

折页滚筒夹板机构运动分析

国强, 张海燕, 王文杰, 韩粉芝

(西安理工大学, 西安 710048)

摘要: 针对折页滚筒夹板机构在运行时存在的磨损、冲击以及噪声等问题, 建立了折页滚筒夹板机构的运动方程, 并对其进行了运动学分析。研究表明, 机构中凸轮廓线设计不够合理和机构运动存在加速度突变, 是导致机构存在磨损与冲击的主要因素。为折页滚筒夹板机构的改进设计提供了分析依据。

关键词: 夹板机构; 凸轮; 运动分析; 加速度

中图分类号: TB486; TS885 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2012)05-0028-04

Kinematic Analysis of Splint Mechanism of Folding Roller

GUO Qiang, ZHANG Hai-yan, WANG Wen-jie, HAN Fen-zhi

(Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China)

Abstract: There are some problems with splint mechanism of folding roller in operation, such as big abrasion of cam, big impact and noise. Kinematic analysis equations of splint mechanism of folding roller were established and the analysis was carried out. The results showed that the main reasons of abrasion and impact are irrational cam profile of the mechanism and mutation of acceleration in operation process. The purpose was to provide a analysis basis for improvement of the splint mechanism.

Key words: splint mechanism; cam; kinematic analysis; acceleration

相对于单张纸胶印机, 印刷、折页一体化是卷筒纸胶印机的一大特色。卷筒纸胶印机一般都配有折页装置, 习惯上称为折页机。其功能是将已经印好的连续纸带进行纵切、纵折、裁切、折页等加工工艺, 把纸带加工成符合要求的折帖并输出。折页装置也是提高劳动生产率、减少纸张损耗、提高成品率的重要环节。按折页方式的不同, 折页装置可分为 2 类: 冲击式和夹板式折页机。夹板式折页机构利用折刀、夹板的相互配合, 在滚筒滚动过程中完成折页。夹板的运动由一凸轮机构来控制完成夹板的开闭。笔者对 JJ204 型号卷筒纸印刷机所配置的折页装置的夹板机构进行运动学的理论分析, 找到该机构凸轮磨损严重、机构冲击大、振动噪声大的原因, 为机构性能的改进提供相关的依据。

1 夹板机构简介

折页滚筒夹板机构见图 1, 从图 1 中可以得知, 夹

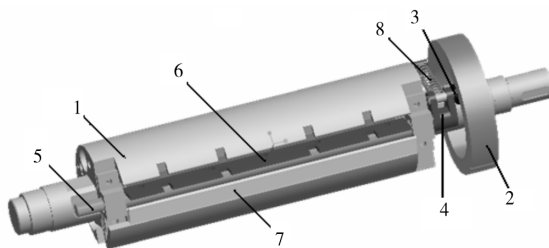


图 1 折页滚筒夹板机构三维图
Fig. 1 Three-dimensional map of splint mechanism of folding roller

板机构由凸轮 2、滚子 3、摆杆 4、夹板轴 5、活动夹板 6、安装在滚筒上的固定夹板 7 和压簧 8 组成。在滚筒旋转过程中, 在压簧 8 的作用下, 滚子 3 始终沿着固定在传动面墙板内侧的内凸轮 2 曲面滚动, 通过摆杆迫使夹板轴 5 带着活动夹板 6 张合, 从而与固定夹板完成折页^[1]。

2 夹板机构运动分析

从图 1 可以看出,折页滚筒夹板机构其实是一种摆动滚子从动件凸轮机构,但与传统的摆动滚子从动件凸轮机构又有所不同。该机构中凸轮为固定件,从动件的运动是由其随滚筒的旋转运动与其随支点的摆动运动而合成的。因此采用理论力学中合成运动的分析方法,将该机构中从动件的运动分解为随滚筒旋转的运动(牵连运动)和绕支点摆动的运动(相对运动)。牵连运动为已知的滚筒的旋转运动,而相对运动由凸轮机构决定,可以转化为一般的凸轮机构进行求解。为保持从动件摆杆的运动与原机构保持一致,需让凸轮做反方向转动,转速的大小即为原机构滚筒的转速。求得相对运动后,与已知的牵连运动进行合成,便可得到原机构运动规律。

2.1 机构相对运动分析

相对运动分析主要是求解该机构中,摆动滚子从动件盘形凸轮机构凸轮的理论轮廓、从动件位移、速度、加速度的过程。

2.1.1 理论轮廓的求解

机构相对运动分析示意图见图 2,首先用三坐标

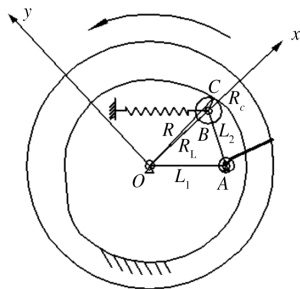


图 2 机构相对运动分析示意图

Fig. 2 Schematic of relative motion analysis of mechanisms

测量仪测出凸轮实际轮廓的数据点 (θ, R) ,根据测得的数据点应用以下矢量式,即可求得理论轮廓的数据点 (φ, R_l) , \vec{R}_l 的方向可以由微分法^[2]求得:

$$\vec{R}_l = \vec{R}_c + \vec{R} \quad (1)$$

2.1.2 从动件位移分析

求得理论轮廓数据后,在三角形 OAB 中,利用以下矢量关系式可求得摆杆 L_2 的角位移,即:

$$\vec{R}_l = \vec{L}_1 + \vec{L}_2 \quad (2)$$

凸轮的转角可以通过式(3)^[3]求得:

$$\phi_k = \varphi_{Lk} + \left(a \cos \frac{L_1^2 + R_0^2 - L_2^2}{2L_1R_0} - a \cos \frac{L_1^2 + R_k^2 - L_2^2}{2L_1R_k} \right) \quad (3)$$

式中: ϕ_k 为在第 k 点处凸轮转角大小; φ_{Lk} 为在第 k 点处凸轮理论轮廓向径方向角的大小。

2.1.3 从动件速度分析

凸轮机构从动件速度分析,一般转化为铰链四杆机构进行求解,但有时会很难找到凸轮轮廓各处的曲率中心,所以就很难找到代替凸轮机构进行运动分析的连杆机构。假若只进行速度分析而不分析加速度时,可以采用速度高副低代^[4]的方法进行分析。

高副低代原理见图 3, ABCD 为凸轮的高副低代机构, AKCD 为凸轮机构的速度高副低代机构。

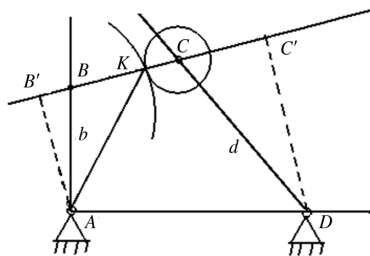


图 3 高副低代原理

Fig. 3 Principle of equivalent linkage instead of higher pair

由速度高副低代结论:铰链四杆机构的两连架杆角速度之比,等于机架上两铰链点向连杆作垂线的长度之比,可得从动件 CD 的角速度 ω_d 为:

$$\omega_d = \frac{AB'}{C'D} \omega \quad (4)$$

式中: ω 为凸轮的角速度。

2.1.4 从动件加速度分析

对于加速度的分析,一般采用微分法(求导法)和多项式拟合的方法,为提高结果的精度,采用一种三次样条的方法^[5]来对加速度进行求解。

根据求得的速度规律 $\omega_d = \omega_d(\phi)$,该函数在 ϕ_j 处的一阶导数即为该点的加速度 ϵ_j ,由于凸轮转动可以看作是周期函数,则可建立如下三次样条插值方程:

$$\begin{bmatrix} 2 & u_1 & & & \lambda_1 \\ \lambda_2 & 2 & u_2 & & \\ & \lambda_3 & 2 & u_3 & \\ & \vdots & \vdots & & \\ & & & \lambda_{n-1} & 2 & u_{n-1} \\ u_n & & & & \lambda_n & 2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \epsilon_1 \\ \epsilon_2 \\ \epsilon_3 \\ \vdots \\ \epsilon_{n-1} \\ \epsilon_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} g_1 \\ g_2 \\ g_3 \\ \vdots \\ g_{n-1} \\ g_n \end{bmatrix} \quad (5)$$

式中: $h_j = \phi_{j+1} - \phi_j$; $\lambda_j = \frac{h_j}{h_j + h_{j-1}}$;

$\lambda_n = \frac{h_0}{h_0 + h_{n-1}}$; $u_j = 1 - \lambda_j$;

$g_j = 3 \left(u_j \frac{\omega_{d(j+1)} - \omega_{d(j)}}{h_j} + \lambda_j \frac{\omega_{d(j)} - \omega_{d(j-1)}}{h_{j-1}} \right)$;

$g_n = 3 \left(u_n \frac{\omega_{d(1)} - \omega_{d(0)}}{h_0} + \lambda_n \frac{\omega_{d(n)} - \omega_{d(n-1)}}{h_{n-1}} \right)$ ($j =$

$0, 1, \dots, n-1$)。

将上述求得的角速度 $\omega_{d(j)}$ 代入方程中即可得相对角加速度 ϵ_j 。

2.2 机构绝对运动分析

有了上述的相对运动分析结果,加上已知的牵连运动,利用理论力学^[6]中合成运动的知识,可以求得机构任意点的绝对运动。这里以滚子中心处的绝对运动为例进行求解。

根据图 1,选取滚筒中心 O 为定参考系,支点 A 处为动参考系,由速度矢量合成关系可得滚子中心 B 的速度为:

$$\vec{v}_3 = \vec{v}_1 + \vec{v}_2 \quad (6)$$

式中: \vec{v}_1 为滚子中心相对速度; \vec{v}_2 为滚子中心牵连速度; \vec{v}_3 为滚子中心绝对速度。

由加速度矢量合成关系可得滚子中心 B 的加速度为:

$$\vec{a} = \vec{a}_1 + \vec{a}_2 + \vec{a}_3 + \vec{a}_4 \quad (7)$$

式中: \vec{a}_1 为滚子中心牵连加速度; \vec{a}_2 为滚子中心的相对切向加速度; \vec{a}_3 为滚子中心相对法向加速度; \vec{a}_4 为 A 点的哥式加速度。

2.3 结果分析

已知机构中折页滚筒直径为 175 mm,滚筒转速 $\omega = 25\ 000$ r/h,按照以上方法可以求得机构中构件的运动规律。将上述求解过程在 Matlab 平台中进行编程,得到分析结果见图 4~6。

由于滚子中心与夹板速度矢量和加速度矢量随滚筒的转动方向会不断地变化,所以图中曲线只表示速度与加速度模值的变化,不涉及方向的变化。

从上面的分析结果可以看到,各构件速度发生变化的范围都在 $0 \sim 1.0$ rad 与 $3.7 \sim 4.8$ rad 之间,在这区间内机构中活动夹板实现张开与闭合,从而完成折页动作的循环,由曲线可以看出,其速度基本满足运动的要求。

由各构件的加速度可以看出,在凸轮转到 $0.5 \sim$

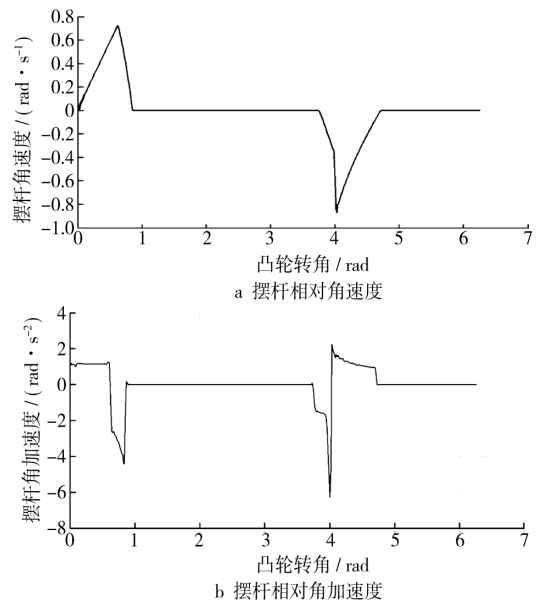


图 4 摆杆相对角速度和加速度分析曲线

Fig. 4 Relative angular velocity analysis curve of pendulum rod

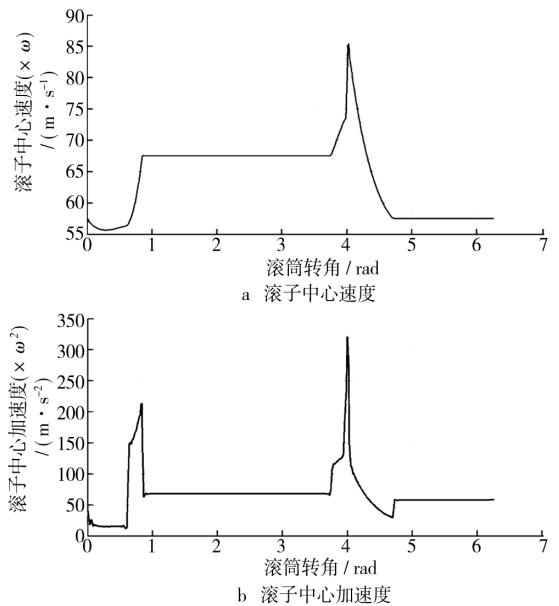


图 5 滚子中心速度和加速度分析曲线

Fig. 5 Velocity and acceleration analysis curve of roller center

1.0 rad 与 $3.7 \sim 4.8$ rad 之间时,无论是滚子、摆杆还是活动夹板,其相对加速度、绝对加速度都会出现有限的突变。这是由于该凸轮机构中凸轮轮廓是采用过渡圆弧来设计的,在圆弧过渡区域会造成曲率半径的突变,加速度的突变区域正是发生在凸轮的圆弧衔接处。

由于加速度的突变,机构的惯性力在 $0.5 \sim 1.0$ rad 与 $3.7 \sim 4.8$ rad 区域内会产生很大程度的波动,

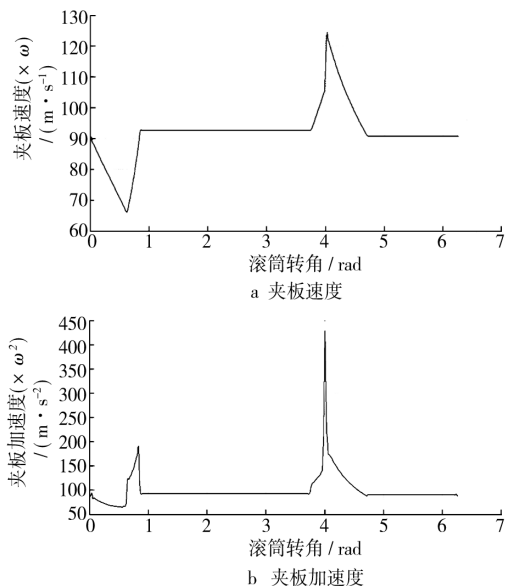


图6 夹板速度和加速度分析曲线

Fig. 6 Velocity and acceleration analysis curve of splint

造成机构较大冲击与噪声,同时加速度的急剧变化,会加大凸轮副之间的作用力,造成凸轮磨损加大^[7];由于该机构采用弹簧力封闭,加速度的突变会使机构产生亚共振问题;在高速下还会造成夹板轴变形,从而影响折页精度。所以该机构中凸轮采用过度圆弧设计是不合理的,可采用多项式运动规律来设计凸轮的轮廓曲线,从而使得加速度曲线尽量平缓。

3 结论

1) 通过分析,得到该机构存在冲击大、噪声大的主要原因在于凸轮的设计采用过度圆弧,采用该设计方法会导致圆弧衔接处机构加速度产生突变,同时加大了凸轮副之间的作用力,造成了凸轮磨损较大。

2) 分析结果为机构的优化改进提供了可靠的理论依据。加速度与惯性力存在密切关系,所以应采用加速度变化平缓的运动规律来改进凸轮的轮廓曲线,例如五次多项式、七次多项式等运动规律。这样可以减少冲击以及噪声,在高速下还可以保证折页精度。对于弹簧力封闭结构存在的亚共振问题,也可以考虑采用几何封闭的共轭凸轮来实现。

参考文献:

- [1] 谢普南. 印刷设备[M]. 北京:印刷工业出版社,2003.
XIE Pu-nan. Printing Equipment [M]. Beijing: Graphic Communications Press, 2003.
- [2] 董正平,傅燕鸣. 印刷机械中凸轮机构的反求设计[J]. 机械设计与研究,2003,19(4):72-75.
DONG Zheng-ping, FU Yan-ming. The Reverse Design of the Cam Mechanism in the Printing Machinery[J]. Mechanical Design and Research, 2003, 19(4): 72-75.
- [3] 周宪,王芳. 单张纸胶印机咬纸牙开闭机构运动规律反求[J]. 包装工程,2009,30(4):15-17.
ZHOU Xian, WANG Fang. Reverse Kinematics Regulation of Gripper Opening and Closing Mechanism of Single Sheet Offset Press[J]. Packaging Engineering, 2009, 30(4): 15-17.
- [4] 于潇雁,蓝兆辉. 高副低代在滚子直动从动件平面凸轮机构运动分析中的应用[J]. 福州大学学报,2008,36(5):709-713.
YU Xiao-yan, LAN Zhao-hui. The Application of Substitute Equivalent Linkage Instead of Higher Pair in Kinematic Analysis of a Planar Cam Mechanism with a Roller Translating Follower[J]. Journal of Fuzhou University, 2008, 36(5): 709-713.
- [5] 刘国栋. 印刷机高点闭牙机构动力特性分析与应用研究[D]. 西安:西安理工大学,2007.
LIU Guo-dong. Study on Dynamic Characteristics Analysis and Application of High Spot Closed Gripper Mechanism of Press[D]. Xi'an: Xi'an University of Technology, 2007.
- [6] 董云峰,段文峰. 理论力学[M]. 北京:清华大学出版社,2006.
DONG Yun-feng, DUAN Wen-feng. Theoretical Mechanics [M]. Beijing: Tsinghua University press, 2006.
- [7] 何振俊,周俊冬. 平底直动从动件凸轮机构磨损失效分析及磨损量计算[J]. 机械设计,2007,24(12):30-32.
HE Zhen-jun, ZHOU Jun-dong. Wear Invalidation Analysis and Calculation on Amount of Abrasion for Cam Mechanism with Flat Bottomed Translation Follower [J]. Mechanical Design, 2007, 24(12): 30-32.