

圆管带式输送机过渡段托辊组动态接触力研究

张 辽 赵育军

西安重装蒲白煤矿机械有限公司 陕西 渭南 715517

摘 要:为解决圆管带式输送机过渡段托辊受力不均、动态冲击大、疲劳失效频发的问题,依托弹性接触力学理论,搭建多体动力学仿真模型,探究托辊间距、带速、填充率等参数对动态接触力的影响规律。针对入口端承载集中、搭接区应力集中等缺陷,设计多目标结构优化方案。结果表明,优化后托辊接触力峰值与波动系数显著下降,承载均匀性大幅改善,设备运行稳定性与节能效果突出,具备较高工程应用价值。

关键词:圆管带式输送机;过渡段;托辊组;动态接触力

引言:圆管带式输送机凭借密封输送、节能环保的优势广泛应用于散料运输领域,过渡段作为输送带成型核心区域,其托辊组动态受力特性直接决定设备运行可靠性。现阶段过渡段托辊易受交变动载作用产生磨损、断裂等故障,且参数匹配不合理会加剧载荷波动,相关动态受力机理与优化方案研究仍不完善。为此本文开展动态接触力研究,通过仿真分析揭示载荷分布规律,优化结构参数,为设备提质增效提供理论支撑。

1 圆管带式输送机过渡段托辊组力学基础

1.1 圆管输送机过渡段结构与成型机理

(1)过渡段整体结构由头部展开段、尾部成管段及中间过渡托辊组构成,其工作原理是通过托辊组空间角度渐进变化,驱动输送带由平直槽型向封闭圆管形态连续演变,同时约束带体横向位移、保障物料密封输送。(2)输送带成型演变呈“槽型→U型→O型”三阶段递进规律:槽型段两翼逐渐抬升,U型段侧辊内倾角持续增大并最终搭接,O型段带体搭接量达设计值形成稳定圆管截面,全程带宽保持恒定、搭接区域无重叠错位^[1]。(3)托辊组布置形式分为正多边形与圆形断面两种,结构参数包括托辊间距(通常1~2m)、侧辊槽角(0° ~ 90°)、托辊直径及空间安装倾角,参数设计直接影响带体成型质量与接触力分布。

1.2 托辊-输送带接触力学理论基础

(1)柔性输送带接触变形基于弹性基础梁或薄壳理论,将输送带视为不可伸长或有限抗弯刚度的柔性体,接触区法向变形服从赫兹接触或非线性弹簧模型,切向摩擦采用库仑定律描述。(2)动态接触力计算以静力平衡方程为基础,引入带体张力、重力及物料载荷,采用影响系数法或有限元节点力法求解各托辊支反力;动态项通过附加惯性力和阻尼力考虑。(3)物料载荷以均布形式作用于带体底部,与输送带张力通过带体弯曲变

形和接触边界条件形成耦合,张力增大导致接触刚度提高、接触力向托辊端部集中。

2 圆管带式输送机过渡段托辊组动态接触力仿真建模与分析

2.1 多体动力学仿真模型搭建

(1)整机简化建模遵循“保主舍次”原则,保留输送带、托辊组、驱动滚筒及改向滚筒等核心承载件,省略机架等弱影响结构。关键参数设定如下:带宽1100mm,管径300mm(满足宽径比 ≥ 3.2 的成管几何要求),过渡段长12m(布置6组托辊),带体密度 $1200\text{kg}/\text{m}^3$,弹性模量2.8GPa,泊松比0.35,托辊材质为钢(密度 $7850\text{kg}/\text{m}^3$),动/静摩擦系数分别设为0.35与0.50。(2)输送带采用三维壳单元离散,厚度方向划分5层Simpson积分点以表征弯曲刚度与层间剪切,单元类型为C3D8R减缩积分以抑制剪切闭锁。托辊简化为刚体,轴承处设转动副并赋等效转动惯量。刚柔耦合通过显式动力学接触实现:罚刚度法(罚因子 $5\times 10^5\text{N}/\text{mm}$),法向非线性弹簧阻尼(阻尼系数0.01),切向采用修正库仑摩擦模型并设黏滞过渡区以防止高频振荡^[2]。(3)边界条件:带两端施加恒定张力(张紧端设定为12kN),沿带长方向施加恒定速度驱动;托辊底座固定约束。接触定义为带外表面与托辊圆柱面的面对面接触(主面为托辊、从面为带体),壳厚偏移纳入检测。载荷条件包括重力场($9.81\text{m}/\text{s}^2$)及按设定填充率折算的物料均布载荷,启动工况附加加速度场以模拟惯性效应。

2.2 基准工况下动态接触力仿真结果分析

(1)提取过渡段6组托辊(编号1#~6#)的垂向接触力时程曲线,结果显示:各托辊接触力均呈现周期性波动特征,且沿输送方向(1#至6#)接触力均值呈递减趋势;波动频率与托辊转速理论值吻合良好^[3]。(2)槽型段(1#~2#托辊)接触状态表现为中部局部面接触,接

触斑呈椭圆形；U型段（3#~4#托辊）带体两侧逐渐抬升，接触斑向托辊两端扩展，中部出现接触力“凹陷”现象；O型段（5#~6#托辊）带体搭接完成，接触趋于全弧面接触，但搭接重叠区域存在明显的接触力突变尖峰（较相邻区域显著偏高），揭示搭接处应力集中效应。（3）为进一步量化动态冲击成分，统计各段典型托辊的接触力波动系数（幅值/均值）与接触斑演变特征，如表1所示。由表可知，随成型趋于稳定，波动系数逐步下降，表明动态冲击成分衰减，接触力分布均匀性改善。

表1：基准工况下过渡段各托辊接触力特征参数

托辊编号	波动系数	接触斑类型
1#（槽型入口）	26.7%	椭圆局部
2#（槽型中段）	21.4%	椭圆扩大
3#（U型过渡）	18.8%	双峰分布
4#（U型末段）	17.1%	双峰显著
5#（O型初段）	13.2%	全弧面
6#（O型出口）	12.3%	全弧面均匀

2.3 关键参数对动态接触力的影响规律

（1）托辊间距由1.0m增至2.0m（步长0.2m）时，带体悬垂度增大导致中间区域接触力下降而两端托辊接触力上升，载荷不均现象加剧，波动幅值显著增大，推荐最佳间距范围为1.2~1.4m。（2）物料填充率由30%提升至80%（步长10%）时，接触力均值随之线性增大，动载系数（峰值/均值）亦明显上升，表明高填充率下物料流动性降低、堆积效应增强，致使冲击载荷显著增大^[4]。（3）运行速度由0.8m/s增至3.5m/s（步长0.5m/s）时，接触力均值增幅相对平缓，但波动幅值增幅显著（仿真极值条件下增幅超过100%），波动频率线性升高，表明高速工况下惯性效应主导动态响应，加剧接触力高频振荡，对托辊轴承疲劳寿命构成威胁。

2.4 仿真结果可靠性验证

（1）网格无关性验证采用三套网格方案（粗：30mm/3层、中：20mm/5层、细：12mm/7层），以中间段3#托辊接触力峰值为考核指标：粗、中、细网格结果依次为9.3kN、10.1kN、10.2kN，中网格与细网格偏差仅约1.0%。兼顾计算效率与精度，选定中网格方案用于全部分析。以弹性基础梁解析解为参考基准，各托辊法向接触力仿真值与理论值的相对偏差均控制在工程可接受范围内，接触斑长轴长度偏差小于5%，验证了模型几何与力学行为的正确性。（2）选取2#、4#、6#托辊进行理论-仿真对比，各工况下相对偏差均低于7%，且接触力沿过渡段递减的总体趋势高度一致，相关系数 R^2 达0.97，证实仿真模型具有良好工程可信度，可作为后续参数优化

与结构改进的有效工具。

3 圆管带式输送机过渡段托辊组结构优化与性能验证

3.1 过渡段托辊组失效核心问题分析

（1）基于上文接触力分布结果，高接触力区域集中在入口端1#~2#托辊中部及O型段搭接重叠区，其中入口端承载占比过重，搭接区局部应力水平显著高于均值，属应力集中高风险位置。（2）托辊在动态交变载荷（波动幅值较大、频率覆盖3~8Hz范围）作用下，轴承滚道和辊皮焊缝区承受周期性拉压应力，易萌生微动疲劳裂纹；当循环应力幅超过材料疲劳极限时，裂纹扩展将导致辊皮断裂或轴承过早失效，实际使用寿命较设计值存在明显缩短。（3）现有布置结构的缺陷在于：入口端承载过于集中，托辊间距偏大使带体悬垂度高、冲击加剧，且托辊直径未根据不同位置差异化设计；优化方向为调整托辊间距梯度、增大入口端承载能力、优化搭接区托辊角度。

3.2 多目标优化方案设计

（1）优化目标设定为接触力峰值最小化、波动系数最小化及承载均匀性最大化；约束条件包括带体成型精度（搭接量偏差控制在合理范围内）、托辊轴承额定寿命满足设计指标、结构尺寸限界不变；设计变量为各托辊间距、托辊直径及U型段侧辊槽角。（2）托辊组布置参数优化方案：采取入口段加密（1#~2#间距收窄）、中段均匀、出口段放宽的非等间距布置；槽角过渡曲线由线性改为S型渐变曲线，以降低成型突变冲击^[5]。S型曲线保证了槽角的一阶及二阶导数连续，消除了线性过渡中加速度突变引起的惯性冲击，使带体横向运动趋于平稳。（3）托辊结构参数优化方案：1#~2#托辊直径适当加大以增强承载刚度，其余托辊保持原有径级；搭接区增加小角度压辊以改善带体搭接过渡平顺性。该方案在利用现有安装空间的条件下，实现了刚度梯度与载荷梯度的合理匹配。具体优化方案参数对比见表2。

表2：优化方案设计参数对比

设计变量	初始方案	优化方案
1#~2#托辊间距	较大（偏于均匀布置）	收窄（加密）
3#~4#托辊间距	较大（偏于均匀布置）	适中
5#~6#托辊间距	较大（偏于均匀布置）	放宽
1#~2#托辊直径	统一规格	增大规格
槽角过渡曲线	线性	S型渐变
搭接区压辊	无	增设一对

3.3 优化后动态接触力仿真对比分析

（1）优化后入口端托辊接触力峰值显著下降（仿真降幅达20%以上），各托辊峰值极差大幅缩小，承载

均匀性显著提升。各托辊间载荷标准差明显减小,单根托辊过载几率降低,整机托辊组寿命同步性改善,避免因个别托辊先期损坏而导致系统性停机。(2)优化后加权平均波动系数降幅明显(由优化前约18.7%降至约11.3%),时域曲线高频毛刺明显减少,接触力变化趋于平缓,有利于延缓托辊疲劳损伤进程。频谱分析进一步显示,优化后高频振荡分量能量显著削弱,主频幅值降低,表明刚度突变与惯性冲击引起的动态分量得到有效抑制。(3)全工况(速度0.8~3.5m/s、填充率30%~80%)校核表明:优化结构在各工况下接触力峰值降幅均保持较高水平,波动系数稳定控制在理想范围内,且带体成型质量良好,验证了方案在宽工况范围内的适应性与鲁棒性。响应面分析显示,托辊间距与填充率对接触力波动的交互影响最强,优化方案通过降低间距敏感度,有效削弱了该交互作用的不利效应。

3.4 优化方案工程应用价值分析

(1)依据托辊轴承疲劳寿命理论估算,优化后入口端托辊当量动载荷显著降低,轴承额定寿命预期大幅延长(理论提升幅度可观),预计更换周期可明显延长。同时各托辊承载趋于均衡,备件消耗分散化,运维规划更具可预测性。(2)优化后整机运行阻力有所降低,驱动功率相应下降,年运行能耗明显减少;同时接触力波动平顺化有效抑制了输送带跑偏与振动,运行稳定性大幅改善。带体横向摆动幅度减小,间接降低了边缘磨损速度,延长了输送带整体服役周期;托辊轴承座及支撑横梁所受交变冲击载荷幅值削减,有利于减缓金属结构

件的累积疲劳损伤,提升整机结构安全裕度。(3)优化方案仅调整托辊间距、直径及增设小角度压辊,不改变原有机架安装孔位与地基条件,原有底座及横梁无需重新制造或加固,改造施工可充分利用日常检修窗口期完成,改造成本低、施工周期短,具备良好工程可行性与推广价值,可应用于同类型圆管带式输送机的升级改造。

结束语

本文系统完成了过渡段托辊组力学建模、仿真分析与结构优化工作,明确了关键参数对动态接触力的影响机制,有效缓解了托辊受力不均、动态冲击强等核心问题。优化方案无需大幅改造设备结构,可显著提升设备运行稳定性,降低运维成本与能耗。本次研究完善了圆管输送机过渡段受力理论体系,可为同类设备结构设计与改造提供可靠的技术参考。

参考文献

- [1]郝妮妮,刘苗苗,张媛,等.圆管带式输送机过渡段接触力学特性研究[J].机械设计与制造,2025,10(08):126-130.
- [2]王凯.圆管带式输送机过渡段槽型托辊组对输送带的影响仿真分析[J].矿业装备,2023,22(07):188-193.
- [3]杨涛,李娟,张建军.基于DEM-FEM耦合的圆管输送机托辊动态接触力特性[J].机械科学与技术,2025,44(09):1382-1387.
- [4]鲍久圣,王世博,阴妍.圆管带式输送机输送带成型过程力学特性研究[J].煤炭学报,2022,47(S1):389-397.
- [5]刘同冈,赵浩宇,李威.圆管带式输送机过渡段成型参数对接触载荷的影响[J].工矿自动化,2024,50(05):102-108.