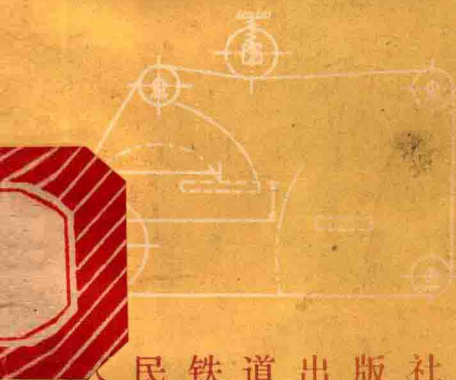


铁路道碴清筛机用

振动筛和离心筛设计



人民铁道出版社

铁路道碴清筛机用 振动筛和离心筛设计

人 民 铁 道 出 版 社

1979年·北京

内 容 提 要

本书介绍道碴清筛机所用的振动筛和离心筛的设计原理、参数选择,以及设计计算方法,并附以算例。

本书供铁路部门养路机械化的工程技术人员和大专院校专业师生参考。

铁路道碴清筛机用 振动筛和离心筛设计

徐鹤龄 编

人民铁道出版社出版

责任编辑 陈 健 封面设计 赵敬宇

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

人民铁道出版社印刷厂印

开本: $787 \times 1092 \frac{1}{32}$ 印张: 2.5 字数: 56 千

1979年3月第1版 1979年3月第1次印刷

印数: 0001—12,000 册

统一书号: 15043·6161 定价: 0.28 元

前 言

在铁路线路大修工作中，由于无缝线路的铺设，行车速度和列车密度的增高，传统的“大揭盖”（即拆除轨排清筛道床）的施工方法已不适应生产发展的需要。为此，几年来许多铁路局对枕底清筛机进行了不断的研究、设计、制造和试验等工作，取得了可喜的成果。作者曾参予柳州铁路局道碴清筛机的设计和实地试验，为了交流经验和教学参考需要，现就道碴清筛机所用的振动筛和离心筛的设计原理和计算方法，作一个简单的介绍。

必须说明，有关道碴清筛机筛子设计的参数，至今未见有完整的资料可查。作者在本书中所引用的有关参数，有些是摘自有关部门的资料，有些是参照定型产品结合机械指数用类比方法确定的，有些则是按经验确定的。由于条件限制，对所用参数未能一一进行验证，希读者参阅本书时，了解这一情况。

限于作者理论水平和实践经验，书中错误及欠妥之处，在所难免，请读者批评指正。

本书编写中，承西南交通大学筑路及养路机械教研室覃骏同志提供资料并对初稿提出改进意见，在此表示谢意。

编 者

一九七八年八月

目 录

第一章 振动筛	1
§ 1—1 振动筛的基本原理	1
§ 1—2 自定中心振动筛的参数选择	11
§ 1—3 自定中心振动筛设计计算	14
§ 1—4 共振问题	26
§ 1—5 计算示例	27
第二章 离心筛	43
§ 2—1 离心筛构造及筛分过程	43
§ 2—2 离心筛设计计算	45
§ 2—3 计算示例	68

第一章 振 动 筛

铁路道碴清筛机用的振动筛，过去大都是采用固定中心振动筛，如图 1—1 所示。运用结果表明，固定中心振动筛的最大缺点是，筛箱侧壁由于受到固定轴所给予的周期性反力作用，轴孔附近易于产生疲劳裂缝。上海和柳州铁路局在设计大型清筛机时，为了避免上述缺点，经过调查研究，先后改用了自定中心振动筛（见图 1—2）。目前，自定中心振动筛在铁路清筛机上的应用，还处于设计、试制和试用阶段，其效果究竟如何，有待进一步试验和研究，摸索规律，不断加以改进和完善。

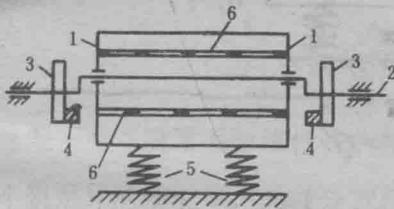


图 1—1

- 1——筛箱侧壁； 2——固定轴；
- 3——激振轮； 4——激振块；
- 5——支承弹簧； 6——筛面。

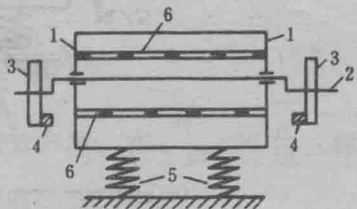


图 1—2

- 1——筛箱侧壁； 2——浮动轴；
- 3——激振轮； 4——激振块；
- 5——支承弹簧； 6——筛面。

§ 1—1 振动筛的基本原理

一、筛箱系统的自振频率

所谓筛箱系统，乃是图 1—3 (a) 所示振动筛箱体和支承弹簧的统称。为了便于分析，我们将此系统用图 1—3 (b)

所示质量 - 弹簧力学模型来代替。按等效条件，此模型中的质量为：

$$m = \frac{P + G}{g} \quad (a)$$

式中 G —— 激振块重量；

P —— 除激振块外振动筛箱体全部（包括参振部分的石碴）重量；

g —— 重力加速度。

模型中弹簧的刚度 K 等于振动筛支承弹簧的合成刚度（称总刚度）。

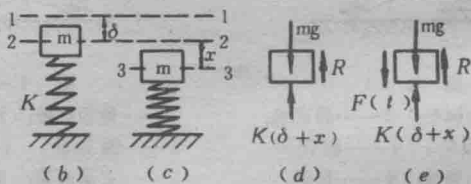
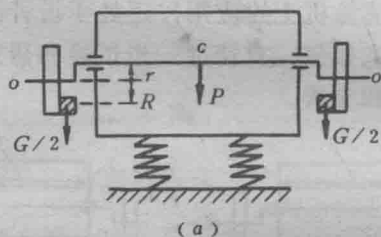


图 1—3

在图 1—3 (b)、(c) 中，1—1 为弹簧的未受力位置；2—2 为质量 m 的静平衡位置。若由 1—1 到 2—2 位置弹簧的变形量为 δ ，则

$$K\delta = mg \quad (b)$$

图中的 3—3 位置，为质量 m 的一般位置。将坐标轴 x 的

原点放在静平衡位置 2—2，质量 m 在 3—3 位置的坐标即为 x ；速度和加速度就分别为 $\frac{dx}{dt}$ 和 $\frac{d^2x}{dt^2}$ 。这里 t 代表时间。

质量 m 在 3—3 位置的受力情况如图 1—3 (d) 所示，其上 mg 为重力； $K(\delta + x)$ 为弹簧的反力； R 为运动阻力，设此阻力是与运动速度大小的一次方成正比（比例常数为 μ ），

则 $R = \mu \frac{dx}{dt}$ 。在分析系统的自振频率时，暂不考虑激振力的作用。这样，按牛顿第二运动定律可得

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = mg - K(\delta + x) - \mu \frac{dx}{dt}$$

将 (b) 式代入，经移项简化得：

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \frac{\mu}{m} \frac{dx}{dt} + \frac{K}{m} x = 0 \quad (c)$$

这是一个二阶常系数线性齐次微分方程。在 $\frac{\mu}{2m} < \sqrt{\frac{K}{m}}$ （称小阻尼）的情况下，此微分方程的一般解为：

$$x = B e^{-\frac{\mu}{2m} t} \sin \left(\sqrt{\frac{K}{m} - \left(\frac{\mu}{2m}\right)^2} t + \beta \right) \quad (d)$$

式中 B 和 β 为按起始条件决定的积分常数； e 为自然对数的底。

由于正弦函数是以 2π 为周期的周期函数，可见 (d) 式所描述的质量 m 的运动，乃是在其平衡位置附近作周期性的往返运动，即振动（其振幅为 $B e^{-\frac{\mu}{2m} t} = B / e^{\frac{\mu}{2m} t}$ ）。因为， $1 / e^{\frac{\mu}{2m} t}$ 的值是随时间 t 的增加而迅速减小，所以振幅也就迅速减小。过不多长时间，此种振动将会由于其振幅趋于零而消失。

现在分析此种振动的周期和频率。所谓周期 T ，就是运动往返一次所需的时间。按此由（d）式可得：

$$\begin{aligned} & \sin\left(\sqrt{\frac{K}{m}-\left(\frac{\mu}{2m}\right)^2}t+\beta+2\pi\right) \\ &= \sin\left[\sqrt{\frac{K}{m}-\left(\frac{\mu}{2m}\right)^2}(t+T)+\beta\right] \end{aligned}$$

$$\text{或 } \sqrt{\frac{K}{m}-\left(\frac{\mu}{2m}\right)^2}t+\beta+2\pi = \sqrt{\frac{K}{m}-\left(\frac{\mu}{2m}\right)^2}(t+T)+\beta$$

$$\text{所以 } T = \frac{2\pi}{\sqrt{\frac{K}{m}-\left(\frac{\mu}{2m}\right)^2}} \quad (e)$$

单位时间内出现的振动次数称为频率，并用 f 表示，则

$$f = \frac{1}{T} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}-\left(\frac{\mu}{2m}\right)^2} \quad (f)$$

在略去阻尼（ $\mu = 0$ ）的理想情况下，上述振动称为自由振动，自由振动的频率简称自振频率。虽然，在客观现实中自由振动是不存在的，但在分析一个系统的振动时，其自振频率却是所要分析的产生振动的重要内因。如以 f_0 表示自振频率，由（f）式显然可得

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (g)$$

将（a）式所表达的 $m = \frac{P+G}{g}$ 代入（g）式，就得到振动筛筛箱系统的自振频率为：

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{gK}{P+G}} \quad (1-1a)$$

如式中重力加速度取为 $g = 980$ 厘米/秒²；弹簧总刚度 K 的单位为公斤/厘米；参振重量 $P+G$ 的单位为公斤，则自振频率 f_0 的单位即为每秒钟振动次数（称赫芝，1赫芝简写

成 1 Hz)。

在计算中，有时频率是用每秒钟弧度（弧度/秒）的单位，用这样单位表示的频率称为角频率。若振动筛筛箱系统自振角频率用 ω_0 表示，由于振动一次是振动了 2π 弧度，所以

$$\omega_0 = f_0 \times 2\pi = \sqrt{\frac{gK}{P+G}} \quad (1-1b)$$

二、筛箱的激振振幅

为了使筛箱持续振动下去，需要给筛箱以激振力。振动筛的激振形式有两种，一种是电磁激振；另一种是离心惯性力激振，这里只分析筛箱在后一种激振形式下的振幅。

当电动机通过皮带传动带动激振轮旋转时，轮上偏心放置的激振块即产生离心惯性力。前已给出激振块重量为 G ；

设激振块对激振轮心的偏心距为 R ；激振轮旋转角速度为 ω （弧度/秒），则离心惯性

力即为 $\frac{G}{g}R\omega^2$ 。如激振轮开始旋转时，其所引起的激振块离心惯性力为水平方向， t 秒

后此惯性力与水平所成的角度即为 ωt （见图 1-4），其在

振动方向（即铅垂方向）上的分量为：

$$F_{(t)} = \frac{G}{g}R\omega^2 \sin \omega t \quad (h)$$

此 $F_{(t)}$ ，即为筛箱所受到的周期性的激振力。

在有激振力 $F_{(t)}$ 作用下的筛箱系统，仍用质量—弹簧模型来代替，需将此激振力加到质量 m 上去，其受力情况如

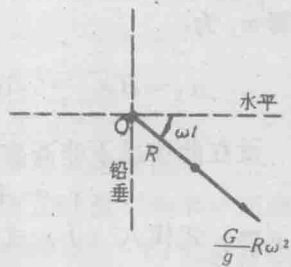


图 1-4

图 1—3 (e) 所示。再按牛顿第二运动定律可得

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = mg - K(\delta + x) - \mu \frac{dx}{dt} + \frac{G}{g} R \omega^2 \sin \omega t \quad (i)$$

将 (b) 式代入，经移项简化得

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{\mu}{m} \cdot \frac{dx}{dt} + \frac{K}{m} x = \frac{G}{gm} R \omega^2 \sin \omega t \quad (j)$$

这是一个二阶常系数线性非齐次微分方程。按微分方程理论，它的解 x 是由两部分组成：一是对应的齐次方程 [亦即方程 (c)] 的一般解 x_1 ；另一是非齐次方程的特解 x_2 ，即 (j) 式的解为：

$$x = x_1 + x_2 \quad (k)$$

由 (d) 式得知，在小阻尼情况下，对应齐次方程的一般解 x_1 为：

$$x_1 = B e^{-\frac{\mu}{2m} t} \sin \left(\sqrt{\frac{K}{m} - \left(\frac{\mu}{2m}\right)^2} t + \beta \right) \quad (l)$$

设在此情况下非齐次方程的特解 x_2 为：

$$x_2 = A \sin (\omega t + \gamma) \quad (m)$$

将 (m) 式代入 (j) 式，用比较系数法，可定出 (m) 式中的两个常数 A 和 γ 分别为：

$$\operatorname{tg} \gamma = -\frac{\mu \omega / m}{K / m - \omega^2} \quad (n)$$

和

$$A = \frac{\frac{G}{gm} R \omega^2}{\sqrt{\left(\frac{K}{m} - \omega^2\right)^2 + \frac{\mu^2 \omega^2}{m^2}}} \quad (o)$$

按前面所谈，在振动开始不久后，由于 $B e^{-\frac{\mu}{2m} t}$ 趋近于

零, x_1 所表达的运动部分将随之消失。这样, (j) 式的全部解就只剩下 x_2 部分。由 (k) 式可得

$$x = A \sin(\omega t + \gamma) \quad (p)$$

(p) 式所表达的也是一个以 2π 为周期的周期性运动, 即是质量 m 在上述激振力作用下的运动, 它是以激振轮转速 ω 为角频率的振动。

由 (n) 和 (p) 式分别可见, 在略去阻尼 ($\mu = 0$) 的情况下, 质量 m 的这种振动, 是与激振力的作用有同性 (因为二者间的位相差 $\gamma = 0$) ; 而此种振动的振幅, 即激振振幅为:

$$A = \frac{GR\omega^2}{gK - mg\omega^2} \quad (q)$$

将 (a) 式所表达的 $m = \frac{P+G}{g}$ 代入 (q) 式, 即得筛箱的激振振幅

$$A = \frac{GR\omega^2}{|gK - (P+G)\omega^2|} \quad (1-2)$$

由于振幅不存在正负, 所以上式分母项取绝对值。

(1-2) 式表明, 激振振幅 A 是随激振频率 ω 而变化的。若以 ω 为横坐标、 A 为纵坐标, 则 $A-\omega$ 的关系曲线如图 1-5 所示。由图可见, 当激振频率 ω 由零逐渐加大时,

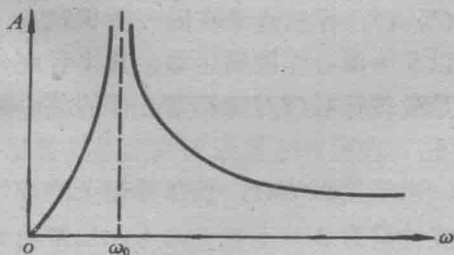


图 1-5

激振振幅 A 先是随之而增加；当 $\omega = \sqrt{\frac{gK}{P+G}}$ ，即激振频率等于筛箱系统的自振频率 ω_0 [见 (1-1b) 式] 时，振幅要急增到无限大；此后激振振幅反而随着激振频率的加大而减小。当激振频率加大到某种程度时，曲线趋于水平，即激振振幅的变化趋于稳定。

激振频率等于自振频率、激振振幅趋于无限大的现象，称为共振。由于实际有阻尼存在，即使是在共振条件下，振幅也不可能到无限大；另外，由于振幅的增加是需要时间的，只要激振频率不是停留于自振频率附近，而是很快通过共振区，振幅的增加也是有限量的。

三、自定中心振动筛的设计条件

为了清楚地分析出自定中心振动筛的设计条件，今将筛箱重心 C 、激振轮（皮带轮）轮心 O 、以及激振块 G 三者间的侧向相对位置，放大表示在图 1-6 上。当筛箱振动时，其重心 C 是以振动中心 S （即重心 C 的静平衡位置）为圆心作圆周运动，此圆周的半径就是振幅 A 。

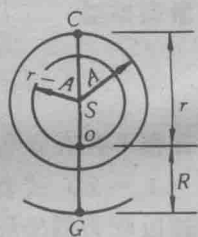


图 1-6

由于 C 、 O 、 G 三点是在同一激振轮上，所以，激振轮心 O 也是以 S 为圆心作圆周运动，其半径则为 $|r - A|$ ，这里 r 乃是激振轮心 O 对筛箱重心 C 的偏心距（见图 1-3(a) 和图 1-6）。

所以，当筛箱振动时，装在筛箱上的皮带轮的轮心也在波动，其波动量为 $2 \times |r - A|$ 。皮带轮心的波动，则会引起皮带的周期性松弛。当波动量较大时，还会引起皮带松

脱或疲劳折断。要避免此种现象的发生，一种办法是将皮带轮轴固定起来，这样的振动筛就是前面所谈的固定中心振动筛。虽然固定中心振动筛能避免皮带产生松脱或折断现象，但是它具有前面所谈到的缺点，这就推动了自定中心振动筛的出现。

要皮带轮心不产生波动的另一种办法就是，使筛箱的激振振幅 A 与轮心对筛箱重心的偏心距 r 相等。为此，在设计时，就要调整 (1—2) 式中的 P 、 G 、 r 、 R 、 K 和 ω 这六个量的数量关系，使它们满足条件式：

$$GR = Pr \quad (1-3)$$

和
$$gK = G\omega^2 \quad (1-4)$$

则筛箱的激振振幅 A 就与轮心对重心的偏心距 r 相等，这只要将 (1—3) 和 (1—4) 两式代入 (1—2) 式，得

$$\begin{aligned} A &= \frac{GR\omega^2}{|gK - (P+G)\omega^2|} = \frac{Pr\omega^2}{|G\omega^2 - (P+G)\omega^2|} \\ &= \frac{Pr\omega^2}{P\omega^2} = r \end{aligned}$$

就能证明。在以下各节中，我们称轮心对重心的偏心距 r 为筛箱的激振振幅。

(1—3) 和 (1—4) 两式，就是自定中心振动筛的设计条件。遵守这两个条件进行设计，皮带轮心 (即图 1—3 <a> 中的 0—0 轴) 即可在空间保持不动，这就是所谓的自定中心。

理论上讲，自定中心振动筛的皮带轮心，是不会产生任何波动的。但事实不然，其原因是多方面的。主要是 (1—3) 条件式，理论上可以得到满足，而在实际上是不可能得到满足的缘故。

因为 (1—3) 式中的 P 即包括整个箱体重量，也包括

参振部分的石碴重量，由于：（1）设计时对箱体各部分重量的计算或估算不可能准确；（2）工作过程中实际进入筛箱的石碴量不可能均匀；（3）“带碴”或“无碴”起动情况等种种原因，实际 P 值必然会与理论 P 值有所相差，设此相差量为 ΔP ，则由（1—2）式可得振幅的对应相差量为：

$$\Delta A = \frac{GR\omega^2}{|gK - (P + \Delta P + G)\omega^2|} - \frac{GR\omega^2}{|gK - (P + G)\omega^2|} = -\frac{\Delta P}{P + \Delta P} r$$

等号后的负号表明：与理论 P 值相比，当实际 P 值增加时，振幅要减小；反之，振幅要增大。

一般自定中心振动筛的箱体重约为 2 吨，理论上的参振石碴重约为 1 吨，即 $P = 3$ 吨。设振幅 $r = 4$ 毫米，从宽估计：

$$\text{若 } \Delta P = +1 \text{ 吨，即 } \frac{\Delta P}{P} = \frac{1}{3},$$

$$\text{则 } \Delta A = -\frac{1}{4} r = -1 \text{ 毫米；}$$

$$\text{若 } \Delta P = -1 \text{ 吨，即 } \frac{\Delta P}{P} = -\frac{1}{3},$$

$$\text{则 } \Delta A = +\frac{1}{2} r = +2 \text{ 毫米。}$$

可见，参振重量的相差对振幅影响的数值并不大，因此而引起皮带轮心的波动量 ($2|r - A| = 2|r - (r + \Delta A)| = 2|\Delta A|$) 只在 2~4 毫米以内，如此小的波动是不会引起皮带的松脱或折断的。

对固定中心振动筛来说，皮带轮心的波动靠定轴的弯曲挠度来补偿。由于轴的弯曲刚度远较皮带的拉伸刚度为大，

它即使是几毫米的弯曲挠度，其所作用在筛箱侧壁轴孔上的反力也是相当大的，而且这种反力又是周期性的，这样大的周期性的力，当然很容易引起筛箱侧壁在轴孔附近产生疲劳裂缝。

综合以上分析可见，与固定中心振动筛相比，自定中心振动筛是同时具有以下两个优点：

1. 传动皮带不会产生松脱或疲劳折断现象；
2. 筛箱侧壁的轴孔附近不会产生疲劳裂缝。

基于上述两个优点，所以生产上逐步采用了自定中心振动筛来代替固定中心振动筛。

§ 1—2 自定中心振动筛的参数选择

自定中心振动筛参数是指：筛面倾角 α 、筛箱振幅 r 和频率 n （每分钟转动次数）或 ω （每秒钟振动弧度）。到目前为止，还没有成熟的理论来计算这些参数。设计时，一般是根据具体情况对它们进行选择。这里参考冶金工业出版社1972年出版的《选矿设计参考资料》中的表9—8，结合清筛对象（粒度小于100毫米的石碴）分别阐述如下：

1. 筛面倾角：筛面倾角 α （见图1—6）一般选择在 $15^\circ \sim 25^\circ$ 之间。在筛面尺寸相同的条件下，筛面倾角愈小，筛分效率就愈高（即筛得愈干净）。

2. 筛箱振幅：筛箱振幅 r 一般选择在3~5毫米之间。在其它条件均相同的情况下，振幅大，单位时间筛出的干净石碴量（称生产率）就高。

3. 筛箱激振频率：由前面分析得知，筛箱的激振频率，也就是激振轮的转速。为了从理论上对此频率有所了解，这里先来分析振动筛的筛分过程。

由于振动筛作业时，筛面各点均作以振幅 r 为半径的圆

周运动，所以当石碴进入筛箱后，石碴就具有离心惯性力。如石碴的质量为 m ，激振轮转速为 ω ，则石碴的离心惯性力就为 $mr\omega^2$ （见图1—7）。

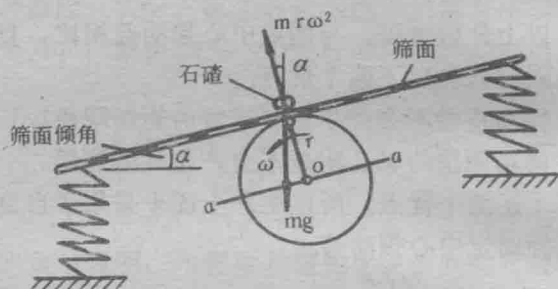


图 1—7

过振动中心 O ，作与筛面平行的直线 $a-a$ ，将筛面各点的轨迹圆分为上、下两半。在此上、下两半中，石碴的离心惯性力对筛分所起的作用是各不相同的。

在上半圆内，石碴的离心惯性力是起到松碴（使碴层松开）和运碴（使石碴由入碴端向排碴端运动）的作用。在下半圆内，小块石碴和污土借助于其本身的离心惯性力，从筛孔中排出去，因而又起到离心筛分作用。要石碴的离心惯性力在上半圆内起到松碴和运碴作用，首先要石碴能克服重力从筛面上跳起。这样，就必须使

$$mr\omega^2 > mg \cos \alpha$$

由此得出激振轮每分钟的转数为：

$$n > 30 \sqrt{\frac{g \cos \alpha}{\pi^2 r}}$$

为了充分保证石碴能从筛面上跳起，设计时一般取

$$n = (45 \sim 54) \sqrt{\frac{g \cos \alpha}{\pi^2 r}} \quad (1-5)$$