

非连续接触下滚圈的接触压力及疲劳寿命预测

时 彧¹, 肖友刚², 雷先明³

(1. 湖南科技大学机电工程学院, 湖南湘潭 411201; 2. 中南大学轨道交通安全重点实验室, 长沙 410075; 3. 邵阳学院机械能源工程系, 湖南邵阳 422004)

[摘要] 建立了非连续接触下筒体-滚圈接触压力的计算模型, 得出了滚圈弯矩及弯曲应力计算公式。应用名义应力法和局部应力应变法, 建立了滚圈疲劳寿命预测模型。通过实例分析, 得出了如下结论: 通过调密, 将滚圈的最大支撑载荷控制在2 500 kN以内, 能显著提高滚圈的疲劳寿命; 在传统设计中, 将滚圈支承角定为30°不合理; 存在一个最佳滚圈支承角, 此时滚圈疲劳寿命最大。

[关键词] 滚圈; 接触压力; 支承角; 疲劳寿命

[中图分类号] TQ172.6; O346.2 **[文献标识码]** A **[文章编号]** 1009-1742(2006)07-0054-04

1 引言

回转窑是冶金、化工、建材等生产流程中的核心设备, 窑体质量通过活套在其上的滚圈传递到支承托轮上。在推导筒体对活套滚圈的接触压力分布规律时, 一般假定筒体与滚圈为连续接触^[1-3]。事实上, 筒体是通过垫板与滚圈接触的, 垫板占筒体周长的66%, 有34%的筒体与滚圈无接触, 因此在计算筒体与滚圈的接触压力时, 应将其作为非连续接触处理。过大的滚圈弯曲应力将导致滚圈早期疲劳破损, 影响回转窑正常运行, 因此有必要在研究非连续接触下滚圈接触压力的基础上, 推导滚圈弯曲应力的计算公式, 建立滚圈疲劳寿命预测模型, 为优化滚圈支承角及调密参数提供依据。

2 非连续接触下滚圈接触压力分析

滚圈与筒体的接触压力分布如图1a所示, 其中 β 为筒体与滚圈间的初始接触角, 在筒体和滚圈间引入虚拟杆单元, 利用ANSYS软件, 求出杆的拉、压应力。由于虚拟杆单元不可能承受拉应力, 因而可确定 β 的大小。 $P(\phi)$ 为筒体与滚圈间

的接触压力。为了分析滚圈接触压力的分布情况, 在滚圈垫板处的筒体截面取一微段进行受力分析(如图1b所示)。作用于微段上的力有垂直方向的均布载荷 q , 周线方向的壁内压力 T 以及滚圈给予筒壁的径向压力 P 。

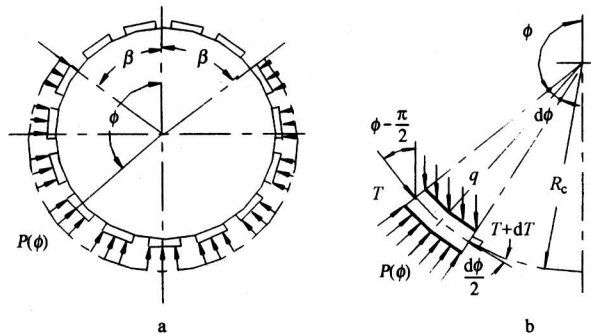


图1 筒体与滚圈间接触压力计算简图

Fig.1 Contact press calculation between shell and tyre

由微段在切线与径向的平衡条件得:

$$T + dT - T - qR_c d\phi \cos(\phi - \pi/2) = 0 \quad (1)$$

$$PR_c d\phi = (T + dT + T) \sin(d\phi/2) + qR_c \cos(\pi - \phi) d\phi \quad (2)$$

[收稿日期] 2005-07-27; 修回日期 2005-09-30

[基金项目] 湖南省自然科学基金资助项目(04JJ3050); 湖南省教育厅重点科研计划资助项目(03A052)

[作者简介] 时 彧(1962-), 男, 辽宁大连市人, 中南大学副教授, 博士研究生, 从事设备强度、振动测试与信号处理研究

由 $\sin(d\phi/2) \approx (d\phi/2)$, 得:

$$T = C - qR_c \cos\phi \quad (3)$$

$$P = C/R_c - 2q \cos\phi \quad (4)$$

式中 C 为积分常数; R_c 为筒体平均半径。

由于筒体与滚圈间的接触压力 P 在垂直方向的分量总和等于滚圈对筒体的支承力 Q , 可得

$$2 \int_0^\pi P(\phi) R_c \cos(\pi - \phi) d\phi = Q \quad (5)$$

如图 2 所示, β_{i-1}, β_i 为垫板在筒体上的分布角, 将式 (5) 展开:

$$\int_{\beta_n}^\pi PR_c \cos(\pi - \phi) d\phi + \dots + \int_{\beta_{i-1}}^{\beta_i} PR_c \cos(\pi - \phi) d\phi + \dots + \int_0^{\beta_1} PR_c \cos(\pi - \phi) d\phi = Q/2 \quad (6)$$

将 $q = Q/(2\pi R_c)$ 代入式 (4), 整理后可得:

$$P = (C - Q \cos\phi/\pi)/R_c \quad (7)$$

$$\int_{\beta_{i-1}}^{\beta_i} PR_c \cos(\pi - \phi) d\phi = -C(\sin\beta_i - \sin\beta_{i-1}) + \frac{Q(\beta_i - \beta_{i-1})}{2\pi} + \frac{Q(\sin 2\beta_i - \sin 2\beta_{i-1})}{4\pi} \quad (8)$$

将式 (8) 代入式 (6) 得:

$$\sum_{i=1}^n \left[-C(\Delta\sin\beta_i) + \frac{Q}{\pi} \left(\frac{\Delta\beta_i}{2} + \frac{\Delta\sin 2\beta_i}{4} \right) \right] = \frac{Q}{2} \quad (9)$$

其中, $\Delta\sin\beta_i = \sin\beta_i - \sin\beta_{i-1}$, 其余类推; n 为半圆周接触区域垫板的块数, 令:

$$K = \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{\Delta\beta_i}{2} + \frac{\Delta\sin 2\beta_i}{4} \right) - \frac{\pi}{2} \right] / \left(\sum_{i=1}^n \Delta\sin\beta_i \right), \text{得:} \quad (10)$$

$$C = QK/\pi$$

将式 (10) 代入式 (4) 得

$$P(\phi) = Q(K - \cos\phi)/(\pi R_c) \quad (11)$$

从而:

$$P(\phi) = \begin{cases} Q(K - \cos\phi)/(\pi R_c) & \beta_i < \phi < \beta_{i-1} \\ 0 & \beta_{i+1} < \phi < \beta_i \end{cases} \quad (12)$$

3. 滚圈的弯矩及弯曲应力

如图 3 所示, 取滚圈的左半部分为研究对象, 假定作用在截面 A 上的力矩为 M_0 , 周向力为 H_0 。 S 为托轮对滚圈的支承力, ϑ 为托轮对滚圈支承角。接触压力 $P(\phi)$ 对滚圈上任意点 θ 所产生的弯矩 $(M_\theta)_P$ 为:

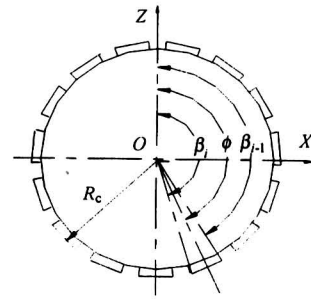


图 2 垫板在筒体上的分布角

Fig.2 Distributed angle of shell padding

$$(M_\theta)_P = \int_\beta^\theta P(\phi) R_c^2 \sin(\theta - \phi) d\phi \quad (13)$$

在 θ 角处滚圈的总弯矩:

$$M_\theta = \begin{cases} M_0 + H_0 R_c (1 - \cos\theta) & 0 \leq \theta < \beta \\ M_0 + H_0 R_c (1 - \cos\theta) - (M_\theta)_P & \beta \leq \theta < \alpha \\ M_0 + H_0 R_c (1 - \cos\theta) - (M_\theta)_P + SR_c \sin(\theta - \alpha) & \alpha \leq \theta < \pi \end{cases} \quad (14)$$

式中 $S = Q/(2\cos\vartheta)$, $\vartheta = \pi - \alpha$ 。

由滚圈结构对称性可知:

$$\int_0^\pi M_\theta d\theta = 0 \quad (15)$$

$$\int_0^\pi M_\theta (1 - \cos\theta) d\theta = 0$$

将式 (14) 代入式 (15), 并求解得:

$$H_0 = \frac{2 \left[- \int_\beta^\pi (M_\theta)_P \cos\theta d\theta + \int_\alpha^\pi SR_c \sin(\theta - \alpha) \cos\theta d\theta \right]}{\pi R_c} \quad (16)$$

$$M_0 = \frac{\int_\beta^\pi (M_\theta)_P d\theta - \int_\alpha^\pi SR_c \sin(\theta - \alpha) d\theta - \pi R_c H_0}{\pi} \quad (17)$$

将 M_0 和 H_0 代入式 (14), 即可得弯矩 M_θ 。

θ 处滚圈的弯曲应力为:

$$\sigma = \pm M_\theta / W \quad (18)$$

其中 $W = bh^2/6$

4 滚圈疲劳损伤模型

4.1 基于名义应力法的滚圈疲劳损伤模型

采用雨流计数法, 可以得出滚圈弯曲应力在 1 周中有 3 个应力循环。以 σ_{sj}, σ_{mj} 表示滚圈 1 周内第 $j(j = 1, 2, 3)$ 级应力的应力幅及平均应力, 以 $\sigma_{s \max}, \sigma_{m \max}$ 表示滚圈 1 周内应力幅值最大时的应力幅及平

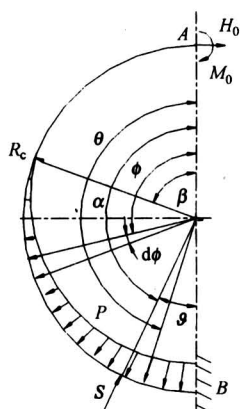


图3 滚圈受力分析

Fig.3 Force analysis of tyre

均应力。将非对称循环应力转化为等效对称循环应力时,以 σ_{aej} 表示滚圈1周内第 j 级应力的等效对称循环应力,以 $\sigma_{ac\max}$ 表示应力幅值最大时的等效对称循环应力。考虑到应力集中、零件尺寸、表面状态对滚圈应力的影响,得:

$$\sigma_{aej} = (k_o/\epsilon_o\beta_o)\sigma_{aj} + \Psi_o\sigma_{mj} \quad (19)$$

$$\sigma_{ac\max} = (k_o/\epsilon_o\beta_o)\sigma_{a\max} + \Psi_o\sigma_{m\max}$$

式中 Ψ_o 为将平均应力折算成应力幅的等效系数; k_o 为有效应力集中系数; ϵ_o 为尺寸影响系数; β_o 为表面状态影响系数。对于中铝公司河南分公司2号回转窑(简称2号窑)滚圈, $k_o = 1.88$, $\epsilon_o = 0.56$, $\beta_o = 0.78$, $\Psi_o = 0.5$ 。

将滚圈1周内的各级应力转化为相当于最大应力的当量应力,以 σ_{dg} 表示滚圈运行1周所受的当量应力,根据疲劳强度理论有:

$$\sigma_{dg} = k \sqrt{\sum_{j=1}^3 \left(\frac{\sigma_{aej}}{\sigma_{ac\max}} \right)^k} \cdot \sigma_{ac\max} \quad (20)$$

式中 k 为材料的疲劳特性常数,对于钢材, $k = 5$ 。

根据 Miner 法则,得出滚圈在当量应力 σ_{dg} 作用下,单次循环损伤量 D_g 的计算公式为

$$D_g = \begin{cases} \frac{1}{N_0} \left(\frac{\sigma_{dg}}{\sigma_{-1g}} \right)^{(2k-1)}, & \sigma_{dg} \leq \sigma_{-1g} \\ \frac{1}{N_0} \left(\frac{\sigma_{dg}}{\sigma_{-1g}} \right)^k, & \sigma_{dg} > \sigma_{-1g} \end{cases} \quad (21)$$

式中 σ_{-1g} 为滚圈材料的对称循环疲劳极限应力,对于2号窑, $\sigma_{-1g} = 272$ MPa; N_0 为对称循环疲劳极限应力下的循环次数,一般取 $N_0 = 10^7$ 。

4.2 基于局部应力法的滚圈疲劳损伤模型

在中、低寿命范围,当缺口处发生局部屈服

时,广泛使用修正 Neuber 法:

$$\Delta\sigma\Delta\epsilon = (K_f\Delta S)^2/E \quad (22)$$

式中 K_f 为疲劳缺口系数, ΔS 为名义应力, $\Delta\sigma$, $\Delta\epsilon$ 分别为应力集中处的局部应力和局部应变。

由于滚圈是大型铸件,不可避免地存在铸造缺陷,因而在估算滚圈疲劳寿命时,应计入铸造缺陷系数 K_2 的影响,式(22)变为:

$$\Delta\sigma\Delta\epsilon = (K'_f\Delta S)^2/E \quad (23)$$

式中 $K'_f = K_f K_2$ 。对于2号窑滚圈, $K_f = 1.88$, $K_2 = 1.34$ 。

第一次加载时服从循环应力-应变方程:

$$\epsilon_s = \sigma_s/E + (\sigma_s/K')^{1/n'} \quad (24)$$

式中 K' , n' 分别表示循环强度系数和循环应变硬化指数。

以后各次加载或卸载时,服从应力-应变迟滞回线。大量试验表明,稳定的迟滞回线与放大1倍的循环应力-应变曲线形状相似,可表示为:

$$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \frac{\Delta\sigma}{2E} + \left(\frac{\Delta\sigma}{2K'} \right)^{1/n'} \quad (25)$$

每个滞循环的损伤采用由弹性线计算的损伤 $1/N_e$ 和由塑性线计算的损伤 $1/N_p$ 的加权平均值^[4],即:

$$\begin{aligned} \frac{1}{N_e} &= 2 \left[\frac{\Delta\epsilon_e E}{2(\sigma'_f - \sigma_m)} \right]^{-\frac{1}{b}} \\ \frac{1}{N_p} &= 2 \left(\frac{\Delta\epsilon_p}{2\epsilon'_f} \right)^{-\frac{1}{c}} \\ \frac{1}{N} &= \frac{\Delta\epsilon_e/N_e + \Delta\epsilon_p/N_p}{\Delta\epsilon_e + \Delta\epsilon_p} \end{aligned} \quad (26)$$

式中 ϵ'_f 为疲劳延性系数; c 为疲劳延性指数; σ'_f 为循环强度系数; b 为疲劳强度指数; $\Delta\epsilon_e$ 为弹性应变分量, $\Delta\epsilon_e = \Delta\sigma/E$; $\Delta\epsilon_p$ 为塑性应变分量, $\Delta\epsilon_p = \Delta\epsilon - \Delta\epsilon_e$; σ_m 为平均应力。

查阅相关手册,得 $K' = 1\ 269.6$ MPa, $n' = 0.222$, $b = -0.099\ 6$, $c = -0.506\ 2$, $\epsilon'_f = 0.181\ 3$ MPa, $\sigma'_f = 781.5$ MPa。

将所有滞回环的损伤累积起来,得出滚圈每周的疲劳损伤量为:

$$D_g = \sum_{i=1}^3 \frac{1}{N_i} \quad (27)$$

以时间 t_g (a)度量滚圈的疲劳寿命:

$$t_g = \frac{1}{60 \times 24 \times D \times n} \times \frac{1}{D_g} \quad (28)$$

式中 n 为滚圈转速; D 为滚圈每年运行的天数。

对于 2 号窑， $n = 1.83 \text{ r/min}$ ； $D = 300 \text{ d}$ 。

4.3 模型使用准则的确定

将名义应力法应用于应力水平较低的高周疲劳时，计算精度较高，应用于局部塑性较大的中低周疲劳，会产生较大误差。局部应力应变法适用于中低周疲劳；将它应用于高周疲劳时，计算精度较差。对比名义应力法和局部应力应变法，可以看出局部塑性变形的大小决定着名义应力法和局部应力应变法的计算精度，因此，可以构件局部塑性变形的大小作为模型的选用准则，当应力集中处最大局部应变的弹性应变分量 $\Delta\epsilon_e > 0.2\Delta\epsilon_p$ 时，用名义应力法计算精度较高，反之，用局部应力应变法较好。

2 号窑滚圈为矩形截面的厚圆环，其结构参数为：宽度 0.725 m，厚度 0.23 m，内径 2.1 m，弹性模量 204 GPa，泊松比 0.3，密度 7 800 kg/m³。在运行过程中，滚圈弯曲应力在 1 周中出现了 6 次交变，交变幅度随支承载荷的增加而增大。由于回转窑运行轴线弯曲，滚圈的支承载荷会在较大的范围内变化，导致滚圈的局部塑性变形产生较大幅度的波动，因此在求滚圈的疲劳损伤时，综合应用名义应力法及局部应力应变法。2 号窑滚圈的支承载荷 Q 的变化范围为 [1 500 kN, 3 500 kN]^[5]。为了自动完成滚圈疲劳寿命的估算，根据上述过程编写了滚圈疲劳寿命的计算程序。表 1 为滚圈在不同支承载荷 Q 与不同支承角 ϑ 下的疲劳寿命。

表 1 不同载荷、不同支承角下滚圈的疲劳寿命

Table 1 Fatigue life of tyre under different conditions

Q	$\vartheta/(^\circ)$						t_g/a
	20	25	30	35	40	42	
1 500	18.6	35.7	67.4	104.1	73.3	49.3	
2 000	4.40	8.45	16.0	24.7	17.4	11.7	
2 500	1.45	2.78	5.24	8.10	5.70	3.83	
3 000	0.59	1.11	2.10	3.25	2.30	1.54	
3 500	0.27	0.52	0.97	1.02	1.00	0.71	

通过观察表 1，可以得出如下结论：

1) 随着载荷的增加，滚圈的疲劳寿命显著减少，说明通过调窑，减少滚圈的支承载荷，能显著提高滚圈的疲劳寿命。

2) 当滚圈载荷大于 2 500 kN 时，滚圈疲劳寿命极短，说明应通过调窑，将滚圈的最大支承载荷控制在 2 500 kN 以内。

3) 当支承角由 20° 增大到 35° 时，滚圈疲劳寿命随着支承角的增加而增大，说明在传统设计中，将滚圈的支承角定为 30° 并不合理，但超过 40° 后，滚圈疲劳寿命随着支承角的增加而急剧减少，说明存在一个最佳滚圈支承角，此时滚圈疲劳寿命最大。

5 结论

在推导非连续接触状态下滚圈弯曲应力的基础上，建立了滚圈的疲劳预测模型，并得出了滚圈寿命随支承载荷和支承角的变化规律：滚圈的疲劳寿命随支承载荷的增加而显著减少，当支承载荷大于 2 500 kN 时，滚圈疲劳寿命极短，应通过优化调窑，将滚圈的最大支承载荷控制在 2 500 kN 以内；滚圈的传统支承角 30° 不是最佳的角度；通过优化，确定最佳滚圈支承角，将有效提高滚圈的疲劳寿命。

参考文献

[1] Bowen A E, Saxer B. Causes and effects of kiln tyre problems [J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 1985, 21(2): 344 ~ 355

[2] 周 贤, 刘义伦, 赵先琼, 等. 回转窑轮带受力模型及接触应力仿真分析[J]. 中南工业大学学报, 2002, 33(5): 526 ~ 529

[3] 陈仁善. 回转窑轮带对筒体的压力分布[J]. 武汉工业大学学报, 1993, (3): 78 ~ 83

[4] 赵少汴. 抗疲劳设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1994

[5] 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

(下转第 62 页)

- [5] 晋欣桥, 夏清. 多区域 VAV 空调系统及其局部 DDC 控制器的动态模拟[J]. 制冷学报, 1999, (1): 17~24
- [6] Wang S W. Dynamic simulation of a building central chilling system and evaluation of EMCS online control strategies [J]. *Building and Environment*, 1998, 33(1): 1~20
- [7] Smith R G, The Contract-net protocol: high level communication and control in a distributed problem solver [J]. *IEEE Transaction on Computers*, 1980, 19(2): 1104~1113
- [8] 屈永志, 骆建彬, 邓宪, 等. 实时 CORBA 概述及其实现框架[J]. *计算机工程与应用*, 2002, 38(15): 95~98

The Application of Multi-agent Based Distributed Intelligent Control in VAV Air Conditioning System

Zhang Hongwei^{1,2}, Wu Aiguo¹, Sheng Tao^{1,3}

(1. *School of Electrical Engineering and Automation, Tianjin University, Tianjin 300072, China;*

2. Honeywell (Tianjin) Limited, Tianjin 300475, China;

3. Rockwell Automation Inc., Beijing 100085, China)

[Abstract] A VAV system can be treated as a multi-agent system. In this paper, a multi-agent-based distributed intelligent control method is presented to solve the problem of concordance and decoupling in the VAV system. A simulation program of VAV system is set up for control analysis. Through a simulation, this control method has been proved to be satisfactory.

[Key words] VAV; agent; multi-agent system; distributed intelligent control

(cont. from p.57)

Contact Pressure and Fatigue Life Prediction of Kiln Rolling Ring Under Intermittent Contact

Shi Yu¹, Xiao Yougang², Lei Xianming³

(1. *School of Mechanical and Electrical Engineering, Hunan Science and Technology University,*

Xiangtan, Hunan 411201, China; 2. *Key Lab of Railway and Traffic Safety,*

Central South University, Changsha 410075, China; 3. *Department of Machine and Power*

Engineering, Shaoyang University, Shaoyang, Hunan 422004, China)

[Abstract] The mathematical models of contact pressure distribution between rolling ring and shell under intermittent contact are set up, the formulae of bending moment and bending stress of tyre are obtained. By applying nominal stress method and local stress-strain method, the fatigue life prediction model of rolling ring is built. The results show that the fatigue life can be improved greatly if the rolling ring load can be controlled within 2 500 kN after kiln alignment. The support angle 30° of rolling ring is unreasonable. There exists an optimal angle which will enhance rolling ring life to the utmost.

[Key words] rolling ring; contact pressure; support angle; fatigue life