

BH-1 型月球车的运动学和动力学研究

雷振伍¹, 居鹤华¹, 崔平远²

(1. 北京工业大学 电子信息与控制工程学院, 北京 100124; 2. 北京理工大学 宇航学院, 北京 100081)

摘要: 为研究松软土壤下 BH-1 型六轮月球探测车原理样机的运动性能和越障性能, 对原理样机的运动学和动力学进行了理论分析. 通过推导 BH-1 型原理样机车体和车轮的运动学约束关系, 研究车轮的前向滑移、转向角滑移及侧向滑移对样机运动学的影响; 鉴于月球表面松软的砂质土壤条件, 对样机的车轮力学情况进行分析, 进而建立基于凯恩方程的机器人动力学模型; 利用 ODE(open dynamics engine) 三维动力学仿真软件对样机的越障过程进行仿真演示. 仿真结果证明, BH-1 具有优秀的运动性能和越障性能.

关键词: 月球车; 运动学; 动力学; 凯恩方程

中图分类号: TP 242. 3

文献标志码: A

文章编号: 0254 - 0037(2011) 01 - 0066 - 06

随着中国“嫦娥”探月二期工程的进行, 月球车自主导航等相关控制技术已经成为控制领域的研究热点和难点, 对月球车运动学和动力学的研究变得尤为重要. 与室内轮式移动机器人不同, 为使月球车适应月球表面凹凸不平的环境, 增强月球车对地形的“柔顺性”, 月球车的悬架系统一般设计为多杆件铰接结构. 同时, 为提高月球车的驱动能力, 车轮数量一般设计为 6 个. 可见, 月球车是一个具有多支链和多关节拓扑结构的多刚体系统.

行星探测车的运动学建模需要考虑机器人的 6 个自由度, 即前向、侧向、竖直方向 3 个平动运动和偏航、俯仰、横滚 3 个旋转运动. Tarokh 等^[1]以美国 Rocky7 火星原型车为例, 将车轮的前向、侧向、转向滑移引入模型, 研究了行星探测车的运动学建模方法. Yi 等^[2]对全方向冗余轮式移动机器人的正运动学进行了研究. 鉴于行星探测车行驶速度慢的特点, 准静态动力学模型被广泛研究并应用于车轮驱动力的分配^[3-4]. 北京工业大学自主技术与智能控制研究中心研制的 BH-1 型月球探测车原理样机, 采用四连杆铰接式悬架结构, 不仅能极大提高月球车的越障和攀爬能力, 而且相比美国 NASA 的 Rocky7 系列火星车, 悬架的状态变量数目减少为 1 个, 降低了系统的复杂度.

鉴于 BH-1 型月球车优异的运动性能, 本文对其运动学和动力学进行了分析研究, 并对 BH-1 的悬架机械结构进行了动力学仿真验证. 首先, 介绍了 BH-1 型月球探测车原理样机, 给出了雅可比矩阵的推导过程, 分析了车轮前向滑移、侧向滑移和转向滑移对系统的影响; 然后, 采用凯恩方法推导 BH-1 的动力学模型. 凯恩方法推导过程简单, 方程数目少, 有利于计算机语言编程的实现; 最后, 利用 ODE(open dynamics engine) 动力学仿真工具包对 BH-1 型月球车原理样机进行动力学仿真.

1 BH-1 型月球探测车的运动学

BH-1 型月球探测车原理样机由北京工业大学自主技术与智能控制研究中心研制. 如图 1 所示, BH-1 为六轮独立驱动, 前、后轮可独立转向. 四连杆铰接式悬架结构是 BH-1 机械设计上的亮点, BH-1 的攀爬和越障能力获得显著提升, 越障高度最高可达 2 倍车轮直径. 美国 NASA 的 Rocky7 系列火星车主要采用摇臂-转向架式悬架结构, 某些车轮的位姿与主、副摇臂的旋转角度相关. 与其相比, BH-1 在车轮运动学

收稿日期: 2008-11-03.

基金项目: 国家“八六三”计划资助项目(2006AA12Z307) .

作者简介: 雷振伍(1977—), 男, 吉林桦甸人, 博士研究生; 居鹤华(1969—), 男, 江苏高邮人, 教授.

的分析和估计上具有优势. 以图 1(b) 中前(后)轮四连杆悬架结构为例, BH-1 的悬架状态变量只有 α_1 , 其旋转角度与车轮中心位置具有一一对应关系, 系统的复杂度因而降低. BH-1 的另一特色是车轮的设计, “鼓状”结构非常适合月球表面松软的土壤条件, 车轮表面花纹能有效抑制车轮前向滑移.

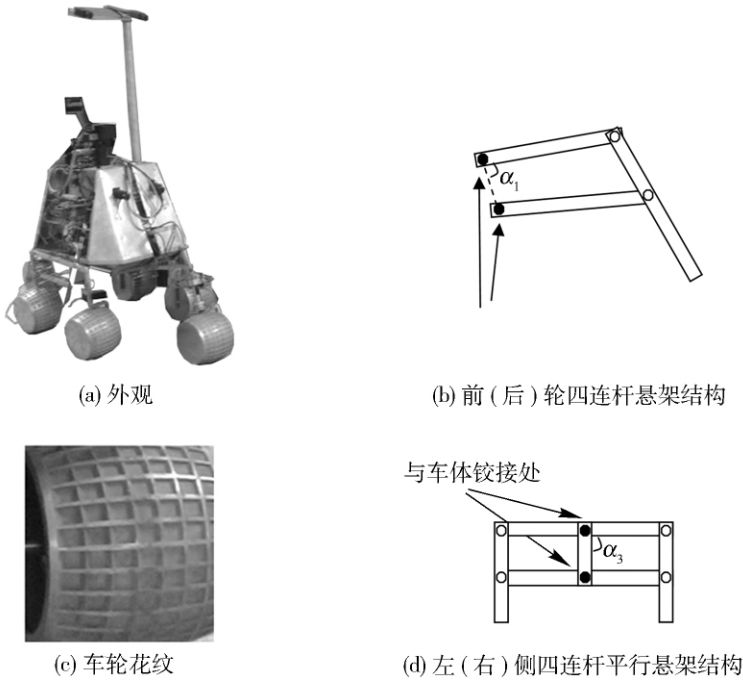


图 1 BH-1 型月球探测车原理样机
Fig. 1 Lunar exploration prototype “BH-1”

如图 2 所示 R 和 $\bar{R}$ 分别为车体的体坐标系及瞬时重合坐标系; $H_i (i = 1, \cdots, 4)$ 为四连杆体坐标系 z 轴与车体底面垂直; $S_i (i = 1, \cdots, 6)$ 为车轮体坐标系 z 轴与相连杆件平行; C_i 和 $\bar{C}_i (i = 1, \cdots, 6)$ 分别为轮地接触坐标系及瞬时重合坐标系 z 轴垂直于轮地接触切平面; ψ_1 与 ψ_2 分别是前、后轮的转向角.

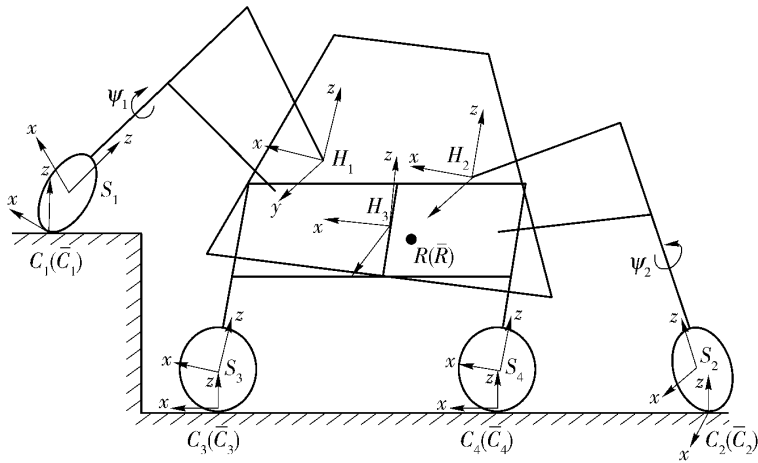


图 2 BH-1 左侧局部坐标系
Fig. 2 The local coordinate system of the left side of “BH-1”

车体与各车轮间的级联坐标变换矩阵为

$$T_{R C_i} = \begin{cases} T_{R H_i} \cdot T_{H_i S_i} \cdot T_{S_i C_i} & i=1, 2 \\ T_{R H_3} \cdot T_{H_3 S_i} \cdot T_{S_i C_i} & i=3, 4 \\ T_{R H_4} \cdot T_{H_4 S_i} \cdot T_{S_i C_i} & i=5, 6 \end{cases} \quad (1)$$

式中 R 至 H_i 的运动仅有平移运动且与月球车自身结构参数有关; H_i 至 S_i 的平移和旋转运动由 α_i 决定 (前、后轮情况还应考虑转向角 ψ_1, ψ_2); S_i 至 C_i 的运动主要由绕 y 轴的旋转角 δ_i 决定. 瞬时重合坐标系 (车体、车轮) 与体坐标系间的坐标变换矩阵为^[1]

$$\dot{T}_{\bar{R} R} = \begin{bmatrix} 0 & -\dot{\phi}_z & \dot{\phi}_y & \dot{x} \\ \dot{\phi}_z & 0 & -\dot{\phi}_x & \dot{y} \\ -\dot{\phi}_y & \dot{\phi}_x & 0 & \dot{z} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, T_{\bar{C}_i C_i} = \begin{bmatrix} \cos \zeta_i & -\sin \zeta_i & 0 & r\theta_i - \xi_i \\ \sin \zeta_i & \cos \zeta_i & 0 & \eta_i \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

式中 $\dot{x}, \dot{y}, \dot{z}, \dot{\phi}_x, \dot{\phi}_y, \dot{\phi}_z$ 分别为车体沿体坐标系 3 个坐标轴的瞬时平动速度和瞬时旋转角速度; $\varepsilon_i = [\xi_i \ \zeta_i \ \eta_i]^T$ 为车轮的滑移向量 3 个分量分别为第 i 车轮沿 x 轴方向的前向滑移、绕 z 轴旋转的转向角滑移以及沿 y 轴的侧向滑移; r 为车轮半径; θ_i 为车轮滚动角度. 对

$$T_{\bar{R} R} = T_{R C_i} \cdot T_{\bar{C}_i C_i} \cdot T_{C_i R} \quad (3)$$

求导, 得

$$\dot{T}_{\bar{R} R} = T_{R C_i} \cdot \dot{T}_{\bar{C}_i C_i} \cdot T_{C_i R} + T_{R C_i} \cdot \dot{T}_{C_i R} \quad (4)$$

将式 (1)、(2) 代入式 (4), 得到车体与车轮间的速度约束关系为

$$[\dot{x} \ \dot{y} \ \dot{z} \ \dot{\phi}_x \ \dot{\phi}_y \ \dot{\phi}_z]^T = J_i \cdot [\dot{p}_i \ \dot{\theta}_i \ \dot{\varepsilon}_i \ \dot{\delta}_i]^T, \dot{p}_i = \begin{cases} [\dot{\psi}_i \ \dot{\alpha}_i]^T & i=1, 2 \\ \dot{\alpha}_3 & i=3, 4 \\ \dot{\alpha}_4 & i=5, 6 \end{cases} \quad (5)$$

式中 J_i 为第 i 轮雅可比矩阵; α_1 和 α_2 分别为前、后四连杆悬架绕 y 轴旋转的角度; α_3 和 α_4 分别为左、右平行四连杆悬架绕 y 轴旋转的角度. 只考虑可控量 $\dot{x}, \dot{y}, \dot{\phi}_z$, 可得 BH-1 车体与第 1 轮、第 3 轮的速度关系式, 即

$$\gamma = \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{\phi}_z \end{bmatrix} = \begin{cases} \begin{bmatrix} J'_{11} & 0 & J'_{13} & J'_{14} & J'_{15} & J'_{16} & J'_{17} \\ J'_{21} & J'_{22} & J'_{23} & J'_{24} & J'_{25} & J'_{26} & 0 \\ J'_{31} & J'_{32} & 0 & 0 & J'_{35} & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \kappa_1 \\ \begin{bmatrix} J''_{11} & 0 & J''_{13} & J''_{14} & J''_{15} & J''_{16} & J''_{17} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J''_{25} & J''_{26} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J''_{35} & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \kappa_3 \end{cases}, \kappa_i = [\dot{p}_i \ \dot{\theta}_i \ \dot{\varepsilon}_i \ \dot{\delta}_i]^T \quad (6)$$

式 (6) 表明滑移向量 $\dot{\varepsilon}_i$ 对前、后轮的影响相对较弱, 尤其当车轮转速较快且转向角变化较显著时, $\dot{\varepsilon}_i$ 的影响可忽略不计. 当车轮转速 $\dot{\theta}_i$ 过快进而产生较大前向滑移时, 必须考虑 $\dot{\varepsilon}_i$; 与前后轮不同, $\dot{\varepsilon}_i$ 对中间 4 个轮有较大影响. 由于缺少转向电机, 转向角滑移始终存在于中间轮中. $\dot{\varepsilon}_i$ 对中间轮的侧向和转向运动有较大的影响, 因此不能被忽略.

2 BH-1 的 Kane 方程

选择系统的广义速度为 $\dot{x}, \dot{y}, \dot{\phi}_z$ ^[5], 如图 3 所示, r_i 为局部坐标系间的矢量; 令 I 代表全局坐标系, e_1, e_2, e_3 分别为局部坐标系 x, y, z 轴矢向量. 车体中心的平动速度为

$${}^I V^R = \dot{x} \cdot e_1^R + \dot{y} \cdot e_2^R + \dot{z} \cdot e_3^R \quad (7)$$

车体中心角速度为

$${}^I \omega^R = \dot{\phi}_x \cdot e_1^R + \dot{\phi}_y \cdot e_2^R + \dot{\phi}_z \cdot e_3^R \quad (8)$$

车轮 1 中心的平动速度为

$${}^I V^{C_1} = {}^I V^{H_1} + {}^{H_1} \omega^{C_1} \times r_4 = {}^I V^R + (\dot{\beta}_1 e_2^{H_1} + \dot{\psi}_1 e_3^{S_1} + \dot{\delta}_1 e_2^{S_1}) \times r_4 \quad (9)$$

式中 β_1 为局部坐标系 H_1 至 S_1 绕 y 轴旋转的角度. 忽略转向角滑移率 $\dot{\zeta}_1$ 的影响, 则有

$$\begin{bmatrix} \dot{\phi}_x & \dot{\phi}_y & \dot{\phi}_z \end{bmatrix}^T = \begin{bmatrix} J_{41} & J_{42} & 0 \\ J_{51} & 0 & J_{57} \\ J_{61} & J_{62} & 0 \end{bmatrix} \cdot [\dot{\alpha}_1 \quad \dot{\psi}_1 \quad \dot{\delta}_1]^T = \Lambda \cdot [\dot{\beta}_1 \quad \dot{\psi}_1 \quad \dot{\delta}_1]^T \quad (10)$$

由于 Λ 可逆, 将式 (10) 代入式 (9), 得到关于 $\dot{x}, \dot{y}, \dot{z}, \dot{\phi}_x, \dot{\phi}_y, \dot{\phi}_z$ 的关系式为

$${}^I V^{C_1} = [e_1^R \quad e_2^R \quad e_3^R \quad e_2^{H_1} \times r_4 \quad e_3^{S_1} \times r_4 \quad e_2^{S_1} \times r_4] \cdot [\dot{x} \quad \dot{y} \quad \dot{z} \quad \lambda_{\dot{\beta}_1} \quad \lambda_{\dot{\psi}_1} \quad \lambda_{\dot{\delta}_1}]^T \quad (11)$$

式中 $\lambda_{\dot{\beta}_1}, \lambda_{\dot{\psi}_1}, \lambda_{\dot{\delta}_1}$ 均为关于 $\dot{\phi}_x, \dot{\phi}_y, \dot{\phi}_z$ 的函数. 分别对 $\dot{x}, \dot{y}, \dot{z}$ 求偏导, 得到车轮 1 偏速度为

$$\tilde{v}_{C_1} = [e_1^R \quad e_2^R \quad f_{\dot{\beta}_1} e_2^{H_1} \times r_4 + f_{\dot{\psi}_1} e_3^{S_1} \times r_4 + f_{\dot{\delta}_1} e_2^{S_1} \times r_4] \quad (12)$$

车轮 1 中心的角速度为

$${}^I \omega^{C_1} = {}^I \omega^R + {}^R \omega^{H_1} + {}^{H_1} \omega^{C_1} = \dot{\phi}_x \cdot e_1^R + \dot{\phi}_y \cdot e_2^R + \dot{\phi}_z \cdot e_3^R + \dot{\beta}_1 e_2^{H_1} + \dot{\psi}_1 e_3^{S_1} + \dot{\delta}_1 e_2^{S_1} \quad (13)$$

整理式 (13) 得到

$${}^I \omega^{C_1} = [e_1^R \quad e_2^R \quad e_3^R \quad e_2^{H_1} \quad e_3^{S_1} \quad e_2^{S_1}] \cdot [\dot{\phi}_x \quad \dot{\phi}_y \quad \dot{\phi}_z \quad \lambda_{\dot{\beta}_1} \quad \lambda_{\dot{\psi}_1} \quad \lambda_{\dot{\delta}_1}]^T \quad (14)$$

分别对 $\dot{x}, \dot{y}, \dot{z}$ 求偏导, 得到车轮 1 偏角速度为

$$\tilde{\omega}_{C_1} = [0 \quad 0 \quad e_3^R + g_{\dot{\beta}_1} e_2^{H_1} + g_{\dot{\psi}_1} e_3^{S_1} + g_{\dot{\delta}_1} e_2^{S_1}] \quad (15)$$

同理可求得车体及其他车轮的偏速度 $\tilde{v}_{C_0}, \tilde{v}_{C_i}$ 和偏角速度 $\tilde{\omega}_{C_0}, \tilde{\omega}_{C_i}$ ($i = 1, \dots, 6$).

理想无滑移情况下, 车轮受到的外力和外力矩主要有重力 G 、电机驱动力矩 T 以及地面反作用轮缘的牵引力 F_T . 松软土壤条件下, 车轮还受到前向滑动摩擦力 f_H 、侧向摩擦力 f_L 以及压实阻力 F_{Re} 的作用, 如图 4 所示^[6-7]

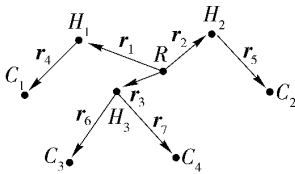


图 3 BH-1 左侧局部坐标系矢量

Fig. 3 Vectors between the adjacent local coordinate frames

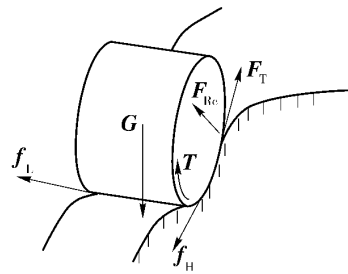


图 4 松软土壤下车轮受力

Fig. 4 Force situation of the wheel on the soft soil

忽略主、副摇臂质量, 考虑作用于车体的外力仅有重力 G_0 , 主矩为 0, 其主动力主矢为

$$F_0 = -G_0 \cdot e_3^I \quad (16)$$

车轮 i 的广义主动力主矢为

$$F_i = -G_i \cdot e_3^I + f_{L_i} \cdot e_2^{C_i} + F_{T_i} \cdot e_1^{C_i} - f_{H_i} \cdot e_1^{C_i} + \cos \sigma_i \cdot F_{Re_i} \cdot e_3^{C_i} \quad (17)$$

式中 σ_i 为压实阻力 F_{Re_i} 与 C_i 的 x 轴正方向夹角; 车轮 i 受到的外力矩包括电机驱动力矩 T_i 、牵引力 F_{T_i} 的等效力矩 T_{F_i} 以及滑动摩擦力 f_{H_i} 的等效力矩 T_{f_i} ; 对于前、后转向轮, 还包括转向力矩 T_{S_i} , 即

$$M_i = T_i \cdot e_2^{C_i} - T_{F_i} \cdot e_2^{C_i} + T_{f_i} \cdot e_2^{C_i} + T_{S_i} \cdot e_3^{S_i} \quad (18)$$

则对任意独立速度的广义主动力为

$$K_j = \sum_{i=0}^6 (F_i \cdot \tilde{v}_{C_{ij}}) + \sum_{i=0}^6 (M_i \cdot \tilde{\omega}_{C_{ij}}), \quad j=1, 2, 3 \quad (19)$$

对任意独立速度的广义惯性力为

$$K_j^* = \sum_{i=0}^6 (-m_i \cdot a_i \cdot \tilde{v}_{C_{ij}}) + \sum_{i=0}^6 (-I_i \cdot \mu_i \cdot \tilde{\omega}_{C_{ij}}), \quad j=1, 2, 3 \quad (20)$$

式中 m_i 和 I_i 分别为第 i 个刚体的质量和转动惯量; a_i 与 μ_i 分别为第 i 个刚体质心的加速度和角加速度. 根据凯恩方程^[8]

$$K_j + K_j^* = 0 \quad (21)$$

可得到关于 $\dot{x}, \dot{y}, \dot{\phi}_z, \ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{\phi}_z$ 的系统动力学微分方程组.

3 ODE 仿真

ODE(open dynamics engine) 是一款优秀的多刚体动力学仿真工具包, 它能方便地建立刚体之间的约束关系并以三维动画的形式展现给用户. 本文以 BH-1 型月球车原理样机为仿真对象, 利用 ODE 对其进行半实物动力学仿真.

如图 5 所示, 障碍垂直高度为 1.5 倍车轮直径. 6 个车轮采用独立速度控制模式. 越障初始阶段 BH-1 前轮在四连杆以及障碍的共同挤压下爬升, 如图 5(a) 所示. 到达障碍顶点后, 向上的牵引力迅速转变为向前的拖拽力, 提拉车体, 如图 5(b)、(c) 所示; 同时后轮四连杆为月球车提供支撑力, 帮助中间四轮翻越障碍. 由此可见, 前后四连杆悬架结构在 BH-1 翻越较高障碍过程中发挥了重要作用. 然而, 仿真过程中也发现, 为各车轮分配合适的牵引力同样重要, 速度控制模式并不能完全展示 BH-1 的越障能力.

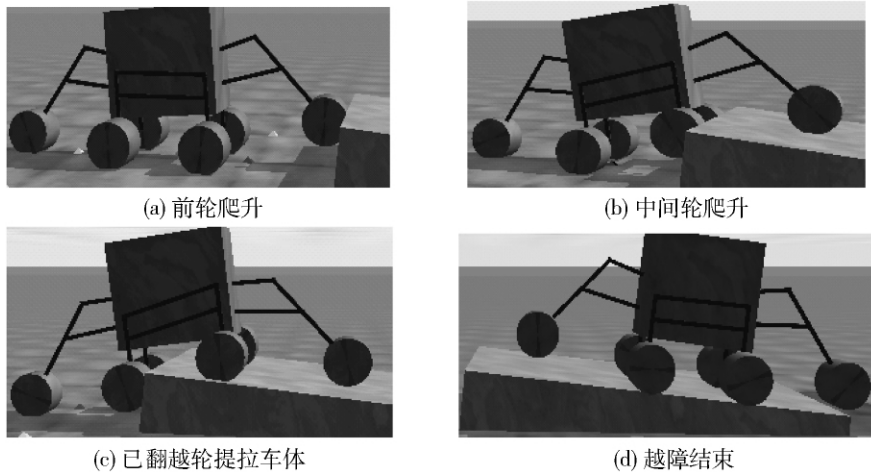


图 5 BH-1 的越障过程

Fig. 5 Obstacle-clearing simulation of "BH-1"

4 结束语

本文对 BH-1 型月球车原理样机进行了运动学和动力学研究, 分析方法同样适用于其他结构的轮式移动机器人. 仿真结果表明, BH-1 具有出色的越障和攀爬能力. 由于其独特的四连杆悬架结构, 系统的悬架状态变量减少为 1 个, 这为系统的运动学分析和状态估计带来了方便. 通过分析车轮的雅可比矩阵得出, 前、后轮受滑移量影响较小, 中间轮受其影响较大的一般性结论. 本文最后利用凯恩方程得到了系统的动力学方程. 未来将主要研究 BH-1 的多轮协调及牵引力分配.

参考文献:

- [1] TAROKH M , MCDERMOTT G J. Kinematics modeling and analyses of articulated rovers [J]. IEEE Transactions on Robotics and Automation , 2005 , 21(4) : 539-553.
- [2] YI B J , KIM W K. The kinematics for redundantly actuated omnidirectional mobile robots [J]. Journal of Robotic Systems , 2002 , 19(6) : 255-267.
- [3] IAGNEMMA K , DUBOWSKY S. Traction control of wheeled robotic vehicles in rough terrain with application to planetary rovers [J]. International Journal of Robotics Research , 2004 , 23(10-11) : 1029-1040.
- [4] LAMON P , SIEGWARD R. Wheel torque control in rough terrain-modeling and simulation [C] // 2005 IEEE International Conference on Robotics and Automation. Barcelona , Spanish: IEEE , 2005: 867-872.
- [5] NUKULWUTHIOPAS W , LAOWATTANA S , MANEEWARN T. Dynamic modeling of a one-wheel robot by using Kane's method [C] // 2002 IEEE International Conference on Industrial Technology. Bangkok , Thai: IEEE , 2002: 524-529.
- [6] ISHIGAMI G , MIWA A , NAGATANI K. Terramechanics-based model for steering maneuver of planetary exploration rovers on loose soil [J]. Journal of Field Robotics , 2007 , 24(3) : 233-250.
- [7] 张克健. 车辆地面力学 [M]. 北京: 国防工业出版社 , 2002: 204-207.
- [8] 叶敏, 肖龙翔. 分析力学 [M]. 天津: 天津大学出版社 , 2001: 154-158.

Research on the Kinematics and Dynamics of Lunar Rover “BH-1”

LEI Zhen-wu¹ , JU He-hua¹ , CUI Ping-yuan²

(1. College of Electronic Information and Control Engineering , Beijing University of Technology , Beijing 100124 , China;

2. School of Aerospace Engineering , Beijing Institute of Technology , Beijing 100081 , China)

Abstract: In the paper , the mobility and obstacle-surmounting capability of six-wheels Lunar exploration prototype “BH-1” are analyzed. Then , the theoretical analysis of the kinematics and dynamics of the prototype is conducted. The kinematics constraint relations between the robot body and the robot wheels are derived , and the influences of the forward slip movement , the lateral slip movement and the steering slip angle on the kinematics of the prototype are analyzed. The mechanics of the wheel on the soft soil is studied. Furthermore , a dynamics model based on Kane's dynamics equations is established. At last , ODE(Open Dynamics Engine) is utilized to simulate the obstacle-clearing process of the prototype. The simulation results show the excellent mobility and obstacle-clearing performance.

Key words: lunar rover; kinematics; dynamics; Kane equation

(责任编辑 刘 潇)