

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.03.017

打结器割绳脱扣机构磨损分析与改进设计^{*}

李海涛 熊 亚 陈龙健 张绍英 李 雪 韩鲁佳
(中国农业大学工学院, 北京 100083)

摘要: 针对打结器割绳脱扣机构盘形凸轮内轮廓磨损严重的问题,提出以凸轮理论廓面的等距圆弧面代替现有柱面轮廓的解决方案,即将凸面-凸面和凸面-平面的点接触改进为凸面-凹面的弧点接触;计算得到改进后凸轮轮廓的曲面方程,以及改进前后滚子与凸轮的压力角、初始接触面积和初始最大接触应力;最后,用硬铝合金材料试制改进前和改进后的凸轮,进行磨损对比试验,并定量分析其磨损量。结果表明:改进后滚子与凸轮的压力角在推程开始和接近结束阶段比改进前减小 25% 左右;改进后滚子与凸轮的初始接触面积比改进前增大约 50%,初始最大接触应力减小约 38%;各运转 10 h 后,改进后盘形凸轮内轮廓的磨损痕迹宽度比改进前增加 31.7%,磨损量减小约 50%。

关键词: 打捆机 打结器 割绳脱扣机构 磨损 设计
中图分类号: S225.2⁺2; S817.11⁺5 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)03-0118-07

Wear Research and Improved Design of D-knotter Wiper Mechanism

Li Haitao Xiong Ya Chen Longjian Zhang Shaoying Li Xue Han Lujia
(College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract: In order to solve the serious wear problem of D-knotter wiper inner cam, firstly, a new structure cam was designed. To be more precise, the original cylinder cam contour was replaced by using the offset arc surfaces of the cam theoretical surfaces, which means the point contact manner of convexity-convexity and convexity-plane was substituted by convexity-concave. Secondly, the surface equations of the improved cam were obtained, and then the pressure angle, initial contact area, initial maximum contact stress were calculated. Thirdly, the original and improved cams were manufactured by the turning and milling machine, which were using the aluminum alloy materials. Finally, a contrast experiment of wear pattern between the original and improved cams was designed, and the results were given by quantitative analysis. The results indicated that the improved cam mechanism reduced the pressure angle by an average of 25% than the original one in the majority of the rise travel. In contrast to the original one, the improved cam mechanism's initial contact area can increase by approximately 50% and the initial maximum contact pressure decreased by 38%. After 10 hours' runs of each cam mechanisms, the improved cam exceeds the original one by 31.7% in case of the width of the wear trace, and the abrasion value of improved cam is about 50% smaller than the original cam.

Key words: Baler machine D-knotter Wiper mechanism Wear Design

引言

打结器是打捆机的核心部件,其结构复杂,工作环境恶劣^[1-2]。目前国内生产的打捆机的打结器全

部依赖进口^[3-6],对打结器关键机构的深入分析与研究具有重要实际意义。割绳脱扣机构是打结器的三大重要机构之一,控制着割绳与脱扣的动作,是绳环到绳结的关键步骤,其工作负载大、动作速度快、

收稿日期: 2014-08-14 修回日期: 2014-09-16
^{*} 长江学者和创新团队发展计划资助项目(IRT1293)和中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(2014YJ007)
作者简介: 李海涛,副教授,主要从事机械设计及理论研究,E-mail: lihaitao0402@163.com

磨损严重^[7-8]。尹建军等^[3-4]利用可视化技术对割绳脱扣机构进行了逆向重建与仿真分析。李慧等^[5-6]根据现有割绳脱扣机构的基本原理设计了2种新方案,并对割刀的刃口角与割绳力关系进行了试验分析。熊亚等^[9]研究了割绳脱扣机构的运动规律与设计依据。但是没有对割绳脱扣机构磨损严重问题进行相关研究与改进设计的文献。

本文在文献[9]的基础上,针对打结器割绳脱扣机构盘形凸轮内轮廓磨损严重的问题,提出以凸轮理论廓面的等距圆弧面代替现有柱面轮廓的解决方案;然后对比研究改进前后滚子与凸轮的压力角、初始接触面积和初始最大接触应力;最后试制改进前和改进后的凸轮,进行磨损对比试验,并定量分析其磨损量。

1 割绳脱扣机构盘形凸轮的磨损分析

1.1 割绳脱扣机构的结构

如图1所示,割绳脱扣机构为球形滚子摆动从动件空间正交盘形凸轮机构,由打结器机架、齿盘、刀臂及刀臂轴组成^[9];齿盘上有槽式盘形凸轮,包括内轮廓和外轮廓两部分,刀臂上有球形滚子、割刀、脱扣凹槽和拨绳槽。

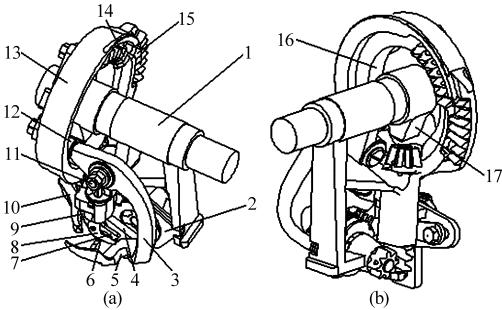


图1 割绳脱扣机构结构示意图

Fig.1 Structure diagram of D-knotter

(a) 等轴测图 (b) 斜二测图

- 1. 机架 2. 卡线轮 3. 刀臂 4. 割刀 5. 拨绳槽 6. 脱扣凹槽
- 7. 打结舌 8. 打结嘴 9. 打结舌滚子 10. 滚子压板 11. 刀臂轴
- 12. 滚子 13. 齿盘 14. 卡线轮锥齿轮 15. 打结嘴锥齿轮
- 16. 盘形凸轮外轮廓 17. 盘形凸轮内轮廓

割绳脱扣机构的运动原理图如图2所示,本文未说明的符号与计算均在文献[9]中给出,在此不再赘述。

1.2 盘形凸轮的磨损及现有解决措施

如图3所示,长时间工作后,盘形凸轮内轮廓在线段2和圆弧3所在柱面的相交处附近磨损严重,出现磨损凹槽。由于打结器各机构的运动配合精准,因此,磨损凹槽的出现会影响割绳脱扣机构的传动精度,进而可能导致割绳和脱扣的失效。

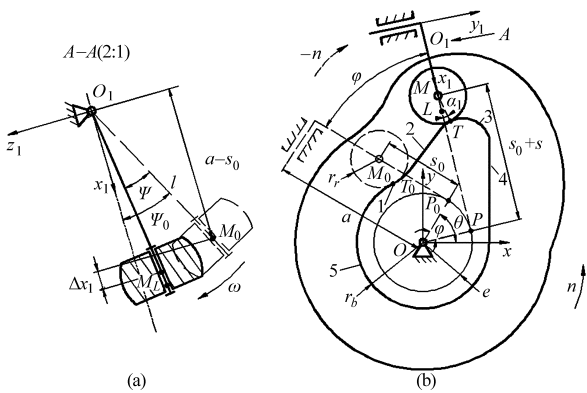


图2 割绳脱扣机构原理图

Fig.2 Schematic diagram of wiper mechanism

(a) A向视图 (b) 俯视图



图3 盘形凸轮内轮廓磨损情况

Fig.3 Wear pattern of inner cam contour

盘形凸轮为齿盘的一部分,目前国内使用的均为进口部件,更换代价高。针对磨损严重的问题,技术人员常用堆焊的方式补回轮廓,但由于焊接材料与凸轮实际材料不一致及焊接时氧化的原因,焊接处并不可靠,焊后容易磨损消失和脱落。因此,在理论上寻找减小盘形凸轮磨损的方法具有重要实际意义。

1.3 盘形凸轮磨损原因的分析

割绳脱扣机构运转时,滚子不仅相对凸轮滚动还相对凸轮滑动,属于滚滑复合运动;现有割绳脱扣机构的滚子为球滚子,盘形凸轮轮廓为柱面,不考虑刚体形变时,滚子与凸轮为凸面-平面和凸面-凸面的点接触,容易出现接触应力集中的现象;以上两种因素会导致凸轮表面材料疲劳断裂形成点蚀或剥落,即引起接触疲劳磨损^[10]。图3中磨损最严重区域的形成是由于滚子与此区域接触时,刀臂处于割绳和脱扣的复合状态,此时刀臂负载最大,则滚子与凸轮的摩擦力和接触应力最大;另外,滚子与此区域接触时角加速度不连续,存在交变应力,因此磨损最严重。

2 割绳脱扣机构改进设计

2.1 割绳脱扣机构的改进原理与方案

割绳脱扣时,刀臂阻力为不可控因素。但刀臂阻力不变时,若滚子与凸轮的压力角越小,则滚子受到的正压力越小,滚子与凸轮的滑动摩擦力和接触

应力越小,因此,可以寻找减小压力角的方法以减轻磨损。滚子与凸轮的点接触容易导致应力集中,因此,可以寻找增大接触面积以减小接触应力的方法来减轻磨损。

根据以上思路,提出以滚子中心线相对凸轮运动所形成廓面(理论廓面)的等距曲面代替现有柱面的方案,这样可以从理论上减小压力角;将凸轮廓面改为理论廓面的等距曲面之后,滚子在任意位置时,其中心线沿理论廓面的法线方向与凸轮廓面(等距曲面)均平行,且距离都相等,因此,可以将球滚子改为圆柱滚子,使点接触变为线接触,如图 4a 所示,从而增大接触面积减小接触应力。

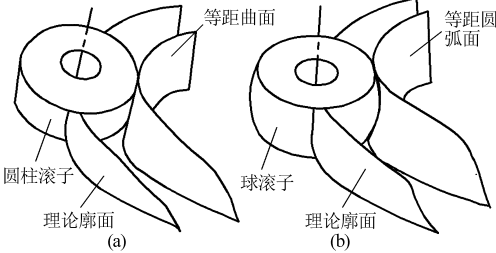


图 4 改进凸轮的两方案
Fig. 4 Two improvement schemes of wiper cam
(a) 线接触示意图 (b) 弧点接触示意图

但是,线接触对误差敏感^[11],因此,若要保证滚子与凸轮为良好的线接触,对割绳脱扣机构各部件的制造及装配精度要求较高,这会增加制造成本。为了解决这个问题,进一步将凸轮轮廓面设计成凸轮理论廓面的等距圆弧面,滚子仍为球滚子,圆弧面半径大于滚子,如图 4b 所示,从而将滚子与凸轮改为凸面-凹面的弧点接触,这样不仅减小了压力角、增加了接触面积,而且使其对误差不敏感。

2.2 改进后盘形凸轮内轮廓曲面方程的解析求解

如图 2 及图 5 所示,滚子中心点 M 在 $Oxyz$ 中的矢径点矢量为

$$\boldsymbol{l}_{OM} = \begin{bmatrix} x_M \\ y_M \\ c - l \sin(\psi_0 - \psi) \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中 c —— O_1 点与 O 点沿 z 方向距离
 l ——滚子中心与刀臂轴轴线的距离
 ψ_0 ——滚子在起始位置时刀臂与 x_1 方向的夹角
 ψ ——滚子在任意位置时刀臂的角位移

设滚子中心线上任意点 L ,如图 2 及图 5 所示,根据线段 ML 在 $Oxyz$ 中的投影长度,矢量 $\boldsymbol{l}_{ML}$ 为

$$\boldsymbol{l}_{ML} = \begin{bmatrix} \mu \cos(\psi_0 - \psi) \cos(\theta - \varphi) \\ \mu \cos(\psi_0 - \psi) \sin(\theta - \varphi) \\ -\mu \sin(\psi_0 - \psi) \end{bmatrix} \quad (2)$$

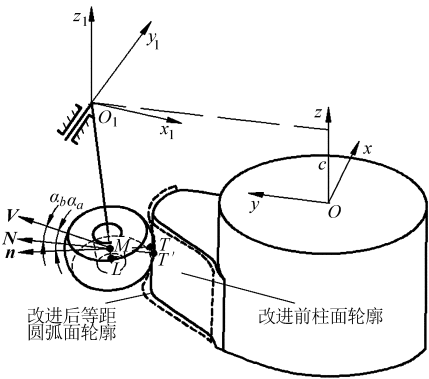


图 5 割绳脱扣机构的空间模型
Fig. 5 Spatial model of wiper mechanism

式中 φ ——凸轮转角
 θ —— OP_0 与 x 轴夹角
 μ ——滚子中心线上任意点 L 与 M 点位移,
 $\mu \in [-6 \text{ mm}, 6 \text{ mm}]$

因此,滚子中心线相对凸轮运动所形成的理论廓面 S ,即 $\boldsymbol{l}_{OL}$ 矢量,表示为

$$\boldsymbol{r} = \boldsymbol{l}_{OL} = \boldsymbol{l}_{OM} + \boldsymbol{l}_{ML} = \begin{bmatrix} x_M + \mu \cos(\psi_0 - \psi) \cos(\theta - \varphi) \\ y_M + \mu \cos(\psi_0 - \psi) \sin(\theta - \varphi) \\ c - l \sin(\psi_0 - \psi) - \mu \sin(\psi_0 - \psi) \end{bmatrix} \quad (3)$$

滚子中心点所在理论廓面的单位法矢量

$$\boldsymbol{N} = \frac{\boldsymbol{r}_\varphi \times \boldsymbol{r}_\mu}{|\boldsymbol{r}_\varphi \times \boldsymbol{r}_\mu|} \quad (4)$$

式中 $\boldsymbol{r}_\varphi$ —— $\boldsymbol{r}$ 关于 φ 的偏导
 $\boldsymbol{r}_\mu$ —— $\boldsymbol{r}$ 关于 μ 的偏导

如图 6 所示,滚子中心线上任意点 G 沿 $\boldsymbol{N}$ 反方向偏距到等距圆弧上 G' 的距离 d 满足

$$\begin{cases} \sin \Phi = \frac{|\mu|}{R_3} \\ \cos \Phi = \frac{d + R_3 - r_r}{R_3} \end{cases} \quad (5)$$

得 $d = R_3 \cos \left(\arcsin \frac{|\mu|}{R_3} \right) - R_3 + r_r$

式中 R_3 ——改进后凸轮圆弧面的半径
 r_r ——滚子半径

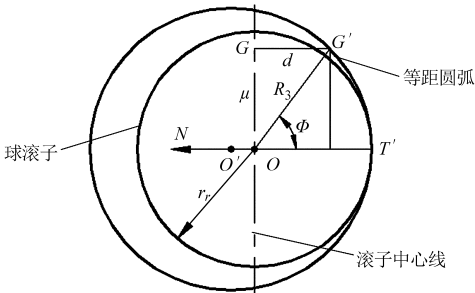


图 6 等距圆弧计算示意图
Fig. 6 Schematic diagram of equidistant arc

则理论廓面的偏距圆弧面 S' 方程为

$$\mathbf{r}' = \mathbf{r} - d\mathbf{N} \tag{6}$$

取 $R_3 = 15\text{ mm}$ (滚子半径 $r_r = 12.5\text{ mm}$)，计算得到改进后盘形凸轮内轮廓表面上的若干点，然后导入到三维软件，生成的模型如图 7 所示。

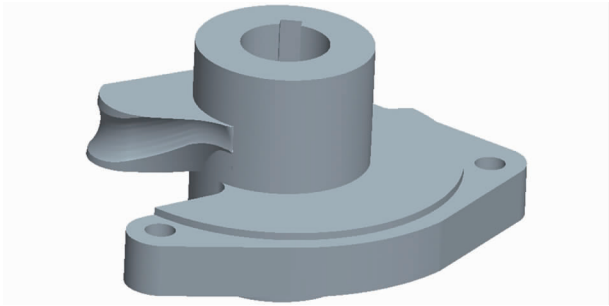


图 7 改进后盘形凸轮内轮廓模型

Fig. 7 Model of improved inner cam contour

3 改进前后割绳脱扣机构的对比计算

3.1 压力角计算

滚子摆动方向与滚子受力方向的夹角为该机构的压力角。滚子受力方向为滚子与凸轮的接触点所在凸轮轮廓的法矢量。如图 5 所示，设改进前滚子与凸轮的接触点 T 所在凸轮轮廓的法矢量为 $\mathbf{n}$ ，由于凸轮轮廓为柱面，滚子为球滚子，所以接触点 T 所在凸轮轮廓的法矢量方向必经过球心 M ，因此，其法矢量可表示为

$$\mathbf{n} = \begin{bmatrix} x_M - x_T \\ y_M - y_T \\ 0 \end{bmatrix} \tag{7}$$

如图 2 及图 5 所示，由于刀臂轴轴线与 OP 平行，因此滚子摆动方向矢量 $\mathbf{V}$ 可表示为

$$\mathbf{V} = \pm \mathbf{l}_{OP} \times \mathbf{l}_{O_1M} \tag{8}$$

式中，推程时取“+”，回程时取“-”。

其中，根据几何关系

$$\mathbf{l}_{O_1M} = \begin{bmatrix} -l\cos(\psi_0 - \psi)\cos(\theta - \varphi) \\ -l\cos(\psi_0 - \psi)\sin(\theta - \varphi) \\ l\sin(\psi_0 - \psi) \end{bmatrix} \tag{9}$$

$$\mathbf{l}_{OP} = \begin{bmatrix} e\cos(\theta - \varphi) \\ e\sin(\theta - \varphi) \\ 0 \end{bmatrix} \tag{10}$$

式中 e ——凸轮轴轴线与刀臂的距离

改进前压力角 α_a 为矢量 $\mathbf{n}$ 与 $\mathbf{V}$ 的夹角，有

$$\alpha_a = \arccos \frac{\mathbf{n} \cdot \mathbf{V}}{|\mathbf{n}| \cdot |\mathbf{V}|} \tag{11}$$

如图 5 及图 6 所示，改进后凸轮轮廓为等距圆弧面，滚子与凸轮的接触点 T' 所在凸轮轮廓的法矢量为 $\mathbf{N}$ ，因此，压力角 α_b 为矢量 $\mathbf{N}$ 与 $\mathbf{V}$ 的夹角，即

$$\alpha_b = \arccos \frac{\mathbf{N} \cdot \mathbf{V}}{|\mathbf{N}| \cdot |\mathbf{V}|} \tag{12}$$

改进只涉及到圆弧 1、3 及线段 2 所在柱面，因此，以下计算为 $\varphi \in [0, 72.40^\circ]$ 。计算得到改进前和改进后压力角曲线如图 8 所示。

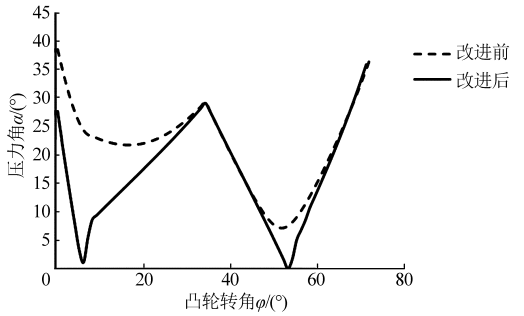


图 8 改进前后凸轮机构的压力角对比曲线

Fig. 8 Curve of pressure angle of original and improved wiper mechanisms

由图 8 可知，改进后，压力角在推程开始阶段 ($\varphi \in [0^\circ, 29^\circ]$) 和推程接近结束阶段 ($\varphi \in [49^\circ, 59^\circ]$) 比改进前减小明显，最大减小近 95%，平均减小 25% 左右，其他地方压力角与改进前基本一致。

3.2 接触面积和最大接触应力计算

以下以滚子与凸轮均为设计时的原始曲面 (初始运转，尚未磨损) 为例，进行相关运算。由微分几何知识，滚子与凸轮曲面主曲率的计算满足方程^[12]

$$K^2 + \frac{2FM - EN - GL}{EG - F^2}K + \frac{LN - M^2}{EG - F^2} = 0 \tag{13}$$

式中， E 表示 $\mathbf{r}_\mu'^2$ ， F 表示 $\mathbf{r}'_\mu \cdot \mathbf{r}'_\varphi$ ， G 表示 $\mathbf{r}'_\varphi'^2$ ， L 表示 $\mathbf{N}(\mathbf{n}) \cdot \mathbf{r}'_{\mu\mu}$ ， M 表示 $\mathbf{N}(\mathbf{n}) \cdot \mathbf{r}'_{\mu\varphi}$ ， N 表示 $\mathbf{N}(\mathbf{n}) \cdot \mathbf{r}'_{\varphi\varphi}$ 。

计算得到 K 的两个实数根即为主曲率。滚子的主曲率记为 K_{11} 、 K_{12} ，滚子为球，因此 $K_{11} = K_{12} = 1/r_r$ 。凸轮的主曲率记为 K_{21} 、 K_{22} ，定义 K_{21} 、 K_{22} 分别为最大、最小曲率，由于改进前为柱面，因此 $K_{22} = 0$ ， K_{21} 即圆弧 1、3 和线段 2 的曲率；改进后为空间圆弧面，因此 $K_{21} = 1/R_3$ ， K_{22} 通过方程求解可得。

根据赫兹公式，接触面椭圆的长半轴半径 a 与短半轴半径 b 分别为^[13-14]

$$a = n_a \sqrt{\frac{3}{2} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right) \frac{\frac{F}{\cos\alpha}}{K_{11} + K_{12} + K_{21} + K_{22}}} \tag{14}$$

$$b = n_b \sqrt{\frac{3}{2} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right) \frac{\frac{F}{\cos\alpha}}{K_{11} + K_{12} + K_{21} + K_{22}}} \tag{15}$$

式中 μ_1 、 μ_2 ——滚子与凸轮的泊松比

E_1 、 E_2 ——滚子与凸轮的弹性模量

n_a 、 n_b ——接触系数 (由 A/B 值查表得到)

F ——滚子与凸轮的法向压力沿滚子摆动方向(V)的分力

其中

$$A = \frac{1}{4} \{ K_{11} + K_{12} + K_{21} + K_{22} + [(K_{11} - K_{12})^2 + (K_{21} - K_{22})^2 + 2(K_{11} - K_{12})(K_{21} - K_{22})\cos(2\omega)]^{\frac{1}{2}} \}$$
$$B = \frac{1}{4} \{ K_{11} + K_{12} + K_{21} + K_{22} + [(K_{11} - K_{12})^2 + (K_{21} - K_{22})^2 - 2(K_{11} - K_{12})(K_{21} - K_{22})\cos(2\omega)]^{\frac{1}{2}} \}$$

式中 ω ——两接触体曲面主方向夹角(滚子为球, ω 可为任意值)

则接触面积 S 为

$$S = \pi ab \tag{16}$$

滚子与凸轮的最大接触应力

$$q_{\max} = \frac{3F}{2\pi abc\cos\alpha} \tag{17}$$

根据以上公式,计算得到改进前后滚子与凸轮的接触面积对比曲线及滚子与凸轮的最大接触应力对比曲线分别如图 9 和图 10 所示。其中,滚子与凸轮的法向压力沿滚子摆动方向的分力 F 为复杂变化的力,由于相同凸轮转角下 F 不变,因此这里 F 以符号代入,不参与计算。

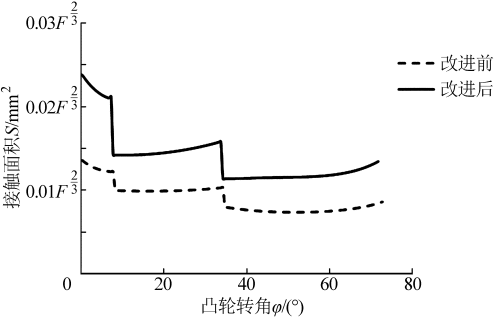


图 9 改进前后滚子与凸轮的接触面积对比曲线
Fig. 9 Curve of contact area of original and improved wiper mechanisms

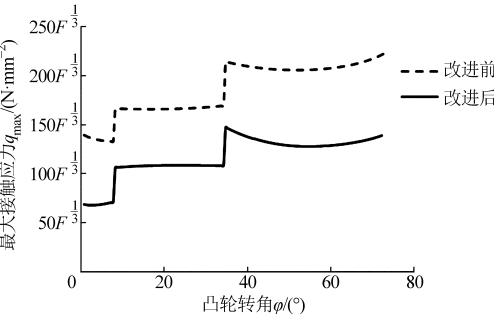


图 10 改进前后滚子与凸轮的最大接触应力对比曲线
Fig. 10 Curve of maximum contact stress of original and improved wiper mechanisms

由图 9 可知,初始运转时,改进后接触面积比改进前平均增大 50% 左右。

由图 10 可知,初始运转时,改进后滚子与凸轮的最大接触应力比改进前平均减小 38% 左右。另外,最大接触应力在 $\varphi = 7.94^\circ$ (接触点在圆弧 1 和线段 2 交点处)和 $\varphi = 34.32^\circ$ (接触点在线段 2 和圆弧 3 交点)时不连续,即产生较大的交变应力,这也是导致线段 2 和圆弧 3 所在柱面相交处附近磨损严重的一个原因。

4 盘形凸轮试制

盘形凸轮内轮廓部分在实际生产时采取铸造—精车—精铣的制造工艺,其中轴孔和端面为配合面,铸造后精车;圆弧 1、圆弧 3 和直线 2 所在柱面为工作面,铸造后精铣。本次试制为单件生产,选用高硬度铝合金毛坯(牌号 2A12,成分铝、铜、镁),首先精车出两端面和轴孔,并利用插床插削键槽;然后根据车出的轴孔定位,利用 CAM 软件辅助编程在数控铣床上粗铣出凸轮的非工作面,最后精铣工作面。

改进后凸轮有半径为 15 mm 的空间圆弧形槽面,借鉴齿轮成形法制造的思路,如图 11a 所示,首先计算出滚子中心轨迹沿 N 方向偏距 $R_3 - r_r$ 的等距曲线(刀具加工相对凸轮运动轨迹)上的有限点坐标,然后将这些坐标写入程序中,采用半径为 15 mm 的球头铣刀三轴联动铣削出弧面凹槽,此过程利用圆弧 5 和直线 4 所在柱面保证定位,加工瞬间如图 11b 所示。

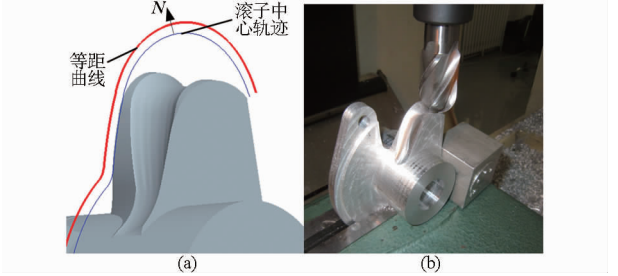


图 11 改进后凸轮的圆弧面加工
Fig. 11 Manufacture method of the improved cam
(a) 加工轨迹求法 (b) 改进凸轮圆弧面加工瞬间

采用上述工艺制造得到的改进前后盘形凸轮内轮廓部分如图 12 所示。

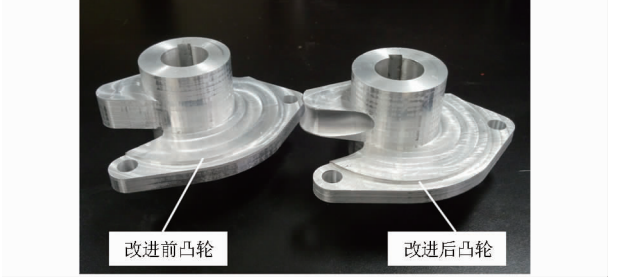


图 12 加工得到的改进前后凸轮实物
Fig. 12 Mock-ups of original and improved cams

5 磨损对比试验

5.1 试验方法

根据对比试验的方法和要求,设计一种磨损试验,除了改进前后凸轮的关键曲面不同之外,其余因素均保持一致,相同磨损时间之后,分别检测滚子与凸轮的磨损痕迹宽度(约等于接触面椭圆的短半轴半径)和凸轮磨损量。

设计、加工并装配之后得到的试验台如图 13 所示,主要包括由电动机和减速器组成的动力输入装置、由弹簧和滑轮等组成的负载装置以及打结器和试验凸轮。其中电动机额定转速 1 400 r/min,额定扭矩 1.5 N·m,减速器的减速比为 15。刀臂末端的行程约 80 mm,由此选用劲度系数为 500 N/m 的弹簧,并使滚子处于基圆位置时弹簧有 20 mm 的预紧伸长量。

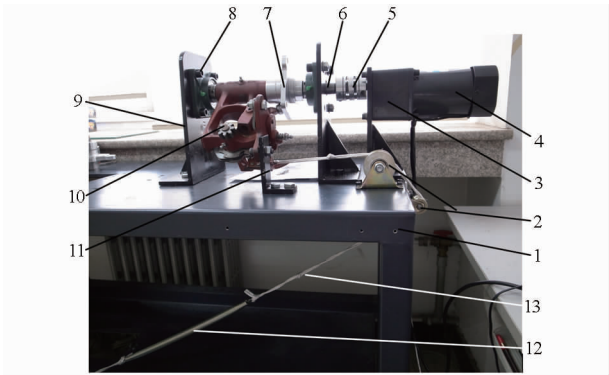


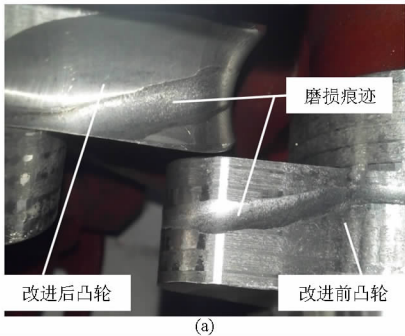
图 13 试验平台实物图

Fig. 13 Test bench of wiper mechanism

1. 机架 2. 滑轮 3. 减速器 4. 电动机 5. 联轴器 6. 主轴
7. 盘形凸轮内轮廓 8. 轴承座 9. 轴支撑 10. 打结器 11. 打结器支撑 12. 弹簧 13. 绳子

5.2 试验结果与分析

由于滚子为钢铁材料,试验凸轮为高硬度铝合金,因此,两凸轮各磨损 10 h 之后,磨损情况区别就已经比较明显。图 14a 为两凸轮各运转 5 h 之后的



磨损情况,测量得到改进后凸轮的磨损痕迹宽度为 7.0 mm,改进前为 5.1 mm,改进后比改进前磨损痕迹增加 37.3% 左右;图 14b 为两凸轮各运转 10 h 之后的磨损情况,测量得到改进后凸轮的磨损痕迹宽度为 8.3 mm,改进前为 6.3 mm,改进后比改进前增加 31.7%,由图明显看出改进前凸轮磨损严重。

为了定量研究两凸轮磨损量,分别在两凸轮磨损前和各磨损 10 h 之后,使用温泽 XO-87 型三坐标测量机(定位精度 0.002 mm)测量凸轮工作面同一位置的空间坐标,共采集 1 800 多个点坐标。然后将磨损前后的点坐标导入 Imageware^[15],坐标系对齐之后,拟合成曲面,并测量偏差,生成的偏差矢量图如图 15 所示。

由图 15a 可知,改进后凸轮在实际工作磨损最严重区域(线段 2 和圆弧 3 所在圆柱面交界处)的磨损量为 0.24 ~ 0.28 mm;最大磨损(0.42 mm)出现在靠近基圆的圆弧面边界处,主要是由于此处接触面积小,可通过加厚凸轮来解决,另外实际工作时此处与滚子接触力小,并不会有多大磨损;其他接触区域磨损在 0.15 ~ 0.25 mm 之间。由图 15b 可知,改进前凸轮的最大磨损出现在实际工作磨损最严重区域(线段 2 和圆弧 3 所在圆柱面交界处),磨损量在 0.5 ~ 0.57 mm 之间;其他接触区域磨损在 0.3 ~ 0.5 mm 之间。因此,在实际工作磨损最严重区域(线段 2 和圆弧 3 所在圆柱面交界处)及其他接触区域,改进后比改进前凸轮磨损量减小约 50%。

6 结论

(1)针对打结器割绳脱扣机构盘形凸轮内轮廓磨损严重的问题,设计了一种以凸轮理论廓面的等距圆弧面代替现有柱面轮廓的改进方案。

(2)计算表明:改进后滚子与凸轮的压力角在推程开始和接近结束阶段比改进前减小 25% 左右;改进后滚子与凸轮的初始接触面积比改进前增大约

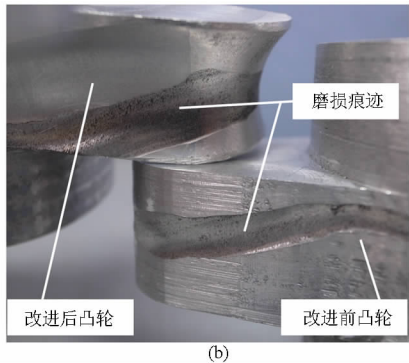


图 14 改进前后凸轮磨损情况

Fig. 14 Wear pattern of original and improved cams

(a) 运转 5 h 后 (b) 运转 10 h 后

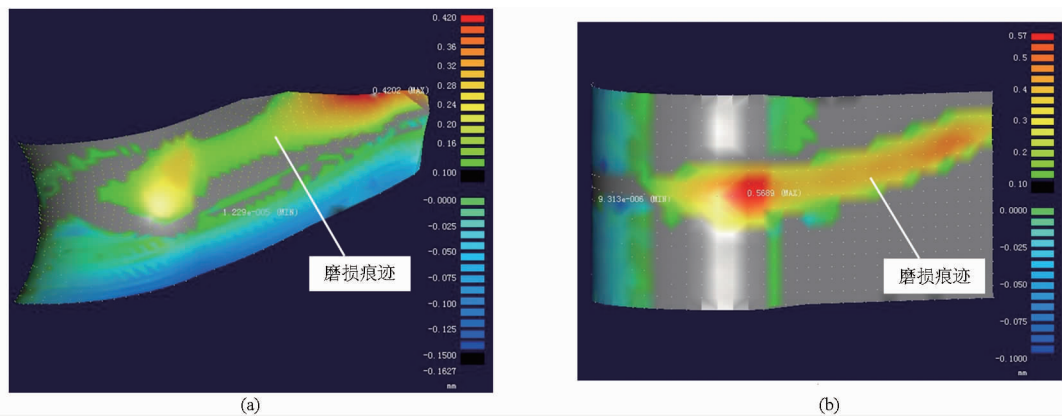


图 15 改进前后凸轮磨损量对比
Fig. 15 Vector diagrams of abrasion value of original and improved cams
(a) 改进后 (b) 改进前

50% ,初始最大接触应力减小约 38% 。
(3)用硬铝合金材料试制了改进前和改进后的盘形凸轮,并在此基础上设计了对比磨损试验台;各运转 10 h 后,改进后盘形凸轮的磨损痕迹宽度比改进前增加 31.7% ,磨损量减小约 50% 。
(4)改进后的割绳脱扣机构具有较强的承载力和较好的耐磨性等优点,并且弧点接触使其对误差不敏感。

参 考 文 献

1 Tyler Remou . Modeling and validation of crop feeding a large square baler[D]. Saskatchewan:University of Saskatchewan, 2007.

2 Hubert Prellwit Z, Neustadt. Knotter for balling apparatus;US,US 6164197 [P]. 2000-12-26.

3 尹建军,李双,李耀明. D 型打结器及其辅助机构运动仿真与时序分析[J]. 农业机械学报,2011,42(6):103-107.
Yin Jianjun, Li Shuang, Li Yaoming. Kinematic simulation and time series analysis of D-knotter and its ancillary mechanisms[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2011,42(6):103-107. (in Chinese)

4 李双. D 型打结器的捆绳成结原理与优化设计[D]. 镇江:江苏大学,2011.

5 李慧. 方草捆压捆机成结系统研究[D]. 北京:中国农业大学,2013.

6 李慧,李洪文,何进,等. 方草压捆机 D 型打结器驱动齿盘重建与优化[J]. 农业工程学报,2010,26(5):96-102.
Li Hui, Li Hongwen, He Jin, et al. Reconstruction and optimal design of driving dentate disc of D-bale knotter based on reverse engineering [J]. Transactions of the CSAE,2010,26(5):96-102. (in Chinese)

7 Michael J Verhulst. Bale twine knotter with adjustable wiper;US,US4351551[P]. 1982-09-28.

8 John Wright. Twine cutting knife for square baler apparatus;US,US7398727[P]. 2008-07-15.

9 熊亚,李海涛,张绍英,等. 打结器割绳脱扣机构的运动规律与设计依据研究[J]. 农机化研究,2015(7):113-118.
Xiong Ya, Li Haitao, Zhang Shaoying, et al. Motion laws and design basis of the knotter wiper mechanism [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research,2015(7):113-115. (in Chinese)

10 林福严. 磨损理论与抗磨技术[M]. 北京:科学出版社,1993.

11 徐戊娇. 制造误差与承载变形耦合条件下平面二次包络环面蜗杆的啮合分析与啮合控制研究[D]. 重庆:重庆大学,2005.

12 武际可,黄克服. 微分几何及其在力学中的应用[M]. 北京:北京大学出版社,2011.

13 高中庸,徐武彬,高尚哈. 两椭球体接触时应力计算式的简化与应用[J]. 机械设计,2003,20(6):18-19.
Gao Zhongyong, Xu Wubin, Gao Shanghan. Simplification and application of stress formula during the contact of two elliptic balls [J]. Journal of Machine Design, 2003,20(6):18-19. (in Chinese)

14 黄炎. 局部应力及其应用[M]. 北京:机械工业出版社,1986.

15 单岩,谢斌飞. Imageware 逆向造型技术基础[M]. 北京:清华大学出版社,2006.