

# 适用于松软地面的可变形轮牵引特性分析

解晓琳 高峰

(北京航空航天大学交通科学与工程学院, 北京 100191)

**摘要:**为解决常规地面车辆及传统车轮在水田、沙地等松软地面作业时存在的通过性差、效率低、能耗大甚至无法行驶的问题,设计了适用于松软地面的可变形轮。该车轮由变形机构、变形驱动机构和轮胎块组成,它能在有轮缘和无轮缘2种轮态间转换,实现步行和连续行走。基于 Bekker 模型的经典地面力学理论,分别建立了可变形轮步行及合拢状态时与3种典型松软土壤作用关系的力学简化模型,使用软件计算并对比分析了可变形轮2种工作轮态的挂钩牵引力、驱动力矩和牵引效率等随滑转率的变化关系及车轮接角与沉陷量关系。计算结果表明车轮的挂钩牵引力、驱动力矩和牵引效率等均受到车轮滑转率及软土特性参数的制约,其中挂钩牵引力和驱动力矩随车轮滑转率的增大而增大,步行轮的挂钩牵引力和驱动力矩最大为3 990 N和2 395 N·m,合拢轮最大为1 435 N和1 390 N·m。在车轮半径一定时,牵引效率随滑转率的增大表现为先剧增到最大后缓降至零。步行轮和合拢轮的最大牵引效率分别为0.53和0.19,对应的滑转率范围分别为0.1~0.2及0.2~0.3。可看出松软路面上可变形轮步行轮比合拢轮能产生更大的挂钩牵引力、驱动力矩、牵引效率和更小的沉陷量,更有利于提高车轮的软土牵引通过性。最后对可变形轮进行了样机试制,并安装在基于沉浮结合式工作原理设计的水陆两栖全地形车上进行相关牵引力测试试验。当滑转率大于0.52和0.44时,步行轮和合拢轮分别出现驱动力不足的现象,记录相应的6个数据。试验结果与计算结果相差不超过10%,证明计算结果的正确性及可变形轮在松软地面的适用性。

**关键词:**可变形轮; 松软地面; 牵引特性

**中图分类号:** U461.5      **文献标识码:** A      **文章编号:** 1000-1298(2016)S0-0457-07

## Tractive Performance Analysis of Transformable Wheel on Soft Terrain

Xie Xiaolin Gao Feng

(School of Transportation Science and Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China)

**Abstract:** In order to solve the problems when conventional ground vehicles and wheels driving on soft terrain, such as poor trafficability, low efficiency, and big energy consumption, the transformable wheel was innovatively designed. Its design consisted of deformation mechanism, driving mechanism and wheel feet. The wheel had two extreme working statuses: unfolded wheel and folded wheel. It can realize walking and rolling. Based on classical terramechanics theory, the dynamics models of interactions between two types of working wheel status and three kinds of typical soft soils were established. Drawbar pull, driving torque and driving efficiency as well as sinkage of diameter-variable wheel were analyzed under the condition of different slips, where the drawbar pull and driving torque were increased with the increase of slip rate, drawbar pull and drive torque of the unfolded wheel were up to 3 990 N and 2 395 N·m, and those of the folded wheel were up to 1 435 N and 1 390 N·m, respectively. In a certain radius of the wheel, the traction efficiency was soared to the maximum with the increase of slip rate and then it was slowly descended to zero. The maximum traction efficiency of unfolded wheel and folded wheel were 0.53 and 0.19, respectively, and the corresponding slip rate ranges were 0.1~0.2 and 0.2~0.3.

收稿日期: 2016-07-20    修回日期: 2016-08-18  
**基金项目:** 国家自然科学基金项目(51275019)  
**作者简介:** 解晓琳(1985—),男,博士生,主要从事非常规行走机构研究,E-mail: xiaolinxie1985@hotmail.com  
**通信作者:** 高峰(1955—),男,教授,博士生导师,主要从事车辆工程研究,E-mail: gaof@buaa.edu.cn

The results indicated that traction trafficability indexes were limited by wheel slip and soft soil parameters. The unfold wheel can significantly improve drawbar pull, driving efficiency and soft soil traction trafficability, and reduce sinkage compared with the folded wheel. Finally, transformable wheel prototype trial production was presented, and installed on the amphibious all-terrain vehicle by using the principle of submerging-floating. With the traction test, the unfolded wheel did not provide sufficient driving force when the slip rate was greater than 0.52 (that for folded wheel was 0.44), and the data was recorded six times. The difference between test results and computed results was less than 10%, which proved the applicability and validity of deformable wheel on soft terrain.

**Key words:** transformable wheel; soft terrain; tractive performance

引言

在开展农业、军事活动以及星球表面探测中,针对各种复杂地表、松软地面环境,现有的各种常规地面车辆及传统车轮在行驶或作业时,一直存在着通过性差、效率低、能耗大甚至无法行驶的问题<sup>[1]</sup>。如果能把车辆的支承和驱动功能进行综合运用,对于在松软地面上行驶的车辆能较好地提高其通过性。因此,在车辆设计方面,应用“浮式”或“半浮式”工作原理来替代以往“沉式”工作原理是解决松软地面车辆通过性的可行途径<sup>[2]</sup>。

应用地面力学理论对车辆在松软地面的牵引性能进行分析是研发出新型行走装置、解决全地域车辆行驶问题的关键之一。国内外学者为此已做了一些研究工作。WONG 等<sup>[3]</sup>基于轮土应力分析对刚性驱动轮性能进行了预测。文献[4]研究了用在Lunakhod 探测车上的弹性筛网轮,在硬质路面,车轮轮缘与路面实际上是点接触;当在松软路面行驶时,中间轮缘下的土壤因重力变形,使轮缘的周边表面参与形成车辙,从而增大接触面积,提高驱动力。APOSTOLOPOULOS 等<sup>[5]</sup>用旋转单轮试验台研究了刚性轮和充气轮的牵引特性,LYASKO<sup>[6]</sup>研究了重复通过对越野车牵引特性的影响。哈尔滨工业大学设计的一种行星越障轮式月球车<sup>[7]</sup>,理论分析与仿真测试显示该车的通过性能和转弯性能优越,能够在月球复杂环境下行驶<sup>[8-9]</sup>。北京航空航天大学设计的一种新型轮爪式车轮,经过运动学及动力学分析,仿真结果表明其可通过自身轮径 1.4 倍的障碍物,具有良好的通过性能,能够适应各种复杂的地形环境<sup>[10]</sup>。CHEN 等<sup>[11]</sup>对探测车刚性驱动轮与月壤相互作用进行了压力-沉陷模型仿真及实验研究。

但现有的文献多是单纯研究车辆刚性轮的牵引通过性,而针对车辆同时进行多轮态的牵引特性分析对比却鲜有研究。本文设计的适用于松软地面的可变形轮具有步行轮和合拢轮 2 种工作轮态的特点,应用基于 Bekker 模型的经典地面力学理论对 2

种轮胎与 3 种典型软土相互作用及牵引特性分别进行计算与分析,以期为之后的研究提供理论依据。

1 可变形轮结构和特点

本课题组提出了一种具有可变形轮和平衡摇臂悬架的两栖全地形概念车,如图 1 所示。该车采用平衡摇臂悬架<sup>[12]</sup>便于收放车轮,并可调整车辆的姿态。在水中行驶时,前后车轮收起减少阻力,用水力推进器推动车辆在水面高速行驶;在松软地面行驶时,采用沉浮结合的行走方式,用船体式车体支承车辆大部分重量,前轮收起,装有可变形轮的后轮放下,变形成为步行轮,利用其与地面接触产生驱动力推动车辆行驶;在公路行驶时,可变形轮合拢为普通车轮,平衡摇臂悬架调整车轮接触路面,使车辆在公路上高速行驶。该车具有良好的机动性和全地域普适性等优点,为农业耕作及运输提供了很好的一体化解决方案。

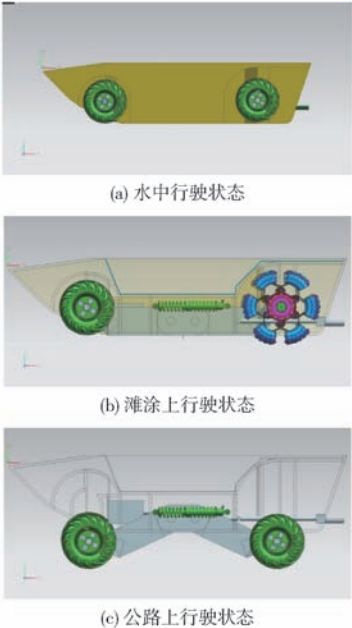


图 1 两栖全地形车设计图

Fig. 1 Design drawing of amphibious vehicle

1.1 可变形轮的设计要求

可变形轮能够根据行驶地面及土壤特性的不同

而调整车轮状态:在松软地面上时,车轮张开成为无轮缘的步行轮,从而改善车轮的牵引能力和能耗状况,使其具备良好的通过性;而在硬地面上时,车轮能够收缩合拢成与普通车轮类似的圆轮以实现行驶的高机动性和平稳性。在自然状态下,可变形轮处于合拢状态。

要实现上述设计要求,必须解决3个关键问题:首先,实现车轮状态在步行与合拢间转换的机构设计问题;其次,驱动该张开与合拢机构的动力传递机构设计问题;最后,驱动可变形轮转态转换的动力机构与车轮动力传递机构的集成。

1.2 可变形轮的工作原理

本文所设计的变形机构主要由变形套筒、链轮组和蜗轮蜗杆及其他所需部件组成。车轮半轴上套有一根与半轴同轴的变形套筒,可绕半轴自由转动,变形套筒的一端通过花键与链轮系中的主动链轮相连。图2为链轮组的布置图,链轮组中6个从动链轮均布,每个从动链轮的链轮轴即蜗轮蜗杆机构的蜗杆,故变形套筒相对半轴转动时,其运动可通过链轮组传递至蜗轮蜗杆机构,再由蜗轮蜗杆机构带动与之固连的轮胎骨架转动相应角度。采用链轮组及蜗轮蜗杆为基础部件来实现变形过程,不仅能有效地完成设定的变形动作,蜗轮蜗杆的自锁性还能解决变形后状态保持的问题,省去了专门的锁紧机构。

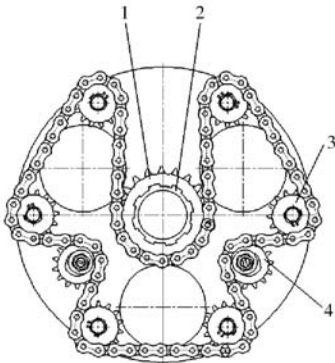


图2 链轮组的布置图

Fig. 2 Arrangement diagram of sprocket set

1. 主动链轮 2. 变形套筒 3. 从动链轮 4. 张紧轮

图3为可变形轮设计原理简图。具体的可变形轮工作原理为:在变形驱动机构的作用下,变形套筒相对于车轮半轴转动,使与变形套筒相连的主动链轮相对于轮毂腹板上的从动链轮转动,带动从动链轮自转,从动链轮轮轴的另一端即为蜗杆,从动链轮的自转可以带动蜗轮蜗杆机构产生作用,从而使与蜗轮相连的轮胎块转动,即实现变形过程。此外,蜗轮蜗杆需满足自锁条件,使得变形后能保持张开状态。该构想还需轮胎块有合理的几何构型使变形过

程轮胎块间无干涉。

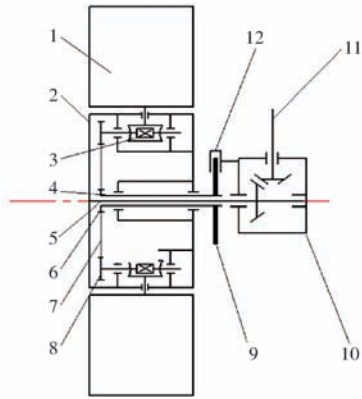


图3 可变形轮设计方案原理简图

Fig. 3 Design principle diagram of transformable wheel

1. 轮胎块 2. 轮毂 3. 蜗轮蜗杆 4. 变形套筒 5. 半轴 6. 主动链轮 7. 链条 8. 从动链轮 9. 变形驱动机构 10. 轮边减速器 11. 输入轴 12. 变形驱动制动器

图4为可变形轮合拢及步行状态示意图。在以下的章节中,通过动力学分析来说明可变形轮的适用性及有效性。

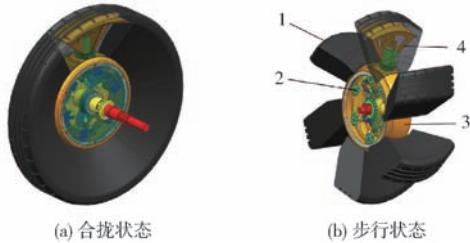


图4 可变形轮变形前后示意图

Fig. 4 Diagrams of unfolded and folded statuses for transformable wheel

1. 轮胎块 2. 变形机构 3. 轮毂 4. 轮胎骨架

2 可变形轮-软土作用分析

2.1 可变形轮计算用基本参数

车轮变形时,由轮胎块支承车重,车轮整体刚度较小<sup>[13]</sup>;车轮合拢时,轮脚块相互合抱紧固使车轮整体刚度大增。车轮在土壤上的滚动特性受车轮刚度和土壤强度的制约<sup>[14]</sup>,对比可变形轮在2种轮态时的整体刚度与松软土壤强度的关系,其在与松软地面作用时可分别视为步行轮和合拢轮。

可变形车轮地面力学牵引性能计算所用的基本参数为:整车质量为1 000 kg,车轮个数为2个,单轮载荷为2 000 N,车轮宽为0.225 m,合拢轮半径为0.31 m,步行轮半径为0.31 m。

2.2 计算选用的典型土壤及其特性参数

为研究在松软地面环境行驶的可变形轮的软土牵引通过性,本文选择压实沙、砂壤土、粘性土3种典型软土来进行计算,其相关特性参数<sup>[15]</sup>如表1所示。

表1 3种典型软土特性参数

Tab.1 Parameters of three kinds of typical soft soils

| 参数                                                    | 数值       |         |       |       |
|-------------------------------------------------------|----------|---------|-------|-------|
|                                                       | 压实沙      | 砂壤土     | 粘性土   | 试验土   |
| 沉陷指数 $n$                                              | 0.470 6  | 0.7     | 0.5   | 0.68  |
| 土壤粘聚系数 $c/\text{kPa}$                                 | 0.689 48 | 1.7     | 4.14  | 1.71  |
| 土壤内摩擦角 $\varphi/(\text{^\circ})$                      | 33.3     | 29.0    | 13.0  | 29.1  |
| 土壤粘聚变形模数 $k_c/(\text{N}\cdot\text{m}^{-(n+1)})$       | 50.936   | 5.3     | 13.2  | 5.13  |
| 土壤摩擦变形模数 $k_\varphi/(\text{N}\cdot\text{m}^{-(n+2)})$ | 250.668  | 1 515.0 | 692.2 | 1 492 |
| 土壤剪切变形模数 $K/\text{m}$                                 | 0.038 1  | 0.025   | 0.01  | 0.021 |

2.3 步行轮与软土作用分析

为方便起见,暂不考虑车轮花纹的形状,假设外缘为光滑表面。假设可变形轮变形成步行轮时,车轮与软土接触界面为一段平面加一段圆弧面<sup>[16]</sup>,土壤切应力与剪切变形关系由 Janosi 公式和摩尔库仑定律<sup>[17]</sup>得

$$\tau = (c + p \tan \varphi) (1 - \exp(-j/K)) \quad (1)$$

式中  $\tau$ ——切应力  $p$ ——法向负荷  
 $j$ ——剪切变形量

土壤法向负荷与沉陷关系<sup>[18]</sup>为

$$p = (k_c/b + k_\varphi) z^n \quad (2)$$

式中  $b$ ——承载面积的短边长,即轮胎接地印迹椭圆的短轴

$z$ ——土壤沉陷量

不考虑轮胎弹滞损耗阻力及推土阻力,则变形轮与松软地面的受力分析的局部放大图如图 5 所示。其中, $W_v$ 为车轮垂向作用力; $F_d$ 为车轮挂钩牵引力; $T_w$ 为驱动轮输入驱动力矩; $p_1$ 、 $\tau_1$ 和  $p_2$ 、 $\tau_2$ 分别为接地圆弧面和接地平面上的法向及切向应力; $\theta_1$ 为接近角; $\theta_2$ 为离去角; $\theta$ 为轮土交互作用角; $R$ 为步行轮半径; $u_a$ 为探测车行驶速度; $\omega$ 为驱动轮角速度; $A$ 、 $B$ 、 $C$ 为车轮接地点。

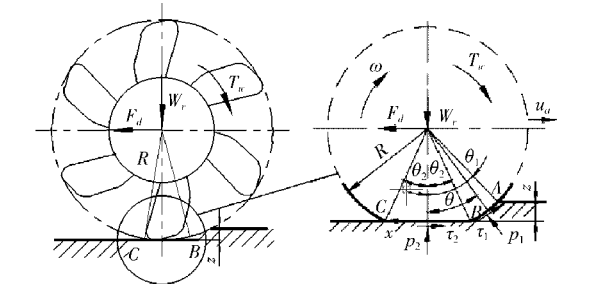


图5 步行轮-软土作用受力分析的局部放大图

Fig.5 Stress diagrams of unfolded wheel

根据受力平衡有

$$W_v = Rb \int_{\theta_2}^{\theta_1} (p_1 \cos \theta + \tau_1 \sin \theta) d\theta + 2Rbp_2 \sin \theta_2 \quad (3)$$

$$F_d = Rb \int_{\theta_2}^{\theta_1} (\tau_1 \cos \theta - p_1 \sin \theta) d\theta + Rb \cos \theta_2 \int_{-\theta_2}^{\theta_2} \tau_2 (1 + \tan^2 \theta) d\theta \quad (4)$$

$$T_w = R^2 b \cos^2 \theta \int_{-\theta_2}^{\theta_2} \tau_2 (1 + \tan^2 \theta) d\theta + R^2 b \int_{\theta_2}^{\theta_1} \tau_1 d\theta \quad (5)$$

圆弧面上各点的沉陷量为

$$z = R(\cos \theta - \cos \theta_1) \quad (6)$$

将式(6)代入式(2),即可得圆弧面上各点的法向应力

$$p_1 = (k_c/b + k_\varphi) R^n (\cos \theta - \cos \theta_1)^n \quad (7)$$

而接地平面的法向压力计算公式为

$$p_2 = W(n+1)/b\sqrt{2Rz-z^2} \quad (8)$$

在  $B$  点处  $p_1 = p_2$ ,故可得到  $\theta_1$ 、 $\theta_2$  之间关系为

$$\cos \theta_2 = \cos \theta_1 + [p_2/(k_c/b + k_\varphi)]^{1/n}/R \quad (9)$$

由式(1)可知

$$\tau_1 = (c + p_1 \tan \varphi) (1 - \exp(-j_1(\theta)/K)) \quad (10)$$

$$\tau_2 = (c + p_2 \tan \varphi) (1 - \exp(-j_2(\theta)/K)) \quad (11)$$

对车轮进行运动分析可知

$$j_1(\theta) = R[\theta_1 - \theta - (1-s)(\sin \theta_1 - \sin \theta)] \quad (12)$$

$$j_2(\theta) = j_1(\theta) + sx = j_1(\theta) + sR \cos \theta_2 (\tan \theta_2 - \tan \theta) \quad (13)$$

式中  $j_1(\theta)$ 、 $j_2(\theta)$ ——接地圆弧面和接地平面上的剪切位移函数

$s$ ——滑转率

$x$ ——车轮在接地平面上与  $B$  点的距离

接地圆弧面和接地平面的交点  $B$  处,因此时  $\theta = \theta_2$ ,即  $x = 0$ ,故  $j_2(\theta) = j_1(\theta)$ ,因而在  $B$  点处剪切位移具有连续性。

可变形轮全地形车牵引效率计算公式为

$$\eta = F_d u_a / (T_w \omega) = F_d R(1-s)/T_w \quad (14)$$

2.4 合拢轮-软土作用分析

可变形轮合拢收缩成圆轮时,车轮与松软土壤接触区域简化为一段圆弧面。刚性合拢轮与松软土壤相互作用受力分析如图 6 所示。其中, $r$ 为合拢轮半径。

因合拢轮与松软土壤接触面后部的角度  $\theta_2$  通常很小甚至完全没有<sup>[14]</sup>,假设:接触区域仅为一段圆弧面,因而  $\tau_2 = p_2 = 0$ ; $\theta_2 = 0$ 。因此,合拢轮与松软土壤的作用关系可视为是步行轮与松软土壤作用关系的特殊情形。参照前面的受力平衡有

$$W_v = rb \int_{\theta_2}^{\theta_1} (p_1 \cos \theta + \tau_1 \sin \theta) d\theta \quad (15)$$

$$F_d = rb \int_{\theta_2}^{\theta_1} (\tau_1 \cos \theta - p_1 \sin \theta) d\theta \quad (16)$$

牵引效率  $\eta$  与滑转率  $s$  关系见图 10, 从中比较

可知:①车轮半径一定时,牵引效率随滑转率的增大表现为先快速剧增到最大后再缓降至零。步行轮与合拢刚性轮达到最大牵引效率 0.53 和 0.19 时,对应的滑转率范围分别为 0.1 ~ 0.2 及 0.2 ~ 0.3,这为松软路面下不同轮径的滑转率控制提供了一定的参考。②剪切面越大,牵引效率越高,达到最大牵引效率时的滑转率越小。步行轮与合拢刚性轮的最大牵引效率分别约为 0.53 和 0.19,差别显著,体现出步行轮的优点。③软土特性对牵引效率有一定影响。④不考虑整车各轮间的相互影响和干涉,如能使各单轮达到最大的牵引效率,则四驱可变直径轮探测车的整车牵引效率也将达到最大。

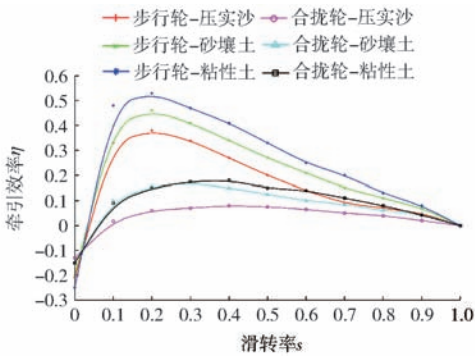


图 10 牵引效率  $\eta$  与滑转率  $s$  关系  
Fig. 10 Relationship of  $\eta$  and  $s$

3.4 接近角与沉陷量关系

接近角与沉陷量之间的关系见图 11,从图中可见:①同一软土上步行轮较合拢轮的接近角小约 10°。②其他参数一定时,车轮形状对沉陷量影响显著,合拢轮较步行轮的沉陷量深约 11 mm。

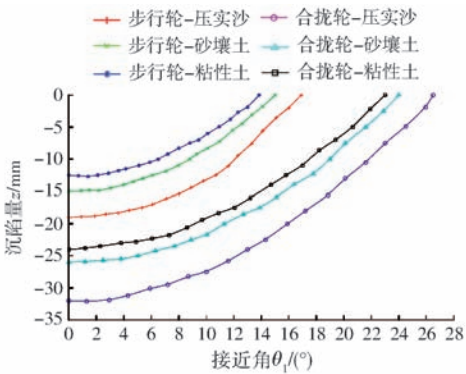


图 11 接近角与沉陷量之间的关系  
Fig. 11 Relationship of  $\theta_1$  and  $z$

4 样机试制与场地试验

根据设计原理进行了样机试制,如图 12 所示。随后将其安装在本课题组基于沉浮结合式工作原理所设计的水陆两栖全地形车上,进行了牵引试验。

4.1 土壤参数测量

基于贝氏仪测试原理,本课题组设计了土壤承

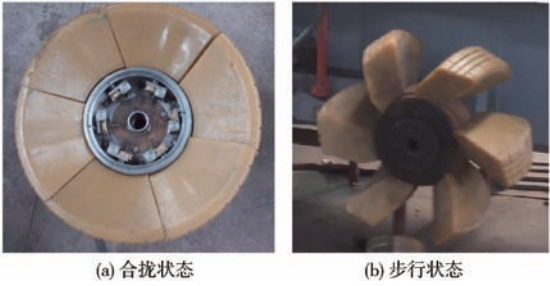


图 12 可变形轮样机

Fig. 12 Prototype of transformable wheel

压/剪切特性测试仪,如图 13 所示,对选取的松软土壤样本的力学特性进行了测试<sup>[19]</sup>。在土壤含水率为 13.6%、土壤孔隙度为 45.33% 的条件下,通过 12 组试验,通过测试结果计算得出土壤参数数值。具体数值如表 1 所示。

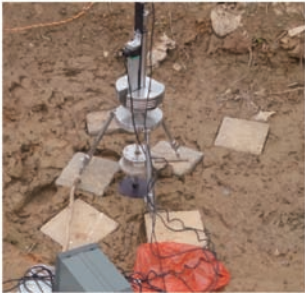


图 13 土壤参数测试试验

Fig. 13 Experiment of soil parameters test

4.2 牵引试验及分析

试验场地是砂壤土松软地面。试验所用的主要仪器设备有:水陆两栖全地形车、东方红拖拉机、拉压传感器、汽车综合测试仪、转速计等。试验现场如图 14 所示。



图 14 试验现场

Fig. 14 Test scene

具体试验过程如下:被测车在前,负荷车在后,拉力传感器通过钢丝绳连在两车之间;逐渐加大负荷车辆的制动程度,使被测车产生最大牵引力,同时驱动轮与地面之间产生不同的滑转率。其中:车辆行驶速度通过光电五轮仪获得,光电传感器测试主动轮转速;拉力传感器测量两车之间的拉力。滑转率通过车速与驱动轮转速换算得出。试验结果如表 2 所示。

分析试验结果可知:①当滑转率超过 0.52 时,步行轮无法提供足够的驱动力。②当滑转率超过

表 2 试验结果  
Tab.2 Test results

| 参数      | 试验序号 |       |       |       |       |       |
|---------|------|-------|-------|-------|-------|-------|
|         | 1    | 2     | 3     | 4     | 5     | 6     |
| $s$     | 步行轮  | 0.09  | 0.188 | 0.23  | 0.388 | 0.44  |
|         | 合拢轮  | 0.89  | 0.19  | 0.24  | 0.41  | 0.44  |
| $F_d/N$ | 步行轮  | 1 448 | 1 990 | 2 679 | 3 204 | 3 487 |
|         | 合拢轮  | 423   | 849   | 910   | 1 002 | 1 025 |
| $\eta$  | 步行轮  | 0.46  | 0.48  | 0.49  | 0.36  | 0.33  |
|         | 合拢轮  | 0.08  | 0.12  | 0.14  | 0.144 | 0.13  |

0.44 时,合拢轮无法提供足够的驱动力。③在允许滑转率下,步行轮和合拢轮能提供的最大挂钩牵引力分别为 3 600 N 和 1 025 N。④在允许滑转率下,步行轮和合拢轮的最大牵引效率分别为 0.49 和 0.144。⑤步行轮的牵引性能明显由于合拢轮。⑥试验结果与理论分析结果平均误差在

10% 以内。

5 结论

- (1) 车轮的挂钩牵引力、驱动力矩和驱动效率等均受到车轮滑转率及软土特性参数的制约。
- (2) 对应步行轮与合拢轮的最大驱动效率分别有一个最优滑转率区间,这对车轮结构设计及车辆行驶驱动控制具有实际意义。
- (3) 步行轮比合拢轮能产生更大的挂钩牵引力、驱动力矩、驱动效率和更小的沉陷量,更有利于提高车轮的软土牵引特性。
- (4) 当滑转率过高时,现场试验会出现整车驱动力不够的情况。
- (5) 试验结果与计算结果相近,说明计算结果的正确性及可变形轮在松软地面的适用性。

参 考 文 献

1 陈秉聪. 车辆行走机构形态学及仿生减粘脱土理论[M]. 北京:机械工业出版社,2001:23 – 38.

2 王文隆,朱永达. 浮式工作原理及其应用[J]. 农业机械学报, 1980,11(2):1 – 9.  
WANG Wenlong, ZHU Yongda. Buoying principle of tractor and its applications [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1980, 11(2):1 – 9. (in Chinese)

3 WONG J Y, REECE A R. Prediction of rigid wheel performance based on the analysis of soil-wheel stresses[J]. Journal of Terramechanics, 1967, 4(1): 81 – 98.

4 HEIKEN G. Lunar source book [M]. London: Cambridge University Press, 1991:765 – 772.

5 APOSTOLOPOULOS D S. Analytical configuration of wheeled robotic locomotion[D]. Pennsylvania: Carnegie Mellon University,2001.

6 LYASKO M. Multi-pass effect on off-road vehicle tractive performance [J]. Journal of Terramechanics, 2010, 47(5): 275 – 294.

7 邓宗全, 高海波, 胡明, 等. 行星越障轮式月球车的设计[J]. 哈尔滨工业大学学报,2003,35(2):204 – 213.  
DENG Zongquan, GAO Haibo, HU Ming, et al. Design of lunar rover with planetary wheel for surmount obstacle [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2003, 35(2): 204 – 213. (in Chinese)

8 邓宗全, 高海波. 行星轮式月球车的越障能力分析[J]. 北京航空航天大学学报, 2004,30(3):197 – 201.  
DENG Zongquan, GAO Haibo. Analysis of climbing obstacle capability of lunar rover with planetary wheel [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2004, 30(3):197 – 201. (in Chinese)

9 邓宗全, 高海波. 行星轮式月球车移动系统的关键技术[J]. 机械工程学报,2005,42(12):157 – 161.  
DENG Zongquan, GAO Haibo. Key technology of moving system of lunar rover with planetary wheel [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 42(12):157 – 161. (in Chinese)

10 岳荣刚, 王少萍, 焦宗夏, 等. 一种新型轮爪式车轮设计与性能仿真[J]. 北京航空航天大学学报,2007,33(12): 1408 – 1411.  
YUE Ronggang, WANG Shaoping, JIAO Zongxia, et al. Design and performance simulation of a new type wheel with claws[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2007,33(12):1408 – 1411. (in Chinese)

11 CHEN B, LI J Q, ZHANG R, et al. Pressure-sinkage mode land experimental research of interaction between rigid-wheel and simulant lunar soil[C] //Proceedings of IEEE Intelligent Vehicles Symposium,2009: 1328 – 1333.

12 GAO Q M, GAO F. Design and development of a variable ground clearance, variable wheel track self-leveling hillside vehicle power chassis (V2 – HVPC)[J]. Journal of Terramechanics, 2014,56:77 – 90.

13 CHEN Xinbo, GAO Feng, WANG Zhe. Mechanism principle and dynamics simulation on variable diameter walking wheel[C] // Proceedings of 2011 2nd International Conference on Digital Manufacturing and Automation, 2011: 723 – 727.

14 庄继德. 计算汽车地面力学[M]. 北京:机械工业出版社, 2002: 67 – 70,231 – 243.

15 IAGNEMMA K, KANG S, SHIBLY H, et al. Online terrain parameter estimation for wheeled mobile robots with application to planetary rovers [J]. IEEE Transactions on Robotics, 2004, 20(5):921 – 927.

16 余志生. 汽车理论[M]. 5 版. 北京:机械工业出版社, 2009: 252 – 264.

17 BEKKER M G. Introduction to terrain-vehicle systems [M]. Ann Arbor, Michigan: University of Michigan Press, 1969.

18 WONG J Y. Theory of ground vehicles [M]. 4th. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons Inc,2008: 182 – 199.

19 李萌. 重力场对土壤行驶性的影响分析及月壤力学参数的反求研究[D]. 北京:北京航空航天大学, 2013.