

⑨

文章编号:1001-4985(2000)01-0142-02

142-143

## 反击式破碎机过载保护存在问题的研究

林又红, 但斌斌, 周鼎

TD451

(武汉科技大学机械自动化学院, 武汉, 430081)

**摘要:**针对一般反击式破碎机过载保护中存在的反击板瞬时冲击力减少等问题,提出一种用“主轴”与“转子体”之间的联接平键对机器进行过载保护的方法,以增强反击板的刚度,从而提高生产效率。

**关键词:**过载保护;键;反击板;瞬时冲击力

**中图分类号:**TQ172.6+11.5 **文献标识码:**A

矿石

反击式破碎机

反击式破碎机属于利用冲击能破碎矿石的机械设备。它的工作原理是利用其高速旋转的锤子的冲击作用和矿石本身以高速向固定不动的衬板(反击板)上冲击而使矿石破碎。与其他形式的破碎机相比,反击式破碎机具有破碎效率高,能量消耗少,产量大,破碎比大,生产流程简单,基建投资少等优点,且它的构造简单,便于制造,成本低,还可以进行选择性的破碎,适应性很强,因此,现在已被世界各国广泛采用。我国也已在水利、建筑材料、煤炭及选矿工程等部门广泛应用。

90年代初,我们受武汉钢铁(集团)公司烧结厂的委托,为其仿制了2台苏制单转子反击式破碎机。在仿制过程中发现了在反击式破碎机过载保护装置中存在的一些问题,并对此作了一些研究和改进。

## 1 反击式破碎机保险装置的结构

大多数反击式破碎机用于过载保护的保险装置如图1所示。对此类装置的过载保护是通过反击板来实现的:反击板的一端通过悬挂轴铰接于机架上部,另一端则用羊眼螺栓利用球面垫圈支承在机架上的锥面垫圈上,反击板呈自由悬挂状态置于机体内部。当机器内进入不能破碎的矿块时,反击板受到较大的压力而使羊眼螺栓向上及向后移开,使矿块等物体排出,从而保护机器不受破坏。对大型破碎机,还在羊眼螺栓处设置弹簧或液压装置,来增加反击板的刚性,并使反击板在自身的重力、弹力或液压力的作用下,又恢复到原来

的位置,以此作为机器的保险装置。

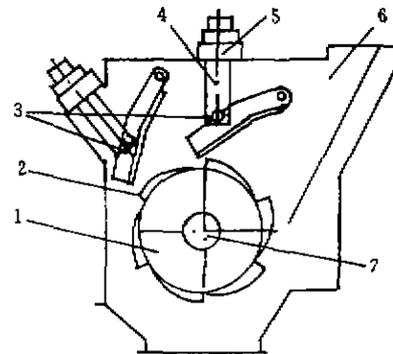


图1 反击式破碎机结构示意图

1—转子;2—锤头;3—反击板;4—拉杆螺栓;  
5—球面垫圈、锥面垫圈;6—进料口;7—主轴

## 2 仿制过程中发现的问题

上述装置对煤炭、石灰石等密度小的矿石来说,是足以满足需要的。但对大密度、大体积的重金属矿,如铁矿,由于反击板所受到的冲击力与矿石的质量成正比,则大块矿石所产生的巨大冲击力将会使反击板产生弹性位移,从而大大降低了反击板对矿石的瞬时冲击力,导致生产效率降低。以我们所仿制的机器来说,其要求是要将直径为400mm的铁矿石破碎至20mm以下,而对于铁矿石来说,其密度 $\rho$ 约为 $0.002\text{kg/cm}^3$ ,抗压强度 $\sigma$ 约为 $1250\text{kg/cm}^2$ ,弹性模量 $E$ 约为 $515000\text{kg/cm}^2$ ,则其主轴上转子的圆周速度 $V$ 为:

$$V = 0.01 \sqrt{g/\rho \cdot \sigma^{5/6}/E^{1/3}} = 34(\text{m/s})$$

在此转速下,反击板所受的冲击力为:

收稿日期:2000-01-21

作者简介:林又红(1961-),女,武汉科技大学机械自动化学院,讲师。

$$P_f = k\mu Zm_{p_j}v(1+K)/t$$

式中: $k$ ——给料力度的不均匀性和料块破碎后的不规则形状与假设呈球形间的差异的修改系数,其值为 $0.5\sim 0.7$ ;  $\mu$ ——不均匀系数,  $\mu\approx 0.1\sim 0.25$ ;  $Z$ ——撞击在反击板长度方向上的质量为 $m_{p_j}$ 的矿块数;  $m_{p_j}$ ——撞击在反击板上的矿块质量;  $K$ ——恢复系数;  $t$ ——矿块在反击板上的作用时间;  $v$ ——矿块在反击板上的冲击速度。

计算结果,  $P_f$  约为 $5400\text{kg}$ 。在如此高的冲击力作用下,无论是弹簧还是液压装置,均无法阻止反击板产生的弹性位移。很明显,这将大大减少反击板对矿石的反击力,从而降低生产效率。

另外,在生产过程中,当矿石中的水份过大或含有粘性物料时,反击板表面易粘结,造成破碎空间的减少。这样,当进入不可破碎物时,反击板的后退空间变小,物体不能及时排出,从而使转子被卡死,造成设备事故。在我国南方的很多地区,由于每年的梅雨季节长,天气潮湿,大大增加了发生上述情况的可能性。

### 3 在仿制中对原设计所作的改进

基于上述原因,本文作者将反击板设计成固定的刚性安装,取消反击板上的过载保护装置,而利用主轴与转子之间的联接平键来对机器进行过载保护,即缩小键的尺寸,使键的承载能力小于主轴和其他主要部件的承载能力。这样,当机器过载时,将首先造成键被“剪断”,使主轴空转,从而保护其他重要部件不受损害。由于键的价格便宜、更换方便,因而降低了维修成本。

在原设计中,转子体(包括锤头)的总重量为 $3214\text{kg}$ ,直径为 $1.25\text{m}$ ,长度为 $1\text{m}$ ,则其转子体的转动惯量 $J$ 约为 $600\text{kg}\cdot\text{m}^2$ 。锤头所受的最大冲击力约为 $27400\text{kg}$ 。原设计以此冲击力作为键和主轴的强度校核依据,由转子的转距约为 $134400\text{N}\cdot\text{m}$ ,计算出轴的直径为 $210\text{mm}$ 。而键的

尺寸可从国标中查得,其宽度 $b$ 为 $50\text{mm}$ ,由公式 $\rho\geq 2T/(Db[\tau])$ 可算得键的有效长度应大于 $430\text{mm}$ ,因此原设计将键有效长度定为 $460\text{mm}$ 。但在实测时我们发现:由于作用在转子轴上每个瞬间的载荷大小不等,其作用的持续时间又短(仅为千分之几秒),而经理论计算确定的外载荷又与实际情况出入较大,因此按一般方法计算出的转子轴的强度往往偏大。多年来的实践表明,当转子发生严重故障时,转子轴及键仍能保持完整无损。而且,根据德国有关文献推荐,正常运转时转子轴的相矩可用下式近似计算:

$$T = 974Ng/n$$

式中: $N$ ——电动机功率;  $n$ ——转子转速。

经上式得到的转子相矩仅约为 $2380\text{N}\cdot\text{m}$ ,此值大大低于机器启动时转子的转矩 $T(=Ja$ , 约为 $6800\text{N}\cdot\text{m})$ 。因此以转子轴启动时的转动惯量作为键的强度校核的依据,键的有效长度 $l$ 只需大于 $108\text{mm}$ 即可。考虑到采用双键联结及电机转矩的影响等因素,我们将键的有效长度定为 $300\text{mm}$ 。这样,当转子被“卡死”时,由于键的强度低于轴的强度,必然是键先被“剪断”,从而保护了其他部件不受损害。这种保护方法,还可以比较理想地克服电机过载保护中无法瞬时制动,使转子遭受机械冲击破坏的问题。

上述研究结果已应用于为武钢烧结厂仿制的反击式破碎机上。实践证明,使用效果良好,并得到了厂方的好评。

### 参 考 文 献

- [1] 周恩浦. 矿山机械(选矿机械部分)[M]. 北京:冶金工业出版社,1976.
- [2] 机械设计手册[M]. 北京:化学工业出版社,1993.
- [3] 沈阳重型机器厂. 国外破碎粉磨设备发展概况与结构计算[M]. 北京:机械工业出版社,1975.

## A Study of the Question in Overload Protection of Counterattack Crusher

LIN You-hong, DAN Bin-bin, ZHOU Ding

(College of Mechano-automation, Wuhan University of Science and Technology, Wuhan 430081, China)

**Abstract:** In order to solve the decrease of instantaneous punching power in overload protection of counterattack crusher, the paper puts forward a way that joins shaft key with both "shaft" and "rotor", strengthening the counterattack plate and raising production efficiency.

**Keywords:** overload protection; shaft key; counterattack plate; instantaneous punching power