

文章编号:1009-3087(2014)06-0185-06

## 多体非连续接触下回转窑筒体抗疲劳优化

雷先明<sup>1</sup>,肖友刚<sup>2\*</sup>,陈国新<sup>1</sup>,刘义伦<sup>3</sup>,赵先琼<sup>3</sup>

(1. 邵阳学院 机械能源工程系,湖南 邵阳 422004;2. 中南大学 交通运输工程学院,湖南 长沙 410075;  
3. 中南大学 机电工程学院,湖南 长沙 410083)

**摘要:**针对多体非连续接触状态下回转窑筒体应力不明晰、强度分布不合理等问题,使用试验设计方法选取样本点,根据样本点构建筒体和滚圈的接触有限元分析模型。通过有限元分析,得到样本点对应的筒体应力,通过疲劳分析得到各段筒体对应的寿命,然后构造 kriging 代理模型。以均衡档位段、过渡段、筒节段的疲劳寿命为目标,考虑筒体厚度、截面变形、挠度等约束条件,应用改进的多目标遗传算法对代理模型在给定设计空间内进行全面搜索,获得了最佳筒体厚度。结果表明:抗疲劳优化使筒体的最小疲劳寿命由 48.4 a 提高到 89.3 a,并使各档位段、过渡段筒体寿命接近,筒节段筒体寿命趋于相等。

**关键词:**筒体;多体非连续接触;代理模型;抗疲劳优化

**中图分类号:**TQ172.6;O343.3

**文献标志码:**A

### Anti-fatigue Optimization of Kiln Shell at Intermittent Multi-body Contact State

LEI Xianming<sup>1</sup>,XIAO Yougang<sup>2\*</sup>,CHEN Guoxin<sup>1</sup>,LIU Yilun<sup>3</sup>,ZHAO Xianqiong<sup>3</sup>

(1. Dept. of Mechanical and Energy Eng.,Shaoyang Univ.,Shaoyang 422004,China;

2. College of Traffic and Transportation Eng.,Central South Univ.,Changsha 410075,China;

3. College of Mechanical and Electrical Eng.,Central South Univ.,Changsha 410083,China)

**Abstract:**For clarifying the effect of intermittent multi-body contact state on kiln shell stress and mechanical strength,different shell thicknesses were selected as sample points by the design of experiment method,and the shell stresses and fatigue life were obtained corresponding with the sample points by finite element analysis,then kriging surrogate model was constructed. Taking the fatigue life of support segments,transition segments,and end and middle segments as the optimal goal,and considering shell thicknesses,cross section deformations,and flexibilities as constraints,the improved multi-objective genetic algorithm (MOGA II) was applied to conduct a comprehensive search for the optimal results of surrogate model in a given design space,and the optimal shell thicknesses were obtained. The results showed that the minimum fatigue life enhances from 48.4 years to 89.3 years,and the shell lives tend to be equal,even,and the same at support segments,transitional segments,and middle segments,respectively.

**Key words:**shell;intermittent multi-body contact;surrogate model;anti-fatigue optimization

筒体是回转窑的核心部件,长期在高温重载下运行。传统设计准则使筒体强度分布欠合理,导致筒体常过早各类机械故障,危及回转窑的正常生产。为了探明回转窑的力学行为,解决回转窑各部件的早期破损问题,肖友刚等<sup>[1-3]</sup>将筒体简化为超静定

梁,以均衡轴线弯曲条件下回转窑支承载荷、支承系统寿命、滚圈强度为目标,优化调整了回转窑的运行轴线和托轮对滚圈的支承角。将筒体或滚圈单独提取出来,并在其接触边界施加固定约束,李学军、沈意平等<sup>[4-5]</sup>计算了轴线偏移下回转窑支承滚圈应

收稿日期:2014-03-28

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51275531;51374241);中国博士后科学基金(特别)资助项目(20100471229;201104514);湖南高等学校科学研究重点资助项目(10A109)

作者简介:雷先明(1965—),男,教授,硕士。研究方向:结构优化及强度分析。E-mail:lxm4321397@163.com

\*通信联系人 E-mail:csuxy@163.com

力,并对滚圈疲劳寿命进行了预测;肖友刚等<sup>[6-7]</sup>应用有限元法计算了给定位移下的筒体支承力,得出了轴线偏差对筒体支承载荷的影响关系式,并对筒体结构进行了模糊优化。将筒体和滚圈视为连续接触体,Del 等<sup>[8]</sup>基于 ASME 标准,对筒体应力和变形进行了评价;肖友刚等<sup>[9-10]</sup>建立了托轮与滚圈、滚圈与筒体的多体接触模型,通过接触有限元分析得出了滚圈、筒体的应力分布规律;王和慧等<sup>[11]</sup>分析了筒体的力学行为,找出了筒体圆度最差和应力最大的危险部位;陈明非<sup>[12]</sup>分析了筒体的应力和变形,确定了危险截面,并提出了支承跨距调整建议。Pazand 等<sup>[13]</sup>以筒体有限元分析结果为基础,用神经网络法对其最大受力和变形进行了近似,并得出简便计算公式,Saidur 等<sup>[14]</sup>基于回转窑的有限元模型及热能控制方程,评估了关键设计参数和运行参数对回转窑运行状态及能耗的影响。这些研究中,对筒体与滚圈接触边界的处理与实际不符,导致结果存在较大偏差。实际上,筒体通过沿周向均匀布置的垫板和滚圈接触,它们之间形成了一种多体非连续接触关系,这种非连续接触关系影响着筒体应力的分布状况。研究这种非连续接触下筒体应力及疲劳寿命,并将其应用于筒体结构的抗疲劳优化,有利于充分发挥各段筒体的潜能,提高回转窑的运转率和使用寿命。

## 1 非连续多体接触下筒体有限元分析

筒体通过沿周向均匀布置的垫板活套在数个滚圈里,每个滚圈由 2 个托轮支撑,托轮对滚圈的支承角为 30°。筒体、滚圈、垫板结构重复性强,分别取其中一部分作为基本子结构模式,重复部分通过子结构的多重调用,即可快速组装成筒体与滚圈的多体接触模型。模型中,窑衬、滚圈、垫板采用 8 结点 3 维实体单元,筒体采用壳单元,在筒体垫板和滚圈之间设置接触伪单元。某直径 4 m、长度 100 m、由 5 档支承的回转窑,其有限元模型如图 1 所示。图中,窑头中心为坐标原点, $z$  轴沿筒体中心线, $y$  轴正向垂直向上, $x$  轴正向水平向右。

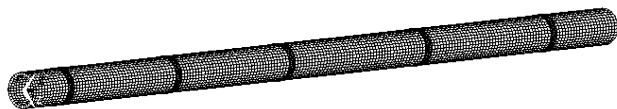


图 1 筒体与滚圈非连续多体接触的有限元模型

Fig.1 Intermittent contact FE model of kiln shell and tyre

滚圈由托轮支撑,托轮变形很小,因此,在托轮对滚圈的支撑部位施加零位移约束。

窑皮、刮料器、扬料板、大齿圈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<sup>[6]</sup>。根据物料沿窑轴向的重量分布及其重心位置将物料载荷施加到其作用区域。筒体材料为 Q235,滚圈材料为 ZG35GrMo,窑衬材料有低水泥浇注料、黏土砖、高铝砖,温度对其弹性模量和泊松比有影响,需根据筒体温度场对其进行修正<sup>[15]</sup>。

图 2 为 0°、90°、270°位置,筒体轴向的等效应力分布曲线,从图 2 中可以看出:档位段筒体应力远大于其它段筒体应力,且档位段筒体应力相差悬殊,其它轴向位置的筒体应力,也具有同样的特点,表明档位段强度分布不合理,且总体偏弱,筒节段强度富余,势必导致档位段筒体寿命远小于筒节段筒体寿命。对其进行抗疲劳优化,以使筒体各段物尽其用,就很有必要。

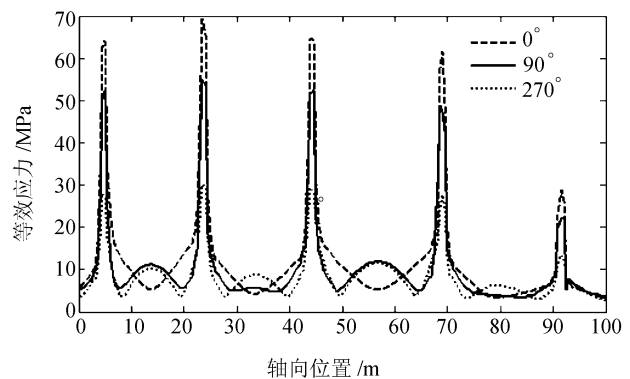


图 2 筒体轴向等效应力分布

Fig.2 Equivalent stresses distribution of kiln shell

图 3 为档位段 2 处周向的等效应力分布曲线。

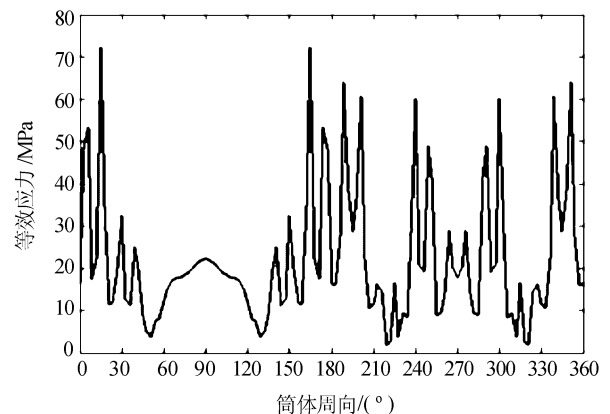


图 3 档位段 2 处筒体周向的等效应力分布

Fig.3 Equivalent stresses at shell circumference at support 2

从图3中可以看出,筒体应力呈锯齿状周期性变化,且在垫板位置出现了峰值,但在圆心角 $55^\circ \sim 125^\circ$ 处区域,没有出现锯齿波,而且应力幅值相对较低。对比应力峰值位置和筒体垫板位置,发现应力峰值位置和筒体垫板位置重合。提取圆心角 $55^\circ \sim 125^\circ$ 处垫板和滚圈间的接触压力,发现该区域的压力为0,说明该区域的筒体垫板和滚圈没有接触,因而该区域应力相对较小,且无突变。在托轮对滚圈的支承处(对应的圆心角为 $240^\circ$ 、 $300^\circ$ ),应力并没有像文献[10]阐述的那样,急剧增加,说明垫板显著改变了筒体应力分布,按照传统的连续接触方法对筒体强度进行设计和校核,不合理,也说明筒体疲劳寿命的准确预测需以滚圈、筒体的不连续接触分析为基础。

## 2 筒体疲劳寿命预测模型

从图3可以看出,运行过程中,筒体截面承受了复杂交变应力,在这种交变应力作用下,筒体易产生疲劳破坏。假定在一运行周期中筒体 $u$ 截面的最大峰值应力为 $\sigma_{u \max}$ ,第 $v$ 个应力波的峰值为 $\sigma_{uv}$ ,将第 $v$ 级应力、最大峰值应力的等效对称循环应力分别记为 $\sigma_{au}$ 、 $\sigma_{au \max}$ ,则

$$\begin{cases} \sigma_{au} = \frac{k_\sigma}{2\varepsilon_\sigma\beta_\sigma}\sigma_{uv} + \frac{\psi_\sigma}{2}\sigma_{uv}, \\ \sigma_{au \max} = \frac{k_\sigma}{2\varepsilon_\sigma\beta_\sigma}\sigma_{u \max} + \frac{\psi_\sigma}{2}\sigma_{u \max} \end{cases} \quad (1)$$

式中, $k_\sigma$ 为有效应力集中系数, $\varepsilon_\sigma$ 为尺寸影响系数, $\beta_\sigma$ 为表面状态影响系数, $\psi_\sigma$ 为将平均应力折算成应力幅的等效系数。

以最大应力为参照,将筒体 $u$ 截面一周内的 $s$ 个等效应力转化为当量应力 $\sigma_{ud}$ :

$$\sigma_{ud} = \sqrt[k]{\sum_{j=1}^s \left(\frac{\sigma_{auj}}{\sigma_{au \max}}\right)^k} \cdot \sigma_{au \max} \quad (2)$$

其中, $k$ 为材料的疲劳特性常数。

根据Miner法则,得出筒体 $u$ 截面在当量应力 $\sigma_{ud}$ 作用下,单次循环损伤量 $D_u$ 的计算公式:

$$D_u = \begin{cases} \frac{1}{N_0} \left(\frac{\sigma_{ud}}{\sigma_{-1}}\right)^{(2k-1)}, & \sigma_{ud} \leq \sigma_{-1}; \\ \frac{1}{N_0} \left(\frac{\sigma_{ud}}{\sigma_{-1}}\right)^k, & \sigma_{ud} > \sigma_{-1} \end{cases} \quad (3)$$

式中, $\sigma_{-1}$ 为筒体材料的对称循环疲劳极限应力, $N_0$ 为对称循环疲劳极限应力下的循环次数。

以 $L_u$ (单位:a)度量筒体 $u$ 截面的疲劳寿命,得:

$$L_u = \frac{1}{24 \times 60 \times T \times n \times D_u} \quad (4)$$

式中, $n$ 为转速,1/min; $T$ 为筒体每年运行的天数。

## 3 筒体抗疲劳优化模型

### 3.1 设计变量

筒体厚度是影响筒体寿命的主要几何参数。为了降低筒体的制造成本,按照设计规则,同一段筒体厚度不再变化。将档位段厚度记为 $d_i$ ( $i = 1, 2, \dots, l$ ), $l$ 为筒体的支承档位数,筒节段筒体厚度记为 $t_j$ ( $j = 1, 2, \dots, m$ ),过渡段厚度记为 $g_k$ ( $k = 1, 2, \dots, n$ )。将其统一写成向量 $\mathbf{X}$ ,作为筒体抗疲劳优化的设计变量。

$$\mathbf{X} = [d_1, d_2, \dots, d_l, t_1, t_2, \dots, t_m, g_1, g_2, \dots, g_n]^T \quad (5)$$

### 3.2 目标函数

从图2可以看出,筒体各段应力差距悬殊,强制性地使各段寿命趋于一致,会得到实际操作中不可行的优化结果,因此,将优化目标定为属性相同段的最小疲劳寿命趋于相等。将各档位段的最小疲劳寿命记为 $L_{di}$ ,筒节段筒体的最小疲劳寿命记为 $L_{tj}$ ,过渡段的最小疲劳寿命记为 $L_{gk}$ 。令 $\mathbf{L}_d = [L_{d1}, L_{d2}, \dots, L_{dl}]$ , $\mathbf{L}_t = [L_{t1}, L_{t2}, \dots, L_{tm}]$ , $\mathbf{L}_g = [L_{g1}, L_{g2}, \dots, L_{gn}]$ 。将 $\mathbf{L}_d$ 中的最大值记为 $L_{d \max}$ ,最小值记为 $L_{d \min}$ 。最小化 $L_{d \max} - L_{d \min}$ 可使 $\mathbf{L}_d$ 中的元素趋于相等,亦即使档位段的疲劳寿命趋于相等。同理可让 $\mathbf{L}_t$ 、 $\mathbf{L}_g$ 中的元素趋于相等,所以筒体抗疲劳优化的目标函数为:

$$\begin{cases} f_1[\mathbf{X}] = L_{d \max} - L_{d \min}, \\ f_2[\mathbf{X}] = L_{t \max} - L_{t \min}, \\ f_3[\mathbf{X}] = L_{g \max} - L_{g \min} \end{cases} \quad (6)$$

### 3.3 约束条件

#### 3.3.1 筒体厚度

筒体设计中,要求筒体“横刚纵柔”并用料最省。减少筒节段筒体厚度可增加筒体的纵向柔性,但会增加筒体截面的椭圆度。增加档位段筒体厚度可增加筒体的横向刚度,但会增加成本和窑体载荷。因此,档位段、过渡段、筒节段筒体的厚度不能超过各自的上限,小于各自的下限,即:

$$\begin{cases} d^l \leq d \leq d^u, \\ t^l \leq t \leq t^u, \\ g^l \leq g \leq g^u \end{cases} \quad (7)$$

其中, $\mathbf{d} = [d_1, d_2, \dots, d_l]^T$ , $\mathbf{t} = [t_1, t_2, \dots, t_m]^T$ , $\mathbf{g} = [g_1, g_2, \dots, g_n]^T$ , $d^u$ 、 $t^u$ 、 $g^u$ 分别为各档位段、筒节段、

过渡段筒体厚度的上限,  $d^l$ 、 $t^l$ 、 $g^l$  为它们的下限。

### 3.3.2 筒体截面变形

过大的筒体截面变形将导致窑衬过早地松动和脱落,因此,筒体截面椭圆率  $w$  不能超过极限值  $\hat{w}$ 。将筒体  $v$  截面的椭圆率记为  $w_v$ , 则:

$$\begin{cases} w_v = 2 \times \frac{D_{v \max} - D_{v \min}}{D_{v \max} + D_{v \min}}, \\ w_{\max} = \max(w_v) \leq \hat{w} \end{cases} \quad (8)$$

其中,  $D_{v \max}$ 、 $D_{v \min}$  分别为筒体  $v$  截面椭圆长轴和短轴的大小。

### 3.3.3 筒体挠度

筒体挠度影响着窑头、窑尾的密封性能,加剧筒体振动,增加功耗。因此,筒体的最大挠度  $\gamma_{\max}$  不能超过许用值  $\hat{\gamma}$ 。

$$\gamma_{\max} = \max(\gamma) \leq \hat{\gamma} \quad (9)$$

综上所述,得到筒体抗疲劳优化模型:

$$\text{Find } \mathbf{X} = [d_1, d_2, \dots, d_l, t_1, t_2, \dots, t_m, g_1, g_2, \dots, g_n]^T$$

$$\min f_1[\mathbf{X}] = L_{d \max} - L_{d \min},$$

$$f_2[\mathbf{X}] = L_{t \max} - L_{t \min},$$

$$f_3[\mathbf{t}] = L_{g \max} - L_{g \min} \circ$$

$$\text{s. t. } d^l \leq d \leq d^u,$$

$$t^l \leq t \leq t^u,$$

$$g^l \leq g \leq g^u,$$

$$w_{\max} \leq \hat{w},$$

$$\gamma_{\max} \leq \hat{\gamma} \quad (10)$$

从筒体抗疲劳优化模型可以看出,目标函数和约束方程中所涉及的应力和变形都要通过有限元分析得到。如果直接将有限元模型用于优化,其迭代计算将产生海量数据,优化效率极低。因此,以有限元分析为基础,采用试验设计理论,构建 kriging 代理模型对有限元模型进行近似,利用改进的多目标遗传算法(MOGA II)寻优。

## 4 基于 Kriging 模型的筒体抗疲劳优化

### 4.1 代理模型结合遗传算法的优化流程

筒体抗疲劳优化的基本思路是:用试验设计方法选取样本点,根据样本点构建筒体和滚圈的接触有限元分析模型。通过有限元分析,估算各样本点的疲劳寿命,用样本点及其响应值建立筒体疲劳寿命的 Kriging 模型。应用遗传算法在设计空间搜索,得到 Kriging 模型的最优解,然后通过最优解处的数值仿真计算结果修正 Kriging 模型,再进行搜索,直到收敛。优化设计流程如图 4 所示。

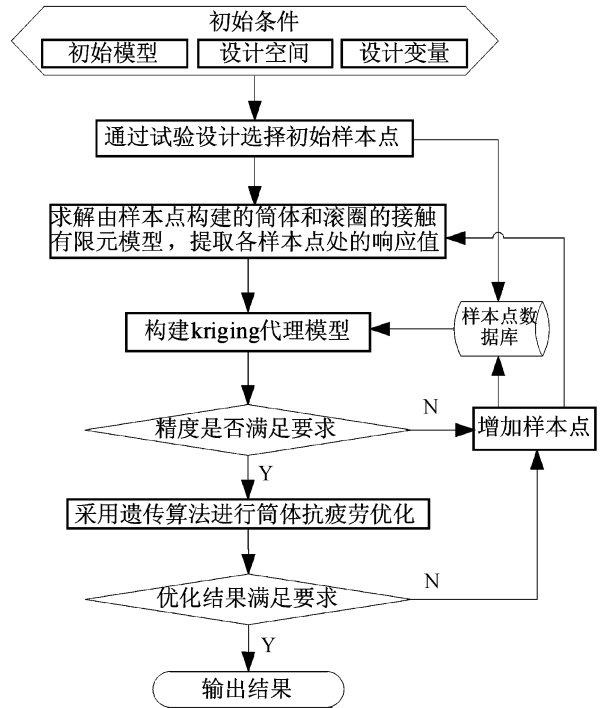


图 4 筒体抗疲劳优化流程框图

Fig. 4 Anti-fatigue optimization sketch of shell

为判断代理模型精度是否满足要求,采用如下判断准则:

$$I_{\max} \leq 0.01f_{\min} \quad (11)$$

式中,  $f_{\min}$  为所有样本点的最小目标函数值,  $I_{\max}$  为期望提高 (expected improvement, EI) 的最大值。

若代理模型精度不满足要求,则将样本集中对应 EI 值最大的样本点,作为新的样本点加入到样本集中,构造新的代理模型,直到满足要求为止。样本点  $X$  处的 EI 值  $I(X)$  通过如下公式进行计算

$$I(X) = (f_{\min} - \hat{y}) \Phi\left(\frac{f_{\min} - \hat{y}}{s}\right) + s \Psi\left(\frac{f_{\min} - \hat{y}}{s}\right) \quad (12)$$

式中,  $\hat{y}$  为已测定的设计样本点  $X$  处的 Kriging 模型预测值;  $\Phi$ 、 $\Psi$  分别表示标准正态分布函数和正态分布密度函数;  $s$  为 Kriging 模型的均方根误差 (RMSE)。

为判断优化结果是否满足要求,在设计空间中另选取一组测试样本点,分析代理模型与原模型的 RMSE,其值越小表明预测精度越高。将代理模型的最优解与该最优解处筒体结构的有限元分析结果对比,如满足收敛条件,则优化完成;如不满足收敛条件,则将此次优化搜索算法得到的最优点添加到样本集中,重新构造代理模型,再应用遗传算法对更新后的代理模型进行优化,直至收敛。在优化过程中,采用如下收敛准则:

$$|\hat{y}(\mathbf{X}^i) - f(\mathbf{X}^i)| \leq 2s(\mathbf{X}^i) \quad (13)$$

式中,上标*i*表示第*i*次迭代, $f(\mathbf{X}^i)$ 表示有限元分析结果。

#### 4.2 筒体抗疲劳优化

根据现场统计结果,结合回转窑设计准则,将档位段筒体厚度的下限、上限设为40、80 mm,过渡段筒体厚度的下限、上限设为25、50 mm,筒节段筒体厚度的下限、上限设为20、40 mm,筒体变形椭圆率的许用值设为0.35%,挠度的许用值设为0.35%。使用拉丁超方实验设计方法获取75个样本点,其中60个用于构造代理模型,15个校验预测精度。以所构造的样本点作为输入矩阵,利用APDL语言建立筒体结构的参数化模型,并对其进行有限元分析。将不同样本点对应的各段最小疲劳寿命写成响应矩阵*L*,回归模型取常数,相关函数取Gauss函数,构建Kriging代理模型。同时,另选样本点及响应值用于验证,用EI值最大的样本点对代理模型进行修正更新。

传统的多目标遗传算法引入了Pareto前沿概念,即改善其中任一目标值,将以削弱其它目标值为代价。MOGA-II同时考虑每个目标的进展,仅对Pareto边界操作;而且,它将权系数处理为函数,以消除操作中的主观因素,因此适合用来求解筒体的多目标抗疲劳优化问题。参数选择如下:初始种群个数取60,每一代的交叉概率取0.7,变异概率取0.05。优化在进行了52代后结束,求得筒体抗疲劳优化后各段厚度如图5所示。根据筒体制作要求,图5已对优化结果圆整,并且在钢板厚度之差小于2 mm时,采用相对较厚的钢板取代薄钢板,以减少钢板种类。根据优化、圆整处理后的筒体各段厚度,更新筒体非连续接触的有限元模型,得出优化前、后及kriging模型中过应力最大点轴向的等效应力如图6所示。从图6中可以看出,优化后,Kriging法与有限元法求得的筒体应力相近,误差均在5%以内,说

明Kriging法有效。优化后,应力较大的档位段应力下降明显,第2档位段的应力从72.1 MPa下降到61.7 MPa,降幅达到了15%,且1~4档位段的筒体应力比较接近,使档位段强度趋于均衡。第5档位段及筒节段的应力有所增加,但相对其它档位段还是较低,这有利于发挥筒体各段的潜能。图6中,BO表示优化前,AO表示优化后。

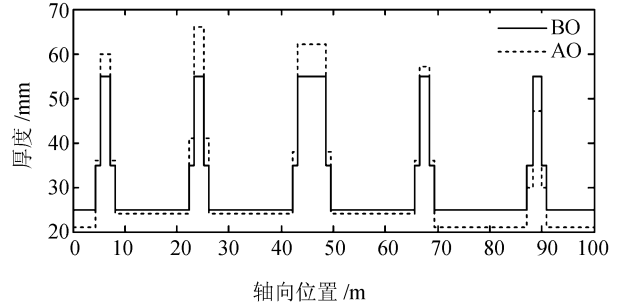


图5 优化前后筒体厚度

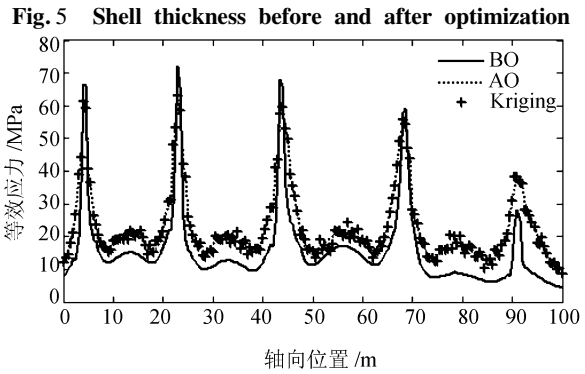


图6 过应力最大点筒体轴向的等效应力分布

Fig.6 Equivalent stress at shell longitudinal section with maximal stress

表1为优化前后筒体各段的最小疲劳寿命(各段中不同的截面疲劳寿命有差异,取最小值),可看出优化后疲劳寿命最小的第2档位段比优化前提高了近1倍(该窑转速为1.83转/min,运转率90%),且优化后各档位段、过渡段筒体寿命接近,筒节段筒体寿命趋于相等。第5档位段、筒节段筒体寿命虽有所减低,但总体仍然偏高,符合物尽其用的目的。

表1 优化前后筒体各段的最小疲劳寿命

Tab.1 Fatigue life of shell segments before and after optimization

	$L_{d1}/a$	$L_{d2}/a$	$L_{d2}/a$	$L_{d4}/a$	$L_{d5}/a$	$L_{g1}/a$	$L_{g2}/a$	$L_{g2}/a$	$L_{g4}/a$	$L_{g5}/a$	$L_{t1}/a$	$L_{t2}/a$	$L_{t2}/a$	$L_{t4}/a$	$L_{t5}/a$
BO	64.6	48.4	63.8	90.6	360.5	214.1	176.3	186.8	196.1	679.0	1172.9	1224.9	1120.8	1116.1	1548.2
AO	90.7	89.8	91.2	96.2	181.0	287.3	281.0	286.3	295.4	479.6	986.3	998.8	1005.7	975.4	1039.0

表中, $L_{di}$ 、 $L_{gi}$ 、 $L_{ti}$ ( $i = 1, 2, \dots, 5$ )分别表示档位段、过渡段、筒节段筒体的疲劳寿命(窑尾悬伸段寿命未列出),BO表示优化前,AO表示优化后。

计算所得疲劳寿命为理想值,由于环境变化、材

料性能退变等,实际疲劳寿命与计算值会有较大差距,但计算结果对协调各段筒体寿命,提高回转窑运转率,有较大参考价值。

## 5 结 论

通过对筒体和滚圈进行接触有限元分析,预测了各样本点的疲劳寿命,用样本点及其响应值建立了筒体疲劳寿命预测的 Kriging 模型。考虑筒体厚度、截面变形、筒体挠度等约束条件,应用 MOGA - II 进行了筒体抗疲劳优化,得出如下结论:

1) 档位段筒体的应力均远大于筒节段筒体的应力,且各档位段筒体应力相差较大,有必要对其进行抗疲劳优化,使其物尽其用。

2) 档位段筒体周向的等效应力呈锯齿状周期性变化,但在没有垫板和滚圈接触的顶部区域,没有出现锯齿波,而且应力幅值相对较低,说明按传统连续接触方法分析筒体应力不合理,也说明筒体疲劳寿命的准确预测需以滚圈、筒体的不连续接触分析为基础。

3) 根据 EI 及 RMSE 值更新筒体疲劳寿命预测的 Kriging 代理模型,并应用 MOGA - II 对筒体厚度进行了抗疲劳优化,使筒体的最大应力从 72.1 MPa 下降到 61.7 MPa,最小疲劳寿命由 48.4 a 提高到 89.3 a,并使各档位段、过渡段筒体寿命接近,筒节段筒体寿命趋于相等。

### 参考文献:

[1] Xiao Yougang, Li Xuejun, Chen Xiaoqing. General solution to kiln support reactions and multi-objective fuzzy optimization of kiln axis alignment[J]. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 2008, 36(3): 319 - 327.

[2] Xiao Yougang, Lei Xianming, Li Xuejun, et al. Equal fatigue strength optimization of tyre based on axis adjustment of rotary kiln with multi-supports[J]. *Journal of Harbin Institute of Technology*, 2009, 41(9): 136 - 140. [肖友刚, 雷先明, 李学军, 等. 多支承回转窑滚圈疲劳强度优化[J]. *哈尔滨工业大学学报*, 2009, 41(9): 136 - 140.]

[3] Xiao Yougang, Pab Difu, Lei Xianming. Contact pressure distribution and support angle optimization of kiln tyre [J]. *Journal of Central South University of Technology*, 2006, 13(3): 246 - 250.

[4] Li Xuejun, Shen Yiping, Chu Fulei. Relation between fatigue life of kiln tyre and its axis and how to predict its life[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2006, 42(10): 65 - 69. [李学军, 沈意平, 褚福磊. 回转窑支承滚圈疲劳寿命与轴线关系及预测[J]. *机械工程学报*, 2006, 42(10): 65 - 69.]

[5] Sheng Yiping, Wang Songlai, Li Xuejun, et al. Multiaxial fatigue life prediction of kiln roller under the axis line deflection[J]. *Applied Mathematics and Mechanics*, 2010, 31(2): 191 - 198. [沈意平, 王送来, 李学军, 等. 回转窑滚圈多轴疲劳寿命预测及与轴线偏移关系研究[J]. 应

用数学和力学, 2010, 31(2): 191 - 198.]

[6] Xiao Yougang, Liu Yilun, Lei Xianming. Finite element method of calculating reaction forces of large kiln shell with multi-supports[J]. *Journal of Central South University: Science and Technology*, 2006, 37(2): 300 - 305. [肖友刚, 刘义伦, 雷先明. 大型多支承回转窑筒体支承力有限元解法[J]. *中南大学学报: 自然科学版*, 2006, 37(2): 300 - 305.]

[7] Lei Xianming, Xiao Yougang, Li Xuejun. Fuzzy optimization of shell construction of large-scale rotary kiln with multi-supports[J]. *Journal of the Chinese Ceramic Society*, 2006, 34(2): 215 - 219. [雷先明, 肖友刚, 李学军. 大型多支承回转窑筒体结构模糊优化[J]. *硅酸盐学报*, 2006, 34(2): 215 - 219.]

[8] Del Coz Diaz J J, Rodriguez Mazon F, Garcia Nieto P J, et al. Design and finite element analysis of a wet cycle cement rotary kiln[J]. *Finite Elements in Analysis and Design*, 2002, 39(1): 17 - 42.

[9] Lei Xianming, Xiao Yougang. Mechanical property of the oblique contact system between kiln roller and tyre[J]. *Journal of Sichuan University: Engineering Science*, 2006, 38(4): 162 - 166. [雷先明, 肖友刚. 斜压状态下托轮滚圈多体接触的力学特征[J]. *四川大学学报: 工程科学版*, 2006, 38(4): 162 - 166.]

[10] Xiao Yougang, Lei Xianming, Chen Guoxing. FEA of large superficial multi-body contact problem between kiln shell and tyre[J]. *Journal of Zhengzhou University: Engineering Science*, 2007, 27(4): 75 - 78. [肖友刚, 雷先明, 陈国新. 筒体与滚圈大面积多体接触问题的有限元解法[J]. *郑州大学学报: 工学版*, 2007, 27(4): 75 - 78.]

[11] Wang Hehui, Xie Kedi, Chen Yifan, et al. Analysis of the mechanical behavior of the mechanical behavior of a large rotary kiln shell [J]. *Journal of Mechanical Strength*, 2010, 32(4): 606 - 616. [王和慧, 谢可迪, 陈一凡, 等. 大型回转窑筒体结构的力学行为分析[J]. *机械强度*, 2010, 32(4): 606 - 616.]

[12] Chen Mingfei. The finite element analysis of large rotary kiln supporting parts stress and strain[J]. *Machinery Design & Manufacture*, 2014(6): 62 - 64. [陈明非. 大型回转窑支承部位应力与应变有限元分析[J]. *机械设计与制造*, 2014(6): 62 - 64.]

[13] Pazand K, Shariat P M, Pourabdoli M. Simulating the mechanical behavior of a rotary cement kiln using artificial neural networks[J]. *Materials and Design*, 2009, 30(9): 3468 - 3473.

[14] Saidur R, Hossain M S, Islam M R, et al. A review on kiln system modeling[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2011, 15(5): 2487 - 2500.

[15] Lei Xianming, Xiao Yougang, Jiang Shousheng. Mathematical model of thermal processes of rotary kiln under coupling condition[J]. *Chemical Engineering*, 2009, 37(10): 18 - 21. [雷先明, 肖友刚, 蒋寿生. 耦合工况下回转窑热工过程综合数学模型[J]. *化学工程*, 2009, 37(10): 18 - 21.]