

# 景德镇陶瓷学院科技艺术学院

## 毕业设计（论文）

中文题目：颚式破碎机设计

英文题目：MACHINE DESIGN OF JAW CRUSHER

专    业：           机械制造设计及其自动化          

姓    名：           张学勇          

学    号：           201030454115          

指导老师：           冯老师          

完成时间：           2014 年 5 月 06 日

## 摘 要

破碎机是选煤工业中不可缺少的设备，也是原料、材料、燃料、电力和钢铁等部门所必须的设备。随着工业的发展对破碎机的要求也越来越高。

在工业应用中常用的破碎机类型有：颞式破碎机、圆锥破碎机、辊式破碎机、冲击式破碎机，磨碎机等。鄂式破碎机有很多的优点，例如：具有结构简单、工作可靠、制造容易、维修方便等其他破碎机无法替代的优点，至今仍广泛应用于工业各部门，而且我国生产的破碎机还远销其它国家。本文所设计的鄂式破碎机是在原鄂式破碎机的基础上，保留了原鄂式破碎机的优点，并对其优化方面进行阐述。

通过实习, 查阅大量的资料和反复的推敲。通过建立一个较为完善的数学模型，并利用计算机优化出鄂式破碎机的主要参数，使其结构更合理，能量利用率更高，性价比更好。同时对新型鄂式破碎机进一步阐述，提高了破碎机的过载保护性能，降低了物料的过粉碎，从而提高了破碎机的使用寿命及生产率。

本次设计对鄂式破碎机的箱体销轴等部分做了详细设计，使破碎机装卸方便、维护简单、维修容易，以便能利用破碎机更好的工作，发挥鄂式破碎机的特点。

关键词：破碎机 鄂式破碎机 阐述 优化 设计

## ABSTRACT

The crusher is a very important and indispensable equipment in mineral separation industry. So it is in department of raw material, materials, fuels, electricity, iron and steel. With the department of the industry, the require of the crasher is more and more higher.

There are several kinds of crashers being used in industry . such as jaw crusher revolvment crusher, roller crusher , punch crusher, prind crusher . Jaw crusher has many advantages, which other crushers can not instead of . Such as simple structure, safety work , make easy, maintain easy and so on. The Jaw crusher is widly used in industries. And those are made by our country are used by other countries, this design of the Jaw crusher is besed on the adventages of the older Jaw crusher , and studied in improved aspects.

After practice, reading amount of material and the rific analysis , we set up a more perfective model of parameter . And use of the computer improve the main parameter of the crusher , make the stracture of the crusher become better , and the utilities of energy is much higher . And the matter of cost is much better. At the same time , we have studied new Jaw crasher, and it raises the crusher' s protective, reduces the over crushed mesh of the material, . and it raises it' s productive and the life of the crusher.

There are some improvements in frame. it makes crusher easy to be assembled and disassemble , uphold , maintain easy, so that ulitize the crusher work much better , and play the important role in the Jaw crusher.

**Keywords:** crusher Jaw crusher study improve design

## 目录

### 一、绪论

1.1 论文主要研究的内容·····	6
--------------------	---

### 二、颚式破碎机的基本内容.

2.1 颚式破碎机结构的选择·····	7
2.2 复颚式破碎机的工作原理及使用和维护·····	10
2.3 复颚式破碎机动颚的运动分析·····	11

### 三、复摆颚式破碎机总体设

3.1 破碎机的参数·····	15
3.2 破碎机型号的确定·····	15
3.3 动颚·····	16
3.4 调整装置·····	18

### 四、复摆颚式破碎机主要参数设计计算

4.1 齿角·····	18
4.2 破碎腔设计·····	18
4.3 偏心距·····	18
4.4 动颚长度 $M$ ·····	19
4.5 动颚行程·····	19
4.6 传动角·····	19
4.7 推力板·····	19

### 五、主要零件设计计算

5.1 破碎力计算·····	20
5.2 轴和键的校核·····	24.
5.3 轴承的校核·····	28

5.3.1 计算当量载荷·····	28
5.3.2 轴承的寿命·····	29
5.5 皮带传动设计·····	29
5.5.1 三种传动装置·····	29
5.5.2 这三种传动装置的对比·····	30
5.5.3 设计计算功率·····	30
5.5.4 选择带型·····	30
5.5.5 确定带轮的直径验算带速·····	30
5.5.6 确定带轮的结构和尺寸·····	32
5.6 飞轮·····	34
六、总结·····	36
致辞·····	37
参考文献·····	38
附录·····	39

## 第一章、绪论

### 1.1 论文研究的主要内容

课题的主要内容有：阅读相关文献、整理资料，学习相关理论知识，完成总体结构设计，完成主要零部件的设计计算，绘制装配图和部分部件图。

## 第二章、复摆颚式破碎机

## 2.1、颚式破碎机结构的选择

颚式破碎机分为简摆颚式破碎机和复摆颚式破碎机

### 2.1.1 两种颚式破碎机的对比。

1) 复摆颚式破碎机的动颚做一种复杂的平面运动，复摆颚式破碎机的加不够很简单，而且操作比较简便，生产效率更高。一般用于中小型破碎机

2) 简摆颚式破碎机是一个增力六杆机构。当前后推力板的夹角趋于 $180^{\circ}$ 时，可以产生很大的破碎力。所以在大型破碎机中采用这中结构。

根据以上所述，所以本次设计选用复摆颚式破碎机

## 2.2、复摆颚式破碎机的工作原理及使用

电动机通过皮带带动皮带轮，通过偏心轴使动颚做复杂的平面运动，当动颚向上运动时，衬板与动颚之间的夹角将会变大，从而推动动颚板向定颚板接近，同时，物料被破碎，达到破碎的目的。当动颚想下运动时，衬板与动颚夹角变小，动颚板在拉杆，弹簧的作用下，离开定颚板，此时已被破碎物料从破碎腔下口排出。实现批量生产。颚式破碎机的工作部分是两块颚板，一是固定颚板（定颚），固定在机体前壁上，另一是活动颚板（动颚），与固定颚板行成上大小的破碎腔。活动颚板对着固定颚板做周期性往复运动，时而分开，时而靠近。分开时、物料进入破碎腔，背面破碎好的物料从下部泻出，靠近时、使装在两块颚板之间的物料得到挤压、弯折和劈裂的作用而碎。

带轮与偏心轴固定连成一整体，它是运动和动力输入构件，即原动件，其余构件都是从动件，当带轮和偏心轴绕轴线转动时，驱使输出构件动颚做平面复杂运动，从而将矿物压碎，如图 1-6

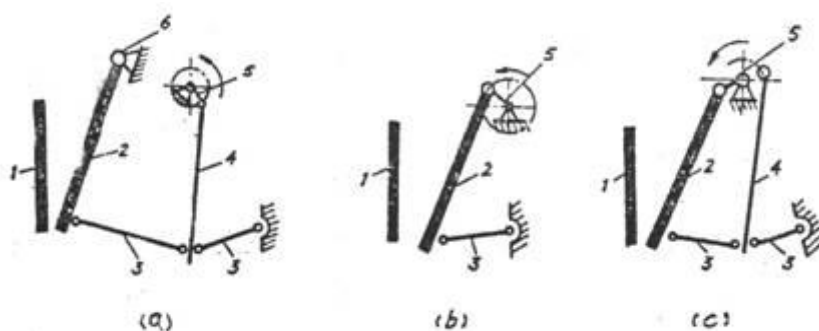


图 1—6 颚式破碎机的主要类型

1—定颚；2—动颚；3—推力板；4—连杆；5—偏心轴；6—悬挂轴

## 2.3 复摆颚式破碎机动颚的运动分析

图表示动颚板上 A、B、C、D 四点的运动轨迹，图中 O1 点为偏心轴的转动中心，O2 点为推力板的摆动中心，O1A 为偏心距，O2B 为推力板长度，AB 为动颚长度。

在偏心轴转动一周的时间内从 1 点回到 1 点，可分为四个不同的阶段：在第一阶段即在 I 象限内，动颚下部向左靠近定颚上部则向右离开定颚，此时破碎室上部的物料向下运动而下部的物料被破碎。第二阶段，即在 II 象限内，整个动颚都向定颚靠近，破碎室中的物料均被破碎，这一行程是纯工作行程。第三阶段，即在 III 象限内（情况恰好与第一阶段相反，破碎室上部在破碎物料，下部的物料从出料口泻出。第四阶段，即在 IV 象限内，整个动颚离开定颚，物料继续卸下，这一行程是纯空回行程。在整个工作循环中，动颚上部的水平位移为下部的 1.5 倍，垂直位移比下部小些。就总的颚板而言，垂直位移约为水平位移

### 第三章、复摆颚式破碎机总体设计

#### 3.1、 颚式破碎机的参数

颚式破碎机（以下简称破碎机）的主参数即决定机器技术性能及与其密切相关的主要技术参数。破碎机的主参数包括转速、生产能力、破碎力、功耗等。其中生产能力、破碎力、功耗除与破碎物料的物理、力学性能以及机器的结构和尺寸有关外，还与实地生产时的外部条件（如装料块度及装料方式等）有关，要作出精确的理论计算是比较困难的。因此，从设计的角度，下面的计算公式将是破碎机最优设计时建立目标函数和设计约束的重要依据。本次对颚式破碎机的具体设计如下：

已知条件:破碎能力为  $5 \sim 20 \text{ T/H}$  ,最大入料尺寸为  $130\text{mm}$ ,出料粒度为  $50 \sim 60\text{mm}$ . 偏心轴转速为  $340\text{r/min}$  ,功率  $P$  为  $5.5\text{kW}$ 。

#### 3.2、破碎机型号的确

根据任务书中给定的入料粒度为  $130\text{mm}$ , 所以破碎机的给料口宽度为

$$B = (1.1 \sim 1.25) D_{\max} = (1.1 \sim 1.25) \times 130\text{mm} \\ = 143\text{mm} \sim 162.5\text{mm}$$

所以取  $B=150\text{mm}$

对于中小型破碎机的矿口长度  $L$

$$L = (1.5 \sim 1.6) B = (1.5 \sim 1.6) \times 150\text{mm} \\ = 225\text{mm} \sim 240\text{mm}$$

为了提高生产率， $L$  的值可以取大一些，所以取  $L$  为  $250\text{mm}$

排料口的最小宽度  $b$ ，对于复摆颚式破碎机而言

$$b = (1/5 \sim 1/10) B = (1/5 \sim 1/10) \times 150\text{mm} \\ = 30\text{mm} \sim 15\text{mm}$$

所以取  $b$  的最小宽度为  $30\text{mm}$

通常破碎机以给料口尺寸确定型号，因此此次设计型号为  $\text{PE150} \times 250$

根据任务书给出的生产能力  $1000 \sim 4000\text{kg/h}$ , 偏心轴转速为  $340\text{r/min}$ , 功率为  $5.5\text{kW}$ , 所以选择电动机为  $\text{Y132M2}$ .



### 3.3、动颚

动颚体轮廓尺寸厚度可参考附录表给出的尺寸数据

破碎机规格 /mm×mm		150× 250	150× 500	250× 400	250× 750	250× 1200	500× 750	600× 900
动颚头部 壁厚 $\delta_1$ /mm		22.5	40	50	50	45	50	75
动颚体 壁厚/mm	$\delta_2$	25	35	40	30	40	35	50
	$\delta_3$	150	150	80	190	210	190	330
	$\delta_4$	190	210	180	260	350	260	500
动颚重 /kg		140	320	320	750	1250	750	2000

此次破碎机设计的规格为 150x250. 故可以从表中直接选出。

### 3.4、调整装置

调整装置是用来调整破碎机排料口尺寸大小,由于工作时衬板的不断磨损,排料口尺寸也会渐渐地变大。导致排泄的物料也会偏大。为了保证生产工艺对物料粒度大小的要求,可以采用一种调整装置定期地调整破碎机排料口尺寸的大小,当生产工艺所要求得到不同粒度的物料时时,也可以利用调整装置对破碎机的排料口大小进行改变。

鉴于此次设计的要求,选用楔铁调整装置。

## 第四章、复摆颚式破碎机主要参数设计计算

### 4.1、齿角

在一般的颚式破碎机中，定颚是垂直放置的，动颚与垂直面成一定的倾斜角，动颚与定颚之间的夹角称为而是破碎机的齿角。齿角的存在，使颚板作用在物料上的破碎力有将物料向上推出的趋势，而阻止其推出的是物料与颚板之间的摩擦力，所以为了使物料不被推出破碎室而达到破碎的目的。必须研究作用在物料上各个力之间的关系，图 3-1 表示作用在物料上的各个力， $P_1$ 、 $P_2$  为颚板作用在物料上的破碎力，其方向分别垂直于动颚和定颚， $f$  为物料与颚板间的摩擦因数， $\alpha$  为齿角，由于物料受垂直的重力与破碎力相比数值太小，故可忽略不计。

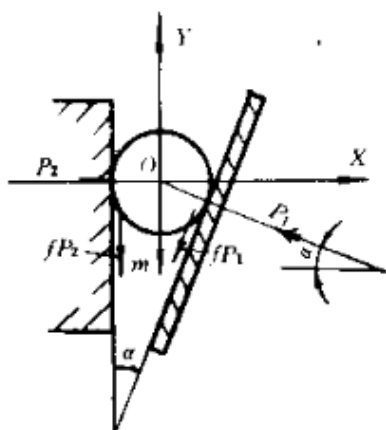


图 3-1 颚式破碎机的啮角

要是物料不被推出破碎室应满足  $fP_2 + fP_1 \cos \alpha \geq P_1 \sin \alpha$  .

根据平衡条件，水平方向的合力应等于零。

$$\text{即 } P_2 - P_1 \cos \alpha - fP_2 \sin \alpha = 0$$

合并上两式，可得

$$\tan \alpha \leq 2f / 1 - f \text{ 的平方}$$

令  $f = \tan b$  ,  $b$  为摩擦因数，带入上式得

$$\tan \alpha \leq 2 \tan b / 1 - \tan^2 b \text{ 的平方}$$

化简得  $\tan \alpha \leq \tan 2b$  或  $\alpha \leq 2b$

即颚式破碎机的齿角应小于物料与颚板之间摩擦角的两倍。一般物料与颚板之间的摩擦因数  $f = 0.2 \sim 0.3$  . 所以最大齿角为  $\alpha = 22^\circ \sim 33^\circ$  , 实际上颚式破碎机的齿角通常为  $18^\circ$  到  $20^\circ$  。本次设计选择齿角  $\alpha = 22^\circ$  。

## 4.2、破碎腔的设计

根据前述计算可知，进料口尺寸的范围是  $143\text{mm} \sim 162.5\text{mm}$ ，平均值是  $B = (B_{\max} + B_{\min})/2 = 153$ ，排料口尺寸  $b$  的范围是  $30 \sim 15\text{mm}$ ，平均值  $b = (30+15)/2 = 23\text{mm}$ 。破碎腔深度与物料的形状，齿角，偏心轴长度及偏心轴转速有关。计算时  $B$  和  $b$  的值采用平均值，破碎腔深度  $H = B - b / \tan \alpha = 295\text{mm}$ 。

则破碎腔深度  $H = 295\text{mm}$ 。

## 4.3、偏心距

偏心距的设计和计算在本次设计中非常重要，在不同的条件相同的情况下，改变偏心距大小，将会对动颚的行程产生很大的影响。如下表所示

偏心距 $e/\text{mm}$	肘板摆动角 $\Phi/(^{\circ})$	给料口行程/ $\text{mm}$			排料口行程/ $\text{mm}$		
		$S_1^{\sim}$	$S_2^{\sim}$	$S_1^{\sim}/S_2^{\sim}$	$S_1$	$S_2$	$S_1/S_2$
6	$3^{\circ}36^{\sim}$	9	16.5	1.8	7	19.5	2.79
8	$4^{\circ}23^{\sim}$	11.5	22	1.9	9.2	26.0	2.74
10	$5^{\circ}52^{\sim}$	14.5	28	1.93	12.3	33.5	2.71

表 4-3、偏心距与动颚行程

所以在保证水平行程的条件下，减小偏心距可减小功率消耗。因此在保证动颚传动特性的条件下，应尽量减少偏心距的值。复摆颚式破碎机偏心距与行程的关系  $S = (0.7 \sim 0.8)r$ 。

PE150x250 型号的复摆颚式破碎机偏心距  $r$  的取值范围为  $6\text{mm} \sim 8\text{mm}$ ，此次设计取  $r = 7\text{mm}$ 。

## 4.4、动颚长度 M

根据偏心距  $r$  与连杆长度  $L$  的比值关系  $x = r/L = 1/65 \sim 1/85$

由 4.3 确定的  $r = 7\text{mm}$  得  $L = 520\text{mm} \sim 680\text{mm}$ 。

取  $L = 650\text{mm}$  动颚长度  $M$  与连杆长度  $L$  的关系为  $L = (0.85 \sim 0.9)M$

取  $L = 0.875M$  所以  $M = 650/0.875 = 742\text{mm}$ 。

#### 4.5、动颚行程

动颚在排料口处的水平行程为

$S \leq (0.3 \sim 0.4)d$  式中  $b$  表示排料口的最小尺寸。

因为  $b=15\text{mm}$  所以  $S \leq 4.5\text{mm} \sim 6\text{mm}$  .

因此此次设计动颚的行程  $S$  取  $6\text{mm}$ .

#### 4.6、传动角

传动角一般为  $r=45^\circ \sim 55^\circ$

此次设计取  $r=50^\circ$  。

#### 4.7、推力板

推力板的长度与力的传递有直接的关系，为提高破碎力，希望衬板长一些，但是推力板过长，将加大整机的尺寸，通常可按经验选取

$C = (30 \sim 50)r$  式中  $C$  表示推力板长度， $r$  表示偏心轴的偏心距，由前面可知  $r=7\text{mm}$  得  $C=240\text{mm} \sim 400\text{mm}$ .

综合考虑取  $C=380\text{mm}$ .

## 第五章、主要零件设计计算

### 5.1、破碎力的计算

破碎力是设计颚式破碎机的主要原参数之一，破碎力计算正确与错误，将直接影响破碎机各个零部件的强度和刚度，关系到破碎机工作可靠性和使用寿命。所以，准确的计算出颚式破碎机的破碎力是非常重要的问题。

作用在动颚上的最大破碎力可以根据下式计算

$P_{\max} = Qlh$  式中  $q$  表示衬板单位面积上的平均压力，取  $q=27$  公斤/厘米， $H$  表示破碎腔有效高度， $L$  表示破碎腔的有效宽度。其中  $L=25\text{cm}$ 。 $H=29.5\text{cm}$ ， $q=27\text{kg/cm}^2$

所以  $P_{\max}=200\text{KN}$ ，

破碎机的计算破碎力为  $P=1.5P_{\max}$ 。

即  $P=1.5 \times 200=300\text{KN}$ 。

### 5.2 、轴和键的校核

$$M = 30 \frac{0.95}{1045} 9550 = 260 \text{ N}\cdot\text{m}$$

单位长度上的均布载荷为：

$$M = \frac{260.5}{0.06 \times 0.705} = 6.26 \text{ N/mm}$$

水平方向的单位载荷为：

$$T_H = 6.2 \times \cos 60^\circ = 3.1 \text{ N/mm}$$

垂直方向的单位载荷：

$$T_V = 6.2 \times \sin 60^\circ = 5.4 \text{ N/mm}$$

由于张紧力的作用，使轴所受的力  $Q$  为：

$$Q = 3573 \text{ N}$$

其方向与水平方向成  $17^\circ$  角偏下

$$Q_H = 3573 \times \cos 17^\circ = 3417 \text{ N}$$

$$Q_V = 3573 \times \sin 17^\circ = 1045 \text{ N}$$

重力的作用

$$\begin{aligned}
 M &= M_{\text{销}} + M_{\text{锤}} + M_{\text{隔板}} + M_{\text{轴}} \\
 &= 5.5107 \times 4 + 24.135 \times 16 + 65.2 \times 5 + 679 \\
 &= 1413.2
 \end{aligned}$$

$$G = 1431.2 \times 10 = 14312 \text{ N}$$

轴上的受力如图 5—3 (b) 所示:

(1) 轴承的支反力

利用力矩的平衡

在水平面 H 上

$$\begin{aligned}
 R_{AH} &= [3417 \times 828 + 3.1 \times 435 \times (217.5 + 136)] / 701 \\
 &= 4716.1 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$R_{AH} + R_{BH} = Q_H + q L$$

$$\begin{aligned}
 R_{BH} &= 3417 + 3.1 \times 435 - 4716.1 \\
 &= 49.4 \text{ N}
 \end{aligned}$$

在垂直平面上

$$Q_V \times 828 + G \times 347.5 = R_{AV} \times 701 + q L \times 347.5$$

$$\begin{aligned}
 R_{AV} &= (1045 \times 828 + 14312 \times 347.5 - 5.4 \times 347.5 \times 435) / 701 \\
 &= 7164.6 \text{ N}
 \end{aligned}$$

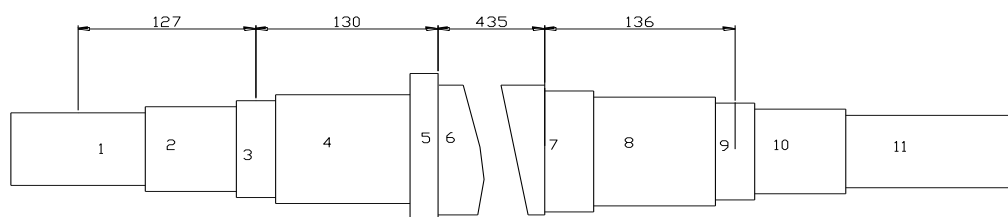
$$R_{AV} + q L = Q_V + G + R_{BV}$$

$$\begin{aligned}
 R_{BV} &= 7164.6 + 5.4 \times 435 - 14312 - 1045 \\
 &= -5843 \text{ N}
 \end{aligned}$$

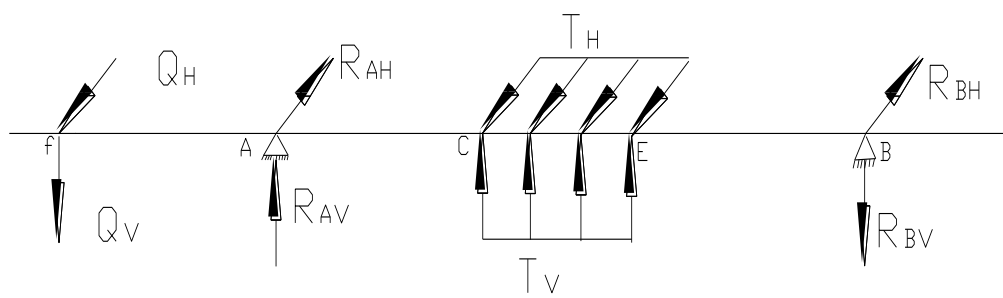
(2) 画出水平面弯矩  $M_{xy}$  图 5—3 (e), 垂直面弯矩  $M_{xz}$  图 5—3 (h), 轴的合成扭矩图 5—3 (j) 和轴的转矩图 5—3 (k)。

(3) 按弯扭强度校核轴的强度

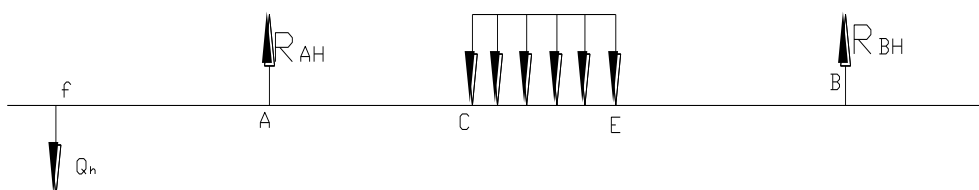
轴的材料为 45 号钢, 正火查表 4—1 得,  $\sigma_B = 580 \text{ N/mm}^2$ , 则  $[\sigma] = 0.09 - 0.1 \sigma_B$ , 即  $58 \text{ N/mm}^2$  轴的计算应力为:



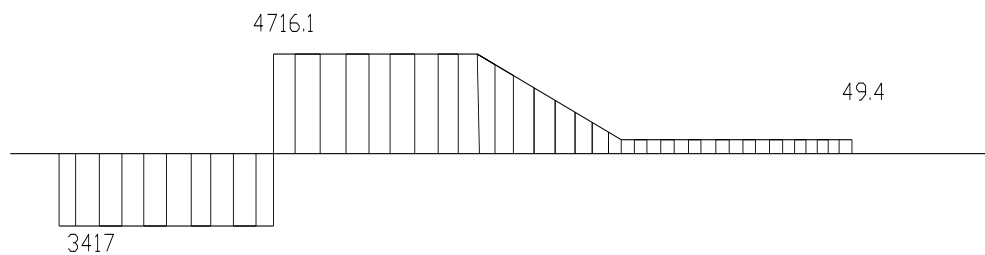
a、轴的结构图



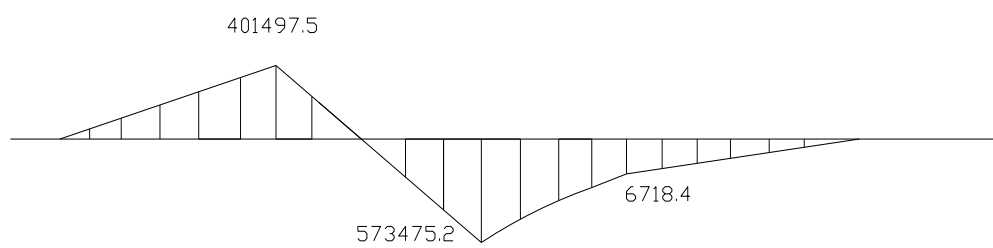
b、轴的受力图



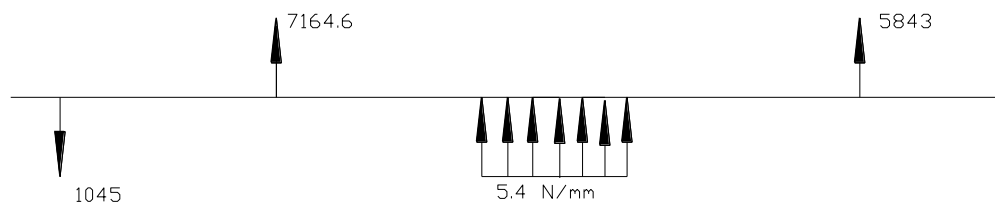
c、轴的水平受力图



d、轴的水平剪力图

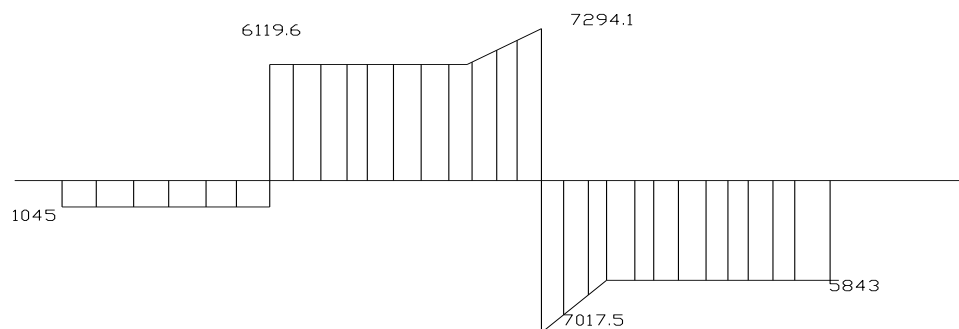


e、弯矩图

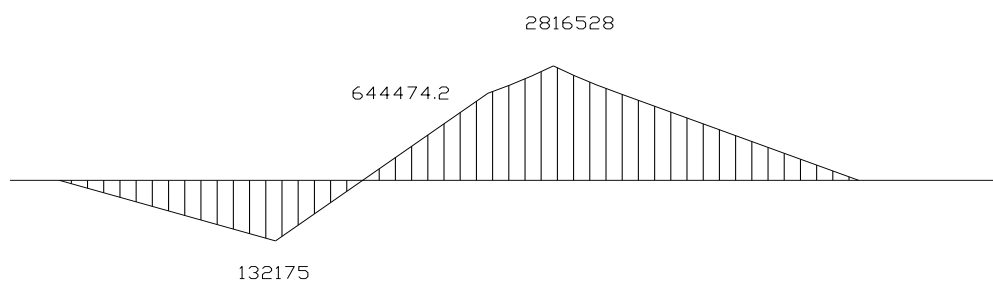


f、轴的垂直面受力图

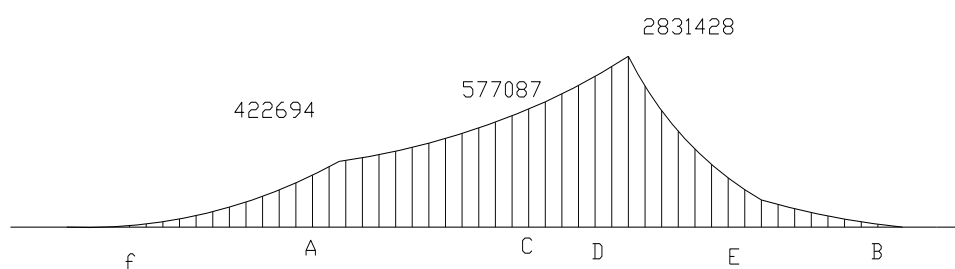




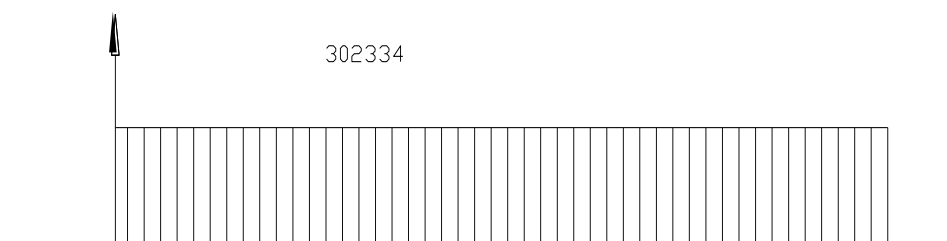
g、轴的垂直面剪力图



h、轴的弯矩图



I、轴的合成弯矩图



J、合成扭矩图

图 5 — 3 轴的受力分析

由图可以看出，D 点的弯矩和扭矩最大，为危险面，轴的抗弯剖面系数为：

$$\omega_b = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} = \frac{3.14 \times 105^3}{32} - \frac{22 \times 10 \times 80^2}{2 \times 105} = 106887$$



$$M_e = \sqrt{2831428^2 + (0.6 \times 302334)^2} = 2837233$$

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_b} = \frac{2837233}{106887} = 26.54 \leq [\sigma_b]$$

安全。

对键进行强度校核

$$\sigma_p = \frac{2T}{dhl} \leq [\sigma_p] \quad N/mm^2$$

$$l: \text{键的工作长度} \quad \text{C型键} \quad l = L - \frac{b}{2} = 101 - 9 = 92\text{mm}$$

$$t_1: \text{键与轮隔板的接触高度, mm} \quad t_1 = 5.4$$

$$[\sigma_p]: \text{许用挤压应力, } N/mm^2$$

键的材料采用抗拉强度极限  $\sigma_B \geq 600 N/mm^2$  的槽,  $\sigma_p = 45 N/mm^2$ 。

$$\sigma_p = \frac{2T}{dhl} = \frac{2 \times 428.5}{60 \times 11 \times 92} = 0.014 N/mm^2 \leq [\sigma_p]$$

键的强度满足设计要求。

### 5.3 轴承的校核

破碎机中采用的轴承是调心滚子轴承, 轴承的使用寿命要求为 25000h, 脂润滑轴承型号为 22216, 22218 的主要性能参数为:

$$c_{or} = 180 \text{ KN}, \quad c_r = 115 \text{ KN}$$

$$c_{or} = 272 \text{ KN}, \quad c_r = 168 \text{ KN}, \quad e = 0.25$$

#### 5.3.1 计算当量载荷

合成支反力为:

$$R_A = \sqrt{4716.1^2 + 7164.6^2} = 8577.47 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{49.4^2 + 5843^2} = 5843.2\text{N}$$

$$\text{取 } x=1 \quad Y=0.5 \quad ctga=2.7$$

$$p_{r1} = xR + YA = 8577.47$$

$$p_{r2} = 5843.2$$

### 5.3.2 轴承的寿命

由于  $p_{r1} \geq p_{r2}$ ，故应按照  $p_{r1}$  计算，查表可得

$$f_p = 1.5 \quad f_t = 1$$

按式 5-3 得：

$$L_H = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{f_t \times C_r}{f_p \times P_r} \right)^{\epsilon} = \frac{10^6}{60 \times 1045} \left( \frac{1 \times 112000}{1.5 \times 8577} \right)^{\frac{3}{10}} = 30525 \geq 25000 \text{ h}$$

轴承的寿命符合要求

## 5.5、传动装置的选择

### 5.5.1 传动机构的选择

本次设计选用皮带轮传动

由电动机功率  $P=5.5\text{KW}$  偏心轴转速  $340\text{r/min}$ ，每天工作大于 8 小时。设计步骤如下

### 5.5.2 设计计算功率

计算功率  $P_{ca}$  是根据传递的功率  $P$  和带的工作条件来确定的。工作情况系数  $K_a=1.4$ 。故  $P_{ca}=K_a \times P=1.4 \times 5.5=7.7\text{KW}$

### 5.5.3 选择带型

根据已知条件选取普通 V 带的带型为 B 型。

### 5.5.4 确定带轮的直径验算带速

(1) 初选小带轮的基准直径  $d=180\text{mm}$

大带轮的基准直径

$$D=n/N \times d (1-0.02)=500$$

式中  $n$  表示小带轮转速为  $960\text{r/min}$

$N$  表示大带轮的转速为  $340\text{r/min}$

$d$  表示小带轮的基准直径  $180\text{mm}$

确定带的中心距  $a$ 。和基准长度  $L_d$

$$a_0 = 1.5 \times (D+d) = 1.5 \times 680 = 1020 \text{mm}$$

$$L_{d0} = 2a_0 + \pi/2 (D+d) + (D-d)^2/4a_0 = 3093 \text{mm}$$

有表 3-3、初选带的基准长度为  $L_d = 3150 \text{mm}$

基准长度 $L_d$ (mm)	长度系数 $K$ (mm)		
	B	C	D
2800	1.05	0.95	0.83
3150	1.07	0.97	0.86
3550	1.09	0.99	0.89

表 3-3 V 带的基准长度及长度系数

$$\text{所以实际中心距 } a = a_0 + (L_d - L_{d0})/2 = 1048.5 \text{mm}$$

(2) 验算小带轮上的包角  $\Phi$

$$\Phi = 180^\circ - (D-d)57.3/1048.5$$

$$= 180^\circ - 320 \times 57.3/1048.5$$

$$= 160^\circ > 120^\circ$$

(3) 验算带速

$$V = \pi d n / 60 \times 1000 = 9.04 \text{m/s}$$

在  $5 \text{m/s} \sim 25 \text{m/s}$  的范围内。所以合适。

① 带的根数

计算单根 V 带的额定功率  $P_r$

由  $d = 180 \text{mm}$  ,  $n = 960 \text{r/min}$  查表 3-6 得

型号	小带轮直径 $D_1$ (mm)	V 带转速 $n_1$ (r/min)			
		700	800	950	1200
<b>B</b>	<b>125</b>	<b>1.30</b>	<b>1.44</b>	<b>1.64</b>	<b>1.93</b>
	<b>140</b>	<b>1.64</b>	<b>1.82</b>	<b>2.08</b>	<b>2.47</b>
	<b>160</b>	<b>2.09</b>	<b>2.32</b>	<b>2.66</b>	<b>3.17</b>
	<b>180</b>	<b>2.53</b>	<b>2.81</b>	<b>3.22</b>	<b>3.85</b>

B 型带的  $p_0 = 3.2 \text{kW}$

带型	$K_w$	传动比 <i>i</i>	$K_i$
A	$1.03 \times 10^{-3}$	1.00 ~ 1.04	1.00
B	$2.65 \times 10^{-3}$	1.05 ~ 1.19	1.03
C	$7.50 \times 10^{-3}$	1.20 ~ 1.49	1.08
D	$26.6 \times 10^{-3}$	1.50 ~ 2.95	1.12
E	$49.8 \times 10^{-3}$	$\geq 2.95$	1.14

表 3-6-1 弯曲影响系数及传动比系数

但考虑到传动比等因素的影响，单根 V 带传递功率的增加量

$$\Delta P_0 = K_w n_1 \left(1 - \frac{1}{K_i}\right)$$

传动比  $i = N/n = 960/340 = 2.82$ ，查表 3-6-1 得  $\Delta P_0 = 0.30 \text{ kW}$

表 3-6-2 小带轮包角系数  $K_a$ 

小带轮包角 a	180	175	170	165	160	155	150
$K_a$	1.00	0.99	0.98	0.96	0.95	0.93	0.92

于是  $P_r = (P_0 + \Delta P_0) \cdot K_a \cdot K_L = (3.2 + 0.30) \times 0.95 \times 1.07 = 3.56 \text{ kW}$

②求 V 带的根数  $z$

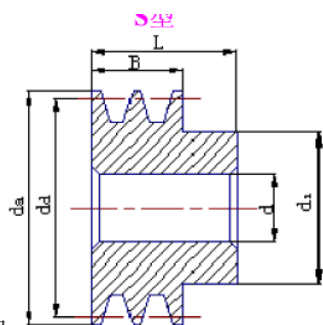
$$Z = P_{ca} / P_r = 7.7 / 3.56 = 2.16$$

去两根不够，所以取三根。

### 5.5.5 确定带轮的结构和尺寸

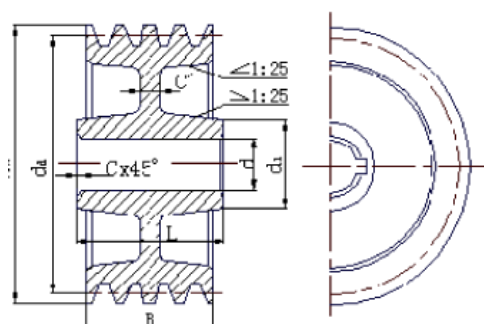
(1) 此次设计的带轮的材料选用 HT200

(2) 带轮的结构形式

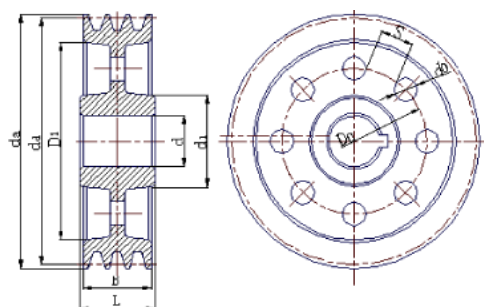


如图

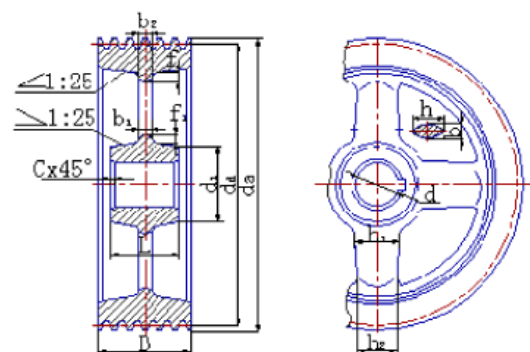
当  $d_d \leq 300\text{mm}$  时，可采用腹板式



当  $d_d \leq 300\text{mm}$ ，同时  $D_1 - d_1 \geq 100\text{mm}$  时，可采用孔板式



当  $d_d > 300\text{mm}$  时，可采用轮辐式



本次设计因为大带轮的基准直径为  $500\text{mm} > 300\text{mm}$ 。所以采用轮辐式。

### (3) 带轮的结构设计

根据下式 
$$h_1 = 290 \sqrt[3]{\frac{p}{nz_a}}$$
 式中  $p$  表示传递的功率  $\text{kw}$ 。 $N$  表示带轮的转速  $\text{r/min}$ ,  $Z_a$  表示轮辐数  $p=5.5\text{kw}$ ,  $n=340\text{r/min}$ ,  $Z_a=4$ .

所以得轮毂厚度  $h_1=46\text{mm}$ , 轮辐宽度  $h_2=0.8 h_1=36.8\text{mm}$ , 轮辐长度  $f_1=0.2h_1=9.2\text{mm}$ 。轮毂尺寸  $b_1=0.4h_1=18.4\text{mm}$ ,  $b_2=0.8b_1=15\text{mm}$ ,  $d_1=(1.8\sim 2)d=144\sim 160\text{mm}$ . 取  $d_1=150\text{mm}$ .

## 5.6、飞轮。

计算飞轮的转动惯量如下：

轴的转动惯量

$$\begin{aligned} I_{\text{轴}} &= 0.5 \times MR^2 \\ &= 0.5 (3.14 \times 1.2 \times 7.8 \times 10^3) \times \left(\frac{0.105}{2}\right)^4 \\ &= 0.112 \text{ kg/m}^2 \end{aligned}$$

销轴的转动惯量

$$\begin{aligned} I_{\text{销}} &= MR^2 \times 4 \\ &= \pi^2 \times L \times \rho \times R^2 \times 4 \\ &= 3.14 \times 0.025^2 \times 0.5 \times 7.8 \times 10^3 \times 0.30462^2 \times 4 \\ &= 2.83 \text{ kg/m}^2 \end{aligned}$$

隔板的转动惯量

$$I = 0.5 m(R^2 + r^2)$$

$$\text{其中 } R=0.36 \quad r = \frac{0.105}{2} = 0.0525$$

$$\begin{aligned} m &= \pi(R^2 - r^2)d\rho \\ &= 3.14 \times (0.36^2 - 0.0525^2) \times 0.025 \times 7.8 \times 10^3 \\ &= 77.7 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_{\text{隔}} &= 0.5 \times m \times 5 \times (R^2 - r^2) \\ &= 0.5 \times 77.7 \times 5 \times (0.36^2 - 0.0525^2) \end{aligned}$$

$$= 24.64 \text{ kg/m}^2$$

带轮的转动惯量

$$\begin{aligned} I_{\text{带}} &= 0.5 \times m(R^2 + r^2) + 0.5 \times m(R'^2 + r'^2) \\ &= 0.5 \times \pi B \rho (R^2 - r^2)(R^2 + r^2) + 0.5 \pi L \rho (R'^2 - r'^2) \\ &= 0.5 \times 3.14 \times 0.2125 \times 7.8 \times 10^3 (0.1575^2 - 0.035^2)(0.1575^2 + 0.035^2) \\ &= 1.59 \text{ kg/m}^2 \end{aligned}$$

电动机输出轴端皮带轮惯量：

$$\begin{aligned} I_{\text{带}} &= 0.5 \times m(R^2 + r^2) \\ &= 0.84 \text{ kg/m}^2 \end{aligned}$$

所以飞轮的转动惯量为：

$$77.82 - 1.59 - 45.7 - 24.64 - 0.112 - 2.83 - 0.84 = 2.108 \text{ kg.m}^2$$

$$\begin{aligned} I &= 0.5 m R^2 \\ &= 0.5 \pi R^2 B \rho R^2 \quad (B \text{ 取 } 0.15) \\ &= 0.5 \times 3.14 \times 0.15 \times 7.8 \times 10^3 \times R^4 \\ &= 2.108 \text{ kg.m}^2 \end{aligned}$$

则  $R=0.28$  米。所以飞轮的厚为 0.12 米，长为 0.56 米。

## 六、总结

在设计颚式破碎机过程中。我学会了运用在课堂了所学知识解决处理一些简单问题的方法和技巧，懂得了如何去学习和交往，并通过自己的不断努力，在各方面都取得了一定的进步。

通过这次设计，我努力将自己在学校所学的理论知识用在设计方面，尽量做到理论知识与设计相结合，这让我磨练了自己，也锻炼了意志力，提高了自己的自信心。训练了自己的动手操作能力。提升了自己的设计技能，积累了社会工作的简单经验，为以后工作也打下了一点基础。设计期间我利用难得的机会，认真学习专业知识，利用空余时间认真学习一些课本以外的知识。掌握了一些基本的专业技能，为以后真正走上工作岗位大选基础。我还学到了很多课本上学不到的东西，并对机械行业有了更深的认识，我国的机械工业与国际相比还有一定的差距，特别是在工艺和管理等各方面。

在设计过程中，我通过跟随指导老师学习并且自己查阅资料，进车间实习向同学请教等方式，使自己学到了不少知识，也克服了不少困难，但这一切都是值得的。在此次毕业设计中，我学到了许多东西，比如人际交往，克服困难，从而是内心更加强大，而且大大提高了动手能力，使我充分体会到了在创造过程中探索的艰难和成功时的喜悦。我将会在以后的工作中运用所学的知识来回报社会，为机械行业做出一份自己的贡献。

## 致辞



如梭时光，转眼毕业在即。回想在大学求学的四年。心中充满无限感激和留恋之情。感谢母校为我们提供良好的学习环境，使我们在此能够专心的学习，陶冶情操。经历大半年时间的磨练，本科毕业论文终于完稿，回首这一个月来收集、整理、思索、停滞、修改直至最终完成的过程，我得到了许多的关怀和帮助现在要向他们表达我最真诚的谢意。

首先，我要深深感谢我的论文指导老师，在论文的选题，收集资料和写作阶段老师都倾入了极大的关怀和鼓励。在论文的写作过程中，每当我有疑问。老师总会放下繁忙的工作来指导我。感谢来时这些日子以来的陪伴和帮助。借此机会我向老师致以深深的谢意。

最后我要感谢参与我论文评审和答辩的老师，他们给了我一个审视几年来学习成果的机会，让我能够明确今后的发展方向。他们给我的帮助是一份无价的财富我将在今后的工作中加倍努力，以期能够取得更多的成果回报他们，回报社会。

**参考文献:**

- [1] 敬麟. 破碎与筛分机械设计选用手册. 北京：化学工业出版社，2001. 5
- [2] 大先. 机械设计手册. 北京：化学工业出版社，1999. 8
- [3] 廖汉元等. 鄂式破碎机. 北京：机械工业出版社，1998. 9
- [4] 王洪欣. 机械设计工程学. 徐州：中国矿业大学出版社，2004. 1, 229-7
- [5] 甘永立. 几何公差与检测. 上海：上海科学技术出版社，2005. 7
- [6] 王启广、叶平. 现代设计理论. 徐州：中国矿业大学出版社，2005. 8
- [7] 张艳. Visual Basic 程序设计教程. 徐州：中国矿业大学出版社，2003. 1
- [8] 吴相宪等. 实用设计手册. 徐州：中国矿业大学出版社，1993. 5
- [9] 朱昆泉、许林发主编. 建材机械工程手册. 武汉工业大学出版社，2000

## 附录

本标准适用于破碎机抗压强度在 250MPa 以下的各种物料的破碎机。

参 数			型 号						
			150 × 250	250 × 400	400 × 600	500× 750	600× 900	700× 1060	900× 1200
给 料 口 尺 寸 / mm	宽度 B	公称 尺 寸	150	250	400	500	600	750	900
		极限 偏差	±10	±10	±20	±25	±30	±35	±45
	长度 L	公称 尺 寸	250	400	600	750	900	1060	1200
		极限 偏差	±15	±20	±30	±35	±45	±55	±60
最 大 给 料 尺 寸 D/mm			130	210	340	425	500	630	750
开边排料口 宽度 b/mm		公称 尺 寸	30	40	60	75	100	110	130
		调整 范围 ≥	±15	±20	+ 30 - 20	±25	±25	±30	±35
外形尺寸/mm ≤		长  $L_o$	950	1450	1700	2270	3000	3130	3800
		宽  $B_o$	1100	1350	1800	2370	250	2640	3500
		高  $H_o$	1100	1500	1650	2145	2600	2950	3500
电 动 机 功 率 $P_0(KW) \leq$			7.5	18.5	45	55	75	90	110
质量（不包括电机） $m_0 / Kg \leq$			150	3000	7000	15000	21000	33000	55000
生产能力			3.0	7.5	18	40.5	60	110	180

## E-breakers

The rapid development of the mining industry in recent years is only

the beginning, mining equipment industry has been gradually driven. In the past, mining industry has not developed to a certain scale, concentrator, coal preparation plant and other industries generally used to broken equipment that small and medium-sized, and it is also slowly in recent years due to various sectors of production capacity to grow, such as production capacity has failed to keep pace with the needs of production, many manufacturers of large units and broken equipment, ore increasingly strong voice equipment. Gradually large jaw crusher (large E Breakers) has also emerged.

E-crushing machine called E-break, the series has broken than large, uniform product size, structure simple, reliable, easy maintenance, operating costs and economic characteristics. E-breaking machine (the jaw-breaking) widely used in mining, metallurgy, building materials, roads, railways, water conservancy and chemical industries, and many other departments, not broken compressive strength of more than 320 MPa of various materials.

In mine equipment, large jaw crusher, counter-crushing machine production capacity is obvious that such high energy consumption, high throughput of ore crusher are generally used in large-scale ore, coal preparation plant and other industries The broken, the current large  $900 \times 1200$  broke the jaw of the large-scale break in Henan not be able to produce a few. The E-breakers is one of my company's flagship product, particularly in the design and production of large-scale E-breakers regardless of the technical process in terms of, or in terms of production capacity, both at home and abroad has been the absolute leader. The aircraft mainly used for all kinds of ores and medium-size bulk materials broken, broken compressive strength of not more than 320 Mpa materials, crude break points and broke two fine. The complete series of product specifications, the size of their feeding for  $125 \text{ mm} \sim 750 \text{ mm}$ , is the preferred initial broken equipment.

E-breakers (E-breaking) widely used in mining, metallurgy, building materials, roads, railways, water conservancy and the industry, the scope of its application is very extensive,

E-breakers work, moving the jaw in the hoisting of the top direct eccentric axis, as a crank linkage of the link, from the eccentric shaft eccentric direct-drive, moving the bottom hinge of the jaw thrust plate attached to the rack of support after Wall. When the eccentric shaft rotation, moving the jaw on the movement of the points is hoisted from the point of the circle (equivalent to a radius of eccentricity), and gradually down into the Oval, the more downward Department, the oval-shaped side, until the bottom plate and thrust Connection point arc trajectory for the line. As a result of this mechanical activity in the jaw on the movement of the points is more complicated, the complex known as the swing-jaw crusher. Tilting the jaw-breakers and Jane tilting, compared to its advantages are: the quality of lighter, smaller components, the structure is more compact, broken cavity filled with good level, the blocks are homogeneous materials with broken jaw to move lower Introduced mandatory finished unloading, the higher productivity than with the specifications of the SR put Jaw Breakers 20-30 percent higher than the productivity; materials block in the lower part of a larger jaw moving up and down roller sports, the cube was easy Shape unloading, a decrease of as simple as tilting the sheet products in components, better product quality.

E-breakers of the main structure of a rack, the eccentric shaft, the pulley, flywheel and moving E, side-boards, panels elbow, elbow rear plate, screw-gap, reset spring, fixed-E and E-board activities such as group Cheng, also a board elbow insurance role. The Series E Breakers broken dynamic approach to music-compression, motor-driven belt and pulley, to move through the eccentric shaft from top to bottom E campaign, when moving up at the E-elbow angle between the E and dynamic change, thus promoting the move E-E

board to be close, at the same time materials were squeezing, rubbing, grind, such as multiple broken when moving downstream Hubei Province, Hubei Province elbow dynamic between the board and smaller angle, moving in the E-drawbars, the role of spring From the E-board, at this time has broken materials from the crushing chamber from the mouth, as the motor for rotation broken motor E for cyclical pressure Broken and markers, and mass production.

Jaw Breakers of the crushing chamber is a fixed jaw jaw plate and activities of the board composition, and activities fixed jaw jaw is made of manganese steel liner has broken plates, broken plates fixed with bolts in the jaw board, in order to improve the crushing effect , The two have broken the surface of the plate with a corrugated vertical, and Tuao relative, so that the ore in addition to a crushing effect, there are bending and shear role.

Breakers of the work on both sides of the cavity wall is also equipped with manganese steel liner, because of the broken plate is uneven wear, the lower part of its larger and wear, to that end, often made of broken plates from top to bottom symmetrical to the bottom Wear, which will lead to its re-use, large-scale E-breakers from the broken board is a combination of many pieces, all can be interchangeable, which would extend the time limit for use of broken plates.

In order to make boards and broken jaw plate affixed a close, which must be lined by a liner made of plastic material, using zinc liner alloy of aluminum sheet or large plastic made because of paste will not close a big part too with , Is broken plates damaged, Setscrew pull off, or even cause the breakdown of the jaw move.

Activities of the jaw plate swing is to use the crank to achieve double-rocker mechanism, double-rocker mechanism by the crank shaft eccentric, connecting rod, the former thrust plate, and after the thrust board composition, eccentric shaft installed in the rack on the wall of the main Bearing in the

linkage (first link) is installed in the eccentricity of the eccentric shaft, the thrust plate before and after the end of the next support on both sides of the first link in the groove of the elbow-seat, thrust before the board in support of the other side Lower jaw moving back wall of the elbow board seat, then thrust plate while the other end of the posterior support of the rack elbow board, when the eccentric shaft from the motor pulley through triangular access to power after the rotation, from top to bottom to make a link campaign, Linkage also led the movement from top to bottom thrust plate movement, the thrust plate to the changing angle, thereby moving the jaw swinging around the mandrel, the connecting rod upward movement when broken ore, when the link in the lower part of the minimum position, the thrust plate and the horizon By 10% of the tilt angle to 10 degrees Celsius or 12 degrees.

E-breakers operating environment:

Will be broken in the huge stones into small stones in the process of the first crushing machine known as the "main" crusher. The longest history and also the strongest crusher is E-breakers. E-breakers to feed, the material from the top of the entrance into the broken tooth with E room. E-teeth with tremendous force will be material to the top wall, to be broken into smaller stones. E support the tooth movement is an eccentric shaft, the shaft runs through the fuselage frame. Usually fixed by the eccentric movement in the shaft at both ends of the flywheel by. Flywheel and eccentric bearings often used to support spherical roller bearings, the bearings of the working environment is extremely harsh. Bearing must be under tremendous impact load, abrasive sewage and high temperature. Although this work is extremely harsh environment, E-breakers need to work very reliable, which is to guarantee the production efficiency is a critical aspect.

E-breakers performance characteristics:

1. Crushing chamber deep and no dead zone, improve the capacity and output of raw materials;

2. Crushing than their large, uniform size products;
3. Pads nesting population adjustment devices, convenient and reliable, the scope of regulation, increase the flexibility of the equipment;
4. Lubrication system is safe and reliable, convenient replacement parts, maintenance workload small;
5. Structure is simple, reliable, low-cost carriers.
6. Energy-saving equipment: stand-alone energy-saving 15 percent to 30 percent, more than double the energy system;
7. Nesting population adjustment range, can meet the requirements of different users;
8. Low noise, dust less

E-breakers use and the use of:

1. the Series E Breakers (E-breaking) mainly used for metallurgical, mining, chemical, cement, construction, ceramics and refractories, such as for the industrial sector in Grinding and broken all kinds of minerals in hard rock and use.
2. the series of jaw breakers (broken jaw) the most appropriate broken compressive strength of not more than 300 MPa (MPa) of hard and soft ore, was broken material may not be larger than the largest block of technical parameters under the table .

Large breakers of the installation process relatively trouble, the need for lifting machinery, aircraft in trial operation, should pay attention to double-check circuit and the distribution cabinet. Prevent accidents. Large breakers in the production process, should pay attention to maintaining a timely manner, the abnormal phenomenon should immediately stands check to see which parts of the machine failure, it should be timely maintenance. To ensure the normal operation of machinery.

Jaw Breakers troubleshooting

Occurrence 1: Host sudden shutdown (commonly known as: nausea vehicles).



Reasons: 1) plug the nesting population, resulting in wholehearted blocking materials; 2) rotation of the drive shafts round of the 1.30-belt, the belt slipping 3) bear the eccentric shaft sleeve loose, causing the rack no bearing on both sides of the Gap, the eccentric shaft stick, not rotation; 4) at work and low voltage, host encountered Daliao, the inability broken; 5) bearing damage. Exclude: 1) I plug the removal of nesting, to ensure smooth flow of materials, 2)-tight belt or replacement of 1.30, 3) re-install or replace bear the hub, 4) are at work and for the voltage, so that it operates in line with the mainframe Requirements, 5) the replacement of bearings.

Occurrence 2: Host tank round, moving the jaw in normal operation, but the broken stop work. Reasons: 1) tension spring fault; 2) drawbars fault; 3) loss or plate elbow fracture. Exclude: 1) the replacement of tension spring; 2) the replacement of drawbars 3) re-install or replace the elbow plate.

Occurrence 3: output of less than factory standards. Reasons: 1) the hardness or broken materials toughness over the provisions of the Manual, 2) electrical wiring to the anti-location, a host anti-car (a jaw clockwise rotation), or motor triangle to law to access law into astrocytes 3) provides nesting population is less than the limit, 4) shift the jaw plate, top teeth and tooth relatively Top 5) low-voltage work at the scene; 6) moving the jaw and bearing wear after the gap is too large, so that bearing in outer ring Relative rotation. Exclude: 1) to replace or increase the crusher, 2) the electrical wiring swapped 3) nesting population was adjusted to the provisions of the said statement nesting mouth and Grinding increase for the Breakers, 4) check from the tooth-tooth size, such as To be sub-standard replacement jaw plates, is fixed for the jaw-jaw plate with the activities of the relative position to ensure that addendum to the tooth root, fixed pinched to prevent displacement; 5) at work and increase the voltage, so as to re-host Contains requirements 6) the replacement of bearings or moving

## 鄂式破碎机

矿山行业的飞速发展是在近几年才开始的，矿山设备行业也逐渐被带动起来，以前在矿山行业还没有发展到一定规模，选矿厂，选煤厂等行业一般用来破碎的设备都是中小型的，也是近几年来也慢慢由于各个行业的生产能力逐渐增长，这种成产能力已经跟不上生产需要的，许多单位以及厂家对大型破碎设备，矿石设备的呼声越来越强烈。逐渐大型颚式破碎机（大型鄂式破碎机）也就应运而生。

鄂式破碎机简称鄂破，该系列产品具有破碎比大、产品粒度均匀、结构简单、工作可靠、维修简便、运营费用经济等特点。鄂破机(颚破机)广泛运用于矿山、冶炼、建材、公路、铁路、水利和化学工业等众多部门，破碎抗压强度不超过 320 兆帕的各种物料。

在矿山设备中，大型的颚式破碎机，反击式破碎机的生产能力是显而易见的，这种高能耗，高矿石吞吐量的破碎机一般都用在大型矿石，选煤厂等行业的破碎，目前的大型颚破 900×1200 的大型破在河南没有几家能够生产。该型鄂式破碎机是我公司的主打产品之一，尤其在设计和生产大型鄂式破碎机不论从技术工艺方面来讲，还是从生产能力方面来讲，在国内外已处于绝对领先水平。该机主要用于各种矿石与大块物料的中等粒度破碎，可破碎抗压强度不大于 320Mpa 的物料，分粗破和细破两种。该系列产品规格齐全，其给料粒度为 125mm~750mm, 是初级破碎首选设备。鄂式破碎机(鄂破)广泛运用于矿山、冶金、建材、公路、铁路、水利和化等行业，它所应用的范围非常的广泛，

鄂式破碎机工作时候，动颚上端直接悬挂在偏心轴上，作为曲柄连杆机构的连杆，由偏心轴的偏心直接驱动，动颚的下端铰连着推力板支撑到机架的后壁上。当偏心轴旋转时，动颚上各点的运动轨迹是由悬挂点的圆周线(半径等于偏心距)，逐渐向下变成椭圆形，越向下部，椭圆形越偏，直到下部与推力板连接点轨迹为圆弧线。由于这种机械中动颚上各点的运动轨迹比较复杂，故称为复杂摆动式颚式破碎机。复摆式颚式破碎机与简摆式相比较，其优点是：质量较轻，构件较少，结构更紧凑，破碎腔内充满程度较好，所装物料块受到均匀破碎，加以动颚下端强制性推出成品卸料，故生产率较高，比同规格的简摆颚式破碎机的生产率高出 20-30%；物料块在动颚下部有较大的上下翻滚运动，容易呈立方体的形状卸出，减少了像简摆式产品中那样的片状成分，产品质量较好。

鄂式破碎机的结构主要有机架、偏心轴、大皮带轮、飞轮、动鄂、侧护板、肘板、肘板后座、调隙螺杆、复位弹簧、固定鄂板与活动鄂板等组成，其中肘板还起到保险作用。该系列鄂式破碎机破碎方式为曲动挤压型，电动机驱动皮带和皮带轮，通过偏心轴使动鄂上下运动，当动鄂上升时肘板和动鄂间夹角变大，从而推动动鄂板向定鄂板接近，与此同时物料被挤压、搓、碾等多重破碎；当动鄂下行时，肘板和动鄂间夹角变小，动鄂板在拉杆、弹簧的作用下离开定鄂板，此时已破碎物料从破碎腔下口排出，随着电动机连续转动破碎机动鄂作周期性的压碎和排料，实现批量生产。

颚式破碎机的破碎腔是有固定的颚板和活动的颚板构成，固定颚和活动颚都衬有锰钢制成的破碎板，破碎板用螺栓固定在颚板上，为了提高破碎效果，两破碎板的表面都带有纵向的波纹，而且凸凹相对，这样，对矿石除有压碎作用外，还有弯曲和剪切的作用。

破碎机的工作腔的两侧壁上也装有锰钢衬板，由于破碎板的磨损是不均匀的，其下部磨损较大，为此，往往把破碎板制成上下对称的，以便下部磨损后，将其导致而重复使用，大型鄂式破碎机的破碎板是由许多块儿组合而成，各个都可以互换的，这样可以延长破碎板的使用期限。

为了使破碎板与颚板紧密贴合，其间须衬有由可塑性材料制成的衬板，衬垫用锌合金或塑性大的铝板制成，因为贴合不紧密会造成很大的局部过符合，是破碎板损坏，紧固螺栓拉断，甚至还会造成动颚的破裂。

活动颚板的摆动是借曲柄双摇杆机构来实现的，曲柄双摇杆机构由偏心轴，连杆，前推力板，和后推力板组成，偏心轴装在机架侧壁上的主轴承中，连杆（上连杆头）则装在偏心轴的偏心部分上，前后推力板的一端支撑在下连杆头两侧凹槽中的肘板座上，前推力板的另一端支撑在动颚后壁下端的肘板座上，而后推力板的另一端则支撑在机架后壁的肘板上，当偏心轴通过三角皮带轮从电动机获得旋转动力后，就使连杆产生上下运动，连杆的上下运动又带动推力板运动，由于推力板不断改变倾斜角度，因而使动颚绕心轴摆动，连杆向上运动时进行破碎矿

石，当连杆位于下部最低位置时候，推力板与水平线所成的倾斜角度为十度或十二度。

鄂式破碎机运行环境：

在将巨大石块破碎成小石块的过程中，第一道破碎机通常称为“主”破碎机。历史最长，也最坚固的破碎机是鄂式破碎机。为鄂式破碎机喂料时，物料从顶部入口倒入含有鄂齿的破碎室。鄂齿以巨大力量将物料顶向室壁，将之破碎成更小的石块。支持鄂齿运动的是一根偏心轴，此轴贯穿机身构架。偏心运动通常由固定在轴两端的飞轮所产生。飞轮和偏心支持轴承经常采用球面滚子轴承，轴承的工作环境极为苛刻。轴承必须承受巨大的冲击载荷，磨蚀性污水和高温。尽管此工作环境极为苛刻，鄂式破碎机仍需非常可靠地工作，这是保证生产效率的关键一环。

鄂式破碎机性能特点：

1. 破碎腔深而且无死区，提高了进料能力与产量；
2. 其破碎比大，产品粒度均匀；
3. 垫片式排料口调整装置，可靠方便，调节范围大，增加了设备的灵活性；
4. 润滑系统安全可靠，部件更换方便，保养工作量小；
5. 结构简单，工作可靠，运营费用低。
6. 设备节能：单机节能 15%~30%，系统节能一倍以上；
7. 排料口调整范围大，可满足不同用户的要求；
8. 噪音低，粉尘少

鄂式破碎机用途和使用范围：

- 1、该系列鄂式破碎机（鄂破）主要用于冶金、矿山、化工、水泥、建筑、耐火材料及陶瓷等工业部门作中碎和细碎各种中硬矿石和岩石用。
- 2、该系列颚式破碎机（颚破）最适宜于破碎抗压强度不高于 300MPa（兆帕）的各种软硬矿石，被破碎物料的最大块度不得大于技术参数表所规定。

大型破碎机的安装过程比较的麻烦，需要机器的吊装，在试运行该机时候，应注意仔细检查电路以及配电柜。以防出现意外。大型破碎机在生产过程中，应及时注意维护，对出现的异常现象应立即停机进行检查，看是机器的那个部位出

现故障，应该及时检修。确保机器的正常运转。

### 颚式破碎机故障排除

故障现象 1： 主机突然停机(俗称：闷车)。 原因： 1) 排料口堵塞，造成满腔堵料； 2) 驱动槽轮转动的三角皮带过松，造成皮带打滑； 3) 偏心轴紧定衬套松动，造成机架的轴承座内两边无间隙，使偏心轴卡死，无法转动； 4) 工作场地电压过低，主机遇到大料后，无力破碎； 5) 轴承损坏。 排除方法：

1) 清除排料口堵塞物，确保出料畅通；2) 调紧或更换三角皮带；3) 重新安装或更换紧定衬套；4) 调正工作场地的电压，使之符合主机工作电压的要求；5) 更换轴承。

故障现象 2： 主机槽轮、动颚运转正常，但破碎工作停止。 原因： 1) 拉紧弹簧断裂； 2) 拉杆断裂； 3) 肘板脱落或断裂。 排除方法： 1) 更换拉紧弹簧； 2) 更换拉杆； 3) 重新安装或更换肘板。

故障现象 3： 产量达不到出厂标准。 原因： 1) 被破碎物料的硬度或韧性超过使用说明书规定的范围；2) 电动机接线位置接反，主机开反车(动颚顺时针旋转)，或电机三角形接法接成星形接法；3) 排料口小于规定极限；4) 颚板移位，齿顶与齿顶相对；5) 工作现场电压过低； 6) 动颚与轴承磨损后间隙过大，使轴承外圈发生相对转动。 排除方法： 1) 更换或增加破碎机；2) 调换电机接线； 3) 排料口调整到说明书规定的公称排料口和增加用于细碎的破碎机；4) 检查齿板齿距尺寸，如不符标准则须更换颚板，调正固定颚板与活动颚板的相对位置，保证齿顶对齿根后，固定压紧，防止移位；5) 调高工作场地电压，使之适应主机重载要求；6) 更换轴承或动颚。