

自走式单轨道山地果园运输机力学仿真与试验

刘辉¹ 李善军^{1,2} 张衍林^{1,2} 马攀宇¹ 陈猛¹

1.华中农业大学工学院,武汉 430070; 2.农业农村部长江中下游农业装备重点实验室,武汉 430070

摘要 为研究自走式单轨道山地果园运输机轨道齿条齿形和工作参数对运输机力学性能的影响,基于动力学理论和 Hertz 理论的 Impact 函数模型,建立运输机驱动轮与轨道齿条啮合的虚拟样机模型。选取齿条齿形、轨道坡度、驱动轮转速为评价指标,设计虚拟正交试验,结果显示:影响运输机作业力学性能的主次顺序为齿条齿形>轨道坡度>驱动轮转速,相同条件下链轮齿形齿条性能最优。台架试验结果表明,在轨道坡度分别为+0°、+6°、+12°,驱动轮转速为+88.08 rad/s 时,驱动轮与链轮齿形齿条啮合时所需扭矩较圆弧齿形齿条分别减少 33.82%、33.45%、18.36%,验证了模型仿真分析的正确性。

关键词 自走式;单轨道;山地果园运输机;齿形;力学仿真

中图分类号 S 219.1 **文献标识码** A **文章编号** 1000-2421(2019)02-0114-09

中国是全球水果生产大国^[1]。柑橘在我国栽培面积广、产量大,多种植在呈陡坡梯田状的山地^[2]。一方面,山地良好的排水系统和光照资源十分适合柑橘果树的生长,另一方面坡度大、果树种植密度大使得果品运输十分困难^[3-5]。随着水果产量的逐年增加,实现山地果园机械化运输尤为迫切^[6]。国内外学者对山地果园运输机开展了大量研究,出现了多种农用运输机械^[7-15]。传统的农业机械的研发主要依靠经验设计,经历样机设计试验、反馈优化等繁琐过程,周期长、成本大^[16]。果园运输机的性能评估,例如运输机的力学性能方面主要通过理论计算、样机试制后的试验等方式开展。这些方法容易受到条件的限制,测试结果易受环境、设备精度的影响。因此,农业机械领域研发过程中机械的性能测试缺乏有效的方法^[17]。目前,虚拟样机技术已相当成熟,对机械系统进行虚拟设计及仿真分析也已十分常见。申兆亮等^[18]、Pedersen 等^[19-20]对不同齿形链轮及与它们配套的传统滚子传动系统进行了多刚体动力学分析,王振乾^[21]基于 ADAMS 对不同齿形的采煤机行走轮进行了研究,周旭辉等^[22]基于 ADAMS 对小齿轮齿条传动进行动力学仿真分析及刚柔耦合啮合分析,许立新等^[23]以步进链传动系统为研究对象,构建了步进链传动系统虚拟样机模型,分

析了该类系统采用不同同步运动规律及在不同预紧力状态下动力学特性的变化规律。张芸等^[24]、Terada 等^[25]对次摆线滚轮齿条传动的啮合原理与力学性能进行了研究。

本研究以在华中农业大学国家现代农业(柑橘)产业技术体系支持下自主研发并推广应用的自走式单轨道山地果园运输机^[26]为研究对象,基于动力学理论及 Hertz 理论的 Impact 函数模型,构建 ADAMS/View 软件下的仿真模型,进行不同齿形条件下的自走式单轨道山地果园运输机扭矩仿真试验,并搭建力学性能试验台进行试验验证,为自走式单轨道山地果园运输机的力学性能评估及轨道结构的优化设计提供参考。

1 材料与方法

1.1 运输机驱动轮动力学分析

1)运输机驱动轮及齿条结构。自走式单轨道山地果园运输机^[26-27]主要由主车、拖车、传动系统、驱动系统、刹车系统等组成,结构如图 1 所示。以运输机主车为研究对象,其中,主车载荷 400 kg,驱动轮 1 个,导向轮 1 个,夹紧轮 4 个。驱动轮由两驱动盘及两驱动盘间均布的 11 个滚子结构组成。通过驱动轮上滚子与轨道齿条的啮合,运输机可实现前进、

收稿日期:2018-04-14

基金项目:国家重点研发计划(2017YFD0202001、2017YFD0701400);现代农业(柑橘)产业技术体系建设专项(CARS-26);公益性行业(农业)科研专项(201403036);中央高校基本科研业务费专项(2662015PY144)

刘辉,硕士研究生,研究方向:水果生产机械化技术与装备。E-mail: liuhuihuzhou@163.com

通信作者:李善军,博士,副教授,研究方向:水果生产机械化技术与装备。E-mail: shanjuanlee@mail.hzau.edu.cn

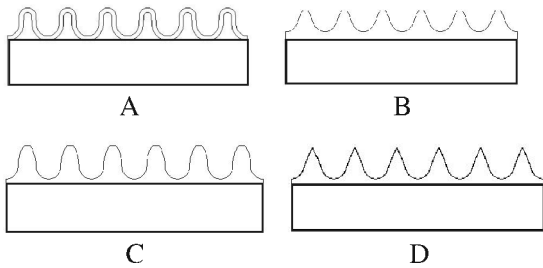
后退及转弯功能。参考设计的 4 种齿形齿条轨道：圆弧齿形齿条轨道、链轮齿形齿条轨道、销齿齿形齿条轨道、摆线齿形齿条轨道，其结构如图 2 所示^[27]。



1.拖车 Trailer; 2.主车 Mail transporter; 3.刹车系统 Brake system; 4.传动系统 Transmission system; 5.驱动轮 Driving wheel; 6.夹紧轮 Clamping wheel; 7.导向轮 Guiding wheel; 8.动力系统 Power system; 9.齿条 Rack; 10.轨道 Rail.

图 1 运输机示意图

Fig.1 Diagram of self-propelled monorail mountain orchard transporter



A.圆弧齿形齿条 Arc tooth form; B.链轮齿形齿条 Chain wheel tooth form; C.销齿齿形齿条 Pin tooth form; D.摆线齿形齿条 Cycloidal tooth form.

图 2 不同齿形齿条对比图

Fig.2 Comparison diagram of different racks

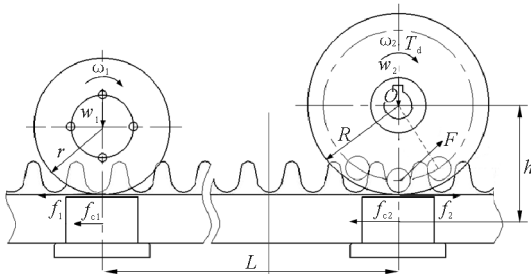


图 3 传动系统及夹紧轮受力图

Fig.3 Stress diagram of transmission system and clamping wheels

力 f_1 ，驱动轮受到垂向作用力 ω_2 及摩擦阻力 f_2 ，4 个夹紧轮分别受摩擦阻力、驱动轮与齿条啮合产生阻力扭矩 T_c 。运输机在运行过程中所需要提供的驱动扭矩应不小于各工况下的最大阻力扭矩。若将作用在运输机上各力对驱动轮中心 O 点取力矩，根据受力平衡有

$$T_d = T_c - f_1 R - 2f_{c1} h + \omega_1 L + f_2 R - 2f_{c2} h \quad (1)$$

式(1)中： T_d 为驱动轮上作用的总驱动扭矩， $N \cdot m$ ； f_{c1} 为导向轮处夹紧轮(2个)所受摩擦力， N ； f_1 为导向轮轮缘所受摩擦力， N ； f_2 为驱动轮两侧驱动盘轮缘所受摩擦力， N ； f_{c2} 为驱动轮处夹紧轮(2个)所受摩擦力， N ； R 为驱动轮半径， m ； h 为夹紧轮中心到驱动轮圆心的垂直距离， m ； L 为运输机轴距， m 。

在运输机稳定运行情况下，导向轮轮缘所受摩擦力 f_1 在驱动轮中心产生的力矩 $f_1 R$ 、夹紧轮产生的摩擦力矩 $f_{c1} h$ 、 $f_{c2} h$ 及导向轮处 ω_1 均为定值，故可将(1)式简化为

$$T_d = T_m - \Delta \quad (2)$$

式(2)中：

$$T_m = T_g + f_2 R \quad (3)$$

$$\Delta = f_1 R + 2(f_{c1} h + f_{c2} h) - \omega_1 L \quad (4)$$

Δ 为定值。

1.2 运输机驱动轮仿真模型建立及仿真

1) 运输机驱动轮建模。由于运输机主车模型较为复杂，考虑到建模及仿真运行耗时长等问题，对仿真模型进行简化：略去机架及 4 个夹紧轮，将主车简化为驱动轮和轨道齿条；在驱动轮轴上加载相应的转速。在三维建模软件 Pro/E 中建立驱动轮及各轨道齿条三维实体模型，并对驱动轮和轨道齿条进行虚拟约束装配。

2) 虚拟样机模型的建立与仿真导入。在 Pro/E 中将 .prt 格式文件转为 .x_t 格式文件导入 ADAMS/View 中，再对仿真模型添加材料属性及相关约束。其中，轨道齿条与大地之间采用固定副连接，驱动轮与轨道齿条之间采用旋转副连接，各滚子与驱动轮轮盘之间采用旋转副连接。接触力的基本算法有补偿算法 (Restitution) 和冲击函数法 (Impact) 2 种，由于运输机在运行过程中滚子与齿条之间产生冲击和碰撞，而冲击函数法 (Impact) 又可以计算出相互接触部件之间的碰撞接触力，故驱动轮与轨道之间、各滚子与驱动轮轮盘之间选取 ADAMS/View 环境下冲击函数法 (Impact) 定义碰

2) 啮合过程动力学分析。如图 3 所示，运输机在运行过程中，导向轮受到垂向作用力 ω_1 及摩擦阻

撞力。碰撞力接触算法采用其配套的基于 Hertz 理论的 Impact 函数模型,它将实际物体的碰撞过程等效为基于穿透深度的非线性弹簧模型^[28-29],其计算表达式为

$$F = \begin{cases} \max\{K(x_2 - x)^\xi - \text{step}(x_1 x_2 - d), \\ C_{\max}^2 O \dot{x}\} & (x \leq x_2) \\ 0 & (x > x_2) \end{cases} \quad (5)$$

式(5)中, K 为接触刚度系数, $\text{N} \cdot \text{m}$; x_1 为位移开关量, m ; x 为接触物体之间的实测位移, m ; \dot{x} 为穿透深度, m ; ξ 为非线性弹簧力指数; d 为阻尼最大时两接触物体的穿透深度, m ; C_{\max} 为最大接触阻尼, T 。

由于驱动轮、滚子、齿条均为刚体模型,故接触类型选择 Solid to Solid,选定驱动轮与齿条碰撞时的刚度系数为 $1.0\text{E}+005$,力指数为 1.5,阻尼系数为 50,渗透深度为 0.1。由于驱动轮与齿条啮合时不仅 11 个滚子与齿条会产生摩擦与碰撞,驱动轮两侧驱动盘轮轮缘与轨道也会产生滚动摩擦力,因此,分别对滚子和轮缘进行约束;在各滚子与齿条之间施加摩擦力,在驱动轮两侧驱动盘轮缘和轨道之间添加摩擦力 f_2 ,依据摩擦因数参考值^[28],选定静摩擦系数为 0.30,动摩擦系数为 0.25。为了模拟运输机在实际工况下的运动,又在驱动轮上施加 1 个基于空间的力以模拟驱动轮受到的垂向作用力 W_2 。故虚拟仿真得到的扭矩值 T_m 不仅包括啮合产生的阻力扭矩 T_e ,还包括驱动轮两侧驱动盘轮缘产生的摩擦力矩 $f_2 R$ (即式(3))。最后,调节轨道坡度,在驱动轮上添加驱动,转速按实际工况输入并对运行过程进行仿真,虚拟仿真模型如图 4 所示。

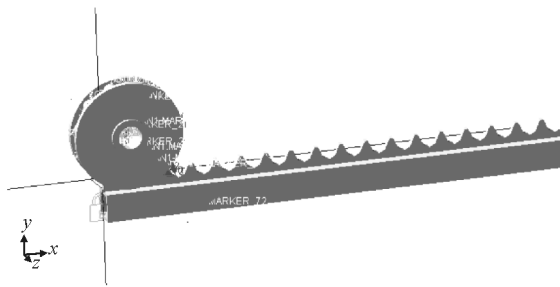


图 4 驱动轮虚拟样机

Fig.4 Virtual modeling of driving wheel

1.3 虚拟试验

1) 正交试验设计。为研究在不同齿条齿形、工作参数下,驱动轮与齿条啮合产生的阻力扭矩 T_m 的变化趋势。本研究选取齿条齿形、轨道坡度(工作

参数)、驱动轮转速(工作参数)作为试验因素,选取作用在驱动轮上的阻力扭矩 T_m 为评价指标,采用正交试验设计方法设计仿真试验。对齿条齿形因素取 4 水平,对轨道坡度、驱动轮转速 2 个因素取 3 水平,进行台架试验,因素水平如表 1 所示。

表 1 试验因素及水平

Table 1 Factors and levels of experiments

水平 Level	齿形 Tooth form	轨道坡度/(°) Rail gradients	转速/(rad/s) Angular velocity
1	圆弧齿形 Arc tooth form	+0	+88.08
2	链轮齿形 Chain wheel tooth form	+6	+132.12
3	销轮齿形 Pin tooth form	+12	+220.2
4	摆线齿形 Cycloidal tooth form		
1'		-0	-88.08
2'		-6	-132.12
3'		-12	-220.2

注: $+0^\circ$ 代表在轨道水平情况下运输机前进(后驱), -0° 代表在轨道水平情况下运输机后退(前驱)。Note: $+0^\circ$ represents the working condition that the (rear-drive) transporter moves forward along the level track, -0° represents the working condition that the (front-wheel drive) transporter moves back along the level track.

2) 极差分析。仿真试验安排及驱动轮与齿条啮合产生的阻力扭矩 T_m 均值如表 2 所示。由表 2 可知:齿形对 T_m 的极差 R 最大,表明齿形对阻力扭矩的影响最大,即对功耗的影响最大;驱动轮转速对 T_m 的极差 R 最小,表明齿形对阻力扭矩的影响最小,即对功耗的影响最小;运输机上坡时,随着轨道坡度的增加,阻力扭矩增加,功耗增加;各因素对阻力扭矩的影响大小的顺序为齿形 > 坡度 > 转速。由表 3 可知:齿形对 T_m 的极差 R 最大,表明齿形对阻力扭矩的影响最大,即对功耗的影响最大;驱动轮转速对 T_m 的极差 R 最小,表明齿形对阻力扭矩的影响最小,即对功耗的影响最小,但影响效果不明显;运输机下坡时,随着轨道坡度的增加,阻力扭矩减小,功耗减小;各因素对驱动扭矩的影响大小的顺序为齿形 > 坡度 > 转速。

3) 方差分析。为进一步判断各因素水平对 T_m 影响的显著性,对虚拟正交试验的数据进行方差分析,方差分析计算表如表 4 和表 5 所示。通过方差分析,由表 4 可知,运输机上坡前进(后驱)时,齿条齿形、轨道坡度对 T_m 的影响极显著,驱动轮转速对

表 2 运输机上坡前进(后驱)时正交试验及结果

Table 2 Orthogonal experiment and result with (rear-drive) transporter upgrade and moving forward

试验编号 Test number	齿形 Tooth form	轨道坡度 Rail gradients	转速 Angular velocity	扭矩/ (N • m) T_m
1	1	1	1	39.79
2	1	2	2	53.15
3	1	3	3	118.20
4	2	1	2	20.98
5	2	2	3	25.33
6	2	3	1	76.82
7	3	1	3	103.76
8	3	2	1	125.47
9	3	3	2	158.39
10	4	1	2	27.14
11	4	2	1	41.53
12	4	3	3	76.64
K_1	211.14	191.67	283.61	
K_2	123.13	245.48	259.66	
K_3	387.62	430.05	323.93	
K_4	145.31			
R	264.49	238.38	64.27	

表 3 运输机下坡后退(前驱)时正交试验及结果

Table 3 Orthogonal experiment and result with(front-wheel drive) transporter downgrade and moving back

试验编号 Test number	齿形 Tooth form	轨道坡度 Rail gradients	转速 Angular velocity	扭矩/ (N • m) T_m
1	1	1'	1'	-60.52
2	1	2'	2'	-54.99
3	1	3'	3'	-47.68
4	2	1'	2'	-45.90
5	2	2'	3'	-43.46
6	2	3'	1'	-34.72
7	3	1'	3'	-130.15
8	3	2'	1'	-118.76
9	3	3'	2'	-109.21
10	4	1'	2'	-47.21
11	4	2'	1'	-43.05
12	4	3'	3'	-39.26
K'_1	-163.19	-283.78	-257.05	
K'_2	-124.08	-260.26	-257.31	
K'_3	-358.12	-230.87	-260.55	
K'_4	-129.52			
R	234.04	52.91	3.50	

T_m 的影响显著,各因素对 T_m 影响大小的顺序为齿条齿形>轨道坡度>驱动轮转速。由表 5 可知,运输机下坡后退(前驱)时,齿条齿形、轨道坡度对 T_m

的影响极显著,两因素对 T_m 影响大小的顺序为齿条齿形>轨道坡度,驱动轮转速对 T_m 影响不显著,与极差分析相吻合。

表 4 运输机上坡前进(后驱)时方差分析

Table 4 Analysis of variance with (rear-drive) transporter upgrade and moving forward

变异来源 Source of variation	偏差平方和 Sum of squares	自由度 Degree of freedom	均方和 Mean square	F	临界值 F_α	显著性 Significance
齿形 Tooth form	14 365.47	3	4 788.49	238.77	$F_{0.01}(3,4)=16.69$	**
轨道坡度 Rail gradients	7 815.55	2	3 907.78	194.85	$F_{0.01}(2,4)=18.00$	**
转速 Angular velocity	527.49	2	263.75	13.15	$F_{0.05}(2,4)=6.94$	*
误差 Pure error	80.22	4	20.06			
总和 Summation	22 788.73	11				

注: ** 表示影响极显著($P<0.01$), * 表示影响显著($P<0.05$),下同。Note: ** represents highly significant($P<0.01$), * represents significant($P<0.05$).The same as below.

表 5 运输机下坡后退方差分析

Table 5 Analysis of variance with (front-wheel drive) transporter downgrade and moving back

变异来源 Source of variation	偏差平方和 Sum of squares	自由度 Degree of freedom	均方和 Mean square	F	临界值 F_α	显著性 Significance
齿形 Tooth form	12 310.27	3	4 103.42	1 151.09	$F_{0.01}(3,4)=16.69$	**
轨道坡度 Rail gradients	351.37	2	175.68	49.28	$F_{0.01}(2,4)=18.00$	**
转速 Angular velocity	1.90	2	0.95	0.27	$F_{0.05}(2,4)=6.94$	
误差 Pure error	14.26	4	3.56			
总和 Summation	12 677.80	11				

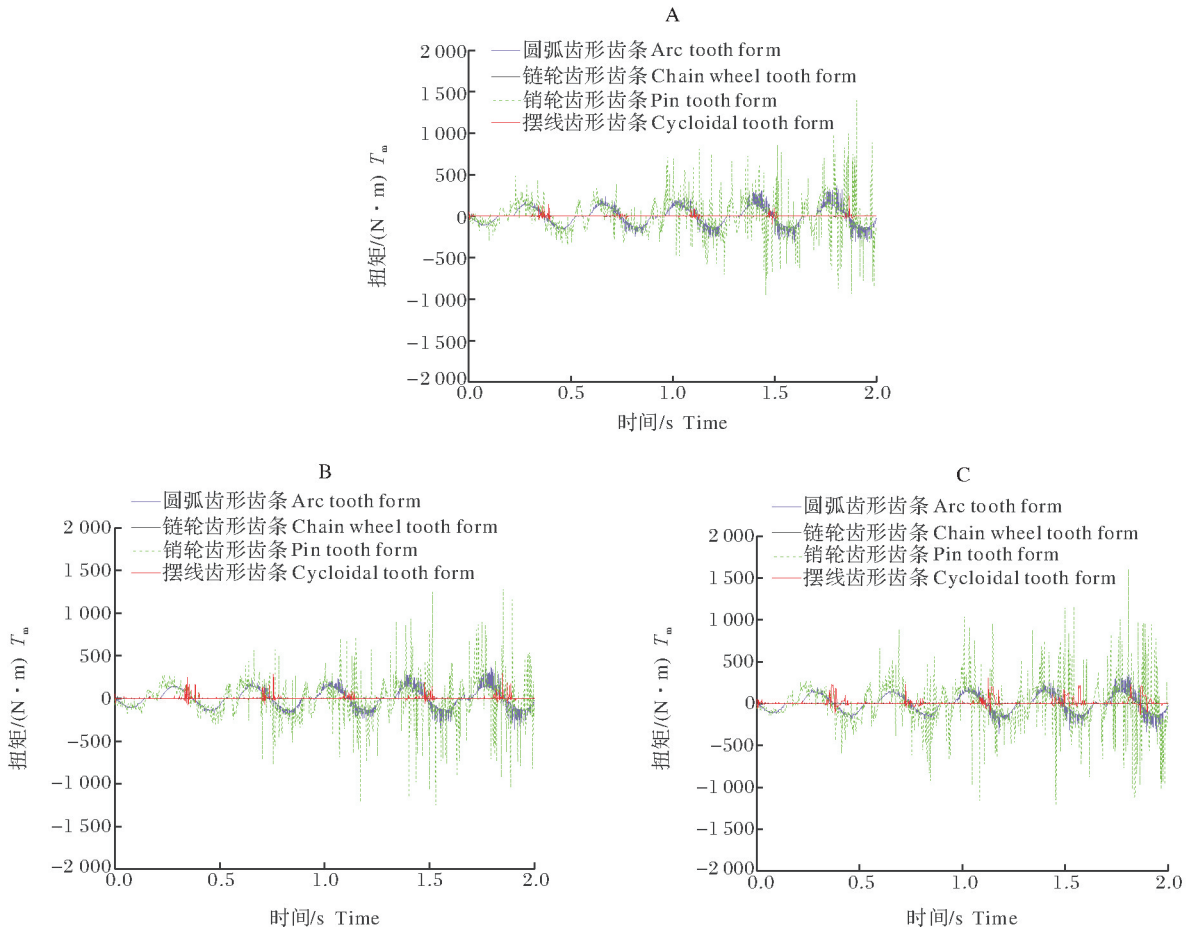
2 结果与分析

2.1 驱动轮与齿条啮合过程仿真结果

利用 ADAMS/View 软件对驱动轮与齿条在不同转速、坡度下的啮合过程进行仿真研究,旨在模拟求解 T_m 的变化趋势。设定驱动轮转速为 $+88.08 \text{ rad/s}$,可得轨道坡度分别为 $+0^\circ$ 、 $+6^\circ$ 、 $+12^\circ$ 时,2 s 内驱动轮与 4 种齿形的轨道齿条啮合时产生的阻力扭矩 T_m 变化趋势,如图 5 所示。由图 5 可知,轨道齿条齿形对 T_m 影响较大, T_m 大致呈现周期性变化,轨道坡度为 $+0^\circ$ 时,周期为 0.37 s;驱动轮与销齿齿形齿条、圆弧齿形齿条啮合时产生的 T_m 波动幅度较大,与链轮齿形齿条、摆线齿形齿条啮合时产生的 T_m 波动幅度较小;驱动轮与圆弧齿形齿条啮合时,

T_m 呈现稍增大的趋势,这是由于齿距误差累积造成的。每个周期内的动态响应总体趋势基本一致,但由于动态响应会受到每个周期初始条件的影响,故每个周期的动态响应其实是不同的^[30]。运输机在实际工作中,滚子与齿条啮合产生碰撞后也会自适应调整位置,因此, T_m 不会呈现无限增大的趋势。因为圆弧齿形对齿距误差敏感性较大,因此,对制造和安装精度要求较高。综上可知,4 种齿形齿条中链轮齿形齿条和摆线齿形齿条平稳性能较优。

单独分析驱动轮与链轮齿形齿条、摆线齿形齿条在驱动轮转速为 $+88.08 \text{ rad/s}$ 、轨道坡度分别为 $+0^\circ$ 、 $+6^\circ$ 、 $+12^\circ$ 时产生的 T_m ,如图 6 所示。由图 6 可知,在 $0 \sim 2 \text{ s}$ 内,3 种轨道坡度下驱动轮与摆线齿形齿条啮合时产生的 T_m 整体上较驱动轮与链



A:轨道坡度为 $+0^\circ$ Rail gradient is $+0^\circ$; B:轨道坡度为 $+6^\circ$ Rail gradient is $+6^\circ$; C:轨道坡度为 $+12^\circ$ Rail gradient is $+12^\circ$;该试验条件为驱动轮转速为 $+88.08 \text{ rad/s}$ 。The experimental condition that the angular velocity of the drive wheel was $+88.08 \text{ rad/s}$ 。

图 5 不同轨道坡度下阻力扭矩曲线

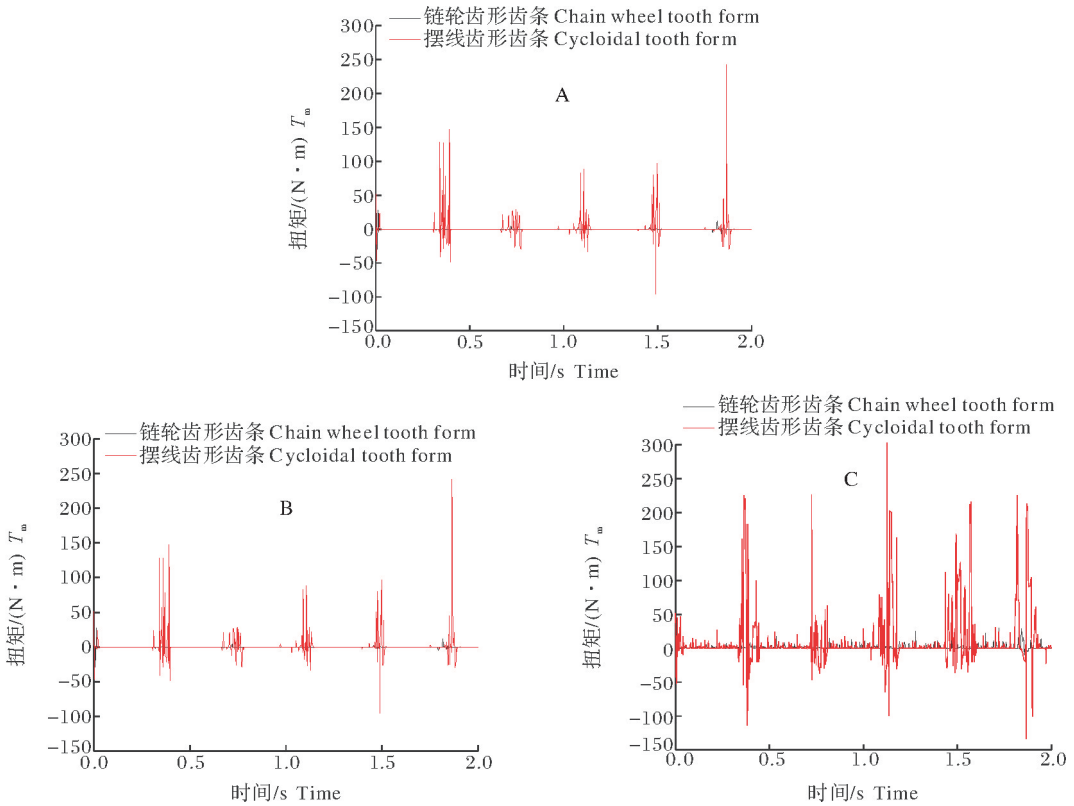
Fig.5 Curves of T_m under different rail gradients

轮齿形齿条啮合时产生的 T_m 波动幅度大,且大约每隔 0.37 s 会有 1 次相对较大的波动。且随着轨道坡度的增大, T_m 波动幅度增大,由此可知,链轮齿形齿条较摆线齿形齿条平稳性能更优。

提取驱动轮旋转角速度为 +88.08 rad/s,轨道坡度为 +0° 时驱动轮与 4 种齿形齿条啮合时的 T_m 值,得到驱动轮与圆弧齿形齿条、链轮齿形齿条、销轮齿形齿条、摆线齿形齿条啮合时产生的阻力扭矩 T_m 的均值依次为 39.79、29.75、128.52、43.11

N·m。由于驱动轮与链轮齿形齿条啮合平稳,且产生的阻力扭矩 T_m 最小,认为链轮齿形齿条较其他齿形齿条综合性能最优。

用上述同样的方法,在 ADAMS/View 中模拟驱动轮转速分别为 ±132.12、±220.2 rad/s,轨道坡度分别为 -12°、-6°、±0°、+6°、+12° 时驱动轮与齿条啮合时产生的 T_m ,仿真结果变化趋势与图 6 相同,且均为驱动轮与链轮齿形齿条啮合时产生的阻力扭矩 T_m 最小。



A:轨道坡度为+0° Rail gradient is +0°; B:轨道坡度为+6° Rail gradient is + 6°; C:轨道坡度为+12° Rail gradient is +12°; 试验条件为驱动轮转速为+88.08 rad/s,轨道坡度分别为+0°、+6°、+12°。The experimental condition is that the angular velocity of the drive wheel was +88.08 rad/s and the rail gradients were +0°, +6°, +12°.

图 6 链轮齿形齿条与摆线齿形齿条阻力扭矩曲线对比图
Fig.6 Comparison diagram of T_m under different rail gradients

2.2 台架试验

如图 7 所示,试验以自主设计的试验台架为平台开展力学性能试验^[27]。试验仪器与设备包括运输机(主车)、CYT-302 型动态扭矩传感器、电控箱、坡度尺等。试验台架可旋转角度最大为 15°,轨道长度为 12 m。当完成一种齿形试验后,更换另一种齿形的轨道进行试验。试验时,轨道两端各取 3 m 作为准备区,中间 4 m 作为数据采集区。每组试验重复 3 次并取平均值,此时试验得到的扭矩为作用

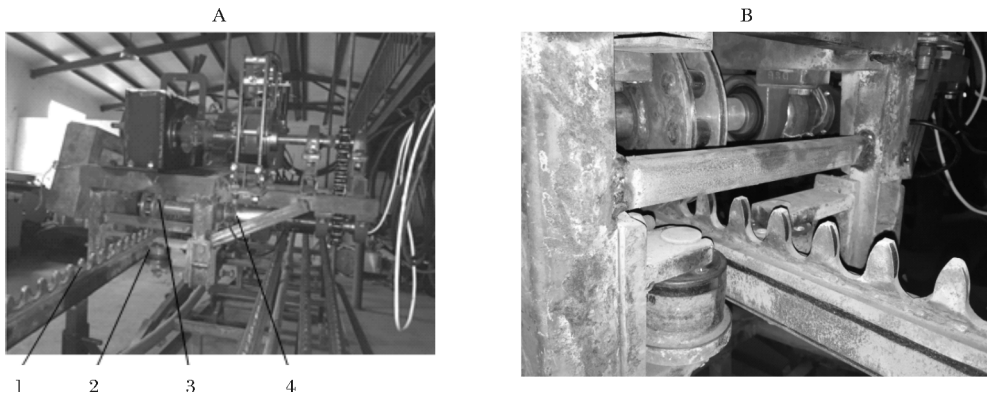
在驱动轮上的总驱动扭矩 T_d (见式(2))。由于运输机本身结构限制, T_m 不便于直接测量,而驱动轮与齿条啮合时所提供的驱动扭矩 T_d 的变化趋势又与 T_m 的变化趋势相同,故通过观测 T_d 的变化趋势研究 T_m 的变化趋势。驱动轮与链轮齿形齿条、圆弧齿形齿条(原有齿条)啮合时的 T_d 对比分析如表 6 所示。

由表 6 可知,与圆弧齿形齿条相比,不同工况下驱动轮与链轮齿形齿条啮合时所提供的扭矩均较

小。在轨道坡度为 $+0^\circ$ 、 $+6^\circ$ 、 $+12^\circ$ 时,当驱动轮转速为 $+88.08$ rad/s,驱动轮与链轮齿形齿条啮合时所提供的扭矩较圆弧齿形齿条分别减少33.82%、33.45%、18.36%;当驱动轮转速为 $+132.12$ rad/s,驱动轮与链轮齿形齿条啮合时所提供的扭矩较圆弧齿形齿条分别减少39.21%、35.60%、26.92%;当驱动轮转速为 $+220.2$ rad/s,驱动轮与链轮齿形齿条啮合时所提供的扭矩较圆弧齿形齿条分别减少38.92%、37.96%、34.77%。

对驱动轮转速为 $+88.08$ rad/s、轨道坡度为 $+0^\circ$ 工况下的 T_d 进行方差分析,取 $\delta=0.05$,可得

T_d 均值的方差分别为64.14、20.62,表明圆弧齿形齿条 T_d 波动幅度较链轮齿形齿条波动幅度大,这与仿真结果中2种齿形齿条的平稳性相吻合。由该工况下的 T_d 值可得,台架试验值略高于仿真试验值,这是由于在仿真过程中简化模型忽略了夹紧轮、导向轮及导向轮处载重产生的影响,即式(4)中 Δ 的影响。驱动轮与圆弧齿形齿条啮合时的虚拟样机值和台架试验值分别为39.79、44.95 N·m,误差为11.48%;驱动轮与链轮齿形齿条啮合时的虚拟样机值和台架试验值分别为29.75、25.64 N·m,误差为13.82%,表明仿真模型具有一定的参考价值。



A:台架试验系统 Bench test system; B:台架试验局部放大图 Partial enlarged detail of the bench test; 1.齿条 Rack; 2.夹紧轮 Clamping wheel; 3.驱动轮 Driving wheel; 4.扭矩传感器 Torque sensor.

图7 台架试验

Fig.7 Bench test and photo of racks

表6 不同工况下各驱动扭矩均值

Table 6 Average values of T_d under different conditions

N·m

齿形 Tooth form	转速/(rad/s) Angular velocity	$+0^\circ$	$+6^\circ$	$+12^\circ$
圆弧齿形 Arc tooth form	$+88.08$	44.95	55.15	96.80
	$+132.12$	49.60	58.23	110.43
	$+220.2$	54.60	62.70	124.38
	-88.08	$-55.70(-0^\circ)$	$-44.05(-6^\circ)$	$-32.63(-12^\circ)$
链轮齿形 Chain wheel tooth form	$+88.08$	29.75	36.70	79.03
	$+132.12$	30.15	37.50	80.70
	$+220.2$	33.35	38.90	81.13
	-88.08	$-35.90(-0^\circ)$	$-32.05(-6^\circ)$	$-22.70(-12^\circ)$

注: $+0^\circ$ 代表在轨道水平情况下运输机前进(后驱), -0° 代表在轨道水平情况下运输机后退(前驱)。Note: $+0^\circ$ represents the working condition that the (rear-drive) transporter moves forward along the level track, -0° represents the working condition that the (front-wheel drive) transporter moves back along the level track.

3 讨论

近年来,国内外学者对山地果园运输机机型及关键部件进行大量研究。驱动轮作为自走式单轨道

山地果园运输机的主要耗能部件(特别是对于长距离、大运量运输机),研究该运输机的力学仿真及进行相关试验研究对自走式单轨道山地果园运输机及齿条的优化具有重要意义。

为减小运输机能耗及提高运输效率,本研究基于力学性能的影响,综合运用三维建模软件 Pro/E 及动力学仿真软件 ADAMS/View 建立了自走式单轨道山地果园运输机驱动轮与轨道齿条啮合的虚拟样机模型,并对不同齿形条件下的单轨道山地果园运输机进行了力学性能研究。通过虚拟正交试验对运输机与不同齿形齿条啮合过程进行仿真分析,以齿条齿形、轨道坡度、驱动轮转速作为考察因素,以作用在驱动轮上的总驱动扭矩 T_d 为评价指标,探究齿形对运输机力学性能的影响。通过极差分析及方差分析,得到各因素对 T_d 影响大小的顺序为齿条齿形 > 轨道坡度 > 驱动轮转速。驱动轮与链轮齿形齿条啮合时产生的阻力扭矩(功耗)最小且波动幅度最小,性能优于圆弧齿形齿条。对仿真结果进行验证,与圆弧齿形齿条相比,不同工况下驱动轮与链轮齿形齿条啮合时所需提供的扭矩均较小,且波动幅度较小,证实了仿真模型的正确性。

驱动轮是山地果园运输机的主要耗能部件,通过对自走式单轨道山地果园运输机及齿条的优化以达到减小山地果园运输机能耗、提高运输效率等目的具有重要的现实意义。本研究表明,链轮齿形齿条较圆弧齿形齿条性能更优,更适宜用于自走式单轨道山地果园运输机的轨道运输。

参 考 文 献

- [1] 黄友洪.湖南省柑橘产业发展研究[D].广州:华南农业大学,2013.
- [2] 沈兆敏.我国柑橘产销现状、发展趋势及对策建议[J].果农之友,2017(9):1-2.
- [3] 吴伟斌,游展辉,洪添胜,等.山地果园轮式运输机动力稳定系统测试[J].华中农业大学学报,2017,36(3):86-92.
- [4] 粘雅玲,沈嵘枫,张小珍,等.果园运输机械研究进展[J].农业技术与装备,2014(22):24-28.
- [5] 黄水鸿.山地果园双轨运输机振动测试系统[D].广州:华南农业大学,2016.
- [6] 刘金枝.我国水果产业化存在的问题与对策研究[J].时代农机,2017,44(3):127-128.
- [7] 洪添胜,苏建,朱余清,等.山地橘园链式循环货运索道设计[J].农业机械学报,2011,42(6):108-111.
- [8] 文韬,洪添胜,苏建,等.山地果园索道张紧调节自动控制装置的设计[J].农业工程学报,2011,27(6):128-131.
- [9] 刘杰,张衍林,张闻宇,等.山地果园无动力运输机设计[J].华中农业大学学报,2017,36(1):117-122.
- [10] 刘佛良,张震邦,杨晓彬,等.山地果园双履带微型运输车的设计、仿真及试验[J].华中农业大学学报,2018,37(4):15-23.
- [11] 张俊峰,李敬亚,张衍林,等.山地果园遥控单轨运输机设计[J].农业机械学报,2012,43(2):90-94.
- [12] 汤晓磊,张衍林,李学杰.7YGD-45型电动遥控式单轨果园运输机[J].湖北农业科学,2013,52(2):443-447.
- [13] 战延文,张学锋,刘长乐,等.单轨运输车应用现状[J].林业机械与木工设备,2008,36(12):45-47.
- [14] 李善军,邢军军,张衍林,等.7YGS-45型自走式双轨道山地果园运输机[J].农业机械学报,2011,42(8):85-88.
- [15] 邢军军.自走式大坡度双轨道果园运输机的设计及仿真[D].武汉:华中农业大学,2012.
- [16] 汤跃,赵进,邱志鹏,等.基于虚拟样机的桁架式喷洒车稳定性动力学仿真[J].农业机械学报,2015,46(7):72-78.
- [17] 陈黎卿,梁修天,曹成茂.基于多体动力学的秸秆还田机虚拟仿真与功耗测试[J].农业机械学报,2016,47(3):106-111.
- [18] 申兆亮.基于 ADAMS 仿真新型滚子链链轮齿形的研究[D].济南:山东大学,2010.
- [19] PEDERSEN S L. Model of contact between rollers and sprockets in chain-drive systems[J]. Archive of applied mechanics, 2005,74(7):489-508.
- [20] PEDERSEN S L, HANSEN J M, AMBROSIO J A C. A roller chain drive model including contact with guide-bars[J]. Multi-body system dynamics, 2004,12(3):285-301.
- [21] 王振乾.滚筒式采煤机行走机构运动学分析及强度研究[D].北京:煤炭科学研究总院,2007.
- [22] 周旭辉,疏舒,马俊.基于 ADAMS 的小齿轮齿条动力学仿真分析[J].泊海工程,2012,41(5):119-121.
- [23] 许立新,刘建平,杨玉虎,等.基于虚拟样机技术的步进链传动系统动力学仿真研究[J].中国机械工程,2005,20(1):15-19.
- [24] 张芸,张鹏,鲍兵兵.次摆线滚轮齿条传动啮合副力学性能研究[J].机械传动,2016,40(6):27-31.
- [25] TERADA H, MAKINO H, IMASE K. Fundamental analysis of linear type trochoidal gear (1st Report)-motion principle of trochoidal cam rack[J]. JSPE, 1997,63(11):1609-1613.
- [26] 李学杰.自走式山地果园单轨运输机的研制[D].武汉:华中农业大学,2013.
- [27] 李善军,刘辉,张衍林,等.单轨道山地果园运输机齿条齿形优选[J].农业工程学报,2018,34(6):52-57.
- [28] 石博强,申焱华,宁晓斌,等. ADAMS 基础与工程范例教程[M].太原:中国铁道出版社,2007.
- [29] 李增刚. ADAMS 入门详解与实例[M].北京:国防工业出版社,2007.
- [30] 刘发鑫,武传宇,孙良.转动副间隙对曲柄摇杆式分插机构性能的影响分析与试验[J].农业工程学报,2016,32(15):9-17.

Mechanical simulation and experiment of self-propelled monorail mountain orchard transporter under different racks

LIU Hui¹ LI Shanjun^{1,2} ZHANG yanlin^{1,2} MA Panyu¹ CHEN Meng¹

1.College of Engineering, Huazhong Agricultural University, Wuhan 430070, China;

2.Key Laboratory of Agricultural Equipment in Mid-lower Yangtze River, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Wuhan 430070, China

Abstract In order to research the influence of the rack tooth forms and working conditions on the mechanical property of self-propelled monorail mountain orchard transporter, the dynamic models of the transmission system including the driving wheel and racks were established based on the dynamic theory and the Hertz impact-contact theory. Based on ADAMS/View simulation software, the relation of the tooth forms and the torque of the driving wheel which was generated when the driving wheel was engaged with the racks was analyzed and simulated. The orthogonal experiment was carried out using tooth forms, rail gradients and angular velocity as experiment factors and the average torque as assessment index. Range analysis and variance analysis was used to determine the importance index for the torque. The results showed that the order of the primary and secondary impact on the mechanical performance of the transporter is rack tooth profile > track grade > drive wheel speed. Under the same conditions, the sprocket rack has the best performance. Under the condition of the angular velocity of the drive wheel was +88.08 rad/s, the rail gradients were +0°, +6°, +12°, the average torque was decreased by 33.82%, 33.45%, 18.36%, respectively when the driving wheel was engaged with chain wheel tooth form rack than arc tooth form rack. The correctness of the model simulation analysis is verified, which will provide a reference for the structural optimization design of self-propelled monorail mountain orchard transporter track.

Keywords self-propelled; monorail; mountain orchard transporter; tooth form; dynamic simulation

(责任编辑:陆文昌)