

果园运输机单轨道橡胶辊驱动装置驱动性能研究*

张凯鑫 张衍林 周波 袁巧霞 卢根 赵亮

(华中农业大学工学院, 武汉 430070)

摘要: 通过搭建的游动正压力夹紧和双自由度相向扭矩施加方式的试验台进行了单轨道橡胶辊驱动装置驱动性能的试验研究, 得出了压缩量、摩擦力与正压力的关系曲线。为了进一步分析橡胶辊变形对摩擦力的影响, 利用非线性有限元方法中 Mooney - Rivlin 模型和增广拉格朗日接触算法进行数值计算, 得到了附着面积和压缩量与正压力的关系及接触应力分布、摩擦应力分布和接触状态分布; 通过对比, 发现仿真正压力与压缩量的关系和实验结果吻合, 从而进一步证明了正压力与摩擦力的驱动性能关系的正确性。结果表明, 当正压力为 2 750 N 时, 单边最大静摩擦力 1 167 N, 宏观摩擦因数 0.85, 附着面积 1 909 mm², 压缩量 4.6 mm, 达到了果园运输作业的静态技术要求, 为单轨道新型非线性橡胶辊的设计提供了理论基础。

关键词: 橡胶辊 单轨道 驱动装置 驱动性能

中图分类号: S229+.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)S2-0111-06

Driving Performance of Single-track Rubber Roller Driving Device

Zhang Kaixin Zhang Yanlin Zhou Bo Yuan Qiaoxia Lu Gen Zhao Liang

(College of Engineering, Huazhong Agricultural University, Wuhan 430070, China)

Abstract: The driving performance of single-track rubber roller driving device was studied. The test was carried on a test-bed with floating vertical pressure clamping and 2-DOF of opposite torque. The curves of compression, friction and positive pressure were figured out. In order to further analyze the deformation micro status of rubber roller, Mooney - Rivlin model in nonlinear finite element and augmented Lagrangian contact algorithm were utilized in numerical analysis. The relationship among positive pressure, adhesion area and compression was analyzed. The contact stress distribution, friction stress distribution and contact state distribution were also obtained. The simulation results of relationship between positive pressure and compression were found to be accordance with the experimental results, which verified the correctness of driving performance relationship between positive pressure and friction. The results showed that, when the positive press was 2 750 N, the maximum single static friction was 1 167 N, the macroscopic friction coefficient was 0.85, the adhesion area was 1 909 mm², and the compression was 4.6 mm, which met the static technology demand for orchard transportation.

Key words: Rubber roller Single-track Driving device Driving performance

引言

我国柑橘等水果作物大多种植于山地丘陵^[1], 其地势不平, 且以坡地和梯田居多, 使得水果采收后的运输成为难题^[2]。目前, 国内外研制出了多种果

园运输机^[3~4], 其中单轨果园运输机^[5~6]因运行可靠而被广泛应用。但由于目前单轨道是采用齿轮齿条驱动, 其建轨成本高, 所以仍然制约其推广应用^[7]。

为降低单轨运输机成本, 简化结构, 本文设计一

收稿日期: 2013-06-26 修回日期: 2013-07-10

* 国家现代产业技术体系建设专项资金资助项目(CARS-27)和国家公益性行业(农业)科研专项经费资助项目(200903023)

作者简介: 张凯鑫, 博士生, 主要从事农业机械研究, E-mail: drkaixin@163.com

通讯作者: 张衍林, 教授, 博士生导师, 主要从事农业机械研究, E-mail: zhangyl@hzaueu.cn

种直立式矩形导轨与双边自适应正压力橡胶辊配合的驱动副,依靠施加在橡胶辊上的一对正压力和一对相向扭矩实现驱动。

1 理论原理

针对上述驱动方式(图 1)进行试验研究和有限元分析。

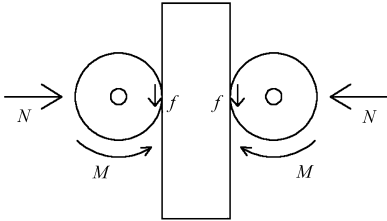


图 1 橡胶辊受力示意图

Fig.1 Force schematic diagram of rubber roller

橡胶辊在承受正压力后,与轨道接触面为 $Z = S(x,y)$,如图 2 所示。

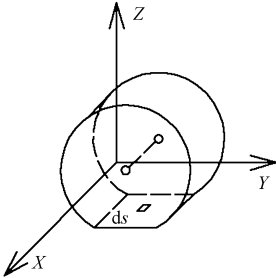


图 2 橡胶辊力学模型

Fig.2 Mechanical model for rubber roller

底部的接触面相对较大,取其微元面 ds ,如图 3 所示。在正压力作用下对应微元面上产生三向压应

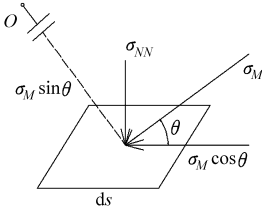


图 3 橡胶辊接触微元面

Fig.3 Micro unit on interface for rubber roller

力,其中接触面的法向正应力为 $\sigma_{NN}(x,y,z)$,在扭矩作用下产生斜向应力 σ_M ,与接触面夹角为 $\theta(x,y,z)$ 。 σ_M 沿接触面法向可分解为 $\sigma_M \sin\theta(x,y,z)$ 和沿接触面切向为 $\sigma_M \cos\theta(x,y,z)$,即为接触应力和摩擦应力。逐渐加大扭矩 M 至临界打滑状态,微元面的临界平衡方程为

$$\begin{cases} \sum \sigma = \sigma_N - \sigma_{NN} - \sigma_M \sin\theta(x,y,z) = 0 \\ \sum \tau = \mu[\sigma_{NN} + \sigma_M \sin\theta(x,y,z)] - \sigma_M \cos\theta(x,y,z) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

可得

$$\begin{cases} \sigma_N = \sigma_{NN} + \sigma_M \sin\theta(x,y,z) \\ \sigma_M \cos\theta(x,y,z) = \mu(\sigma_{NN} + \sigma_M \sin\theta(x,y,z)) = \tau_N \end{cases} \quad (2)$$

对整个接触面积分可得

$$\begin{cases} \iint_S \sigma_{NN} ds = N \\ \iint_S \sigma_M ds = M \\ \iint_S \tau_N ds = \iint_S \mu(\sigma_{NN} + \sigma_M \sin\theta(x,y,z)) ds = f \end{cases} \quad (3)$$

由式(3)可以看出,最大静摩擦力 f 与 σ_{NN} 、 σ_M 、 θ 有关。其中正压力产生的压应力 σ_{NN} 和扭矩产生的分应力 σ_M 可通过复杂的微分计算得出,但不便测量,而摩擦因数 μ 是一个定值。对于大变形橡胶材料,最大摩擦力与理想模型分析中的 f 存在一定的差异,根据实际使用状况,本文采用导轨与双边双自由度配合的摩擦副来表示最大摩擦力^[8~9]。橡胶是一种粘弹性材料,其弹性模量低^[10],具有一定的非线性力学特性,施加正压力后会 发生较大的变形^[11~13],必然导致橡胶辊与导轨接触面积增大^[14],从而可以产生较大的驱动力,但附着情况复杂^[15~17]。

2 试验研究

2.1 试验台组成

试验台主要由正压力测试系统和摩擦力测试系统两大部分组成,其结构如图 4 所示。

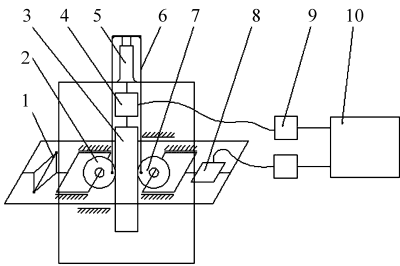


图 4 试验台结构示意图

Fig.4 Schematic diagram of test-bed's structure

1. 机械剪顶 2. 橡胶辊(左) 3. 导轨试样 4. 拉压力传感器 1
5. 液压千斤顶 6. 钢丝绳 7. 橡胶辊(右) 8. 拉压力传感器 2
9. 变送器 10. 单片机

正压力测试系统包括:加力框、机械剪顶、传感器、橡胶辊和橡胶辊架。机械剪顶、传感器、橡胶辊和橡胶辊架串联于加力框内。

摩擦力测试系统包括:导轨试样、传感器、液压千斤顶、钢丝绳和橡胶辊。

2.2 测试系统设计

传感器 1 采用 KQ-LY03 型拉压力传感器,额

定拉压力 700 kg,输出灵敏度 1.998 mV/V,精度等级 C5。该拉力传感器内部为金属应变片组成的电桥电路,本系统中供电电压为 12 V。传感器 2 采用 KQ-LY03 型拉压力传感器,额定拉压力 1 000 kg,输出灵敏度 2.001 mV/V,精度等级 C5。该拉力传感器内部为金属应变片组成的电桥电路,本系统中供电电压为 12 V。变送器采用公司配套的设备。

单片机采用 16 位 MSP430f149 开发板,传感器信号分别通过模拟 I/O 接口 A0/A1 进入单片机,再通过片内 ADC12 模数转换器将信号转换为数字信号,最后由 1602 型液晶显示器显示数值。

2.3 试验台工作原理

在正压力测试系统中,机械剪顶施加张力。张力通过加力框、传感器、橡胶辊架传到橡胶辊与导轨试样的接触面上,使一对橡胶辊获得正压力。由于传感器位于橡胶辊架与加力框之间,因此传感器测得的结果即为两橡胶辊与导轨试样之间的正压力;摩擦力测试系统中,液压千斤顶通过平衡板和钢丝绳将大小相等的拉力施加在两个橡胶辊上,形成大小相等方向相反的一对扭矩,其产生的摩擦力传递到传感器上,传感器测得的数据即为导轨试样的摩擦力。

2.4 试验指标

摩擦因数

$$\mu=f/N$$

式中 N ——正压力,N

压缩量

$$\Delta l=\frac{l-l_1}{2}$$

式中 l ——两橡胶辊接触导轨试样而不加载时的轴距,mm

l_1 ——加载后两橡胶辊的轴距,mm

2.5 试验结果

图 5 所示为施加正压力前、后的胶辊变形对比。当对橡胶辊施加正压力时,由于其弹性模量低,径向被明显压缩,接触面增大,橡胶套端面呈鼓形突出。

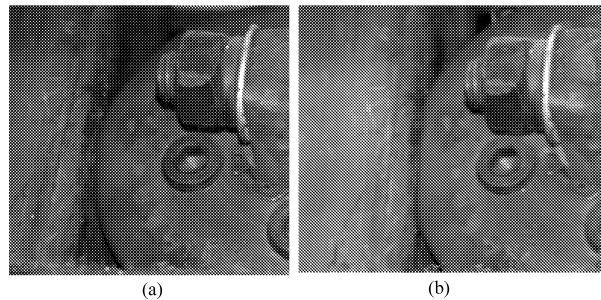


图 5 压缩前后的橡胶辊

Fig. 5 Rubber roller with and without compression

(a) 压缩前 (b) 压缩后

图 6 所示为最大摩擦力与正压力之间的关系

$$Y=0.3779x+216.49 \quad (R^2=0.9562) \quad (4)$$

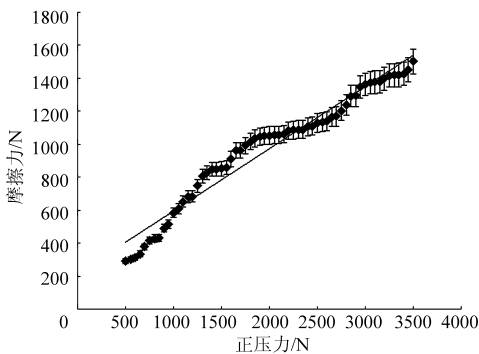


图 6 摩擦力与正压力之间的关系

Fig. 6 Friction

图 7 所示为压缩量与正压力之间的关系。试验结果可拟合成对数曲线为

$$Y_1=1.8234\ln x_1-5.4572 \quad (R^2=0.9153) \quad (5)$$

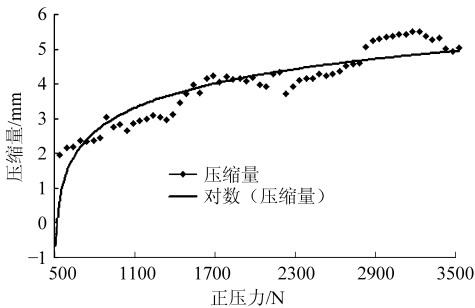


图 7 压缩量与正压力之间的关系

Fig. 7 Relationship between compression and positive pressure

当正压力超过 2 000 N 后,压缩量变化减缓。由于材料的弹性模量不变,每增加等幅的正压力,其所增加的压缩量也会减少,即压缩量变化梯度减少,压缩量递增速率减缓。因此,正压力越大,压缩量越大,但递增速率减缓。

3 仿真建模与分析

接触面上,橡胶辊与导轨的互相作用是复杂的,且各点状态不同,在实际试验中难以观察到其复杂的状态。而通过有限元仿真,则能够对接触面做一个较为详细的观察,弥补宏观试验的不足。

3.1 几何模型的建立以及网格划分

建立几何模型,如图 8 所示。模型包括 3 部分:齿轮芯、橡胶套和方钢管。齿轮芯为渐开线圆柱直齿轮,模数 2 mm,齿数 31,压力角 20°,齿宽 40 mm。橡胶套是内部中空的齿圈结构,橡胶套外径 80 mm,宽度 40 mm,内部齿廓为模数 2 mm、齿数 31、压力角 20°的渐开线圆柱直齿。方钢管长 100 mm,边长 50 mm,壁厚 5 mm。

三者建立装配关系。其中,齿轮芯与橡胶套的齿廓完全相同,将其二者同轴插入后端面对齐,后将

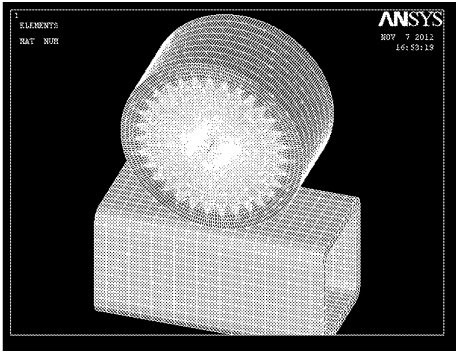


图 8 橡胶辊导轨模型与网格划分

Fig. 8 Model and mesh of rubber roller guideway

二者中的任意一段同面齿廓设置为“相切”。橡胶套的外圆柱面与方钢管的外表面之间“相切”。橡胶套与方钢管的中面对齐。

模型中节点 29 809 个,单元 35 486 个。

3.2 材料模型的建立

齿轮芯的编号为 1,材料采用 45 号钢。其弹性模量 $E_1 = 2.09 \times 10^5$ MPa,泊松比为 $\mu_1 = 0.3$ 。橡胶套的编号为 2,采用顺丁橡胶材料^[18]。由于橡胶是一种非线性的粘弹性材料,这里选用 ANSYS 材料模型中的两参数 Mooney - Rivlin 模型。

由邵氏硬度计测得橡胶邵氏硬度为 80 HS,由 $E = \frac{15.75 + 2.15HS}{100 - HS}$, $C_{10} = \frac{E}{6}$, $C_{01} = 0.25C_{10}$ ^[19],得到弹性模量 $E_2 = 9.39$ MPa,泊松比 $\mu_2 = 0.47$,Rivlin 系数 $C_{10} = 1.565$, $C_{01} = 0.391$ 。

方钢管的编号为 3,材料采用 Q235,其弹性模量 $E_3 = 2.09 \times 10^5$ MPa,泊松比为 $\mu_3 = 0.3$ 。

3.3 接触定义与加载

接触副属于刚体-柔体的面接触单元。因此,方钢管为刚体面,被设置为“目标面”,用 TARGET170 模拟。橡胶套为柔体面,被设置为“接触面”,用 CONTACT174 模拟。自由度为 UX/UY/UZ。接触算法采用拉格朗日 (Augmented method) 推广法,接触检查点选择高斯积分点。自动 CNOF 指定接触面,ICONT 初始调整带调整采用间隙、穿透方式,并包含间隙与穿透初始值。其自动接触刚度变化采用标准模式。接触时间、加载预测选择无预测。不均匀接触选项选择无。接触刚度更新在每一个加载步加载于接触副。不考虑厚度影响。选择标准接触面性能。流动穿透载荷选择迭代算法。摩擦面摩擦因数设为 0.5。

齿轮芯的内圆面上所有的点在其圆心点上建立结构质点 Mass21。正压力与扭矩均加载在其结构质点上。

3.4 仿真结果

经过对模型进行仿真计算,得到了正压力对变

形的影响、应力分布和接触面状态,如图 9 ~ 15 所示。

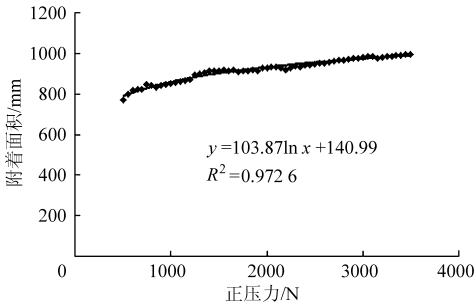


图 9 附着面积与正压力关系曲线

Fig. 9 Adhesion area

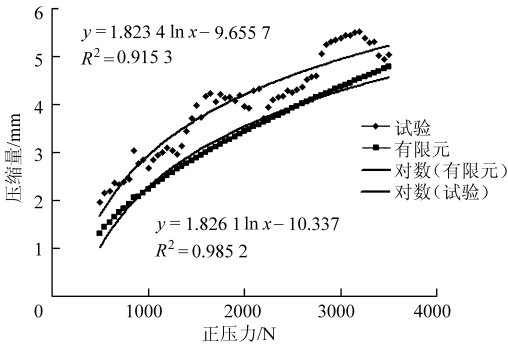


图 10 压缩量试验与仿真对比曲线

Fig. 10 Comparison of compression between experiment and simulation

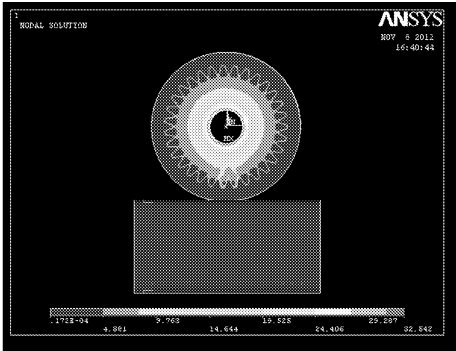


图 11 橡胶辊的米西斯应力

Fig. 11 Von-Mises stress of rubber roller

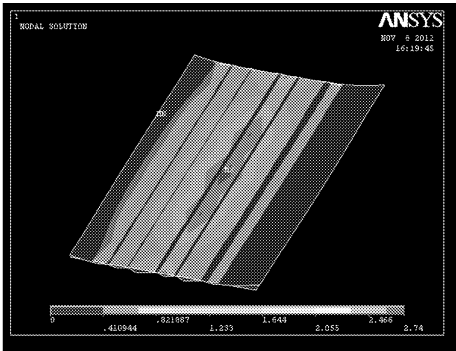


图 12 接触面总应力

Fig. 12 Contact total stress

3.4.1 正压力对变形的影响

在正压力的作用下产生了变形,其参数包括附

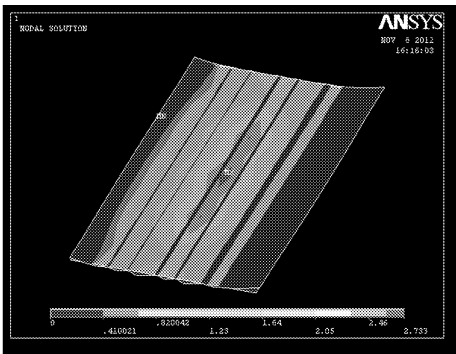


图 13 接触应力
Fig. 13 Contact stress

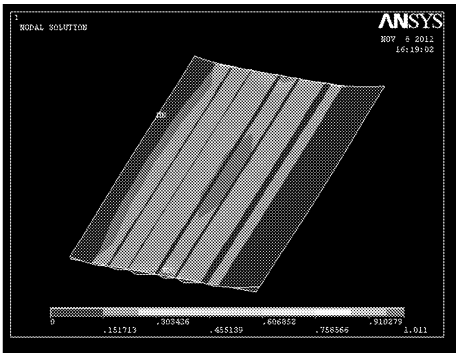


图 14 摩擦应力
Fig. 14 Friction stress

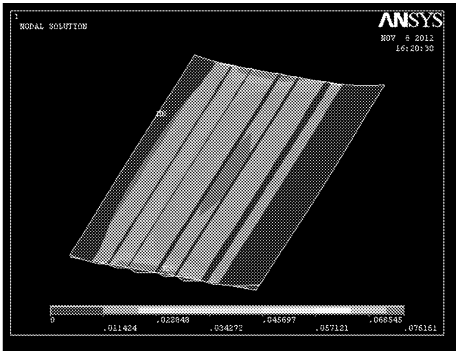


图 15 滑移距离
Fig. 15 Sliding distance

着面积和压缩量。

从图 9 所示附着面积与正压力之间的关系曲线和图 12 接触面总应力来看,随着正压力的增大,附着面积也越大。由于材料弹性模量不变,接触应力 σ_{NN} 越大,从而所产生的摩擦力也就越大。

由图 10 和图 11 可以看出,压缩量的仿真结果曲线在试验结果曲线的下方,仿真曲线基本与试验曲线具有相同的趋向,且平行。

3.4.2 应力分布

摩擦力与正压力实际作用复杂,利用仿真数值计算可微观观察橡胶辊的接触面应力分布状况。应力分布包括整体结构的米西斯应力分布和接触面上

的各类应力分布(接触应力、摩擦应力和总应力)。

图 11 为整体结构的米西斯应力分布。从图可以看到,橡胶辊的橡胶部分由内向外应力逐渐减小,最大的应力出现在齿状钢芯上,其值约为 30 MPa,远远小于 45 钢轴芯的屈服应力 355 MPa。

图 12 为接触面上的总应力。其值是由接触应力(图 13)和摩擦应力(图 14)求和而得。在接触面的中轴线出现了 5 个局部峰值,其值约为 2.6 MPa。其中,中间的 3 个峰值区域与接触应力峰值重合,两端的两个区域与摩擦应力峰值重合,应力大于 1.6 MPa 的区域在中部呈椭圆形分布,摩擦力主要由该区域与轨道相互作用而产生。图中深色条纹表示应力值小,是由于齿状轮芯的齿沟所致,其他图中的深色条纹都是同一原因产生的。

3.4.3 接触面滑移状态

由于摩擦力的作用,接触面上各点出现微小滑动,通过加载仿真,得出了接触面上各点滑移距离。从图 15 接触面上的滑移距离可以看出,滑移距离较大的区域在轮子的两边缘,是构成图 12 中轮子两边缘产生总应力的主要原因,该滑移现象会对轮子的使用寿命产生负面影响。

3.5 仿真结果与试验结果对比

为了验证试验结果的正确性,将正压力与压缩量的试验结果与仿真结果进行对比(图 10)。由图可看出,试验的正压力与压缩量的拟合曲线和仿真的正压力与压缩量的拟合曲线吻合,摩擦力是压缩量及橡胶辊与方钢管的接触面所产生的,上述宏观试验与微观模拟结果的一致性进一步说明正压力与摩擦力的驱动性能关系式(4)是正确的。

4 结论

(1)可以采用研制的游动正压力夹紧和双自由度相向扭矩施加方式的试验台进行橡胶辊驱动性能试验。

(2)采用非线性有限元方法,对橡胶辊与方钢管导轨进行接触摩擦仿真微观分析。经过分析,压缩量结果与试验结果吻合。

(3)试验结果与微观接触面和压缩量的模拟分析结果相一致,从两方面证明了驱动性能关系式的正确性。模型可以用于施加正压力 x 后得到摩擦力 y ,产生驱动力,当正压力加到最大为 3 200 N 时,对应最大静摩擦力为 1 256 N,摩擦因数为 0.85,能达到载重 256 kg 货物,爬坡坡度为 30° 的运输能力。

参 考 文 献

- 1 刘彦随,陆大道. 中国农业结构调整基本态势与区域效应[J]. 地理学报,2003(3): 381 ~ 389.
Liu Yansui, Lu Dadao. The basic trend and regional effect of agricultural structure adjustment in China[J]. Acta Geographica Sinica, 2003(3): 381 ~ 389. (in Chinese)
- 2 中国柑橘学会. 中国柑橘产业[M]. 北京:中国农业出版社,2008:17 ~ 22.
- 3 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.
Li Shanjun, Xing Junjun, Zhang Yanlin, et al. 7YGS - 45 type self-propelled dual-track mountain orchard transport [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(8): 85 ~ 88. (in Chinese)
- 4 洪添胜,杨洲,宋淑然,等. 柑橘生产机械化研究[J]. 农业机械学报,2010,41(12):105 ~ 110.
Hong Tiansheng, Yang Zhou, Song Shuran, et al. Mechanization of citrus production[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(12): 105 ~ 110. (in Chinese)
- 5 张凯鑫,张衍林. 牵引式单轨果园运输机的设计和实现[C]//中国农业工程学会 2011 年学术年会论文集,重庆, 2011,50 ~ 51.
- 6 张俊峰. 山地果园单轨运输机遥控关键技术与装置的研究[D]. 武汉:华中农业大学,2012.
Zhang Junfeng. Research on remote control key technology and device of mountain orchard monorail transporter[D]. Wuhan: Huazhong Agricultural University, 2012. (in Chinese)
- 7 洪添胜,张衍林,杨洲. 果园机械与设施[M]. 北京:中国农业出版社,2012:103 ~ 146.
- 8 马连生,宋曦,赵永刚. 材料力学[M]. 北京:科学出版社,2010:10 ~ 35.
- 9 Brown R. Physical testing of rubber[M]. UK: Chapman & Hall, 1995: 95 ~ 108.
- 10 Besson J, Cailletaud G, Chaboche J L, et al. Non-linear mechanics of materials[M]. New York: Springer, 2010: 127 ~ 194.
- 11 Brünig M. A framework for large strain elastic-plastic damage mechanics based on metric transformations[J]. International Journal of Engineering Science, 2001, 39(9): 1 033 ~ 1 056.
- 12 Spathis G. Non-linear constitutive equations for viscoelastic behaviour of elastomers at large deformations[J]. Polymer GELS and Networks, 1997, 5(1): 55 ~ 68.
- 13 McKenna G B, Zapas L J. Experiments on the small-strain behaviour of crosslinked natural rubber; 2. extension and compression [J]. Polymer, 1983, 24(11): 1 502 ~ 1 506.
- 14 Gao Y-c, Zhou Z. Large strain contact of a rubber wedge with a rigid notch[J]. International Journal of Solids and Structures, 2001, 38(32): 8 921 ~ 8 928.
- 15 Fu D, Rajagopal K R, Szeri A Z. Non-homogeneous deformations in a wedge of Mooney - Rivlin material[J]. International Journal of Non-Linear Mechanics, 1990, 25(4): 375 ~ 387.
- 16 Machado P S. Non-linear buckling and postbuckling behavior of thin-walled beams considering shear deformation [J]. International Journal of Non-Linear Mechanics, 2008, 43(5): 345 ~ 365.
- 17 Christian M, Serdar G. A micro-macro approach to rubber-like materials. Part II: the micro-sphere model of finite rubber viscoelasticity[J]. Journal of the Mechanics and Physics of Solids, 2005, 53(10): 2 231 ~ 2 258.
- 18 张玉龙,齐贵亮. 橡胶制品配方[M]. 北京:中国纺织出版社,2009:15 ~ 22.
- 19 王伟,邓涛,赵树高. 橡胶 Mooney - Rivlin 模型中材料常数的确定[J]. 特种橡胶制品, 2004(4):8 ~ 10.
Wang Wei, Deng Tao, Zhao Shugao. Determination for material constants of rubber Mooney - Rivlin model[J]. Special Purpose Rubber Products, 2004(4): 8 ~ 10. (in Chinese)