

选矿文集

选矿机械

卷十三

6

冶金工业出版社

选矿文集

选矿机械

6

冶金工业出版社

选 矿 文 集 6

选矿机械

1960年 6 月第一版 1960年 6 月北京第一次印刷4,515册

开本850×1168·1/32·字数90,000·印张 $4\frac{2}{32}$ ·插页4·定价0.58元

统一书号15062·2174 冶金工业出版社印刷厂印 新华书店发行

冶金工业出版社出版(地址:北京市灯市口甲45号)

北京市书刊出版业营业许可证出字第093号

編者的話

选矿是冶金工业中不可缺少的一环，几年来，随着国民经济的不断发展，我国选矿工业也已取得很大成就。过去几年来从其他国家、特别是从苏联介绍过来的选矿先进经验，在提高我国选矿技术水平和丰富我国广大选矿工作者的知识等方面起了很大作用。

但是，直到目前为止，我国还没有一本全国性的选矿技术刊物，过去有关选矿方面的技术经验，大都散见于一般综合性的刊物上，读者参考起来很不方便。

因此，为了更好地报导国内外先进选矿科学技术成就，在一定程度上弥补上述缺点以满足读者需要，我们准备将国内外有关选矿方面较好的技术资料，尽可能按内容分类汇集成册，以“文集”的形式不定期出版。

本书（第六辑）系专题介绍国内外各种选矿机械的研究、制造及使用的经验；其中包括：惯性破碎机的构造与计算；共振筛的构造及理论的若干问题；离心式磨矿机初步试验总结；锤式破碎机效率翻一番经验介绍；在圆锥破碎机中采用双金属衬套；齿型圆锥破碎机和球磨机轴的疲劳破坏；关于间歇排矿式干涉沉降分级机的计算问题等共十二篇文章。

本书可供有色金属、稀有金属及黑色金属矿石选矿厂的广大选矿工作者在实际工作中参考，对于从事选矿机械研究的工程技术人员也有所裨益。

“选矿文集”的编辑出版工作对于我们来说是一个新的尝试，尚缺乏经验，因此，一定会有很多缺点，希望读者能在选题、内容等方面提出改进意见，并在供稿方面给予支持，从而使“选矿文集”能成为我国广大选矿工作者所喜爱的读物，并发挥它更大的作用。

目 录

慣性圓錐破碎机的构造与計算	东北工学院 矿山机械教研室	聞邦椿 丁耀武	5
共振篩的构造及其理論的若干問題	东北工学院 矿山机械教研室	聞邦椿	29
冲击式破碎机	冶金工业部选矿研究院		55
离心式磨矿机初步試驗总结	冶金工业部选矿研究院		62
錘式破碎机效率翻一番經驗介紹		业川	65
烏拉尔重型机器制造厂的新型破碎机			
.....	苏联工程师M. A. 斯克里巴夫		72
瑞典的干式粉磨和干式磁选			80
在圓錐破碎机中采用双金屬衬套	苏联K. П. 斯姆得特		89
菌形圓錐破碎机和球磨机軸的疲劳破坏			
.....	苏联工程师K. A. 莫斯科托夫		96
干选磁性矿石用的“Механобр”型筒式磁选机			
.....	苏联A. M. 列維茨基和B. Г. 傑尔卡奇		108
关于間歇排矿式干涉沉降分級机的計算問題			
.....	苏联П. Ф. 艾雷明		120

慣性圓錐破碎机的构造与計算

东北工学院矿山机械教研室

閻邦椿 丁耀武

(一) 概 述

在选矿厂中，通常是采用偏心軸套带动的圓錐破碎机来中碎和細碎矿石。多年来的操作实践指出，这种机器虽有一些工艺上的优点（产量大，产品粒度比較均匀），但在結構上和操作上，还存在着許多缺点，例如，构造复杂；調整不便；破碎比大小受机器結構的限制（一般不大于8~10）；而且常常发生断軸事故，此外，这种机器的制造相当复杂，价格昂貴。

最近，苏联創造了一种无偏心慣性圓錐破碎机。在几年的时间里，苏联已經对120、200和600毫米的破碎机进行过理論的和实验的研究，目前，正在生产破碎圓錐直径1650毫米的工业用慣性圓錐破碎机。前年（1958年），东北工学院也設計与制造了直径400毫米的試驗型慣性圓錐破碎机，最近已設計出大型的破碎机。

新型慣性圓錐破碎机是利用破碎圓錐下部的偏心質量（振動子）I迴轉运动所产生的慣性力使整个圓錐产生旋迴运动（当稳定运动时），从而使內外圓錐3和2的相对应表面間的間隙，时而增大，时而縮小，这就使破碎工作和排矿工作能連續地和交替地进行。当两个圓錐的表面接近时，由破碎圓錐和偏心質量运动时产生的慣性力将作用于处在此二圓錐表面間的矿石上，矿石即被破碎；而当間隙增大时，产品便依靠它的自重作用（略帶有离心力）从破碎錐下部的間隙中排出①。

① 在挤压矿石的部分時間內，排矿工作也在进行。

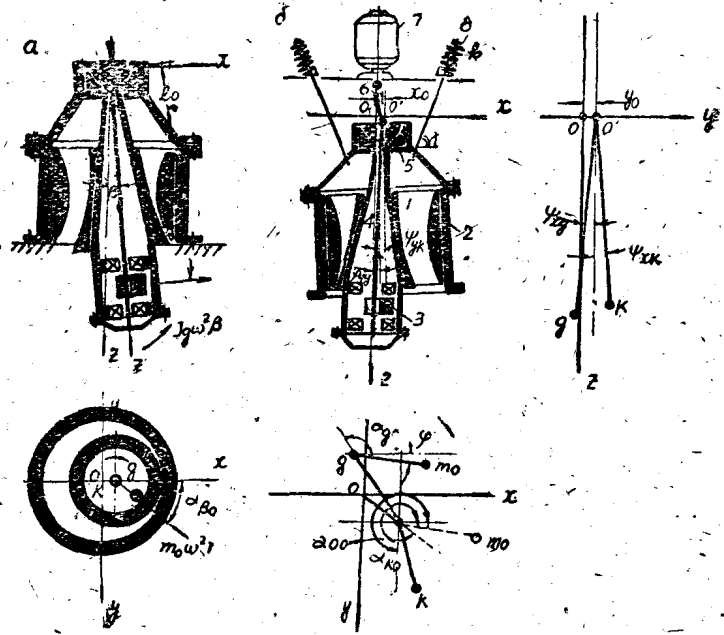


图 1 惯性圆锥破碎机简图
 a—机架固定的；b—弹性悬挂的

試驗指出了这种机器有很大的破碎比（由25~60），并能获得較高的生产率。它可以把150~300毫米的矿石一次破碎到3~5毫米以下，因此，可以用装有惯性圆锥破碎机的一段中細碎破碎流程来代替由普通中碎和細碎圆锥破碎机組成的两段破碎流程，使选矿流程大为簡化。新設計的破碎机还显著減小了破碎产品的粒度，而使磨矿机的給矿粒度大为減少，因而可以提高磨矿机的生产能力，以及減少磨矿设备的台数。在新型破碎机中，破碎錐对机架相对运动的角位移随着偏心質量慣性力等許多因素可以在

需到最大相对摆动角度的范围内任意变化。所以，当非破碎物落入破碎机中时，不会引起电动机过载。惯性破碎机的构造简单，制造过程也较普通型式的中细碎圆锥破碎机方便得多。这种机器的缺点是，零件容易损坏，特别是支承偏心重量的轴承；机器所占的高度较大；給料要求均匀；但是，可以预料，这些缺点在不久将来一定是能够克服的。

(二) 惯性圆锥破碎机的工作原理和构造

最初的惯性圆锥破碎机，其机架是固定在基础上的，后来，出现了机架悬挂在（或支承在）弹簧上的惯性破碎机。

上述两种破碎机只是机架安装方式不同，机器本体的构造几乎没有区别。

前一种破碎机的机架刚性地安装在基础上，所以，由偏心重量与破碎锥产生的惯性力和力矩将会全部传给地基，这将导致地基和建筑物产生有害的振动。

为了消除和减轻机架固定式破碎机的上述缺点，苏联首先设计成功了弹性悬挂式惯性圆锥破碎机，从前年起，我国也开始了这种机器的研究工作。图2为东北工学院设计制造的直径400毫米的弹性悬挂式惯性破碎机本体的构造，其结构简图如图1、6所示，而图3为苏联新设计的直径1650毫米的惯性破碎机。

400毫米弹性悬挂式惯性圆锥破碎机（图1，6）是由破碎锥1、机架2、振动器3，主轴4、破碎锥悬挂装置5、万向联轴节6、电动机7和弹性悬挂装置8等几个部份组成。

振动器中的偏心重量是由电动机通过万向联轴节和主轴带动旋转，在偏心重量惯性力的作用下，破碎锥与机架也将出现振动。为了使机架能自由运动，在万向联轴节的中間軸上，安装有可使中間軸伸长或缩短的滑键装置。立軸下端与偏心重量用滑键联接。偏心重量支持在两个滚动轴承上，以支承和传递偏心重量

迴轉运动时产生的慣性力。

破碎錐上端用螺帽、鍵与錐套支持在上球面軸承上，而上球面軸承則承托于裝在軸承座中的下球面軸承上。軸承座外緣上方有螺紋，它与裝在机架橫梁搪孔中的外螺帽相配合，擰动螺帽可以使軸承座及圓錐向上或向下运动，这样也就調整了破碎錐与机架衬套間間隙。破碎錐外表面及机架內表面有耐磨衬套。在破碎錐、机架和衬套中間鑄錫，以使二者紧密地結合在一起。

机架上方有橫梁，整个机器是通过吊在橫梁上的四根鋼繩与弹簧悬挂的架子上的。

对上述机器进行的試驗指出，它的工作情况是令人滿意的，在生产率滿意的情况下，破碎比达40左右。

苏联在600毫米慣性圓錐破碎机試驗获得初步成功的基础上，已經設計出了1650毫米的慣性破碎机（图3）。它与前述的400毫米弹性悬挂式破碎机一样，用四根拉杆将机架悬挂起来，不同的只是在这种机器的每一根拉杆上有四个弹簧，而在前述破碎机中只有一个弹簧。

这种机器与前述的破碎机在振动器的构造上也有区别。为了延长振动器軸承的寿命，目前苏联已采用橡胶軸承，此种軸承用水潤滑，潤滑与冷却用水是从电动机軸和传动軸中心孔进入振动器的橡胶軸承的，并由机器下方的中心孔排出。破碎錐的悬挂球面軸承用稀油强制潤滑。

1650毫米慣性破碎机与400毫米的慣性圓錐破碎机其余部分的构造沒有显著的区别。

在表1中列出了几种慣性圓錐破碎机的技术特征。

弹性悬挂式慣性圓錐破碎机在动力学上是平衡的，它不需要很大的基础和十分沉重的結構架子。与机架固定式破碎机比較，其零件寿命也較长。因此，它是目前各种慣性破碎机中最有前途的一种型式。

最近苏联除了研究弹性悬挂式破碎机外，对机架安装在下方

弹簧上的破碎机也进行了研究，由于后一种安装方法传给地基的动力和动力矩较大，在设计现有型式的惯性破碎机时，最好是采用弹性悬挂的方式。最近苏联还正在研究电动机直接安装在破碎锥下部的惯性圆锥破碎机和研究振动器安装在外锥（机架）上的多振动器破碎机。

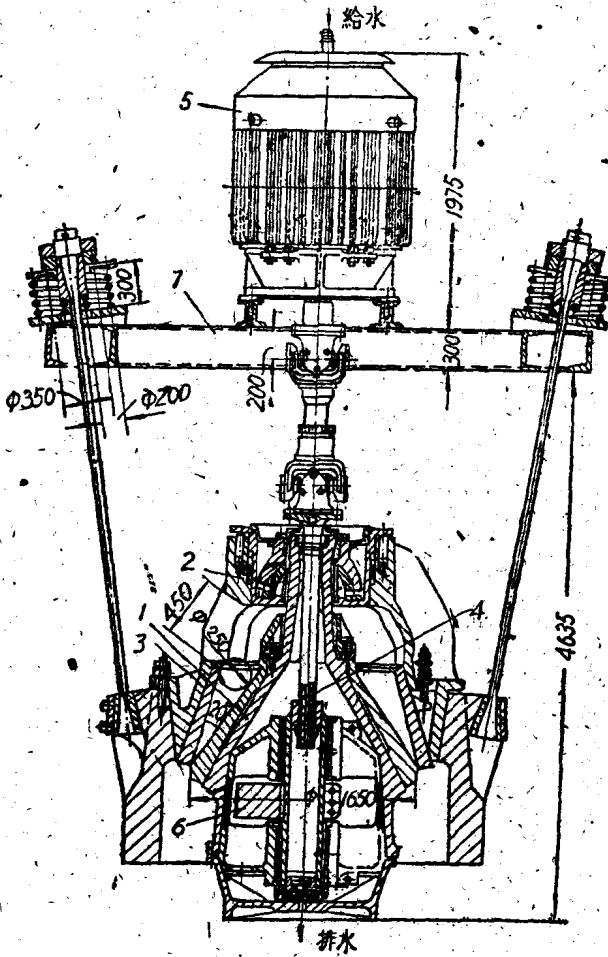


图 3 1650毫米惯性圆锥破碎机

表 1

慣性圓錐破碎机的技术特征

技术特征	400	600	1650
破碎錐下部直径(毫米)	400	600	1650
給矿最大尺寸(毫米)	100	120	250~300
产品粒度(毫米)	小于3	小于3~5	小于5(占95%)
振动器轉数(轉/分)	1420	730	730
破碎比	≈40	≈40	40~60
破碎机的生产率(吨/小时)	5~10	20~25	160
破碎机的功率(瓩)	30①	70	650

① 計算所得的数据。

(三) 簡述慣性圓錐破碎机的的工作参数

慣性圓錐破碎机的的工作参数，像普通的圓錐破碎机一样，包括：掛角 α 、給矿最大块度 D 和排矿粒度 d （破碎比 i ）、排矿口寬度 S_0 、轉数 n 、所需的破碎力 P_n 、实际所需的破碎功率 N_n 和生产率 Q 。

掛角 α 和給矿最大块度 D 的选择与普通型式的圓錐破碎机相同，即 $\alpha \leq 20 \sim 23^\circ$ ， $D = 0.85b$ （式中 b 給矿口最大寬度）。

在慣性破碎机中，产品粒度的大小和破碎力及給矿量的多少有密切的关系，从理論上或从試驗中都可以得出这样的結論：当机器的生产率一定时，增大破碎力 P （即增大轉数、偏心質量的靜力矩 $m_0 r$ 和适当增大排矿口的平均寬度 S_0 ）可以减小产品的粒度。但是，当排矿口过分大时，相反会使产品粒度增大。增大破碎机的生产率也会使产品粒度增大。表 2 表示了 $\phi 400$ 慣性圓錐破碎机生产率与产品平均粒度的关系。

现有的試驗型破碎机，其产品最大粒度 d 一般小于5毫米，个别情况下达10毫米。破碎比为25~60。

目前所設計的慣性破碎机，其轉数为500~3000轉/分，常采

用的是 750~1500 轉/分。轉數和生產率、功率及產品粒度的關係目前還缺乏足夠的實驗資料，因此，還沒有可能提出對應於某種工作條件的一個最適宜的轉數。排礦口尺寸的大小及破碎錐對機架的擺動角度 β 會直接影響生產率 and 產品的粒度，目前所採用的擺動角度 $\beta_0 = \frac{S_0}{l_s}$ (符號見式 14) 是 0.003~0.024，即排礦口平均間隙 S_0 根據破碎機尺寸的大小應在 4~40 毫米範圍內選取。

表 2

慣性圓錐破碎機生產率與產品平均粒度的關係

生產率 (噸/小時)	3.6	4.5	5.4	6.3	>6.3
產品平均粒度 (毫米)	3.14	1.42	1.61	2.66	堵塞

注：上表中的數據是當排礦口最大寬度 S_{max} 等於 16 毫米給礦粒度為 50~60 毫米時得到的。

• 實際所需的破碎力 P_n 和破碎功率 N_n 決定於礦石的物理機械性質和破碎機尺寸等一系列因素，用現有破碎理論的方法進行計算只能得到十分粗略的結果。因此，最可靠的是用實驗方法來確定實際所需的破碎力 P_n 和功率 N_n 。

慣性破碎機的生產率 Q 決定於排礦口的寬度和轉數等許多因素，所選定的生產率必須與所要求的產品粒度相適應。當機器的排礦口寬度及轉數一定時，對於每一台慣性破碎機都有一個最大的生產率。當給礦量大於此生產率時，或是引起破碎錐的堵塞，使機器不能正常工作（從表 2 可以看出）；或是來不及破碎給入的礦石（當破碎較軟的物料時）。因此，為了獲得一定粒度的產品和避免破碎機堵塞的現象，機器的給礦必須均勻。

(四) 慣性圓錐破碎機的動力學特性與計算

慣性破碎機的运动过程是相当复杂的，当机器运转时，破碎錐可能出現各式各样的运动規律。因此，為了設計出工作有效的

机器，除了要研究破碎机的结构和合理选择机器的工作参数外，还必须研究破碎机各种运动状态的性质、找出各种运动状态与机器参数的关系，并选定其中最有效的一种状态。最先研究惯性破碎机动力学的是苏联的A. K. 伦特克维斯特和H. H. 别尔赫曼等，他们研究了破碎机稳定的运动状态，并提出了计算破碎机动力学参数（破碎力P、功率N和临界间隙 S_{KP} ）的近似计算公式。本文中力求更精确地和更详细地来叙述惯性破碎机动力学的若干问题。

无论是机架固定式的惯性圆锥破碎机，或是弹性悬挂式的惯性破碎机，当其运转时，可能出现以下几种状态：1）破碎锥沿机架内表面滚动的稳定运动状态；2）破碎机与机架不规则碰撞的不稳定运动状态；3）破碎锥被堵塞的运动状态；4）在空载条件下内锥和外锥（即破碎锥和机架）不发生接触的运动状态。对于惯性圆锥破碎机，仅仅是其中的一种或两种运动状态对机器的工作是有效的，而在其他状态下几乎不可能进行工作。

对40Q毫米惯性破碎机所作的试验证明，前述各种状态都是可能实现的，但实现这些状态的条件并不相同。

为便于清楚了解惯性破碎机的动力学特性，我们首先对机架固定式惯性破碎机进行分析。当破碎锥沿机架内壁滚动时，按照图1, a可以写出机架固定式惯性破碎机力和力矩的平衡方程式：

$$\begin{aligned} \Sigma M_{Ox} &= m_0 \omega^2 r l_0 \sin \alpha_{\theta} - P \sin \gamma l_p = 0 \\ \Sigma M_{Oy} &= m_0 \omega^2 r l_0 \cos \alpha_{\theta} \textcircled{1} + J_x \omega^2 \beta \textcircled{3} - P \cos \gamma l_p = 0 \quad (1) \\ \Sigma M_{Oz} &= m_0 \omega^2 l_0 \beta \textcircled{2} r \sin \alpha_{\theta} + f \frac{d}{2} m_0 \omega^2 r - M_0 = 0 \end{aligned}$$

① 当精确计算时，其值为 $(m_0 \omega^2 r \cos \alpha_{\theta} + m_0 \omega^2 l_0 \times \frac{1}{2} \sin 2\beta) l_0$ ；

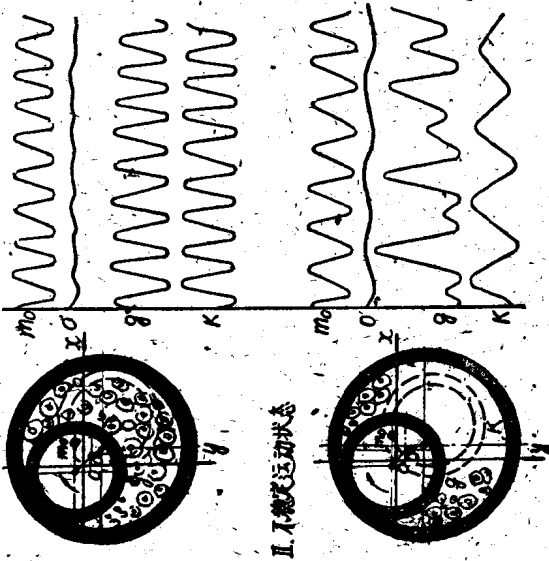
② 当精确计算时，其值为 $m_0 \omega^2 l_0 \times \frac{1}{2} \sin 2\beta$ ；

③ 当精确计算时，其值为 $J_z' \omega_z' \sin \beta + (J_x - J_z') \omega^2 \times \frac{1}{2} \sin 2\beta$ ；

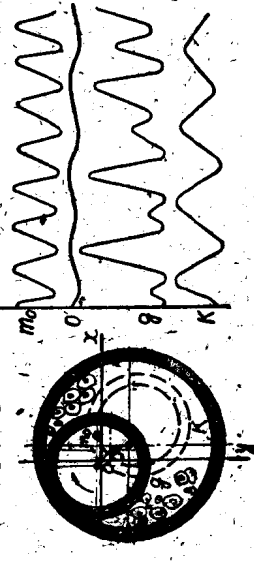
式中： J_z' ——破碎锥对 Oz' 轴的转动惯量；

ω_z' ——破碎锥对动坐标轴 Oz' 轴迴轉的角速度；其他符号与式（1）同。

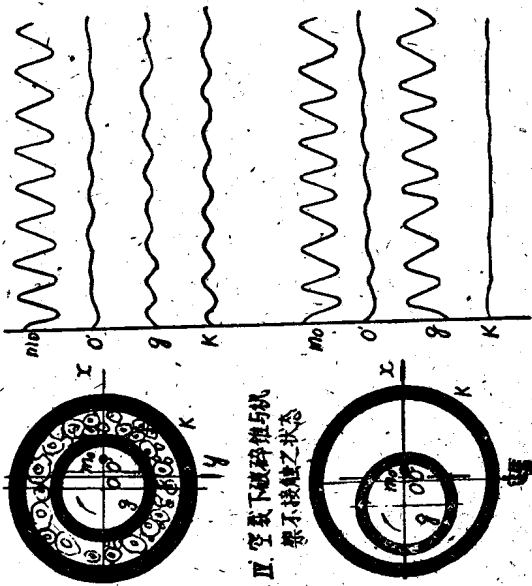
I. 正常工作之稳定状态



II. 不规则运动状态



III. 堵塞运动状态



IV. 空载下圆锥破碎机不接触之状态

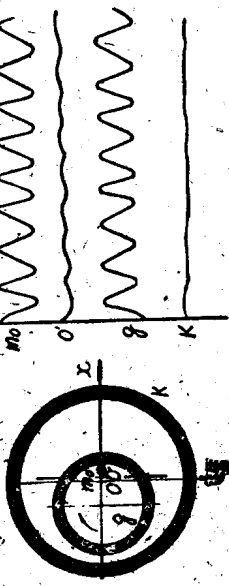


图 4 实验求得的弹性悬挂式惯性圆锥破碎机的运动状态

I—破碎机沿机架或矿石层振动的稳定运动状态；II—破碎机与机架不规则碰撞的不稳定运动状态；

III—破碎机放堵塞的运动状态；IV—在空载条件下破碎机与机架不接触的运动状态

o—偏心轴承中心之振动曲线；m₀—偏心质量迴轉运动曲线；k—机架下部之振动曲线

式中 ΣM_{o_x} 、 ΣM_{o_y} 和 ΣM_{o_z} —— 分别为对 o_x 、 o_y 和 o_z 轴的力矩和；

m_0 —— 偏心質量；

ω —— 立軸迴轉的角速度；

r —— 偏心質量重心到迴轉軸綫的距离；

l_0 和 l_r —— 分別表示偏心質量慣性力作用綫及破碎力作用綫至球面悬挂中心的距离，

P —— 破碎力；

α_{β_0} —— 破碎錐和机架接触点相对于偏心質量的相角差；

β —— 破碎錐軸綫与机架軸綫之夹角；

J_x —— 破碎錐对 o_x 轴或 o_y 轴之轉动慣量；

τ —— 破碎力 P 作用点与破碎錐和机架接触点在水平面内所夹的中心角；

f —— 軸承之摩擦系数；

d —— 軸頸的直径；

M_0 —— 电动机誘導至主軸上的力矩。

由方程式 (1) 的第一式，可求得破碎力 P 在 y 軸綫方向的分力：

$$P_y = P \sin \tau \cos \delta = \frac{\cos \delta}{l_r} (m_0 \omega^2 r l_0 \sin \alpha_{\beta_0}) \quad (2)$$

式中 δ —— 破碎力 P 与水平面之夹角。

而根据第二式，得 P 力在 x 軸綫方向的分力：

$$P_x = P \cos \tau \cos \delta = \frac{\cos \delta}{l_r} (m_0 \omega^2 r l_0 \cos \alpha_{\beta_0} + J_x \omega^2 \beta) \quad (3)$$

消去上式中的破碎力 P ，可以求得破碎力 P 对破碎錐与机架接触点 (即最接近之点) 偏过的角度 τ ：

$$\cot \tau = \frac{J_x \beta}{m_0 r l_0 \sin \alpha_{\beta_0}} + \cot \alpha_{\beta_0} \quad (4)$$

式 (2) 和式 (3) 平方后相加，得合成破碎力：

$$P = \frac{\omega^2}{I_p} \sqrt{(m_0 r l_0 \sin \alpha_{\beta_0})^2 + (m_0 r l_0 \cos \alpha_{\beta_0} + J_n \beta)^2} \quad (5)$$

当均匀给矿时，以及当破碎机正常工作及在稳定运转的情况下， r 角等于 $5 \sim 25^\circ$ 左右；而 α_{β_0} 为 $0 \sim 90^\circ$ ； α_{n_0} 亦为 $0 \sim 90^\circ$ 。

由方程式(1)的第三式，可以求得电动机的功率：

$$N = \frac{M_n \omega}{102\eta} = \frac{1}{102\eta} (m_0 \omega^3 r l_0 \beta \sin \alpha_{\beta_0} + m_0 \omega^3 r l_0 \frac{d}{2}) \text{ 瓦} \quad (6)$$

式中 η ——传动效率。

上式中的长度单位为米；重量单位为公斤；角速度单位为 $1/\text{秒}$ ；加速度单位为 $\text{米}/\text{秒}^2$ 。

当 α_{β_0} 等于 90° 时， $\sin \alpha_{\beta_0} = 1$ ，这时可以求出最大功率 N_{\max} 。当取电动机的功率等于最大功率 N_{\max} ，若任意增大破碎机的生产率，也不会引起电动机过负荷。

在稳定运动的状态下，如电动机实际所耗的功率已知，则破碎锥与机架最接近点对偏心质量的相角差 α_{β_0} 可由下式求出：

$$\alpha_{\beta_0} = \sin^{-1} \left[\left(\frac{102\eta N}{m_0 \omega^3 r} - f \frac{d}{2} \right) \frac{1}{l_0 \beta} \right] \quad (7)$$

前面叙述了破碎锥沿机架或沿矿石层滚动的稳定运动状态下破碎机各个参数的关系。在某些情况下，例如，当排矿口过大或当给矿不均匀时，破碎锥可能出现不稳定的运动状态。在不稳定的运动状态下，破碎锥的运动过程是相当复杂的，致使目前还没有可能进行详细的研究。

如果偏心质量的静力矩 $m_0 r$ 和破碎锥对机架的间隙选得过小，按照式(5)计算的破碎力 P 不足以破碎装入机器中的矿石，即实际产生的破碎力 P 小于破碎矿石所需的破碎力 P_n ，破碎锥将会被堵塞，机器不能正常工作。因此，为使破碎机正常工作，其必要条件是，

$$P \geq P_n \quad (8)$$

按照式(2)可以求出所需的偏心质量静力矩的大小：

$$m_0 r \geq \frac{P_n \sin r l_p}{\omega^2 l_0 \sin \alpha_{\rho_0}} \quad (9)$$

而由式(4)可以求得破碎錐所需的摆动角度:

$$\beta \geq \frac{1}{J_n} m_0 r l_0 \sin \alpha_{\rho_0} (\cot r - \cot \alpha_{\rho_0}) \quad (10)$$

引起破碎錐堵塞的另一个原因是, 破碎机电动机的功率 N 小于破碎矿石所需的功率 N_n , 即 $N < N_n$ 。为使机器正常工作, 除了满足式(8), 即式(9)和式(10)以外, 还必须取:

$$N \geq N_n \quad (11)$$

前面导得的功率公式(6)只说明当偏心质量的静力矩 $m_0 r$ 和角速度 ω 等参数一定时所需的功率。所以, 只有当式中的 $m_0 r$ 、 ω 及 β 已经满足了实际所需的破碎力的要求时, 按照式(6)计算所得的功率才能满足破碎矿石的需要。

除了破碎錐被堵塞的运动状态外, 在空载条件下, 还可能出现破碎錐与机架不相接触的运动状态, 在这种状态下, 破碎錐对机架的压力等于零, 即破碎力 $P=0$, 按照式(2), 当取 $P=0$ 时, 可以求得相角差 α_{ρ_0} 等于 180° 或 0° , 最后, 由式(3), 可求得破碎錐对机架轴綫摆动的角度 β_n :

$$\beta_n = - \frac{m_0 r l_0}{J_n} \cos \alpha_{\rho_0} = \frac{m_0 r l_0}{J_n} \quad (12)$$

在设计惯性破碎机时, 可以根据不同要求选取破碎錐相对摆动角度 β 小于或大于 (但不能太大) 式(12)中之角度 β_n , 即:

$$\beta < \beta_n \text{ 或 } \beta > \beta_n \quad (13)$$

破碎錐轴綫对机架轴綫最大相对摆动角度可按式计算:

$$\beta_0 = \frac{S_{\max}}{2l_s} = \frac{S_0}{l_s} \quad (14)$$

式中 S_{\max} 和 S_0 ——分别为破碎錐与机架之最大間隙与平均間隙;