

步行式插秧机共轭凸轮推秧装置的反求设计及仿真^{*}

陈建能 王英 赵雄 赵匀

(浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018)

【摘要】 针对步行式插秧机上传统推秧装置存在的推秧结束时间提前或滞后问题,提出了基于共轭凸轮的推秧装置。根据步行式插秧机椭圆齿轮行星系驱动机构及插秧农艺要求构造了推秧杆的运动学曲线,建立了该推秧装置反求模型,并基于 Visual Basic 6.0 编写了其反求设计及仿真软件,反求得到一组满足农艺要求的较优参数。根据这组参数对该推秧装置进行结构设计,建立了三维模型并进行虚拟样机仿真,结果表明该装置能很好地满足步行式插秧机的作业要求,而且推秧结束时间准确。

关键词: 步行式插秧机 推秧装置 共轭凸轮 分插机构 反求

中图分类号: S223.9 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2011)12-0078-05

Reverse Design and Simulation of Walking-type Rice Based on Conjugate Cam Transplanter's Seedling-pushing Device

Chen Jianneng Wang Ying Zhao Xiong Zhao Yun

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

Abstract

The seedling-pushing device based on the conjugate cam was proposed aiming at the problems, that ending time of seedling-pushing was advanced or delayed, of the traditional walking-type rice transplanter's seedling-pushing device. According to kinematics curves of the seedling-pushing rod which were got from the walking-type rice transplanter's driving mechanism with planetary elliptic-gear trains and requirements of planting agriculture, the reverse model of the seedling-pushing device was established. A reverse design and simulation software of this seedling-pushing device was compiled based on Visual Basic 6.0. A set of optimum parameters which met the requirements of planting agriculture were received by the software. The structural design was carried on by using these parameters. Virtual prototype test was performed after finishing the 3-D design of the transplanting mechanism, whose results showed that the seedling-pushing device could meet the working requirements of walking-type rice transplanter and the ending time of seedling-pushing was accurate.

Key words Walking-type rice transplanter, Seedling-pushing device, Conjugate cam, Transplanting mechanism, Reverse

引言

步行式插秧机传统的分插机构是利用曲柄摇杆机构的原理,作业时惯性力大,单位时间的插次受到限制^[1]。文献[2]利用行星轮系机构原理提出了旋转式的步行式插秧机分插机构,作业时惯性力大大

减小。步行式插秧机分插机构上都有一套推秧装置,其结构组成和工作原理基本一致:由平面凸轮、拨叉、推秧杆和推秧弹簧组成,作业时推秧杆相对于栽植臂做间歇性的往复直线运动,完成推秧动作。这种推秧装置结构简单,可以将秧针取下的秧苗推入水田中,且能有效防止秧苗回带、减少漏插现象。

收稿日期: 2011-01-19 修回日期: 2011-02-20

^{*} 浙江省自然科学基金资助项目(Y1110100)、浙江理工大学研究生创新基金资助项目(YCX-S11011)和浙江省新苗计划资助项目

作者简介: 陈建能,教授,博士生导师,主要从事现代农业装备与技术研究,E-mail: jiannengchen@zstu.edu.cn

但是由于推秧开始时间取决于凸轮的廓线及其初始安装相位, 而推秧时间的长短则取决于弹簧的刚度, 因此不能适应不同的插秧速度, 当作业速度变化较大时会出现推秧结束时间提前或滞后(在一行中, 起步和快结束时速度慢, 中间速度快)。同时, 弹簧长时间工作后会产生弹簧松弛, 造成推秧力不足, 影响推秧效果, 严重时造成秧苗回带, 出现漏插^[3-4]。

为了克服传统步行式插秧机推秧装置存在的问题, 本文设计一种应用于步行式插秧机分插机构的基于共轭凸轮的推秧装置, 建立分析模型, 对机构参数进行反求, 并对该推秧装置的三维结构进行设计和性能分析。

1 椭圆齿轮行星系驱动机构及其共轭凸轮推秧装置

步行插秧机分插机构有多种驱动方式, 本文以旋转后插式椭圆齿轮行星系为驱动机构, 如图 1a 所示。驱动机构共有 3 个全等的椭圆齿轮, 其行星架呈三角形 $\triangle OMO'$ 分布, OM 与 MO' 的夹角为 δ_0 。太阳轮与机架固定(工作时固定不动), 行星架转动(为动力源), 中间轮绕太阳轮转动, 带动行星轮在周期内摆动。栽植臂壳体与行星轮一起运动, 完成取秧动作^[5]。

栽植臂壳体中的共轭凸轮推秧装置, 如图 1b 所示。共轭凸轮包容在栽植臂壳体内, 并通过双键、凸轮座和螺钉固定在行星架上, 与行星架一起作圆周运动。凸轮座通过深沟球轴承和凸轮座衬套套在行星轴上, 这样共轭凸轮与行星轴就产生了相对转动。

拨叉通过拨叉轴支撑在栽植臂壳体上, 拨叉的一端装有 2 个滚子, 分别与共轭凸轮的主、副凸轮接触。这样共轭凸轮的转动就带动拨叉的摆动。拨叉的另一端是一凹槽结构, 刚好卡在通过螺纹连接装在推秧杆上的连接块上, 限制了推秧杆转动。拨叉摆动时就实现推秧杆的推出、缩回和静止, 将取下的秧苗推出。

该推秧装置取消了弹簧, 由共轭凸轮实现推秧杆的推出和缩回, 克服传统推秧装置的缺陷, 保证推秧结束时间准确。

2 共轭凸轮推秧装置反求模型

步行式插秧机分插机构共轭凸轮推秧装置反求设计, 就是由推秧装置中推秧杆的理想运动学曲线反求共轭凸轮轮廓线和机构参数。为了分析方便, 将涉及到的相关参数列于表 1。

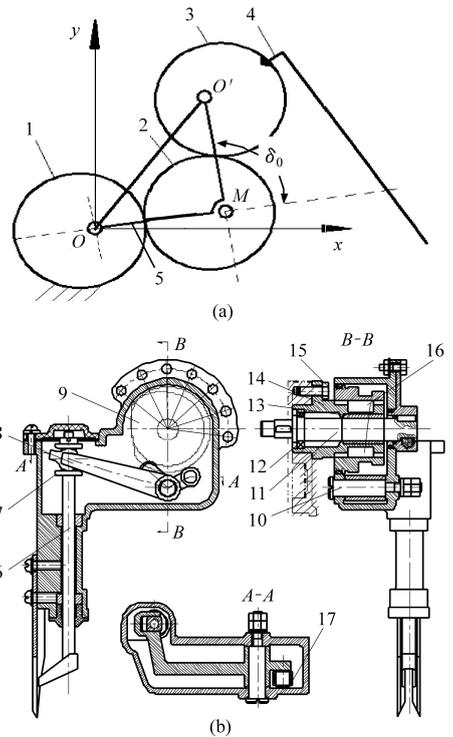


图 1 旋转后插式椭圆齿轮行星系分插机构
Fig. 1 Backward rotary transplanting mechanism with planetary elliptic-gear trains

(a) 步行式插秧机椭圆齿轮行星系驱动机构

(b) 步行式插秧机共轭凸轮推秧装置

1. 太阳轮 2. 中间轮 3. 行星轮 4. 栽植臂壳体 5. 行星架
6. 推秧杆 7. 连接块 8. 拨叉 9. 共轭凸轮 10. 拨叉轴
11. 行星轴 12. 深沟球轴承 13. 凸轮座衬套 14. 凸轮座
15. 螺钉 16. 双键 17. 滚子

表 1 分析符号说明

Tab. 1 Specification of symbols

符号	含义	符号	含义
a	椭圆长半轴	k	椭圆短长轴之比
δ_0	行星架夹角	ϕ_0	行星架初始角位移 (>0)
α_0	行星架初始安装轴线与行星轮轴心和推秧杆末端连线的夹角(为锐角)	S	初始位置行星轮轴心到推秧杆末端的距离
ϕ_1	摆杆 1 角位移	ϕ_2	摆杆 2 角位移
l_1	摆杆 1 杆长	l_2	摆杆 2 杆长
ϕ_{01}	摆杆 1 初始位置角	ϕ_{02}	摆杆 2 初始位置角
ϕ	某时刻行星架转过的角位移 (<0)	ϕ_3	行星轮相对行星架的角位移
a'	摆杆轴心与凸轮轴心之间距离	r_i	滚子半径
r_{01}	主凸轮基圆半径	r_{02}	副凸轮基圆半径
m	拨叉长度与摆杆 1 长度之比	l_3	推秧杆杆长
β_1	推秧角	β_0	取秧角
h	秧针轨迹最高点和最低点的高度差	l	摆杆轴心到推秧杆的距离

2.1 理想推秧杆运动学曲线

在插秧作业中,推秧杆相对栽植臂作间歇性的往复直线运动。推秧杆相对栽植臂位移与行星架转角关系可以通过建立旋转后插式椭圆齿轮行星系驱动机构的数学模型计算得到,本文直接利用先前研究成果^[6];当 $a = 16.272 \text{ mm}$, $k = 0.985$, $\delta_0 = 89^\circ$, $\phi_0 = 7^\circ$, $\alpha_0 = 104^\circ$, $S = 175 \text{ mm}$ 时,能满足插秧农艺要求的轨迹和姿态。此时推秧杆相对栽植臂位移与行星架转角关系如图 2 所示,其中曲线 1 为推秧阶段,行星架的转角为 $65^\circ \sim 86^\circ$;曲线 2 为回程阶段,行星架的转角为 $87^\circ \sim 123^\circ$;其余为静止阶段。

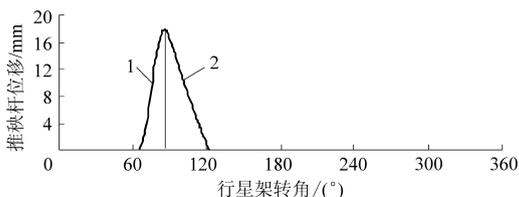


图 2 推秧杆相对栽植臂位移与行星架转角关系

Fig. 2 Relationship between displacement of seedling-pushing rod relative to planting arm and rotation angle of planet carrier

2.2 共轭凸轮轮廓线反求模型

为分析方便,令定坐标系 xOy 固连在行星架轴心上, x 轴取水平方向;动坐标系 $x'O'y'$ 固连在行星轮轴心上,行星轮和共轭凸轮共轴心,共轭凸轮轴心与拨叉中心连线为动坐标系的 y' 轴方向,如图 3 所示。

2.2.1 在动坐标系 $x'O'y'$ 中共轭凸轮轮廓线反求模型

(1) 共轭凸轮从动件运动规律

由图 1 可知,拨叉的一端通过 2 个滚子与共轭凸轮接触,另一端通过连接块与推秧杆相连,则由图 2 推秧杆相对栽植臂位移与行星架转角关系可反求拨叉的摆角,即得共轭凸轮从动件的运动规律。设行星架转过 ϕ 角时,推秧杆相对栽植臂的位移为 $g(\phi)$,初始位置两摆杆角位移分别为 $\phi_1 = 0$, $\phi_2 = 0$ 。在共轭凸轮运动中,两摆杆之间的夹角保持定值,所以两摆杆角位移方向相反。由图 3 得,共轭凸轮从动件运动规律为

$$\phi_1 = \arcsin \frac{g(\phi)}{\sqrt{g^2(\phi) + l^2}} \quad (1)$$

$$\phi_2 = -\phi_1 \quad (2)$$

(2) 摆杆转动中心相对共轭凸轮轴心的角位移

由图 1 可知,栽植臂壳体固定在行星轴上,摆杆转动中心(即拨叉轴)固定在栽植臂壳体上,共轭凸轮固定在行星架上,则摆杆转动中心相对共轭凸轮的角位移等于行星轮相对行星架的角位移,先前研究表明其关系如图 4 所示。

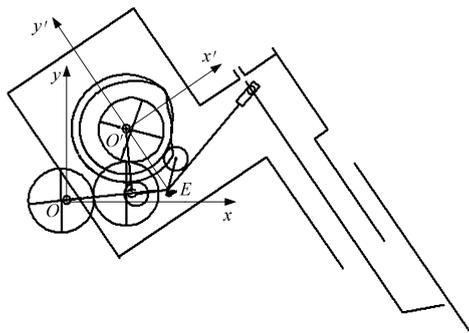


图 3 坐标系设定

Fig. 3 Settings of coordinates

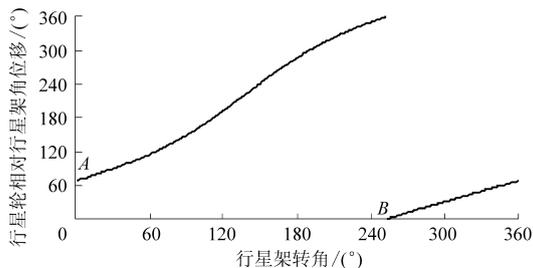


图 4 行星轮相对行星架的角位移

Fig. 4 Planetary gear's angular displacement relative to planet carrier's

在初始位置(图 1a),太阳轮和中间轮的几何中心和焦点都位于同一直线上,行星轮与中间轮在以线段 MO' 为初始啮合边时,已转过一个角度 δ_0 ,此时行星轮相对行星架的角位移不为零,如图 4 位置 A 所示。当行星架转过 253° 时,行星轮与中间轮的几何中心和焦点都位于同一直线上,此时行星轮相对行星架的角位移为零,如图 4 位置 B 所示。

(3) 共轭凸轮理论廓线

如图 5 所示,利用反转法^[7-8]得初始位置两摆杆分别处于位置 E_0B_{01} 和 E_0B_{02} ,在摆杆反转运动中,当摆杆转动中心相对于凸轮轴心转过 ϕ_3 角时,两摆杆分别处于位置 EB_1 和 EB_2 ,其角位移分别是 ϕ_1 和 ϕ_2 ,则理论廓线上任意一点坐标为

$$\begin{cases} x'_1 = a' \sin \phi_3 - l_1 \sin(\phi_3 - \phi_{01} - \phi_1) \\ y'_1 = -a' \cos \phi_3 + l_1 \cos(\phi_3 - \phi_{01} - \phi_1) \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} x'_2 = a' \sin \phi_3 - l_2 \sin(\phi_3 + \phi_{02} + \phi_2) \\ y'_2 = -a' \cos \phi_3 + l_2 \cos(\phi_3 + \phi_{02} + \phi_2) \end{cases} \quad (4)$$

$$\text{其中 } \phi_{01} = \arccos \frac{\sqrt{(a'^2 + l_1^2 - r_{01}^2)}}{(2a'l_1)}$$

$$\phi_{02} = \arccos \frac{\sqrt{(a'^2 + l_2^2 - r_{02}^2)}}{(2a'l_2)}$$

(4) 共轭凸轮实际轮廓曲线

因为凸轮工作廓线与理论廓线在法线方向的距离应等于 r_f ,故当已知理论廓线上任意一点 $B(x', y')$ 时,只要沿理论廓线在该点的法线方向取距离为 r_f ,即得工作廓线上的相应点 $B'(x'', y'')$ 。理论廓线 B 点外法线 $n-n$ 的斜率(与切线斜率互为负倒数)为

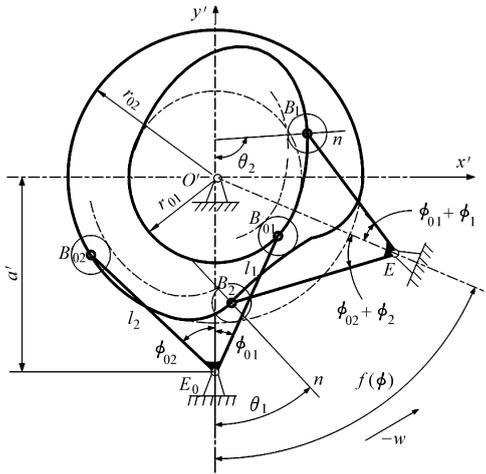


图 5 共轭凸轮示意图

Fig. 5 Schematic diagram of conjugate cam

$$\tan\theta = -dx'/dy' = (dx'/d\phi) / (-dy'/d\phi) = \frac{\sin\theta/\cos\theta}{-1} \quad (5)$$

$$\sin\theta = (dx'/d\phi) / \sqrt{(dx'/d\phi)^2 + (dy'/d\phi)^2} \quad (6)$$

$$\cos\theta = -(dy'/d\phi) / \sqrt{(dx'/d\phi)^2 + (dy'/d\phi)^2} \quad (7)$$

凸轮实际工作廓线上对应点 $B'(x'', y'')$ 的坐标为

$$\begin{cases} x'' = x' + r_i \cos\theta \\ y'' = y' + r_i \sin\theta \end{cases} \quad (8)$$

2.2.2 定坐标系 xOy 中共轭凸轮反求模型

设共轭凸轮上任一点 Q 在动坐标系中的坐标为 (x', y') , 转换为定坐标系中的坐标为 (x, y) , 其坐标转换关系如图 6 所示。

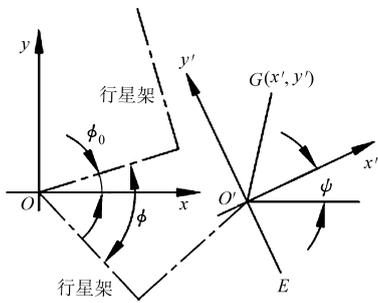


图 6 点在两坐标系中的转换关系

Fig. 6 Connection of points in two different Cartesian coordinates

可得 Q 点在两坐标系中的转换关系为

$$\begin{cases} x = x_{O'} + x' \cos\psi - y' \sin\psi \\ y = y_{O'} + x' \sin\psi + y' \cos\psi \end{cases} \quad (9)$$

$O'E$ 与动坐标系 x' 轴共线, 则动坐标系相对固定坐标系转过的角度 ψ 为

$$\psi = \arctan \frac{y_E - y_{O'}}{x_E - x_{O'}} \quad (10)$$

O' 为共轭凸轮轴心, E 为摆杆转动中心 (即拨叉轴), 限于篇幅, 这里不再介绍 O' 点和 E 点坐标值的具体计算过程。

3 共轭凸轮推秧装置反求设计及仿真软件

根据建立的推秧装置反求模型, 基于 Visual Basic 6.0 编写了如图 7 所示的反求设计及仿真软件。该软件能够根据给定的推秧杆运动规律, 反求各机构参数和凸轮廓线, 并进行运动模拟。

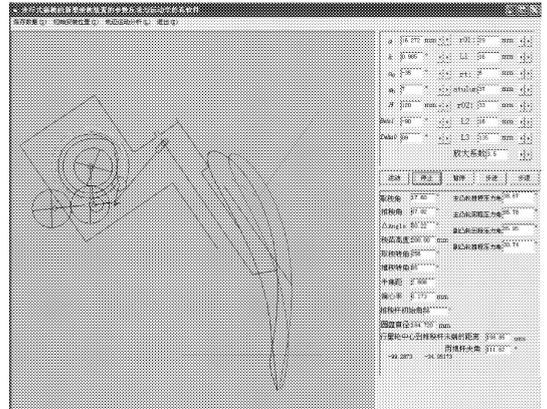


图 7 反求设计及仿真软件界面

Fig. 7 Interface of reverse design and simulation software

该软件的输入参数: 椭圆齿轮行星系分插机构参数 $a, k, \alpha_0, \phi_0, \delta_0$; 强制推秧装置参数 $r_{01}, r_{02}, r_i, l_1, l_2, l_3, a', m$; 输出参数有 β_0, β_1, h , 凸轮的轮廓曲线和凸轮压力角 α 等。它能够根据机构参数的变化实时地计算输出参数, 并显示秧针轨迹 (包括秧针的静轨迹和动轨迹、行星轮轴心的动轨迹及这些轨迹和秧苗之间的相对位置), 同时也可进行该强制推秧机构相对运动模拟和绝对运动模拟。

4 共轭凸轮推秧装置反求结果及分析

为了得到良好的插秧质量, 达到不伤秧、不钩秧、不漂秧、立苗好和返青快, 取秧时秧针与水平线的夹角 (取秧角) 应在 $5^\circ \sim 25^\circ$ 之间, 而在推秧时与水平线的夹角 (推秧角) 应在 $60^\circ \sim 80^\circ$ 之间, 而且推秧角和取秧角的差值为 55° 左右 (即为秧箱与水平线的夹角)。栽植臂的轴心轨迹 (即行星轮旋转中心) 不能与已插秧苗的中底部接触, 以免碰伤已插的秧苗。秧针进入泥面后开始推秧, 达到轨迹最低点时完成推秧, 推秧距离 (推秧杆相对栽植臂运动距离) 为 18 mm 左右, 推秧结束后推秧杆缩回。

根据以上的农艺要求和辅助分析及仿真软件, 当 a, k, ϕ_0, δ_0 不变时, 通过人机对话和农艺要求的判断, 得到一组较优参数: $\alpha_0 = 35^\circ, r_{01} = 29 \text{ mm}, r_{02} = 33 \text{ mm}, l_1 = 16 \text{ mm}, r_i = 6 \text{ mm}, a' = 37 \text{ mm}, l_2 = 16 \text{ mm}, l_3 = 135 \text{ mm}, m = 3.5$ 。其秧针轨迹、姿态图如图 8 所示。

当栽植臂处于取秧位置时, 如图 8 位置 G , 秧针与水平线的夹角 17.6° ; 当栽植臂处于推秧位置时,

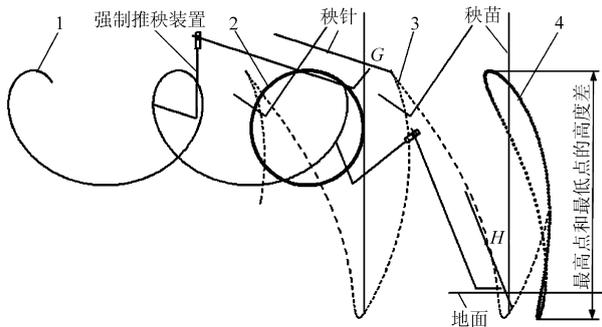


图8 秧针轨迹、姿态图

Fig. 8 Locus and pose of seedling-pushing rod

1. 行星轮轴心的动轨迹 2. 行星轮轴心的静轨迹 3. 秧针动轨迹 4. 秧针静轨迹

如图8位置H,秧针与水平线的夹角 67.82° ,则推秧角和取秧角差值为 50.22° 。且行星轮旋转中心没有与已插秧苗的中底部接触,满足插秧农艺要求。

通过反求得到的共轭凸轮实际廓线如图9所示,图中细实线圆为凸轮基圆。安装时图9中的直线与动坐标系初始位置的 x' 轴相重合。经计算主凸轮推程最大压力角为 38.67° ,副凸轮推程最大压力角为 30.74° ,满足凸轮传动要求^[9]。

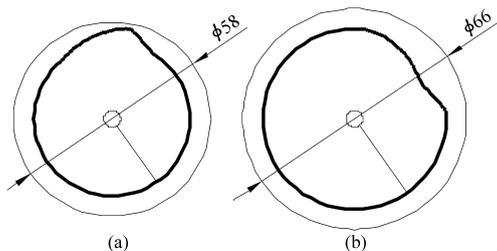


图9 共轭凸轮的实际轮廓

Fig. 9 Actual profile of conjugate cam

(a) 主凸轮 (b) 副凸轮

5 共轭凸轮推秧装置三维建模和仿真

根据优化得到的机构参数,对该推秧装置进行

结构设计。基于UG完成该装置的三维实体模型的建立和虚拟装配。将在UG中建立的共轭凸轮推秧装置及其驱动机构导入ADAMS中,对其进行虚拟样机试验。图10a为软件计算得到的秧针尖点和推秧杆末端的静轨迹,图10b为虚拟样机试验得到的秧针尖点和推秧杆末端的静轨迹,两者基本一致。说明理论分析正确,结构设计合理,材料选择适当,能够实现预期的原理方案。从推秧杆末端的轨迹来看,该装置推秧能够按照预定的规律运动,推秧开始和结束时间准确,克服的传统推秧装置的缺陷。

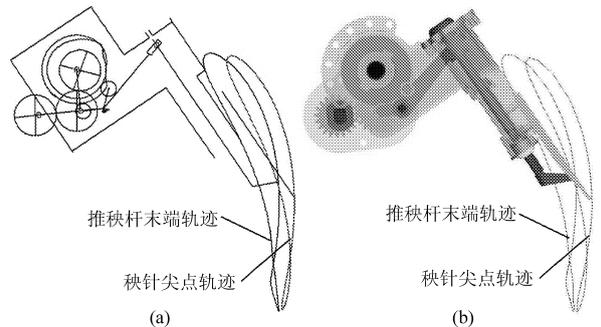


图10 秧针尖点和推秧杆末端的静轨迹

Fig. 10 Static locus of rice shoot needle-tip spot
(a) 优化软件理论计算结果 (b) 虚拟样机试验结果

6 结论

(1) 步行式插秧机共轭凸轮推秧装置的反求设计复杂,根据插秧农艺要求和推秧机构的传动原理,通过建立数学模型、编写反求设计及仿真软件,能够直观、方便、快捷地解决该问题。

(2) 利用反求设计及仿真软件反求出来的最终机构参数理论上能够满足插秧农艺要求,并且推秧结束时间准确,共轭凸轮机构压力角适中,满足凸轮传动要求。

参 考 文 献

- 赵匀. 机构数值分析与综合[M]. 北京:机械工业出版社,2005:55~60.
- 李革,赵匀,俞高红. 椭圆齿轮行星系分插机构的机理分析和参数优化[J]. 农业工程学报,2000,16(4):78~81.
Li Ge, Zhao Yun, Yu Gaohong. Theoretical analysis and parameters optimizing of separating-planting mechanism with planetary elliptical gears[J]. Transactions of the CSAE, 2000, 16(4): 78~81. (in Chinese)
- Thomas E V. Development of a mechanism for transplanting rice seedlings[J]. Mechanism and Machine Theory, 2002, 37(9):395~410.
- 赵匀,武俊生,张宝奎. 插秧机推秧装置凸轮和拨叉的理论分析和优化设计[J]. 农机化研究,1990(2):22~28.
- 俞高红,谢仁华,赵匀. 椭圆齿轮传动后插旋转式分插机构运动分析与试验[J]. 农业机械学报,2008,39(5):45~48.
Yu Gaohong, Xie Renhua, Zhao Yun. Kinematic analysis and experiment of backward rotary transplanting mechanism with elliptical gears transmission[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(5): 45~48. (in Chinese)
- 龚永坚,刘丽敏,俞高红,等. 水稻插秧机后插式分插机构运动分析与试验[J]. 农业机械学报,2005,36(9):41~43.
Gong Yongjian, Liu Limin, Yu Gaohong, et al. Study on rearward separate-planting mechanism of rice transplanter [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(9): 41~43. (in Chinese)

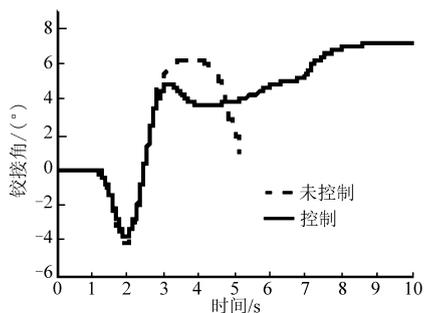


图 10 整车铰接角曲线

Fig. 10 Articulated angle comparison of vehicle

钩工况过程中,多目标稳定性控制可以较好地保持车辆的侧倾、横摆及折叠稳定性,从而避免车辆发生侧翻、摆振及折叠事故。

4 结论

(1) 首先建立重型半挂车模型,为了精确描述车辆非线性动态特性,在车辆模型中添加了非线性轮胎模型,并利用 TruckSim 软件进行轮胎模型验证。

(2) 针对重型半挂车自身特点,设计一套旨在主动控制车辆侧倾、横摆及折叠稳定性的多目标稳定性最优控制策略。采用基于 LQR 二次型最优控制理论技术,通过差动制动主动进行车辆侧倾、横摆和折叠控制。仿真结果表明:建立的重型半挂车多目标稳定性控制策略可以有效提高车辆的行驶稳定性,避免车辆侧翻、摆振及折叠危险的发生。

参 考 文 献

- 1 Bouteldja M. Prediction and detection of jackknifing problems for tractor semi-trailer[C] // Vehicle Power and Propulsion Conference, VPPC '06. IEEE, Windsor, England, UK, 2006.
- 2 Ervin R, Winkler C. Two active systems for enhancing dynamic stability in heavy truck operations[R]. Michigan University, Ann Arbor, Report No. UMTRI-98-39, 1999.
- 3 Chen Bo, Peng H. Differential-braking-based rollover prevention for sport utility vehicles with human-in-the-loop evaluations [J]. Vehicle System Dynamics, 2001, 36(4~5):359~389.
- 4 H Yu. Heavy duty vehicle rollover detection and active roll control[J]. Vehicle System Dynamics, 2008, 46(6):451~470.
- 5 Erwin Petersen. Vehicle stability control for trucks and buses[C]. SAE Paper 982782, 1998.
- 6 Detlew Neuyhaus. Vehicle dynamics-continuous improvements in vehicle safety form ABS to electronic stability control[C]. SAE Paper 2005-26-065, 2005.
- 7 Mass J W L H. Jackknife stability of a tractor semi-trailer combination [D]. Netherlands: Eindhoven University of Technology, 2007.
- 8 周淑文,张思奇,郭立新,等. 半挂车列车高速紧急避障稳定性控制研究[J]. 汽车工程, 2009, 31(2):161~165.
Zhou Shuwen, Zhang Siqi, Guo Lixin, et al. A study on stability control of semi-trailer combination for high speed obstacle avoidance under emergency[J]. Automotive Engineering, 2009, 31(2): 161~165. (in Chinese)
- 9 吴艳华. ESP 在中型越野汽车上的应用研究[D]. 武汉:武汉理工大学, 2008.
Wu Yanhua. Application research of the ESP in the medium off-road vehicle [D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2008. (in Chinese)
- 10 Schuring D J, Wolfgang Pelz, Pottinger M G. A model for combined tire cornering and braking forces[C]. SAE Paper 960180, 1996.
- 11 朱天军. 基于改进 TTR 重型车辆侧翻预警及多目标稳定性控制算法研究[D]. 长春:吉林大学, 2010.
Zhu Tianjun. Research on improved TTR rollover warning and multi-objective stability control algorithm of heavy duty vehicle [D]. Changchun: Jilin University, 2010. (in Chinese)

(上接第 82 页)

- 7 王知行,刘廷荣. 机械原理[M]. 北京:高等教育出版社, 2000:24~82.
- 8 竺志超. 摆动从动件共轭凸轮的设计和分析[J]. 浙江丝绸工学院学报, 1990, 7(1):35~41.
Zhu Zhichao. Design and analysis of swinging follower conjugate cams [J]. Journal of Zhejiang Silk Engineering College, 1990, 7(1): 35~41. (in Chinese)
- 9 武秀东,王介人,刘悦. 对摆杆从动件外啮合盘形凸轮机构压力角计算公式的讨论[J]. 长春光学精密机械学院学报, 1995, 18(4):32~34.
Wu Xiudong, Wang Jieren, Liu Yue. Cam mechanism with oscillating follower[J]. Journal of Changchun Institute of Optics and Fine Mechanics, 1995, 18(4): 32~34. (in Chinese)