

电磁振动给料器给料速度的研究^{*}

顾平灿

(浙江海洋学院 机电工程学院, 浙江 舟山 316000)

摘要:针对电磁振动给料器在输送不同性质物料时存在调整困难的问题,将物料滑移和抛掷理论应用到电磁振动给料器的设计与调整中,开展了电磁振动给料器力学模型分析,提出了根据振幅选择合适工作点的方法,在对物料受力情况进行分析的基础上,着重研究了振幅与物料运动方式之间的关系,并建立了物料的运动方程,通过求解方程得到了物料在正向滑移、正反向滑移和抛掷等 3 种供料方式下的平均速度与振幅之间的关系。研究结果表明,电磁振动给料器的振幅不仅决定物料的运动方式,而且对送料速度也有很大影响。

关键词:电磁振动给料器;给料速度;滑移;振幅

中图分类号:TH225;TB535;TH122

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2012)07-0790-05

Research on feeding speed of electromagnetic vibration feeder

GU Ping-can

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Zhejiang Ocean University, Zhoushan 316000, China)

Abstract: Aiming at the electromagnetic vibrating feeder on the difficulty of adjustment in transferring different materials with it. The theories of material slide and throwing were applied in the design and adjustment. A dynamic model of the electromagnetic vibrating feeder was analyzed, and a method choosing an appropriate working point based on amplitude was put forward. On the basis of the analysis of acting forces of the material, the relationships between the amplitude and the way of material movement were mainly studied, an equation of material movement was established, and the relationships between the amplitude and the average speed of the three material-supplying ways of forward slide, opposite slide, and throwing were obtained by solution of the equation. The research results show that the amplitude of electromagnetic vibration feeder not only decides the movement ways of the material, but also has a great effect on the delivering speed.

Key words: electromagnetic vibration feeder; feeding speed; slip; amplitude

0 引言

斗式电磁振动给料器是电子、轻工行业小尺寸元件整列定向的常见设备,广泛应用于自动装配、自动加工和自动包装的各类机械上,具有结构简单、能耗小、可靠性好、速度调节方便和不损伤零件的优点。但是由于输送的物料品种不同,需要每次对给料器进行调整,由于缺乏理论指导,目前常用不变频的情况下调整电压来试验,因物料质量不同,常常造成了给料器工作点(近共振点)的偏离,调整电磁振动给料器的效果不理想^[1]。

本研究讨论通过调整振幅来达到调整电磁振动给料器输送速度的方法。

1 电磁振动给料器的组成及给料原理

斗式电磁振动给料器可以看成是二自由度二质体的强迫振动系统,由料斗、主振弹簧、电磁铁线圈、衔铁、托板、减振弹簧和底座组成,其结构如图 1 所示。料斗(1)的内壁带螺旋槽,底部呈锥型,料斗的下部通过托板(7)与 4 组主振弹簧(2)相联,主振弹簧的下部联接在底盘(5)上,托板底面中部,固定着衔铁(8),电磁铁的铁芯和线圈(6)安装在底盘中间,底盘下面安装减振橡胶垫(4)。其工作原理是:利用铁芯和衔铁之间的脉冲电磁力,驱动主振弹簧沿圆周切线方向向斜下方运动,同时主振弹簧储存势能。当磁力消失

收稿日期:2012-01-10

基金项目:浙江省教育厅科研资助项目(20040543)

作者简介:顾平灿(1968-),男,浙江台州人,讲师,主要从事机电一体化技术方面的研究. E-mail:gpc2288@sina.com

后,主振弹簧释放能量,使料斗沿切线方向向斜上方运动。如此反复,料斗不断沿主振弹簧切线方向作往返运动。因物料和料槽之间摩擦力的变化,使料斗中物料沿周边的螺旋滑道运动实现给料^[2-3]。

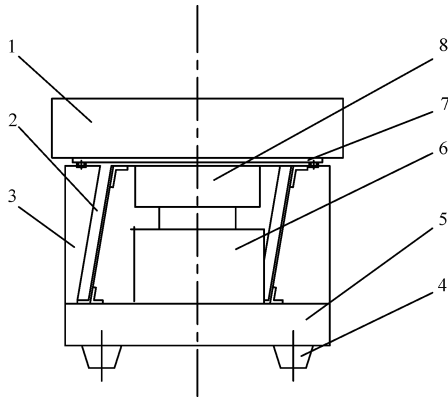


图1 电磁振动给料器结构

1—料斗;2—主振板弹簧;3—罩壳;4—橡胶弹簧垫;5—底座;6—磁铁线圈;7—托板;8—衔铁

2 电磁振动给料器的力学模型

根据机械振动理论,其振动方程为^[4-5]:

$$m\ddot{S} + r\dot{S} + kS = \frac{3}{2}F_a + 2F_a\sin\omega t_1 + \frac{1}{2}F_a\sin 2\omega t_2 \quad (1)$$

式中: m —料斗质量, r —阻尼因数, k —弹簧系数, S —料斗位移, F_a —基本电磁力, $3F_a/2$ —平均电磁力,只引起系统的静变形。

二次谐波力产生的变形远小于一次谐波力产生的变形。为简化计算,本研究忽略二次谐波力的影响,所以系统的振幅取决于一次谐波力。求得料斗位移为:

$$S = A\sin(\omega t + \theta) = \frac{2F_a\cos\gamma}{k - m\omega^2}\sin(\omega t + \theta) = \frac{2F_az^2\cos\gamma}{m\omega^2(1 - z^2)}\sin(\omega t + \theta) \quad (2)$$

其中:

$$\gamma = \arctg \frac{2bz}{1 - z^2}$$

式中: b —阻尼比, $b = r/(2m\omega_0)$; ω_0 —系统固有频率, $\omega_0 = \sqrt{k/m}$; z —频率比,工作频率 ω 与系统固有频率 ω_0 之比。

由此可知,振幅的大小除了与料斗重量、激振力、主振弹簧的刚度和阻尼系数有关,振幅与频率比 z 的取值有很大关系。由式(2)可知, z 值越趋近 1, 振幅越大。

当 $z = \omega/\omega_0 = 1$, 即共振状态时,该系统对阻尼变化十分敏感,而引起料斗振幅不稳定,所以一般不采

用。

若 $z < 1$, 即亚共振状态,这时往料斗加料后,阻尼增大,输送速度降低;但阻尼增大,使系统固有频率减小, z_0 更接近于 1, 于是又使振幅增大,起着互相补偿的作用,系统能稳定工作。

如果 $z > 1$, 即过共振区状态,加料后因阻尼增加而使振幅陡降,影响料斗工作的稳定性。综上所述,电磁振动给料器应在亚共振状态下工作,通常取频率比 $z = 0.85 \sim 0.95$ 。

3 振幅对物料输送方式的影响

根据料斗的位移公式(2),可导出料斗工作面的速度和加速度公式^[6]:

$$\begin{cases} v = \omega A \cos(\omega t + \theta) \\ a = -\omega^2 A \sin(\omega t + \theta) \end{cases} \quad (3)$$

本研究把加速度分解为平行料斗工作面 and 垂直工作面的两个分量 a_x 和 a_y :

$$\begin{cases} a_x = a \cos\beta \\ a_y = a \sin\beta \end{cases} \quad (4)$$

式中: β —振动方向角。

物料在料斗中的受力情况如图 2 所示,首先假设物料对料道作相对运动,在 x 方向和 y 方向的相对位移为 Δx 和 Δy , 相对速度为 $\dot{\Delta x}$ 和 $\dot{\Delta y}$, 相对加速度为 $\ddot{\Delta x}$ 和 $\ddot{\Delta y}$, 这时物料颗粒沿 x 方向的惯性力和重力分力之和 F 为:

$$F = m(a_x + \ddot{\Delta x}) + mg\sin\alpha \quad (5)$$

y 的正压力 F_n 为:

$$F_n = m(a_y + \ddot{\Delta y}) + mg\cos\alpha \quad (6)$$

式中: m —物料质量, α —料斗料槽倾角。

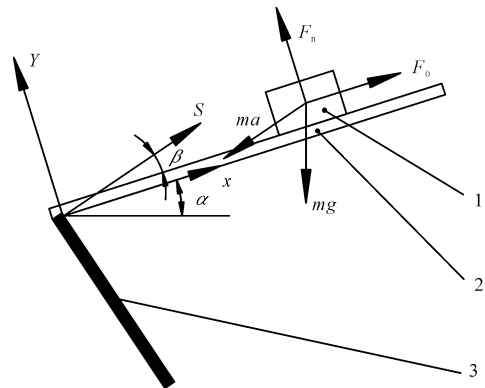


图2 物料受力情况分析

1—物料;2—料槽;3—板簧

工件在料槽上作连续滑移时,物料与料斗工作面始终保持接触,正压力 $F_n \geq 0$, 相对加速度 $\ddot{\Delta y} = 0$ 。

此时工作面对物料的静摩擦力为:

$$F_0 = \mp f_0 F_n \quad (7)$$

式中: f_0 — 静摩擦系数, 负号—正向滑移, 正号—反向滑移。

物料在位移 S 逐渐增大的半周期, 即电磁力消失、弹簧力释放时, 由于 y 方向正压力 F_n 增大, 产生的静摩擦力也增大, 这是物料在振幅较小时随料斗一起振动, 不产生相对滑移, 振幅较大时产生反向滑移; 在位移 S 逐渐减小的半个周期, 即电磁力克服弹簧力使料斗向下运动时, 由于 F_n 减小导致静摩擦力减小, 在振幅很小时也不会产生相对滑移, 振幅较大时产生正向滑移, 振幅很大时物料产生腾空, 即出现抛掷现象。位移 S 为正值且弹簧力释放时物料的受力情况如图 2 所示, 若位移 S 为负值且弹簧力释放时物料的受力情况与图 2 相比, 只是位移 S 和惯性力 ma 方向相反, 此时由于惯性力方向为正, 物料更难出现反向滑移。当位移为正值且在电磁力作用下位移 S 逐渐减小时, 物料的受力情况与图 2 相比, 只有静摩擦力 F_0 方向相反; 当位移为负值且在电磁力作用下位移 S 逐渐减小时, 物料的受力情况与图 2 相比, 位移 S 、惯性力 ma 和静摩擦力 F_0 反向, 这时由于惯性力为正, 正向滑移最容易发生这个阶段。

在滑移运动开始的瞬时, $\Delta \ddot{x} = 0$ 、 $\Delta \ddot{y} = 0$, 所以:

$$F + F_0 = 0 \quad (8)$$

将式(4~6)代入式(8), 图 2 中已经考虑到惯性力与重力的 x 方向分力同向, 可得到:

$$m\omega^2 A \cos\beta \sin(\omega t + \theta) + mg \sin\alpha \pm f_0 (-m\omega^2 A \sin\beta \sin(\omega t + \theta) + mg \cos\alpha) = 0$$

$$\sin(\omega t + \theta) = \frac{\mp mg f_0 \cos\alpha - mg \sin\alpha}{m\omega^2 A (\pm f_0 \sin\beta + \cos\beta)}$$

其中:

$$f_0 = \tan\mu_0$$

式中: μ_0 — 静摩擦角。

可得:

正向滑移时:

$$\sin(\omega t + \theta) = \frac{g \sin(\mu_0 - \alpha)}{\omega^2 A \cos(\mu_0 - \beta)} \quad (9)$$

反向滑移时:

$$\sin(\omega t + \theta) = -\frac{g \sin(\mu_0 + \alpha)}{\omega^2 A \cos(\mu_0 + \beta)} \quad (10)$$

要使式(9、10)有解, 必须使其绝对值不大于 1, 由此求出:

满足正向滑移条件的振幅:

$$A_1 = \frac{g}{\omega^2 \sin(\omega t + \theta)} \times \frac{\sin(\mu_0 - \alpha)}{\cos(\mu_0 - \beta)} \quad (11)$$

满足反向滑移的条件振幅:

$$A_2 = \frac{g}{\omega^2 \sin(\omega t + \theta)} \times \frac{\sin(\mu_0 + \alpha)}{\cos(\mu_0 + \beta)} \quad (12)$$

当 A 继续增大, 若超过另一临界值 A_3 时, 物料的运动方式将改变, 产生抛掷运动。抛掷运动由于料道向右下方运动时, 工件突然离开料道, 这时 $F_n = 0$, 因抛掷开始的瞬时, $\ddot{y} = 0$, 由式(6)得:

$$mg \cos\alpha - m\omega^2 A_3 \sin(\omega t + \theta) \sin\beta = 0$$

$$A_3 = \frac{g \cos\alpha}{\omega^2 \sin(\omega t + \theta) \sin\beta} \quad (13)$$

4 平均给料速度

按照振幅的大小, 物料与料槽之间的相对运动有 4 种可能^[7]:

(1) 当 $A < A_1$ 时, 物料与料斗一起来回振动, 两者没有相对运动, $\Delta \dot{x} = 0$ 。

(2) 当 $A_1 < A < A_2$ 时, 在一个振动周期内, 有部分时间物料向正向滑移。

当物料开始正向滑移后, 其运动方程为:

$$m(a_x + \Delta \ddot{x}) = mg \sin\alpha + F_n \tan\mu \quad (14)$$

把式(6)代入上式得到:

$$m(a_x + \Delta \ddot{x}) = mg \sin\alpha + \tan\mu [(a_y + \Delta \ddot{y}) + mg \cos\alpha] \quad (15)$$

设物料在料斗开始正向滑移的时间为 t' , 相位角为 φ'_k , 正向滑移终了时间 t'' , 相位角为 φ'_m 。

本研究将 a_x 、 a_y 代入上式, 求得相对速度:

$$\Delta \dot{x} = \int_{t'}^{t''} \Delta \ddot{x} dt = g(\sin\alpha + \tan\mu \cos\alpha) \frac{\varphi - \varphi'_k}{\omega} + \omega A \sin\beta \tan\mu \times (\cos\varphi - \cos\varphi'_k) - \omega A \cos\beta (\cos\varphi - \cos\varphi'_k)$$

$$\Delta \dot{x} = \frac{\omega A \cos(\mu + \beta)}{\cos\mu} [\cos\varphi'_k - \cos\varphi - \sin\varphi_k (\varphi - \varphi'_k)] \quad (16)$$

其中:

$$\sin\varphi_k = \frac{g \sin(\mu + \alpha)}{\omega^2 A \cos(\mu + \beta)}$$

物料开始滑移的瞬时, 物料对料道的相对加速度 $\Delta \ddot{x} = 0$, 又因为物料处于滑移状态, 物料始终与料道接触, $\Delta \ddot{y} = 0$ 。此时物料惯性力与重力 x 方向的分力之和等于物料与料道之间的静摩擦力。由式(9)可求得:

$$\varphi'_k = \omega t + \theta = \arcsin \frac{g \sin(\mu_0 + \alpha)}{\omega^2 A \cos(\mu_0 + \beta)} \quad (17)$$

正向滑移经过一段时间, 到 $\varphi = \varphi'_m$ 时, 速度

$\Delta \dot{x} = 0$, 由式(16)知:

$$[\cos \varphi'_k - \cos \varphi'_m - \sin \varphi_k (\varphi'_m - \varphi'_k)] = 0 \quad (18)$$

由此可求出正向滑移终止瞬时的相位角 φ'_m , 同理求出反向滑移终止瞬时的相位角 φ'_e 。

正向滑移相对速度对时间积分, 可得到相对位移 Δx , 进而可求得平均速度 v_k :

$$v_k = \frac{\omega \Delta x}{2\pi} = \frac{\omega A \cos(\mu + \beta)}{2\pi \cos \mu} \left[\frac{\sin^2 \varphi'_m - \sin^2 \varphi'_k}{2 \sin \varphi_k} - (\sin \varphi'_m - \sin \varphi'_k) \right] \quad (19)$$

(3) 当 $A_2 < A < A_3$ 时, 在一个振动周期内, 料斗受电磁力吸引向斜下方运动, 物料正向滑移, 正向滑移结束后, 此时弹簧释放能量, 料斗向斜上方运动, 物料反向滑移。正向滑移情况与(2)相同。反向滑移时摩擦力方向相反, 同理可求得其相对滑移速度:

$$\Delta \dot{x} = \frac{\omega A \cos(\mu - \beta)}{\cos \mu} [\cos \varphi'_q - \cos \varphi + \frac{g \sin(\mu - \alpha)}{\omega^2 A \cos(\mu - \beta)} (\varphi - \varphi'_q)] \quad (20)$$

其中:

$$\varphi'_q = \omega t + \theta = -\arcsin \frac{g \sin(\mu_0 - \alpha)}{\omega^2 A \cos(\mu_0 - \beta)}$$

$$v_q = \frac{\omega A \cos(\mu - \beta)}{2\pi \cos \mu} \left[\frac{\sin^2 \varphi'_e - \sin^2 \varphi'_q}{2 \sin \varphi_q} - (\sin \varphi'_m - \sin \varphi'_q) \right]$$

(4) 当 $A > A_3$ 时, 物料出现抛掷现象, 为求出抛掷运动的平均速度, 先要计算出抛掷开始和结束时的瞬时相位角。

当物料出现抛掷运动的瞬时, 沿 y 方向的相对加速度 $\ddot{\Delta y} = 0$, 正压力 $F_n = 0$, 由式(13)求得抛掷开始的瞬时相位角:

$$\varphi_d = \arcsin \frac{g \cos \alpha}{\omega^2 A \sin \beta} \quad (21)$$

抛掷运动开始后, 正压力 $F_n = 0$, 由式(6)得:

$$m \ddot{\Delta y} = -mg \cos \alpha + m \omega^2 A \sin \beta \sin \varphi \quad (22)$$

对上式两次积分, 得:

$$\Delta y = A \sin \beta (\sin \varphi_d - \sin \varphi) + A (\varphi - \varphi_d) \sin \beta \cos \varphi_d - \frac{1}{2} g \cos \alpha \frac{(\varphi - \varphi_d)^2}{\omega^2} \quad (23)$$

当 Δy 重新等于 0 时, 抛掷运动结束, 由上式解得 φ 即是抛掷结束时的瞬时相位角 φ'_m 。

由式(5)知, 工件沿工作面方向的运动方程为:

$$m(a_x + \ddot{\Delta x}) = mg \sin \alpha \quad (24)$$

对 $\ddot{\Delta x}$ 积分两次, 可求出抛掷运动的相对位移, 进而得到平均速度:

$$v_d = \frac{1}{2} A \cos \beta (\varphi'_m - \varphi_d)^2 \sin \varphi_d^2 (1 + \tan \alpha \tan \beta) \quad (25)$$

不同振幅下的平均速度曲线如图3所示, 振幅小于 A_1 时, 物料随料斗来回振动, 不产生相对滑移, 速度为 0; 振幅在 A_1 和 A_2 之间时, 物料只有正向滑移, 滑移速度 v_k 随着振幅的增大而增大, 而且曲线较陡, 滑移速度的增幅较大, 是选择输送速度的理想区域^[8-9], 振幅在 A_2 和 A_3 之间时, 物料既有正向滑移, 也有反向滑移, 其中 v_k 为正向滑移平均速度, v_q 为反向滑移平均速度, 物料滑移的平均速度曲线为两者之差, 也随振幅的增大而增大; 反向滑移是没有意义的, 但随着振幅的增大, 正向、反向速度同时增大, 其平均速度增幅不大, 而消耗功率和物料对料槽的磨损却大大增加, 故通常不采用; 当振幅大于 A_3 时, 物料出现抛掷状态, v_d 为抛掷状态下的平均速度曲线, 因此时还存在滑移现象, 实际物料的平均输送速度为 v'_d 。

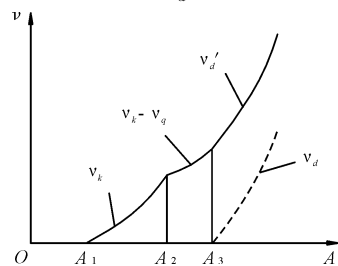


图3 平均给料速度与振幅的关系

5 结束语

物料运动状态的选择, 除了考虑给料速度和给料精度外, 还要结合物料的性质(易碎性、粘性、密度、摩擦系数和粒度等)^[10]。

对于易碎性物料, 应采用滑移运动的工作方式, 物料作滑移运动时, 始终与料斗工作面保持接触, 不产生相互冲击, 噪声低; 但工作面容易磨损, 这种工作方式下要获得较高的输送速度, 必须采用较大的振幅, 但要避免出现反向滑移, 因此选择振幅时要靠近满足反向滑移的条件振幅, 但不宜大于该振幅, 这种输送方式有利于物料的整列定向, 对于需要定向的物料, 这种输送方式尤为适合。

采用抛掷运动可以得到高的输送速度, 但在振幅较小时, 抛掷运动的幅度不大, 此时滑移运动占输送速度的比重很大, 故常采用大振幅振动, 对构件的强度要求较高, 多用于不需要整列定向物料输送。

综上所述, 对于给定的物料和输送设备, 可以利用该方法选择合理的输送方式, 求出最佳的振幅和最大输送速度, 从而为给料器调整提供了理论依据。

参考文献 (References):

- [1] 闻邦椿,刘树英,何 勋. 振动机械的理论与动态设计方法[M]. 北京:机械工业出版社,2001.
- [2] 王运池. 国内振动给料设备的现状与发展[J]. 煤炭技术, 2003(7):29-31.
- [3] 顾平灿. 电磁振动给料器给料速度影响因素的探讨[J]. 机电工程,2008,25(6):39-41.
- [4] 伍利群. 电磁振动供料器工件的受力和运动分析[J]. 轻工机械,2003,27(1):30-33.
- [5] 胡红生,钱林方. 悬臂梁振动自适应模糊控制及 DSP 实现[J]. 机电工程,2007,24(1):46-49.
- [6] THOMSON W T, DAHLEH M D. Theory of Vibration with Applications [M]. Beijing: Tsinghua University Press,

2005.

- [7] DOI T, YOSHIDA K, TAMAI Y, et al. Feedback control for electromagnetic vibration feeder (applications of two-degrees-of-freedom proportional plus integral plus derivative controller with nonlinear element) [J]. JSME International Journal:Series C,2001,44(1):30-40.
- [8] 焦其伟,崔文会,孙宝元,等. 压电式振动给料器的研制[J]. 传感器技术,2001,20(4):23-26.
- [9] 周永红. 电磁振动给料机的力学模型与计算机控制的研究[D]. 上海:东华大学机械工程学院,2004.
- [10] 李伏书. 电磁振动给料机振幅调整经验几例[J]. 设备与管理,2003(6):38.

[编辑:张 翔]

(上接第 784 页)

刀片上任意 t 处,可知在 3 种情况下,曲线 3b 啮合点的 ξ 角度值最小,曲线 1b 啮合点的 ξ 角度值最大^[10-11]。

从而可知:增大 φ 角度值,会使上、下刀的啮合点提前;增大安装架 ψ 值,会使上、下刀的啮合点靠后。

通过上述曲线分析结论可知,在设计过程中,对于切割物料材质不同,所定制的下刀安装架的角度 ψ 值也不同。根据经验数据可知,铜箔剪切机采用的 ψ 角度设计为 2.6° 为佳。

经核算,上、下刀啮合点的经验数据符合下刀与上刀啮合的空间角度 ξ 的理论分析。在切割调试时,保证角度 ξ 的变化幅度不大,可保证切割边的切割效果前后就不会有明显的差异,切割效果就越好;但若发现切割效果前后有很大的差异,可适当地改变 φ 角度值,使啮合点位置改变,相应地改变 ξ 角度,改变剪切力,使剪切效果达到最佳。

4 结束语

铜箔卷材剪切机核心技术采用专利剪切技术(ZL200620103771.4),该剪切结构具有结构合理,剪切速度快,刀具磨损小,寿命长,噪音小等优点^[12]。本研究利用切刀机构设计原理,详细阐述了切刀机构运动的传动原理,对上、下刀的啮合点作了受力分析,分别通过样机实际测量的经验数据分析和运用 Matlab 计算数据分析,实现了对切刀机构的优化设计,取得了优化结果:适当地改变 φ 值和 ξ 值,能使剪切效果达到最佳。

该技术提高了铜箔的剪切质量,使铜箔的剪切边无波纹皱、无毛刺、无铜粉,减少了铜箔的报废,也改善了用户因铜箔剪切质量不高而导致印制电路的质量和产量下降的问题,实现了科研成果产业化,并且已推广

到其他金属和非金属箔类卷材的剪切应用,如铝箔、锡箔、纸张、塑料箔膜等,具有广阔的应用前景和良好的社会经济效益。

总之,随着用户对铜箔切割质量要求的不断更新,铜箔卷材剪切机还有很多难题,有待于进一步的研究与探讨。

参考文献 (References):

- [1] 辜信实. 覆铜板技术(1)[J]. 印制电路信息,2003(5):19-23.
- [2] 杨祥魁,刘建广,徐树民,等. 铜箔制程对 CCL 及 PCB 要求的应对[J]. 印制电路信息,2012(1):9-10.
- [3] 李清亮. 覆铜板设备的发展及现状[J]. 印制电路信息,2003(12):45-47.
- [4] 黄继昌. 实用机械机构图册[M]. 2 版. 北京:人民邮电出版社,1995.
- [5] 陶栋材. 偏心轮推杆行星传动设计理论研究[D]. 北京:中国农业大学工学院,2006.
- [6] 唐金松. 简明机械设计手册[M]. 2 版. 上海:上海科学技术出版社,2001.
- [7] 闻邦椿. 机械设计手册(第 5 卷)[M]. 北京:化学工业出版社,1997.
- [8] 成大先. 机械设计图册[M]. 北京:化学工业出版社,1997.
- [9] 赵松年,张奇鹏. 机电一体化机械系统设计[M]. 北京:机械工业出版社,1997.
- [10] 王 翔,芮延年. 基于 TRIZ 理论的互动玩具机构创新设计[J]. 轻工机械,2011,29(3):84-88.
- [11] 谢建新,王 志,田 甜. 挂装车挂装机构的优化设计[J]. 现代制造技术与装备,2011(6):14-16.
- [12] 杨丽萍,夏东劼. 一种剪切机构:中国,ZL200620103771.4 [P]. 2007-05-09.

[编辑:张 翔]