

六杆式干草压捆机的参数优化及仿真

李殿波, 蒋鹏鹏, 罗 华, 赵 匀

(浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018)

摘 要: 建立了六杆式压捆机的运动学和动力学模型, 用序列求解法对其进行了求解, 并验证了建立的模型和求解方法的正确性。基于遗传算法运用 Matlab 编制了六杆式压捆机压缩机构的优化程序, 对各杆件长度进行了优化, 获得了最优参数。在相同工况下, 把曲柄滑块式和六杆式压捆机在 Adams 环境中的运动学和动力学仿真结果进行了对比, 验证了同样工况下六杆式压捆机具有省力的特点。

关键词: 六杆式压捆机; 序列求解法; 遗传算法; 动力学测试; 优化

中图分类号: S817.115 **文献标识码:** A

0 引 言

随着市场对肉类和奶制品需求量的增大, 畜牧业迅速发展, 促进了牧草的市场化。把松散的牧草进行压实打捆是减少牧草储藏空间和降低运输成本的重要方法^[1]。现在国内市场上有各种各样的干草压捆机, 运用较多的是曲柄滑块式压缩机构, 但这类压捆机需要配置的动力都比较大。六杆机构具有省力的特点, 可用以设计六杆式干草压捆机。本文根据活塞工作阻力的变化情况, 本着阻力大的位置具有较大的传动角, 适当降低工作阻力较小位置的传动角的原则优化设计六杆式压捆机。此外, 分别运用序列求解法^[2]和 Adams 软件对六杆机构的动力学进行求解, 并把结果进行了对比。

1 干草压捆机的介绍

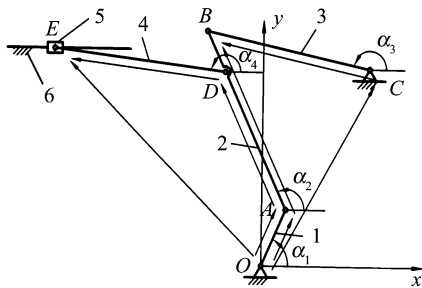
1.1 干草压捆机的分类及其压缩过程

根据干草压缩室的特点可将干草压缩类型分为闭式压缩和开式压缩两种。闭式压缩是指活塞推程方向那端的压缩室是封闭的。干草在压缩室内被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。开式压缩是指活塞推程

方向的压缩室不封闭, 为成捆干草的出口。活塞克服干草与压缩室壁的摩擦把干草向出口推去, 一边喂入干草一边压缩。在这个过程中干草被压缩一次形成一个高密度的草片, 当草片数量达到一定的厚度打捆成块, 形成的草捆被后面挤压的物料不断向前推移, 最后推出压缩室^[3-4], 如此完成一个个草捆的压缩工作过程。

1.2 六杆式干草压捆机压缩机构工作原理

本文研究的压捆机的压缩机构是一种串联式六杆机构, 其机构简图如图 1 所示。杆件 1、2、4、及机架 6 组成曲柄摇杆机构, 推杆 4 分别连接在曲柄摇杆的连杆 2 上铰链点 D 和活塞 5 的铰链点 E 处。工作时, 曲柄 1 在动力机械的带动下以 ω 的角速度



1. 曲柄, 2. 连杆, 3. 摇杆, 4. 推杆, 5. 活塞, 6. 机架

图 1 六杆式干草压捆机结构示意图

逆时针匀速转动, B 点相当于支点, 因为 AB 长度大于 BD 的长度, 故 A 点承受较小的力, 就能对 D 点产生较大作用力, 推杆 4 推动活塞 5 在压缩室内往复运动, 活塞左侧为干草, 它的往复直线运动实现对干草的压实。

2 六杆式压缩机构运动学和动力学模型的建立及求解^[2]

2.1 运动学模型的建立

a) 矢量方程

如图 1 所示, 以 O 为原点建立 xoy 坐标系, 作

表 1 位移方程中个参数代表的意义

参数	参数的意义	参数	参数的意义	参数	参数的意义
L_1	曲柄长度	L_{AD}	铰链点 D 到 A 的长度	α_1	曲柄相对于 x 轴的转角
L_2	连杆长度	x_C	铰链点 C 的横坐标	α_2	连杆相对于 x 轴的转角
L_3	摇杆长度	y_C	铰链点 C 的纵坐标	α_3	摇杆相对于 x 轴的转角
L_4	推杆长度	y_E	活塞滑道的高度	α_4	推杆相对于 x 轴的转角

由方程组(2)可得出:

A 点位移为:
$$\begin{cases} x_A = L_1 \cos \alpha_1 \\ y_A = L_1 \sin \alpha_1 \end{cases} \quad (3)$$

B 点位移为:
$$\begin{cases} x_B = x_C + L_3 \cos \alpha_3 \\ y_B = y_C + L_3 \sin \alpha_3 \end{cases} \quad (4)$$

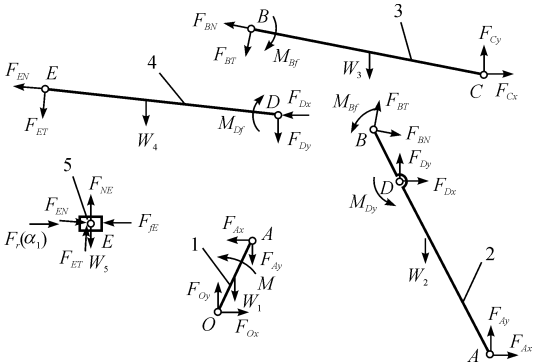
D 点位移为:
$$\begin{cases} x_D = x_A + L_{AD} \cos \alpha_2 \\ y_D = y_A + L_{AD} \sin \alpha_2 \end{cases} \quad (5)$$

活塞 5 上 E 点位移为:
$$\begin{cases} x_E = x_D + L_4 \cos \alpha_4 \\ y_E = y_D + L_4 \sin \alpha_4 \end{cases} \quad (6)$$

对各铰链点的位移方程分别对时间求一阶和二阶导数, 可得到其速度和加速度方程。

2.2 动力学模型的建立

各杆件受力分析如图 2 所示。



1. 曲柄, 2. 连杆, 3. 摇杆, 4. 推杆, 5. 活塞

图 2 各杆件受力分析图

a) 以推杆 4 为研究对象:

$$\sum F_x = F_{EN} \cos \alpha_4 + F_{ET} \cos \left(\alpha_4 + \frac{\pi}{2} \right) - F_{Dx} - m_4 \ddot{x}_4 = 0 \quad (7)$$

封闭矢量多边形, 建立矢量方程。表 1 为方程中个参数代表的意义。

$$\begin{cases} OA + AB = OC + CB \\ OA + AD + DE = OE \end{cases} \quad (1)$$

b) 位移方程

由方程(1)建立位移方程:

$$\begin{cases} x_A + L_2 \cos \alpha_2 = x_C + L_3 \cos \alpha_3 \\ y_A + L_2 \sin \alpha_2 = y_C + L_3 \sin \alpha_3 \\ x_E = x_A + L_{AD} \cos \alpha_2 + L_4 \cos \alpha_4 \\ y_E = y_A + L_{AD} \sin \alpha_2 + L_4 \sin \alpha_4 \end{cases} \quad (2)$$

$$\sum F_y = F_{EN} \sin \alpha_4 + F_{ET} \sin \left(\alpha_4 + \frac{\pi}{2} \right) - F_{Dy} - m_4 \ddot{y}_4 - W_4 = 0 \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \sum M_D &= F_{ET} L_4 - J_{4D} \ddot{\alpha}_4 - m_4 [\ddot{y}_D (x_4 - x_D) - \ddot{x}_D (y_4 - y_D)] - \\ &W_4 (x_4 - x_D) - M_{Df} = 0 \end{aligned} \quad (9)$$

其中 $M_{Df} = r_D \cdot f_D \sqrt{F_{Dx}^2 + F_{Dy}^2}$

b) 以活塞 5 为研究对象:

$$\sum F_x = F_{ET} \cos \left(\alpha_4 - \frac{\pi}{2} \right) + F_{EN} \cos (\alpha_4 - \pi) - F_{fE} + F_r (\alpha_1) - m_5 \ddot{x}_E = 0 \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \sum F_y &= F_{ET} \sin \left(\alpha_4 - \frac{\pi}{2} \right) + F_{NE} + F_{EN} \sin (\alpha_4 - \pi) - W_5 = 0 \end{aligned} \quad (11)$$

$F_{fE} = F_{NE} \tan \varphi$, F_{fE} 方向由 \dot{x}_E 决定, 与 \dot{x}_E 反向; $F_r (\alpha_1)$ 为工作阻力。

c) 以连杆 2 为研究对象:

$$\begin{aligned} \sum F_x &= F_{BN} \cos (\alpha_3 - \pi) + F_{BT} \cos \left(\alpha_3 - \frac{\pi}{2} \right) + F_{Dx} + F_{Ax} - m_2 \ddot{x}_2 = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \sum F_y &= F_{BN} \sin (\alpha_3 - \pi) + F_{BT} \sin \left(\alpha_3 - \frac{\pi}{2} \right) + F_{Dy} + F_{Ay} - m_2 \ddot{y}_2 - W_2 = 0 \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \sum M_A &= F_{Dy} (x_D - x_A) - F_{Dx} (y_D - y_A) - F_{BT} L_2 \cos (\alpha_3 - \alpha_2) - \\ &F_{BN} L_2 \sin (\alpha_3 - \alpha_2) - J_{2A} \ddot{\alpha}_2 - m_2 [\ddot{y}_A (x_2 - x_A) - \ddot{x}_A (y_2 - y_A)] + \\ &M_{Df} + M_{Bf} - W_2 (x_2 - x_A) = 0 \end{aligned} \quad (14)$$

其中 $M_{Bf} = r_B f_B \sqrt{F_{BT}^2 + F_{BN}^2}$

d) 以摇杆 3 为研究对象:

$$\sum F_x = F_{BN} \cos \alpha_3 + F_{BT} \cos(\alpha_3 + \pi/2) + F_{Cx} - m_3 \ddot{x}_3 = 0$$

(15)

$$\sum F_y = F_{BN} \sin \alpha_3 + F_{BT} \sin(\alpha_3 + \pi/2) + F_{Cy} - m_3 \ddot{y}_3 - W_3 = 0$$

(16)

$$\sum M_C = F_{BT} L_3 - J_{3C} \ddot{\alpha}_3 - W_3(x_3 - x_C) - M_{Bf} = 0$$

(17)

e) 以曲柄 1 为研究对象:

$$\sum F_x = -F_{Ax} + F_{Ox} - m_1 \ddot{x}_1 = 0$$

(18)

$$\sum F_y = -F_{Ay} + F_{Oy} - m_1 \ddot{y}_1 - W_1 = 0$$

(19)

$$\sum M_O = M - F_{Ay} x_A + F_{Ax} y_A - W_1 x_1 = 0$$

(20)

式中 M 为曲柄的驱动力矩。

2.3 动力学求解

提出了序列求解法,在 Matlab 中编制求解程序。求解程序框图如图 3。

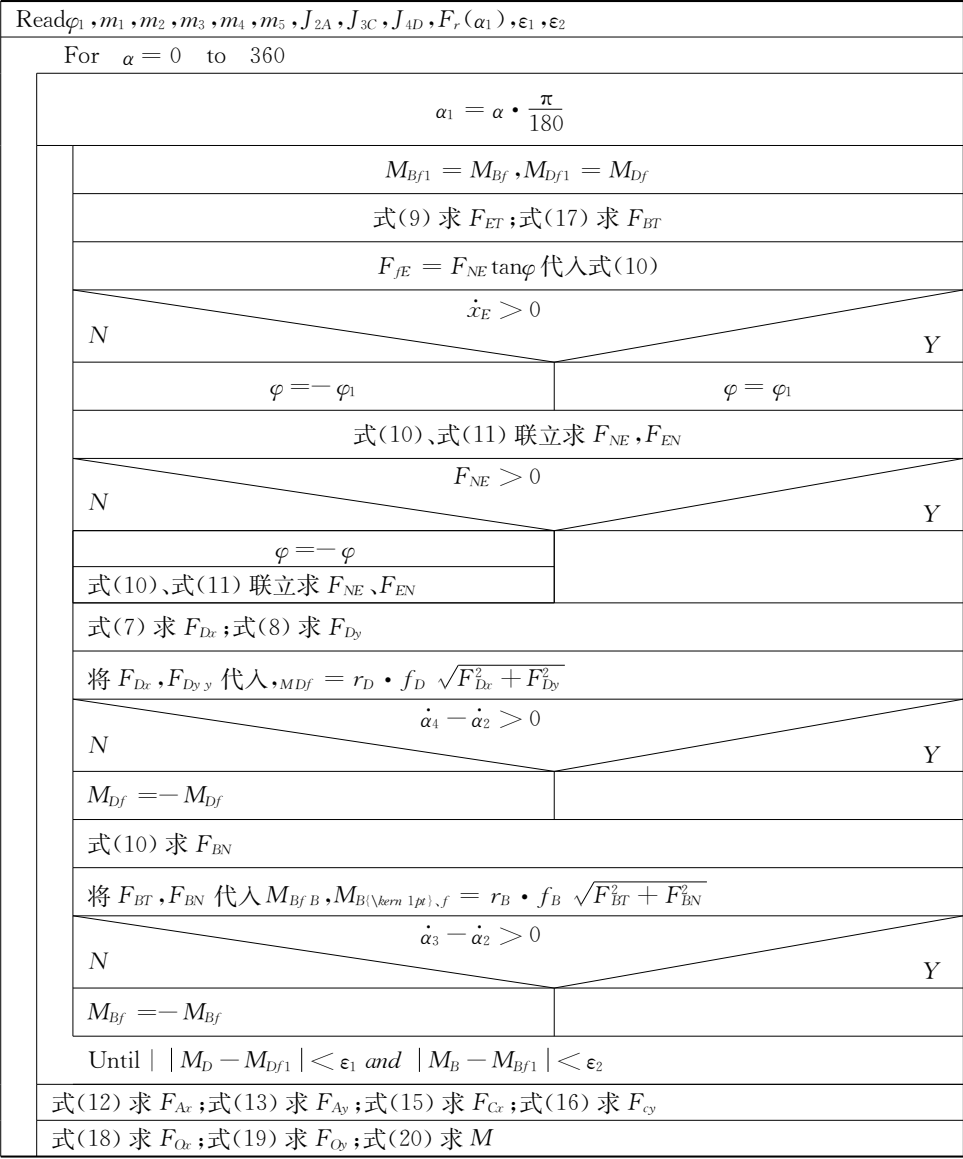


图 3 求解各作用力子程序

活塞行程一个周期时铰链点 A 的受力曲线是图 4。

3 六杆式干草压捆机的优化模型

3.1 设计变量

如图 1 所示,在坐标系 xoy 中,摇杆 3 的支座 C

点的坐标为 (x_C, y_C) ,滑块 5 的滑道高度 $h = y_E$,均为设计变量。曲柄 1 的长度为 380 mm,其余各杆件皆为设计变量。因此设计变量为:

$$X = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5 \ x_6 \ x_7]^T$$

$$= [L_2 \ L_3 \ L_4 \ L_{AD} \ h \ x_C \ y_C]^T$$

(21)

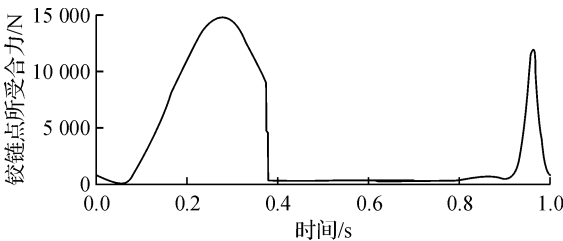


图 4 序列求解法求得的铰链点 A 受力曲线

3.2 目标函数

由于草压缩过程中干草对活塞的反作用力曲线可知,在初期压缩阶段由于干草比较松散,对活塞的反作用力比较小,此阶段传动角可以相对小些。在后期压缩阶段,由于干草密度逐渐增加,其对活塞的反

作用力也越来越大,此阶段对传动角要求与 90° 的差值越小越好。基于以上分析,以传动角最大为目标,目标函数有两种形式:活塞行程终点处的传动角 γ_1 和活塞推进行程中始点处传动角 γ_2 ,目标函数可表示为式:

$$\begin{cases} \max f_{CDJ1} = \gamma_1 = \arctg\left(\left|\frac{x_D(p)-x_E(p)}{y_D(p)-y_E(p)}\right|\right) \\ \max f_{CDJ2} = \gamma_2 = \arctg\left(\left|\frac{x_D(q)-x_E(q)}{y_D(q)-y_E(q)}\right|\right) \end{cases} \quad (22)$$

表 2 中列出了公式(22) 中各变量表示的意义,它们分别可由公式(5)、公式(6) 求得。

表 2 公式(22) 中各变量表示的意义

变量	表示的意义	变量	表示的意义
$x_E(p)$	活塞铰链点 E 的 x 轴坐标 $x_E(i)$ 的最小值,其中 $i = 1, 2, \dots, 360$	$x_E(q)$	活塞铰链点 E 的 x 轴坐标 $x_E(i)$ 的最大值,其中 $i = 1, 2, \dots, 360$
$x_D(p)$	$x_E(i)$ 取最小值时铰链点 D 的 x 轴坐标值	$x_D(q)$	$x_E(i)$ 取最大值时铰链点 D 的 x 轴坐标值
$y_E(p)$	$x_E(i)$ 取最小值时铰链点 E 的 y 轴坐标值	$y_E(q)$	$x_E(i)$ 取最大值时铰链点 E 的 y 轴坐标值
$y_D(p)$	$x_E(i)$ 取最小值时铰链点 D 的 y 轴坐标值	$y_D(q)$	$x_E(i)$ 取最大值时铰链点 D 的 y 轴坐标值

为了使机构有较好的传动效果,限定活塞行程的起始点,即最小传动角大于 40° ; 活塞行程终点传动角要大于 80° ,因此目标函数可改写为:

$$\begin{cases} \max F_{CDJ1} = \arctg\left(\left|\frac{x_D(p)-x_E(p)}{y_D(p)-y_E(p)}\right|\right) - 4\pi/9 \\ \max F_{CDJ2} = \arctg\left(\left|\frac{x_D(q)-x_E(q)}{y_D(q)-y_E(q)}\right|\right) - 2\pi/9 \end{cases} \quad (23)$$

综合优化目标函数:

$$\max F(x) = \xi_1 F_{CDJ1} + \xi_2 F_{CDJ2} \quad (24)$$

其中 ξ_1, ξ_2 为加权因子。

3.3 约束方程

a) 曲柄存在条件判断

$$(L_1 + L_2 + L_3 + L_{CC}) - 2\max(L_1, L_2, L_3, L_{CC}) > 0 \quad (25)$$

其中 $L_{CC} = \sqrt{x_C^2 + y_C^2}$ 为四杆机构机架的长度

b) 杆长条件

取六杆式压捆机的曲柄 OA 的长度与现有的曲柄滑块式压捆机等长,以便两者的工作特性上的对比,并且规定曲柄为最短杆。

$$L_1 = 380, \min(L_2, L_3, L_4, L_{AD}, L_{CC}) \geq L_1 \quad (26)$$

根据铰链点 D 的位置确定推杆 4 的长度约束:

$$L_{AD} < L_2$$

c) 构件长度约束

为了使整个机构不至于过于庞大,又根据杆长条件,本文对各杆件进行如下约束:

$$380 \leq L_2 \leq 1300, 380 \leq L_3 \leq 1000, 380 \leq L_4 \leq 1500, 0 \leq x_C \leq 1000, 0 \leq y_C \leq 1000$$

d) 行程约束

因为干草比较蓬松,所以压缩室要有足够大的空间,这样才能保证一次压缩干草的量,因此活塞的行程不能太小,为了满足工作需要,限定活塞行程不小于 700 mm。

$$s = \max(x_E(i)) - \min(x_E(i)) \geq 700 \quad i = 1, 2, \dots, 360 \quad (27)$$

e) 活塞运动约束

如果杆件长度参数不合适会导致活塞行程过程中出现小范围的“往复”现象。为了避免此种情况发生,作如下限定:

$$x(i) \geq x(i+1) \quad p \leq i \leq q, x(i) \leq x(i+1)$$

$$1) \quad 1 \leq i \leq p, x(i) \leq x(i+1) \quad q \leq i \leq 360.$$

其中 p, q 分别为 $x_E(i)$ 取最小和最大值时的 i 的值。

3.4 基于遗传算法的优化

笔者基于遗传算法在 Matlab 软件中编制了求解该优化模型的程序,其适应函数如下^[5]:

$$\text{fitness}(x) = \xi_1 f_{CDJ1} + \xi_2 f_{CDJ2} \quad (28)$$

每个设计变量的编码长度为 10,一个个体共有

70个遗传基因。采用轮盘赌的模型对群体中的个体做出选择,交叉概率 $P_c = 0.75$,变异概率 $P_m = 0.01$,种群个数为30,遗传代数 为2000,加权因子分如下三组: $\xi_1 = 0.5, \xi_2 = 0.5; \xi_1 = 0, \xi_2 = 1; \xi_1 = 1, \xi_2 = 0$ 。

表 3 不同权因子下优化结果

工况	L_2/mm	L_3/mm	L_4/mm	L_{AD}/mm	h/mm	x_C/mm	y_C/mm	$\gamma_1/^\circ$	$\gamma_2/^\circ$	s/mm
$\xi_1 = 0.5, \xi_2 = 0.5$	1 211	502	1 286	900	454	452	983	81.1	55	756.1
$\xi_1 = 0, \xi_2 = 1$	1 300	583	1 100	960	602	613	770	80	66.5	780
$\xi_1 = 1, \xi_2 = 0$	1 101	700	1 000	1 000	700	0	800	88.8	48.4	706.8

因第一组优化结果综合考虑了两个优化目标,并且其行程 s 与曲柄滑块式压捆机最为接近,故选第一组结果作为优化设计的参数。

4 基于 Adams 的运动学和动力学分析

4.1 虚拟样机的导入及工况设定

把三维模型导入 Adams 软件中,在 Adams 中添加各铰链点约束及各杆件的特性^[6]。为了便于和曲柄滑块式压捆机进行比较,根据对约翰迪尔 349 型方捆机的测绘参数,建立曲柄滑块式压捆机的三维模型并导入 Adams 环境中。根据文献^[7]中得出的干草压缩过程中阻力与位移之间的拟合曲线对工作阻力进行设定。

拟合曲线如下:
$$F = 1.358e - 7x^4 - 1.43e - 4x^3 + 4.84e - 2x^2 - 4.566x + 30.92 \tag{29}$$

工作阻力的曲线如图 5 所示。

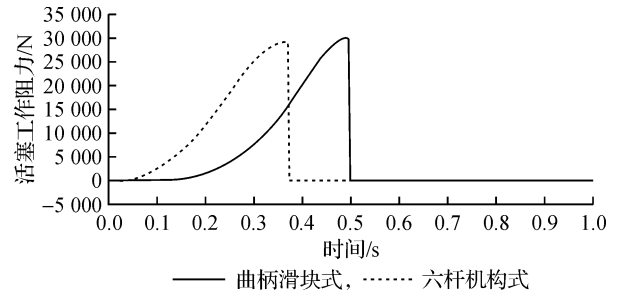


图 5 工作阻力曲线

按照约翰迪尔 349 型方捆机的工作频率来设定 Adams 中对曲柄滑块式和六杆式压捆机的驱动电机都设置为:360.0 d×time,即 1 s 曲柄转动一周,压捆机完成一次压缩。又知翰迪尔 349 型方捆机的活塞行程是 760 mm。这样,在 Adams 中曲柄滑块式和六杆式压捆机就具有相同的活塞行程,相同的工作阻力,两者的曲柄具有相同的角速度。

4.2 两种压捆机运动学及动力学特性比较

在 Adams 环境中对上述两类压捆机进行运动学和动力学测试,列举部分测试结果:图 6 是活塞速度测试结果,图 7 是活塞加速度的测试结果,图 8 是

3.5 优化结果

表 3 列出了不同的权因子下优化出的各变量的取值。

曲柄与连杆的铰链点 A 处受力的测试结果。

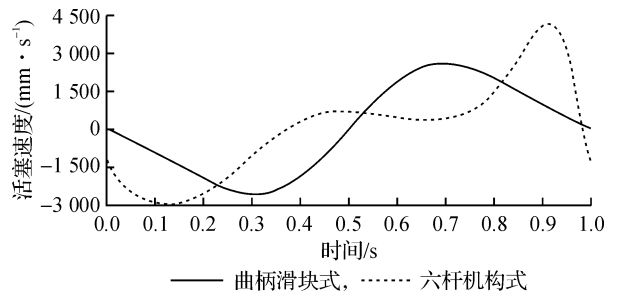


图 6 活塞速度曲线

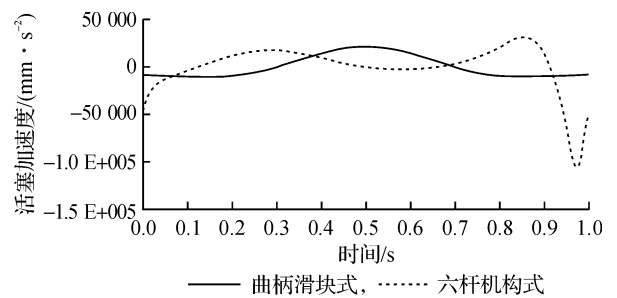


图 7 活塞加速度曲线

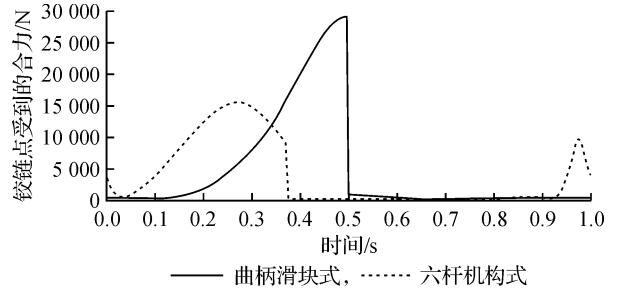


图 8 铰链点 A 受力曲线

由图 6、图 7 可以看出在行程中六杆式压捆机的最大速度和最大加速度都比曲柄滑块式压捆机的大,但是总体上两者还是相差不大的。而图 8 结果则表明六杆式压捆机比曲柄滑块式压捆机在铰链点 A 受力要小得多,根据作用力与反作用力的定律表明相同工况下,六杆式压捆机较曲柄滑块式压捆机省力,这表明同样工况下降低压捆机配套动力是有可能的。

把图 8 中在 Adams 测得的六杆式压捆机铰链

点 A 受力曲线与图 4 用序列求解法求得的铰链点 A 的受力曲线图相对比,两种方法的测试结果基本吻合。证明了本文建立的六杆式压捆机运动学和动力学模型及其求解方法是正确的。

5 结 论

建立了六杆式压捆机的运动学和动力学模型,阐述了求解方法,并证明了求解方法的正确性。对该六杆机构压捆机建立了优化模型和编制了优化程序。通过 Adams 对该机构进行了运动学仿真和动力学测试,结果表明:根据工况情况,合理利用六杆机构的省力特性设计的六杆式干草压捆机在与曲柄滑块式干草压捆机具有相同的行程时,也能达到省力效果,为进一步探讨如何降低压捆机配套动力的问题提供了一定的理论依据。

参考文献:

[1] 陈小雅. 中国草业有着巨大成长空间[J]. 科技创业月刊, 2003(6): 45-46.

[2] 赵 匀. 农业机械分析与综合[M]. 北京: 机械工业出版社, 2008.

[3] 苏成云. 高密度压捆机动力行为的研究及其仿真[D]. 呼和浩特: 内蒙古农业大学, 2007.

[4] 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.

[5] 陈立周. 机械优化设计方法[M]. 北京: 冶金工业出版社, 2005.

[6] 郭卫东. 虚拟样机技术与 ADAMS 应用实例教程 [M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2008.

[7] 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, 2010.

The Optimization and Simulation of the Six-Shaft Hay Baler’s Parameter

LI Dian-bo, JIANG Peng-peng, LUO Hua, ZHAO Yun

(School of Mechinery and Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: The kinematics and dynamics model of the six-shaft hay baler has been established, solving them through sequence method, and validates the correctness of the model. The paper has compiled the six-shaft hay baler’s optimization program in Matlab based on genetic algorithm, optimized the rod length and has obtained the optimal parameters completing the simulation of dynamics and kinematics of the slider crank baler and the six-shaft hay baler in Adams situation. In the same condition, compared with the slider crank baler, the result is that the six-shaft hay baler needs smaller power than the slider crank baler.

Key words: six-shaft hay baler; sequence method; genetic algorithm; dynamic test; optimization
(责任编辑: 杨元兆)