

挠性剑杆织机凸轮五连杆传剑机构的研究

张 建 宋晓晖

(无锡轻工业学院)

【摘要】 本文提出并研究了一种新型的挠性剑杆织机的引剑机构。并组合 1515-190 织机参数给出了设计方案。该机构不仅适用有梭织机改造,而且适用于新机型的設計。

一、凸轮五连杆传剑机构的设计原理

如图 1 所示,该传剑机构分成三个部分:

(1)控制摆杆 3 摆动,实现理想运动规律的共轭凸轮部分;(2)传递运动的五连杆机构;杆 3、4、5、6 为动杆, O_1O_2 为机架,其中 6 为箱座脚;(3)实现运动方向改变的锥齿轮 7、8、9 为传剑轮及剑杆。

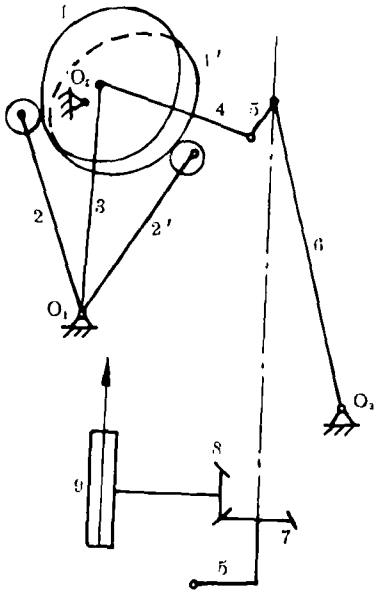


图 1 凸轮五连杆传剑机构

当共轭凸轮 1、1' 回转时,驱动摆杆及滚子 2、2' 以及与其固结在一起的摆杆 3 一起作往复摆动,由杆 4 传递给杆 5;另外,打纬机构带动箱座脚摆动,使杆 5 随之摆动,这样杆

5 的运动为两种运动的合成。对于一织机,打纬机构确定了箱座运动,通过凸轮的设计就可以实现所需的剑杆运动,即通过控制杆 5 的运动来实现。另外,织机的两侧各有一套传剑机构,分别驱动送纬剑和接纬剑来完成交接纬,实现引纬运动。

1. 五连杆机构设计

如图 2 所示,为五连杆机构简图,建立图示坐标系,则

$$\vec{l}_6 = \vec{l}_5 + \vec{l}_4 + \vec{l}_3 + \vec{l}_7$$

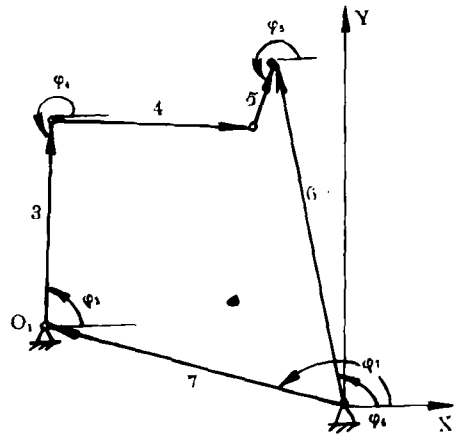


图 2 五连杆机构

即:

$$l_6 e^{i\varphi_6} = l_3 e^{i\varphi_3} + l_4 e^{i\varphi_4} + l_5 e^{i\varphi_5} + l_7 e^{i\varphi_7} \quad (1)$$

将(1)式向 x 、 y 轴投影,则:

$$x \text{ 轴: } l_6 \cos \varphi_6 = l_3 \cos \varphi_3 + l_4 \cos \varphi_4 + l_5 \cos \varphi_5 + l_7 \cos \varphi_7 \quad (2)$$

$$y \text{ 轴: } l_6 \sin \varphi_6 = l_3 \sin \varphi_3 + l_4 \sin \varphi_4 + l_5 \sin \varphi_5 + l_7 \sin \varphi_7 \quad (3)$$

联立(2)、(3)式可解得:

$$\varphi_3 = 2 \operatorname{tg}^{-1} (B - \sqrt{A^2 + B^2 - C_2^2}) / (C_2 + A) \quad (4)$$

$$\varphi_4 = 2 \operatorname{tg}^{-1} (B - \sqrt{A^2 + B^2 - C_1^2}) / (C_1 + A) \quad (5)$$

(4)、(5)两式中:

$$A = l_6 \cos \varphi_6 - l_5 \cos \varphi_5 - l_7 \cos \varphi_7$$

$$B = l_6 \sin \varphi_6 - l_5 \sin \varphi_5 - l_7 \sin \varphi_7$$

$$C_1 = (A^2 + B^2 + l_1^2 - l_3^2) / 2l_4$$

$$C_2 = (A^2 + B^2 + l_3^2 - l_1^2) / 2l_3$$

式中 φ_6 可通过箱座的运动求得, φ_5 可通过选定剑杆的运动规律来求得, 式(4)即为共轭凸轮机构的设计依据。

2. 共轭凸轮机构的解析设计

共轭凸轮部分的设计就是要根据所要求的 φ_3 正确确定凸轮压力角、凸轮基圆半径、滚子半径以及凸轮廓线。

(1) 凸轮基圆、滚子半径及摆杆长度的确定

设凸轮的许用压力角为 α , 则利用两个许用压力角的直线相交点即为凸轮转动中心位置。进剑凸轮, 如图 3 所示, 摆杆转角分别为 β_1 、 β_2 时, 各点坐标:

$$\begin{cases} x_1 = l_j [1 - (\omega/\omega_0)] \cos \beta_2 \\ y_1 = -l_j [1 - (\omega/\omega_0)] \sin \beta_2 \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{cases} x_2 = l_j \cos \beta_1 \\ y_2 = -l_j \sin \beta_1 \end{cases} \quad (7)$$

式中: ω 为摆杆角速度; ω_0 为凸轮角速度。

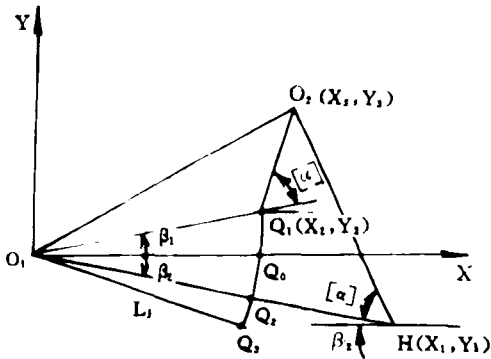


图 3 进剑轮设计

$$\begin{cases} x_2 = l_j \cos \beta_1 \\ y_2 = -l_j \sin \beta_1 \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} x_2 = l_j \cos \beta_1 \\ y_2 = -l_j \sin \beta_1 \end{cases} \quad (9)$$

Q_2 为直线 Q_1Q_2 、 HQ_2 的交点, 则:

$$x_3 = (y_1 - y_2 + k_2x_2 - k_1x_1)/(k_2 - k_1) \quad (10)$$

$$y_3 = k_1x_3 + y_1 - k_1x_1 \quad (11)$$

式中: l_j 假设的摆杆长度; $k_1 = -\text{tg}([\alpha] + \beta_2)$; $k_2 = \text{tg}([\alpha] - \beta_1)$; $[\alpha]$ 为凸轮许用压力角。

则:

$$O_1O_2 = \sqrt{x_3^2 + y_3^2} \quad (12)$$

$$O_2Q_0 = \sqrt{(x_3 - l_j)^2 + y_3^2} \quad (13)$$

式中: O_1O_2 为中心距, O_2Q_0 为基圆半径, 如果给定中心距 $O_1O_2 = A$, 则此时的凸轮基圆半径 r_0 和摆杆长度 l 为:

$$r_0 = O_2Q_0(A/O_1O_2) \quad (14)$$

$$l = l_j(A/O_1O_2) \quad (15)$$

同理可求得退剑凸轮的基圆半径 r'_0 和摆杆长 l' 为:

$$r'_0 = O'_2Q'_0(A/O_1O'_2) \quad (16)$$

$$l = l'_j(A/O_1O'_2) \quad (17)$$

式中 $O'_2Q'_0$ () 的表达式为:

$$O'_2Q'_0 = \sqrt{(x'_3 - l'_j)^2 + y_3^2}$$

滚子半径可由经验公式(18)确定

$$r = (0.7 - 1.0)r_{\min} \quad (18)$$

式中: r_{\min} 为凸轮实际廓线的最小半径, 此值应由轴的直径确定。

$$r_{\min} > 0.5d_1 + (2 \sim 5) \quad (19)$$

式中: d_1 为凸轮的轮毂直径; $d_1 = (1.5 \sim 2)d$; d 为凸轮轴的直径。

(2) 凸轮廓线的解析设计

如图 4 所示的凸轮机构中, 凸轮的实际廓线方程为:

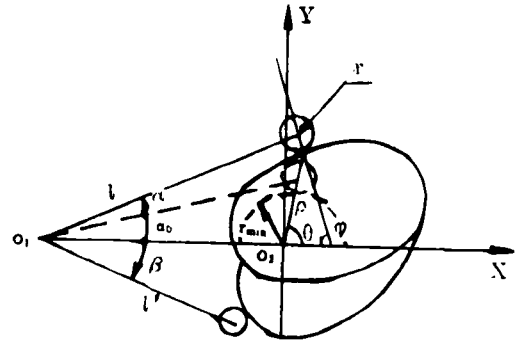


图 4 凸轮设计

进剑凸轮:

$$\begin{cases} x = l \cos(\alpha + \alpha_0) - r \cos \psi - a \\ y = l \sin(\alpha + \alpha_0) - r \sin \psi \end{cases}$$

即

$$\begin{cases} \rho = \sqrt{[l \cos(\alpha + \alpha_0) - r \cos \psi - a]^2 + [l \sin(\alpha + \alpha_0) - r \sin \psi]^2} \\ \theta = \text{tg}^{-1} \frac{l \sin(\alpha + \alpha_0) - r \sin \psi}{l \cos(\alpha + \alpha_0) - r \cos \psi - a} \end{cases} \quad (20)$$

式中: a 为凸轮中心到摆杆回转中心的中心距;

α_0 为摆杆初始角。

$\alpha = \psi_3 - \psi_{30}$ 见式(4) ψ_{30} 为初始角

$$\psi = \text{tg}^{-1} \frac{l \sin(\alpha + \alpha_0)}{l \cos(\alpha + \alpha_0) - [a/(1 \pm \delta)]}$$

$$\delta = -d\psi_3/d\theta = -\omega/\omega_0$$

δ 式,当凸轮推程时取“-”,回程取“+”。

同理可求得退剑凸轮的廓线方程。

$$\begin{cases} \rho' = \sqrt{x'^2 + y'^2} \\ \theta' = \text{tg}^{-1}(y'/x') \end{cases} \quad (21)$$

二、实例分析

实例分析选用 1515 型 190.5cm 有梭织机的参数,选定如下:

- (1)门幅 190.5cm;
- (2)剑杆空行程; 200cm;
- (3)织机车速 210~220r/min;
- (4)剑杆进梭口时间 $70^\circ \sim 80^\circ$,剑杆出梭口时间 $285^\circ \sim 290^\circ$,剑杆运动规律采用多次式运动规律。

将一系列参数代到文中各式,可设计出共轭凸轮五连杆机构:

1. 五连杆机构设计方案

(1)按机构动力学性能最佳设计:因五连杆机构中连杆 3 是连接共轭凸轮机构的构件,杆 3 的动力性能影响到凸轮机构的动力学性能,因此以 $\dot{\psi}_3 \text{min}$ 为目标,并按空间位置确定变量为: $0 \leq l_3 \leq 550$, $200 \leq l_4 \leq 500$, $0 \leq l_5 \leq 100$, $0 \leq l_6 \leq 682$, $0 \leq l_7 \leq 800$,应用内点惩罚法^[3],求得 $l_3 = 524$, $l_4 = 258$, $l_5 = 41$, $l_6 = 670$, $l_7 = 653$,这样可以在墙板上增加支承点,以安装摆杆 3。

(2)在现有梭织机上不增加新的支承点,利用原中心轴支承作为摆杆中心,即将摆杆活套于中心轴,求得五连杆机构为 $l_3 = 489$, $l_4 = 347$, $l_5 = 65$, $l_6 = 611$, $l_7 = 560$,较适应于老织机的改造。

2. 共轭凸轮机构:对应于(1)、(2)两种五连

杆机构有两套凸轮机构。

(1)进剑凸轮基圆半径 $r_0 = 103$,摆杆长 289;退剑凸轮基圆半径 $r'_0 = 85$,摆杆长 321,滚子半径 40,廓线图略。

(2)进剑凸轮基圆半径 $r_0 = 95$,摆杆长 267;退剑凸轮基圆半径 $r'_0 = 78$,摆杆长 301;滚子半径 40,廓线图略。

3. 图 5 为剑杆运动的位移 S ,速度 \dot{S} 和加速度 \ddot{S} 曲线。

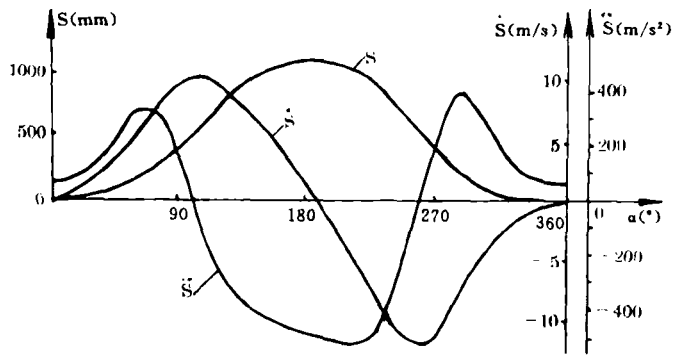


图 5 剑杆位移速度加速度曲线

三、结 论

1. 凸轮五连杆传剑机构是一个新型机构,克服了传统扇形齿轮易磨损产生剑杆运动误差的缺点,同时可降低制造成本,并保留了共轭凸轮机构的优点。

2. 本机构可利用现有有梭织机的支承,而不增加新的结构,特别适用于老织机的改造,并可用于新机型的设计。

参 考 资 料

- [1] 陈元甫《机织工艺与设备》,下册,纺织工业出版社,1982年2月。
- [2] 《纺织学报》,1982, No. 2。
- [3] 贺贤贵等编:《机构最优化设计》,高等教育出版社,1984年1月。