

惯性振动落砂输送机理论基础的探讨

机械系 崔光彩

提 要

本文从运动学和动力学的观点出发,提出了振动落砂输送机的理论基础是“物料被抛起的铸件落砂疲劳曲线方程”。由这一基本理论,导出了抛射点参数方程,撞击点普遍参数方程、撞击点相对速度方程、振幅介限值、激振器倾角与物料抛射角不互为余角等结论。从而给振动落砂输送机设计与调整进一步提供了理论依据。

一、前 言

随着经济与技术的发展,采用铸造生产自动线提高铸件产品的数量与质量已成必然趋势。

(接前页)

参 考 文 献

- 〔1〕 上海煤矿机械研究所编,煤矿机械设计手册(下册),1972,第367页。
- 〔2〕 四川省机械工业局编,复杂刀具设计手册(上册),机械工业出版社,1979,第396页。
- 〔3〕 东北工学院机械设计、机械制图教研室编,机械零件设计手册,冶金工业出版社,1976,第248页。
- 〔4〕 ISO/TC60/WG6 (Secr-89) 201E, Principles for the Calculation of Tooth Strength of Spur and Helical Gears, 1978, P3/1~4/5.
- 〔5〕 DIN3990 Teil 3, Grundlagen für die Tragfähigkeitsberechnung von Gerad und Schrägstirnrädern, 1980, 22~23.
- 〔6〕 郑州工学院机械原理及机械零件教研室编,渐开线直齿圆柱齿轮内啮合传动的几何计算,1975,第20~22页。
- 〔7〕 两角宗晴,特殊歯車の精密工作——転位内歯車の効率とその设计,《机械の研究》第22卷,第4号,1970, 611.
- 〔8〕 В.Н.Кудрявцев, Планетарные передачи, Машиностроение, 1966, 115.
- 〔9〕 В.Н.Кудрявцев и др, Конструкции и расчет зубчатых редукторов, Машиностроение, 1971, 18.
- 〔10〕 同文献〔3〕, 第228页。
- 〔11〕 同文献〔1〕, 第401页。
- 〔12〕 郑州工学院机械原理及机械零件教研室编,渐开线少齿差行星传动,1977,第154页。
- 〔13〕 谢日彬、李福庆编译,渐开线齿轮计算常用数表,吉林人民出版社,1975。
- 〔14〕 郑州工学院机械原理及机械零件教研室编,渐开线少齿差内齿轮副几何参数表,1978,第6页。
- 〔15〕 冯澄宙,关于选择少齿差内齿轮副插齿刀参数的探讨,1979。

振动落砂输送机是砂型铸造生产自动线的末端设备，它的正确设计与调整，是自动线正常运转的关键之一。以往，国内外对振动落砂输送机基础理论的研究不尽完善，设计大都依靠经验数据。本文从运动学和动力学观点出发，提出了振动落砂输送机的理论基础——“物料被抛起的铸件落砂疲劳曲线方程”。从而给振动落砂输送机的设计与调整进一步提供了理论依据。

本文用理论分析法导出的数据和结论与工业实践结果相符，希望能对振动落砂输送机的设计与调整起到一些参考作用。

二、物料抛射点参数方程

振动落砂，输送机通过驱动装置——激振器的作用，在S方向上进行线性简谐振动如图1，其振动运动基本上取决于下述三个因素：

振动频率 f ，以每秒钟的振动次数表示；振动距离 $2A$ ，它是振动运动最大值之间的双振幅；抛射角 α' ，它是在落砂、输送机的振动方向（S）与其纵向（X轴）间所测量的夹角。

落砂、输送机按下式在S方向上作简谐振动运动

$$S = A \sin \varphi \quad (2-1)$$

$$\text{或} \quad S = A \sin \omega t \quad (2-2)$$

式中， $\varphi = \omega t$ ——振动运动位相角； t ——时间，秒； $\omega = \frac{\pi n}{30} = 2\pi f$ ——强迫振动圆频率， rad/s ； n ——激振器转速， 转/分 。

振动结果，使落砂、输送机在S方向上产生速度和加速度。

$$V = \frac{ds}{dt} = A\omega \cos \omega t \quad (2-3)$$

$$a = \frac{dv}{dt} = -A\omega^2 \sin \omega t \quad (2-4)$$

质点 m （物料）在抛射点 P 以前一直与落砂、输送机接触着，自抛射点 P 开始被抛起，故落砂、输送机在抛射点 P 时的加速度垂直分量 a_{yP} 等于重力加速度 g 的负值，即

$$a_{yP} = -g \quad (2-5)$$

由（2-4）式 $a_{yP} = -A\omega^2 \sin \alpha' \sin \varphi_P$ （2-6）

（2-6）式中， $\varphi_P = \omega t_P$ ——抛射点 P 的位相角。

把（2-6）式代入（2-5）式，得物料抛射点参数方程式

$$A\omega \sin \alpha' \sin \varphi_P - g = 0 \quad (2-7)$$

分析上式，结论如下：

（1）方程式（2-7）是根据物料被抛起的条件

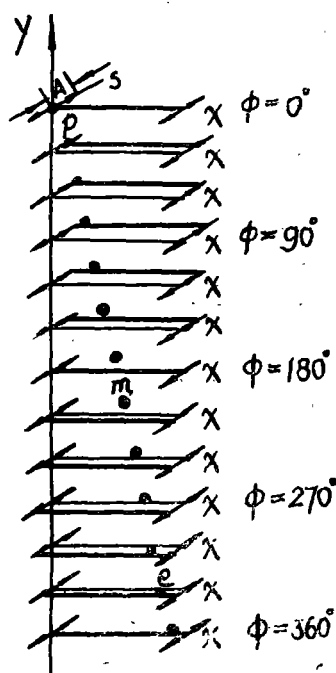


图 1

($a_{YF} = -g$) 得到的, 故振动落砂输送机应具备的振幅是

$$A = \frac{g}{\omega^2 \sin \alpha' \cdot \sin \varphi_P} \quad (2-8)$$

垂直振幅 $A_Y = A \cdot \sin \alpha' = \frac{g}{\omega^2 \cdot \sin \varphi_P} \quad (2-9)$

(2) 根据物料被抛起的条件, 物料在抛射点 P 应具备的垂直初速 V_{0Y} 等于落砂输送机在抛射点 P 的垂直速度 V_{YP} 。

由 (2-3) 式 $V_{YP} = A\omega \sin \alpha' \cdot \cos \varphi_P$

把 (2-8) 式代入上式得

$$V_{0Y} = \frac{g}{\omega \cdot \tan \varphi_P} \quad (2-10)$$

(3) 根据物料被抛起的条件, 落砂输送机在抛射点 P 的位置高度 Y_P 是

由 (2-1) 式 $Y_P = A \cdot \sin \alpha' \cdot \sin \varphi_P$

把 (2-8) 式代入上式得

$$Y_P = \frac{g}{\omega^2} \quad (2-11)$$

显然, 落砂输送机振动圆频率 ω 选定后, 它在抛射点的位置高度为常数。

三、物料撞击点的普遍参数方程及其解

物料与落砂输送机实现一般性撞击的垂直运动过程如图 2 所示。物料以垂直初速 V_{0Y} 由抛射点 P 垂直上抛至最高点 d 后, 又以初速 $V_0 = 0$ 自由下落至 e 点与落砂输送机相撞击。抛射点 P 与撞击点 e 之间的位相角数值 φ_Σ 为

$$\varphi_\Sigma = \varphi_e - \varphi_P \quad (3-1)$$

式中, φ_e ——撞击点 e 的位相角; φ_P ——抛射点 P 的位相角。

物料自抛射点 P 抛出后的上抛高度

$$H_1 = \frac{V_{0Y}^2}{2g}$$

(2-10) 式代入上式得

$$H_1 = \frac{g}{2\omega^2} \cdot \text{Ctg}^2 \varphi_P \quad (a)$$

物料自 d 点以 $V_0 = 0$ 下落至 e 点的高度

$$H_2 = H_1 + Y_1 - Y_2 \quad (b)$$

式中, Y_1 ——落砂输送机运动至抛射点 P 的位置高度,

由 (2-11) 式

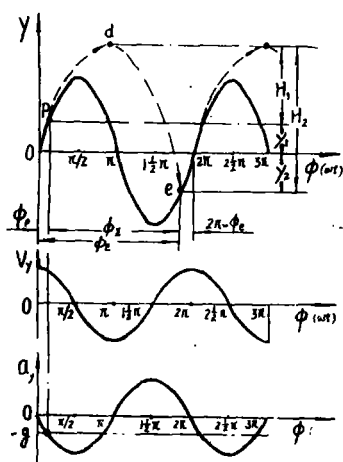


图 2

$$Y_1 = Y_p = \frac{g}{\omega^2} \quad (c)$$

Y_2 ——落砂输送机运动位相角值为 φ_e 时的位置高度

$$Y_2 = A \sin \alpha' \cdot \sin \varphi_e = A_Y \sin \varphi_e$$

上式中垂直振幅 A 以 (2-9) 式代入

$$y_2 = \frac{g \cdot \sin \varphi_e}{\omega^2 \cdot \sin \varphi_p} \quad (d)$$

(a)、(c)、(d) 式代入 (b) 式

$$H_2 = \frac{g}{2\omega^2} \left(\operatorname{Ctg}^2 \varphi_p - \frac{2 \sin \varphi_e}{\sin \varphi_p} + 2 \right) \quad (e)$$

又据理论力学分析, H_2 也可以用下式表示

$$H_2 = \frac{1}{2} g t_2^2 \quad (f)$$

式中, t_2 ——物料由 d 点下落至 e 点的时间, 其值

$$t_2 = \frac{\varphi_\Sigma}{\omega} - \frac{V_{0y}}{g}$$

把 (2-10) 式代入上式

$$t_2 = \frac{1}{\omega} (\varphi_\Sigma - \operatorname{ctg} \varphi_p) \quad (g)$$

(g) 式代入 (f) 式

$$H_2 = \frac{g}{2\omega^2} (\varphi_\Sigma^2 - 2 \varphi_\Sigma \operatorname{ctg} \varphi_p + \operatorname{ctg}^2 \varphi_p) \quad (h)$$

由 (e) 式等于 (h) 式得物料与落砂输送机撞击点的普遍参数方程式:

$$\varphi_\Sigma^2 - 2 \varphi_\Sigma \operatorname{ctg} \varphi_p + 2 \left(\frac{\sin \varphi_e}{\sin \varphi_p} - 1 \right) = 0 \quad (3-2)$$

$$\text{或 } (\varphi_e - \varphi_p)^2 - 2 (\varphi_e - \varphi_p) \operatorname{ctg} \varphi_p + 2 \left(\frac{\sin \varphi_e}{\sin \varphi_p} - 1 \right) = 0 \quad (3-3)$$

(3-2) · (3-3) 式是超越函数方程, 用逐步逼近法求解的结果示于图 3, 它给出了撞击点位相角 φ_e 与抛射点位相角 φ_p 之间函数关系的具体数值。

物料与落砂输送机实现最佳的撞击状态是稳定的周期性撞击, 其条件是: 物料在抛射点的位置高度 Y_p 等于撞击点的位置高度 Y , 且抛射点与撞击点之间的位相角 φ_Σ 为 2π 。即

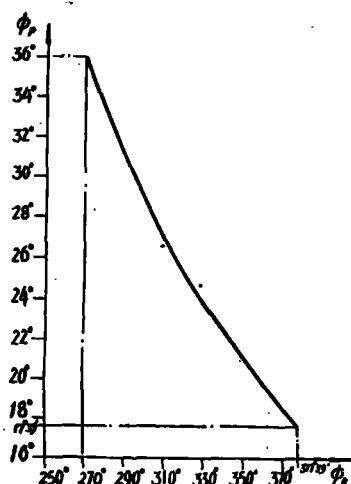


图 3

$$\varphi_{\Sigma} = \varphi_e - \varphi_p = 2\pi \quad (3-4)$$

上式代入 (3-3) 式求解得

$$\operatorname{tg} \varphi_p = \frac{1}{\pi} \quad (3-5)$$

$$\varphi_p = \operatorname{tg}^{-1} \frac{1}{\pi} = 17^{\circ}39' \quad (3-6)$$

$$\varphi_e = 2\pi + \varphi_p = 377^{\circ}39' \quad (3-7)$$

四、撞击点的相对速度方程

物料与落砂输送机实现一般性撞击

($1\frac{1}{2}\pi < \varphi_e < 2\frac{1}{10}\pi$) 的条件下, 在撞击

点 e 处图 2, 落砂输送机的速度为 V_{ye} 物料的速度为 V_{ye}' , 二者之间的相对速度 V_D 为

$$V_D = |V_{ye}| + |V_{ye}'| \quad (4-1)$$

式中, V_{ye} 由 (2-3) 式, (2-9) 式得

$$V_{yc} = A_y \omega \cos \varphi_e = \frac{g}{\omega^2 \cdot \sin \varphi_p} \cdot \omega \cos \varphi_e = \frac{g \cos \varphi_e}{\omega \sin \varphi_p} \quad (4-2)$$

$$\text{而 } V_{ye}' = gt_2 = g \frac{1}{\omega} (\varphi_{\Sigma} - \operatorname{ctg} \varphi_p) = \frac{g}{\omega} (\varphi_{\Sigma} - \operatorname{ctg} \varphi_p) \quad (4-3)$$

(4-2)、(4-3) 式代入 (4-1) 式, 经整理后

$$V_D = \frac{g}{\omega} (\varphi_e - \varphi_p - \operatorname{ctg} \varphi_p + \frac{\cos \varphi_e}{\sin \varphi_p})$$

$$\text{或 } V_D = \frac{g}{2\pi f} (\varphi_e - \varphi_p - \operatorname{ctg} \varphi_p + \frac{\cos \varphi_e}{\sin \varphi_p}) \quad (4-4)$$

若取 $f = 1$, 则强迫振动频率为 1 时的相对速度 V_{D1} :

$$V_{D1} = \frac{g}{2\pi} (\varphi_e - \varphi_p - \operatorname{ctg} \varphi_p + \frac{\cos \varphi_e}{\sin \varphi_p}) \quad (4-5)$$

$$\text{显然 } V_D = V_{D1}/f \quad (4-6)$$

按照 (4-4)、(4-5) 式计算的结论, 示于图 4、图 5。分析图示曲线知, 撞击点 e 的位相角 φ_e 越大, 落砂输送机强迫振动频率 f 越小, 则相对速度 V_D 越大。在一定范围内 ($270^{\circ} < \varphi_e < 377^{\circ}39'$) 物料与落砂输送机在撞击点 e 的相对速度越大, 落砂

效果越好。因此, φ_c 与 f 的选取原则是: 在许可范围内取较大的 φ_c 值和低频率 f 较为合适。目前, 国内、外工业实践数据已充分证明了这个方面。

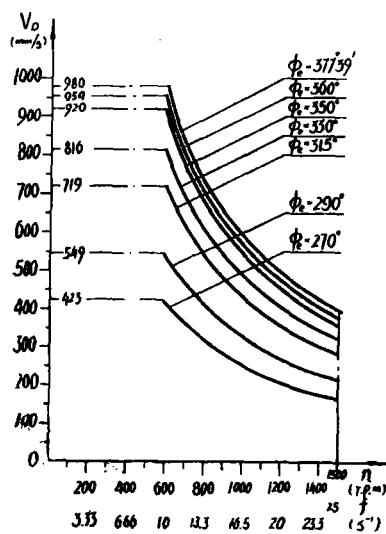


图 4

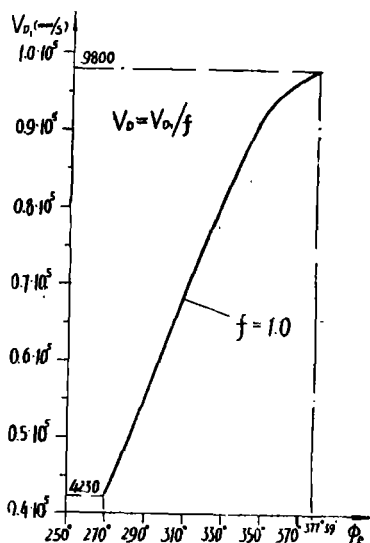


图 5

五、振幅介限值

根据物料被抛起的条件, 落砂输送机应具备的振耐 A 按 (2—8) 式计算其值, 即

$$\left. \begin{aligned} A &= \frac{g}{\omega^2 \cdot \sin \alpha' \cdot \sin \varphi_p} \\ \text{或} \quad A &= \frac{g}{(2\pi f)^2 \cdot \sin \alpha' \cdot \sin \varphi_p} \end{aligned} \right\} \quad (5-1)$$

垂直振幅 A_y 按 (2—9) 式计算其值, 即

$$\left. \begin{aligned} A_y &= \frac{g}{\omega^2 \cdot \sin \varphi_p} \\ \text{或} \quad A_y &= \frac{g}{(2\pi f)^2 \cdot \sin \varphi_p} \end{aligned} \right\} \quad (5-2)$$

若取 $f = 1$, 则

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= \frac{g}{4\pi^2 \cdot \sin \alpha' \cdot \sin \varphi_p} \\ A_{y1} &= \frac{g}{4\pi^2 \cdot \sin \varphi_p} \end{aligned} \right\} \quad (5-3)$$

显然

$$\left. \begin{aligned} A &= A_1 / f^2 \\ A_y &= A_{y1} / f \end{aligned} \right\} \quad (5-4)$$

物料与落砂输送机实现周期性撞击 ($\varphi_{\Sigma} = 2\pi$, $\varphi_p = 17^\circ 39'$) 时, 落砂输送机应具备的振幅 A , 由 (5-1) 式

$$A = \frac{g}{(2\pi f)^2 \cdot \sin\alpha' \cdot \sin 17^\circ 39'} = \frac{820}{f^2 \cdot \sin\alpha'} \text{ 毫米} \quad (5-5)$$

垂直振幅 A_y , 由 (5-2) 式

$$A_y = \frac{820}{f^2} \text{ 毫米} \quad (5-6)$$

物料抛射点与撞击点之间的位相角值 $\varphi_{\Sigma} > 2\pi$ 时, 落砂输送机振动一次以上物料才能与它撞击一次, 设备作了部分无用功, 这显然是不合理的。因此, 落砂输送机的最大许用振幅应为周期性撞击 ($\varphi_{\Sigma} = 2\pi$) 时的振幅, 即

$$\left. \begin{aligned} [A]_{\max} &= \frac{820}{f^2 \cdot \sin\alpha'} \text{ 毫米} \\ [A_y]_{\max} &= \frac{820}{f^2} \text{ 毫米} \end{aligned} \right\} \quad (5-7)$$

据相对速度分析, $\varphi_e = 270^\circ$ ($\varphi_p = 36^\circ$) 时, 撞击点 e 的相对速度较小, 故落砂输送机的最小许用振幅, 由 (5-1)、(5-2) 式得

$$\left. \begin{aligned} [A]_{\min} &= \frac{g}{(2\pi f)^2 \cdot \sin\alpha \cdot \sin 36^\circ} = \frac{423}{f^2 \cdot \sin\alpha'} \text{ 毫米} \\ [A_y]_{\min} &= \frac{423}{f^2} \text{ 毫米} \end{aligned} \right\} \quad (5-8)$$

据上述分析, 落砂输送机的振幅范围应为:

$$\left. \begin{aligned} \frac{423}{f^2 \cdot \sin\alpha'} < A \leq \frac{820}{f^2 \cdot \sin\alpha'} \text{ 毫米} \\ \frac{423}{f^2} < A_y \leq \frac{820}{f^2} \text{ 毫米} \end{aligned} \right\} \quad (5-9)$$

现把 (5-2)、(5-3) 式计算结论示于图 6、图 7, 供设计和调整落砂输送机选用振幅时参考。

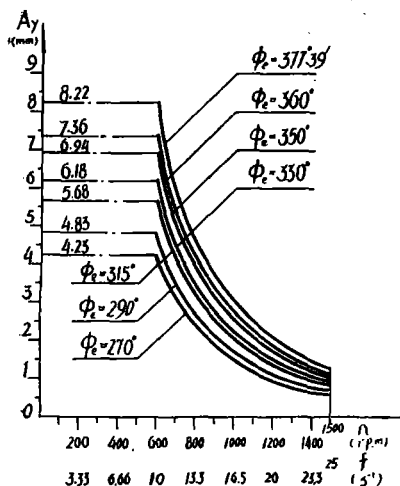


图 6

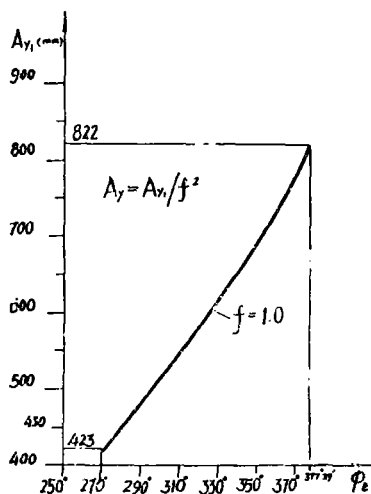


图 7

六、激振器倾角与物料抛射角

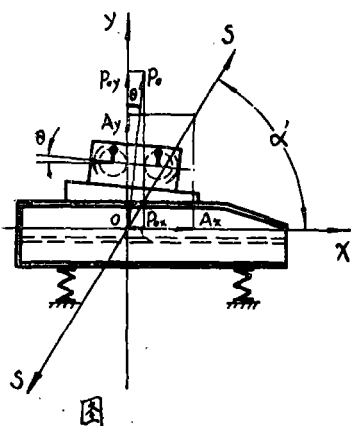


图 8

振动落砂输送机通过自相平衡激振器的作用(图 8)，在 S 方向上进行单自由度线性简谐振动。物料与落砂输送机栅格工作面之间的撞击，对其弹性系统视为阻尼因素之一，此外，尚有其它阻尼因素存在。为便于分析问题和解决问题，下面分别写出 Y（垂直）方向和 X（水平）方向的振动台面运动微分方程及其解。

(一) 振动台面 Y（垂直）方向的运动微分方程式

振动台面 Y 方向的运动微分方程是

$$\frac{W}{g} \ddot{Y} = W - (W + K_{\Sigma Y} \cdot Y) - C \dot{Y} + P_{0Y} \sin \omega t \quad (6-1)$$

式中，W——总振动重量；g——重力加速度； $K_{\Sigma Y}$ ——弹性系统垂直方向总刚度；c——常数，其值为速度等于 1 时的阻力大小； P_{0Y} ——垂直方向激振力幅，由图 8

$$P_{0Y} = P_0 \cdot \cos \theta$$

P_0 ——总激振力幅； θ ——激振器倾角。

用 $\frac{W}{g}$ 除 (6-1) 式各项，并引用下述符号

$$P_y^2 = K_{\Sigma y} \cdot g/W \text{ 及 } 2n = cg/W$$

式中, P_y ——弹性系统Y方向自振圆频率; n ——振动阻尼值。则(6-1)式写为

$$\ddot{y} + 2n\dot{y} + P_y^2 \cdot y = \frac{P_{oy} \cdot g}{W} \cdot \sin \omega t \quad (6-2)$$

此微分方程的通解, 等于在其齐次方程的通解之外再加上一个特解

$$y = e^{-nt} (c_1 \cos P_{y1} t + c_2 \sin P_{y1} t) + M \sin \omega t + N \cos \omega t \quad (a)$$

$$\text{式中, } P_{y1} = \sqrt{P_y^2 - n^2}$$

把(a)式代入(6-2)式, 若要满足(6-2)式, 则(a)式中的常数M、N必需满足下述线性方程组

$$\left. \begin{aligned} -N\omega^2 + 2M\omega n + MP_y^2 &= 0 \\ -M\omega^2 - 2N\omega n + MP_y^2 &= \frac{P_{oy} \cdot g}{W} \end{aligned} \right\} \quad (b)$$

由(b)式解得

$$\left. \begin{aligned} M &= \frac{P_{oy}g}{W} \cdot \frac{P_y^2 - \omega^2}{(P_y^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega} \\ N &= \frac{P_{oy}g}{W} \cdot \frac{2n\omega}{(P_y^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega} \end{aligned} \right\} \quad (c)$$

(a)式中右边带有 e^{-nt} 的第一项代表有阻尼的自由振动随时间 t 很快消失, 后两项是与垂直激振振幅 P_{oy} 同频率的, 代表强迫振动, 可用回转矢量把它简化后, 导出有阻尼强迫振动振幅方程如下

$$A_y = \frac{P_{oy}}{K_{\Sigma y}} \cdot \frac{1}{\sqrt{(1 - Z_y^2)^2 + \left(\frac{2n}{P_y}\right)^2 Z_y^2}} \quad (6-3)$$

式中, $Z_y = \omega/P_y$ ——y方向振动调谐值, 它是强迫振动圆频率 ω 与y方向自振圆频率 P_y 之比。

上式引入 $P_{oy} = p_o \cos \theta$ 得

$$A_y = \frac{p_o \cos \theta}{K_{\Sigma y}} \cdot \frac{1}{\sqrt{(1 - Z_y^2)^2 + \left(\frac{2n}{P_y}\right)^2 Z_y^2}} \quad (6-4)$$

令 $\lambda_y = 1 / \sqrt{(1 - Z_y^2)^2 + \left(\frac{2n}{P_y}\right)^2 Z_y^2}$ ——y方向“振幅扩大因数”, 则

$$A_y = \frac{P_o \cdot \lambda_y}{K_{\Sigma y}} \cos \theta \quad (6-5)$$

(二) 振动台面X (水平) 方向的运动微分方程式:

振动台面X方向的运动微分方程是

$$\frac{W}{g} \ddot{X} = -K_{\Sigma x} \cdot x - c \dot{x} + P_{ox} \sin \omega t \quad (6-6)$$

解上式得有阻尼强迫振动水平振幅Ax

$$A_x = \frac{P_o \sin \theta}{K_{\Sigma x}} \cdot \frac{1}{\sqrt{(1 - Z_x^2)^2 + \left(\frac{2n}{P_x}\right)^2 Z_x^2}} \quad (6-7)$$

令 $\lambda_x = 1 / \sqrt{(1 - Z_x^2)^2 + \left(\frac{2n}{P_x}\right)^2 Z_x^2}$ —— x方向“振幅扩大因数”，

则 $A = \frac{p_o \lambda_x}{K_{\Sigma x}} \sin \theta \quad (6-8)$

式中, $k_{\Sigma x}$ ——弹性系统水平方向总刚度; Z_x ——x方向振动调谐值, 它是强迫振动圆频率 ω 与x方向自振圆频率 P_{Σ} 之比, 即

$$Z_x = \omega / P_x, \quad P_x^2 = K_{\Sigma x} \cdot g / W。$$

(三) 激振器倾角 θ 与物料抛射角 α' 的函数方程

由图 8

$$\operatorname{tg} \alpha' = \frac{A_y}{A_x}$$

把(6-4)、(6-7)式及 $Z_y = \omega / P_y$ 、 $P_y^2 = P_{\Sigma y} \cdot g / W$ 、 $Z_x = \omega / P_x$ 、 $P_x^2 = K_{\Sigma x} \cdot g / W$ 代入上式, 则

$$\operatorname{tg} \alpha' = \operatorname{ctg} \theta \sqrt{\frac{(K_{\Sigma x} \cdot g - W \omega^2)^2 + (2nW\omega)^2}{(K_{\Sigma y} \cdot g - W \omega^2)^2 + (2nW\omega)^2}} = C_k \cdot \operatorname{ctg} \theta \quad (6-9)$$

式中, $C_k = \sqrt{\frac{(K_{\Sigma x} \cdot g - W \omega^2)^2 + (2nW\omega)^2}{(K_{\Sigma y} \cdot g - W \omega^2)^2 + (2nW\omega)^2}}$ 称为弹性系统相对刚度系数。

由于在一般情况下, 弹性系统水平方向总刚度与垂直方向总刚度并不相等, 对弹性系统设置为圆柱螺旋弹簧时

$$\frac{K_{\Sigma x}}{K_{\Sigma y}} = 1.7 \left(\frac{1}{b}\right)^2$$

式中, b ——圆柱螺旋弹簧稳定性指标

所以 $C_k \approx 1$

分析(6-9)式, 显然激振器倾角 θ 与物料抛射角 α' 不互为余角。即

$$\theta \neq \frac{\pi}{2} - \alpha' \quad (6-10)$$

七、落砂疲劳曲线

铸型在振动落砂输送机上周期性地被抛起,然后又自由下落与落砂栅相撞击。在撞击瞬间,获得一定的加速度而产生惯性力。由于周期性重复撞击的结果,使具有一定强度的型砂块相互错动产生拉伸和剪切疲劳破碎,达到铸件落砂及型砂块破碎的效果。

撞击瞬间铸型和落砂栅之间的相对速度 V_D 大,则产生的落砂惯性力也大。由于单位重量铸型落砂时的撞击能量 e (称为撞击比能) 与 V_D 的平方成正比

$$e = \frac{\frac{1}{2} m V_D^2}{mg} = \frac{V_D^2}{2g} \quad \text{毫米} \quad (7-1)$$

所以,落砂惯性力可以转化为撞击比能来表达。

把(4-4)式代入上式,得落砂疲劳曲线方程为:

$$ef^2 = \frac{g}{8\pi^2} (\varphi_e - \varphi_p - \text{ctg}\varphi_p + \frac{\cos\varphi_e}{\sin\varphi_p})^2 = \text{常数}, \text{毫米/秒}^2 \quad (7-2)$$

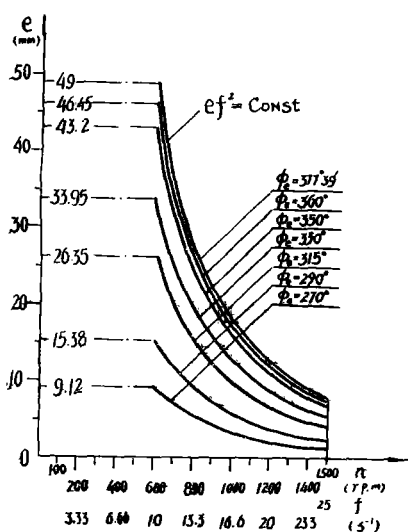


图9

据上式,绘制落砂疲劳曲线示于图9。图中, $\varphi_e = 377^\circ 39'$ 的曲线所对应的撞击比能 e 为上限值, $\varphi_e = 270^\circ$ 的曲线所对应的撞击比能 e 为下限值。常用的撞击点位相角 $\varphi_e = 330^\circ \sim 377^\circ 39'$ 铸型紧实度大取上限,反之,取下限值。当 $f > 25$ (次/秒),疲劳曲线与横座标 f 趋于平行,这时由于撞击比能较小,故落砂效率极低,甚至不能落砂。当 $f < 10$ (次/秒),尽管撞击比能较大,由于单位时间的撞击次数不多,故落砂效率也较低。常取 $f = 10 \sim 25$ 次/秒,铸型紧实度大取小限制,反之,取上限值。图中,纵座标为撞击比能 e ,其物理概念是物料的相当下落高度, e 值大,落砂惯性力大,撞击强度大,相对落砂效果较好,常取 $e = 20 \sim 40$ 毫米,铸型紧实度大取上限值,反之,取下限值。

八、物料输送速度

精确地计算出落砂输送机上物料(铸件)的输送速度 V_s 是较为繁杂的。这里将物料被抛出瞬间(抛射点 p)落砂输送机速度的水平分量 V_{xp} 视为物料的理论输送速度 V_s' 由(2-3)式

$$V_s' = V_{xp} = A\omega \cdot \cos\alpha' \cdot \cos\varphi_p \quad (a)$$

由(2-8)式

$$\sin \varphi_p = \frac{g}{A \omega^2 \cdot \sin \alpha'} \quad (b)$$

因为 $\cos \varphi_p = \sqrt{1 - \sin^2 \varphi_p} \quad (c)$

(b) 式代入 (c) 式 $\cos \varphi_p = \sqrt{1 - \left(\frac{g}{A \omega^2 \sin \alpha'}\right)^2}$

令 $k = \frac{A \omega^2}{g}$ —— 机器指数

所以 $\cos \varphi_p = \sqrt{1 - \left(\frac{1}{k \cdot \sin \alpha'}\right)^2} \quad (d)$

(d) 式代入 (a) 式,

$$V'_S = 2\pi A f \cdot \cos \alpha' \sqrt{1 - \left(\frac{1}{k \cdot \sin \alpha'}\right)^2} \quad (8-1)$$

式中, 各符号意义同前, 抛射角可取为 $\alpha' = 55^\circ \sim 65^\circ$ 。

考虑物料 (铸件) 与落砂输送机栅格工作面之间摩擦等因素的影响, 物料的输送速度

$$V_s = C \cdot V'_S \quad (8-2)$$

式中, 系数 $C = 0.75 \sim 0.85$ 。

九、结 束 语

振动落砂输送机的理论基础是“物料被抛起的铸件落砂疲劳曲线方程”。由这一基本理论出发, 导出的抛射点参数方程、撞击点的普遍参数方程, 撞击点的相对速度方程、振幅介限值, 激振器倾角与物料抛射角不互为余角等结论, 是振动落砂输送机设计中决定参数的理论依据。

本文得到广州水暖器材总厂、上海中国纺织机械厂、一机部洛阳工厂设计院、郑州铁路材料制品厂等单位的大力协助; 并经卢锡畴教授审阅, 提出了宝贵意见, 特此表示感谢。

参 考 文 献

1. 《振动论》 (日) 得丸英 和 48 年
2. 《vibration problems in Engineering》 S. Timoshenko
3. 《Mechanical Vibrations》 J. P. Den Hartog
4. 《振动输送机的设计计算与使用》《Der Maschinenschaben》1963 (36), Heft 11~12 (西德) K. N 魏曼埃尔
5. 《定向电振动输送机振幅的计算》《Fördern und Heben》1963 № 10~11 《西德》 K. 杜宇林

浅论国内外刀具的发展趋向

机械系 沈沛如

提 要

本文综合论述了目前金属切削刀具发展中的几个主要趋向,指出采用新型刀具材料和高效率刀具,改进刀具的几何角度及刀具结构对提高切削加工效率,攻克切削加工中的某些关键问题具有重要意义,文中还对加工难加工材料的刀具和自动线刀具的要求和特点,作了扼要的介绍。

在发展现代机械制造工业中,为了获得精密而高质量的零件,切削加工常常是一种比较有效而经济的加工方法,刀具是切削加工中很活跃的因素。改进刀具是发挥机床生产潜力,提高切削加工生产率的重要手段,也是在挖潜,革新,改造工作中花钱少,见效快,易于推广的有效措施,无产阶级革命导师马克思说过:“劳动生产率不仅依存于劳动者如何熟练,而且也依存于他使用的工具如何完备”。充分说明了工具在劳动生产中的重要性。近代工业发达国家对刀具发展都给予很大重视,新材料、新工艺、新结构不断出现,促进了整个机械制造工业的迅速发展,本文就金属切削刀具的发展趋向,从下列几个方面作一概括的论述:

一、采用新型的刀具材料

刀具切削部份材料的改进,对提高刀具的切削性能和提高切削加工效率,有极其重要的作用。从刀具材料发展史来看,一种新的刀具材料的出现,不仅提高了切削用量,而且往往推动切削加工工艺和设备的改革,最终导致劳动生产率的大幅度上升。近年来世界各国对新刀具材料的研究,都极为重视。出现了不少新材料、新品种、新工艺,在生产上获得了显著的效果,现就下列几个方面分述如下:

1. 新型高速钢:

国内外长期以来使用最广泛的是钨系高速钢(例如W18Cr4V)热硬性高,切削性好,但由于含钨量较多,受矿产资源的限制,因此出现了下列新型高速钢。

(接前页)

6. Дрозильно-Сортировочные машины и установки стр. и арх.

(Москва 1952) Л.Б. ЛеВенсон, П.М. Цигельный.

7. 《撞击式电磁振动落砂机》《铸造机械》1972, № 3

唐山机车车辆工厂、西南交通大学,

8. 《偏心振动落砂机的设计与实践》《铸造机械》 1976 № 2

上海中国纺织机械厂