

特细碎型复摆颚式破碎机的优化设计

陈宏毅

(重庆建筑大学建筑安装工程系 400045)

TQ051.91

摘要 论述了研制特细碎型颚式破碎机的必要性及意义,指出只有采用优化设计方法才有可能获得成功。文章还介绍了特细碎型颚式破碎机的优化设计方法、步骤、设计框图及研制出的两种特细碎型颚式破碎机破碎物料后所得产品颗粒的粒度曲线。

关键词 特细碎,复摆,颚式破碎机,破碎机,优化设计,生产率提高
中图分类号 TD451

颚式破碎机具有构造简单、工作可靠、容易制造、使用维修方便等优点,因而得到广泛的应用。目前国内生产的颚式破碎机中大多数都仍采用前苏联五十年代的图纸,致使生产率偏低、能耗偏高、机重偏大。其原因在于这些图纸在四、五十年代都是按一些经验公式来设计的,很多参数选取不合理、机构及破碎腔的设计不佳。

目前,国内生产的能得到最细粒度的细碎型颚式破碎机的排料口尺寸为10~40 mm(当排料口宽10 mm时,破碎物料所得产品颗粒的平均粒度为10 mm左右)。据查阅有关资料表明,目前国内性能最好的细碎型颚式破碎机,在破碎进料粒度为125 mm左右的物料时,所得产品颗粒的平均粒度最小仅为9.28 mm。还没有能将粒度为125 mm的物料一次破碎成平均粒度小于3 mm的碎磨设备。在所查阅的资料中也未见到国外有类似产品的报道。因此,要想获得平均粒度在3 mm以下的产品颗粒,只能将大块物料先经颚式破碎机细碎后再采用轮碾机、圆锥型破碎机或球磨机等高能耗、高成本的碎磨设备进行碎磨加工。不论从设备成本、工艺流程及能耗等方面来看,这都是不经济、不合理的。

因此,研制一种破碎比大、成本低、生产率高、耐磨性好、节能的特细碎型颚式破碎机是十分必要的,具有重要的意义。

决定颚式破碎机破碎物料后所得产品颗粒度大小的因素有排料口的尺寸、齿板的形状、活动齿板在排料口处的水平位移与垂直位移的数值、主轴转速的大小等。水平位移对于破碎物料是有用的,垂直位移会导致齿板的磨损。而水平、垂直位移的数值又与颚式破碎机主体机构的型式、各构件的尺寸参数密切相关。从另一方面来看,产口颗粒的粒度越小,颚式破碎机的生产率就越低。

因此,要想得到一个产品颗粒粒度小、生产率高、耐磨性好的颚式破碎机,必须正确选择主体机构的形式、合理确定各构件的几何尺寸。这只有采用优化设计的方法,在众多约束条

收稿日期:1996-12-03

陈宏毅,男,1943年生,副教授

重庆市科委科技攻关项目

件下求得各构件的尺寸及机构参数的优化值,才能达到预期效果。

颚式破碎的主体机构是一个平面曲柄摇杆机构,连杆即代表动颚。连杆上各点的运动规律是由破碎机主体机构各构件的尺寸及相对位置关系的组合来确定的。

动颚悬挂中心到破碎机给料口水平线的距离称为动颚的悬挂高度。悬挂中心高于给料口水平线时,称为正悬挂。悬挂中心正好落在给料口水平线上时,称为零悬挂。而当悬挂中心低于给料口水平线时,称为负悬挂。无论正悬挂、零悬挂还是负悬挂,其运动原理都是相同的,都使曲柄、连杆、摇杆和机架构成一个曲柄摇杆机构。

在其它参数不变的情况下,降低动颚的悬挂高度不但可以降低破碎机的高度、减轻机重,还可以加大动颚齿板上部的水平行程,使上部的特性值得到改善。这可以满足上部破碎腔破碎物料时需要较大压缩量的要求。而动颚下部的行程变化不大,不会造成过压实。但若过分降低动颚的悬挂高度,将导致主轴受力恶化,动颚难以设计,甚至会使肘板与动颚分离,严重的还将使动颚翻转,造成事故。

老式颚式破碎机都采用了正悬挂($H > 0$)、正支撑($\beta < 90^\circ$)型式的曲柄摇杆机构(见图 1)。这种形式的颚式破碎机动颚上的活动齿板在排料口处的运动轨迹呈长椭圆形(见图 2)。图中 h 为活动齿板在排料口处的垂直位移, S 为水平位移。水平位移 S 对破碎物料是有利的,颚式破碎机的生产能力将随 S 的增大而增加。但过大的 S 将会引起出现物料过压实现象,这反而会降低生产率。垂直位移 h 除对排除破碎腔内的物料(特别是粘性及潮湿的物料)有一定的作用外,对物料的破碎没有什么用处,它将加剧活动齿板与固定齿板之间的磨损。但是,绝大多数颚式破碎机是用于破碎脆性物料的。有不少资料报道,近年来国内外出现了各种类型的颚式破碎机,以减小甚至消灭垂直行程(例如,双动颚破碎机齿板上各点的垂直行程 h 就为零)。因此,在设计时希望 S 值在一定范围内尽可能大,而 h 值要小。这可以引入特性系数 m ($m = h/S$) 来描述它们。

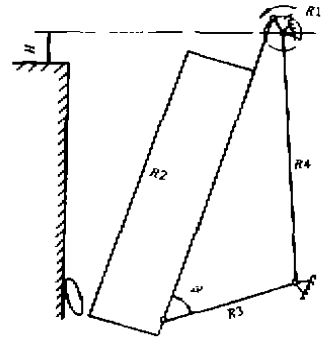


图 1

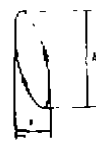


图 2

有资料显示,将某型颚式破碎机动颚上活动齿板在排料口处的水平位移值从原来的 6.98 mm 增加到 10.4 mm 而特性值 m 从 2.69 降至 2.42 后,破碎机的生产能力提高了 1.32 倍,齿板的寿命也有所增加。另外,由于采用了专门设计的曲线形破碎腔,使得生产能力比直线形破碎腔提高 12% 左右,且产品粒度也较直线形破碎腔均匀。零悬挂($H = 0$)、负支撑($\beta > 90^\circ$)型式的曲柄摇杆机构(见图 3)连杆下端处的运动轨迹也呈长椭圆形,但这个椭圆的位置比图 2 中的椭圆要平坦些(见图 4)。由图 4 可以看出,这种运动轨迹的垂直位移 h 较小而水平位移 S 较大,其特性值 m 可降至 2 以下。

显然,图 4 所示的运动轨迹较图 2 所示的运动轨迹要好。设计时应使动颚排料口处具有如图 4 所示的运动轨迹。

此外,还应正确确定飞轮的旋转方向。使动颚闭合时在排料口附近有一个向下的运动

分量(见图 4),这将有利于加速物料的排除,提高产量、减少过粉碎。

实践表明,在其它条件相同时,选用零悬挂的破碎机比正悬挂的破碎机的生产率要高、所需电动机功率降低、机器重量减轻,是一个好的选择。

对于特细碎型颚式破碎机来说,要求它具有很大的破碎比(50 以上),这就要求破碎机具有较高的转速且活动齿板在排料口处应具有恰当的水平位移。它们的具体数值是通过分析、比较并经反复试验后确定的。为了提高生产率及降低齿板的磨损,应使动颚活动齿板在排料口处的垂直位移与水平位移之比(即特性值 m)尽可能小。

要解决这一问题,应从两方面着手:一方面必须对颚式破碎机的机构进行优化设计,寻找出一组设计变量的最佳组合,以获得预期的水平位移、最小的特性值及最小的曲柄半径。另一方面则应合理设计齿板曲线。我们采用了变啮合角的齿板曲线,以使破碎腔内的物料堵塞点尽可能上移,从而起到了提高生产率的目的。

由上述分析可知,零悬挂、负支撑机构具有较小的特性值和较理想的动颚运动轨迹曲线。故我们决定采用零悬挂、负支撑的机构形式。

优化设计时,除了需要确定机构的形式外,还要确定各构件的几何尺寸。这必须满足一定的约束条件。比如,首先要保证机构满足有曲柄存在的几何条件(有曲柄存在的固定条件已由机构的布置形式确定并满足了)。写成约束条件即:

$$\begin{aligned} X(1) &= R2 \geq R1 & X(2) &= R3 \geq R1 \\ X(3) &= R4 \geq R1 & X(4) &= R1 + R4 \leq R2 + R3 \\ X(5) &= R1 + R3 \leq R2 + R4 & X(6) &= R1 + R2 \leq R3 + R4 \end{aligned}$$

此外,还有一些其它的约束条件:

啮角限制条件:

$$X(7) = 26 - \alpha_{\max} \geq 0 \quad X(8) = \alpha_{\min} - 18 \geq 0$$

传动限制条件:

$$X(9) = 125 - \beta_{\max} \geq 0 \quad X(10) = \beta_{\min} - 100 \geq 0$$

优化设计的目标函数为:

1) 活动齿板在排料口处的水平位移应达到预定值,即:

$$X(9) = S = \text{预定值}, \quad \text{精度 } E = 0.001。$$

2) 活动齿板在排料口处运动轨迹的特性值最小,即:

$$\min m = h/s$$

3) 曲柄半径要最小,即: $\min R1$

综上所述,特细碎型颚式破碎机的机构优化设计归结为六个设计变量,十个约束条件,三个目标函数的优化问题,可采用复合型法来求解。

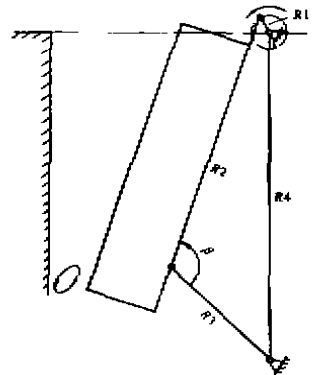


图 3

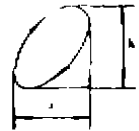


图 4

$R1$ 为主轴偏心距(或称为曲柄半径),在其它条件相同的情况下,增大偏心距 $R1$,会使动颚的水平行程增加,从而提高破碎机的生产率。但与此同时也会使所需的功率增加。因此,在保证必要的水平行程的条件下,减小偏心距可降低所需的功率。

破碎机动颚齿板与固定齿板之间的夹角叫啮合角,通常称为啮角。啮角的大小直接影响生产率和破碎腔的高度。当破碎比一定时,减小啮角能提高生产率,但由于这将会增加破碎腔的深度,故使得机器的重量增加;反之,增大啮角能降低机重,但同时会降低机器的生产率。另外,啮角最大还不能超出由两齿板咬住物料所确定的允许值。故通常将啮角限制在 $18^{\circ} \sim 26^{\circ}$ 之间。

颚式破碎机主体机构一曲柄摇杆机构中摇杆(即肘板)与连杆(即动颚)之间夹角称为传动角,以 β 表示。增大 β 会加大动颚排料口处的水平位移 S ,但过大的 β 角会使动颚与主轴的受力状况恶化,故一般将 β 角限制在 $100^{\circ} \sim 125^{\circ}$ 之间。

连杆长度($R2$)由机器进、排料口的宽度及破碎腔的深度来决定。在其它构件尺寸不变的前提下,较短的连杆长度可以使动颚下部的水平行程较大,并降低特性值 m 。但连杆长度太小,将使机器的结构设计困难,动颚受力恶化。

减小肘板长度($R3$),可以减少肘板金属材料的消耗、减轻机重。

以下给出机构优化设计的计算框图(见图 5)。

用这种方法设计出的 PETX 150 × 250 特细碎型颚式破碎机活动齿板排料口处的特性值 $m = 1.326$,为了便于加工,对某些尺寸参数进行了圆整,圆整后 $m = 1.328$ 。该机能将进料粒度不大于 125 mm (长度不大于 240 mm) 的物料一次破碎为平均粒度为 2.44 mm 的产品颗粒,破碎比高达 51.2,真正实现了“特细碎”。为了满足实际使用的需要,根据生产单位的要求,我们又设计并制造出 PETX 150 × 1 000 特细碎型颚式破碎机,该机活动齿板排料口处的特性值为 $m = 1.4369$,能将进料粒度不大于 125 mm(长度不大于 850 mm) 的物料一次破碎为平均粒度为 5.49 mm 的产品颗粒。这两种机型都填补了国内空白。已在国内一些建材行业推广应用。经它们破碎物料后所得产品颗粒的粒度曲线可见图 6 及图 7。

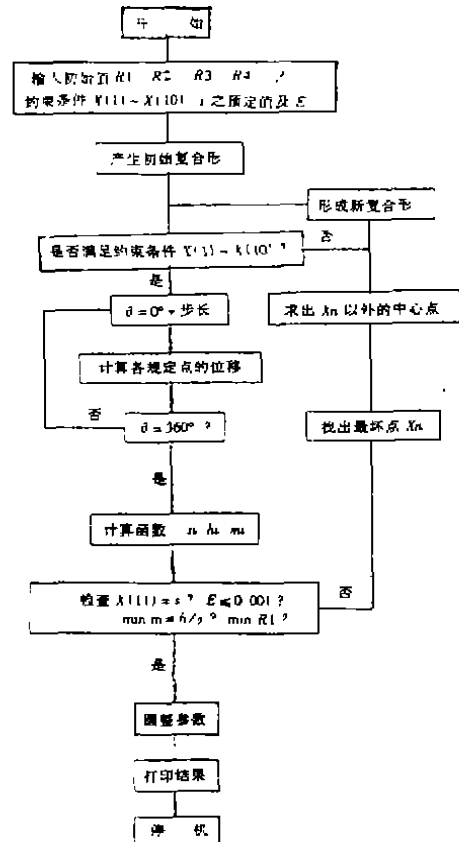


图 5

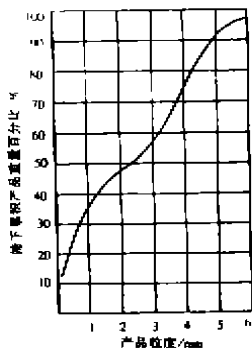


图6 PETX150×250特细碎型颚式破碎机
 $b=3\text{ mm}$ (闭边)时的粒度曲线

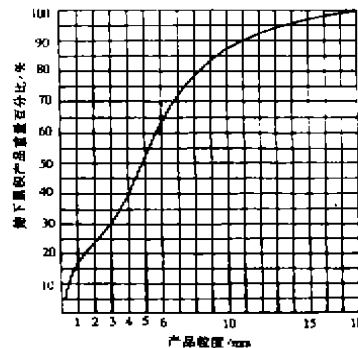


图7 PETX150×1000特细碎型颚式破碎机
 $b=6\text{ mm}$ (闭边)时的粒度曲线

参 考 文 献

- 1 朗宝贤,朗世平. 颚式破碎机设计与检修. 北京:机械工业出版社,1990
- 2 任德树. 粉碎筛分原理与设备. 北京:冶金工业出版社,1984
- 3 黎民,朗世平. 颚式破碎的机构设计. 矿山机械,1987
- 4 孔庆安,张效勇. 零悬挂细碎颚式破碎机. 中国建材装备,1990
- 5 疗贻勇. 提高小型复摆颚式破碎机性能的试验研究. 矿山机械,1987

Optimization Design of Extra Fine - Complex Sway Jaw Crusher

Chen Hongyi

(Department of Construction Machinery Installation Engineering, 400045)

Abstract This paper discusses the necessity and significance of developing the extra fine - complex sway jaw crusher. It should be pointed out that you will have a success if you adopt the methods of the optimization design. Also it recommends the methods, steps and flow chart of the optimization design of the extra fine - complex sway jaw crusher. And it discusses the grading charts of the particulate products crushed by these two kinds of the extra fine - complex sway jaw crushers developed.

Key Words extra fine crushing, complex sway, jaw crusher.

(编辑:袁江)