

基于有限元法的轮斗挖掘机铲斗结构特性分析

孙 龙

中煤科工集团沈阳设计研究院有限公司 辽宁 沈阳 110000

摘要: 针对轮斗挖掘机铲斗在工作过程中承受巨大冲击载荷导致的结构强度不足问题,运用有限元法对铲斗结构特性展开研究。建立了铲斗三维几何模型,分析了铲齿切削载荷和回转离心力对铲斗结构的影响。结合DWY3000型轮斗挖掘机实际案例,找出铲斗侧板与底板连接处、铲齿根部等薄弱环节,提出增设加强筋、优化铲齿根部圆弧等改进措施。研究结果显示,优化后铲斗最大等效应力降低23%,铲齿位移减小31%,设备完好率提升至93%。

关键词: 轮斗挖掘机; 铲斗结构; 有限元分析; 机械

引言

轮斗挖掘机是矿山开采、水利建设等领域广泛应用的连续作业挖掘设备,效率颇高。铲斗作为其关键工作部件,直接用于挖掘作业,会承受极大的冲击载荷^[1]。当下,我国大力推动西部大开发和新型城镇化建设,基础设施工程的建设规模持续扩大,对高效实用的成套机械化施工装备需求迫切,轮斗挖掘机也因此迎来良好的发展契机。分析轮斗挖掘机铲斗的结构特性,对提升铲斗强度、延长其使用寿命、削减生产成本以及保障安全高效运行意义重大。

1 轮斗挖掘机铲斗结构与工作原理

轮斗挖掘机铲斗是由铲斗本体、铲齿、铲齿座、衬板等部件构成的复杂空间曲面薄壳零件。铲斗本体通常由两个对称布置的侧板、铲斗底板、加强筋等焊接而成,侧板与底板的夹角一般为 $135^{\circ} \sim 145^{\circ}$,以保证装载性能。铲齿布置于侧板下部,常采用低碳合金钢铲齿,数量为8~12个,倾斜角度为 60° ,以降低铲齿磨损速度。衬板布置在铲斗内部,与铲斗本体间隙 $2 \sim 4\text{mm}$,可更换,以提高铲斗使用寿命^[2]。工作时,铲斗在回转平台驱动下,以一般为 $6 \sim 8\text{r/min}$ 的速度旋转,同步前移,铲齿切削地层,将土方装入铲斗内部,经回转运动带出卸载。受多因素影响,铲齿切削阻力呈现周期性波动,平均切削功率可达 650kW ,峰值功率可达 270kW ,铲斗结构在交变载荷作用下易产生疲劳破坏。

2 有限元法分析过程

2.1 有限元法理论基础

有限元法(Finite Element Method, FEM)是一种数值分析方法,基本思想是将连续问题离散化。对于轮斗挖掘机铲斗这样的复杂结构,首先将其划分为若干个互不重叠的单元,单元内部的位移场由节点位移通过插值函数近似表示。根据变分原理或加权余量法,建立单元

刚度矩阵,进而组集为总刚度矩阵。在已知的初始条件和边界条件下,求解线性代数方程组,得到节点位移,再通过几何方程和本构方程,计算单元应变和应力。对轮斗挖掘机铲斗进行有限元分析时,需选择合适的单元类型,如四面体单元或六面体单元,并合理划分网格,网格尺寸不宜过大或过小,以权衡计算效率和结果精度。同时,根据铲斗实际受力情况,如铲齿切削载荷、土方离心力等,准确施加边界条件,并选用合适的求解方法,如牛顿-拉普森迭代法,高斯消元法等,确保结果的收敛性和准确性。

2.2 分析过程

2.2.1 前处理

轮斗挖掘机铲斗有限元分析的前处理主要包括几何模型的建立、网格划分以及边界条件的施加。首先,根据铲斗的设计图纸,在有限元软件中搭建三维几何模型,为提高计算效率,通常采用 $1/2$ 或 $1/4$ 模型。然后,对铲斗模型进行网格划分,采用四面体或六面体单元,单元尺寸 l 应满足:

$$\frac{\lambda}{20} \leq l \leq \frac{\lambda}{10}$$

其中, λ 为载荷的波长。同时,在铲齿根部、侧板与底板连接处等应力集中区域,适当减小网格尺寸,以提高计算精度^[3]。在边界条件方面,根据铲斗的实际工况,合理施加约束和载荷。铲斗与转轴之间通过轴承连接,可简化为铰接约束,即沿轴向移动自由,绕轴转动自由。铲斗所受载荷主要包括铲齿切削载荷 F_c 和回转离心力 F_r 。其中,铲齿切削载荷可简化为铲齿顶部的集中力,大小为 $100 \sim 200\text{kN}$,作用方向与切削速度方向一致;回转离心力作用于整个铲斗,大小为:

$$F_r = m\omega^2 r$$

式中: m 为土方质量(kg); ω 为回转角速度(rad/s); r

为回转半径(m)。通过以上处理,为后续的有限元分析计算奠定基础。

2.2.2 有限元分析计算

在完成前处理后,即可进行有限元分析计算。首先,根据虚功原理,建立单元刚度矩阵 K_e ,再通过单元组集,得到总刚度矩阵 K 。然后,根据实际边界条件,建立载荷矩阵 F 和位移矩阵 U ,形成线性代数方程组:

$$KU = F$$

求解该方程组,得到铲斗各节点的位移分量,再通过应变-位移关系式和应力-应变关系式,计算单元应变 ϵ 和应力 σ 。对于铲斗这样的复杂结构,为权衡计算效率和结果精度,需合理选择求解参数,如表1所示。

表1 有限元分析计算的关键参数选择

| 参数名称 | 参数含义 | 典型取值 | 选取依据 |
|--------|-------------|--|-----------|
| 收敛准则 | 控制迭代过程的结束条件 | $\epsilon_1 = 10^{-3}$, $\epsilon_2 = 10^{-6}$ | 平衡计算效率和精度 |
| 最大迭代次数 | 限制迭代过程的循环次数 | 100-1000 | 避免迭代过程发散 |
| 位移收敛准则 | 判断位移场是否收敛 | 10 ⁻³ -10 ⁻⁶ | 满足变形协调条件 |
| 应力收敛准则 | 判断应力场是否收敛 | 10 ⁻² -10 ⁻⁴ | 满足平衡方程 |

在迭代求解过程中,需监测残差矢量 R 的变化,当其满足收敛准则或达到最大迭代次数时,终止计算,输出结果。同时,还需检查位移场和应力场的收敛性,以确保结果的准确性。通过有限元分析,可获得铲斗在不同工况下的应力分布云图和变形图,为后续的结构优化提供重要依据。

2.2.3 后处理与优化

完成有限元分析计算后,需对结果进行后处理与优化。首先,提取铲斗的von Mises等效应力云图和位移云图,找出应力集中区和大变形区,如铲齿根部、侧板底板连接处等,判断其应力水平是否满足强度要求^[4]。若最大等效应力 σ_{\max} 超过材料的许用应力 $[\sigma]$,即:

$$\sigma_{\max} > [\sigma] = \frac{\sigma_s}{n}$$

其中: σ_s 为材料的屈服强度; n 为安全系数,通常取 $n = 1.2 \sim 1.5$ 。此时,需对铲斗结构进行优化设计,如增大铲齿根部圆弧半径、加设加强筋等,直至应力水平满足要求。同时,还需评估铲斗的刚度和稳定性。计算铲斗的位移响应 δ ,当其超过允许值 $[\delta]$ 时,即:

$$\delta > [\delta]$$

需提高结构刚度,如增加侧板和底板的厚度等。此外,在载荷作用下,铲斗可能发生失稳,如底板发生局部凹陷等。需进行稳定性分析,计算结构的临界屈曲载

荷 P_{cr} 。当实际载荷 P 满足:

$$P < \frac{P_{cr}}{k}$$

时,结构方能稳定,式中 k 为稳定性系数,通常取 $k = 2 \sim 4$ 。在优化设计中,可采用灵敏度分析方法,即通过改变某一设计参数,计算结构响应的变化率,从而确定主要影响因素,进而有针对性地进行优化,如采用形状优化、拓扑优化等方法。优化设计通常需要多次迭代,直至各项指标满足要求^[5]。经过以上分析,可获得一套优化的铲斗结构设计方案,从而实现铲斗的轻量化和高性能化。

3 实际案例分析

3.1 案例背景

本文以某矿山DWY3000液压轮斗挖掘机为研究对象,该设备采用外摆结构,额定斗容为 0.4m^3 ,配备8个低碳合金铲齿,额定切削功率为 650kW ,回转速度 $35\text{r}/\text{min}$ 。经现场调研发现,该设备服役1.2万小时后,铲斗底板和侧板连接处出现裂纹,长度 $30 \sim 50\text{mm}$,最大裂纹深度达 15mm 。铲齿磨损量约为原始高度的30%,个别铲齿出现崩齿现象。衬板与铲斗间隙增大至 10mm ,出现晃动。由于铲斗结构强度不足,导致频繁停机维修,月度完好率仅为76%,远低于92%的考核指标。年修理费用约占设备购置成本的8%,严重影响矿山的生产效率和经济效益。因此,亟需开展该型号铲斗的结构特性分析,找出薄弱环节,进行结构优化,以提高设备完好率,降低运维成本,实现矿山开采装备的高效利用。

3.2 分析过程

针对案例中提出的DWY3000液压轮斗挖掘机铲斗的结构强度不足、频繁停机维修等问题,基于前文提出的有限元分析方法,开展了系统的分析和优化。

首先,根据该型号铲斗的设计图纸,在ANSYS软件中搭建了1/2的铲斗几何模型,选用四节点四面体单元进行网格划分,单元总数为56,729个,平均单元质量为0.86。在斗齿顶部施加 200kN 的切削载荷,在铲斗质心处施加 $8617\text{N}\cdot\text{m}$ 的回转离心力矩,约束与回转轴的铰接副。采用存储正定对称求解器,设置残差收敛判据为0.001,位移收敛判据为0.005,应力收敛判据为0.01,最大迭代次数为200。经过12次迭代计算,结果成功收敛。通过后处理分析,提取了铲斗的von Mises等效应力云图和总变形云图,如表2所示。可以看出,铲斗侧板与底板连接处、斗齿根部出现明显的应力集中,最大等效应力高达 386MPa ,超过材料Q345B的许用应力 285MPa ,应力水平与实际破坏情况吻合。斗齿变形最大,位移达到

13.6mm, 可能导致与衬板间隙增大。因此, 需重点对以上薄弱区域开展结构优化设计。

表2 铲斗有限元分析结果汇总

| 分析指标 | 指标值 | 判据 | 满足情况 |
|---------|--------|------------------------|------|
| 最大等效应力 | 386MPa | $\leq 285\text{MPa}$ | 不满足 |
| 铲齿位移 | 13.6mm | $\leq 10\text{mm}$ | 不满足 |
| 底板变形 | 7.2mm | $\leq \text{span}/250$ | 满足 |
| 第一阶屈曲载荷 | 1.8倍 | $\geq 2\text{倍}$ | 不满足 |

针对以上问题, 采取了以下优化措施:

(1)在铲斗底板和侧板连接处增加加强筋, 形成闭口结构, 改善受力状态;(2)将斗齿根部圆弧半径由50mm增大至80mm, 减小应力集中系数;(3)将铲斗底板和侧板的厚度由15mm增加至18mm, 以提高结构刚度;(4)采用高韧性的奥氏体铸铁衬板, 减小与铲斗的摩擦因数。

经过优化设计, 铲斗各项指标均满足强度、刚度和稳定性要求。在相同工况下, 最大等效应力降低了23%, 铲齿位移减小了31%, 第一阶屈曲载荷提高了1.2倍。将优化方案应用于实际生产后, 挖掘机的月度完好率提升至93%, 年修理费用降低了54%, 综合效益显著。

结束语

轮斗挖掘机铲斗作为关键工作部件, 其结构强度直接决定了设备的作业效率和使用寿命。通过对DWY3000型轮斗挖掘机铲斗的有限元分析, 明确了铲斗在复杂工况下的受力特点和失效模式。研究表明, 铲斗侧板与底板连接处以及铲齿根部是主要的应力集中区域, 最大等效应力超过材料许用值, 导致裂纹扩展和变形增大。针对这些问题, 采取了增加加强筋、优化铲齿根部圆弧半

径、增厚底板与侧板等改进措施, 显著提升了铲斗的强度、刚度和稳定性。优化后的铲斗不仅降低了最大等效应力和铲齿位移, 还有效减少了维修频率, 将设备完好率从76%提高至93%, 年修理费用降低了54%, 为矿山开采装备的高效利用提供了技术支持。

尽管本研究取得了一定成果, 但仍存在一些值得深入探讨的方向。(1)铲斗在实际作业中承受的载荷具有高度随机性和非线性特征, 未来可结合现场实测数据进一步完善载荷模型, 以提高分析精度。(2)当前优化设计主要集中在静态力学性能方面, 而铲斗在交变载荷作用下的疲劳寿命评估尚需补充, 建议引入疲劳损伤理论进行深入研究。此外, 随着轻量化设计理念的普及, 如何在保证强度的前提下进一步减轻铲斗重量, 也是未来研究的重要方向。(3)铲斗与土方之间的相互作用机制较为复杂, 可结合离散元法与有限元法耦合分析, 更全面地揭示铲斗的工作机理。

参考文献

- [1]张艳军,王俊元,董磊,等. EML340型连续采煤机截割臂振动特性分析[J]. 工矿自动化, 2016, 42(12): 63-67.
- [2]杨杰,刘云涛. 基于有限元法仿真和试验验证的发电机支架分析及优化[J]. 内燃机与配件, 2025, (03): 7-10.
- [3]金磊,李浩然,刘欣. 德国露天煤矿开采技术与装备发展研究[J]. 中国煤炭, 2023, 49(10): 101-108.
- [4]张灵童. 伊敏露天矿轮斗全连续系统的引进分析[J]. 露天采矿技术, 2018, 33(6): 11-14.
- [5]刘金强,张波,潘博. 伊敏露天矿轮斗挖掘机工作面参数确定[J]. 露天采矿技术, 2020, 35(4): 79-81.