

文章编号:1671-6833(2006)04-0075-04

筒体与滚圈大面积多体接触问题的有限元解法

肖友刚¹, 雷先明², 陈国新²

(1.中南大学轨道交通安全重点实验室,湖南 长沙 410075; 2.邵阳学院机械能源工程系,湖南 邵阳 422004)

摘 要: 针对筒体与滚圈大面积多体接触及结构重复性强的特点,应用接触伪单元及子结构技术,建立了筒体与滚圈的多体接触模型,通过定义当量密度,将窑皮、扬料板等的重量引起的载荷自动转化到其作用区域的体积上,减小了载荷处理的工作量.筒体与滚圈多体接触问题数值计算的结果表明:档位段筒壳应力远大于筒节段筒壳应力,档位段筒壳的强度较弱,筒节段筒壳强度有一定富余.

关键词: 筒体; 多体接触; 接触伪单元; 子结构
中图分类号: O 343 **文献标识码:** A

0 引言

回转窑是冶金、化工、建材等生产流程中的核心设备.近年来,回转窑因其独特的优点(宽广的进料适应性、良好的物料混合及灵活的物料传输特性)而在城市固体废物处理工艺中得到愈来愈广泛的应用,如危险废物焚烧炉、废轮胎热解炉^[1,2].筒体作为回转窑的主体部件,其使用性能跟回转窑的运转率息息相关,因此,人们对筒体设计和维护进行了一系列研究,并总结出了“纵柔横刚”的设计原则^[3],还根据应力应变情况,确定了筒体维修维护计划^[4,5],使以前靠温度检测反映筒体局部损伤的方法得到改变^[6].然而,这些研究都是通过种种假定将筒体和滚圈的接触边界简化,并在筒体相关部位施加固定约束,然后对筒体单独进行有限元数值计算.然而滚圈和筒体的接触状态显著地影响筒体应力及变形,忽视这种影响,显然会使求得的结果产生较大的偏差.而且,当回转窑在热态工作时,窑衬与筒体紧密贴合,起到了加强筒体的作用,但对这种加强作用的定量研究尚未见有关报道.因此,综合考虑筒体和滚圈的接触作用及窑衬对筒体的加强作用,建立筒体、滚圈、窑衬的整体模型,有利于对筒体应力进行精细分析,也有利于制定恰当的筒体维护策略.

1 筒体与滚圈多体接触模型

1.1 筒体与滚圈接触区的接触伪单元

筒体常长达百米,一般活套在数个滚圈里,滚圈支承在托轮上,每个滚圈和筒体大面积接触,如图 1 所示.接触伪单元是接触体之间的虚拟单元,能阻止两物体的相互侵入,具有普通单元的形状,很容易与 3 维或壳体有限元模型相连接,适宜于处理大面积接触问题,因此在处理筒体与滚圈的大面积接触问题时,引入接触伪单元.

图 1 为 5 节点 3 维接触伪单元,xyz 为总体坐标系,sn 为局部坐标系,接触面由接触节点 M 表示,目标面由目标节点 I、J、K 和 L 表示.g_n 表示配合件间的渗透性,与接触部位所受的法向力 f_n 有关,它们之间的对应关系用罚函数加 Lagrangian 乘子组合法来处理:

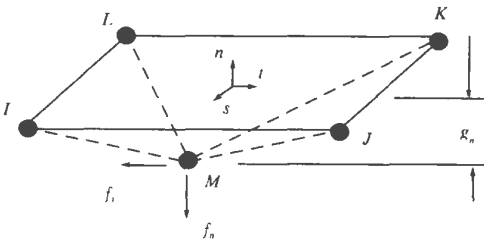


图 1 三维接触伪单元

Fig.1 3D pseudo contact element

f_n=K_n×g_n+λ_{i+1} (1)

其中:K_n 为接触刚度;λ_{i+1} 为第 i+1 迭代步中的 Lagrangian 乘子力:

λ_{i+1}= { λ_i+α×K_n×g_n (|g_n|≥ε)
λ_i (|g_n|<ε)

式中: ϵ 为协调间隙; α 为内部计算因子($\alpha < 1$).

假定接触节点的弹性相对位移量为 ϵ_c , 将 ϵ_c 分解为 s 方向的分量 ϵ_{cs} 和 t 方向的分量 ϵ_{ct} , 则切向力为

$$f_s = K_\tau \epsilon_{cs}, \quad f_t = K_\tau \epsilon_{ct} \tag{2}$$

式中: K_τ 为粘接刚度.

以 M 点在坐标平面 st 上的投影 $M'(s, t)$ 确定插值矩阵 N :

$$\begin{aligned} \{N_s\}^T &= [N_1 \ 0 \ 0 \ N_2 \ 0 \ 0 \ N_3 \ 0 \ 0 \ N_4 \ 0 \ 0 \\ &\quad 1 \ 0 \ 0] \\ \{N_t\}^T &= [0 \ N_1 \ 0 \ 0 \ N_2 \ 0 \ 0 \ N_3 \ 0 \ 0 \ N_4 \ 0 \\ &\quad 0 \ 1 \ 0] \\ \{N_n\}^T &= [0 \ 0 \ N_1 \ 0 \ 0 \ N_2 \ 0 \ 0 \ N_3 \ 0 \ 0 \ N_4 \\ &\quad 0 \ 0 \ 1] \end{aligned}$$

其中:

$$\begin{aligned} N_1 &= -(1-s)(1-t)/4 \\ N_2 &= -(1+s)(1-t)/4 \\ N_3 &= -(1+s)(1+t)/4 \\ N_4 &= -(1-s)(1+t)/4 \end{aligned}$$

根据接触点 M 上的力与目标节点力的平衡条件, 得

$$\begin{cases} f_{sM} = f_{sI} + f_{sJ} + f_{sK} + f_{sL} \\ f_{tM} = f_{tI} + f_{tJ} + f_{tK} + f_{tL} \\ f_{nM} = f_{nI} + f_{nJ} + f_{nK} + f_{nL} \end{cases} \tag{3}$$

接触伪单元在的载荷矢量:

$$f_j^e = f_s \{N_s\} + f_t \{N_t\} + f_n \{N_n\} \tag{4}$$

接触伪单元的刚度矩阵:

$$\{K_j^e\} = \begin{cases} K_n \{N_n\} \{N_n\}^T + K_s \{N_s\} \{N_s\}^T + K_t \{N_t\} \{N_t\}^T & \text{(粘着或滑移接触)} \\ K_n \{N_n\} \{N_n\}^T & \text{(无摩擦接触)} \\ 0 & \text{(开式接触)} \end{cases} \tag{5}$$

将接触伪单元的载荷矢量和刚度矩阵转换到整体坐标系中, 得

$$\begin{cases} f_a^e = L f_j^e \\ \{K_a^e\} = L \{K_j^e\} \end{cases} \tag{6}$$

式中: $[L]$ 为整体与局部坐标之间的坐标变换矩阵.

将形成的接触伪单元刚度矩阵和单元载荷向量叠加到总体刚度矩阵和总体载荷向量中, 即可对接触问题进行求解.

1.2 基本子结构及其有限元网格划分

若用常规方法求解筒体滚圈的大面积多体接

触问题, 计算工作量将非常惊人. 由于筒体、滚圈结构的重复性较强, 而子结构具有降阶凝聚、分阶段求解的特点, 并且通过子结构的多重调用即可获得重复结构, 具有很高计算效率, 因此, 在建立筒体与滚圈的接触模型时, 应用子结构技术.

筒体包括筒壳和窑衬两部分, 在热态工作时, 筒壳和窑衬紧密贴合, 可视为一个整体. 筒壳由档位段、铆接段、连接档位段与铆接段的筒节段(简称为连接段) 及其余筒节段(简称为其余段) 组成. 档位段、铆接段、连接段的规格一致, 而其余段及窑衬的规格则不同. 因此筒壳和窑衬的基本子结构定制如下: 对筒壳的铆接段、档位段和连接段, 分别取其中一段的一半作为基本子结构模式, 对筒壳的其余段和窑衬分别取每段的一半作为基本子结构模式. 对滚圈利用结构的轴对称性, 取圆心角为 90° 的扇形作为基本子结构模式. 筒壳、窑衬、滚圈的其余部分利用超级单元的逐级几何调用来生成. 对各个基本子结构进行有限元网格划分, 然后组装形成总体有限元模型. 根据其结构特性, 筒壳的档位段、窑衬、滚圈采用八结点三维实体单元, 筒壳的其余部分采用壳单元, 在筒壳和滚圈之间设置接触伪单元. 中铝河南分公司 2 号回转窑(以下简称 2 号窑) 有 5 档支承, 直径为 4 m, 长度为 100 m, 档位段、铆接段、连接段各 5 段, 其余段 6 段, 窑衬 4 段, 滚圈 5 个. 按上述原则建立的筒体与滚圈的多体接触有限元模型, 如图 2 所示.

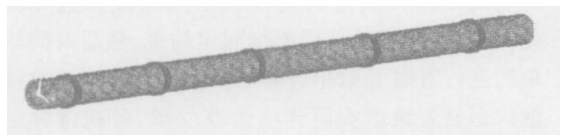


图 2 筒体与滚圈多体接触有限元模型
Fig.2 Finite element model of multi-body contact of shell and tyre

1.3 物性参数、边界条件及载荷处理

滚圈支承在托轮上, 正常情况下, 托轮变形很小, 因此, 在托轮对滚圈的支承部位施加零位移约束; 为防止窑体下滑, 在第 3 档滚圈的左侧端面设有挡轮, 因此第 3 档滚圈左侧端面的轴向位移为 0.

窑皮粘附在窑衬上, 刮料器、扬料板沿筒体周向均匀布置, 大齿圈固结在筒体上, 且它们对筒体刚度的影响可以忽略. 定义当量密度, 将它们的重量引起的载荷转化到其作用区域的体积上. 由于

有限元程序可以根据密度和体积自动计算体载荷,当量密度的引入,将大大减小载荷处理的工作量.

刮料器、扬料板、大齿圈都是直接固结在筒壳上,对这些区域的筒体,当量密度 ρ_v 可表示为

$$\rho_v = \frac{km}{\pi(R^2-r^2)l} + \rho_T \tag{7}$$

式中: ρ_T 为筒壳钢板密度; R 为筒壳外半径; r 为筒壳内半径,对大齿圈, $k=1$; m 为整个大齿圈的质量; l 为大齿圈的宽度. 对刮料器和扬料板, $k=l$, m 为单位长度质量.

窑皮、副窑皮都是粘附在窑衬上,对这些区域的窑衬,当量密度 ρ_v 可表示为

$$\rho_v = \frac{\rho_p[(r-H)^2-(r-H-h)^2]}{[r^2-(r-H)^2]} + \rho_c \tag{8}$$

式中: H 为窑衬厚度; h 为窑皮厚度; ρ_p 为窑皮密度,为 $1\,800\text{ kg/m}^3$; ρ_c 为窑衬密度.

在物料由窑尾向窑头移动的过程中,由于水份蒸发,物料热解,物料重量沿窑轴线方向会产生变化,而且物料重心也不关于窑轴线所在的垂直平面对称,因而将物料重量转化为筒体的作用力时,应根据物料沿窑轴向的重量分布情况确定^[7].

窑衬有多种材料组成,各种材料的弹性模量有一定差异,但对2号窑而言,各种耐火砖的物性参数与高铝砖均相近,在缺乏各种耐火砖详细物性参数的前提下,统一使用高铝砖的物性参数.高铝砖的弹性模量为 36.8 GPa ,泊松比为 0.2 ,密度为 $2\,600\text{ kg/m}^3$,筒壳材料为 $Q235C$ 号钢,滚圈材料为 $ZG310$,其弹性模量均为 204 GPa ,泊松比为 0.3 ,密度为 $7\,800\text{ kg/m}^3$.

2 计算结果及分析

图3为圆心角 300° 处筒壳轴线方向的等效应力分布曲线,从图中可以看出:①在5个档位段,筒壳均出现了应力尖峰,各尖峰应力大小的顺序分别为2,3,1,4,5. 应力越大,表明该处筒壳强度越弱,越容易受到破坏,因此2,3档处筒壳是该筒体强度的薄弱环节,也是故障的多发地带,在调窑时,应改善回转窑载荷在这两档上的分配情况.②相对档位段而言,筒节段筒壳的应力很小,和档位段筒壳的应力相比有较大富余,从应力均等的优化原则出发,档位段筒壳应予以加厚,筒节段则应予以减薄,适当减薄筒节段筒壳的厚度,不仅可以降低生产成本,而且可以减小筒体内外表面温差造成的温度应力值.

由于档位段2处筒壳的等效应力最大,因此对档位段2处的筒体截面(简称为2-2截面)进行研究.图4、图5给出了2-2截面筒壳外表面、窑衬内表面的轴向应力、周向应力、等效应力曲线,从图4、图5中,可得出如下结论:

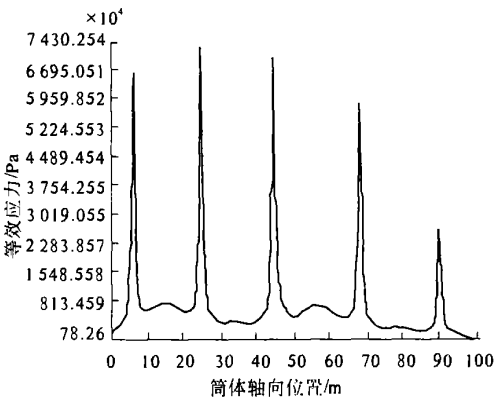


图3 圆心角 300° 处筒壳的等效应力分布曲线
Fig.3 Equivalent stress distribution of shell at the station of central angle 300°

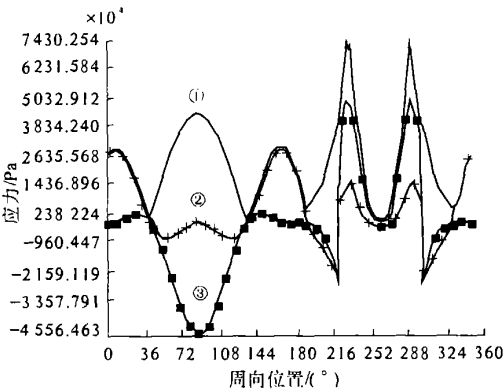


图4 2-2截面筒体外表面应力分布曲线
Fig.4 Stress distribution of outer surface of 2-2 shell section

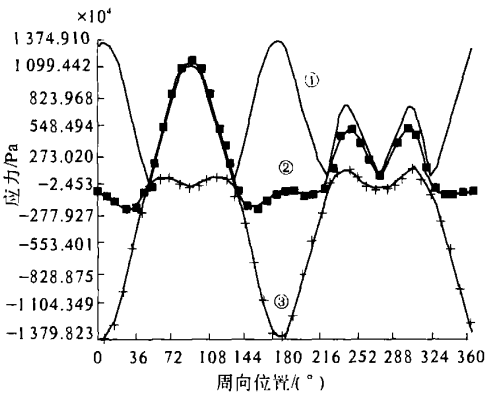


图5 2-2截面窑衬内表面应力分布曲线
Fig.5 Stress distribution of inner surface of 2-2 lining section

(1) 在圆心角 240° 、 300° 处(托轮在这两处支承滚圈), 筒体上出现了最大等效力, 而且该处筒体上轴向拉应力的力大小超过了 90° 轴向压应力的力大小, 这使筒体上轴向应力的力幅大大增加, 从而影响了筒体强度, 说明支承位置对筒体应力影响很大, 寻找一个最佳的支承位置, 可使筒体的应力分布更为合理.

(2) 在 $8^\circ \sim 172^\circ$ 之间的圆弧区域, 窑衬的周向应力主要为拉应力, 轴向应力主要为压应力, 且在 8° 、 172° 处, 窑衬的等效力和轴向应力均最大. 在窑衬顶端, 窑衬的周向拉应力(90° 处)最大, 在轴向应力和周向应力的共同作用下, 该区域窑衬容易因过度疲劳而破损; 而且该区域窑衬的径向变形较大, 因而该区域是引起窑衬松动、扭曲、脱落和断裂的危险区域. 在 240° 、 300° 处窑衬上虽出现了峰值应力, 但幅值却远小于其它两个峰值应力, 说明由于滚圈、筒体对窑衬的保护作用, 窑衬峰值应力受支承位置的影响很小.

图 4、图 5 中, ①代表等效力, ②代表周向应力, ③代表轴向应力.

3 结论

(1) 档位段筒壳的强度较弱, 筒节段筒壳强度有一定富余. 增加档位段筒壳厚度, 可优化筒壳的应力状态, 但增加档位段筒壳厚度应以档位段筒

壳不发生缩颈现象为前提.

(2) 档位段筒壳应力远大于筒节段筒壳应力, 各档位段筒壳应力大小的顺序分别为 2, 3, 1, 4, 5, 应力越大, 表明该处筒壳强度越弱, 越容易受到破坏, 因此 2, 3 档是该回转窑的薄弱环节.

参考文献:

- [1] BOATANG A A, BARR P V. Modeling of particle mixing and segregation in the transverse plane of rotary kiln[J]. Chemical Engineering Science, 1996, 51: 4167~4181.
- [2] PERSHING D W, LIGHTY J S. Solid waste incineration in rotary kilns[J]. Combustion Science and Technology, 1993, 93: 245~253.
- [3] 容永泰. 提高回转窑的运转率[J]. 中国建材装备, 1996, (1): 11~14.
- [4] BOUZAKIS K D, Kouremetis A. Time schedule for the replacement of corroded rotary kiln sections based on measurement and calculations[J]. ZKG International, 1999, 52(8): 443~450.
- [5] DAVID W, BROBERG P E. FEA and FMA reveal weak spots in rotary kiln designs[J]. World Cement, 1995, 26(5): 70~78.
- [6] ZETA A, MONNET M. Shell-temperature monitoring provides early warning of damage to cement kilns[J]. Brown Boveri Review, 1986, 73(2): 101~105.
- [7] 肖友刚. 多支承回转窑接触体系的力学特征研究及参数优化[D]. 长沙: 中南大学机电工程学院, 2004.

FEM Calculation of Large Superficial Multi-body Contact Problem between Kiln Shell and Tyre

XIAO You-gang¹, LEI Xian-ming², CHEN Guo-xin²

(1. Key Laboratory of Track Traffic Safety of Ministry of Education, Central South University, Changsha 410075, China; 2. Department of Mechanical and Energy Engineering, Shaoyang University, Shaoyang 422004, China)

Abstract: According to the feature of high iterative structure and large superficial multi-body contact of shell and tyre, the multi-body contact model between shell and tyre is set up by applying pseudo contact element and substructure technique. The loads from the weights of additional structure such as crust and lifter can be treated easily by defining equal density. Through numerical calculation of the multi-body contact problem of shell and tyre, the following conclusion can be drawn out: the stress at shell supports is far greater than that at other parts, the intensity at shell supports is weaker and at other parts is affluent.

Keywords: shell; multi-body contact; pseudo contact element; substructure technique