

# 非圆齿轮—曲柄滑块压捆机构反求设计

雷昌毅, 陈建能<sup>\*</sup>, 李鹏鹏, 王 英

(浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018)

**摘要:** 为满足压捆机构的理想运动特性要求, 该文提出了一种非圆齿轮—曲柄滑块式新型压捆机构, 建立了该新型机构的运动学分析模型, 并以理想速度曲线为目标反求得到了满足工作要求的非圆齿轮节曲线。通过实例计算比较, 该新型机构与传统曲柄滑块式压捆机构相比, 在一个工作循环中压缩时间增加 30%, 能实现小阻力阶段快速压缩、大阻力阶段则以恒定的低速压缩, 且所需最大输入功率可降低 28.6%。

**关键词:** 农业机械, 机构, 反求, 非圆齿轮, 曲柄滑块, 压捆机

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2012.13.004

中图分类号: S223.9

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2012)-13-0022-06

雷昌毅, 陈建能, 李鹏鹏, 等. 非圆齿轮—曲柄滑块压捆机构反求设计[J]. 农业工程学报, 2012, 28(13): 22-27.

Lei Changyi, Chen Jianneng, Li Pengpeng, et al. Reverse design of non-circular gear-crank slider hay baler mechanism[J].

Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2012, 28(13): 22-27. (in Chinese with English abstract)

## 0 引言

中国草业资源丰富, 且随着国内外对肉类和奶制品需求量的增大, 使畜牧业迅速发展, 牧草的需求量也随之逐年递增<sup>[1]</sup>。除用作饲料外, 秸秆等草资源还是新能源中最具开发利用潜力的绿色可再生能源之一<sup>[2]</sup>, 这些草资源除直接还田外, 其他用途基本均需打捆运走。干草压捆机可以将松散的牧草进行压缩, 可以有效地解决牧草收集、贮藏、运输等难题, 市场潜力巨大<sup>[3]</sup>。目前使用的干草压捆机如约翰迪尔 349 型、奔驰 88A 型等, 其压捆机构多采用曲柄滑块机构, 但是该机构不能很好满足压捆机构的理想运动特性要求, 即不能实现阻力小时压缩速度快, 而阻力大时速度慢, 同时压缩行程时间比回程时间长(急回特性)<sup>[4-6]</sup>。针对这一问题, 本文提出一种非圆齿轮—曲柄滑块新型压捆机构, 建立该机构分析模型, 并进行参数反求, 使之满足压捆机构的理想运动特性要求。

## 1 压捆机构的理想运动学曲线的构建

### 1.1 压捆机构的理想运动特性分析

根据压缩室结构的不同可将干草压捆机分为闭式压缩和开式压缩 2 种类型。闭式压缩的压缩室是封闭的, 干草在压缩室内压缩一次成型后取出打捆完成一个压缩过程, 再次装上干草开始下一压缩过程, 其工作是不连

续的。开式压缩压捆机, 如图 1 所示, 是在没有固定堵头的简道中进行的压缩, 其工作过程是连续的, 即喂入一次, 压缩一次, 形成一个草片, 然后继续喂入、压缩; 在活塞移动的一个行程中, 将松散的物料压缩形成一个草片, 并将草片向后推移一个距离<sup>[7-8]</sup>。开式压缩连续作业, 效率高, 应用较为广泛<sup>[9]</sup>, 本文以之为研究对象。

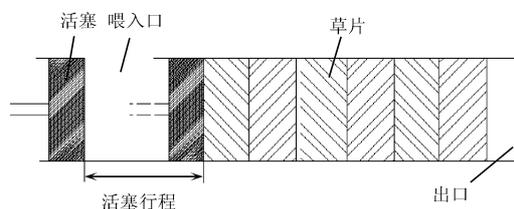


图 1 开式压缩压捆机作业过程示意图

Fig.1 Process diagram of open type compression hay baler

开式压缩中, 由于压缩活塞的不断压缩, 被压缩物料从压缩室入口不断向压缩室出口移动, 在整个压缩过程中, 物料在压缩室内的受力是变化的<sup>[10]</sup>。图 2 为中开式压缩的曲柄滑块式压捆机在作业时阻力的变化曲线<sup>[11]</sup>, 其中  $ab$  段由于被压缩干草单位体积重量的增加而使受到阻力增加;  $b$  点后由于切刀开始切割干草使阻力剧增, 至  $c$  点干草被切断, 阻力沿  $cd$  迅速降低, 又按压缩规律由  $d$  升高到  $e$ ;  $e$  点为开始推移干草层, 其压力为最大值, 开始推移后, 动摩擦小于静摩擦, 压力下降; 至  $f$  点后因压实器(滑块)开始返回而使压力下降至  $g$  点,  $gkln$  则是滑块回程的受力, 其大小相对压缩行程的阻力小得很多<sup>[11]</sup>。因此本文只研究  $ag$  段, 即压缩过程的理想运动特性。本文研究涉及的干草压缩理论只考虑一个方向上的受力, 即压缩方向上的压实力, 未考虑横向上的力学关系, 如挤压、胀包等<sup>[12-13]</sup>。

收稿日期: 2012-02-07 修回日期: 2012-05-12

基金项目: 浙江省自然科学基金(Y1110100)浙江省研究生创新科研项目(YK2010055)

作者简介: 雷昌毅(1987-), 主要从事机构分析、设计和优化的研究。杭州 浙江理工大学机械与自动控制学院, 310018。

\*通信作者: 陈建能(1972-), 教授, 博士生导师, 主要从事现代农业装备与技术研究。杭州 浙江理工大学机械与自动控制学院, 310018。

Email: jiannengchen@zstu.edu.cn

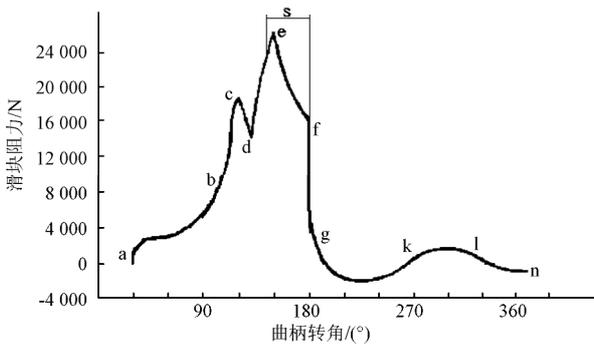
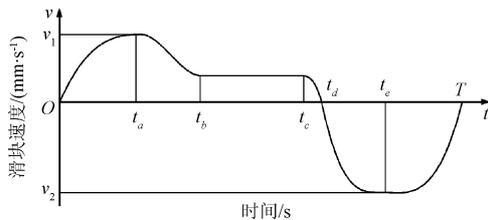


图 2 滑块阻力随转角变化示意图

Fig.2 Diagram of variation of slider resistance with rotation angle

根据以上分析，要求在小阻力阶段滑块应以较快速度运行，在大阻力阶段则以较低的速度匀速压缩，完成压缩推移阶段后迅速回到原点。为此本文提出滑块理想的速度曲线如图 3 所示<sup>[14]</sup>，其中， $t_a$ 、 $t_b$ 、 $t_c$ 、 $t_d$ 、 $t_e$  为一个周期内滑块速度变化的时间节点(s)， $T$  为滑块一个完整的工作周期(s)， $v_1$  为工作段最大速度(mm/s)， $v_2$  为工作段最大速度(mm/s)。



注： $t_a \sim t_e$  为一个周期内滑块速度变化的时间节点。

图 3 一个周期内滑块理想的运动曲线

Fig.3 Ideal speed curve of slider in one cycle

### 1.2 理想速度曲线方程的构造

为保证滑块速度平稳，减小振动和冲击，应确保滑块各段的速度和加速度连续，本文采用高次多项式拟合理想速度曲线，计算简便，可灵活调整滑块的速度参数，从而有效控制速度曲线的基本形状和主要特征，有助于改善压捆机构的运动学特性。下面将图 3 所示的理想速度曲线进行分段表示

$$\begin{aligned} \frac{ds_1}{dt} &= v_{m1} = a_1 t^3 + a_2 t^2 + a_3 t & 0 \leq t \leq t_a \\ \frac{ds_1}{dt} &= v_{m2} = b_1 (t-t_b)^4 + b_2 (t-t_b)^3 + b_3 (t-t_b)^2 + b_4 (t-t_b) + v & t_a \leq t \leq t_b \\ \frac{ds_1}{dt} &= v_{m3} = v & t_b \leq t \leq t_c \\ \frac{ds_1}{dt} &= v_{m4} = c_1 (t-t_d)^3 + c_2 (t-t_d)^2 + c_3 (t-t_b) & t_c \leq t \leq t_d \\ \frac{ds_1}{dt} &= v_{m5} = d_1 (t-t_d)^3 + d_2 (t-t_d)^2 + d_3 (t-t_d) & t_d \leq t \leq t_e \\ \frac{ds_1}{dt} &= v_{m6} = e_1 (t-T)^3 + e_2 (t-T)^2 + e_3 (t-T) & t_e \leq t \leq T \end{aligned} \quad (1)$$

式 (1) 中， $s_1$  为滑块的位移(mm)， $T$  为滑块一个完

整的工作周期， $t_a$ 、 $t_b$ 、 $t_c$ 、 $t_d$ 、 $t_e$  为图 2 中各位置对应的时间节点， $t$  为滑块速度变化的时间参数， $v_{m1} \sim v_{m6}$  为对应时间区间内滑块的速度(mm/s)， $a_1$ 、 $a_2$ 、 $a_3$ 、 $b_1$ 、 $b_2$ 、 $b_3$ 、 $b_4$ 、 $c_1$ 、 $c_2$ 、 $c_3$ 、 $d_1$ 、 $d_2$ 、 $d_3$ 、 $e_1$ 、 $e_2$ 、 $e_3$  分别为速度方程的拟合系数。

## 2 非圆齿轮—曲柄滑块压捆机构运动学分析模型

非圆齿轮可以传递两轴间的非匀速运动，可以实现复杂的非线性传动关系，且结构紧凑，传动平稳，动力平衡性好。和其他能得到非匀速传动比的机构相比，非圆齿轮最大的特点是综合了圆形齿轮和凸轮机构的优点，能准确地以变传动比传递较大的动力<sup>[15-16]</sup>。

为满足第 1 节提出的压捆机滑块的理想运动特性，本文在传统的曲柄滑块式压捆机构基础上增加了非圆齿轮机构，提出一种非圆齿轮—曲柄滑块的新型压捆机构，如图 4，其中， $\omega_1$  为主动轮角速度(弧度/秒)， $\varphi_1$  为主动轮角位移(弧度)， $\omega_2$  为从动轮角速度(弧度/秒)， $\varphi_2$  为从动轮角位移(弧度)， $l_2$  为曲柄长度(mm)， $l_3$  为连杆长度(mm)， $a$  为中心距(mm)， $s$  为滑块位移(mm)。

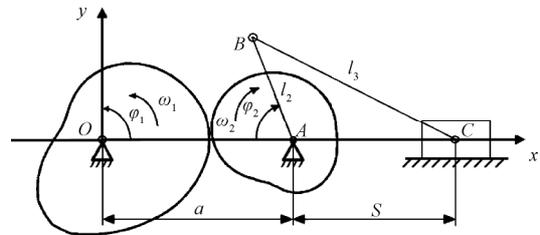


图 4 非圆齿轮—曲柄滑块式压捆机构示意图

Fig.4 Diagram of non-circular gear-crank slider hay baler mechanism

### 2.1 非圆齿轮运动学分析模型

计算非圆齿轮的节曲线通常有 2 种方法：①给定非圆齿轮传动比函数和中心距；②给定再现函数和中心距<sup>[17]</sup>。本文采用第一种方法计算非圆齿轮副的节曲线。

如图 4，设非圆齿轮副的中心距为  $a$ (mm)，主动轮 1 以角速度  $\omega_1$ (rad/s) 匀速转动，角位移为  $\varphi_1$ (rad)，从动轮 2 的角位移为  $\varphi_2$ (rad)，瞬时角速度为  $\omega_2$ (rad/s)，在起始位置， $\varphi_1=0$ ， $\varphi_2=0$ 。则，齿轮副传递的转角函数关系为<sup>[18]</sup>

$$\varphi_2 = F(\varphi_1) \quad (2)$$

齿轮副的传动比函数为

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d\varphi_1/dt}{d\varphi_2/dt} = \frac{d\varphi_1}{d\varphi_2} = f(\varphi_1)$$

其中

$$f(\varphi_1) = \frac{1}{F'(\varphi_1)} \quad (3)$$

则瞬时传动比又可表示为

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{a-r_1}{r_1} \quad (4)$$

其中  $r_1$ 、 $r_2$  分别为两轮节曲线接触点处的极坐标向径(mm)， $a$  为中心距(mm)。

由式 (4) 可得主动轮 1 的节曲线方程为

$$r_1(\varphi_1) = \frac{a}{1+i_{12}} = \frac{a}{1+f(\varphi_1)} \quad (5)$$

其中  $i_{12}$  为瞬时传动比。

由式 (3)、(4) 可得从动轮 2 的节曲线方程为

$$\left. \begin{aligned} r_2 &= a - r_1(\varphi_1) = \frac{ai_{12}}{1+i_{12}} \\ \varphi_2 &= \int_0^{\varphi_1} \frac{1}{i_{12}} d\varphi_1 = \int_0^{\varphi_1} \frac{1}{f(\varphi_1)} d\varphi_1 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

### 2.2 曲柄滑块机构运动学分析模型

图 5 为曲柄滑块机构示意图, 建立如图坐标系, 由于曲柄  $AB$  和从动轮固结 (没有相对转动), 所以曲柄的角位移 (和角速度) 和从动齿轮 2 的角位移 (和角速度) 一致, 顺时针转动, 曲柄与  $x$  轴负向的夹角为曲柄转角, 曲柄角位移  $\varphi_2 = \omega_2 t$  (弧度), 滑块与  $A$  点距离为  $s$  (mm), 曲柄  $AB$  长度为  $l_2$  (mm), 连杆  $BC$  长度为  $l_3$  (mm), 可得滑块位移<sup>[19-21]</sup>

$$s = \sqrt{l_3^2 - l_2^2 \times \sin^2(\omega_2 t)} - l_2 \times \cos(\omega_2 t) - (l_3 - l_2) \quad (7)$$

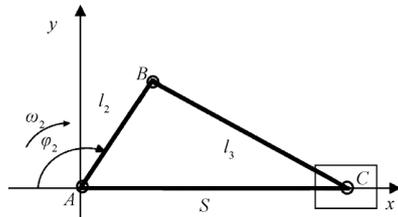


图 5 曲柄滑块压捆机构示意图

Fig.5 Diagram of crank slider hay baler mechanism

图中,  $\omega_2$  为从动轮角速度 (rad/s),  $\varphi_2$  为从动轮角位移 (rad),  $l_2$  为曲柄长度 (mm),  $l_3$  为连杆长度 (mm),  $s$  为滑块位移 (mm)。

对式 (7) 求导得到滑块的速度方程

$$v = \frac{ds}{dt} = -\frac{l_2^2 \times \cos(\omega_2 t) \times \sin(\omega_2 t) \times \omega}{\sqrt{l_3^2 - l_2^2 \times \sin^2(\omega_2 t)}} + l_2^2 \times \sin(\omega_2 t) \times \omega_2 \quad (8)$$

## 3 非圆齿轮—曲柄滑块压捆机构的非圆齿轮节曲线反求

### 3.1 非圆齿轮节曲线反求模型

根据图 3 滑块的运动可将非圆齿轮节曲线分为工作段和空回段。

1) 工作段 工作段  $\varphi_1$  的变化范围为  $[0, t_a \omega_1]$ ,  $\varphi_2$  的变化范围为  $[0, \pi]$ 。对式 (1) 积分, 可得到非圆齿轮—曲柄滑块机构工作段位移和时间变化关系。  $\varphi_1 = \omega_1 t$ , 则  $\varphi_1$  与工作位移  $s_w$  (mm) 的变化关系为

$$\varphi_1 = P_1(s_w) \quad (9)$$

由于曲柄  $AB$  和从动轮 2 固结, 所以曲柄  $AB$  和从动轮 2 的转角相同。因此, 式 (2) 也可以表示为非圆齿轮主动轮 1 的转角  $\varphi_1$  与曲柄滑块机构曲柄转角  $\varphi_2$  之间的变化关系。根据式 (6) 可得  $\varphi_2$  与  $s_w$  的变化关系

$$\varphi_1 = P_2(s_w) \quad (10)$$

联合式 (9)、(10) 可得  $\varphi_1$  与  $\varphi_2$  的变化关系

$$\varphi_2 = F_1(\varphi_1) \quad (11)$$

则根据式 (4) 传动比函数为

$$i_{12-1} = \frac{1}{F_1'(\varphi_1)} \quad (12)$$

为保证工作段非圆齿轮—曲柄滑块机构能够平稳、连续地工作, 曲柄  $AB$  转角  $\varphi_2$  的变化应与非圆齿轮主动轮转角  $\varphi_1$  的变化一一对应, 式 (11)、(12) 需满足下列条件

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 &= 0, \varphi_2 = 0 \\ \varphi_1 &= t_a \omega_1, \varphi_2 = \pi \end{aligned} \right\} \text{ 及 } \pi = \int_0^{t_a \omega_1} \frac{1}{i_{12-1}} d\varphi_1$$

2) 空回段 空回段  $\varphi_1'$  的变化范围为  $[t_d \omega_1, 2\pi]$ ,  $\varphi_2'$  的变化范围为  $[\pi, 2\pi]$ 。参照前面工作段的推导可得到  $\varphi_1'$  与  $\varphi_2'$  的变化关系

$$\varphi_2' = F_2(\varphi_1') \quad (13)$$

由此得出传动比函数

$$i_{12-2} = \frac{1}{F_2'(\varphi_1')} \quad (14)$$

同理, 为保证空回段非圆齿轮—曲柄滑块机构能够平稳、连续地工作, 式 (13)、(14) 满足下列条件

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1' &= t_d \omega_1, \varphi_2' = \pi \\ \varphi_1' &= 2\pi, \varphi_2' = 2\pi \end{aligned} \right\} \text{ 及 } 2\pi = \int_{t_d \omega_1}^{2\pi} \frac{1}{i_{12-2}} d\varphi_1'$$

组合传动比函数  $i_{12-1}$  及  $i_{12-2}$  构成非圆齿轮副的传动比函数  $i_{12}$ , 将  $i_{12}$  分别代入节曲线方程 (5) 和 (6) 得到主动非圆齿轮和从动非圆齿轮的节曲线。

### 3.2 非圆齿轮节曲线反求实例

为方便后续的比较 (保证压缩行程一样), 非圆齿轮—曲柄滑块机构压捆机构中的曲柄滑块机构参数与约翰迪尔 349 型方捆机的一致,  $l_2=380$  mm,  $l_3=960$  mm, 且输入转速设定为 60 r/min。

为计算式 (1) 中速度方程的各参数, 根据前面的描述可得边界条件

$$\left. \begin{aligned} \int_0^{t_a} f(x) dt &= 2l_2 = 760 \\ \int_0^T f(x) dt &= 0 \\ \int_0^{t_b} f(x) dt &= s_{w1} \\ \int_{t_b}^{t_c} f(x) dt &= s_{w2} \\ \int_{t_c}^{t_d} f(x) dt &= s_{w3} \end{aligned} \right\} \text{ 其中, } f(x) = \frac{ds_1}{dt}, \quad (15)$$

根据文献[4]的干草压缩特性, 式 (15) 中取  $s_{w1}=525$  mm、 $s_{w2}=205$  mm、 $s_{w3}=30$  mm, 则可求得式(1)中的参数:  $t_a=0.2$  s、 $t_b=0.35$  s、 $t_c=0.6$  s、 $t_d=0.65$  s、 $t_e=0.8$  s、 $T=1$  s, 压缩速度  $v=820$  mm/s,  $t_a$  处达到压缩阶段的最大速度  $v_1=2100$  mm/s,  $t_e$  处达到回程阶段的最大速度  $v_2=2800$  mm/s, 以及相关的拟合系数:  $a_1=187\ 500$ 、 $a_2=-127\ 500$ 、 $a_3=28\ 500$ 、 $b_1=395\ 060$ 、 $b_2=877\ 040$ 、 $b_3=$

179 560、 $b_4=0$ 、 $c_1=-5\ 120\ 000$ 、 $c_2=-840\ 000$ 、 $c_3=-45\ 600$ 、 $d_1=-948\ 150$ 、 $d_2=408\ 890$ 、 $d_3=-58\ 670$ 、 $e_1=500\ 000$ 、 $e_2=270\ 000$ 、 $e_3=48\ 000$ 。该组参数下主动非圆齿轮和从动非圆齿轮的节曲线如图 6。

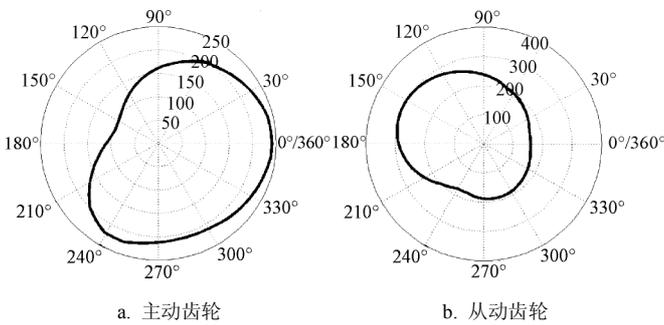


图 6 非圆齿轮节曲线  
Fig.6 Pitch curve of non-circular gears

### 4 新型压捆机构和传统压捆机构的特性比较

为方便比较，传统压捆机构以约翰迪尔 349 型方捆机的曲柄滑块机构的尺寸参数进行分析， $l_2=380\text{ mm}$ ， $l_3=960\text{ mm}$ ，且输入转速设定为 60 r/min。

#### 4.1 速度特性比较

图 7 为两传动机构速度—时间变化对比图，图 8 为两传动机构工作阶段速度—位移变化对比图，两图中细实线为非圆齿轮—曲柄滑块机构。从以上两图可以看到，在工作阶段非圆齿轮—曲柄滑块机构的最大工作速度小于曲柄滑块机构；传统曲柄滑块式压捆机构压缩过程曲

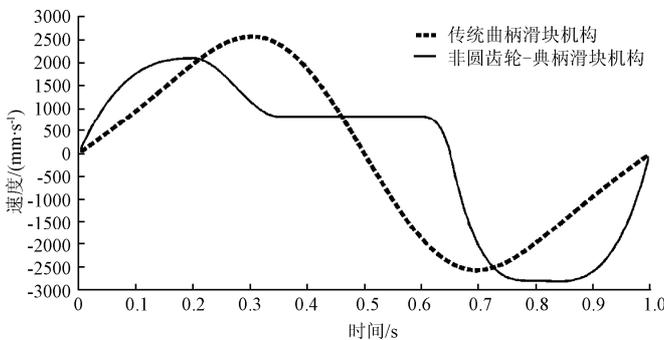


图 7 两压捆机构速度—时间变化对比图  
Fig.7 Relationship between speed and time of two hay baler mechanisms

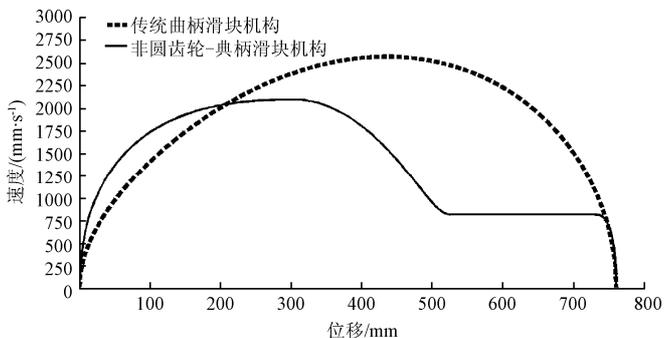


图 8 两压捆机构工作阶段速度—位移变化对比图  
Fig.8 Relationship between speed and displacement of two hay baler mechanisms

柄共转过  $180^\circ$ ，非圆齿轮—曲柄滑块式压捆机构压缩过程曲柄共转过  $234^\circ$ ，一个周期内压缩时间相较增加了 30%；高压阶段以恒定的低速压缩，能够提高工作稳定性和压缩质量。

#### 4.2 所需功率比较

由文献[22]中的压缩过程中压缩力  $F(\text{N})$ 与位移  $s(\text{mm})$ 之间的函数关系

$$F = 2.498 \times 10^{-7} s^4 - 1.575 \times 10^{-4} s^3 + 1.846 \times 10^{-2} s^2 + 3.447 s - 131.2779 \quad (16)$$

根据功率  $P=Fv$  ( $P$  为滑块压缩物料功耗  $(\text{N} \cdot \text{mm}/\text{s})$ ； $F$  为滑块阻力  $(\text{N})$ ； $v$  为滑块移动速度  $(\text{mm}/\text{s})$ ，由式 (8) 和式 (16)，可计算其一个工作循环中，各个时刻对应的所需的功率曲线<sup>[23]</sup>，如图 9。

由式 (7) 和式 (16) 可计算曲柄滑块压捆机构工作阶段中滑块所做的功为

$$W_1 = \int F ds \approx 3127.965 \text{ J} \quad (17)$$

同理，可求出非圆齿轮—曲柄滑块压捆机构工作阶段中滑块所做的功为

$$W_2 = \int_0^t P_2 dt = 3127.6 \text{ J} \quad (18)$$

两者几乎相等，具有可比性。

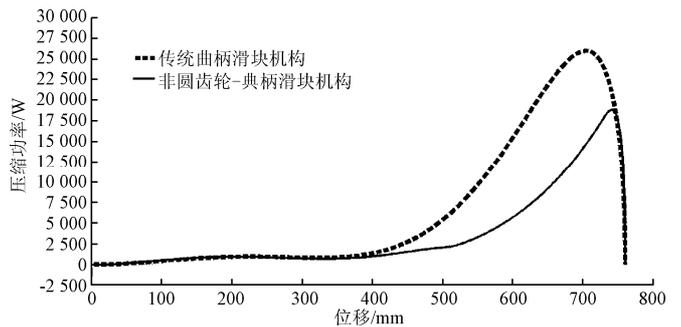


图 9 两压捆机构工作阶段所需压缩功率对比图  
Fig.9 Comparison diagram of compressed power needed of two hay baler mechanisms in compression time

从图 9 中可以看出：传统曲柄滑块机构所需的最大功率约为 26.75 kW，而非圆齿轮—曲柄滑块机构所需的最大功率约为 18.75 kW，在不降低生产率的前提下，采用非圆齿轮—曲柄滑块压捆机构，可以显著降低所需功率，所需最大功率可降低 28.6%，这样可以采用比较小的电机，能够有效解决干草压捆机中存在的功率不平衡问题<sup>[24]</sup>。

### 5 结 论

- 1) 可通过反求的方法设计非圆齿轮—曲柄滑块式压捆机构的节曲线来获得所需的理想压缩曲线。
- 2) 相对于曲柄滑块压捆机构，非圆齿轮—曲柄滑块压捆机构压缩时间较长，在一个工作循环中压缩时间增加 30%，实现低阻力快进，高阻力阶段则以恒定的低速压缩，且具有更低的所需功率，所需最大输入功率可降低 28.6%。

## [参 考 文 献]

- [1] 陈小雅. 刊中国草业有着巨大成长空间[J]. 科技创业月刊, 2003(6): 45—46.
- [2] 王革华, 田雅林. 新农村建设与生物质能发展战略[J]. 农业工程学报, 2006, 22(增刊1): 1—3.  
Wang Gehua, Tian Yalin. New village and biomass energy development strategy[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2006, 22(Supp.1): 1—3. (in Chinese with English abstract)
- [3] 王德成. 饲草生产机械化发展与展望[R]. 北京: 中国农业大学工学院, 2009.
- [4] 安国邦. 奔驰88—A型高密度固定式干草压捆机的研制[J]. 东北农业大学学报, 1994, 25(2): 160—168.  
An Guobang. Study and manufacture of the benchi 88—A high density hay baler[J]. Journal of Northeast Agricultural University, 1994, 25(2): 160—168. (in Chinese with English abstract)
- [5] 李殿波, 赵匀, 罗华, 等. 六杆式干草压捆机的参数优化及仿真[J]. 浙江理工大学学报, 2012, 29(3): 208—213.  
Li Dianbo, Zhao Yun, Luo Hua, et al. The optimization and simulation of the six-shaft hay baler's parameter[J]. Journal of Zhejiang Sci—Tech University, 2012, 29(3): 208—213. (in Chinese with English abstract)
- [6] 李旭英. 草物料压缩流变动力学特性研究及压缩过程优化[D]. 呼和浩特: 内蒙古农业大学, 2006.  
Li Xuying. Rheodynamic Characteristics of Herbage Materials in Compression and Optimization of Compression Process[D]. Huhhot, Inner Mongolia Agricultural University, 2006.
- [7] 杨明韶, 李林. 草资源物料加工过程的基本性质分析与推理[J]. 农机化研究, 2005(2): 54—56.  
Yang Mingshao, Li Lin. Analysis and inference of the basic characteristics of herbage material in the procession course[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2005(2): 54—56. (in Chinese with English abstract)
- [8] 杨明韶, 李旭英. 草类物料开放式压缩过程的分析研究[J]. 农业化研究, 2005(3): 81—86.  
Yang Mingshao, Li Xuying. A analysis of open compression procedure of herbage material[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2005(3): 81—86. (in Chinese with English abstract)
- [9] 赵洪刚, 孟庆华, 杨竹君. 饲草压捆机动力设计理论研究[J]. 工程设计学报, 2009(2): 70—74.  
Zhao Honggang, Meng Qinghua, Yang Zhujun. Theoretic study on power design theory of hay baler[J]. Journal of Engineering Design, 2009(2): 70—74. (in Chinese with English abstract)
- [10] 王春光, 杨明韶, 童淑敏, 等. 高密度压捆时牧草在压缩室内的受力和变形研究[J]. 农业工程学报, 1999, 15(4): 55—59.  
Wang Chunguang, Yang Mingshao, Tong shumun, et al. Study on compressing process of hay in the compressing chamber of high density bales[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 1999, 15(4): 55—59. (in Chinese with English abstract)
- [11] 中国农业机械化科学研究院. 农业机械设计手册[M]. 北京: 中国农业科学技术出版社, 2007.
- [12] 赵洪刚, 于建国. 牧草压捆机设计理论探索和 Pro/Engi-neer 仿真[J]. 农机化研究, 2006(11): 113—116.  
Zhao Honggang, Yu Jianguo. Design theory re-search and Pro/Engineer imitation on pasture[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2006(11): 113—116. (in Chinese with English abstract)
- [13] 赵洪刚, 于建国. 固定式饲草压捆机分捆机构的改进设计[J]. 农业工程学报, 2007, 23(4): 105—109.  
Zhao Honggang, Yu Jianguo. Improved design of part-bundle mechanism of fixed forage briquetter[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2007, 23(4): 105—109. (in Chinese with English abstract)
- [14] 于大坚, 郭义杰, 王彬, 等. 基于非圆齿轮传动的精密压力机驱动机构设计[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2010, 12: 13—17.  
Yu Dajian, Wu Yijie, Wang Bin, Liu Xiaoliang. The design of drive mechanism for precision press based on non-circular gears[J]. Modular Machine Tool and Automatic Manufacturing Technique, 2010, 12: 13—17. (in Chinese with English abstract)
- [15] 李宝妮, 张迎春. 非圆齿轮的应用及其发展动向[J]. 机床与液压, 2008(4): 286—288, 307.  
Li Baoni, Zhang Yingchun. The application and development trend of noncircular gear[J]. Machine Tool and Hydraulics, 2008(4): 286—288, 307. (in Chinese with English abstract)
- [16] 刘永平, 吴序堂, 李鹤岐. 常见的凸封闭节曲线非圆齿轮副设计[J]. 农机机械学报, 2007(6): 143—146.  
Liu Yongping, Wu Xutang, Li Heqi. Study on some common close convex pitch curves of noncircular gear pair[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007(6): 143—146. (in Chinese with English abstract)
- [17] 李福生编译. 非圆齿轮[M]. 北京: 机械工业出版社, 1973.
- [18] 吴序堂, 王贵海. 非圆齿轮及非匀速传动比[M]. 北京: 机械工业出版社, 1997.
- [19] 郭承志, 符炜, 朱巨才, 等. 急回机构中非圆齿轮节曲线的设计[J]. 机械工程学报, 2005, 41(11): 221—227.  
Guo Chengzhi, Fu Wei, Zhu Jucai, et al. Design of the pitch curves of noncircular gears for quick return mechanism[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 41(11): 221—227. (in Chinese with English abstract)
- [20] 陈辛波, 富建国, 汪信远. 具有匀速往复运动和急回特性的非圆齿轮一曲柄滑块机构的设计[J]. 机电设备, 1998, 5: 12—15.
- [21] 邹骅, 姚燕安, 查建中. 非圆齿轮驱动变输入转速机构的运动反求设计[J]. 上海交通大学学报, 2003, 37(1): 107—110.  
Zhou Hua, Yao Yanan, Cha Jianzhong. An inverse kinematic method for designing variable-input-speed mechanisms driven by noncircular gear drives[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2003, 37(1): 107—110. (in Chinese with English abstract)

- English abstract)
- [22] 白钰. 稻麦秸秆压缩规律研究及其仿真[D]. 淄博: 山东理工大学, 2011.  
Bai Yu. The Regular Research and the Simulation of Wheat and Rice Straw Compression[D]. Zibo: Shandong University of Technology, 2011. (in Chinese with English abstract)
- [23] 杨明韶. 压捆机设计与发展中的几个问题[J]. 畜牧机械, 1991(1): 3—7.
- [24] 杨明韶, 王春光. 牧草压缩工程中几个主要问题分析[J]. 农业工程学报, 1997, 13(5): 134—138.  
Yang Mingshao, Wang Chunguang. The Analysing on Essential Problems in Hay Compressing Engineering[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 1997,13(5): 134—138. (in Chinese with English abstract)

## Reverse design of non-circular gear-crank slider hay baler mechanism

Lei Changyi, Chen Jianneng<sup>\*</sup>, Li Pengpeng, Wang Ying

(College of Mechanical Engineering and Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

**Abstract:** In order to meet the requirements of the ideal kinematics characteristic, a new non-circular gear-crank slider hay baler mechanism was proposed, the ideal kinematics characteristic of the hay baler was analyzed, and the equation of ideal speed curve was built in this paper. The dynamics model of this new mechanism was built to carry out the reverse design of the pitch curve of non-circular gear that could meet the working requirements for the purpose of getting the ideal speed curve. Compared with the traditional slider crank baler mechanism, through example calculation, compression time of the new mechanism increased by 30% in one working cycle, the new mechanism could compress rapidly in small resistance stage while at a constant low-speed in big resistance stage, and the maximum input power decreased by 28.6%.

**Key words:** agricultural machinery, mechanisms, reverse engineering, non-circular gear, crank slider, hay baler