

一种可变形履带行走装置的设计

刘大为¹, 谢方平^{1,2*}, 李旭¹

(1.湖南农业大学工学院, 湖南 长沙 410128; 2.湖南省现代农业装备工程技术研究中心, 湖南 长沙 410128)

摘要:针对微型履带车辆在丘陵山区崎岖路面和坡地作业时存在稳定性减弱、爬坡性能变差等问题,提出了一种采用三连杆运动变形机构,由固定在行走架上的液压缸驱动变形机构变形,使得行走架在一定角度范围内处于水平的可变形履带行走装置设计方案。通过对变形机构的自由度计算和可变形履带行走装置的数学建模,分析了平衡状态下变形杆件的受力情况和机构的变形性能,确定了变形角度与构件之间的相对关系,以及坡地行驶过程中,变形与未变形状态下履带车辆的垂直越障和爬坡性能。结果表明:可变形履带行走装置可实现28°以下坡度自适应;变形后,能够提升车辆在坡地作业时3°左右的爬坡性能,但减弱了垂直越障能力。

关键词:履带行走装置;变形关系;越障

中图分类号: S222.3

文献标志码: A

文章编号: 1007-1032(2015)01-0099-05

Design of a deformable crawler travelling unit

Liu Dawei¹, Xie Fangping^{1,2*}, Li Xu¹

(1.College of Engineering, Hunan Agriculture University, Changsha 410128, China; 2.Hunan Provincial Engineering Technology Research Center for Modern Agricultural Equipment, Changsha 410128, China)

Abstract: In order to improve the stability and climbing performance of crawler mini-vehicle working on rugged roads and slope lands, a deformable crawler travelling unit was designed by using a three-linkages mechanism, driving by a hydraulic cylinder fixed on walking frame to achieve the horizontal position of walking frame within a certain range by deformation of the crawler. The force of links at equilibrium position and motion ability of mechanism were analyzed by the degree of freedom calculating and the mathematical modeling of the unit. The relationship between the angles of deformation and the position of the components in the mechanism was determined. The vertical obstacle surmounting and climbing performances of the unit operating in deformable and un-deformable mode were compared. It is shown that the unit working on deformable mode can self-adaptive climbing the slope below 28°, and improved 3° climbing ability while decreasing the ability of vertical obstacle surmounting.

Keywords: crawler travelling unit; deformation relation; obstacle surmounting

丘陵山区地形复杂,坡地多,机耕道狭窄,轮式车辆难以满足山区作业要求。近年来,适合山地作业的小型履带行走装置的开发受到重视。北京市农机研究所研制的神农61A型山地拖拉机^[1],采用履带式行走系统,履距可调,轮履可互换,爬坡性能有所提高,但不适合在坡地作业。张战文^[2]研发的履带式山地拖拉机,通过安装在履带轮两侧的

液压缸,调节行走架倾斜角度,使得车架处于水平状态,提高了整机的抗倾翻能力,但存在承载力不强、操控不便等问题。曲杰等^[3]设计的轮履复合式变形车轮,采用模块化设计,可以代替普通充气式轮胎直接安装在车辆上,扩大了普通车辆的作业范围,但仍存在动力需求大、整机操控不便等问题。以上履带行走装置的设计力求通过改变履带环形

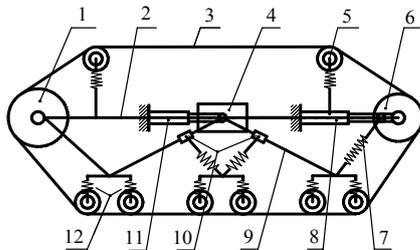
状以及调节悬架平衡来实现对坡地的适应能力,改善履带行走装置的通过性能,但工作过程中,由于微型履带车辆配置的动力较小,且路况复杂多变,作业时还需要承载一定的质量,因此,在实际作业过程中较难满足丘陵山区的使用要求。

针对微型履带车辆在丘陵山区坡地和崎岖路面作业时存在的问题,笔者提出一种可变形履带行走装置的设计思路,即装置在未变形情况下具有较高的离地间隙,能够适应崎岖地面的行走;在变形情况下,能够在一定角度范围内调节行走架状态自适应坡地行走。根据设计方案,通过分析可变形履带行走装置的变形关系、构件受力情况,以期能够找出可变形履带行走装置角度调节与各构件之间的匹配关系,并对安装该装置的履带车辆在坡地行驶时的爬坡越障性能进行探讨。

1 技术方案

1.1 结构

可变形履带行走装置由驱动轮、导向轮、负重轮、托带轮、刚性连杆机构、蓄能器、驱动油缸、预紧油缸、行走架、滑块及外圈包裹的履带组成(图 1)。驱动轮固定在行走架的一端;托带轮固定在行走架两端;固定在行走架上的驱动液压缸可带动导向轮沿行走架水平移动;负重轮组通过连杆、蓄能器、滑块 II 和 III 以及驱动轮、滑块 I 与行走架相连,形成稳定的三角支撑;驱动轮、托带轮、导向轮、负重轮组在简化的刚性连杆装置以及蓄能器的共构下与行走架形成封闭的履带环^[4-5]。车辆动力装置的驱动力经行走减速装置传递到驱动轮,由驱动轮带动履带环转动,使得整个行走装置沿履带铺设的轨道前进,实现行走。



1 驱动轮;2 行走架;3 履带;4 滑块 I;5 托带轮;6 导向轮;7 蓄能器;8 预紧油缸;9 连杆;10 滑块 II、III;11 驱动油缸;12 负重轮组。

图 1 可变形履带行走装置结构

Fig.1 Structure diagram of deformable crawler travelling unit

在可变形履带行走装置中,驱动油缸和预紧油缸固定在行走架上,可分别驱动滑块 I 和导向轮沿行走架左右移动,实现行走机构变形和履带预紧。负重轮组连接蓄能器,带动滑块 II、III 可分别沿连杆进行滑动,实现行走装置在行走过程中遇到崎岖路面或障碍物时能自适应行走。当滑块 I 左右移动时,连杆能够联动,使得负重轮与行车架的位置关系发生变化,实现“变形”;同时,通过驱动油缸、托带轮调整履带松紧程度,实现“预紧”。

在进行过程中,行走装置的负重轮通过连杆与行走架构成弹性悬架,当履带在不平路面行驶时,负重轮可以随路面形状相对行走架上下摆动,从而使履带与路面始终保持良好的接触,可改善车辆的牵引附着性能,同时避免单个负重轮受力,使载荷比较均匀地分布到各部件上,提高行走装置的承载能力。

1.2 变形模式及特性

可变形履带行走装置具有平地行驶和坡地行驶 2 种运动模式^[6]。

1) 平地行驶模式。当行走装置在较为平坦的地面上行驶时,采用平地行驶模式,其中,负重轮组通过连杆、蓄能器、滑块等与驱动轮、滑块 I 和行走架相连,形成稳定的三角支撑,使得装置具有较高的离地间隙。当履带行走过程中遇到障碍物时,负重轮组连接蓄能器,带动滑块 II、III 可分别沿连杆进行滑动,使得行走装置在行走过程中遇到崎岖路面或障碍物时能自适应行走。

2) 坡地行驶模式。如图 2 所示,当行走装置在坡地行驶时,驱动油缸带动滑块 I 左右移动,使得连接在滑块上的连杆绕 A、B 点转动。变形后,由于蓄能器的调节作用,行走架底部的三角支撑关系稳定;同时,由预紧油缸对履带进行预紧调整,满足履带行走装置的行走要求,实现在一定角度范围内的自适应调平行行走架的目的。

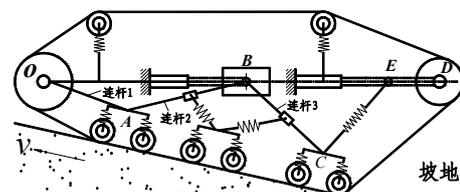


图 2 坡地行驶时行走装置变形

Fig.2 Deformation of travelling unit slope driving

2 变形性能分析

2.1 变形关系分析

机构具有运动的条件是机构的原动件数目应等于机构的自由度数目^[7]。在对行走装置进行数学建模前,有必要对变形机构的组合定位和各定位元件限制自由度分析以及变形性能分析。为使机构具有确定的运动,由图 2 可知,在该变形机构中,活动构件分别为连杆 1、2 以及移动构件连杆 3; O 、 A 、 B 应分别为运动低副,其中低副 B 为复合铰链,具有 1 个转动副和 1 个移动副,此机构无高副^[8]。

再以驱动轮中心点 O 为原点,建立 XOY 平面坐标系,变形机构的运动轨迹如图 3 所示。

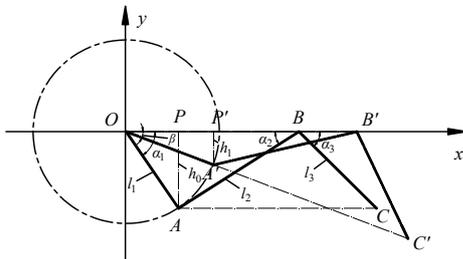


图 3 变形机构运动

Fig.3 Movement of deformation mechanism

连杆 1、2、3 的长度分别为 l_1 、 l_2 、 l_3 (m); 连杆 1、2、3 与 X 轴的夹角分别为 α_1 、 α_2 、 α_3 (rad); β 为装置变形后适应坡地的角度(rad)。由于各变形构件与行走架相连,连杆 2 与连杆 3 之间夹角可调,构成稳定的支撑关系,有: $\angle ABC = \angle A'B'C'$ 。

根据其几何关系,可求得:

$$\cos \beta = \frac{l_1 - l_2 \cos(\pi - \alpha_2)}{\sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1l_2 \cos(\pi - \alpha_2)}} \quad (1)$$

$$\sin \beta = \frac{l_2 \sin \alpha_2}{\sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1l_2 \cos(\pi - \alpha_2)}} \quad (2)$$

则有: $\tan \beta = \frac{l_2 \sin \alpha_2}{l_1 + l_2 \cos \alpha_2}$, 其中 $\alpha_2 \in (0, \frac{\pi}{2})$ 。假设 $l_1/l_2=e$, 其中 e 为常数, 则有:

$$\beta = \arctan \left(\frac{\sin \alpha_2}{e + \cos \alpha_2} \right) \quad (3)$$

由式(3)可知, β 的大小与 l_1 和 l_2 的相对关系有关,与 l_3 无关;当 α_2 一定时, β 随 e 的增大而增大。由于 α_2 、 e 的取值牵涉到装置的结构布置,包括履带的接地长度、离地间隙等,为获得较好的稳定性,考虑到各构件之间的运动限制,选取 α_2 的取值范围为 $(\pi/6 \sim \pi/3)$ 、 e 的取值范围为 $(0.2 \sim 1.0)$, 则 α_2 与 β

之间的关系如表 1 所示。

表 1 不同 α_2 取值下的 β 角度值

$\alpha_2/(\circ)$	$\beta/(\circ)$				
	$e=0.2$	$e=0.4$	$e=0.6$	$e=0.8$	$e=1.0$
30	25.14	21.56	18.84	16.71	15.01
35	29.38	25.21	22.02	19.52	17.51
40	33.66	28.88	25.21	22.33	20.01
45	37.96	32.58	28.43	25.15	22.51
50	42.29	36.32	31.66	27.98	25.01
55	46.66	40.10	34.93	30.83	27.51
60	51.08	43.92	38.23	33.69	30.01

由表 1 数据分析可知,当 e 一定时, β 随 α_2 的增大而增大;同时, β 的增大速率随 e 增加而减小。

为进一步分析变形角度与各构件之间的相对关系,在图 3 所示的变形机构中,令 A 点到 P 点(x 轴)的距离为 h_0 , A' 点到 P' 点(x 轴)的距离 h_1 , h_0 和 h_1 即为可变形履带行走装置在未变形和变形状态下的最小离地间隙(m)。

假设 $h_0/h_1=f$, 有: $l_2 \sin \alpha_2 / l_1 \sin \beta = f$, $\sin \alpha_2 / \sin \beta = e \cdot f$, 求得不同 α_2 取值下, e 与 f 的相对关系如表 2 所示。

表 2 不同 e 值下的 f 值

e	f						
	$\alpha_2=30^\circ$	$\alpha_2=35^\circ$	$\alpha_2=40^\circ$	$\alpha_2=45^\circ$	$\alpha_2=50^\circ$	$\alpha_2=55^\circ$	$\alpha_2=60^\circ$
0.20	5.89	5.85	5.80	5.75	5.69	5.63	5.57
0.40	3.40	3.37	3.33	3.28	3.23	3.18	3.12
0.60	2.58	2.55	2.52	2.48	2.43	2.39	2.33
0.80	2.17	2.15	2.12	2.08	2.04	2.00	1.95
1.00	1.93	1.91	1.88	1.85	1.81	1.77	1.73

设计中需考虑 2 种不同状态下行走装置的最小离地间隙要求,为保障装置的通过性,选择 $f=2.0$ 。由表 1、表 2 数据分析可求解变形机构各杆件之间的相对关系,其中 e 的取值为 $0.8 \sim 1.0$, α_2 取值范围应在 $45^\circ \sim 55^\circ$, 则对应的变形角度 β 取值范围为 $25^\circ \sim 28^\circ$ 。

2.2 杆件受力分析

由于微型履带车辆在丘陵山区行驶过程中,行走机构的变形必须在速度较小的情况下才能实现,因此,假定车辆变形时处于平衡状态,对各杆件进行受力分析。

2.2.1 数学建模

建模假设：1)所有连接驱动轮、导向轮以及托带轮的杆件均为均质杆件，行走装置变形过程中杆件无变形。2)所有外力，包括平台自重以及人、物的重量等，均简化到同一平面内，并构成自平衡力系。3)连接连杆与负重轮之间的蓄能器的支撑内力变化满足系统的平衡要求。4)行走装置的变形始终保持在垂直平面内。

数学分析模型如图 4 所示。

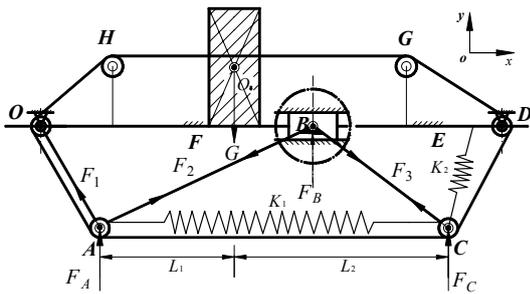


图 4 可变履带行走装置静力学分析

Fig.4 Static analysis on the deformable crawler travelling unit

由于行走装置所有的构件都与行走架相连，将行走架看作是一个固定的面，这时驱动轮与行走架相连，连杆 1 绕 O 点转动，△OAB 与△BCD 共同构成 2 个稳定的支撑关系。在蓄能器的作用下，连杆 2 与连杆 3 在垂直平面的夹角保持相对稳定，以形成履带环。考虑到行走装置只有在形成履带环的情况下，才能由驱动轮带动履带转动，从而实现在履带铺设的轨道上行走，在建模过程中只需要考虑构件支撑履带而形成的边界点的受力情况即可，因此，负重轮组在建模过程中只需要考虑 AC 段履带两端的受力情况。

2.2.2 受力分析

如图 4 所示，假设 XOY 坐标系原点位于点 O，X 轴与行走架平行。设 A 点到车辆重心垂线的距离为 L1(m)，C 点到车辆重心垂线的距离为 L2(m)；各连杆所受的内力分别为 F1、F2、F3(N)；A、B、C 点所受的支反力分别为 FA、FB、FC(N)；K1、K2 表示负重轮间各杆件与蓄能器之间的变形系数，由于连杆 2 和连杆 3 刚性连接且角度可调，其 K1=0，整个行走装置在水平面上处于平衡状态。

根据平衡状态下的受力情况，求得：

$$\begin{cases} F_1 = -\frac{G \cdot L_1}{(L_1 + L_2)} \cdot \frac{\cot \alpha_3}{\cos \alpha_1} \\ F_2 = -\frac{G \cdot L_1}{(L_1 + L_2)} \cdot \frac{\cot \alpha_3}{\cos \alpha_2} \\ F_3 = -\frac{G \cdot L_1}{(L_1 + L_2) \sin \alpha_3} \end{cases} \quad (4)$$

当 e=0.8 f=2.0 α2=45° l3=l2 时，可求得 α1=62°，α2=45°，α3=45°，此时，F1=1.5F2=1.5F3。

3 坡地行驶性能分析

对比履带行走装置在未变形和变形 2 种情况下车辆在坡地行驶状态下的爬坡、越障性能，验证可变履带行走装置设计的合理性。

3.1 越障能力对比

当履带车辆翻越的垂直路障高度为 h(m)时，必须保障驱动轮与负重轮之间履带能够在行进过程中压到垂直障碍物的边沿上^[9]，假设驱动轮与负重轮之间履带长为 l0(mm)，即有：l0sinα > h，其中 α 为履带行走装置的接近角(rad)。由前述分析可知，当机构变形后，履带接地长度不变，最小离地间隙减小，行走装置接近角变小，因此，变形后的车辆跨越障碍物的能力相对减弱。

3.2 爬坡能力对比

车辆爬坡时，主要的行驶阻力为坡度阻力和加速阻力，空气阻力与滚动阻力可以忽略不计^[10]。考虑到微型履带车辆在翻越障碍时车速很低，可用静力学平衡方程求得车辆最大爬坡角度，在讨论车辆最大爬坡能力时可认为车辆是匀速运动，即加速阻力为 0^[11]。车辆在坡面运动时，已知行走装置变形角为 β，假设 ω 和 γ 分别是未变形和变形情况下履带车辆行进的最大爬坡角(rad)，受力简图如图 5 所示，其中 Fω、Fγ 分别表示 2 种状态下的最大地面反作用力(kN)。

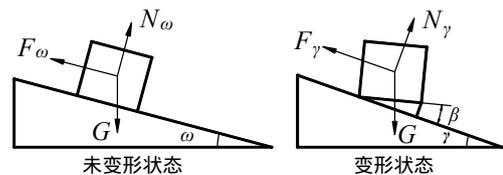


图 5 车辆爬坡受力状况

Fig.5 Force diagram in climbing

根据图 5 的力学模型，建立受力方程^[12]：

$$F_{\omega} = G \cdot \sin \omega ; F_{\gamma} = G \cdot \sin \gamma .$$

可求得：

$$\begin{cases} \omega = \arcsin(F_{\omega} / G) \\ \gamma = \arcsin(F_{\gamma} / G) \end{cases} \quad (5)$$

针对各种不同性质的土壤，履带式车辆所能获得的最大土壤推力都能用下式^[13]表示。

$$F = Q \tan \varphi + C_0 A_0 \quad (6)$$

式中： Q 为垂直于土壤表面的负载(N)； A_0 为车辆的接地面积(mm²)； C_0 、 φ 分别为土壤的黏聚系数(kPa)和摩擦角度(°)。

履带车辆在相同土壤条件行驶时，2 种不同的变形状态下，具有相同的最大驱动力。车辆运动，最大驱动力势必要大于或等于最大土壤推力 F ，而当车辆处于最大爬坡角时两者相等。即 $F = F_{\omega} = F_{\gamma}$ 。

代入式(5)、(6)中可得：

$$\begin{cases} \omega = \arcsin\left(\frac{Q_{\omega} \tan \varphi + C_0 A_0}{G}\right) \\ \gamma = \arcsin\left(\frac{Q_{\gamma} \tan \varphi + C_0 A_0}{G}\right) \end{cases} \quad (7)$$

其中 Q_{ω} 、 Q_{γ} 分别表示车辆处于最大爬坡角度 ω 和 γ 时垂直于土壤表面的负荷(kN)，由此可见，当两者的履带接地面积相同时，有：

$$\begin{cases} Q_{\omega} = G \cdot \cos \omega \\ Q_{\gamma} = G \cdot \cos(\gamma - \beta) \end{cases}$$

即：

$$\begin{cases} \omega = \varphi + \arcsin\left(\frac{C_0 A_{\omega}}{G \cdot \sqrt{\mu}}\right) \\ \gamma = \arcsin\left(\frac{C_0 A_{\gamma}}{G \cdot \sqrt{\mu - 2 \tan \varphi \sin \beta}}\right) + \arctan\left(\frac{\cos \beta}{\cot \varphi - \sin \beta}\right) \end{cases} \quad (8)$$

其中 $\mu = 1 + \tan^2 \varphi$ 。

假设某装载了可变形履带行走装置的车辆的质量为 5 000 kg，履带宽度为 420 mm，某种黏性土壤参数 $C_0 = 13.79$ kPa、 $\varphi = 22^\circ$ ^[10]，履带最大接地长度 $L = 1\ 200$ mm，忽略车辆爬坡时土壤的下陷，由式

(8)计算出在该土壤条件下履带式车辆的最大爬坡角 $\omega = 29.5^\circ$ 。

同理，当变形角 $\beta = 15^\circ$ 时，可求得式(8)中 $\gamma = 32.3^\circ$ ，则 $\omega < \gamma$ ，即变形后的车辆爬坡能力要大于未变形情况的车辆爬坡能力。

参考文献：

- [1] 李烈柳. 神龙 61A 型山地拖拉机[J]. 江西农机, 1999 (4): 18.
- [2] 张战文. 微型履带山地拖拉机稳定性研究[D]. 杨凌: 西北农林科技大学, 2011.
- [3] 曲杰, 钟伟斌. 轮履复合式变形车轮的设计与越障性能分析[J]. 华南理工大学学报, 2013, 41(5): 119-124.
- [4] 关浩, 刘宁, 崔亚菲, 等. 一种新型越野车用变形履带系统设计[J]. 机械工程师, 2008(1): 74-75.
- [5] 段星光, 黄强, 李科杰. 小型轮履腿复合式机器人设计及运动特性分析[J]. 机械工程学报, 2005, 41(8): 108-114.
- [6] 李智卿, 马书根, 李斌, 等. 具有自适应能力轮-履复合变形移动机器人的开发[J]. 机械工程学报, 2011, 47(5): 1-10.
- [7] 孙桓, 葛文杰. 机械原理[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [8] 房海蓉, 陈江红. 一种新型四自由度并联机构设计与分析[J]. 北京交通大学学报, 2011, 35(4): 134-137.
- [9] 龚振邦, 王勤恣, 陈振华, 等. 机器人机械设计[M]. 北京: 电子工业出版社, 1995.
- [10] 庄继德. 汽车通过性[M]. 长春: 吉林人民出版社, 1980.
- [11] 赵希庆, 尚建忠, 罗自荣, 等. 四连杆变形履带式机器人的越障性能分析[J]. 机械设计与研究, 2009, 25(6): 36-39.
- [12] 滕赞, 姚辰, 王挺, 等. 变形履带轮椅机器人的张紧力最优估计和越障能力分析[J]. 机器人, 2010, 32(5): 622-628.
- [13] 高红华, 陈学东, 钱文军. 汽车平顺性的建模分析及研究[J]. 工程设计学报, 2003, 10(6): 321-325.

责任编辑: 罗慧敏

英文编辑: 吴志立