掘工况，将铲斗的两个铰接点分别与斗杆铰接点、连杆铰接点相固定以进行仿真分析。如图 5(a) 为铲斗在挖掘力作用下的位移云图，如图 5(b) 所示为铲斗在挖掘力作用下的应力分布云图，从铲斗齿尖到铲斗与连杆、斗杆铰

接点处，铲斗的应力逐渐减小，铲斗受力变形程度逐渐降低。

为准确分析铲斗应力集中区域受力及形变情况，对应力集中区域进行放大处理，图 6 为铲斗加强筋处位移与应力分布局部放大图。

根据仿真结果，铲斗的最大受力形变产生于铲斗齿尖处，最大形变量为 3.8mm，满足铲斗工作要求，铲斗整体形变均匀，从齿尖到铰接点处形变量逐渐减小，在加强筋处形变量为 0。铲斗整体应力分布均匀，应力最大值产生于耳板尖端与主弧板交界处，最大值为 195MPa，在加强筋处无应力集中现象，耳板与主弧板交界处应力值为 21 ~ 43MPa，各焊接交接处无开裂现象。根据强度校核条件可知，铲斗所受应力最大点满足强度设计要求。

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\max}}{[S]} < \sigma_{ca \max}$$

(3)

式中： $[\sigma]$ —许用应力；
 $\sigma_{\max}$ —铲斗承受的最大应力；
 $[S]$ —许用安全系数；
 $\sigma_{ca \max}$ —材料允许的最大应力。

4 结语

针对液压挖掘机铲斗开裂故障，提出了在耳板与主弧板之间增设加强筋的优化方案，以 DX380LC-9C 型液压挖掘机为研究对象，对其铲斗进行了优化改造及有限元分析，并进行实际挖掘测试。根据仿真分析，改造后的铲斗消除了开裂故障隐患，铲斗整体受力均匀，形变小，满足材料强度要求。在实际挖掘过程中，在同等受力条件下，铲斗焊接处未产生开裂，挖掘工作

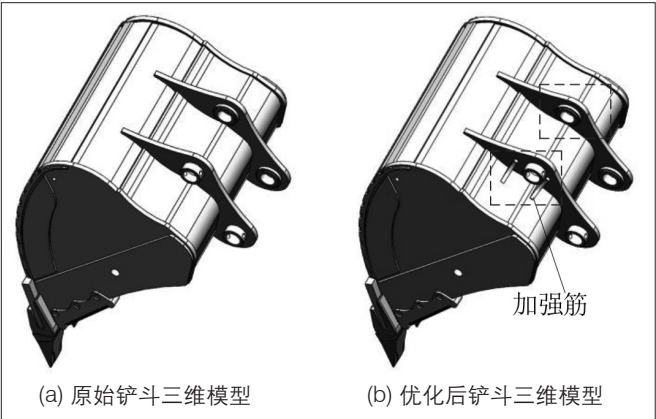


图 4 优化后液压挖掘机铲斗的三维模型图

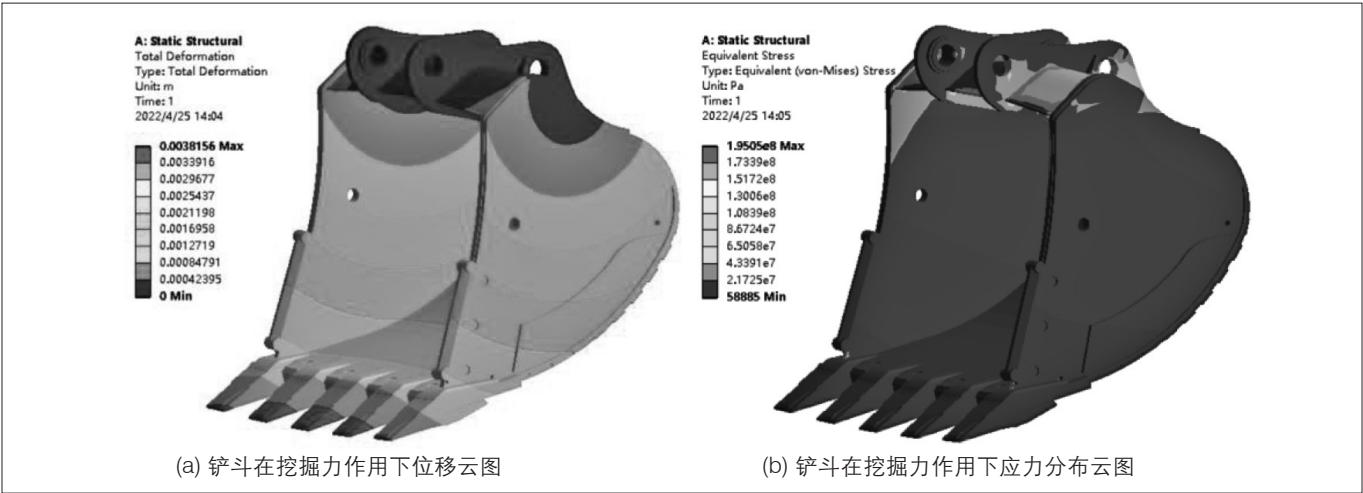


图 5 铲斗形变及应力分布

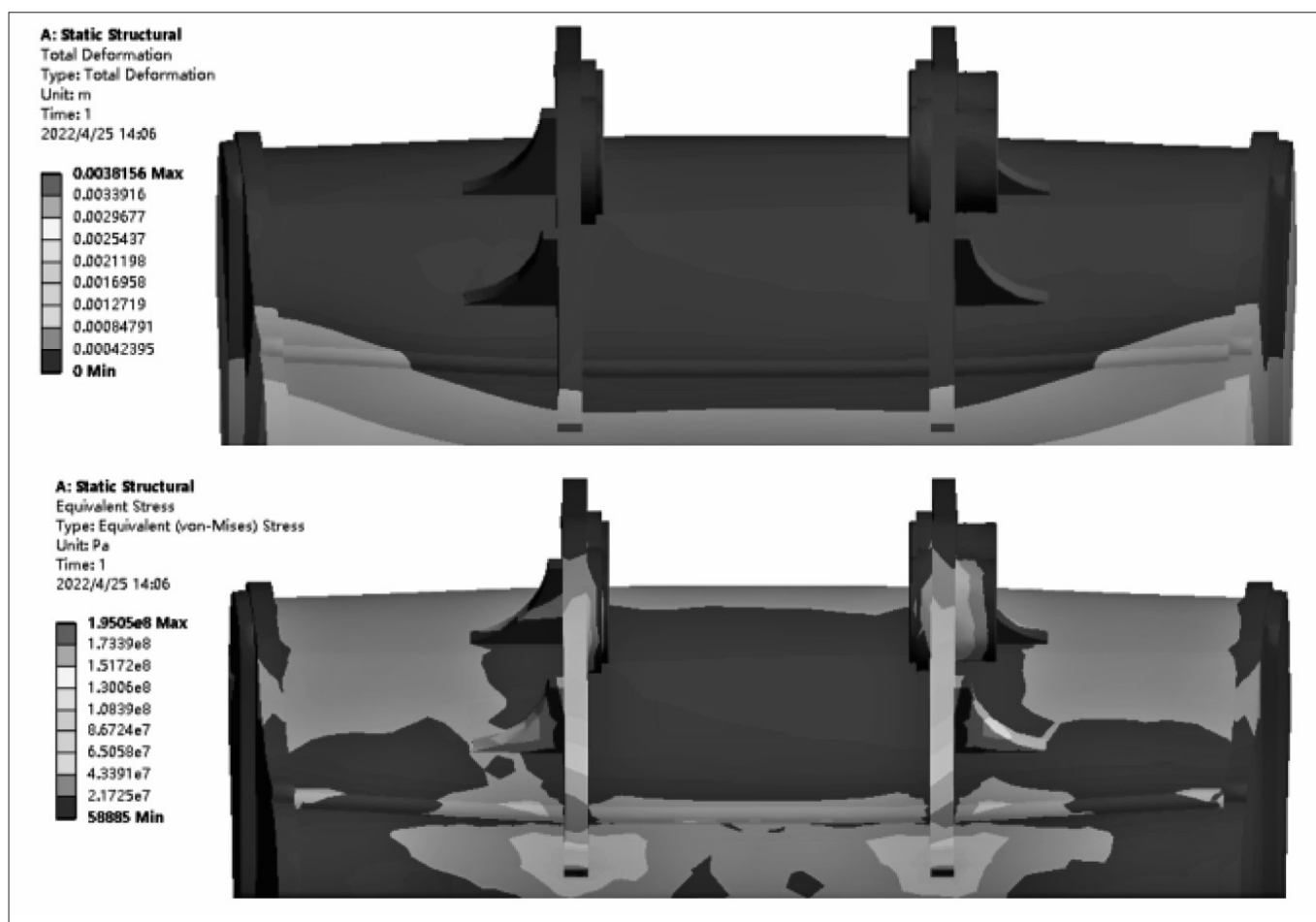


图6 铲斗加强筋处位移与应力分布局部放大图

循环运行平稳。

参考文献:

- [1] 缪卫峰, 李雪健, 杜勇志, 等. 铲齿脱落检测系统设计[J]. 煤矿机械, 2022, 43(03): 179-182.
- [2] 覃祖和, 莫兴洋, 伍咏晖. 基于 ANSYS Workbench 的液压挖掘机工作装置有限元分析与结构优化[J]. 煤

矿机械, 2022, 43(03): 120-123.

- [3] 黄建娜, 王璇, 刘松林. 液压挖掘机动臂有限元分析及优化设计[J]. 拖拉机与农用运输车, 2019, 46(04): 29-32.
- [4] 范沁红, 张洪, 孙明奇, 等. 液压挖掘机工作机构尺寸变化对其作业性能的影响规律研究[J]. 机械工程学报, 2017, 53(07): 154-163.