

鸡蛋质量大小分级生产线过渡输送装置的机构运动分析

周雨程 王树才

华中农业大学工学院, 武汉 430070

摘要 针对国产鸡蛋质量大小分级生产线效率低、破损率大的问题,设计1种鸡蛋质量大小分级生产线过渡输送装置,它能将鸡蛋从称质量后的6排转化为单排并运输到分级执行装置,并将鸡蛋从长轴水平位置翻成长轴铅垂位置,以便装盘时鸡蛋钝端朝上。利用Solidworks建立完整的三维模型,通过三维模型对过渡输送装置的结构和工作原理进行详细说明;采用解析法对装置执行机构的运动轨迹、运动速度以及与偏心链轮传动机构速度的匹配进行分析;建立主、从动链轮瞬时传动比与主动链轮转角的关系方程并使用Matlab对其求解,获得执行机构与传动机构的精准位置关系。经分析得到了执行机构的关键设计尺寸以及偏心链轮的偏心角等参数,为样机的试制与安装提供理论基础。根据分析得到的数据试制样机成功,该装置6排称质量单排分级,效率较一般生产线提高6倍,过渡装置速度的精确匹配,使得鸡蛋破损率下降。

关键词 鸡蛋; 质量分级; 输送装置; 运动分析; 偏心链轮

中图分类号 TH 112.2 **文献标识码** A **文章编号** 1000-2421(2017)03-0113-06

2015年我国鸡蛋的产量约为2 999万t,比上年增长3.6%,占世界总产量的40%左右,位居世界第一^[1-2]。但是我国在鸡蛋的分级、包装技术与发达国家相比有较大差距,特别是分级包装生产线设备差距尤为明显^[3-5]。发达国家鸡蛋分级包装生产线效率很高,如荷兰MOBA鸡蛋包装处理生产线达到18万枚/h,能实现鸡蛋气动上料、清洗、烘干、杀菌、涂膜、检测、称质量、分级、包装一体化。国内企业如湖北神丹健康食品有限公司进口了这些高效生产设备。进口设备中一个关键的技术要点是需要一个机构将多排称质量的鸡蛋转化成单排输送,并将鸡蛋钝端调转朝上,便于分级执行机构将不同等级的鸡蛋在适当位置卸下后包装。荷兰MOBA鸡蛋包装处理生产线采用托举式机构,托举臂将多排鸡蛋托起、反转,当垂直于称质量输送线的单排输送线通过托举臂下方时,将鸡蛋松开落入单排输送线上的蛋托中,实现多排转单排并反转调头。

目前国产鸡蛋质量大小分级包装生产线采用单排称质量,只能从提高输送速度上提高称质量分级

效率,但高速下称质量精度较差,同时破损率也大大增加;采用多排称质量多排分级包装,由于鸡蛋包装等级多(一般将鸡蛋按质量大小分为4级),空间上存在干涉难以实现。国产鸡蛋分级包装设备制造企业为了实现多排低速称质量、单排高速分级包装进行了很多努力,但一直未能实现。为了满足多排称质量单排分级,同时实现包装时鸡蛋钝端朝上,本研究设计了1个将6排鸡蛋转为单排,并将长轴水平滚动的鸡蛋调转成长轴铅垂位置运输的“过渡输送装置”。该过渡输送装置包括执行机构和链传动机构。链传动机构采用偏心链轮驱动,通过2条传动链提供整个工作过程所需的动力,执行机构完成接蛋、夹蛋、翻转、放蛋等动作。该装置的设计效率为3万枚/h,并且能在此基础上研发更高分级机以适应未来产能需求,因此,多排称质量转单排分级技术较一般分级机具有明显优势,不仅能满足生产需要,还能适应未来市场,对提高我国蛋品初加工水平具有重要意义。

收稿日期: 2016-04-14

基金项目: 公益性行业(农业)科研专项(201303084)

周雨程: 硕士研究生, 研究方向: 农业电器化与自动化. E-mail: 389242320@qq.com

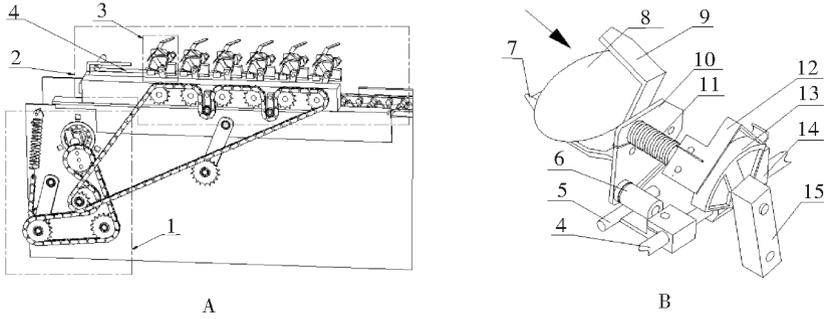
通信作者: 王树才, 博士, 教授, 研究方向: 农产品加工技术与设备. E-mail: wsc01@mail.hzau.edu.cn

1 材料与方法

1.1 装置的结构

该结构主要利用偏心链轮不等速的原理^[6-10],该机构的整体三维图如图1所示,将该机构分成传动部

分和执行部分。从图1A中可以看到,传动部分中包含1个曲柄链轮和1个偏心链轮,并且使用内切链条将其连接。执行部分包含有6个旋转杆以及1根长导杆,执行部分1次同时处理6枚鸡蛋。图1B为执行小单元放大图,该机构的运动简图如图2所示。



A:整体三维示意图 The map of overall three-dimensional; B:执行小单元 Execution of small units; 1.传动部分 Transmission part; 2.执行部分 Actuator part; 3.执行小单元 Small units; 4.长导杆 Long guide rod; 5.T形拨杆 T-bar; 6.套筒 Sleeve; 7.托蛋塑料 Transfer palm; 8.鸡蛋 Egg; 9.夹蛋片 Finger; 10.六边薄板 Sheet; 11.扭转弹簧 Finger spring; 12.L形薄片 L-sleeve; 13.扇形凸轮 Fan-shaped cam; 14.导杆套 Block; 15.旋转杆 Crank arm.

图1 过渡输送装置整体三维示意图

Fig.1 The map of overall three-dimensional

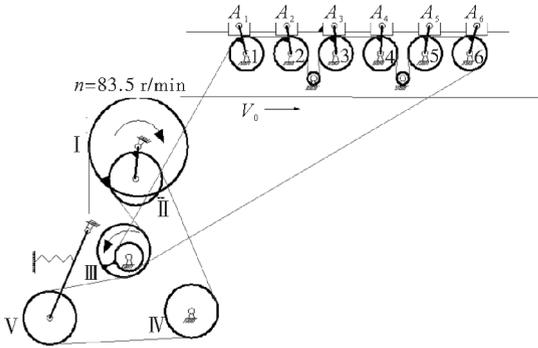


图2 机构运动简图

Fig.2 Kinematic diagram of mechanism

1.2 工作原理

鸡蛋在进入该过渡装置之前要经过调头和称质量处理,调头后鸡蛋的钝端在左,尖端在右。称质量时鸡蛋的长轴横置,蛋与蛋的中心间距应该稍大于鸡蛋长轴,在设计时取70 mm较为合适。在调头和称质量后,鸡蛋沿着图1B箭头所示方向进入到该装置,托蛋塑料7将鸡蛋接住,随后旋转杆15逆时针旋转,扇形凸轮13会将L形薄片12放松,并且在扭转弹簧11的作用下使得夹蛋片9将鸡蛋夹住。当旋转杆15继续旋转到竖直向下时,长导杆4会沿自身长轴顺时针旋转,T形拨杆5随4长导杆4一起拨动六边薄板10,鸡蛋会顺时针旋转90°(长轴竖置),与此同时在扇形凸轮13的作用下夹蛋片9会

放松鸡蛋,所以鸡蛋会钝端朝上掉入单排运输线。单排运输线上鸡蛋的中心距为63.5 mm,这个数值是输送链条的节距决定的。旋转杆15继续旋转到初始位置接蛋,零部件均复位到接蛋状态完成1个工作周期。传动部分如图2所示,链轮I和II固结在一起作为该部分的主动轮,链轮III为从动链轮,链轮V与摆杆连接再通过弹簧构成了张紧轮以补偿偏心链轮运动的松弛量。

考虑到实际工作情况执行部分必须满足3个条件:条件一是执行部分中的6个托蛋塑料在接蛋和放蛋时应该处于同一水平线,因此,执行机构在接蛋和放蛋时长导杆要保持水平,以便在同时处理6枚鸡蛋时更好地保持动作同步协调。条件二是鸡蛋在进入该装置时,蛋与蛋之间的间距为70 mm,放蛋时受链条间距的影响其间距会变为63.5 mm,所以接蛋时执行部分的6个旋转杆末端的水平距离为70 mm,而在放蛋时其距离为63.5 mm。条件三是转为单排分级线后鸡蛋的运输速度较称质量速度提高6倍,为了保证低的破损率,每个执行小单元在接蛋时要静止,在放蛋时旋转杆末端的水平速度与单排输送链的速度必须保持一致。

1.3 执行机构轨迹分析

图3为执行部分接蛋状态时旋转杆的布置简图^[11-13],旋转杆1、2、3与4、5、6关于 O_3O_4 的中垂线

对称, L_1 此时处于水平位置, 且 $A_1A_2 = A_2A_3 = \dots = A_5A_6$, $O_1O_2 = O_2O_3 = \dots = O_5O_6$, 并以 O_3 为原点建立如图 3 所示坐标系。

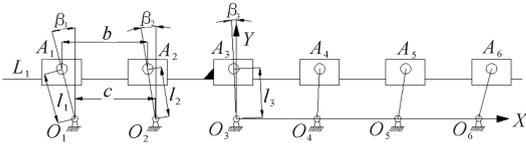


图 3 旋转杆布置简图

Fig.3 The layout of whirling arm

以接蛋状态为执行部分起始状态, 每个旋转杆以相同的角位移逆时针旋转, 设任意时刻后 6 个旋转杆均转过 θ , 则任意时刻后点坐标如下:

$$A_1(-2c + L_1 \cos(\pi/2 + \theta + \beta_1), L_1 \sin(\pi/2 + \theta + \beta_1));$$

$$A_2(-c + L_2 \cos(\pi/2 + \theta + \beta_2), L_2 \sin(\pi/2 + \theta + \beta_2));$$

$$A_3(L_3 \cos(\pi/2 + \theta + \beta_3), L_3 \sin(\pi/2 + \theta + \beta_3))。$$

进一步可知 A_1A_2 直线斜率、 A_2A_3 的直线斜率、 A_1A_3 的直线斜率分别为:

$$k_1 = \frac{\cos\theta(L_1 \cos\beta_1 - L_2 \cos\beta_2) + \sin\theta(L_2 \sin\beta_2 - L_1 \sin\beta_1)}{-c + \sin\theta(L_2 \cos\beta_2 - L_1 \cos\beta_1) + \cos\theta(L_2 \sin\beta_2 - L_1 \sin\beta_1)};$$

$$k_2 = \frac{\cos\theta(L_2 \cos\beta_2 - L_3 \cos\beta_3) + \sin\theta(L_3 \sin\beta_3 - L_2 \sin\beta_2)}{-c + \sin\theta(L_3 \cos\beta_3 - L_2 \cos\beta_2) + \cos\theta(L_3 \sin\beta_3 - L_2 \sin\beta_2)};$$

$$k_3 = \frac{\cos\theta(L_1 \cos\beta_1 - L_3 \cos\beta_3) + \sin\theta(L_3 \sin\beta_3 - L_1 \sin\beta_1)}{-2c + \sin\theta(L_3 \cos\beta_3 - L_1 \cos\beta_1) + \cos\theta(L_3 \sin\beta_3 - L_1 \sin\beta_1)}$$

为了求出各斜率的简要表达式, 作出旋转杆长度的几何关系图如图 4 所示。

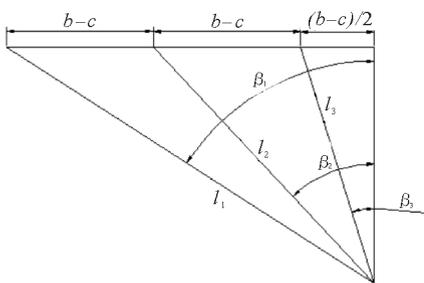


图 4 旋转杆长度几何关系图

Fig.4 The rotating rod length of geometry

结合图 4 可得到:

$$k_1 = k_2 = k_3 = \frac{(b-c) \sin\theta}{c + (b-c) \cos\theta}$$

因此, A_1, A_2, A_3 处于同一直线上, 使用上述方法对其余点进行计算, 可知任何时刻 $A_1, A_2 \dots A_6$ 的轨迹都在同一条直线上。执行部分的自由度 $F = 3 \times 12 - (2 \times 17) = 2$ 。由图 2 可知, 实际情况中有 6 个驱动为过约束, 上述轨迹分析说明虽然执行部

分为过约束但其仍具可动性。

1.4 执行机构速度分析

由条件三可知, 只对 $A_1, A_2 \dots A_6$ 点的水平分速度进行分析即可, 令旋转杆转过 θ 时其瞬时角速度为 ω , 选取 A_1, A_3 两点, 则:

$$\vec{V}_{1\text{水平}} = -\omega l_1 \cos(\theta + \beta_1)$$

$$\vec{V}_{3\text{水平}} = -\omega l_3 \cos(\theta + \beta_3)$$

接蛋和放蛋时要求各点水平速度相等, $\vec{V}_{1\text{水平}} = \vec{V}_{3\text{水平}}$, 可得到: $2\omega(b-c)\sin\theta = 0$, 在 1 个周期内 $\theta = 0$ 或 π , 结合图 3 可知, $\theta = 0$ 时执行部分为接蛋状态, $\theta = \pi$ 时执行部份为放蛋状态, 两种状态均满足: $k_1 = k_2 = k_3 = 0$, 即不论放蛋还是接蛋长导杆处于水平位置, 满足条件一。放蛋时, $\theta = \pi$ 将其代入点的坐标中可知各点间的距离 $2c - b$, 由条件二可知: $b = 70 \text{ mm}, 2c - b = 63.5 \text{ mm}$, 则 $c = 66.75 \text{ mm}$, 满足了条件二。

1.5 偏心链轮运动分析

从图 2 中可以知道, 对于传动部分只考虑链轮 II、III 的运动情况, 偏心链轮 II、III 运动分析如图 5 所示。

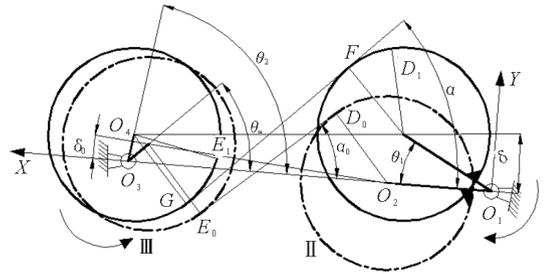


图 5 偏心链轮运动分析图

Fig.5 The map of eccentric sprockets movement analysis

链轮 II、III 均为 19 齿 06B 的标准链条, 以 O_1 为原点、 O_1O_2 为 X 轴建立如图 5 所示坐标系。由于两链轮的连接方式为内切, 所以两链轮的旋转方向相反, 且因为两链轮齿数相同曲柄链轮 II 相对地面旋转 1 周时偏心链轮 III 也相对地面旋转 1 周, 两链轮周期同步。现在假设初始位置时链轮 II 的初始偏心角为 0° , 链轮 III 的初始偏心角为 θ_{02} (O_3O_4 与 X 轴负向夹角), 此时, 两链轮的几何中心的连线长度为 a_0 且与 X 轴的正向夹角为 δ_0 , D_0, E_0 分别为此时链条在两轮上的切点, D_0E_0 与 X 轴负向夹角为 α_0 。当链轮 II 绕其转动中心顺时针旋转 θ_1 时, 假设链轮 III 逆时针转过的角度为: $(\theta_2 - \theta_{02})$, 此时两链轮的内切切点分别为 F, G, FG 与 X 轴的夹角为 α , 两轮

几何中心连线长度为 a 且与 X 轴夹角为 δ , 而初始位置的 D_0, E_0 分别运动到 D_1, E_1 位置。设链轮 II、III 的分度圆半径为 $R, O_1 O_3 = e, O_1 O_2 = e_1 (e_1 > R), O_3 O_4 = e_2, D_0 E_0$ 长度为 L_0, GF 长度为 L 。在链轮 II 转过 θ_1 角时, 链轮 II 新啮合的链条长度为弧 $D_1 F$, 链轮 III 脱离链条的长度为弧 $E_1 G$ 。链轮 III 脱离的链条长度等于 II、III 链轮之间长度的变化加上链轮 II 新啮合的链条长度^[14-16], 所以有:

$$E_1 G = \overline{FG} - \overline{E_0 D_0} + D_1 F \text{ 即: } L = L_0 + E_1 G - D_1 F \quad (1)$$

由图 3 可知:

$$D_1 F = R(\theta_1 + \alpha - \alpha_0) \quad (2)$$

$$E_1 G = R[\theta_2 - \theta_{02} - (\alpha - \alpha_0)] \quad (3)$$

由(1)~(3)可得:

$$L = L_0 + R(\theta_2 - \theta_{02} - \theta_1 - 2\alpha + 2\alpha_0) \quad (4)$$

上式中:

$$L_0 = (a_0^2 - 4R^2)^{1/2} \quad (5)$$

$$L = (a^2 - 4R^2)^{1/2} \quad (6)$$

$$a_0 = [(e - e_1)^2 + e_2^2 - 2(e - e_1)e_2 \cos\theta_{02}]^{1/2} \quad (7)$$

$$a = [e_1 \sin\theta_1 - e_2 \sin\theta_2]^2 + (e - e_1 \cos\theta_1 - e_2 \cos\theta_2)^2 \quad (8)$$

$$\alpha = \delta + \arctan(2R/L) \quad (9)$$

$$\delta = \arctan \frac{e_1 \sin\theta_1 - e_2 \sin\theta_2}{e - e_1 \cos\theta_1 - e_2 \cos\theta_2} \quad (10)$$

$$\alpha_0 = \delta_0 + \arctan(2R/L_0) \quad (11)$$

$$\delta_0 = \arctan \frac{0 - e_2 \sin\theta_{02}}{e - e_1 - e_2 \cos\theta_{02}} \quad (12)$$

为了让后续的表达更简洁, 设: $A = e - e_1 \cos\theta_1 - e_2 \cos\theta_2; B = e_1 \sin\theta_1 - e_2 \sin\theta_2$, 由(4)~(12)式可得一个关于 $e, e_1, e_2, \theta_1, \theta_2, \theta_{02}$ 的函数: $f(e, e_1, e_2, \theta_1, \theta_2, \theta_{02}) = 0$, 由计算可知:

$$f = L_0 - L + R\{\theta_2 - \theta_{02} - \theta_1 - 2\arctan(B/A) - 2\arctan[2R/(A^2 + B^2 - 4R^2)^{1/2}] + 2\arctan[(0 - e_2 \sin\theta_{02})/(e - e_1 - e_2 \cos\theta_{02})] + 2\arctan(2R/L_0)\}$$

链轮分度圆半径 R 经计算可知: $R = 0.029 \text{ m}$, 现在将一些参数具体化: 令 $e = 0.12 \text{ m}, e_1 = 0.035 \text{ m}, e_2 = 0.009 \text{ m}$ 。将这些参数带入 f 中, 并经过 Matlab 得到 $f(\theta_1, \theta_2, \theta_{02}) = 0$ 的曲面如图 6 所示。

由图 6 可知链轮 III 的初始偏心角 θ_{02} 对 θ_1, θ_2 关系曲线的大致形状基本没有影响, 但是由实际情况可知, 链轮 III 的初始偏心角 θ_{02} 对 θ_1, θ_2 的传动比是有影响的, 下面分析链轮 II、III 的传动比。

现在对(4)左右两边对 θ_1 求导可知:

$$\dot{L} = R(\dot{\theta}_2 - 1 - 2\dot{\alpha}) \quad (13)$$

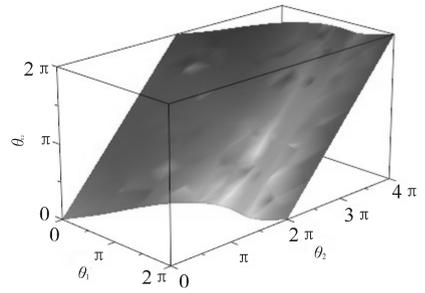


图 6 从动轮的角位移与偏心角关系

Fig.6 The relationship between the angular displacement of master-slave sprocket and eccentric angular

由(6)、(9)、(10)可知:

$$\dot{L} = \{[e e_2 \sin\theta_2 - e_1 e_2 \sin(\theta_1 + \theta_2)]\dot{\theta}_2 + e e_1 \sin\theta_1 - e_1 e_2 \sin(\theta_1 + \theta_2)\} / L \quad (14)$$

$$\dot{\alpha} = \dot{\delta} - \frac{2R}{a^2} \dot{L} \quad (15)$$

$$\dot{\delta} = \frac{1}{a^2} \{[e_2^2 - e e_2 \cos\theta_2 + e_1 e_2 \cos(\theta_1 + \theta_2)]\dot{\theta}_2 + e e_1 \cos\theta_1 - e_1^2 - e_1 e_2 \cos(\theta_1 + \theta_2)\} \quad (16)$$

令 $i = \omega_{III} / \omega_{II} = d\theta_2 / d\theta_1$, 则由(13)~(16)可得到一个关于 θ_1, θ_2, i 的函数式: $g(\theta_1, \theta_2, i) = 0$ 为了使表达更简洁, 设:

$$C = [e e_2 \sin\theta_2 - e_1 e_2 \sin(\theta_1 + \theta_2)]\dot{\theta}_2 + e e_1 \sin\theta_1 - e_1 e_2 \sin(\theta_1 + \theta_2), D = [e_2^2 - e e_2 \cos\theta_2 + e_1 e_2 \cos(\theta_1 + \theta_2)]\dot{\theta}_2 + e e_1 \cos\theta_1 - e_1^2 - e_1 e_2 \cos(\theta_1 + \theta_2)$$

则: $g(\theta_1, \theta_2, i) = LC - a^2 R (i - 1 - 2D/a^2)$ 并经过 Matlab 得到 $g(\theta_1, \theta_2, i) = 0$ 的曲面如图 7 所示。

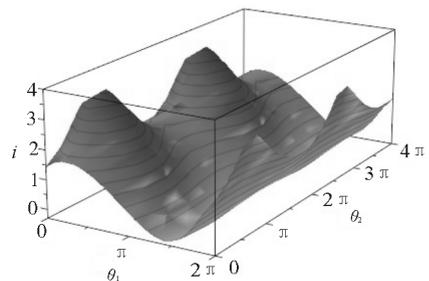


图 7 主从动轮的角位移与传动比关系

Fig.7 The relationship between the angular displacement of master-slave sprocket and transmission ration

1.6 传动机构速度匹配

从图 2 中可知链轮 III 的瞬时角速度与各旋转杆相同为 ω_{III} , 单排输送线上的链轮 I 为 10A、24 齿, 其分度圆半径设为 r_0 , 则单排输送线的线速度 $V_0 = 0.53 \text{ m/s}$ 。

现设接蛋时两偏心链轮的位置坐标为 (x_1, y_1) , 接蛋时旋转杆要静止, 即 $\omega_{III} = 0$, 此时 $i = 0$,

$$f(x_1, y_1, \theta_2) = 0 \tag{17}$$

$$g(x_1, y_1, 0) = 0 \tag{18}$$

设放蛋时两偏心链轮的位置坐标为 (x_2, y_2) , 放蛋时, $V_{3\text{水平}} = V_0$ 。则放蛋时两偏心链轮的瞬时传动比 i_r 为:

$$i_r = \frac{r_0}{l_3 \cos \beta_3} \tag{19}$$

又有:

$$f(x_2, y_2, \theta_{02}) = 0 \tag{20}$$

$$g(x_2, y_2, i_r) = 0 \tag{21}$$

由前文的速度分析可知从接蛋到放蛋链轮 III 与各旋转杆转过的角度均为 π , 则有:

$$y_2 - y_1 = \pi \tag{22}$$

方程(17)~(22)中有 7 个未知数无法求解, 所以在求解之前要先确定 1 个参数, 在设计的过程中先确定 l_3 的值, 且 $l_3 = 31 \text{ mm}$ 较为合适, 根据图 3、图 4 可计算出: $l_2 = 31.339 \text{ mm}$ 、 $l_1 = 32.006 \text{ mm}$, 再对方程组求解得:

$(x_1, y_1) = (3.863 \ 5, 6.406 \ 5)$ 或 $(5.040 \ 0, 6.253 \ 8)$ $(x_2, y_2) = (0.819 \ 3, 3.264 \ 9)$, $\theta_{02} = 1.008$ 作出 $f(x_1, y_1, 1.008) = 0$, $g(\theta_1, \theta_2, 0) = 0$ 的曲线分别如图 8 中线条 1、2、3 所示:

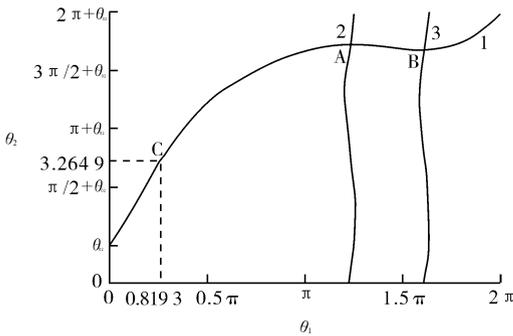


图 8 执行部分与传动部分相互配合的精准位置关系
Fig.8 The precise relationship of matching position is found out between the operative and the power part

图 8 中 A、B 两点坐标即为 (x_1, y_1) 的解, A $(3.863 \ 5, 6.406 \ 5)$ 、B $(5.040 \ 0, 6.253 \ 8)$ 。当 θ_1 在 AB 区间上时结合图 7 可知 $i \leq 0$ 且 $i \approx 0$, 理论上在该区间上链轮 III 会反转, 但实际中由于 θ_1 处于该区间的时间很短暂, 经计算可知只有 0.135 s 左右, 这段时间链轮 III 基本静止, 内切的链条为松弛状态, 所以实际中在 AB 区间上时认为 $i = 0$, 这时执行部分基本静止, AB 段为执行部分的接蛋状态, A 点为接

蛋起始点, C 点为放蛋点, 且放蛋时 $V_{3\text{水平}} = V_0 = 0.53 \text{ m/s}$ 、 $i_r \approx 1.964 \ 2$, 满足了条件三, 图 8 指明了执行部分与传动部分相互配合的精准位置关系。

2 结果与分析

实际样机中, 各旋转杆的长度分别为: $l_3 = l_4 = (31.00 \pm 0.01) \text{ mm}$, $l_2 = l_5 = (31.30 \pm 0.01) \text{ mm}$, $l_1 = l_6 = (32.00 \pm 0.01) \text{ mm}$, 安装调试中, 当样机旋转杆处于图 3 状态时 $\theta_1 = 220^\circ$, $\theta_2 = 7^\circ$, 与计算得出的理论值之间的误差均小于 1%, 样机运行顺畅, 其实际效率为 30 060 枚/h, 功率为 400 W, 破损率在 1/1 000 左右。样机如图 9 所示。

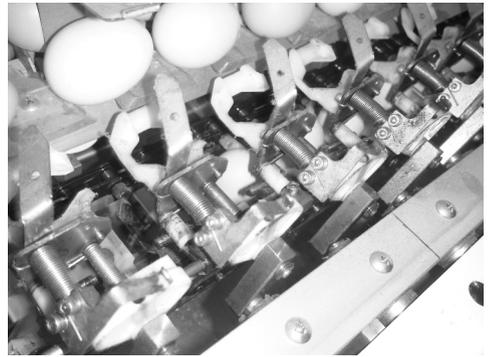


图 9 样机图

Fig.9 Prototype figure

该样机与 MOBA 相比虽然在效率上差距依旧很大, 但是目前我国蛋鸡养殖以中小型企业为主, 该样机完全可以满足需要, 并且该样机有进一步升级的潜力, 理论上最高效率可以达到 12 万枚/h, 价格上更是远远低于 MOBA 的价格。所以我国目前的蛋品市场更需要该种价格低廉、能满足目前需求和适应未来市场的样机。

3 讨论

本研究设计了 1 种鸡蛋质量大小分级生产线过渡输送装置并对其进行了理论分析, 分析求出的参数与试制的样机参数基本一致, 且样机运行稳定, 达到预期的效果。采用偏心链轮配合多杆机构可以实现鸡蛋的多排转单排运输。为了保证样机的顺畅运行, 各参数理论数值为: $l_3 = l_4 = 31 \text{ mm}$, $l_2 = l_5 = 31.339 \text{ mm}$, $l_1 = l_6 = 32.006 \text{ mm}$, $b = 70 \text{ mm}$, $c = 66.75 \text{ mm}$, 旋转杆处于图 3 状态时, $\theta_1 = 3.863 \ 5$, $\theta_2 = 6.406 \ 5$ 。样机的顺畅运行验证了本研究分析的正确性。经分析, 本研究提出的 6 排转单排过渡装置在接蛋时旋转杆会有小幅度反转, 与实际样机运

转情况相符。在本研究的基础上,可以以减小旋转杆反转角度为目标对各参数进行优化,使得装置运行更加平稳,破损率进一步降低。

参 考 文 献

- [1] 张超,李干琼,于海鹏,等.中国禽蛋市场回顾及未来5年展望[J].农业展望,2015,11(5):13-17.
- [2] 卞琳琳,刘爱军.中国鸡蛋产业供需状况及发展对策分析[J].世界农业,2013(2):128-132.
- [3] 宁欣.禽蛋的分级、检测与包装[J].中国家禽,2004,26(12):56-60.
- [4] 谢灿,熊利荣.蛋敲击激励后产生的振动特性[J].华中农业大学学报,2016,35(2):133-136.
- [5] 吴兰兰,王巧华,祝智慧.融合梯度幅值和置信度的鸡蛋裂纹图像检测[J].华中农业大学学报,2016,35(6):136-141.
- [6] 赵匀,蒋焕煜,武传宇.偏心链轮传动机构的设计和应用[C]//中国机械工程学会机械传动分会机构学专业委员会.第十一届全国机构学年会暨首届青年机构学研讨会论文集.上海:[出版者不详],1998.
- [7] 代丽,赵雄,赵匀.偏心链轮传动机构的运动学分析及参数优化[J].农业机械学报,2009,40(12):233-236.
- [8] 薛少平,阎勤劳,朱琳,等.偏心链轮传动装置的运动特性分析[J].西北农林科技大学学报(自然科学版),2001,29(5):127-130.
- [9] 王燕蓉.偏心链轮机构输出运动的分析[J].郑州轻工业学院学报,1993(3):1-5.
- [10] 肖蓉川,杨柳嫦.偏心链轮机构在颗粒包装机中的分析与设计[J].包装工程,2008,29(7):50-52.
- [11] 杨莉,马赛,贺刚,等.往复式切割器偏心轮曲柄摆杆机构运动仿真[J].农业工程,2015,5(1):59-62.
- [12] 赵雄,陈建能,杨茂祥,等.二阶自由非圆齿轮行星系钵苗移栽机取苗机构[J].农业机械学报,2014,45(4):123-127.
- [13] 肖名涛,孙松林,罗海峰,等.双平行多杆栽植机构运动学分析与试验[J].农业工程学报,2014,30(17):25-33.
- [14] 应瑞森,周大川.新型双偏心链轮不等速机构的分析设计[J].上海第二工业大学学报,1990(2):17-23.
- [15] 俞高红,钱孟波,赵匀,等.偏心齿轮-非圆齿轮行星系分插机构运动机理分析[J].农业机械学报,2009,40(3):81-84.
- [16] QU Q W, WANG S Q, SUN T K, et al. Trajectory comprehensive analysis on double eccentric wheel drive system[C]//Digital Manufacturing and Automation (ICDMA). 2012 Third International Conference on IEEE, 2012:998-1001.

Motion analysis of eccentric sprocket on egg weight grading production line

ZHOU Yucheng WANG Shucai

College of Engineering, Huazhong Agricultural University, Wuhan 430070, China

Abstract A transition device was developed to solve the low efficiency, high breakage rate and low space utilization of domestic egg weight classification machine. It can transform the egg transport form from six row to single row and turn the eggs over with turning the long axis from horizontal to vertical to pack more quickly. Based on the three-dimensional model built, the kinematics of dynamic part and operative part were analyzed. The dynamic part is made up of a inscribed double eccentric sprocket structure. The solving equations of master-slave sprocket were listed between angular displacement and drive ratio, and the precise relationship of matching position between the operative and the power part was found out.

Keywords egg; weight classification; conveying device; kinematic analysis; eccentric sprocket

(责任编辑:陆文昌)