

弹齿滚筒式捡拾装置参数分析与仿真*

王文明^{1,2} 王春光¹

(1. 内蒙古农业大学机电工程学院, 呼和浩特 010018; 2. 邢台职业技术学院机电工程系, 邢台 054035)

【摘要】 对弹齿滚筒式捡拾装置的工作过程进行了理论分析与运动仿真研究。应用 ADAMS 建立了捡拾装置模型,通过运动学分析对捡拾装置的相关设计参数进行了改进设计,得出了影响因素变化时对弹齿运动状态的影响规律和弹齿滚筒式捡拾装置合理的凸轮盘滑道廓线设计方法,以及一定结构参数下捡拾装置的最优工作参数匹配,并与试验台试验进行了比较。结果表明,仿真分析结果与试验结果基本一致,证明了采用仿真分析捡拾装置工作过程的可行性。

关键词: 滚筒捡拾装置 弹齿 参数分析 仿真

中图分类号: S223.5 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)10-0082-08

Parameter Analysis and Simulation of Spring-finger
Cylinder Pickup Collector

Wang Wenming^{1,2} Wang Chunguang¹

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Inner Mongolia Agricultural University, Huhhot 010018, China

2. Institute of Mechanical and Electrical Engineering, Xingtai Polytechnic College, Xingtai 054035, China)

Abstract

Theoretical analysis and kinematics simulation for study of the working process of spring-finger cylinder pickup collector were carried out. A modern designing theory was introduced and ADAMS model was established for the pickup collector. By going through kinetics analysis, the essential design parameters of pickup collector were improved. Based on the achievement, the affecting law of the variation of each factor to the moving state of spring-finger and the appropriate design method of slide track cam were acquired. Working parameters of cylinder pickup collector at given structure parameters were found. It showed that the analytical results of simulation were good agreed with the experiment results. This result showed the feasibility of using simulation method to analyze the performance of the cylinder pickup collector.

Key words Cylinder pickup collector, Spring-finger, Parameter analysis, Simulation

引言

弹齿滚筒式捡拾装置是捡拾压捆机的关键工作部件之一,其捡拾作业质量主要取决于捡拾装置弹齿的运动状态,弹齿的运动轨迹取决于凸轮盘滑道的形状,所以必须合理设计滑道形状和使捡拾装置

各参数保持合理关系才能保证捡拾质量。很多学者对弹齿滚筒式捡拾装置参数进行过分析和试验^[1-6],但均未获得凸轮盘滑道廓线的设计方法,未获得参数的最佳匹配关系。本文在弹齿滚筒式捡拾装置运动学分析的基础上,应用 ADAMS 软件对其进行仿真分析,得出其凸轮盘滑道廓线的设计方法,

收稿日期: 2011-12-22 修回日期: 2012-01-18

* 国家自然科学基金资助项目(50865005)

作者简介: 王文明,博士生,邢台职业技术学院副教授,主要从事机械设计与制造研究,E-mail: wenming_wang@126.com

通讯作者: 王春光,教授,博士生导师,主要从事农牧业机械智能化研究,E-mail: wcgjdy@yahoo.com.cn

获得弹齿滚筒式捡拾装置参数的最佳选择范围。

1 弹齿运动分析

弹齿滚筒式捡拾装置主要由捡拾装置中间轴、滚筒盘、滚轮、凸轮盘、弹齿、管轴、护板和曲柄等组成,如图 1 所示。

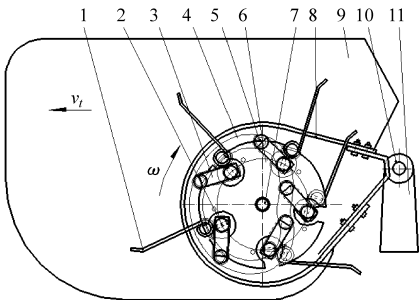


图 1 弹齿滚筒式捡拾装置结构

Fig.1 Structure of spring-finger cylinder pickup collector

1. 弹齿 2. 管轴 3. 曲柄 4. 凸轮盘 5. 滚轮 6. 滚筒盘
7. 中间轴 8. 滚筒护板 9. 侧护板 10. 悬挂轴 11. 支架

弹齿滚筒式捡拾装置是一个反转后的摆动从动件盘形凸轮机构^[1]。捡拾装置工作时,弹齿随滚筒在绕回转中心匀速转动的同时,还随拖拉机沿水平方向匀速前进,由于弹齿运动还受到凸轮盘滑道廓线的控制,弹齿还相对于滚筒摆动。综上所述,弹齿的运动为机器的前进运动、弹齿随滚筒一起相对于壳体的转动、弹齿相对于滚筒的摆动 3 个运动的合成。

在不考虑弹齿摆动运动的情况下,弹齿运动轨迹为摆线,如图 2 所示。

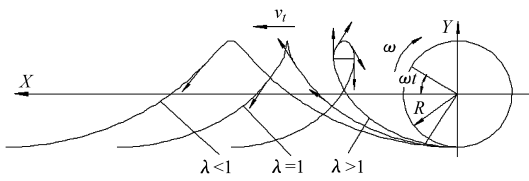


图 2 摆线轨迹图

Fig.2 Cycloid trace

令
$$\lambda = \frac{R\omega}{v_t} \quad (1)$$

式中 v_t ——机器前进速度 R ——滚筒半径
 ω ——滚筒回转角速度

摆线形状取决于 λ 的大小,通常将 λ 称为摆线的特征参数。 λ 的取值有 3 种可能: $\lambda < 1$ 、 $\lambda = 1$ 和 $\lambda > 1$ 。只有当 $\lambda > 1$ 时,运动轨迹为余摆线,余摆线的环扣上半部分才具有与机器前进方向相反的水平速度分量,才具有向后拨送物料的条件。因此, $\lambda > 1$ 是弹齿滚筒式捡拾装置正常工作的必要条件。

由于弹齿端部是弹齿对物料作用的最低点,所

以分析时主要分析弹齿端部的运动。实际的弹齿运动因受到凸轮盘滑道形状的制约,弹齿在绕中间轴转动过程中,弹齿端部回转半径是变化的,将式(1)修正为

$$\lambda = \frac{R'\omega}{v_t} \quad (2)$$

式中 R' ——弹齿端部回转半径

在图 3 所示的坐标系下,弹齿端部 G 点的位移、速度和加速度方程为

$$\begin{cases} x = v_t t + R \cos \omega t - l \cos(\omega t + \varphi_0 + \varphi) + l' \cos(\omega t + \varphi_0 + \varphi - \gamma) \\ y = R \sin \omega t - l \sin(\omega t + \varphi_0 + \varphi) + l' \sin(\omega t + \varphi_0 + \varphi - \gamma) \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} v_x = v_t - R \omega \sin \omega t + l \omega \sin(\omega t + \varphi_0 + \varphi) - l' \omega \sin(\omega t + \varphi_0 + \varphi - \gamma) \\ v_y = R \omega \cos \omega t - l \omega \cos(\omega t + \varphi_0 + \varphi) + l' \omega \cos(\omega t + \varphi_0 + \varphi - \gamma) \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} a_x = -R \omega^2 \cos \omega t + l \omega^2 \cos(\omega t + \varphi_0 + \varphi) - l' \omega^2 \cos(\omega t + \varphi_0 + \varphi - \gamma) \\ a_y = -R \omega^2 \sin \omega t + l \omega^2 \sin(\omega t + \varphi_0 + \varphi) - l' \omega^2 \sin(\omega t + \varphi_0 + \varphi - \gamma) \end{cases} \quad (5)$$

式中 x, y ——弹齿端部水平和垂直方向位移
 v_x, v_y ——弹齿端部水平和垂直方向分速度
 a_x, a_y ——弹齿端部水平和垂直方向加速度
 l ——曲柄长度 l' ——弹齿长度
 φ_0 ——凸轮机构初始摆角
 φ ——凸轮摆角 t ——时间
 γ ——弹齿与曲柄夹角

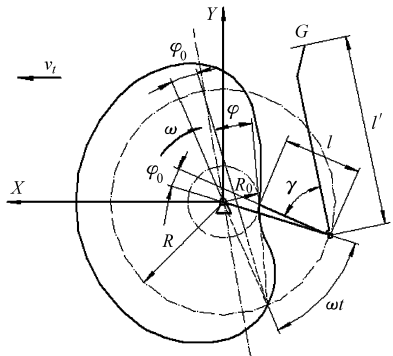


图 3 弹齿滚筒式捡拾装置机构分析

Fig.3 Mechanism analyses of spring-finger cylinder pickup collector

凸轮机构初始摆角 φ_0 可由下式计算得到

$$\varphi_0 = \arccos \frac{R^2 + l^2 - R_0^2}{2Rl} \quad (6)$$

式中 R_0 ——凸轮基圆半径

2 捡拾质量影响因素分析

2.1 捡拾质量评价指标

捡拾装置工作中漏捡率要低,从弹齿运动的位移轨迹看,即要求漏捡区尽可能小,图 4 两个相邻弹齿轨迹的不重合区为漏捡区。弹齿运动轨迹是一个摆线,漏捡区由相邻两个摆线交叉而成。由式(2)和(3)可知,摆线形状与机组前进速度 v_t 和滚筒回转角速度 ω (即转速 n)有关。另外,位移还与控制弹齿运动的凸轮机构参数有关,沿滚筒周向的弹齿杆数量 z 、弹齿端部与地面的最小间隙 d 也与漏捡区的大小有关。

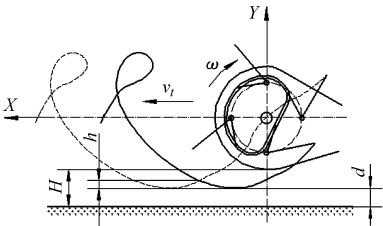


图 4 弹齿滚筒式捡拾装置漏捡区

Fig. 4 Leakage collecting area of spring-finger cylinder pickup collector

根据相邻两排弹齿端部形成的漏捡区高度 h 的要求可以决定各参数的关系^[7]。为了不致漏捡,必须满足

$$h \leq H - d \tag{7}$$

$$\lambda = \frac{v}{v_t} = \frac{\beta - \theta}{2 \sin \frac{\theta}{2}} \tag{8}$$

其中 $\beta = \frac{2\pi}{z}$ $\theta = 2 \arccos \left(1 - \frac{h}{R'} \right)$

式中 h ——漏捡区高度 β ——各排齿杆间角
 v ——弹齿端部线速度
 H ——护板离地高度
 θ ——与 h 相应的滚筒转角

在捡拾过程中要求破碎损失小,防止牧草花叶的脱落和弹齿在捡拾后带草,从弹齿运动的速度看,即要求放齿迅速,在弹齿进入动作前有较大的线速度,但弹齿端部绝对速度不得超过 3 m/s ^[7]。速度过高,弹齿对牧草的冲击力过大会造成破碎损失增加;捡拾运送物料时要求弹齿端部有一定的线速度,但速度变化不能大,保证弹齿平稳运动,而且升举阶段弹齿端速度相对向上;收齿时的运动方向与物料喂入方向保持垂直,弹齿端部速度向下,即收齿时水平相对分速度为零,这样弹齿不拖挂物料。由式(4)可知,速度的变化与机组前进速度 v_t 、滚筒回转角速度 ω (即转速 n)和凸轮机构参数有关。

弹齿在运动过程中不应产生过高的加速度,以

免加剧凸轮盘滑道的磨损和工作中的不平稳性。加速度小,在工作过程中滚子压向滑道内表面或压向外表面的力小,磨损小,功率消耗低。由式(5)可知,加速度的变化与滚筒回转角速度 ω (即转速 n)和凸轮机构参数有关。

2.2 捡拾效果的影响因素

通过对弹齿端部位移、速度和加速度的分析可知,影响捡拾效果的主要参数有:机器前进速度 v_t 、滚筒回转角速度 ω (即转速 n)、沿周向弹齿杆数量 z 、弹齿端部与地面的最小间隙 d 和凸轮机构参数。一般弹齿端部与地面的最小间隙 d 取 20 mm ,以越过小石块等防止弹齿碰伤^[7]。

3 弹齿滚筒式捡拾装置仿真分析

3.1 仿真模型

捡拾装置弹齿组沿滚筒圆周方向均布,由于每一组弹齿的运动规律相同,所以取其中一组的一个弹齿进行建模研究,在 ADAMS 中建立的捡拾装置界面如图 5 所示。其中机器的前进运动简化为前进杆的平移运动,凸轮滑道简化为平面凸轮。

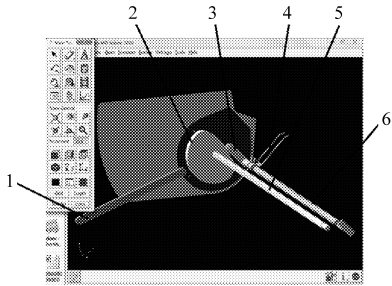


图 5 弹齿滚筒式捡拾装置 ADAMS 模型

Fig. 5 ADAMS model of spring-finger cylinder pickup collector

1. 前进杆 2. 凸轮盘 3. 曲柄 4. 弹齿 5. 中间轴 6. 弹齿杆

3.2 动态仿真分析

3.2.1 仿真分析

以一弹齿滚筒式捡拾装置参数进行分析。其滚筒半径 $R = 125 \text{ mm}$,曲柄长度 $l = 80 \text{ mm}$,弹齿长度 $l' = 178 \text{ mm}$,弹齿与曲柄夹角 $\gamma = 1.1 \text{ rad}$,滚子半径 $r = 17.5 \text{ mm}$,弹齿杆数 $z = 5$ 。按实际作业情况设置机组工作速度 $v_t = 5 \text{ km/h}$,滚筒转速 $n = 60 \text{ r/min}$,此时一个回转周期为 1 s 。

图 6 为滚子中心回转半径(实线)和弹齿端部回转半径(虚线)的变化情况。从图中可得滚子中心回转半径最小值,即为凸轮基圆半径 $R_0 = 58 \text{ mm}$,弹齿端部回转半径 $R' = 260 \sim 350 \text{ mm}$ 。

图 7 为凸轮机构在一个回转周期内,凸轮摆角、角速度和角加速度随时间的仿真曲线。从图中可以看出,在 $t = 0 \sim 0.19 \text{ s}$ 时,摆角 φ 增大,且其变化速

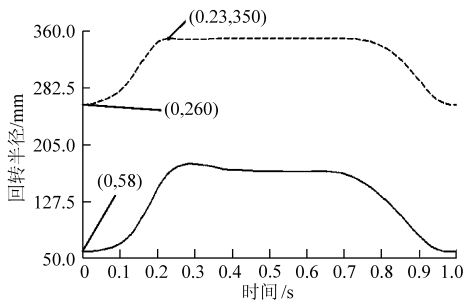


图 6 凸轮机构回转半径变化曲线

Fig. 6 Tendency chart of turning radius of cam mechanism

度加速增长,弹齿快速张开,迅速摆动伸出护板外; $t=0.19\sim0.29\text{ s}$ 时,摆角 φ 继续增大,但其变化速度减速下降,弹齿端部速度减小,以较小的端部速度插入物料,以减轻弹齿对物料的打击,降低损失; $t=0.29\sim0.65\text{ s}$ 时,摆角基本保持不变,角速度恒定,此时处于远休止阶段,弹齿几乎不摆动,弹齿向上运送物料; $t=0.65\sim0.85\text{ s}$ 时,摆角 φ 加速减小,此时弹齿向后推送物料,并且端部速度转而向下,弹齿从物料中迅速抽出; $t=0.85\sim1.00\text{ s}$ 时,摆角 φ 减速减小,弹齿迅速缩进护板内。在整个运动过程中,弹齿的运动规律符合使用要求,但角加速度有突变,最大角加速度达到 352 rad/s^2 。

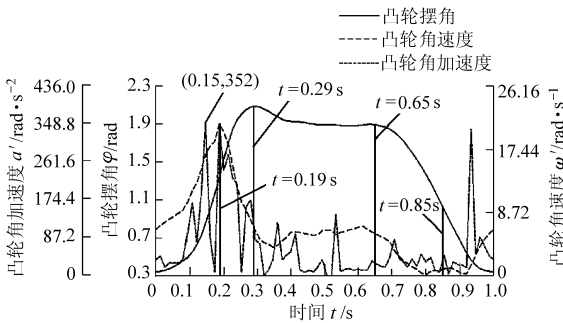


图 7 凸轮机构摆角、角速度和角加速度变化曲线

Fig. 7 Tendency chart of tilt angle, angular velocity and angular acceleration of cam mechanism

由式(8)和(9),当弹齿杆数量 $z=5$ 时,令 $\lambda>1$,计算得漏捡区高度关系式 $\frac{h}{R'}<0.05$,由于在最低端时弹齿伸出至最长状态,所以取 $R'_{\max}=350\text{ mm}$,此时 $h<17.5\text{ mm}$ 方可满足要求。图 8 为弹齿端部位移轨迹图。从图中可测得漏捡区高度 $h=22\text{ mm}$,不能满足要求。

由上述分析可知,捡拾装置在工作过程中弹齿的运动基本能满足使用要求,但弹齿运动过程中加速度有突变,且加速度较大,造成使用过程中滚轮对滑道的冲击力较大,工作不平稳,且工作时对牧草的冲击作用也较大。在 $v_i=5\text{ km/h}$ 、 $n=60\text{ r/min}$ 时,不能满足漏捡区面积的要求,捡拾损失率较高。

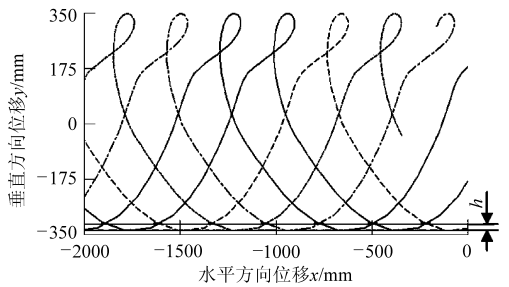


图 8 弹齿端部位移轨迹

Fig. 8 Displacement locus of the end of spring-finger

3.2.2 各参数对弹齿运动的影响

(1) 弹齿杆数量 z

弹齿杆的数量越多,漏捡区的面积越小。但随着弹齿杆数量的增多,机器复杂程度也大大增加,且数量增加到一定程度,漏捡区面积的减小并不显著,对于一定结构尺寸的捡拾装置来说,存在一个适宜的弹齿杆数量 z 。由仿真分析可知,捡拾装置的结构参数一定时,沿滚筒圆周方向均布 5 个弹齿杆是合理的。

(2) 滚筒转速 n

图 9~11 为捡拾装置结构参数和机组前进速度一定情况下,滚筒转速 $n=60\text{ r/min}$ 和 $n=77\text{ r/min}$ 时的弹齿端部位移、速度和加速度的变化情况。由图 9 可知,滚筒转速越大,轨迹的摆环环扣越大, λ 也越大,轨迹曲线越低,则漏捡区面积越小。由图 10、11 可知,滚筒转速越大,弹齿端部的速度值和加速度值越大,弹齿对牧草的打击作用越大,滚轮对滑道的冲击力越大,但总体变化趋势不变,取决于凸轮滑道廓线形状。由分析得到,在满足漏捡区面积的情况下,应选择较小的滚筒转速。

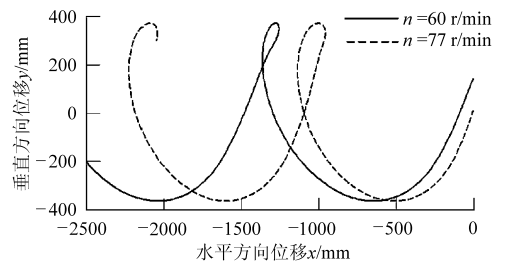


图 9 不同滚筒转速时弹齿端部位移轨迹

Fig. 9 Displacement locus of the end of spring-finger at different cylinder rotational speeds

(3) 机器前进速度 v_i

由式(4)和(5)可知,机器前进速度 v_i 只对弹齿水平速度有影响。图 12~13 为捡拾装置结构参数和滚筒回转速度一定的情况下,机组前进速度 v_i 为 4 和 5 km/h 时的弹齿端部位移、水平速度的变化情况。由图 12 可知,机组前进速度越大,轨迹摆环环扣越小,即 λ 越小,则漏捡区面积越大。由图 13 可

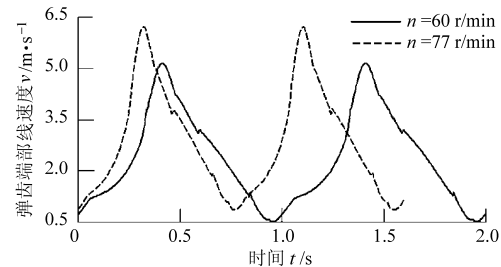


图 10 不同滚筒转速时弹齿端部线速度
Fig. 10 Linear speed of the end of spring-finger at different cylinder rotational speeds

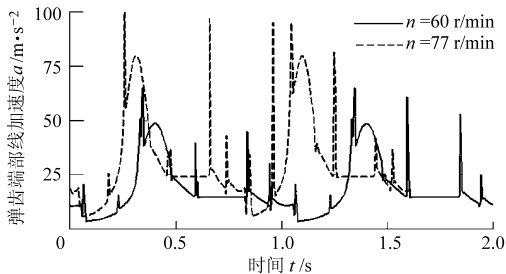


图 11 不同滚筒转速时弹齿端部线加速度
Fig. 11 Linear acceleration of the end of spring-finger at different cylinder rotational speeds

知,机组前进速度越大,水平分速度的绝对值越大。所以 v_t 的选择取决于 λ 的大小。

通过分析可知,在机器结构参数一定的情况下,有一最优滚筒转速 n 与机组前进速度 v_t 的匹配值存在,即有一最优的 λ 取值范围存在。

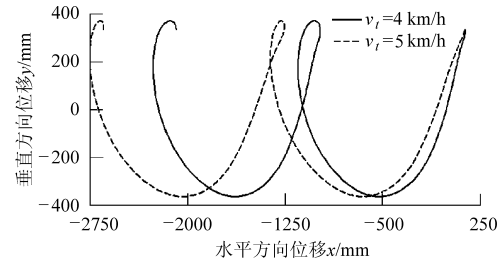


图 12 不同机器前进速度时弹齿端部位移轨迹
Fig. 12 Displacement locus of the end of spring-finger at different heading speeds

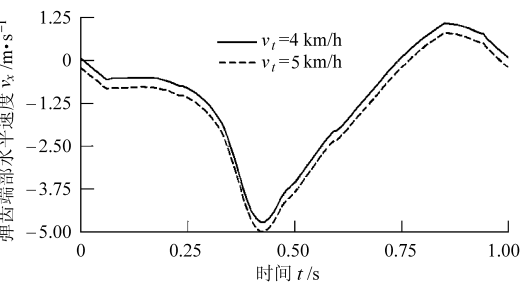


图 13 不同机器前进速度时弹齿端部水平分速度
Fig. 13 Horizontal velocity of the end of spring-finger at different heading speeds

3.2.3 弹齿滚筒式捡拾装置改进设计

保持 λ 值一定,分析凸轮机构结构参数对弹齿

运动的影响可知,凸轮的运动特性主要由凸轮滑道廓线形状决定,其他结构参数与捡拾生产条件有关。按照牧草捡拾的生产条件和凸轮机构设计理论校核基本结构参数,可知结构参数在许可范围之内,并满足使用要求。所以可保持弹齿滚筒式捡拾装置基本结构参数不变,改进设计凸轮滑道廓线形状。

(1) 凸轮滑道廓线改进设计

根据式(6)计算初始摆角得 $\varphi_0 = 21^\circ$, 据基本结构参数及弹齿放齿后伸出至最长状态,可解得最大摆角 $\varphi_{\max} = \frac{19\pi}{36} \text{ rad}$ 。

凸轮机构的从动件运动规律,必须在全行程范围内保证摆角无突变,力求速度、加速度无突变。按照捡拾作业中弹齿的运动要求,其升程和回程阶段可以用等加(减)速运动规律、余弦加速度运动规律和正弦加速度运动规律,由于正弦加速度规律的加速度在运动过程中无突变现象,不存在冲击力,具有较好的动力性能,故升程和回程阶段选择正弦加速度运动规律。设计的凸轮运动规律如表 1 所示。

表 1 凸轮运动规律			
Tab. 1 Cam motion law			
行程	凸轮转角 δ/rad	1 s 周期内对应 时间 t/s	摆角 φ/rad
推程阶段	$\left[0, \frac{11\pi}{18}\right)$	$\left[0, \frac{11}{36}\right)$	摆动增大到 $\varphi_{\max}$
远休止阶段	$\left[\frac{11\pi}{18}, \frac{4\pi}{3}\right)$	$\left[\frac{11}{36}, \frac{2}{3}\right)$	保持 $\varphi_{\max}$
回程阶段	$\left[\frac{4\pi}{3}, 2\pi\right]$	$\left[\frac{2}{3}, 1\right]$	摆动减小到零

传统的凸轮设计采用解析法,计算量大,本研究在 ADAMS 环境下根据相对轨迹曲线生成实体的方法设计凸轮。在图 5 所建立的模型中,保留曲柄和弹齿杆有效,其他零件处于失效状态,添加弹齿杆相对于中心的转动约束副,模拟弹齿绕滚筒的旋转运动;添加曲柄相对于弹齿杆的转动约束副,模拟摆杆的摆动运动。将凸轮转角与摆杆摆角规律 IF 函数写入铰点的 MOTION 中,设置滚筒旋转的角速度为 6.28 rad/s,IF 函数如下

-if (time-11/36: (19 * pi/36) * ((6.28 * time)/(11 * pi/18) - 1/(2 * pi) * sin(2 * pi * (6.28 * time)/(11 * pi/18))), 19 * pi/36, if (time-2/3: 19 * pi/36, 19 * pi/36, if (time-1: 19 * pi/36 * (1 - (6.28 * time - 4 * pi/3)/(2 * pi/3) + 1/(2 * pi) * sin(3 * 6.28 * time - 4 * pi)), 0, 0)))

仿真时间设为 1 s, 100 步,运行仿真,仿真完成后,使用 Creat Trace Spline 功能生成凸轮轮廓线,导出凸轮坐标点,得到凸轮轮廓。

(2)工作参数改进设计

在 ADAMS 仿真模型中,使用改进的凸轮廓线,仿真分析弹齿端部回转半径,可测得改进后 $R' = 266 \sim 348 \text{ mm}$ 。由式(8)和(9),当弹齿杆数量 $z = 5$ 时,令 $\lambda > 1$,计算得漏捡区高度关系式 $\frac{h}{R'} < 0.05$,取 $R'_{\max} = 348 \text{ mm}$,此时 $h < 17.4 \text{ mm}$ 方可满足要求。由 ADAMS 模型仿真运算可得,此设计结构参数下 $\frac{\omega}{v_i} \geq 0.0048$ 时满足 $h < 17.4 \text{ mm}$ 的要求,由式(3)可知,此时 $\lambda = 1.27 \sim 1.66$ 。

由于在工作过程中,弹齿的加速度越小越好。按照机组实际工作速度 $v_i = 5 \text{ km/h}$ ($1\,390 \text{ mm/s}$) 匹配最小的滚筒转速以满足 $h < 17.4 \text{ mm}$ 的要求,得 $\omega = 6.7 \text{ rad/s}$ ($n = 64 \text{ r/min}$),此时 $\lambda = 1.27 \sim 1.66$ 。改进设计后的参数匹配如表 2 所示。

表 2 改进后设计参数配置

Tab.2 Arrangement of designing parameter after improving

参数	数值
沿周向弹齿杆数量 z	5
滚筒半径 R/mm	125
曲柄长度 l/mm	80
弹齿长度 l'/mm	178
弹齿与曲柄夹角 γ/rad	1.1
滚子半径 r/mm	17.5
基圆半径 R_0/mm	58
滚筒回转速度 $n/\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$	64
机器前进速度 $v_i/\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$	5
λ	1.27 ~ 1.66

3.2.4 改进设计后的动态仿真分析

图 14 为改进设计后凸轮运动规律图,一个回转周期为 1 s 。从中可测得改进后最大角加速度为 111 rad/s^2 ,其值大大降低,且摆角、角速度和角加速度值连续、无突变,满足弹齿运动要求。图 15 ~ 16 为改进凸轮设计且匹配工作参数后的仿真曲线。滚筒回转速度为 64 r/min ,机器前进速度 v_i 为 5 km/h ,一个回转周期为 0.95 s 。由图 15 可测得漏捡区高度 $h = 16.8 \text{ mm}$,符合要求。从图 16 中可以测得当 $t = 0.842 \text{ s}$ 时,弹齿具有与机组前进速度相反、数值相同的水平分速度,即相对于滚筒的水平分速度为零,且垂直方向速度为负值,方向向下,收齿时可避免拖带牧草。

4 试验

试验测试凸轮滑道廓线改进前后弹齿端部的加

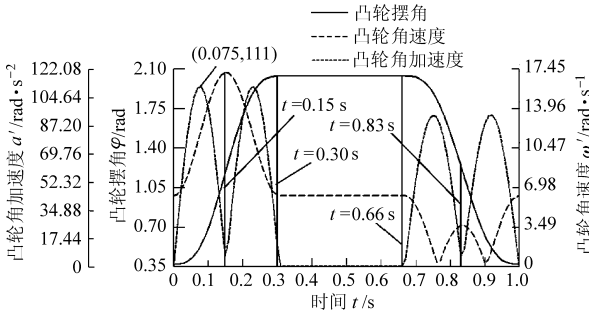


图 14 改进设计后凸轮摆角、角速度和角加速度变化曲线

Fig. 14 Tendency chart of tilt angle, angular velocity and angular acceleration after improving

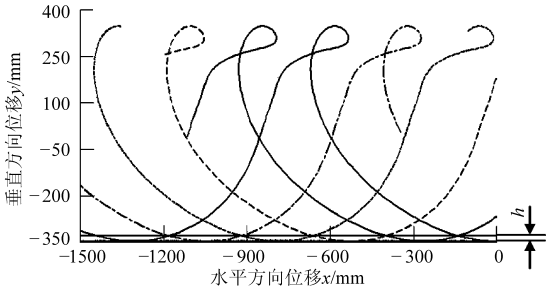


图 15 改进设计后弹齿端部位移曲线

Fig. 15 Displacement locus of the end of spring-finger after improving

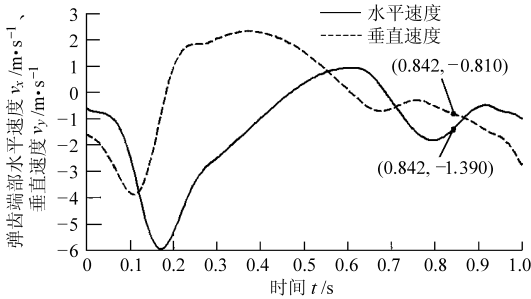


图 16 改进设计后弹齿端部水平速度、垂直速度变化

Fig. 16 Horizontal velocity and vertical velocity of the end of spring-finger after improving

速度变化情况,凸轮改进后的捡拾装置在不同工作参数匹配情况下的捡拾损失率和功率消耗情况,以检验工作参数的匹配效果。

4.1 试验装置

试验在捡拾装置试验台上进行,捡拾装置试验台的结构如图 17 所示。

试验台的工作过程为:在一定幅宽内把牧草铺放在草条车上,当草条车上的电动机转动时带动车和牧草一起运动,捡拾滚筒电动机使捡拾器运转,电动机均由变频器控制。当草条车运动到捡拾器下方时,捡拾弹齿从捡拾器护板内伸出并捡拾牧草,捡拾的牧草随弹齿的运转继续上升,最后弹齿把牧草运送到带式输送器上,与此同时,弹齿收缩进护板内,完成了对牧草的捡拾、升运和输送等功能。整个工

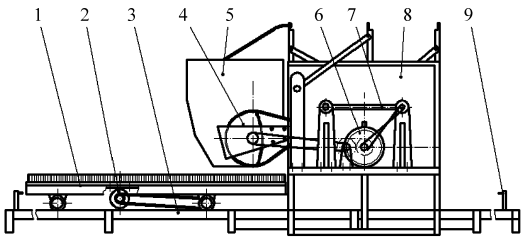


图 17 弹齿滚筒式捡拾器试验台结构示意图
Fig. 17 Sketch map of cylinder pickup collector experimental bench

1. 草条车 2. 草条车电动机 3. 轨道 4. 捡拾器 5. 护板
6. 捡拾滚筒电动机 7. 带式输送机 8. 草箱 9. 弹簧

作过程和弹齿滚筒式捡拾装置相同。

4.2 测试方法

弹齿端部加速度采用微型无线加速度传感器测量,安装在弹齿端部,并采用必创科技有限公司 SG106 型无线加速度节点。无线网关安装在计算机上,可以实时接收加速度传感器的信号,接收后的信号采用 BeeData 数据处理软件进行分析。测试系统框图如图 18 所示。

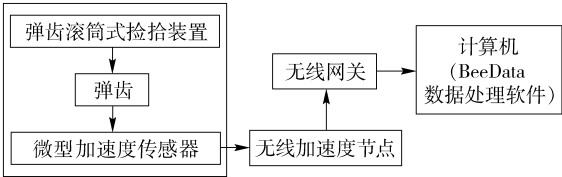


图 18 加速度无线测试系统
Fig. 18 Wireless measurement system

捡拾损失率是指捡拾器漏拾牧草的质量占测定地段全长上草条质量之百分比。试验物料采用紫花苜蓿,含水率为 24%。

功率消耗采用北京三晶创业科技有限公司的 JN338 型智能数字式转矩转速测量仪测量。

4.3 试验结果及分析

调试实验仪器和捡拾装置试验台,采样率为 500 个/s,即每秒采样 500 个符号点,采样时间持续 10 s。

4.3.1 改进凸轮前后弹齿端部的加速度响应

图 19 是滚筒转速 $n = 64 \text{ r/min}$ 时,凸轮改进前、后的弹齿端部加速度响应情况。由图中可以看出,在同一滚筒转速下,优化凸轮后的加速度响应值明显减小,且较平稳,没有大的加速度突变。应用 LabView 软件,求取改进前、后加速度信号的自谱,如图 20 所示。可看到在机器的较高频率成分,即弹齿端部的频率成分,其自谱值在改进后也明显降低,这表明改进凸轮后弹齿端部加速度值明显降低。改变滚筒转速后测试,在各个速度上,改进后的弹齿端部信号值均较小。

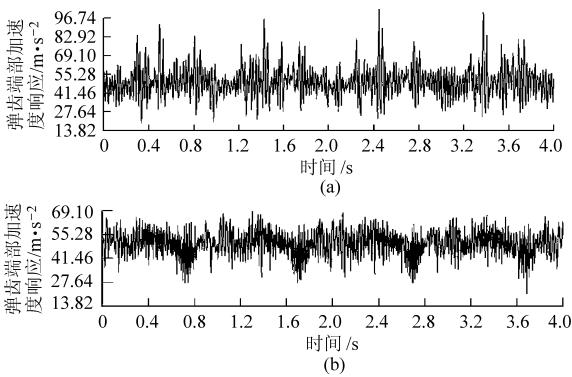


图 19 凸轮改进前、后弹齿端部加速度响应
Fig. 19 Acceleration response on end of spring-finger
(a) 改进前 (b) 改进后

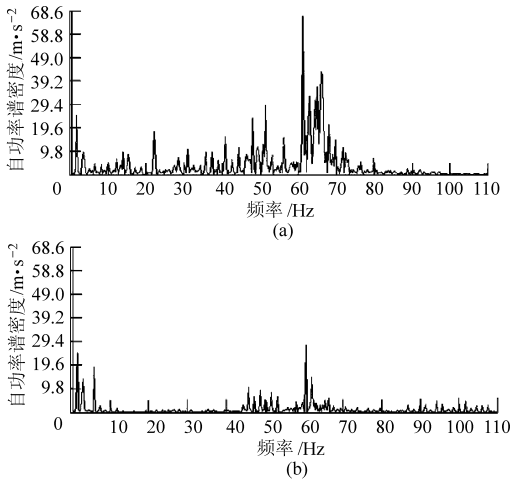


图 20 凸轮改进前、后弹齿端部加速度信号的自谱
Fig. 20 Auto-power spectral density of acceleration response on end of spring-finger
(a) 改进前 (b) 改进后

4.3.2 捡拾损失率和功率消耗情况测试分析

安装改进设计后的凸轮盘,按照捡拾装置实际作业速度 $v_t = 5 \text{ km/h}$ 设置草条车前进速度,匹配不同滚筒转速的测试情况如表 3 所示。

表 3 捡拾损失率和功率消耗
Tab. 3 Losing rate of collecting and power consumption

滚筒转速/ $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	λ	捡拾损失率/%	功率消耗/W
48	0.96 ~ 1.26	1.08	345
64	1.27 ~ 1.66	0.60	388
88	1.76 ~ 2.31	0.56	576
100	2.00 ~ 2.62	0.44	730
112	2.24 ~ 2.93	0.38	768

随着滚筒转速的增加, λ 呈上升趋势,且功率消耗增加,当 λ 小于 1.27 时,捡拾损失率较大,通过观察可发现时有带草现象发生,不能满足使用要求;当 λ 大于 1.27 时,捡拾损失率趋于平稳。由此可得,试验结果和仿真分析一致。

5 结论

(1) 在 ADAMS 环境下用相对轨迹生成实体的方法,进行了弹齿滚筒式捡拾装置凸轮机构设计。

(2) 捡拾装置原凸轮滑道廓线设计和参数匹配使弹齿运动过程中漏捡区面积较大且加速度较大而有突变,改进凸轮滑道廓线设计后使加速度有了较

大程度降低,缓解了捡拾过程中滚轮对滑道的冲击力,改善了弹齿对牧草的打击作用。合理匹配工作参数后使漏捡区面积较小而满足使用要求。

(3) 求出了满足弹齿运动的摆角运动规律和一定结构参数下捡拾装置最优的工作参数匹配。经计算机仿真和试验验证,能够满足使用要求。

参 考 文 献

1 盛凯,曾南宏. 弹齿滚筒捡拾器的机构特性及其运动数学模型[J]. 农业机械学报,1991,22(1):51~57.
Sheng Kai, Zeng Nanhong. The mechanical feature and motional math model of spring-finger cylinder pick-ups [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1991, 22(1): 51~57. (in Chinese)

2 王锋德,陈志,王俊友,等. 4YF-1300 型大方捆打捆机设计与试验[J]. 农业机械学报,2009,40(11):36~41.
Wang Fengde, Chen Zhi, Wang Junyou, et al. Design and experiment of 4YF-1300 large rectangular baler[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(11): 36~41. (in Chinese)

3 王国权,余群,卜云龙,等. 秸秆捡拾打捆机设计及捡拾器的动力学仿真[J]. 农业机械学报,2001,32(5):59~61,68.
Wang Guoquan, Yu Qun, Bu Yunlong, et al. Design of pickup baler and dynamic simulation of pickup roller [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2001, 32(5): 59~61,68. (in Chinese)

4 孙贵斌,孙召瑞,吴修彬,等. 基于 COSMOS Motion 的弹齿滚筒捡拾器运动仿真[J]. 农业装备与车辆工程,2010,48(8):37~39.
Sun Guibin, Sun Zhaorui, Wu Xiubin, et al. Simulation of spring-finger cylinder pickups motion based on COSMOS Motion [J]. Agricultural Equipment & Vehicle Engineering, 2010, 48(8): 37~39. (in Chinese)

5 王振华,王德成,刘贵林,等. 方草捆压捆机捡拾器参数设计[J]. 农业机械学报,2010,41(增刊):107~109.
Wang Zhenhua, Wang Decheng, Liu Guilin, et al. Pickup parameters design of square baler[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(Supp.): 107~109. (in Chinese)

6 袁彩云,刁培松,张道林. 弹齿滚筒捡拾器的设计与运动仿真[J]. 农机化研究,2011,33(5):73~76.
Yuan Caiyun, Diao Peisong, Zhang Daolin. Design and motion simulation of spring-finger cylinder pickups[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2011, 33(5): 73~76. (in Chinese)

7 中国农业机械化科学研究院. 农业机械设计手册:下册 [M]. 北京:中国农业科学技术出版社,2007.

8 石永刚,吴央芳. 凸轮机构设计与应用创新[M]. 北京:机械工业出版社,2007.

9 JB/T 5160—2010 牧草捡拾器[S]. 2010.

10 常宗瑜,许立新,胡宏志,等. 基于无线传感器的平压平模切机动力学响应的测试与分析[J]. 包装工程,2010,31(3):68~70,91.
Chang Zongyu, Xu Lixin, Hu Hongzhi, et al. Measument and analysis of dynamic response of die cutting machine based on wireless transducers[J]. Packaging Engineering, 2010, 31(3): 68~70, 91. (in Chinese)

11 贾长治,殷军辉,薛文星,等. MD ADAMS 虚拟样机从入门到精通[M]. 北京:机械工业出版社,2010.

(上接第 35 页)

7 刘英杰,徐冰,杨华勇,等. 电液比例负载口独立控制系统压力流量控制策略[J]. 农业机械学报,2010,41(5):182~187.
Liu Yingjie, Xu Bing, Yang Huayong, et al. Strategy for flow and pressure control of electro hydraulic proportional separate meter in and separate meter out control system [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(5): 182~187. (in Chinese)

8 侯明亮,毛恩荣. 电液换向阀的状态变量模型与仿真研究[J]. 系统仿真学报,2007,19(2):421~423.
Hou Mingliang, Mao Enrong. Study on simulation and state variable model of electro-hydraulic directional control valve [J]. Journal of System Simulation, 2007,19(2): 421~423. (in Chinese)

9 Shohei Ryu, Masami Ochiai, Katsumi Ueno, et al. Analysis of flow force in valve with notches on spool [C]//Proceedings of the Sixth International Conference on Fluid Power Transmission and Control, 2005: 435~438.

10 徐志鹏,王宣银,罗语溪. 高压气动比例减压阀设计与仿真[J]. 农业机械学报,2011,42(1):209~212.
Xu Zhipeng, Wang Xuanyin, Luo Yuxi. Design and simulation of a high pressure proportional pneumatic pressure reducing valve [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011,42(1): 209~212. (in Chinese)