

基于凸轮与不完全齿轮的间歇分砖机构

李峻湾, 谢溪凌, 孙科, 李涛涛, 汪俊亮, 陈定方

(武汉理工大学 智能制造与控制研究所, 武汉 430063)

摘要:为了更好地满足瓷砖机械化包装需求,设计了全自动瓷砖包装线间歇分离机构,构建了该装置的 SolidWorks 模型,通过凸轮与不完全齿轮的配合运动,可以平稳、高效地完成上砖过程。经过计算分析使各机构相互协调,在一个固定原动力驱动下运作,通过改变不完全齿轮的齿数可以满足不同厚度瓷砖的分离要求。

关键词:瓷砖; 分砖; 间歇机构; 凸轮; 不完全齿轮

中图分类号: TB486 文献标识码: A 文章编号: 1001-3563(2013)09-0059-04

Intermittent Tile Separation Mechanism Based on Cam and Incomplete Gear

LI Leng-wan, XIE Xi-ling, SUN Ke, LI Tao-tao, WANG Jun-liang, CHEN Ding-fang

(Research Institute of Intelligent Manufacturing and Control, Wuhan University of Technology, Wuhan 430063, China)

Abstract: According to requirement of tile mechanized packaging, a fully automatic tile packaging line intermittent separation mechanism was designed. SolidWorks model of the mechanism was constructed. The cooperated motion of cam and incomplete gear can complete the tile lifting process smoothly and efficiently. Intercoordination of mechanisms was designed through computational analysis. The separation requirements of tiles with different thickness were met by changing the teeth number of the incomplete gear.

Key words: tile; tile separation; intermittent mechanism; cam; incomplete gear

目前,我国瓷砖包装行业多采用人工包装,其劳动强度大,生产效率低^[1]。中国的瓷砖包装机械虽起步较晚,但也有了一定的发展,目前市场上已出现了较多的瓷砖包装机,但技术不成熟,自动化性能亟待提高,无法满足市场的迫切需求,全面提高瓷砖包装线的自动化水平势在必行^[2]。上砖机上砖之前需先实现砖与砖之间的错位分离,此过程通常由间歇分离机构完成。常用的间歇机构有棘轮机构、槽轮机构、凸轮机构及不完全圆齿轮机构。不完全圆齿轮机构只能实现匀速间歇传动,单个间歇机构不能满足不同厚度瓷砖的分离要求^[3]。笔者提出了一种基于凸轮与不完全齿轮组合而成的间歇齿轮传动机构,该机构使用固定转速电机驱动,通过改变不完全齿轮的齿数实现不同厚度瓷砖的分离要求。

1 间歇分离机构的工作原理

如图 1 所示,齿轮 1 是不完全齿轮,齿轮 2 和 3 同轴,齿轮 3 与齿条 4 啮合,凸轮 7 通过一组锥齿轮 6 与轴 5 构成传动关系,瓷砖 8 放置在齿条上。不完全

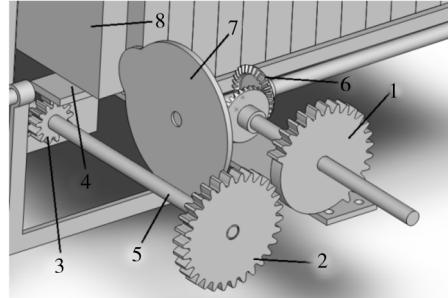


图 1 间歇传动机构

Fig. 1 Intermittent motion mechanism

齿轮1转动,齿轮3转动,齿条前移,砖块前移,凸轮转动将砖块往左侧推开,实现砖块的分离。

2 凸轮的设计

瓷砖分离时移动距离为30 mm,将瓷砖作为凸轮机构从动件,建立凸轮廓廓曲线方程。如图2所示, $\phi = \phi' = 90^\circ$, $\phi_s = \phi'_s = 60^\circ$, 行程 $h = 30$ mm, 凸轮基圆半径 $r_0 = 75$ mm, 得:

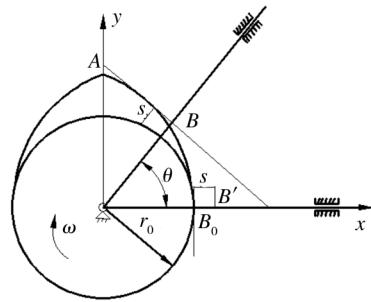


图2 凸轮结构

Fig. 2 Cam structure

$$s = \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi}{\phi} \varphi \right) = \frac{30}{2} \times (1 - \cos 60^\circ) = 7.5 \text{ mm}; \frac{d_s}{d_\varphi} =$$

$$\frac{h\pi}{2\phi} \sin \frac{\pi\varphi}{\phi} = 25.98 \text{ mm}, \frac{d_s^2}{d_\varphi^2} = \frac{h}{2} \left(\frac{\pi}{\phi} \right)^2 \cos \frac{\pi\varphi}{\phi} = 30 \text{ mm}; \text{ 实}$$

$$\text{际轮廓曲线坐标值 } (x, y): x = (r_0 + s) \cos \varphi - \frac{d_s}{d_\varphi} \sin \varphi =$$

$$58.50 \text{ mm}; y = (r_0 + s) \sin \varphi + \frac{d_s}{d_\varphi} \cos \varphi = 63.75 \text{ mm}.$$

对以上两式求导可得:

$$\frac{dx}{d\varphi} = -(r_0 + s) \sin \varphi + \cos \varphi \frac{dS}{d\varphi} - \frac{dS}{d\varphi} \cos \varphi - \sin \varphi \frac{d_s^2}{d_\varphi^2} =$$

$$-56.25 \text{ mm}$$

$$\frac{dy}{d\varphi} = (r_0 + s) \cos \varphi + \sin \varphi \frac{dS}{d\varphi} - \frac{dS}{d\varphi} \sin \varphi - \cos \varphi \frac{d_s^2}{d_\varphi^2} =$$

$$-97.43 \text{ mm}$$

3 不完全齿轮机构结构设计与计算分析

3.1 不完全齿轮1的结构设计

不完全圆齿轮由不完全齿轮座和不完全齿轮圈构成,主要的结构特征有:不完全齿轮座是不完全齿轮1的主体,结构见图3,其左侧有一凸台,盘面同一

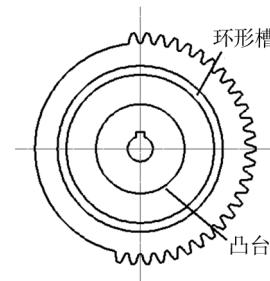


图3 不完全齿轮座

Fig. 3 Incomplete gear seat

圆周上分布着环形槽;不完全齿轮圈是不完全齿轮5的一个附件,结构见图4,其中间有一内孔,齿圈体盘

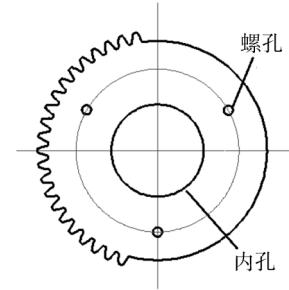


图4 不完全齿轮圈

Fig. 4 Incomplete gear ring

面上有2个大小相同的螺孔。齿轮圈内孔与不完全齿轮座的凸台形成过渡配合,安装时便于齿轮圈与齿轮座同心且能绕不完全齿轮座轴心转位,结构见图5,改

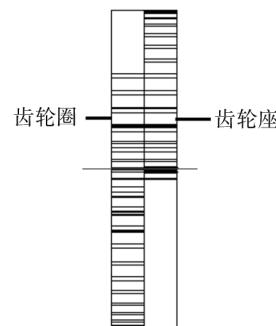


图5 不完全齿轮的装配

Fig. 5 Assembly drawing of incomplete gear

变不完全齿轮1的齿数,实现分离不同规格砖块的目的。齿轮圈体盘面上有3个大小相同的螺孔,用于与齿轮座滑槽连接,起到夹紧齿轮圈和齿轮座的作用^[5]。

3.2 不完全齿轮组的主要参数计算

1) 主从动轮布满时的齿数 $z_1' = 40$, $z_2' = 40$; 模数: $m = 2.5$; 压力角: $\alpha = 20^\circ$; 主从动轮齿顶高系数:

$$ha_1^* = ha_2^* = 1.$$

2) 主动轮转一圈,从动轮完成间歇运动的次数
 $N=1$ 。

3) 主、从动轮齿顶压力角:

$$\alpha a_1 = \alpha a_2 = \cos^{-1} \frac{z_1' \cos \alpha}{z_1' + 2} = 46.49^\circ$$

4) 在一次间歇运动中,从动轮转过角度所包含的齿距数为 z_2 (z_2 可调)。

5) 在一次间歇运动中,主动轮仅有一个齿时,从动轮转过角度内所包含的齿距数: $K=3$ 。

6) 从动轮顶圆齿间所对应的中心角:

$$2\gamma = \frac{\pi}{z_2} + 2(\operatorname{inv} \alpha_{a1} - \operatorname{inv} \alpha_{a2}) = 6.5912^\circ$$

7) 从动轮相邻两锁止弧间的齿槽数,即在一次间歇运动中的主动轮齿数: $z_1 = z_2 + 1 - K = z_2 - 2$ 。

8) 在一次间歇运动中从动轮的转角:

$$\delta = \frac{2\pi}{z_2} K = 27^\circ$$

9) 主动轮首齿和末齿的齿顶压力角: $\alpha_{as} = \cos^{-1} \frac{z_1' \cos \alpha}{z_1' + 2h_{as}^*} = 26.4985^\circ$; $\alpha_{am} = \cos^{-1} \frac{z_1' \cos \alpha}{z_1 + 2h_{am}^*} = 26.4985^\circ$ 。

10) 主动轮首、末两齿中心线间夹角:

$$\psi = \frac{2\pi z_1 - 1}{z_1'} = \frac{2\pi z_2 - 2}{40}$$

11) 主动轮末端齿顶高系数:

$$h_{as}^* = h_{am}^* = 0.35^\circ$$

12) 首齿重合度: $\varepsilon = \frac{z_1'}{2\pi} (\tan \alpha_{as} - \tan \alpha) + \frac{z_2}{2\pi} (\tan \alpha_{am} - \tan \alpha) = 1.735 > 1$

13) 锁止弧半径: $R = \frac{m}{2}$.

$\sqrt{(z_2' + 2)^2 + (z_1' + z_2')^2 - 2(z_2' + 2)(z_1' + z_2') \cos \left(\frac{\theta}{2} - \Delta\theta \right)} = 39.13$ 。

$$\text{其中 } \theta = \delta - 2\gamma = 20.41^\circ; \Delta\theta = \frac{1}{z_2' + 2} = 0.02381^\circ$$

14) 过主动轮锁止弧中心点的向径与首齿中线间的夹角: $Q_E = \beta_1 + \lambda_1$ 。

其中: $\lambda_1 = \frac{\pi}{2z_1} - \operatorname{inv} \alpha_{as} - \operatorname{inv} \alpha = 1.5012^\circ$;

$$r_{cl} = \frac{m}{2}.$$

$$\sqrt{(z_2' + 2)^2 + (z_1' + z_2')^2 - 2(z_2' + 1)(z_1' + z_2') \cos \frac{\theta}{2}} =$$

49. 21°

$$\alpha_{cl} = \cos^{-1} \frac{mz_1' \cos \alpha}{2r_{cl}} = 17.2967^\circ, \psi_1 = \operatorname{inv} \alpha_{as} -$$

$$\operatorname{inv} \alpha_{cl} = 2.29^\circ.$$

$$\beta_1 = \tan^{-1} \frac{(z_2' + 2) \sin \frac{\theta}{2}}{(z_1' + z_2') - (z_2' + 2) \cos \frac{\theta}{2}} + \psi_1 = 13.18^\circ.$$

把 β_1 和 λ_1 代入得 $Q_E = 14.6812^\circ$ 。

15) 过主动轮锁止弧起始点的向径与末齿中线间的夹角: $Q_s = \beta_2 - \lambda_2$ 。

$$\text{其中: } \lambda_2 = \frac{\pi}{2z_1} - \operatorname{inv} \alpha_{am} + \operatorname{inv} \alpha = 0.869^\circ, \beta_2 =$$

$$\tan^{-1} \frac{(z_2' + 2) \sin \delta_2}{(z_2' + 2h_{am}^*)} = 27.38^\circ.$$

把 β_2 和 λ_2 代入得 $Q_s = 26.508^\circ$ 。

3.3 传动参数与不完全齿轮齿数设计计算

根据图 1 动力传递路线,根据齿轮大小关系得线

$$\text{速度比 } i_{32} = \frac{d_2}{d_3} = 2, i_{62} = \frac{d_6}{d_2} = 2, i_{71} = \frac{d_7}{d_1} = \frac{3}{2}, \text{ 砖厚度为 } \delta,$$

不同厚度瓷砖分离所用电机输入转速 n 相同。分离一块瓷砖凸轮转过角度为 2π , 所用时间为 5 s, 齿轮 2

和 3 转过角度 $\theta_2 = \theta_3 = 2\pi \times \frac{z_1}{z_2} = \frac{\pi \times z_1}{20}$, 每分钟齿条前移

$$\text{距离 } L = \pi d_3 \times \frac{\theta_2}{2\pi} = \frac{\pi \times d_3 \times z_1}{40} = 12, \text{ 得 } z_1 = \frac{40\delta}{\pi d_3} = \frac{9.6\delta}{\pi}.$$

生活中最常见的几种瓷砖厚度如下: 抛光砖在 9 ~ 12 mm 左右, 精工砖 800 mm × 800 mm 在 13 ~ 16 mm 左右, 瓷片砖 300 mm × 450 mm, 300 mm × 600 mm 一般在 7 ~ 10 mm 左右。在分离过程中, 改变不完全齿轮 1 的齿数即可实现不同厚度瓷砖的分离要求, 见表 1。

表 1 不完全齿轮 1 齿数与砖块厚度对应关系

Tab. 1 Tooth number of incomplete gear 1

corresponding tile thickness

序号	瓷砖厚度/mm	理论齿数	实际齿数
1	7	21.39	21
2	8	24.45	24
3	9	27.50	28
4	10	30.56	31

序号	瓷砖厚度/mm	理论齿数	实际齿数	电机转速/(r · min⁻¹)
5	11	33.61	34	12
6	12	36.67	37	12
7	15	45.84	46	12
8	16	48.89	49	12

4 结语

在设计过程中通过计算分析,使凸轮与不完全齿轮机构谐调运动实现砖块分离,通过改变不完全齿轮的齿数实现不同厚度瓷砖的分离要求,在瓷砖包装线上有广阔的应用前景。

参考文献:

- [1] 陈勇亮,张国全.全自动瓷砖包装机翻砖机理研究[J].包装学报,2009(1):49-52.
CHEN Yong-liang, ZHANG Guo-quan. Research on Overturning Tile Mechanism of Automatic Ceramic Tile Packaging Machine[J]. Packaging Journal, 2009(1):49-52.
- [2] 王北海.瓷砖包装线自动翻砖机构设计[J].包装工程,2009,30(11):53-55.

(上接第9页)

- WANG Ying, ZHAO Zhen, SONG Wei. Design of Virtual Ceramic Product Based on VR Technology [J]. Packaging Engineering, 2007, 28(12):209-211.
- [5] 胡其立,杜宝江,吴恩启,等.虚拟培训中的虚实联动技术[J].计算机应用,2011,31(增刊2):195-196.
HU Qi-li, DU Bao-jiang, WU En-qi, et al. Linkage of Virtual Reality in Virtual Training[J]. Journal of Computer Applications, 2011, 31(Suppl. 2):195-196.
- [6] 牛丽,王勤宏,丁海波.虚拟PLC仿真系统的开发与应用[J].机床与液压,2008,36(8):160-162.
NIU Li, WANG Qin-hong, DING Hai-bo. Development and Application of Virtual PLC Simulation System[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2008, 36(8):160-162.

(上接第23页)

- [29] 刘战丽,王相友,朱继英,等.高氧气调贮藏下双孢蘑菇品质和抗性物质变化[J].农业工程学报,2010,26(5):361-366.
LIU Zhan-li, WANG Xiang-you, ZHU Ji-ying, et al. Effects of High Oxygen Atmosphere on Quality and Resistant Substance of Mushroom[J]. Transactions of the CSAE, 2010, 26(5):361-366.
- [30] DING C K, CHACHIN K, UEDA Y, et al. Changes in Polyphenol Concentrations and Polyphenol Oxidase Activity of Loquat Fruits in Relation to Browning[J]. J Japan Soc Hort Sci, 1998, 67(3):360-366.

- WANG Bei-hai. Development of Ceramic Tile Auto-turning Machine[J]. Packaging Engineering, 2009, 30(11):53-55.
- [3] 俞高红,陈志威,叶秉良,等.一种新型非匀速间歇机构的研究[J].中国机械工程,2012,23(23):2779-2787.
YU Gao-hong, CHEN Zhi-wei, YE Bing-liang, et al. Study on a New Non-uniform and Intermittent Mechanism [J]. China Mechanical Engineering, 2012, 23(23):2779-2787.
- [4] 郑文纬,吴克坚.机械原理[M].北京:高等教育出版社,1996.
ZHENG Wen-wei, WU Ke-jian. Theory of Machines [M]. Beijing: Higher Education Press, 1996.
- [5] 徐智跃.组合式不完全齿轮传动机构的设计及应用[J].机械设计与制造,2012(11):86-88.
XU Zhi-yue. Design and Application of Modular Non-Circular Gear Transmission Mechanism[J]. Machinery Design & Manufacture, 2012(11):86-88.

- [7] 上海西重所重型机械成套有限公司.一种喷印机械装置:中国,200920072235.6[P].2010-02-03.
Registered in Shanghai by Xi'an Heavy Machinery Research Institute. A Spray Printing Machinery: China, 200920072235.6[P]. 2010-02-03.
- [8] 赵千川,王达,薛文轩. PLC程序测试与验证的研究进展[J].清华大学学报(自然科学版),2011,51(11):1527-1533.
ZHAO Qian-chuan, WANG Da, XUE Wen-xuan. Testing and Validation of Programmable Logic Controller Programs [J]. J Tsing Univ (Sci & Tech), 2011, 51(11): 1527-1533.

- [31] HEIMDAL H, KUHN B F, POLL L. Biochemical Changes and Sensory Quality of Shredded and MA-packaged Iceberg Lettuce[J]. Food Science, 1995, 60:1265-1268.
- [32] 吴炫柯,李永健,李杨瑞.不同木薯品种生长后期衰老生理特性研究[J].中国农学通报,2006, 22(11):182-184.
WU Xuan-ke, LI Yong-jian, LI Yang-rui. Study on Physiology Characters of Senescence in Different Cassava Varieties [J]. Chinese Agricultural Science Bulletin, 2006, 22(11): 182-184.