

# 破碎机组合板簧过载保护装置的研发

段世伟                      孙振邦  
(贵金属材料厂)              (机电系)

**摘要** 分析了颚式破碎机设计中采用的几种过载保护措施,为克服现有技术的不足,提出了组合板簧的摩擦式过载保护方案,这一方案的实施结果证明:组合板簧过载保护装置的保护作用可靠,运转过程稳定,调整方便。

**关键词** 过载, 过载保护装置, 组合板簧过载保护  
**分类号** TD451

## 1 常用的过载保护方法

颚式破碎机所承受的工作负荷波动性很大,对应于不同的工作条件,有各不相同的随机变化特征。<sup>[1]</sup>在正常的运转条件下,其尖峰负荷也是平均负荷的 3 倍以上。而一些意外情况,如过铁或设备运转受阻被卡死等情况,则过载的程度就更为严重,其后果轻则损坏机件,重则烧坏电动机甚至将机体损坏。所以在破碎机的设计和使用中,都很注意过载保护问题。

在破碎机的驱动电机电器系统中,普遍采用了热继电器等保护性控制环节。最近我院机电系老师李世平研制的〈电器设备综合保护器〉,具有灵敏度高,动作可靠,重复工作性能好,控制功能强等特点,已被应用在破碎机的控制电路中。但对颚式破碎机有过载保护,仅有电器保护是不够的<sup>[2]</sup>。这里以表 1 的具体数字做简要说明:

表 1 两种破碎机的几个参数

机 型	rpm	kg. m <sup>2</sup>	N. m
复式颚式破碎机 250×400	300	70	34540
双动颚破碎机 300×400	400	55	48250

注: (1) 转动惯量: 是指传动系统即带轮, 飞轮, 齿轮的转动惯量;  
(2) 动能: 是指电动机达到额定转速时传动系统的动能。

当过铁或其它原因设备被突然卡住时,运转系统的动能要在 0.2 秒或更短的时间内由表中数值降为零.动能的变化等于外力所做的功,这严重受阻瞬间的动能所产生的驱动功率可达几十至几百千瓦,比正常运转时电动机的驱动功率(15~22KW)大的多.所以仅从电器保护中切断电动机的电源是不足以起到保护作用的.

以肘板作为易损零件起保护作用,是破碎机设计中常采用的方法.一般肘板的材质选用铸铁,但铸铁的机械性能波动较大,即强度的离散性大<sup>[1]</sup>;破碎机承受的随机载荷的方差更大,导致应力和强度分布相干涉中,肘板按设计要求在正常工作的可靠度很低.

在传动系统中设置销联接,严重过载时销被剪断,卸除系统动能,达到保护主要零部件的目的.但系统工作状态的恢复较为麻烦.

## 2 颚式破碎机受力分析

为了正确地设计过载保护装置,要对破碎机进行受力分析.按从观察到的破碎机运转情况和收集到的有关样本中,建立破碎机的受力模型,再把这个力学模型转化为数学模型,选择计算方法之后,把数学模型转变为计算机程序<sup>[3]</sup>.这样借助CAD(计算机辅助设计)方法,进行数字模拟分析与设计.对其主要的零部件,如机架等,又进行了有限元分析.并在破碎片麻岩,石英脉金矿石和花岗岩中,用动态电阻应变仪进行了实地测试,(图1)是其中一段用光线示波器记录的载荷谱.

按分析与测试的结果,从破碎机的主要薄弱环节,确定过载保护的临界负荷.这个临界负荷,是进行破碎机过载保护装置设计的基础.与过载保护临界负荷相对应的,是破碎机主偏心轴上的临界转矩MK.组合板簧摩擦式过载保护装置就安装在主偏心轴上.

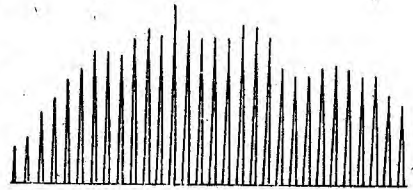


图1 载荷谱

## 3 组合板簧过载保护装置设计

图2示出了组合板簧摩擦式过载保护装置的结构,破碎机动力的通常传动方式是电动机的驱动力矩经带传动加到破碎机的主偏心轴上,而双动颚破碎机则不是这样,其组合板簧过载保护装置中的大带轮如图3所示,大带轮的轴孔上没有键槽,带轮通过轴瓦3与主偏心轴接触,即大带轮在主偏心轴上空转时,并不能驱动主偏心轴同步旋转.如图2所示,安装在主偏心轴轴端的板簧座7与轴6之间有键联接,组合板簧3固定在板簧座7上,当把板簧3压入板簧槽1时,借助于板簧与板簧槽间的摩擦力,便实现了主偏心轴与大带轮的摩擦联接.这样,在组合板簧被顶入板簧槽后,电动机的驱动力矩就通过带传动;再经过安装在大带轮径向的板簧槽与板簧间的摩擦力,把转矩加到偏心轴上.设计组合板簧时,保证该装置能传递破碎机正常工作时的转矩,即能传递等于或稍小于临界转矩MK的驱动力矩.破碎机在工作时,一旦转矩超过MK值,即出现严重过载时,板簧便滑出板簧槽,大带轮与主偏心轴便失去了传递转矩的能力,此时大带轮在主偏心轴上空转,即在切断电动机驱动力矩的同时,卸掉了

传动系统的动能。

排除过载因素后，借助板簧座上的螺钉把板簧重新顶入板簧槽，便又恢复了机器的正常工作能力。

板簧与板簧槽间的相互压紧力为  $N$ ，其相互间的摩擦系数为  $f$ ，即应设定卸载时满足：

$$f \cdot N = M_k \tag{1}$$

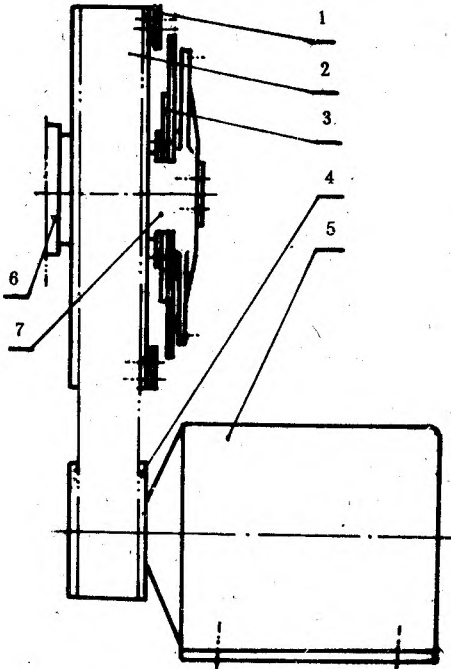


图2 组合板簧摩擦式过载保护装置

1—板簧槽；2—大带轮；3—组合板簧；4—小带轮；  
5—电动机；6—主偏心轴；7—板簧座

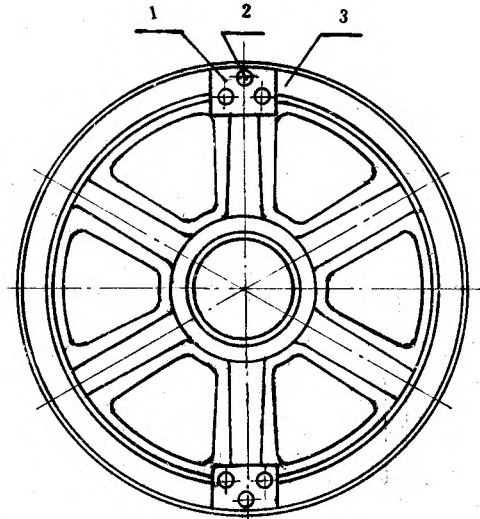


图3 摩擦传动装置的大带轮

1—板簧槽；2—螺钉；3—轴瓦

则组合板簧是在  $N$  力作用下的静不定梁，由前述的受力分析已证明了临界转矩  $M_k$  值，于是：

$$N = M_k / f \tag{2}$$

在组合板簧的设计中，取短板簧长度为长板簧长度的一半，为简化计算可认为长板簧与短板簧的端点相接触，在板簧截面尺寸相同时，按图4所示的静不定组合梁可求得，组合梁在B点的相互作用力  $R$  (B) 为：

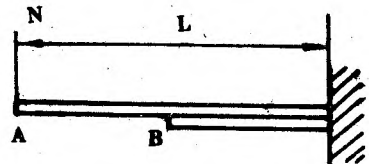


图4 组合板簧力学模型

$$R(B) = \frac{5}{4} N \tag{3}$$

A 点的挠度为：

$$y_A = 0.203 N \cdot l^3 / E \cdot J \tag{4}$$

式中： $l$ ——长板簧的有效长度；

E——板簧材料的弹性模量;

J——板簧截面的惯性矩。

按式(4)可计算出板簧端点的挠度  $y_A$ ,  $y_A$  是进行组合板簧摩擦过载保护装置结构设计的一个重要参数。

按式(3)求出板簧间的相互作用力  $R(B)$ ,  $R(B)$  是进行组合板簧强度计算的依据。

## 4 结 论

通过表 1 中两种破碎机的有关参数对比可看出, 双动颚破碎机的转速高, 传动系统动能大。设备运行时, 一旦出现严重过载, 尤其在细碎中过铁进, 将会出现恶性设备事故。为保证设备安全运转, 我们在双动颚破碎机中首次设置了组合板簧过载保护机构。该机构中组合板簧的刚度、板簧槽的角度, 位置都是可调的, 随设计与使用条件, 可以随时调整。

首批试制的两台双动颚破碎机经校内调整试验和在矿山生产试运行都证明, 该机运转平稳, 过载保护装置灵敏度高, 过载保护作用可靠, 确保了设备安全运行, 消除了重大、恶性事故, 具有很大的经济意义。

## 参考文献

- 1 孙振邦, 忻尚正. 颚式破碎机功率的计算——动态, 静态分析统计法. 矿山机械, 1988; (1)
- 2 徐源. (机械强度的可靠性设计). 机械工业出版社, 1984
- 3 H. Burr. Mechanical analysis and design, New York, Oxford. 1981

## Development of an Overload Protector with the Combined Springs in Crushers

*Duan Shiwei, Sun Zhenbang*

**KEY WORDS** overload, overload protector, overload protector with component springs

**ABSTRACT** Based on the analysis of overload protection measures used in single toggle jaw crusher, a friction overload protection scheme with combined springs in jaw crusher is proposed to overcome the technological shortcomings. The practice of the scheme shows that the overload protector with combined springs is reliable in protection, stable in operation and convenient in adjustment.