

高压辊磨机液压系统参数对辊隙偏差影响*

曾义聪¹, 徐海良^{1,2}, 陈奇¹, 吴波¹

(1. 中南大学机电工程学院 长沙, 410083) (2. 中南大学高性能复杂制造国家重点实验室 长沙, 410083)

摘要 针对高压辊磨机工作时的动态辊隙偏差问题, 根据振动原理和液压加载系统对辊隙的控制原理, 建立了动态辊隙纠偏的数学模型, 借助 Matlab 软件进行数值计算, 研究了两侧液压加载系统参数对辊隙偏差的影响规律, 最后采用相似实验验证, 为动态辊隙纠偏提供理论基础。研究表明: 辊隙偏差极大值随动辊两侧液阻取值的增大而减小, 当液阻达到 $6 \times 10^7 \text{ Ns/m}^5$ 之后, 其减小程度不再明显; 辊隙偏差的稳定值主要受到两侧系统压差和蓄能器工作容积差的影响, 在原有的基础上, 增加了非传动侧系统压力 0.3 MPa, 或者增加了传动侧蓄能器工作容积 0.0025 m^3 , 动辊稳定后的偏转角度和辊隙偏差可得到有效纠正。相似实验表明实验数值与仿真数值的变化规律基本一致。

关键词 高压辊磨机; 偏差; 系统参数; 辊隙; 液压加载系统

中图分类号 TD451; TH113.1

引言

目前, 高压辊磨机在国内外金属矿山主要应用于矿石破碎、化工行业造粒以及球团矿增加比表面积的细磨等方面^[1-2]。辊隙对高压辊磨机产量、粉碎效果、单位能耗、工作可靠性和整机寿命有着非常重要的影响^[3-4]。由于高压辊磨机动辊受到物料作用力时, 两端的受力和运动不同, 从而导致对辊两侧辊隙产生动态偏差, 影响了设备的粉碎效果。以往的研究中, 通过两侧液压加载系统对动辊的作用力, 将辊隙控制在预先设定的工作范围之内^[5]。辊隙出现偏差之后, 主要通过电气控制系统来调节液压系统的压力, 以达到纠偏的目的, 属于被动控制。由于系统压力调节有一定的滞后性, 当辊隙变化频繁或较快时, 辊隙纠偏是一个动态控制过程^[6-7]。因此, 需要研究动辊两侧液压加载系统参数取值对动态辊隙纠偏效果的影响规律, 通过选定参数使得液压加载系统能够将辊隙控制在合理的工作范围内, 达到纠偏的目的, 该控制过程属于主动控制。

1 液压加载系统的工作原理

高压辊磨机液压加载系统的工作原理如图 1 所示。定辊固定不动, 动辊在液压缸的作用下沿滑轨移动, 从而调整辊隙。当达到工作辊隙之后, 对辊相向转动, 粉碎物料和维持辊隙的力都由液压加载系统提供。当动辊两侧辊隙产生偏差时, 通过增大辊隙较大一侧的系统压力, 达到纠偏的目的。液压加载系统的工作性能是影响高压辊磨机辊隙纠偏的主要因素。

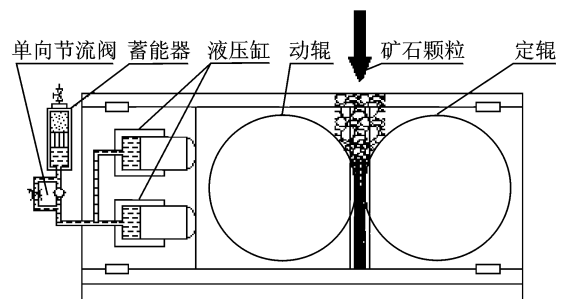


图 1 液压加载系统的工作原理图

Fig. 1 Working diagram of hydraulic loading system

* 国家自然科学基金资助项目(51375498)

收稿日期: 2013-08-06; 修回日期: 2013-10-25

2 辊隙纠偏的数学模型

高压辊磨机工作时,辊隙之间矿石颗粒的硬度和粒度随机变化,因此物料对动辊的作用力 $F(t, y)$ 并非沿辊轴均匀分布,导致动辊两侧辊隙的变化量产生差异。因为动辊传动侧连接减速箱,即使物料作用力 $F(t, y)$ 沿辊轴均匀分布,也会因为动辊组件质心偏移而导致动辊转动。这些情况都会导致高压辊磨机辊隙产生动态偏差,因此需要建立辊隙纠偏的数学模型,研究辊隙偏差的变化规律。定辊固定在高压辊磨机的主机上面,因此动辊和液压系统是影响高压辊磨机辊隙控制的主要因素,由高压辊磨机的工作原理简化得到动态辊隙纠偏的数学模型图,如图2所示^[8-9]。

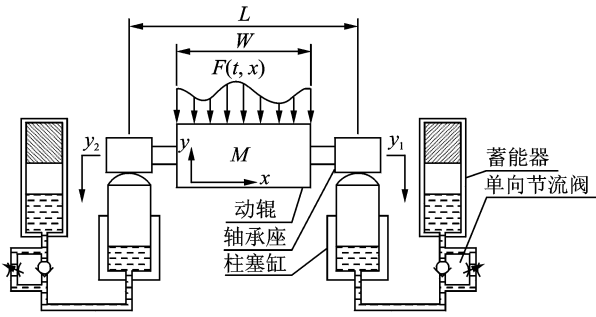


图2 动态辊隙纠偏的数学模型图

Fig. 2 Mathematical model of rectifying dynamic roll cap deviation

由动辊力平衡,得到以下公式

$$\begin{cases} F(t) = \int_0^W F(t, x) dx \\ T(t) = \int_0^W F(t, x) (\frac{W}{2} - x) dx \\ F(t) - (F_1 + F_2) = \frac{M}{2} (\ddot{y}_1 + \ddot{y}_2) + Mg\mu \\ T(t) - (F_1 - F_2) \frac{L}{2} = J\ddot{\theta} \end{cases} \quad (1)$$

其中: $F(t, x)$ 为矿石颗粒对动辊的作用力; M 为动辊质量; W 为动辊长度; L 为滑轨的距离; y_1 和 y_2 分别为动辊两侧柱塞的位移; μ 为动辊轴承座与滑轨之间的动摩擦系数; g 为重力加速度; θ 为动辊的偏转角度, $\ddot{\theta} = \frac{1}{2L}(\ddot{y}_1 + \ddot{y}_2)$; F_1 和 F_2 分别为动辊与两侧柱塞的相互作用力。

图1所示的一侧液压系统,将其中两个柱塞液

压缸简化为一个缸,忽略液压系统的泄漏和油液弹性模量,根据液压系统中柱塞受力平衡方程、流量连续方程、孔口流量方程和蓄能器活塞受力平衡方程,得出一侧液压系统的数学模型为

$$\begin{cases} F_1 = p_{c1}s_1 + m_1\ddot{y}_1 + c\dot{y}_1 \\ Q = s_1\dot{y}_1 \\ C_qQ = p_{c1} - p_{a1} \\ (p_{a1} - p_1)s_{a1} = m_{a1}\ddot{y}_{a1} + c\dot{y}_{a1} + K_1y_{a1} + f_{a1} \end{cases} \quad (2)$$

其中: p_{c1} 为柱塞缸的油压; s_1 为柱塞面积; m_1 为柱塞质量; y_1 为柱塞位移; c 为油液阻尼系数; Q 为油液流量; C_q 为系统液阻; p_{a1} 为蓄能器液腔油压; p_1 为蓄能器气腔气压; s_{a1} 为蓄能器活塞的面积; m_{a1} 为蓄能器充放液时其运动部分的等效质量; y_{a1} 为蓄能器活塞位移; K_1 为气体弹簧的刚度; f_{a1} 为蓄能器活塞所受的摩擦力。

高压辊磨机一侧液压系统的数学模型为

$$F_1 = A_1\ddot{y}_1 + B_1\dot{y}_1 + C_1y_1 + \frac{s_1}{s_{a1}}f_{a1} + p_1s_1 \quad (3)$$

其中: $A_1 = m_1 + m_{a1} \left(\frac{s_1}{s_{a1}}\right)^2$; $B_1 = c + c \left(\frac{s_1}{s_{a1}}\right)^2 + \frac{s_1^2}{C_q}$;
 $C_1 = K_1 \left(\frac{s_1}{s_{a1}}\right)^2$

另一侧液压系统的数学模型为

$$F_2 = A_2\ddot{y}_2 + B_2\dot{y}_2 + C_2y_2 + \frac{s_2}{s_{a2}}f_{a2} + p_2s_2 \quad (4)$$

其中: $A_2 = m_2 + m_{a2} \left(\frac{s_2}{s_{a2}}\right)^2$; $B_2 = c + c \left(\frac{s_2}{s_{a2}}\right)^2 + \frac{s_2^2}{C_q}$;
 $C_2 = K_2 \left(\frac{s_2}{s_{a2}}\right)^2$

将式(3,4)代入式(1)中,得到两侧液压加载系统的数学模型

$$\begin{bmatrix} F(t) \\ T(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 + \frac{M}{2} & A_2 + \frac{M}{2} \\ \frac{J}{L} + A_1L_1 & \frac{J}{L} + A_2L_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_1 & B_2 \\ B_1L_1 & B_2L_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_1 & C_2 \\ C_1L_1 & C_2L_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{\mu+1}{\mu} & \frac{\mu+1}{\mu} \\ L_1(\mu+1) & L_2(\mu+1) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N_1 \\ N_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ L_1 & L_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_1s_1 \\ P_2s_2 \end{bmatrix} \quad (5)$$

由式(3~5),采用状态空间法得到高压辊磨机动态辊隙纠偏的数学模型

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \dot{v}_1 \\ \dot{v}_2 \\ \dot{p}_1 \\ \dot{p}_2 \\ \dot{p}_3 \\ \dot{p}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -C_1 Z_1 & -C_2 Z_2 & -B_1 Z_1 & -B_2 Z_2 & 0 & 0 & -s_1 Z_1 & -s_2 Z_2 & 0 & 0 \\ -C_1 Z_3 & C_2 Z_4 & -B_1 Z_3 & B_2 Z_4 & 0 & 0 & -s_1 Z_3 & s_2 Z_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -s_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -s_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{s_1 n_1 p_1}{v_1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{s_2 n_2 p_2}{v_2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ v_1 \\ v_2 \\ p_1 \\ p_2 \\ p_3 \\ p_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \omega_1 \\ \omega_2 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ C_q s_1 \ddot{x}_1 + \dot{p}_1 \\ C_q s_2 \ddot{x}_2 + \dot{p}_2 \end{bmatrix} \quad (6)$$

其中:

$$Z_1 = \frac{2J - 4l^2 A_2 - Ml^2}{(2J - Ml^2)A_1 - (2J + Ml^2)A_2 - 4l^2 A_1 A_2};$$

$$Z_2 = \frac{2J + Ml^2}{(2J - Ml^2)A_1 - (2J + Ml^2)A_2 - 4l^2 A_1 A_2};$$

$$Z_3 = \frac{-2J + Ml^2}{(2J - Ml^2)A_1 - (2J + Ml^2)A_2 - 4l^2 A_1 A_2};$$

$$Z_4 = \frac{2J + 4l^2 A_1 + Ml^2}{(2J - Ml^2)A_1 - (2J + Ml^2)A_2 - 4l^2 A_1 A_2};$$

$$\omega_1 = (Z_1 + Z_2) \frac{F(t) - Mg\mu}{2} + (Z_1 - Z_2) \frac{T(t)}{L} -$$

$$\frac{s_1}{s_{a1}} f_{a1} Z_1 - \frac{s_2}{s_{a2}} f_{a2} Z_2; \omega_2 = (Z_3 + Z_4) \frac{T(t)}{L} + (Z_3 - Z_4)$$

$$\frac{F(t) - Mg\mu}{2} - \frac{s_1}{s_{a1}} f_{a1} Z_3 + \frac{s_2}{s_{a2}} f_{a2} Z_4$$

动辊的偏转角度可由式(1)和式(6)中的 $\ddot{\theta} = \frac{1}{L} (\ddot{x}_1 - \ddot{x}_2)$ 求得。

3 液压加载系统参数对辊隙偏差的影响规律

动态辊隙偏差产生的原因如图 3 所示。动辊在 $F(t), F_1, F_2$ 的作用下产生位移, 从而在动辊两侧产生辊隙 ζ_1 和 ζ_2 , 由于 ζ_1 和 ζ_2 的大小无法保持一致, 因此两侧辊隙产生偏差, 动辊产生偏转角度 θ 。又因为辊隙 ζ_1 和 ζ_2 是一个动态变化过程, 辊隙偏差也是处于动态变化的, 因此需要对其进行纠偏研究, 提高设备工作稳定性。

高压辊磨机在金属矿山广泛应用, 针对不同矿石, 液压加载系统在进行辊隙纠偏时的参数取值不尽相同。现以粉碎铁矿石为例, 研究液压加载系统参数对辊隙纠偏效果的影响规律, 为高压辊磨机辊隙纠偏提供理论依据。铁矿石所需的粉碎压力约为 130 MPa, 因此仿真时对动辊的加载力施加阶跃作

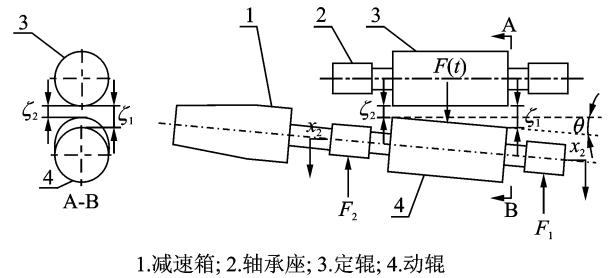


图 3 动态辊隙偏差产生原因的示意图

Fig. 3 Schematic diagram of cause of dynamic roll gap deviation

$$\text{用力}^{[12-13]} F(t, y) = \begin{cases} 0 \text{ N/m} & t \leq 0 \\ 5.75 \times 10^6 \text{ N/m} & t > 0 \end{cases} \quad \text{令}$$

GM1 400×800 高压辊磨机动辊两侧液压加载系统的液阻取 $4 \times 10^7 \text{ N s/m}^5$, 系统压力取 17 MPa, 蓄能器工作容积取 0.02 m^3 , 其余参数如表 1 所示。

表 1 GM1 400×800 高压辊磨机的参数

Tab. 1 Parameters of GM1 400×800 high pressure grinding rolls

项目	数值	项目	数值
m_1/kg	384.4	m_2/kg	384.4
m_{h1}/kg	17	m_{h2}/kg	17
s_1/m^2	0.123 2	s_2/m^2	0.123 2
s_{a1}/m^2	0.025 4	s_{a2}/m^2	0.025 4
f_{a1}/N	480	f_{a2}/N	480
M/kg	34 000	k	1.4
$g/(\text{N} \cdot \text{kg}^{-1})$	9.8	W/m	0.8
μ	0.07	L/m	1.8
$\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	870	$c/(\text{Nm} \cdot \text{s}^{-1})$	2.6×10^{-3}
$J/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	7 598	L_1/m	0.5
L_2/m	1.3		

3.1 动辊两侧系统液阻对辊隙偏差的影响

系统液阻对动辊和液压系统起阻尼作用,是影响动辊两侧位移和响应时间的主要因素,辊隙产生偏差的主要原因是传动侧质量较大,在物料的作用下动辊两侧位移和响应时间不同步,因此,需要研究系统液阻对动辊偏转角度的影响规律。

3.1.1 系统液阻取值相同时对辊隙偏差的影响

首先,研究动辊两侧系统液阻在取值相同的情况下,其取值大小对辊隙偏差的影响规律。给定动辊两侧系统压力为 17 MPa,蓄能器工作容积取 0.02 m^3 ,分别令动辊两侧系统液阻取 2×10^7 , 3×10^7 和 $4 \times 10^7 \text{ Ns/m}^5$,对动辊施加阶跃输入 $F(t, y)$,以 0.01 s 为单位提取 60 组动辊的偏转角度,得到动辊偏转角度的变化趋势,如图 4(a)所示。

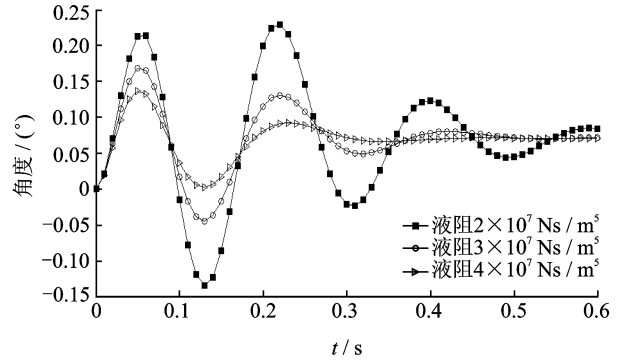
根据图 4(a)中的三条曲线可知,在阶跃力 $F(t, y)$ 的作用下,动辊在初期经历了较为明显的三次摆动后稳定,转动角度为正值时意味着非传动侧的辊隙较大,反之,角度为负值时,传动侧的辊隙较大。当动辊两侧液压加载系统的液阻均增大时,动辊偏转角度的极大值明显减小,随着动辊逐渐稳定后,无论系统液阻取值的大小,动辊最终的偏转角度基本保持一致,均为 0.082° 。在 $2 \times 10^7 \sim 9 \times 10^7 \text{ Ns/m}^5$ 的范围内,以 $1 \times 10^7 \text{ Ns/m}^5$ 为增量的 8 组数据进行仿真分析,得到液阻取值对动辊偏转角度的影响规律,其结果如图 4(b)所示。

由图 4(b)可知,当动辊两侧液压加载系统的液阻从 $2 \times 10^7 \text{ Ns/m}^5$ 增加到 $9 \times 10^7 \text{ Ns/m}^5$ 时,动辊偏转角度的极大值由 0.24° 呈指数曲线减小到 0.05° ,而动辊稳定后的偏转角度变化不明显,维持在 0.082° 左右。由此可见,增大系统液阻,能够有效降低动辊受力初期的角度偏转,即减小动辊大幅度摆动、改善辊隙偏差,起到纠偏作用。

图 4(b)表明,当液压加载系统的液阻达到 $6 \times 10^7 \text{ Ns/m}^5$ 之后,动辊偏转角度的极大值已经接近稳定后的偏转角度,辊隙偏差极大值也接近稳定后的偏差,说明此时继续增大系统液阻,对于抑制动辊受力初期的摆动和偏转已经没有明显作用。因此,选取动辊两侧液压加载系统的液阻为 $6 \times 10^7 \text{ Ns/m}^5$ 。

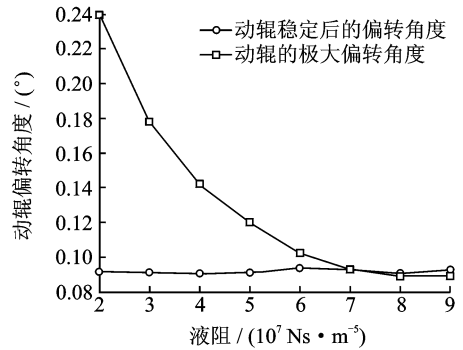
3.1.2 系统液阻取值不同时对辊隙偏差的影响

给定动辊两侧系统压力为 17 MPa,蓄能器工作容积取 0.02 m^3 ,保持非传动侧系统液阻为 $2 \times$



(a) 动辊偏转角度的变化趋势

(a) Trend of moving rolls deflection angles



(b) 系统液阻对动辊偏转角度的影响规律

(b) Influence laws of system fluid resistance to moving rolls deflection angles

图 4 动辊两侧系统液阻取值相同时对辊隙偏差的影响规律

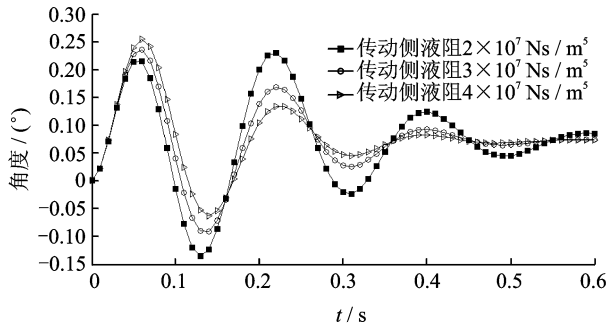
Fig. 4 Influence laws of two-side system fluid resistance of moving rolls taking same values to roll cap deviations

10^7 Ns/m^5 ,分别令传动侧系统液阻取 2×10^7 , 3×10^7 和 $4 \times 10^7 \text{ Ns/m}^5$,对动辊施加阶跃输入 $F(t, y)$,以 0.01 s 为单位提取 60 组动辊的偏转角度,得到动辊偏转角度的变化趋势,如图 5(a)所示。

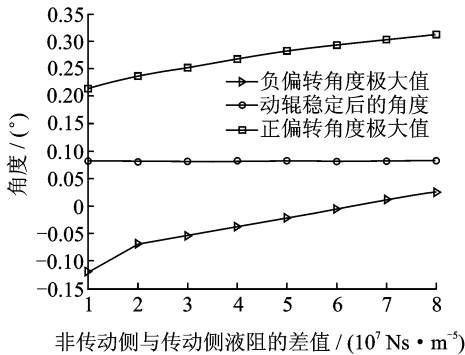
对比图 5(a)中的三条曲线,当保持非传动侧液阻不变,传动侧液阻增大时,动辊偏转角度的极大值变化明显,但是动辊稳定后的偏转角度没有变化。令非传动侧系统的液阻固定在 $2 \times 10^7 \text{ Ns/m}^5$ 不变,传动侧的液阻以 $1 \times 10^7 \text{ Ns/m}^5$ 为增量,从 $2 \times 10^7 \text{ Ns/m}^5$ 线性增大到 $9 \times 10^7 \text{ Ns/m}^5$,得到动辊两侧液阻差对偏转角度的变化规律,如图 5(b)所示。

根据图 5(b)的结果可知,当非传动侧液阻不变,传动侧液阻依次增大时,动辊稳定后的辊隙偏差几乎没有得到纠正,维持在 0.082° 左右,而正偏转角度的极大值由 0.21° 曲线增大到 0.31° ,同时负偏转角度的极大值明显降低,当传动侧比非传动侧的

液阻高 $6 \times 10^7 \text{ Ns/m}^5$ 时,负偏转角度几乎为 0。由此可见,单独增加某一侧系统液阻,只会降低该侧辊隙偏差的极大值,但是对于动辊稳定后辊隙偏差没有纠正作用。



(a) 动辊偏转角度的变化趋势
(a) Trend of moving rolls deflection angles



(b) 动辊两侧系统液阻对偏转角度的影响规律
(b) Influence laws of system fluid resistance to moving rolls deflection angles

图 5 动辊两侧系统液阻取值不同时对辊隙偏差的影响规律

Fig. 5 Influence laws of two-side system fluid resistance of moving rolls taking different values to roll cap deviations

3.2 动辊两侧系统压力对辊隙偏差的影响

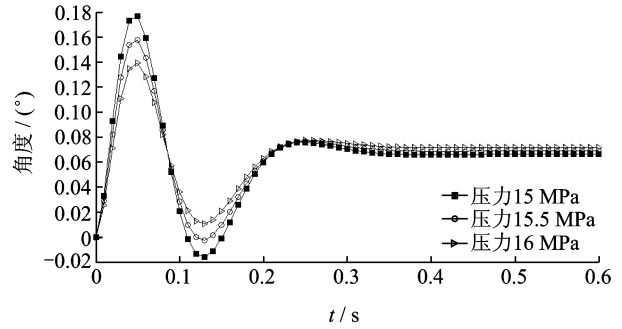
动辊两侧液压加载系统压力是维持辊隙的直接作用力,因此系统压力是影响辊隙偏差的主要因素之一。

3.2.1 系统压力取值相同时对辊隙偏差的影响

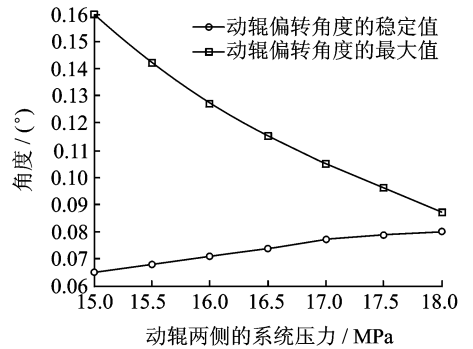
给定系统液阻为 $6 \times 10^7 \text{ Ns/m}^5$,蓄能器工作容积为 0.02 m^3 ,令两侧系统的压力分别取 15, 15.5 和 16 MPa,对动辊施加阶跃输入 $F(t, y)$,以 0.01 s 为单位提取 60 组动辊的偏转角度,得到图 6(a)。

对比图 6(a)中的三条曲线,两侧系统压力都增大,相当于系统的刚度增大,因此在相同输入下,动辊的极大偏转角度略有下降,从 0.16° 减小到 0.13° ,但动辊稳定后,最终仍保持 0.07° 的偏转角度,也就

是说,此时非传动侧的辊隙大于传动侧的辊隙。对系统压力在 15~18 MPa 的范围内,以 0.5 MPa 为增量的 7 组数据进行仿真,得到液压加载系统压力增大时动辊偏转角度的变化规律,如图 6(b)所示。



(a) 动辊偏转角度的变化趋势
(a) Trend of moving rolls deflection angles



(b) 系统压力对动辊偏转角度的影响规律
(b) Influence laws of system pressure to moving rolls deflection angles

图 6 动辊两侧系统压力取值相同时对辊隙偏差的影响规律

Fig. 6 Influence laws of two-side system pressure of moving rolls taking same values to roll cap deviations

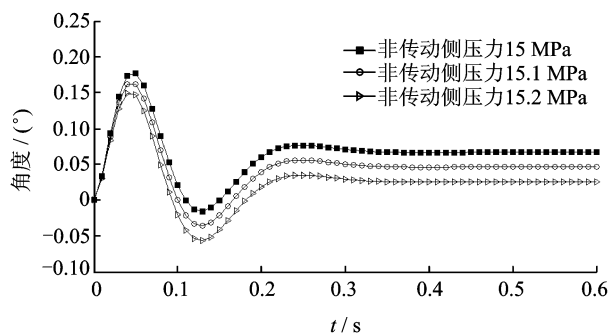
根据图 6(b)可知,当动辊两侧液压加载系统的压力从 15.0 MPa 增加到 18.0 MPa 时,动辊的极大偏转角度变化明显,从 0.158° 减小到 0.087° ,动辊稳定后的偏转角度变化幅度不大,从 0.065° 增加到 0.079° ,因此在保证粉碎效果的前提下,适当增大系统压力能够对动辊受力初期的大幅偏转有一定的减弱作用,但同时导致动辊稳定后的偏转角度有小幅度上升。

3.2.2 系统压力取值不同时对辊隙偏差的影响

同时改变动辊两侧系统压力对稳定后的偏转角度没有起到纠正的作用,接下来研究两侧系统压力取值不同时对辊隙偏差的影响规律。给定系统液阻为 $6 \times 10^7 \text{ Ns/m}^5$,蓄能器工作容积为 0.02 m^3 ,令传动侧的压力取值 15 MPa,非传动侧系统的压力分别

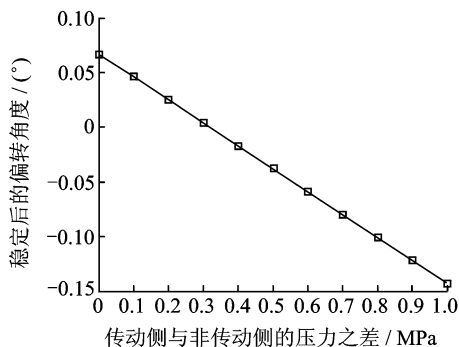
取 15, 15.1 和 15.2 MPa, 对动辊施加阶跃输入 $F(t, y)$, 以 0.01 s 为单位提取 60 组动辊的偏转角度, 通过仿真得到图 7(a)。

对比图 7(a) 中的三条曲线, 当非传动侧系统压力高于传动侧系统压力时, 振动初期的偏转角度略有减小, 同时, 动辊稳定后的偏转角度发生明显变化, 由原来的 0.06° 减小到 0.02° 附近。令传动侧系统的压力固定在 15 MPa 不变, 非传动侧的压力以 0.1 MPa 为增量, 从 15 MPa 线性增大到 16 MPa, 得到动辊两侧压差对稳定后偏转角度的变化规律, 如图 7(b) 所示。



(a) 动辊偏转角度的变化趋势

(a) Trend of moving rolls deflection angles



(b) 动辊两侧系统压力对偏转角度的影响规律

(b) Influence laws of system pressure to moving rolls deflection angles

图 7 动辊两侧系统压力取值不同时对辊隙偏差的影响规律

Fig. 7 Influence laws of two-side system pressure of moving rolls taking different values to roll gap deviations

由图 7(b) 可知, 随着传动侧与非传动侧的系统压力之差从 0 MPa 增大到 1 MPa, 动辊稳定后的偏转角度从 0.067° 线性减小到 -0.143° , 当非传动侧比传动侧的压力高 0.3 MPa 左右时偏转角度为 0, 此时动辊在稳定之后两侧辊隙没有偏差。由此可见, 适当增大非传动侧的系统压力, 有利于消除动辊稳定后的辊隙偏差, 达到主动控制辊隙的目的。选

取动辊非传动侧的系统压力为 17 MPa, 传动侧的系统压力为 16.5 MPa。

3.3 动辊两侧蓄能器工作容积对辊隙偏差的影响

蓄能器工作容积的大小决定了液压加载系统缓冲能力的大小, 因此也是影响辊隙的主要因素之一。

3.3.1 蓄能器工作容积取值相同时对辊隙偏差的影响规律

给定动辊两侧系统液阻为 $6 \times 10^7 \text{ Ns/m}^5$, 系统压力为 17 MPa, 令两侧蓄能器工作容积分别取 0.01, 0.015 和 0.02 m^3 , 对动辊施加阶跃输入 $F(t, y)$, 以 0.01 s 为单位提取 60 组动辊的偏转角度, 得到蓄能器工作容积对动辊偏转角度的变化趋势, 如图 8(a) 所示。

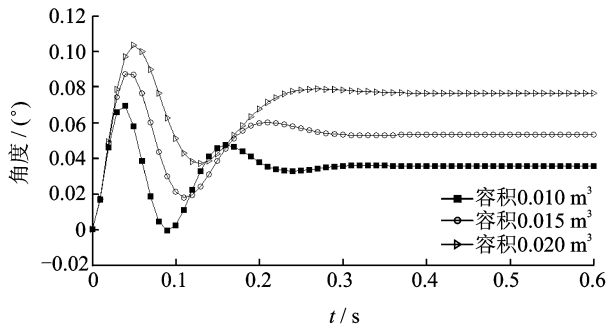
根据图 8(a) 可知, 当动辊两侧蓄能器工作容积为 0.01 m^3 时, 动辊两侧在经过 3 次摆动后稳定, 最终偏转角度为 0.042° 。当工作容积增大到 0.015 m^3 时, 动辊的最大偏转角度从之前的 0.073° 增大到 0.089° , 稳定后的偏转角度则增加到 0.066° 。由此可见, 蓄能器工作容积对动辊偏转角度的最大值和稳定值都产生明显影响。对蓄能器工作容积在 0.01~0.04 m^3 的范围内, 以 0.005 m^3 为增量的 7 组数据进行仿真分析, 得到蓄能器工作容积对动辊偏转角度的影响规律, 其结果如图 8(b) 所示。

根据图 8(b) 可知, 当动辊两侧蓄能器的工作容积从 0.01 m^3 增加到 0.04 m^3 时, 动辊偏转角度的极大值和稳定值均显著增大, 分别从 0.074° 和 0.43° 增加到 0.162° 和 0.182° 。当容积大于 0.03 m^3 之后, 偏转角度的极大值开始小于其稳定值, 说明此时影响辊隙偏差的主要因素是稳定后的偏转角度。

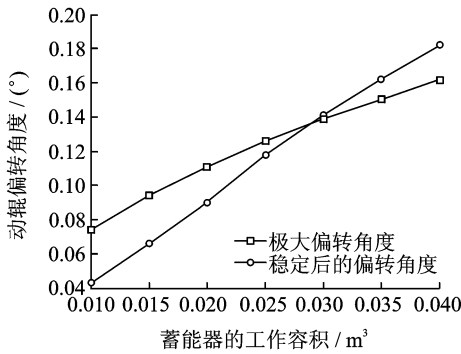
3.3.2 蓄能器工作容积取值不同时对辊隙偏差的影响规律

给定动辊两侧系统液阻为 $6 \times 10^7 \text{ Ns/m}^5$, 系统压力为 17 MPa, 令非传动侧蓄能器工作容积取值 0.01 m^3 , 传动侧的蓄能器工作容积分别取 0.01, 0.011 和 0.012 m^3 , 研究两侧容积取值不同时, 动辊偏转角度的变化规律, 对动辊施加阶跃输入 $F(t, y)$, 以 0.01 s 为单位提取 60 组动辊的偏转角度, 通过仿真得到图 9(a)。

根据图 9(a) 可知, 动辊偏转角度的极大值都是 0.066° , 基本保持不变, 而动辊稳定后的偏转角度发生明显变化, 由原来的 0.034° 减小到 0.006° 。令非传动侧系统的蓄能器工作容积固定在 0.01 m^3 不变, 传动侧的蓄能器工作容积以 0.001 m^3 为增量, 从 0.01 m^3 线性增大到 0.017 m^3 , 得到动辊偏转角



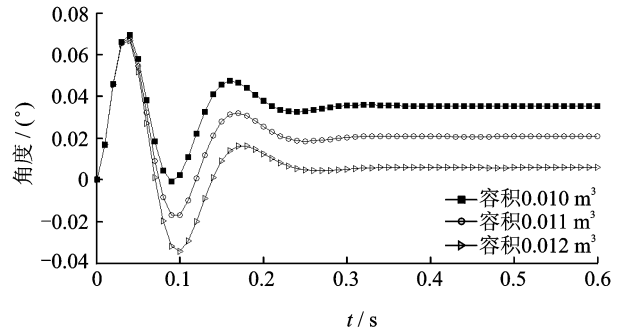
(a) 动辊偏转角度的变化趋势
(a) Trend of moving rolls deflection angles



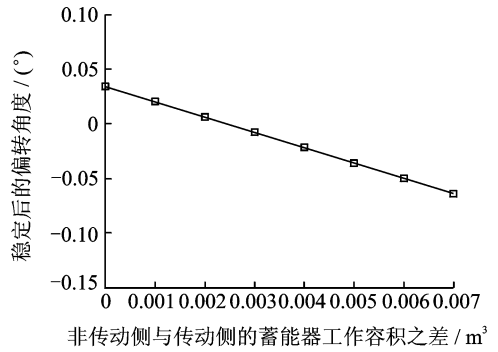
(b) 蓄能器工作容积对动辊偏转角度的影响规律
(b) Influence laws of accumulator working volume to moving rolls deflection angles

图8 动辊两侧蓄能器工作容积取值相同时对辊隙偏差的影响规律

Fig.8 Influence laws of two-side accumulator working volume of moving rolls taking same values to roll cap deviations



(a) 动辊偏转角度的变化趋势
(a) Trend of moving rolls deflection angles



(b) 蓄能器工作容积对偏转角度的影响规律
(b) Influence laws of accumulator working volume to moving rolls deflection angles

图9 动辊两侧蓄能器工作容积取值不同时对辊隙偏差的影响规律

Fig.9 Influence laws of two-side accumulator working volume of moving rolls taking different values to roll cap deviations

度的变化规律,如图9(b)所示。

根据图9(b),当非传动侧与传动侧的蓄能器工作容积之差从0增大到0.007 m³时,动辊稳定后的偏转角度从0.034°线性减小到-0.064°,当传动侧比非传动侧的蓄能器工作容积大0.002 5 m³左右时,动辊的偏转角度为0,此时动辊在稳定之后两侧辊隙没有偏差。由此可见,保持动辊两侧蓄能器工作容积一定的差值,对改善动辊稳定后的辊隙偏差有良好效果。由于容积过小时影响辊隙的大小与系统的缓冲效果,选取动辊两侧蓄能器工作容积为0.02 m³。

4 实验验证

根据相似理论,对动辊施加相同的阶跃加载力,改变动辊质量、减速机质量以及液压加载系统的液阻和初始压力,采用位移传感器,通过对测量数据

进行计算和处理,得到辊隙纠偏的主要性能指标。根据实验的测量数据与仿真结果,得到节流阀孔径变化时动辊模型的振动初期偏转的极大角度与稳定后的偏转角度的对比如表2所示。

表2 仿真与相似实验的结果对比

Tab.2 Results comparison between simulation and similar experiments (°)

孔径/mm	仿真偏转的极大角度	仿真稳定后的偏转角度	相似实验偏转的极大角度	相似实验稳定后的偏转角度
18	0.178	0.093	0.149	0.081
16	0.142	0.091	0.120	0.080
14	0.120	0.092	0.105	0.080
12	0.102	0.096	0.097	0.082
10	0.094	0.094	0.090	0.080

由表2可知,相似实验中,随节流阀孔径变小,动辊振动初期偏转角度的极大值呈减小趋势,动辊

稳定后的偏转角度基本保持不变,与仿真结果对比发现,实验数值与仿真数值的变化规律基本一致。由于仿真未考虑油液弹性模量、油液泄漏、联轴器对减速箱的作用力等因素,实验得到的振动初期偏转的极大角度和仿真数据的平均误差约为 0.015° ,实验得到的振动稳定后偏转角度和仿真数据的平均误差约为 0.013° ,整体变化趋势是一致的,因此验证了笔者数值分析方法和结果的合理性。

5 结论

1) 辊隙偏差的极大值主要受系统液阻的影响,随动辊两侧液阻取值的增大而减小,当液阻达到 $6 \times 10^7 \text{ Ns/m}^5$ 之后,辊隙偏差极大值的减小程度不再明显。另外,适当增大两侧系统压力、减小蓄能器工作容积,也能对辊隙偏差的极大值起到一定的纠偏作用。

2) 辊隙偏差的稳定值主要受到两侧系统压差和蓄能器工作容积差的影响,在原有的基础上增加了非传动侧系统压力 0.3 MPa ,或者增加了传动侧蓄能器工作容积 0.0025 m^3 ,动辊稳定后的偏转角度和辊隙偏差可得到有效纠正。

3) 实验数值与仿真数值的变化规律基本一致。由于仿真未考虑油液弹性模量、油液泄漏、联轴器对减速箱的作用力等因素,实验得到的数据和仿真数据的存在一定误差,但是整体变化趋势是一致的。

参 考 文 献

[1] Meer F P, Maphosa W. High pressure grinding moving ahead in copper, iron, and gold processing[J]. Journal of the Southern African Institute of Mining and Metallurgy, 2012, 112(7): 637-647.

[2] Xiao Qingfei, Li Bo, Luo Chunmei, et al. A review on the development of high pressure roller mill[J]. Advanced Materials Research, 2013, 734-737: 2734-2737.

[3] Hosten C, Fidan B. An industrial comparative study of cement clinker grinding systems regarding the specific energy consumption and cement properties[J]. Powder Technology, 2012, 221: 183-188.

[4] Ghorbania Y, Mainza A N, Petersena J, et al. Investigation of particles with high crack density produced

by HPGR and its effect on the redistribution of the particle size fraction in heaps[J]. Minerals Engineering, 2013, 43-44: 44-51.

- [5] Torres M, Casali A. A novel approach for the modeling of high-pressure grinding rolls[J]. Minerals Engineering, 2009, 22(13): 1137-1146.
- [6] Hamid R K, Sylvester S D. Instrumentation and modeling of high-pressure roller crusher for silicon carbide production[J]. Advanced Manufacturing Technology, 2012, 62(9-12): 1107-1113.
- [7] Sesemann Y, Broeckmann C, Höfter A. A new laboratory test for the estimation of wear in high pressure grinding rolls[J]. Wear, 2013, 302(1): 1088-1097.
- [8] Claudio L S, Vladimir K A, Leonard G A. Modeling the contribution of specific grinding pressure for the calculation of HPGR product size distribution[J]. Minerals Engineering, 2009, 22(7-8): 642-649.
- [9] 杨旭,童朝南,孟建基.冷板带轧机含振动因素的轧制力模型[J].振动、测试与诊断,2010,30(4):422-428. Yang Xu, Tong Chaonan, Meng Jianji. Mathematical model of rolling force in the analysis of cold rolling chatter[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2010, 30(4): 422-428. (in Chinese)
- [10] Yehia K A. Estimation of roll press design parameters based on the assessment of a particular nip region[J]. Powder Technology, 2007, 177(3): 148-153.
- [11] Yehia K A. Roll press prototype design for fine powders agglomeration[J]. Applied Sciences Research, 2007, 3(11): 1275-1278.
- [12] 张梅. 辊压机的数字化设计及仿真[D]. 唐山: 河北理工大学, 2009.
- [13] Guigon P, Simon O. Roll Press design-influence of force feed systems on compaction[J]. Powder Technology, 2003, 130(1): 41-48.



第一作者简介:曾义聪,男,1973年3月生,博士生、副教授。主要研究方向为矿山机械和海洋采矿。曾发表《Research on mining method of submarine natural gas hydrates based on a double-channel lift pump》(《Advanced Materials Research》2012, Vol. 569)等论文。
E-mail: cszycong@qq.com

