

文章编号: 1004-0609(1999)04-0856-05

# 高压辊磨机两压辊功耗差异<sup>①</sup>

高航 方存光 徐小荷

(东北大学 机械工程与自动化学院, 沈阳 110006)

**摘要:** 通过现场工业实验, 初步确定了高压辊磨机结构的非对称性是设备运行时两工作压辊功耗产生较大差异的主要原因, 进而通过建立高压辊磨机的动力学模型, 从理论上分析了设备结构非对称性对两压辊功耗差异的影响规律。计算机仿真结果表明: 高压辊磨机结构的非对称引起两压辊不同的动态特性, 是导致其功耗差异的主要原因。

**关键词:** 高压辊磨机; 功耗; 压辊

**中图分类号:** TD451 TG231.3

**文献标识码:** A

高压辊磨机作为一种水泥、建材生产和矿石精选等行业的新型高效、节能、超细碎或预粉磨设备, 自80年代问世以来, 已得到了广泛的应用, 并且随着生产过程的不断改进与完善, 最初遇到的如轴承发热、辊面磨损等问题均已得到了较好的解决<sup>[1~3]</sup>。然而在设备的使用过程中, 两工作压辊的驱动电机功耗往往存在较大的差异, 不同企业生产的设备, 其功耗差异程度也各不相同。这不仅降低了粉磨效果, 有时会严重影响设备的正常使用及其性能的充分发挥。对此, 虽然也有人注意到了这一问题<sup>[4]</sup>, 但对其产生的原因一直未做深入的研究。直观上认为, 进入高压辊磨机的物料在两个直径、线速度相同且相向旋转的压辊之间, 受到来自液压系统提供的巨大碾压力而粉碎时, 其两个工作压辊的功耗应是相同的。然而在实践中两压辊的功耗不仅是波动的, 而且在一般情况下会相差10%左右, 严重的达到了30%以上。

本文从动力学的角度对产生上述现象的原因进行了初步的分析, 以期为解决这一问题提供理论依据和途径。

## 1 两压辊功耗差异的实验分析

### 1.1 两压辊功耗差异的实验验证

为了验证和分析辊磨机两压辊的功耗差异与原因, 我们分别对某厂生产的GM550×210型和GM1000×400型高压辊磨机功率进行了现场检测。由于条件限制, 无法对两辊的受力状况进行监测, 只能通过测量两压辊驱动电机功率及其轴承温度, 间接地对两辊的受力情况进行分析。图1为粉碎0~12mm金矿石得到的一组定辊功率 $P_1$ 相对动辊功率 $P_2$ 的相对功耗差 $\Delta P/P_2$ (曲线1)及其定辊相对动辊的轴承温升差 $\Delta t$ (曲线2)随时间的变化规律。从图中可以看出运行中的辊磨机定辊比动辊功耗约大20%, 最大可达40%, 但二者的轴承温差较小。

### 1.2 导致两压辊功耗差异的因素

可能造成高压辊磨机两压辊功耗差异的因素有: (1) 压辊两轴孔同轴度误差; (2) 联轴器输入与输出轴的同轴度误差; (3) 系统结构非对称性引起两辊不同的动态特性;

① 国家“九五”重点科技攻关计划项目  
高航(1962-), 男, 博士, 教授

收稿日期: 1998-10-06; 修回日期: 1999-04-05

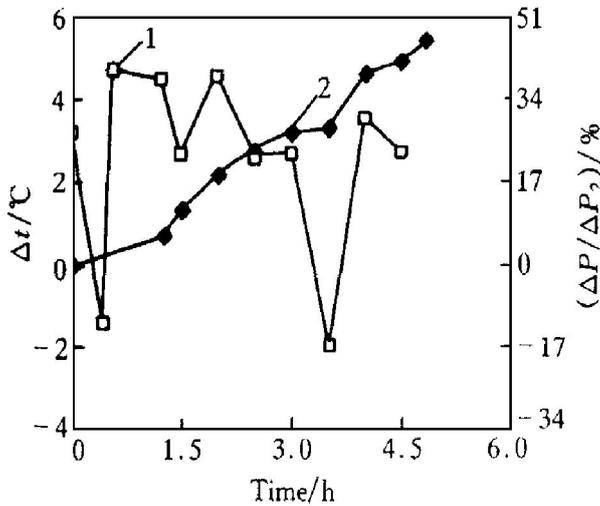


图1 d550 × 210 型高压辊磨机的功耗及压辊轴承温升实测曲线

Fig. 1 Experimental results of power and bearing temperature for d550 × 210 type high-pressure roller mill  
1—Relative power difference;  
2—Temperature difference of roller bearings

(4) 物料粒度非均匀性和料流非均匀性的影响。

生产实践和理论分析表明, 即使压辊两轴孔的同轴度误差和联轴器输入与输出轴的同轴度误差均达到设计允许的极限, 由此产生的两压辊功耗差也不会大于 5%<sup>[5]</sup>; 加上在物料粒度和给料料流控制较好的条件下, 亦会产生较大的功耗差, 由此推论设备本身结构的不对称是造成高压辊磨机两压辊产生功耗差的主要原因。下面通过建立高压辊磨机系统的动力学模型, 进一步从理论上说明设备本身结构的不对称是导致其两压辊产生功耗差的主要原因。

## 2 高压辊磨机系统动力学模型的建立

### 2.1 系统的动力学模型

为了建立高压辊磨机系统的动力学模型, 假设: (1) 两辊间的物料可被看做是一根无阻尼的弹簧( $k_3$ ), 且其质量对称分布在弹簧的两端( $m_4, m_5$ ); (2) 定辊轴承座( $m_8$ )与后支承( $Z_2$ )之间通过一刚度较大的弹簧( $k_5$ )和一阻尼( $c_4$ )相连; (3) 动辊轴承座( $m_1$ )与后支承( $Z_1$ )之间的液压缸简化为一弹簧( $k_1$ )和一阻

尼( $c_1$ ); (4) 动、定压辊轴分别简化为一刚度很大的弹簧( $k_2, k_4$ )和质量( $m_3, m_6$ ), 且压辊轴与其支撑轴承( $m_2, m_7$ )分别连接在该根弹簧的两端; (5) 以上各部分阻尼均为粘性阻尼。据此得到经简化后的高压辊磨机系统动力学模型, 见图 2 所示, 其中

$$k_2 = k_4; m_1 = m_8; m_2 = m_7; m_3 = m_6; m_4 = m_5; c_1 = c_4; c_2 = c_3$$

对上述动力学模型可采用隔离法建立起直角坐标系下的运动微分方程<sup>[5]</sup>:

$$\begin{cases} (m_1 + m_2)\ddot{x}_2 + (c_1 + c_2)\dot{x}_1 - c_2\dot{x}_2 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2x_2 = \bar{0} \\ (m_3 + m_4)\ddot{x}_2 - c_2\dot{x}_1 + c_2\dot{x}_2 - k_2\dot{x}_1 + (k_2 + k_3)x_2 - k_3x_3 = f_{t1} \\ (m_5 + m_6)\ddot{x}_3 + c_3\dot{x}_3 - c_3\dot{x}_4 - k_3x_2 + (k_3 + k_4)x_3 - k_4x_4 = f_{t2} \\ (m_7 + m_8)\ddot{x}_4 - c_3\dot{x}_3 + (c_3 + c_4)\dot{x}_4 - k_4x_3 + (k_4 + k_5)x_4 = \bar{0} \end{cases} \quad (1)$$

式中  $f_{t1}, f_{t2}$  表示物料对辊面的扰动力, 由两部分组成: 料流量的变化产生的周期性扰动力及碾压粉碎过程中物料间气流的冲击、脆性物料的断裂等产生的随机扰动力, 且  $f_{t1} + f_{t2} = \bar{0}$ 。上式用矩阵表示, 即

$$M\ddot{X} + CX + KX = F \quad (2)$$

### 2.2 激振力的确定

将物料对设备动力系统的扰动力定义为激励, 则产生这个激励的因素主要有: 进入辊隙的料层排出的气体产生的冲击、大块物料粉碎产生的冲击和料流不均匀产生的粉碎力的波动。对前者可以用单位脉冲函数  $\delta(t)$  表示这种间歇性冲击激励, 即

$$F(t) = f(t) \cdot \delta(t) \quad (3)$$

对于后者, 由于上料输送带上的物料通常是通过数个给料器供给, 由于几个给料器同时排放时很难保证输送带上物料的均匀性, 多数情况是料流量呈周期性的变化, 对料流量的这

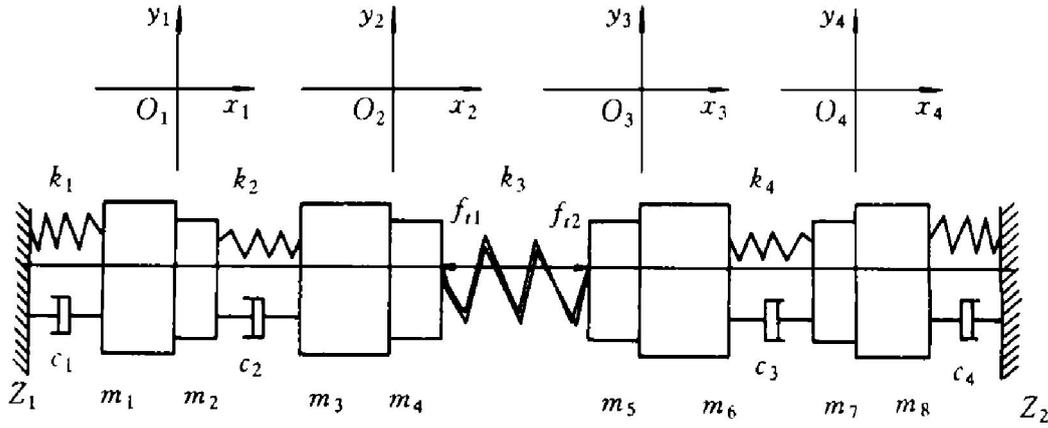


图2 高压辊磨机系统动力学模型示意图

Fig. 2 Dynamics model of high-pressure rolling mill

种波动可以用一周期性激励来描述, 即

$$P(t) = P(t + T) \tag{4}$$

式中  $T$  表示周期。

将上述两种激励合成, 得到高压辊磨机系统的激励为

$$f_{t1} = -f_{t2} = P(t) + F(t) \tag{5}$$

### 2.3 两压辊相对功耗差的求解

高压辊磨机压辊受力如图3所示, 则设备在运行中单个压辊转动所需的扭矩可由下式表示

$$\begin{aligned} T = & N_R \cos \varphi_R \cdot R \cos \varphi_R + N_R \mu_R \cdot R - \\ & N_R \sin \varphi_R \cdot R \sin \varphi_R + N_r \cos \varphi_r \cdot \\ & r \cos \varphi_r + N_r \mu_r \cdot r - N_r \sin \varphi_r \cdot \\ & r \sin \varphi_r \end{aligned} \tag{6}$$

经整理, 有

$$T = N_R \cdot R \cos(2\varphi_R) + N_r \cdot r \cos(2\varphi_r) +$$

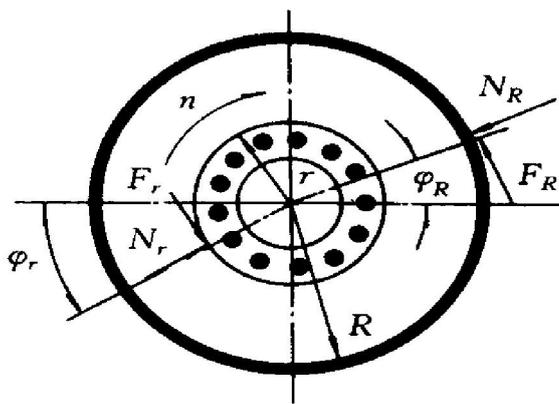


图3 压辊受力示意图

Fig. 3 Forces induced at rolls

$$N_R \mu_R R + N_r \mu_r r \tag{7}$$

式中  $\mu_R$ —辊面与物料的摩擦系数,  $\mu_r$ —轴承滚珠与其内圈的摩擦系数,  $R$ —压辊半径,  $r$ —轴承半径,  $\varphi_R$ —辊面压力角,  $\varphi_r$ —轴承压力角;  $N_R$ —物料对辊面的正压力,  $F_R$ —物料对辊面的摩擦力,  $N_r$ —轴承对辊轴的正压力,  $F_r$ —轴承对辊轴的摩擦力。

压辊转动所需的功率为

$$P = \frac{Tn}{9.55\eta} \times 10^{-5} \tag{8}$$

式中  $n$  为转速,  $\eta$  为电机到辊子的传动效率。

设  $f(Xm_i, m_j)$  表示部件  $m_i$  对部件  $m_j$  的作用力, 则轴承与辊面所受水平力可分别表示为  $f(Xm_1, m_2)$ ,  $f(Xm_4, m_3)$ ,  $f(Xm_5, m_6)$ ,  $f(Xm_7, m_8)$ 。对式(2)采用振型叠加法进行模态分析, 有<sup>[6]</sup>

$$\begin{cases} f(Xm_1, m_2) = m_2 \ddot{x}_1 + c_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_2(x_1 - x_2) \\ f(Xm_4, m_3) = m_3 \ddot{x}_2 + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2(x_2 - x_1) \\ f(Xm_5, m_6) = m_6 \ddot{x}_3 + c_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) + k_4(x_3 - x_4) \\ f(Xm_7, m_8) = m_7 \ddot{x}_4 + c_3(\dot{x}_4 - \dot{x}_3) + k_4(x_4 - x_3) \end{cases} \tag{9}$$

依公式(8), (9)和图3, 可求得

$$\begin{cases} \Delta N_r(t) = N_{r1}(t) - N_{r2}(t) \\ = \frac{|f(Xm_1, m_2)| - |f(Xm_7, m_8)|}{\cos \varphi_r} \\ \Delta N_R(t) = N_{R1}(t) - N_{R2}(t) \\ = \frac{|f(Xm_4, m_3)| - |f(Xm_5, m_6)|}{\cos \varphi_R} \end{cases} \quad (10)$$

进一步可推导出两压辊理论相对功耗差为

$$\begin{aligned} \Psi(t) &= \frac{P_1(t) - P_2(t)}{P_1(t)} \times 100\% \\ &= \frac{\Delta N_R(t) R \cdot [\cos(2\varphi_R) + \mu_R] +}{N_{R1}(t) R \cdot [\cos(2\varphi_R) + \mu_R] +} \leftarrow \\ &\quad \frac{\Delta N_r(t) r \cdot [\cos(2\varphi_r) + r]}{N_{r1}(t) r \cdot [\cos(2\varphi_r) + r]} \times 100\% \end{aligned} \quad (11)$$

平均相对功耗差值为

$$\bar{\Psi} = \frac{\int_0^t \Psi(t) dt}{t} \times 100\% \quad (12)$$

### 3 计算机仿真实验与分析

利用上述动力学模型, 进行计算机仿真实验。为了计算方便, 取激励

$$f_{t1} = -f_{t2} = A |\sin \theta| + B$$

式中  $A$  — 振幅,  $B$  — 常数(某一恒力)。

仿真结果如图4所示, 其中图4(a)为定辊后支撑简化弹簧刚度  $k_5$  与动辊后支撑液压缸简化弹簧刚度  $k_1$  之比:  $k_5/k_1 = 10$  时, 每间隔 0.5 s 取样一次得到的定、动辊的扭矩差  $\Delta T$  随时间  $t$  的变化曲线; 图4(b)为在 30 min 内, 每间隔 0.5 s 取样一次得到的两压辊功耗的平均相对差值  $\bar{\Psi}$  随  $k_5/k_1$  变化的曲线。由于设备两压辊转速  $n$  相等, 且两压辊的传动系统的机械效率  $\eta$  相同, 因此, 两压辊的功耗差  $\Delta P$  随时间  $t$  的变化规律可用其扭矩差  $\Delta T$  随时间  $t$  的变化规律来代替。从图中可以看出运行中的高压辊磨机两压辊的  $\Delta T$ , 即  $\Delta P$  不仅随时间而波动, 而且在物料扰动力(激励)的作用下, 由于系统结构的非对称性( $k_5/k_1 \neq 1$ ), 两压辊的功耗是不等的, 其平均功耗差值  $\bar{\Psi}$  随比值  $k_5/k_1$

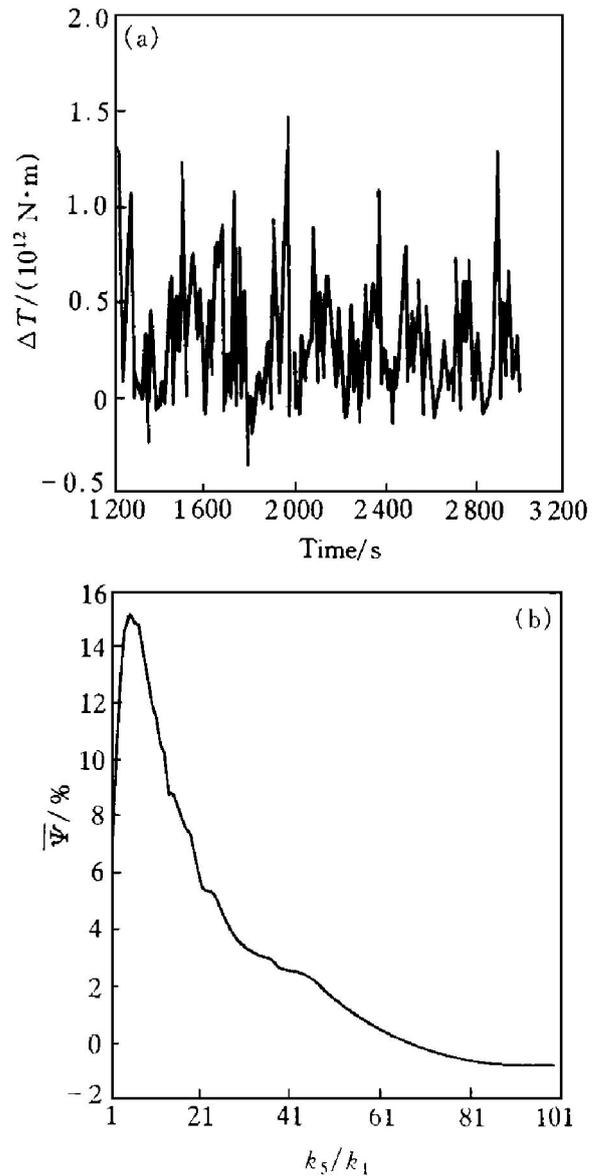


图4 高压辊磨机结构非对称性仿真实验结果

Fig. 4 Imitation results on non-symmetry of frame for high-pressure rolling mill

$k_1 = 80 \text{ N/m}; k_2 = 800 \text{ N/m}; k_3 = 60 \text{ N/m};$   
 $c_1 = 0.35; c_2 = 0.15; m_1 = 10.5 \text{ kg}; m_2 = 2.5 \text{ kg};$   
 $m_3 = 12.5 \text{ kg}; m_4 = 1.5 \text{ kg}; \varphi_r = \varphi_R = 70^\circ;$   
 $r = 90 \text{ mm}; R = 400 \text{ mm}$

$k_1$  的变化而变化。当  $k_5/k_1 = 1$  或在某个值时(如在本模拟条件下,  $k_5/k_1 \cong 70$ ),  $\bar{\Psi}$  值为零, 这说明只要我们采取适当措施, 如将定辊改成浮动式, 并在轴承座与后支承间增设橡皮弹簧来调节  $k_5/k_1$  的值, 就有可能降低高压辊磨机两辊功耗的平均差值  $\bar{\Psi}$ 。近年来德国开发的高压辊磨机在定辊后支撑处都设有橡胶缓冲垫<sup>[3, 7, 8]</sup>。

进一步的仿真计算结果表明, 当  $k_5/k_1$  比值足够大时, 两辊的功耗平均差值  $\overline{\Psi}$  随着  $k_5/k_1$  的变化趋于某个数值附近。但是由于  $k_1$  值很大, 我们有理由认为当  $k_5/k_1 \geq 10$  时,  $k_5$  即为无穷大, 即实际中很难提高  $k_5/k_1$  值。因此, 实际运行中的高压辊磨两压辊的功耗平均差值的绝对值  $\overline{\Psi}$  很难为零。

此外, 仿真实验中我们还发现当  $k_5/k_1$  值一定时, 两压辊轴及物料的刚度 ( $k_2, k_3, k_4$ ) 对  $\overline{\Psi}$  值没有影响; 且初始压力对  $\overline{\Psi}$  值也没有影响。物料产生的扰动力(激励)大小只对两压辊功耗差值  $\Delta P$  产生影响, 而对其相对值  $\overline{\Psi}$  没有影响。

## 4 结论

实验结果和理论分析表明: 高压辊磨机结构上的非对称性, 即  $k_5/k_1 \neq 1$ , 导致两压辊不同的动态特性, 是造成设备两压辊功耗差异的

主要原因; 通过调节  $k_5/k_1$  以及  $k_2, k_3$  和  $k_4$ , 可以使得这种差异降低到较低的程度。

## REFERENCES

- 1 Dipl Ing, Wehle T H. AT, 1994, 35(4): 170.
- 2 Xu Pengqiu(许鹏秋). Reference of Overseas Gold(国外黄金参考), 1997, 4: 17.
- 3 Lim W I L. Mineral Engineering, 1997, 10(4): 401.
- 4 Jiang Xuchang(江旭昌). Rolling Mill(辊压机). Beijing: Scientific and Technological Information Institute of National Building Material Bureau, 1995.
- 5 Fang Cunguang(方存光). Master Dissertation. Shenyang: Northeastern University, 1999.
- 6 Ni Zhenhua(倪振华). Vibration Mechanics(振动力学). Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 1994.
- 7 Gao Hang(高航) *et al.* The Chinese Journal of Nonferrous Metals (中国有色金属学报), 1998, 8 (Suppl. 2): 623.
- 8 Alsmann L and Koln. AT, 1996, 37(6): 259.

# Power difference between two rollers of high pressure rolling mill

Gao Hang, Fang Cunguang, Xu Xiaohe

*School of Mechanical Engineering and Automation,  
Northeastern University, Shenyang 110006, P. R. China*

**Abstract:** Production investigation was made to initially verify the main reason of power difference between the two rollers of high pressure rolling mill. Furthermore the dynamic mechanical model for high pressure rolling mill was built up and the effect of the non-symmetrical roller structure on the power difference was theoretically analyzed. Experimental and computer-imitated results show that non-symmetrical structure of the roller, which results different dynamic characteristics in the two rollers, is the main reason of power difference between the two rollers of high pressure rolling mill.

**Key words:** high pressure rolling mills; power; non-symmetric roller

(编辑 袁赛前)