

基于最优化瞬心线的纯滚剪切机构设计

刘彪, 马雅丽, 王德伦*, 黎康康

(大连理工大学 机械工程学院, 辽宁 大连 116024)

摘要: 在研究纯滚剪切运动特性的基础上提出一种纯滚剪切机构设计新方法. 该方法综合考虑开口度、剪刀重叠量、剪切力峰值等设计要求, 以机构瞬心线与剪刀廓线具有最小误差为目标建立机构的尺度综合模型, 并使用遗传优化算法求解获得最优化的机构尺寸参数, 实质是建立纯滚运动的动、定瞬心线与刚体接触廓线关系模型. 七连杆式滚剪机优化设计中的应用实例表明, 新设计方案的上剪刀动态最低点迹线点集标准差降低了 81.4%, 同时上剪刀水平滑移量和剪切力峰值显著减小, 这有利于提升钢板剪切质量和滚剪机的动力性能, 降低剪刀磨损, 延长使用寿命.

关键词: 纯滚剪切; 位置综合; 瞬心线; 优化算法; 数学模型

中图分类号: TG333

文献标识码: A

doi: 10.7511/dllgxb201801003

0 引言

两刚体间的纯滚运动在很多常用机械中有着广泛而重要的应用. 通常采用机构实现纯滚运动, 而机构设计的关键在于如何利用轨迹综合方法确定机构的尺寸^[1-2]. 机构轨迹综合问题以离散点或连续轨迹的方式给出, 其实现方法分为精确点综合和近似综合^[3]. 在精确点综合难以实现的情况下可以使用近似综合.

一般来说, 近似综合又分为直接综合和间接综合. 直接综合法直接根据运动学原理求解机构方案, 如 Hrones^[4] 使用连杆曲线集分析四杆机构, Kramer^[5] 使用 Hooke-and-Jeeves 搜索法, Subbian 等^[6] 使用连续法处理多项式方程来实现四杆机构轨迹生成综合, 但这些数值方法往往难以处理高阶非线性方程组. 王德伦等^[7] 提出了自适应拟合方法和法向误差的鞍点规划模型用于四杆机构运动综合. 为了同时保证有效性和高精度, 许多优化算法也被用于机构轨迹综合, 如遗传优化算法^[8]、模拟退火法^[9]等. 间接综合法^[10-11]是从预先建立的轨迹图谱中搜索匹配的轨迹, 输出机

构构型和尺寸, 该方法依赖于海量数据存储容量和计算机快速检索能力.

纯滚剪切机构设计需要同时保证纯滚运动轨迹和剪切性能, 如用于中厚钢板剪切的滚剪机, 为保证剪切质量, 理想剪切动作应保证上下剪刀作纯滚运动, 没有滑移. 现有方法往往选择保证若干关键点精确运动的方式完成设计, 或对上剪刀动态最低点轨迹优化^[12], 但非关键点处易出现较大的运动误差和水平滑移. 因此, 本文通过研究剪刀完整滚切运动的动、定瞬心线与接触线的对应关系, 建立一种新型的以最优化瞬心线为基础的纯滚运动机构综合模型, 以期获得最优化的机构尺寸, 使得滚剪机在整个剪切过程中具有最小的运动误差和水平滑移量, 提高剪切质量.

1 运动设计模型

刚体作相对运动时速度相同的点称为速度瞬时中心, 简称速度瞬心或瞬心. 瞬心在固定刚体平面内的轨迹称为定瞬心线, 在运动刚体平面内的轨迹称为动瞬心线. 纯滚运动意味着两个刚体间相对运动没有滑移, 瞬时接触点相对速度为零. 因

收稿日期: 2017-02-07; 修回日期: 2017-10-18.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51275067); “八六三”国家高技术研究发展计划资助项目(2006AA04Z101).

作者简介: 刘彪(1983-), 男, 博士生, E-mail: liubiao@mail.dlut.edu.cn; 马雅丽(1963-), 女, 教授, E-mail: myl@dlut.edu.cn; 王德伦*(1958-), 男, 教授, 博士生导师, E-mail: dlunwang@dlut.edu.cn.

此,只要动、定瞬心线分别符合刚体运动时的接触线,就可以保证两刚体做纯滚运动。

滚剪机的理想剪切运动应为上剪刀和下剪刀相对纯滚运动。本文选择二自由度连杆式滚剪机作为设计对象,其机构简图如图 1 所示^[13]。以下推导该七连杆机构的瞬心线运动方程。

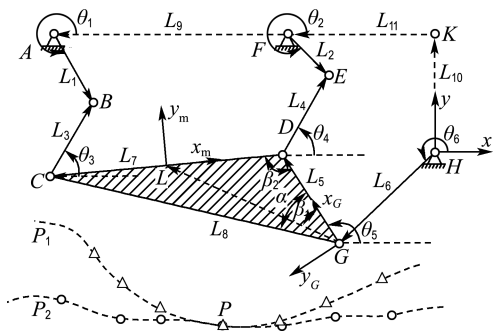


图 1 七连杆机构简图

Fig. 1 Sketch of seven-bar linkage mechanism

如图 1 所示,杆 AB 和 EF 是原动件,杆 CDG 是从动件作为执行机构。在定铰链点 H 处建立定坐标系 $H-xy$,在杆 CDG 上的 CD 中点 L 处建立动坐标系 $L-x_m y_m$ 。各杆长度分别记为 $\{L_i, i=1, 2, \dots, 11\}$,各杆的相位角和角速度分别记为 $\{\theta_i, i=1, 2, \dots, 6\}$ 和 $\{\omega_i, i=1, 2, \dots, 6\}$ 。对闭环 HGDEFKH 和闭环 HGCBAFKH 列闭环矢量方程:

$$HG + GD + DE = HK + KF + FE \quad (1)$$

$$HG + GC + CB = HK + KF + FA + AB \quad (2)$$

将式(1)和(2)投影在固定坐标系的两个坐标轴上,得

$$\begin{aligned} L_6 \cos \theta_6 + L_5 \cos \theta_5 + L_4 \cos \theta_4 + L_{11} - \\ L_2 \cos \theta_2 = 0; \\ L_6 \sin \theta_6 + L_5 \sin \theta_5 + L_4 \sin \theta_4 - L_{10} - \\ L_2 \sin \theta_2 = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} L_6 \cos \theta_6 + L_8 \cos(\theta_5 + \alpha) + L_3 \cos \theta_3 + L_9 + \\ L_{11} - L_1 \cos \theta_1 = 0; \\ L_6 \sin \theta_6 + L_8 \sin(\theta_5 + \alpha) + L_3 \sin \theta_3 - L_{10} - \\ L_1 \sin \theta_1 = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

该机构通过齿轮传动共用一个动力源,即原动件杆 AB 和 EF 做等速同向转动,二者相位差 $\theta_1 - \theta_2 = \theta_c$,其中 θ_c 为定值。由此可以确定式中各角度。

分别将方程组(3)、(4)对时间求导,得出速度方程组如下:

$$\begin{aligned} -L_6 \omega_6 \sin \theta_6 - L_5 \omega_5 \sin \theta_5 - L_4 \omega_4 \sin \theta_4 + \\ L_2 \omega_2 \sin \theta_2 = 0; \\ L_6 \omega_6 \cos \theta_6 + L_5 \omega_5 \cos \theta_5 + L_4 \omega_4 \cos \theta_4 - \\ L_2 \omega_2 \cos \theta_2 = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} -L_6 \omega_6 \sin \theta_6 - L_8 \omega_5 \sin(\theta_5 + \alpha) - L_3 \omega_3 \sin \theta_3 + \\ L_1 \omega_1 \sin \theta_1 = 0; \\ L_6 \omega_6 \cos \theta_6 + L_8 \omega_5 \cos(\theta_5 + \alpha) + L_3 \omega_3 \cos \theta_3 - \\ L_1 \omega_1 \cos \theta_1 = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

其中 $\omega_2 = \omega_1$ 为原动件的角速度。求解方程组(5)和(6)即可确定式中各角速度。理想的设计方案要求杆 CDG 在纯滚剪切过程中相对于机架产生纯滚运动。在整个纯滚剪切过程中,速度瞬心 P 相对于从动件 CDG 形成动瞬心线,相对于机架形成定瞬心线,分别对应图 1 中的曲线 P_1 和 P_2 。

为了便于定坐标系和动坐标系间的坐标变换,在杆 CDG 的运动平面上引入动坐标系 $G-x_G y_G$ 。记速度瞬心 P 在定坐标系和动坐标系中的坐标分别为 (x, y) 和 (x_m, y_m) ,使用坐标变换矩阵将各点从动坐标系变换到定坐标系中,则两组坐标存在如下关系:

$$\mathbf{r} = \mathbf{M}_{HG} \mathbf{M}_{GL} \mathbf{r}_m \quad (7)$$

其中 $\mathbf{r} = (x \ y \ 1)^T$, $\mathbf{r}_m = (x_m \ y_m \ 1)^T$, $\mathbf{M}_{HG}$ 为坐标系 $H-xy$ 与 $G-x_G y_G$ 间的齐次坐标变换方程, $\mathbf{M}_{GL}$ 为坐标系 $G-x_G y_G$ 与 $L-x_m y_m$ 间的齐次坐标变换方程,分别由下式给出:

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_{HG} = \begin{pmatrix} \cos \theta_5 & -\sin \theta_5 & L_6 \cos \theta_6 \\ \sin \theta_5 & \cos \theta_5 & L_6 \sin \theta_6 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \\ \mathbf{M}_{GL} = \begin{pmatrix} \cos \beta_2 & \sin \beta_2 & L_{GL} \cos \beta_1 \\ -\sin \beta_2 & \cos \beta_2 & L_{GL} \sin \beta_1 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (8)$$

式(8)中 θ_5 与 θ_6 分别为杆 L_5 与 L_6 的方位角, β_1 与 β_2 分别为两坐标系的相对转角。记 L_{GL} 为杆 GL 的杆长,将上式代入式(7)并对时间求导,可得

$$\begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\omega_5 \sin \theta_5 & -\omega_5 \cos \theta_5 & -L_6 \omega_6 \sin \theta_6 \\ \omega_5 \cos \theta_5 & -\omega_5 \sin \theta_5 & L_6 \omega_6 \cos \theta_6 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} x_m \\ y_m \\ 1 \end{pmatrix} \quad (9)$$

此处的 $(\dot{x} \quad \dot{y})^T$ 为瞬心 P 的瞬时速度, ω_5 与 ω_6 分别为杆 L_5 与 L_6 的瞬时角速度. 依据定义, 瞬心 P 在定坐标系中任意时刻的瞬时速度为零, 即 $\dot{x} = \dot{y} = 0$, 将上述方程重新整理可得

$$\begin{aligned} x_m &= L_{GL} \omega_5 \cos(\beta_1 + \beta_2) + \\ &\quad L_6 \omega_6 \cos(\beta_2 + \theta_6 - \theta_5); \\ y_m &= L_{GL} \omega_5 \sin(\beta_1 + \beta_2) + \\ &\quad L_6 \omega_6 \sin(\beta_2 + \theta_6 - \theta_5) \end{aligned} \quad (10)$$

将式(10)代入式(7), 则可以得到定瞬心线方程:

$$\begin{aligned} x &= L_{GL} (\omega_5 + 1) \cos(\beta_1 + \theta_5) + \\ &\quad L_6 (\omega_6 + 1) \cos \theta_6; \\ y &= L_{GL} (\omega_5 + 1) \sin(\beta_1 + \theta_5) + \\ &\quad L_6 (\omega_6 + 1) \sin \theta_6 \end{aligned} \quad (11)$$

至此动瞬心线和定瞬心线都可以求解出来, 在此基础上即可以搜索连杆机构的最优化尺寸和杆件角度, 使得机构构件的动、定瞬心线以纯滚运动的方式配合运动.

2 优化设计实例

依据纯滚运动特性方程和剪切性能的相关要求建立最优化目标函数和约束条件, 考虑到求解的有效性和便捷性, 采用遗传算法^[14]求解即可得到合适的滚剪机机构尺寸. 以下以某钢厂七连杆式滚剪机的优化设计作为实例进行说明.

2.1 滚剪机剪刀参数

滚剪机的剪刀参数与剪切过程有关, 这些参数包括剪切钢板宽度 B 、最大钢板厚度 $T_{\max}$ 、剪切重叠量 S 和剪切角 α , 如图2所示.

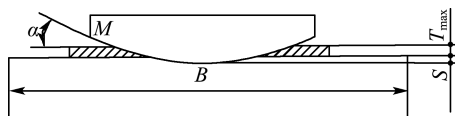


图2 滚剪机剪刀参数

Fig. 2 The blade parameters of a rolling shear mechanism

钢板宽度 B 确定下剪刀的宽度, 剪切重叠量 S 确定剪切过程中上、下剪刀的重叠量, 剪切角 α 是指下剪刀与圆弧上剪刀切线在接触点处的夹角.

2.2 优化模型

根据剪刀参数可以求得期望的上剪刀和下剪

刃廓线. 建立优化模型的目的即是在满足特定约束的条件下, 获得一组最优化机构尺寸使得瞬心线与期望的上、下剪刀轨线之间具有最小的偏差.

(1) 优化变量

滚剪机的设计变量一般包括杆长、杆方位角和铰链点位置, 将这些设计变量作为优化变量, 记为

$$\mathbf{t} = (t_1 \quad t_2 \quad \cdots \quad t_n)^T, \quad \mathbf{t} \in \mathbf{R}^n \quad (12)$$

其中的每一个元素 $t_i (i=1, 2, \dots, n)$ 对应着机构的一个尺寸参数, 如杆长 $L_j (j=1, 2, \dots, 11)$ 和角度 $\theta_k (k=1, 2, \dots, 6)$ 等, 最优设计方案可由结果向量 $\mathbf{t}^*$ 表示, 即最优值.

(2) 优化目标函数

最优化设计的目标是使动瞬心线尽量逼近上剪刀廓线, 同时定瞬心线尽量逼近下剪刀廓线. 基于此, 将目标函数定义为两对曲线的吻合误差和, 即动瞬心线与上剪刀廓线的吻合误差加上定瞬心线与下剪刀廓线的吻合误差, 由下式给出:

$$\begin{aligned} \min U(\mathbf{t}) \\ U(\mathbf{t}) = U_1(\mathbf{t}) + U_2(\mathbf{t}) \end{aligned} \quad (13)$$

其中 $U_1(\mathbf{t})$ 为动瞬心线与上剪刀廓线的吻合误差, $U_2(\mathbf{t})$ 为定瞬心线与下剪刀廓线的吻合误差. 分别在上剪刀平面和下剪刀平面上建立用于评估吻合误差的坐标系 $O_m-x_my_m$ 和 $O-xy$, 如图3和4所示.

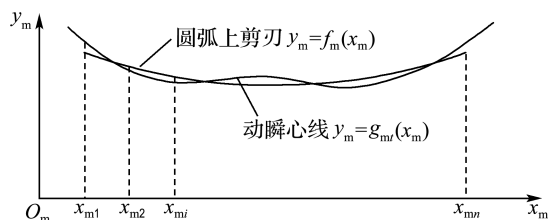


图3 动瞬心线与圆弧上剪刀

Fig. 3 Moving centrode and upper arc shear blade

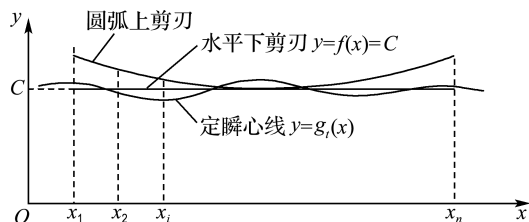


图4 定瞬心线与水平下剪刀

Fig. 4 Fixed centrode and lower horizontal shear blade

坐标系 $O_m-x_my_m$ 固定在圆弧上剪刀平面上,

随之转动,动瞬心线和上剪刀廓线表示为

$$\begin{aligned} y_m &= g_m(x_m) \\ y_m &= f_m(x_m); x_{m1} \leq x_m \leq x_{mn} \end{aligned} \quad (14)$$

坐标系 $O-xy$ 固定在水平下剪刀平面上,相对机架固定,定瞬心线和下剪刀廓线表示为

$$\begin{aligned} y &= g_t(x) \\ y &= f(x) = C; x_1 \leq x \leq x_n \end{aligned} \quad (15)$$

其中 $x_n - x_1 = B, C$ 是常数,对应着钢板剪切位置.

误差 $U_1(t)$ 和 $U_2(t)$ 由下式确定:

$$U_1(t) = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (g_m(x_{mi}) - f_m(x_{mi}))^2} \quad (16)$$

$$U_2(t) = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (g_t(x_i) - C)^2} \quad (17)$$

据此纯滚剪切机构设计的最优化目标函数可以表示为

$$U(t) = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (g_t(x_i) - C)^2} + \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (g_m(x_{mi}) - f_m(x_{mi}))^2} \quad (18)$$

(3) 约束条件

滚剪机设计的约束条件主要是一些运动参数和剪切性能参数,包括开口度、上下剪刀的剪切重叠量误差和剪切力峰值.

① 开口度约束

为了保证被剪钢板能够顺利通过,剪切结束后上下剪刀应能产生足够的间距,该间距称为上下剪刀间的开口度,记为 J . 开口度是设计变量的函数,应大于钢板的厚度 T ,即

$$J(t) \geq T \quad (19)$$

② 重叠量误差约束

为获得稳定的剪切质量,剪刀在板宽方向的重叠量应限制在一定范围. 该值由上剪刀动态最低点 k 与下剪刀的距离确定,如图 5 所示. k 点在定坐标系中的坐标由下式给出:

$$\begin{aligned} x_k &= x_h - R \sin \beta \\ y_k &= y_h - R(1 - \cos \beta) \end{aligned} \quad (20)$$

其中 R 和 β 分别为上剪刀的圆弧半径和倾角; (x_h, y_h) 为上剪刀圆弧中点 h 在定坐标系中的坐标. 据此可得重叠量误差约束

$$|\Delta S| = |C - y_k - S| \leq 0.1S \quad (21)$$

其中 S 为理论重叠量.

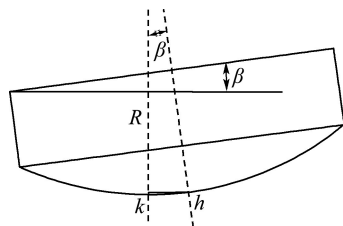


图 5 上剪刀动态最低点 k 与剪刀圆弧中点 h

Fig. 5 The moving lowest point k and arc middle point h of upper blade

③ 剪切力峰值约束

上剪刀的受力主要包含剪切力和摩擦力等,为保护剪刀,引入剪切力峰值约束以限制通常出现在初始剪切阶段的最大剪切力. 滚剪机的剪切力^[15]可由下式求得:

$$P = 0.6\sigma_b\delta \cdot \frac{T^2}{\tan \alpha} \left(1 + Z \frac{\tan \alpha}{0.6\delta} + \frac{1}{1 + \frac{100\delta}{\sigma_b r_1^2 r_2}} \right) \quad (22)$$

其中 T 为钢板厚度, σ_b 和 δ 为钢板材料的强度极限和延伸率, Z 为转换系数, r_1 为剪刀间隙与板厚之比, r_2 为剪刀下侧到钢板距离与板厚之比. 上式表明剪切力约束可通过对剪切角 α 的处理实现,因此可将极限剪切角限定在指定的剪切角 α_0 以上,即

$$\alpha_{st} \geq \alpha_0 \quad (23)$$

其中 α_{st} 为上剪刀初始剪切角,由上剪刀圆弧与被剪钢板位置的几何关系所确定,即

$$\alpha_{st} = \frac{\pi}{2} - \arctan \left(\left| \frac{y_o - y_q}{x_o - x_q} \right| \right) \quad (24)$$

其中 (x_o, y_o) 和 (x_q, y_q) 分别为上剪刀圆弧的圆心和钢板上表面初始剪切接触点在固定坐标系中的坐标.

通过求解上述滚剪机尺寸优化模型即可得到一组最优解 t^* , 对应着满足上下剪刀间纯滚运动要求的最佳机构尺寸. 由于模型的目标函数一般为多峰、非线性的,故本文采用遗传算法来求解该优化问题.

3 结果与分析

3.1 优化结果

以某钢厂七连杆式滚剪机作为设计实例,如图 6 所示. 滚剪机的原始机构尺寸为 $AB = EF = 115 \text{ mm}$, $BC = ED = 865 \text{ mm}$, $AF = CD = 2\ 400$

mm, $DG=862$ mm, $HG=800$ mm, F 点坐标为 $(-1\ 624, 988)$. 使用真实的钢板剪切剪刀参数进行设计, 如表 1 所示.

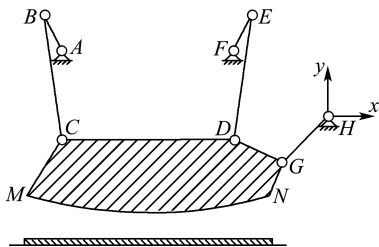


图 6 滚剪机机构示意图

Fig. 6 Sketch of the rolling shear mechanism

表 1 滚剪机的剪刀参数

Tab. 1 Blade parameters of the rolling shear mechanism

剪切钢板 宽度 B/mm	最大钢板厚度 $T_{\max}/\text{mm}$	剪刀重叠量 S/mm	剪切角 $\alpha/(^{\circ})$	开口度 J/mm
3 500	50	5	2. 24	≥ 200

使用各杆杆长和两曲柄的初始相位角作为优化变量, 将式(15)中的常数 C 设定为 -400 mm, 选择初始剪切角约束为 $\alpha_{st} \geq 1.5^{\circ}$. 建立滚剪机优化模型并使用遗传算法求解, 即可得到新的机构尺寸设计结果, 最后设计出的滚剪机机构尺寸为 $AB=EF=115$ mm, $BC=ED=864$ mm, $AF=CD=2\ 400$ mm, $DG=856.68$ mm, $HG=807$ mm, 固定铰链 F 点坐标为 $(-1\ 638, 1\ 033)$; 杆 AB 的初始相位角为 113.8° .

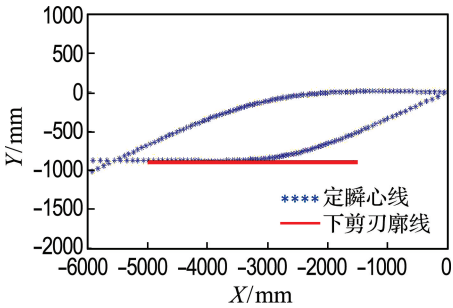
3.2 运动与性能分析

优化结果最重要的运动性能是保证滚剪机上、下剪刀间的纯滚运动, 即动瞬心线和定瞬心线和上、下剪刀廓线之间具有最小的偏差, 通常使用圆弧上剪刀的动态最低点迹线和上剪刀水平滑移量作为评价指标^[12]. 剪切性能一般使用剪切角和剪切力作为新旧设计结果的评价指标.

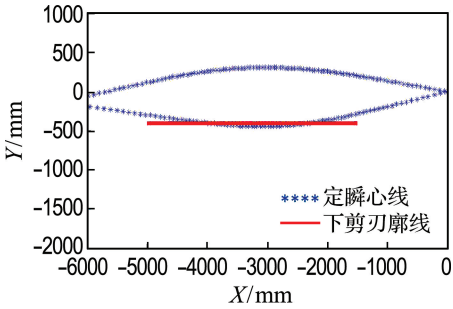
图 7 分别为新旧两种设计方案的定瞬心线与水平下剪刀廓线. 优化设计后的定瞬心线相比原方案在剪切阶段具有更好的直线度, 即能更好地逼近下剪刀廓线.

图 8 分别为新旧两种设计方案的动瞬心线与圆弧上剪刀廓线. 新设计方案的动瞬心线近似于对称的圆弧, 这意味着动瞬心线能够更好地逼近上剪刀的圆弧形廓线, 这与滚剪机优化模型中的

目标函数是一致的.



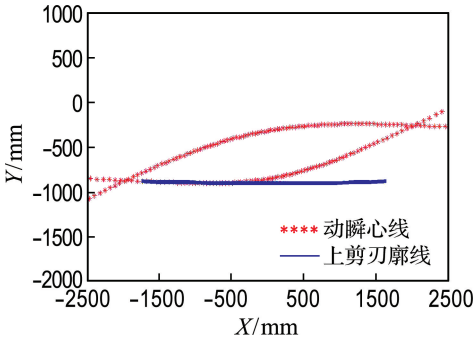
(a) 原方案



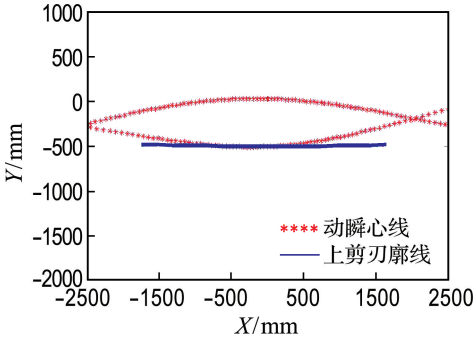
(b) 新设计方案

图 7 定瞬心线与水平下剪刀廓线

Fig. 7 Fixed centrode and lines of lower horizontal shear blade



(a) 原方案



(b) 新设计方案

图 8 动瞬心线与圆弧上剪刀廓线

Fig. 8 Moving centrode and lines of upper arc shear blade

图 9 和 10 分别为上剪刀圆弧中点在完整工

作周期和剪切阶段的迹线. 可以看出, 新设计方案上剪刀在钢板剪切过程中的水平滑移量明显小于原方案, 上剪刀更接近纯滚运动.

图 11 为上剪刀动态最低点集合的迹线, 在钢板剪切阶段该迹线近似为一条直线, 其直线度反

映了上、下剪刀重叠量的均匀性. 原方案的圆弧上剪刀动态最低点在剪切阶段的迹线点集标准差为 1.890 mm, 优化设计后该值变为 0.352 mm, 降低了 81.4%, 使得设计后的上、下剪刀重叠量更加均匀, 也意味着更好的钢板剪切质量.

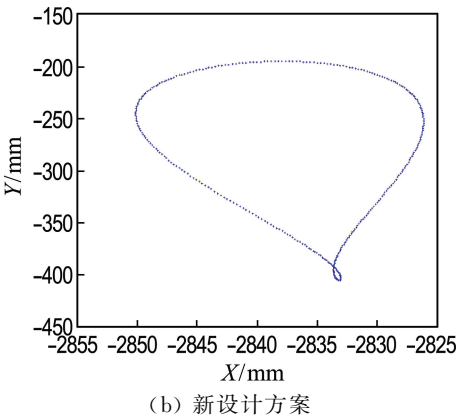
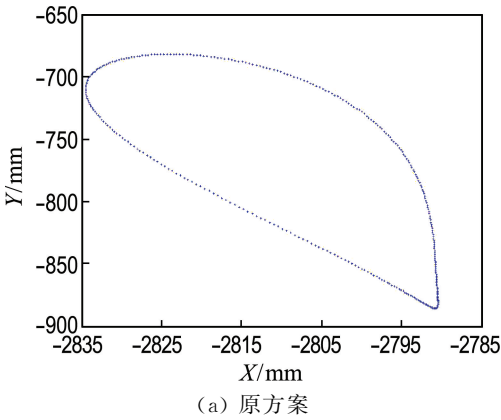


图 9 上剪刀圆弧中点轨迹

Fig. 9 Trajectory of arc middle point on upper shear blade

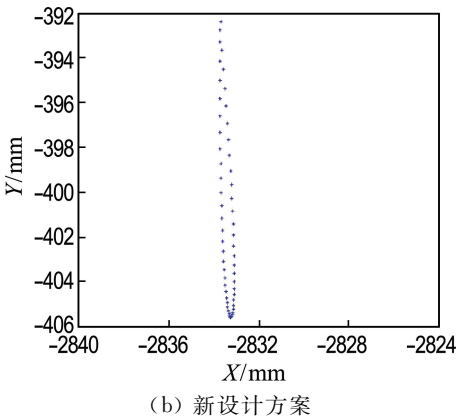
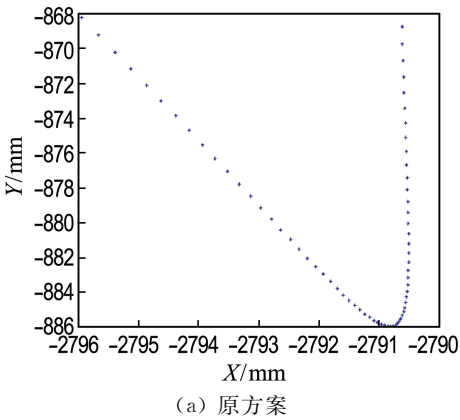


图 10 剪切阶段的上剪刀圆弧中点轨迹

Fig. 10 Trajectory of arc middle point on upper shear blade during rolling cut

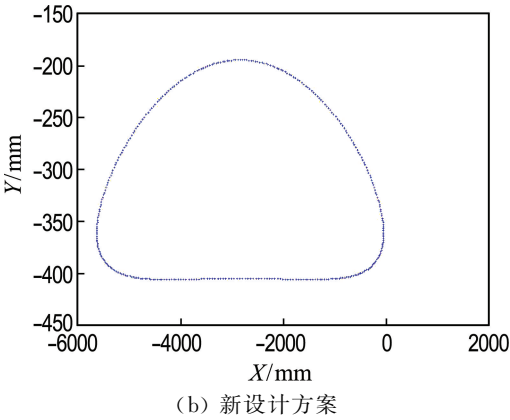
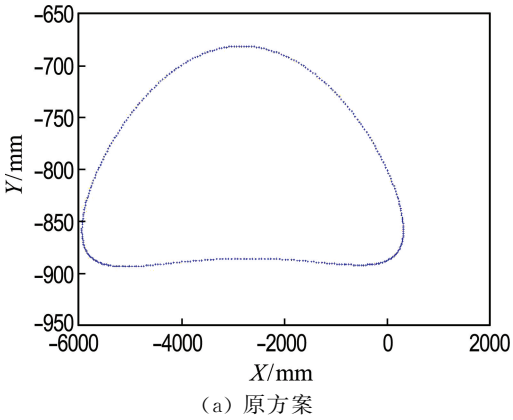
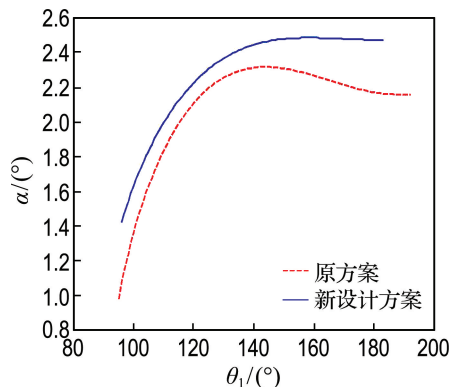


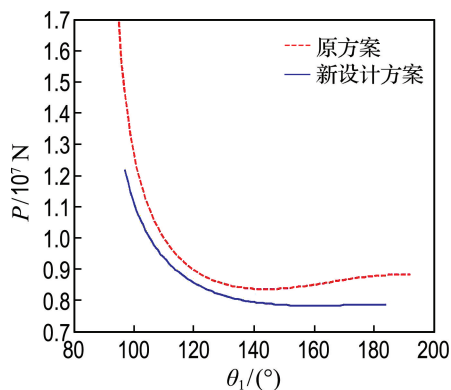
图 11 上剪刀动态最低点集合轨迹

Fig. 11 Trajectory sets of lowest moving point on upper shear blade

图12为设计前后剪切角和剪切力在钢板剪切过程中的变化曲线。原方案的初始剪切角为 0.9° ,其后剪切角大致稳定在 2.2° 左右;新设计方案的滚剪机初始剪切角变为约 1.5° 。初始剪切角的变化带来了剪切力峰值的改善,原方案的剪切力峰值为 1.7×10^7 N,优化设计后该值为 1.2×10^7 N,降低了约29.4%。从图中也可以看出,剪切力峰值大致与剪切角成反比关系,因此可以采用提高剪切角的方法降低剪切力峰值。



(a) 剪切角



(b) 剪切力

图12 设计前后的剪切角与剪切力对比

Fig. 12 Comparison of shear angle and stress before and after the design

4 结 语

本文提出一种基于瞬心线优化的纯滚剪切机构的设计新方法,通过使用遗传优化算法求解模型即可得到一组最优化机构尺寸,使得机构瞬心线与纯滚动接触线的误差最小化。该方法应用于某钢厂的七连杆式滚剪机设计,与原方案相比:

(1)新设计方案的上剪刀动态最低点迹线点集标准差降低了81.4%,使得设计后的上、下剪

刃重叠量更加均匀,从而获得了更好的钢板剪切质量。

(2)新设计方案的上剪刀水平滑移量明显低于原方案,有利于减少上剪刀磨损,提升剪切效率和剪板质量。

(3)新设计方案的剪切力峰值相比原方案降低了约29.4%,这有利于提高滚剪机的动力性能,延长使用寿命。

本文所提出的设计模型和方法不仅适用于七杆式纯滚剪切机构设计,而且可以扩展到其他类型的连杆式纯滚机构设计中。此外,在后续研究中也可以选择不同的优化求解方法以获得更好的计算结果。

参考文献:

- [1] FIGLIOLINI G, ANGELES J. Synthesis of conjugate Geneva mechanisms with curved slots [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2002, 37(10):1043-1061.
- [2] WU Limei, REN Jing, YIN Tubang. Optimal design of rolling shear mechanism based on improved genetic algorithms [C] // *Proceedings — 2010 International Conference on Digital Manufacturing and Automation, ICDMA 2010*. Piscataway: IEEE Computer Society, 2010:68-71.
- [3] BAI Shaoping, WANG Delun, DONG Huimin. A unified formulation for dimensional synthesis of Stephenson linkages [J]. *Journal of Mechanisms and Robotics*, 2016, 8(4):041009.
- [4] HRONES J A. *Analysis of the Four-Bar Linkage* [M]. New York: Technology Press of the Massachusetts Institute of Technology, and Wiley, 1951.
- [5] KRAMER S N. Selective precision synthesis of the four-bar motion generator with prescribed input timing [J]. *Journal of Mechanical Design*, 1979, 101(4):614-618.
- [6] SUBBIAN T, FLUGRAD D R. Four-bar path generation synthesis by a continuation method [J]. *Journal of Mechanical Design*, 1991, 113(1):63-69.
- [7] 王德伦,王淑芬,李涛. 平面四杆机构近似运动综合的自适应方法 [J]. *机械工程学报*, 2001, 37(12):21-26.

WANG Delun, WANG Shufen, LI Tao. New approach for mechanisms synthesis by adaptive

- saddle fitting [J]. **Chinese Journal of Mechanical Engineering**, 2001, **37**(12):21-26. (in Chinese)
- [8] CABRERA J A, SIMON A, PRADO M. Optimal synthesis of mechanisms with genetic algorithms [J]. **Mechanism and Machine Theory**, 2002, **37**(10):1165-1177.
- [9] JOHNSON D S, ARAGON C R, MCGEOCH L A, *et al.* Optimization by simulated annealing; an experimental evaluation; Part II, Graph coloring and number partitioning [J]. **Operations Research**, 1991, **39**(3):378-406.
- [10] 李 震, 桂长林. 连杆曲线特征分析的数学形态学方法[J]. 机械工程学报, 2002, **38**(2):27-30.
LI Zhen, GUI Changlin. Morphologically analyzing method for the characteristics of coupler curves of linkage mechanism [J]. **Chinese Journal of Mechanical Engineering**, 2002, **38**(2):27-30. (in Chinese)
- [11] 孙晓斌, 肖人彬, 王 雪. 基于曲线几何特征量化提取的轨迹机构检索生成方法[J]. 机械工程学报, 2000, **36**(11):98-105.
SUN Xiaobin, XIAO Renbin, WANG Xue. New approach to rapid searching path generating mechanisms [J]. **Chinese Journal of Mechanical Engineering**, 2000, **36**(11):98-105. (in Chinese)
- [12] 孙复森, 杨惠新, 闫晓强, 等. 滚切式定尺剪机构参数优化研究[J]. 冶金设备, 2008(4):18-21.
SUN Fusen, YANG Huixin, YAN Xiaoqiang, *et al.* Simulation research of mechanism parameter on cut-to-length rolling shear [J]. **Metallurgical Equipment**, 2008(4):18-21. (in Chinese)
- [13] 黎康康. 基于纯滚运动的滚切剪机构设计方法研究[D]. 大连:大连理工大学, 2009.
LI Kangkang. Research on the design method of rolling shear mechanism based on pure rolling [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2009. (in Chinese)
- [14] 林晓辉, 黄 卫, 林晓通, 等. 平面连杆变幅机构轨迹综合遗传退火优化算法的研究[J]. 计算机辅助设计与图形学学报, 2001, **13**(8):724-729.
LIN Xiaohui, HUANG Wei, LIN Xiaotong, *et al.* Study of synthetical genetics annealing optimization for the luffing mechanism locus of a plane link [J]. **Journal of Computer-Aided Design & Computer Graphics**, 2001, **13**(8):724-729. (in Chinese)
- [15] 温明军, 王 芳. 滚切剪的剪切力计算[J]. 冶金设备, 2011(z1):1-3.
WEN Mingjun, WANG Fang. Sheared force calculation on the rotary cut shear [J]. **Metallurgical Equipment**, 2011 (z1): 1-3. (in Chinese)

Design of rolling shear mechanism based on optimal centrode

LIU Biao, MA Yali, WANG Delun*, LI Kangkang

(School of Mechanical Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China)

Abstract: A new method for designing rolling shear mechanism is presented based on the study of the motion characteristics of the rolling shear. A dimensional synthesis model considering opening degree, overlap amount of blade and peak of shear force is established to obtain the minimum error between the centrodes and the profiles of the blades. The essence of the proposed method is to establish the relation of the moving/fixed centrodes and the contact lines of the bodies. The mathematical model is solved using the genetic optimization algorithm to obtain the optimal mechanism dimension. The result obtained from an application on the design of a seven-bar linkage mechanism shows that the standard deviation of the trajectory set of the lowest moving point on the upper shear blade is reduced by 81.4%, and the sliding of the upper blade and the peak of the shear force decrease dramatically. That means the promotion of shearing quality and power performance, as well as less wear of the blades and long service life.

Key words: rolling shear; position synthesis; centrode; optimization algorithm; mathematical model