

滑动状态下摩擦提升绞车衬垫温升有限元分析

王 前¹ 肖兴明¹ 邢晓芳²

1. 中国矿业大学, 徐州, 221006 2. 中国人民解放军汽车管理学院, 蚌埠, 233011

摘要:考虑黏弹性体性质对衬垫热物理性质的影响,建立了衬垫温升计算模型,并对其进行有限元分析。得出了衬垫温升受滑动速度、衬垫摩擦因数及热量分配系数等参数的影响程度,衬垫温升与滑动速度、摩擦因数、轻载侧拉力和围包角成正比,滑动初始阶段温升变化较大,之后温升趋于平稳,在衬垫接触面的不同深度温升曲线形状有所不同。给出了特定滑动速度下所允许的滑动距离,为研究滑动保护装置投入时间提供理论依据。与实验数据对比,验证了模型的正确性,并具体分析了钢丝绳蠕动状态下的衬垫温升,说明了蠕动不是造成衬垫性能降低的主要因素。

关键词:摩擦提升绞车;衬垫;温升;变热物理性质;有限元方法

中图分类号:TD76

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2012.21.005

Finite Element Analysis of Temperature Rise in Liner of Friction Hoist on Sliding

Wang Qian¹ Xiao Xingming¹ Xing Xiaofang²

1. China University of Mining and Technology, Xuzhou, Jiangsu, 221008

2. Chinese People's Liberation Army, Car Management College, Bengbu, Anhui, 233011

Abstract: A Temperature rise analysis model was established considering the influence of viscoelastic on the liner heat physical properties, and analyzed by the finite element method. The influence degrees of sliding speed, liner friction coefficient, heat partition coefficients etc. were given. The temperature which changed greater in the initial stage than the last was proportional to sliding speed, liner friction coefficient and the pull on the light side. According to the relationship between the maximum sliding speed and the maximum sliding distance, the hoist protection system should be exerted just in time. Using the model proved by the experiments, the squirm temperature rise was analyzed detailedly, the results indicate that it is not the main reason for the liner performance degradation.

Key words: friction hoist; liner; temperature rise; variable heat physical property; finite element method

0 引言

矿井事故连连,摩擦提升绞车滑动事故不容忽视。尽管提升绞车在制造安装之初就充分按照相关防滑要求^[1]进行了设计及验算,但是由于矿井工况的特殊性及复杂性,比如超载、制动力过大和配重不平衡等^[2],很容易产生滑动,继而衬垫将因卷筒两侧巨大张力差所产生的摩擦作用而积聚大量的摩擦热,致使衬垫温度升高引发安全事故。肖兴明等^[3-5]对衬垫温度场进行了一系列的研究。但由于目前衬垫所使用的材料很多具有黏弹性体的性质^[6-9],其温度场计算所依赖的热扩散系数等热物理性质又随着温度变化呈现非线性变化,并且又由于摩擦热在分配过程中分配系数受到钢丝绳及衬垫的热物理性质的影响,所以之前的研究

者把衬垫的热物理性质看成常数来计算存在一定的误差。为此本文以 GM 衬垫为例,引入衬垫变热物理性质及变热量分配系数对衬垫温升进行有限元分析^[10-12],并具体得出滑动时,滑动速度、衬垫摩擦因数和围包角等各个关键参数对衬垫温升的影响,为提升绞车防滑设计验算及后备防滑装置研究提供一定的理论依据。

1 衬垫温升数学模型

1.1 衬垫导热微分方程

衬垫与钢丝绳在相对滑动状态下由于摩擦生热从而导致温度升高,由于衬垫具有变热物理性质,并且不含内热源,其非稳态下导热微分方程可描述为^[10-11]

$$\rho c(T) \frac{\partial T}{\partial t} - \lambda(T) \nabla^2 T = 0 \quad (1)$$

$$\lambda(T) = \rho c(T) a(T)$$

式中, T 为衬垫的温度; λ 为衬垫的导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$;

收稿日期:2011-12-16

基金项目:国家自然科学基金资助项目(50905179);国家高技术
研究发展计划(863 计划)资助项目(2009AA04Z415)

ρ 为衬垫的密度; c 为衬垫的质量热容; α 为衬垫的热扩散系数; ∇ 为 Hamilton 算子。

衬垫质量热容以及热扩散系数等都是随着温度的变化而变化的, 因此在计算温升值时要考虑衬垫热物理性质的变化。

1.2 边界条件

衬垫热传导的第二类边界条件为

$$-\lambda(T) \frac{\partial T}{\partial e_n} = q(t) \quad (2)$$

式中, $q(t)$ 为钢丝绳与卷筒衬垫接触区热流密度; e_n 为衬垫温升边界外法线方向。

由欧拉公式得摩擦力 f 极限值为

$$f = T_x (e^{\mu\beta} - 1) \quad (3)$$

式中, T_x 为提升绞车轻载侧钢丝绳所受到的拉力; μ 为提升绞车摩擦衬垫与钢丝绳之间的摩擦因数; β 为钢丝绳在卷筒上的围包角。

当摩擦提升绞车提升过程中出现滑动时, 假设摩擦机械能全部转化为摩擦热, 则摩擦副之间产生的摩擦热 Q 为

$$Q = \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} f v_e(t) dt \quad (4)$$

式中, $v_e(t)$ 为钢丝绳与卷筒衬垫间的滑动速度。

假设摩擦热全部转移到钢丝绳和卷筒衬垫上, 它们的热量分配关系为

$$\frac{Q_g}{Q_r} = \sqrt{\frac{\rho c(T)\lambda(T)}{\rho_r c_r \lambda_r}} \quad (5)$$

$$Q = Q_g + Q_r$$

式中, Q_g 为分配给衬垫的热量; Q_r 、 ρ_r 、 c_r 、 λ_r 分别为分配给钢丝绳的热量、钢丝绳的密度、质量热容和导热系数。

由此衬垫的热量分配系数 k 为

$$k = (1 + \sqrt{\frac{\rho_r c_r \lambda_r}{\rho c(T)\lambda(T)}})^{-1} \quad (6)$$

彭玉兴等^[12] 通过实验给出了 GM 衬垫的质量热容、热扩散系数等随温度变化的拟合公式:

$$c(T) = 1.344 + 8.48 \times 10^{-3} T - 4 \times 10^{-5} T^2 + 1.026 \times 10^{-7} T^3 \quad (7)$$

$$\alpha(T) = 0.132 + 0.0832 \exp\left(-\frac{T-30.1}{148.749}\right) \quad (8)$$

则摩擦副之间的热量密度为

$$q(t) = Q_g/A = kQ/A \quad (9)$$

式中, A 为衬垫与钢丝绳摩擦副之间的面积。

2 衬垫温升有限元模型

在衬垫温升的过程中, 由于衬垫的质量热容、热扩散系数及导热系数等都随着温度的变化而变化, 很难得到解析解, 所以只能利用计算机进行数值解计算。在这里我们利用有限元的思想, 根据钢丝绳和衬垫的摩擦过程建立空间上的物理模型, 并对物理模型进行网格划分, 根据赋以的边界条件对网格节点进行逐个计算并拓展到时间坐标

轴上, 最后得出温度在衬垫上的分布。

本文利用 ANSYS 中的 55 号热单元进行建模计算, 根据材料质量热容及热扩散系数随温度的变化定义材料热物理属性, 划分网格后对节点施加初始温度载荷, 编写以摩擦因数、热量分配系数、轻载侧拉力等为自变量的热流密度函数载荷, 然后进行非稳态求解。衬垫网格划分模型及温度场分布如图 1 所示。

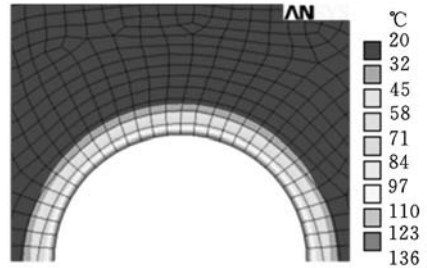


图 1 衬垫网络划分及温度场分布

仿真中各个参数以恒源煤电某副井提升系统各参数为原型, 卷筒的直径为 3.5m, 所用衬垫型号为 GM, 分解温度为 320℃, 热物性能参数按照上述拟合公式得到。钢丝绳根数为 4, 直径为 36.5mm, 热物性能参数为 $\rho_r = 1360 \text{kg/m}^3$, $c_r = 1559 \text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, $\lambda_r = 0.456 \text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ 。环境温度为 20℃, 衬垫摩擦因数为 0.25, 钢丝绳与卷筒围包角为 πrad , 轻载侧钢丝绳拉力为 200kN, 滑动速度为 0.7m/s²。

3 计算结果与分析

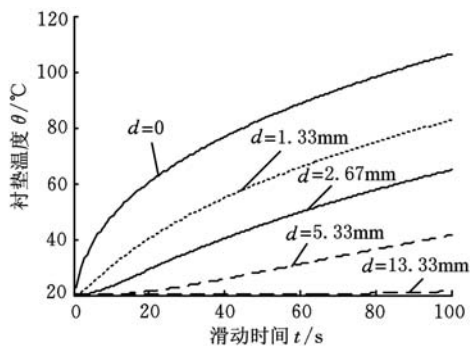
3.1 不同摩擦表面深度时的温度时间历程

不同摩擦表面深度 d 时的温度时间历程如图 2 所示。从图 2 可以看出: 衬垫最高温度出现在摩擦最表面; 在滑动初期衬垫与钢丝绳接触面温度骤然提升, 随着滑动时间的延长, 温升速度降低; 摩擦面处温升曲线为“抛物线形”, 在 2.67mm 处为 S 形, 在 13.33mm 处温升变化很小; 随着表面深度增加, 受滑动温升影响明显减小, 随着滑动时间的延长, 受滑动温升影响深度增加, 温升达到 40℃ 时, 10s 内影响的深度为 0.62mm, 30s 内影响深度为 2.12mm, 100s 内影响深度为 5.59mm。

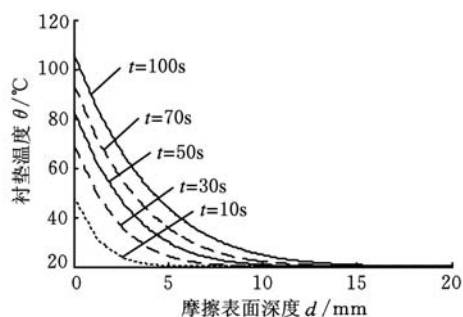
3.2 滑动速度对衬垫温升的影响

不同滑动速度下的衬垫温升如图 3 所示。从图 3 可看出: 当滑动速度为 8m/s 时, 经过 7.6s 衬垫表面就达到了衬垫热分解极限温度 320℃。当滑动速度大于 2.15m/s 时, 100s 后衬垫摩擦面的温度将超过此温度而发生相变。

图 4 显示衬垫到达其热分解温度时, 随着滑动距离的增加, 所允许的滑动速度逐渐减小, 并且



(a) 不同摩擦表面深度时的温升变化



(b) 不同时刻 t 沿衬垫径向的温升变化

图 2 衬垫表面不同深度的温度时间历程

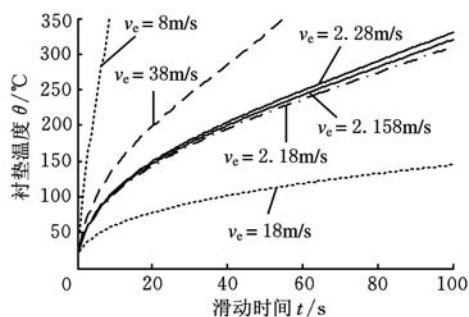


图 3 不同滑动速度下的衬垫温升

斜率也逐渐减小。单从衬垫分解温度的角度考虑,我们可以得出特定滑动速度下所允许的滑动距离。

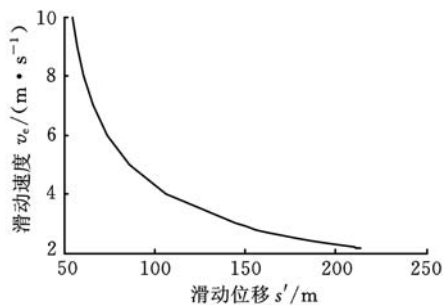


图 4 达到衬垫热分解温度时滑动速度和滑动位移关系

3.3 摩擦因数对衬垫温升的影响

不同摩擦因数下的温升分析如图 5 所示。从图 5 可看出:摩擦因数越大,衬垫温度上升也越快。当摩擦因数相差 0.1 时,温升相差可达到 74.96°C。说明了摩擦因数也是影响衬垫温升的关键因素之一,而摩擦因数也很容易因为外界的

条件而改变,比如环境温度、湿度、相对滑动速度等,所以为获得准确温升,摩擦因数的测定至关重要。

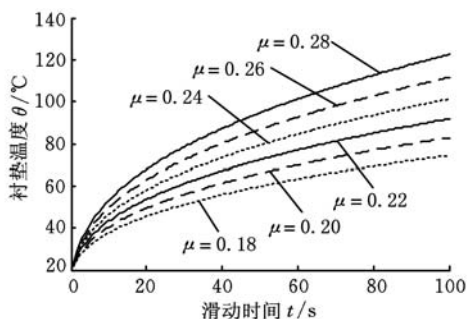


图 5 不同摩擦因数下的温升分析

3.4 围包角及轻载侧拉力对衬垫温升影响

图 6 所示为不同轻载侧拉力下衬垫的温升情况,从图 6 可看出:拉力越大温升越高,随着滑动时间的延长温升趋于稳定。图 7 所示为不同围包角下的温升,从图 7 可看出:围包角越大,温升越高。这是因为拉力和围包角越大,摩擦力就越大,产生的摩擦热就越多。轻载侧拉力相差 40kN 时温升相差 17°C,围包角相差 0.12π 时温升相差 26°C。

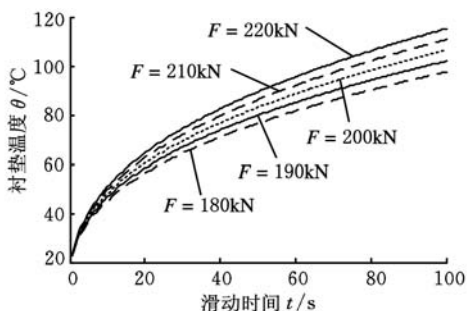


图 6 不同轻载侧拉力 F 下的温升分析

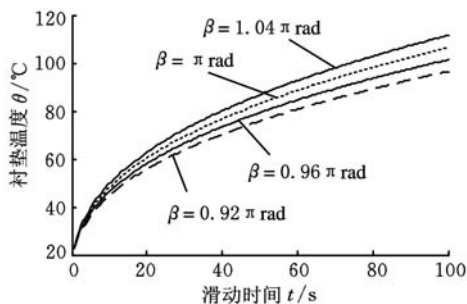


图 7 不同围包角下的温升分析

4 实验验证及蠕变温升分析

文献[12]在讨论衬垫热应力耦合行为的时候针对相关衬垫进行了实验研究,本文结合该文中的衬垫参数、钢丝绳参数、载荷和滑动速度等,利用本文所建立的模型进行仿真,与实验结果的对比如图 8 所示,图中平滑的曲线为仿真结果。

图 8 显示仿真结果与文献[12]中实验结果吻

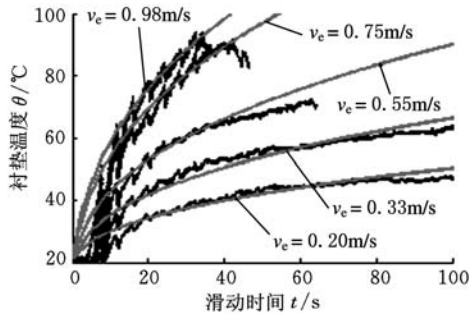


图8 仿真结果与实验数据对比

合较好,且略微高于实验结果,这是因为实验中的测量点与钢丝绳和衬垫的接触面有微小的距离,并且实验中的热量分配系数也受环境中风等的影响。

在摩擦提升绞车运行当中,钢丝绳会在摩擦衬垫上产生蠕动。蠕动速度计算式为

$$v_r = \frac{\Delta T v_0}{EA} \quad (10)$$

式中, ΔT 为卷筒两端钢丝绳所受到的张力差; v_0 为提升绞车的运行速度; E 为钢丝绳的弹性模量; A 为钢丝绳的有效截面积。

针对本文实例参数,其蠕动速度为

$$v_r = \frac{4 \times 200 \text{ kN} \times 9.6 \text{ m/s}}{110 \text{ GPa} \times \pi \times (0.0365 \text{ m})^2} = 0.01668 \text{ m/s} \quad (11)$$

利用本文模型进行计算可得衬垫接触表面最高温升为 1.97°C ,所以蠕动温升对衬垫的性能影响不大,从而也说明了蠕动不是造成摩擦提升绞车滑动故障的关键因素。

5 结论

(1)衬垫温升分析模型充分考虑了衬垫热传导物理特性的变化和摩擦热分配过程中热量分配系数的变化。衬垫接触面不同深度温升曲线形状不同,随着深度的增加,上升曲线从“上抛物线”形状变为“下抛物线”形状。研究结果可为不同时刻不同深度的温升分析及测量提供理论指导。

(2)衬垫接触面温升最高,在 13.3mm 的位置基本不受滑动影响。研究结果可为降低衬垫温度及制作衬垫厚度提供依据。

(3)衬垫温升随着滑动速度、摩擦因数、轻载侧拉力和围包角的增加而增大,滑动初始阶段温升变化较大,随着滑动时间的延长,温升趋于平稳。依据衬垫热分解温度,得出了最大滑动速度和最大滑动距离的关系,为进一步研究滑动保护

装置投入时间提供理论依据。

(4)蠕动温升不是造成衬垫性能下降的关键因素。

参考文献:

- [1] 国家安全生产监督管理总局. 煤矿安全规程[M]. 北京:中国法制出版社,2010.
- [2] 王兴友. 矿井提升系统的滑动故障研究[J]. 煤矿机械,2010,31(2):232-235.
- [3] 肖兴明,洪晓华. 摩擦提升机的滑动分析[J]. 煤炭科学技术,1995,23(12):44-46.
- [4] 刘道平,梅苏华. 摩擦提升机衬垫摩擦温度的近似计算[J]. 中国矿业大学学报,1997,23(1):70-72.
- [5] 夏荣海,葛世荣. 摩擦提升机衬垫摩擦温升的计算[J]. 煤炭学报,1990,15(2):1-9.
- [6] Wu T, Wang S T, Lin P C, et al. Effects of Using a High-Density Foam Pad Versus a Viscoelastic Polymer Pad on the Incidence of Pressure Ulcer Development During Spinal Surgery[J]. Biol. Res. Nurs.,2010,13(4):419-424.
- [7] Persson B N. Rolling Friction for Hard Cylinder and Sphere on Viscoelastic Solid[J]. Eur. Phys. J. E. Soft Matter,2010,33(4):327-333.
- [8] Ziebert F, Raphael E. Dewetting Dynamics of Stressed Viscoelastic Thin Polymer Films [J]. Phys. Rev. E. Stat. Nonlin. Soft. Matter. Phys.,2009,79:31605.
- [9] Fischer M, Richardson A C, Reihani S N, et al. Active-passive Calibration of Optical Tweezers in Viscoelastic Media[J]. Rev. Sci. Instrum.,2010,81(1):15103.
- [10] 刘涛,王益群. 基于扫描法的轧辊瞬态温度场三维建模与仿真[J]. 中国机械工程,2007,18(4):484-486.
- [11] 严宏志,明兴祖,陈书涵,等. 螺旋锥齿轮磨齿温度场研究与应用分析[J]. 中国机械工程,2007,18(18):2147-2152.
- [12] 彭玉兴. 摩擦提升机衬垫滑动热-应力耦合行为研究[D]. 徐州:中国矿业大学,2009.

(编辑 袁兴玲)

作者简介:王 前,男,1985年生。中国矿业大学机电学院博士研究生。主要研究方向为机电控制、机械故障诊断。发表论文6篇。肖兴明,男,1962年生。中国矿业大学机电学院教授、博士研究生导师。邢晓芳,女,1982年生。中国人民解放军汽车管理学院基础部助理讲师。