

摇臂式月球车的运动学建模及悬架参数优化

李所军^{1,2}, 高海波^{1,2}, 邓宗全^{1,2}

(1. 哈尔滨工业大学机器人技术与系统国家重点实验室, 150001, 哈尔滨;

2. 哈尔滨工业大学机电工程学院, 150001, 哈尔滨)

摘要: 为了减小摇臂式月球车在崎岖不平的月球表面上行进时车体位姿的变化, 给车载科学仪器提供稳定的移动工作平台, 对悬架结构参数进行了优化. 在对摇臂悬架简化的基础上, 定义了悬架的运动学参数, 用坐标变换法建立了摇臂月球车的运动学模型, 得到了以悬架运动学参数表示的车体位姿方程. 以车体位姿中的垂直位移和俯仰角的变化为多目标函数, 悬架结构参数为设计变量, 建立了多目标优化数学模型, 并利用 MATLAB 优化工具箱进行了优化求解. 采用 ADAMS 软件进行了仿真分析, 结果表明, 优化后摇臂式月球车车体位姿的变化明显减小.

关键词: 摇臂式月球车; 运动学建模; 悬架参数优化

中图分类号: TP242.3 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2009)09-0062-05

Kinematics Modeling of Rocker-Bogie Lunar Rover and Suspension Parameter Optimization

LI Suojun^{1,2}, GAO Haibo^{1,2}, DENG Zongquan^{1,2}

(1. State Key Laboratory for Robotics and System, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China;

2. School of Mechanical and Electrical Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: To reduce the change of position and orientation of rocker-bogie lunar rover, which serves as the platform for the on-board science instruments on the uneven terrain, the structure parameters of rocker-bogie suspension are optimized. The kinematics parameters are defined based on the simplified rocker-bogie suspension structure, the kinematics model of rocker-bogie lunar rover is established with coordinate transformation, and the equation of position and orientation, expressed by the suspension kinematics parameters, is attained based on kinematics modeling. Taking vertical displacement and pitch angle change of the body as a multi-objective function, and the suspension parameters as design variables, a multi-objective optimization model is constructed, furthermore, the optimization solution is accomplished by the MATLAB optimization toolbox. The simulation analysis of lunar rover is carried out using ADAMS with initial value and optimization value, and the results show that the change of position and orientation of rocker-bogie lunar rover is reduced obviously after optimization.

Keywords: rocker-bogie lunar rover; kinematics modeling; suspension parameter optimization

由于月球表面崎岖不平^[1], 月球车在行进时车体位姿不断发生变化, 若车体位姿的变化范围过大, 就会降低车载天线的定位精度, 影响月球车的探测工作. 因此, 减小车体的位姿变化, 为科学仪器提供

稳定的工作平台, 是对月球车移动系统设计的基本要求. 悬架作为月球车移动系统的关键部件, 对车体位姿的变化起着重要的作用, 对于主动悬架, 可根据月球表面形状主动控制悬架来改变车体的姿态^[2],

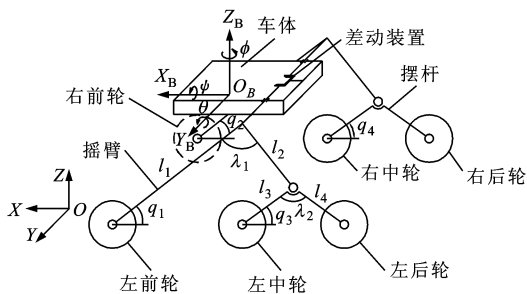
对悬架结构参数无需过多要求,而对于被动悬架,由于不能直接对悬架进行控制,所以在悬架设计时要考虑结构参数变化对车体位姿变化的影响。目前,国内外探测车中应用较多的被动式悬架是摇臂悬架^[3],并且许多学者对摇臂式探测车进行了研究,建立了基于运动控制的运动学模型^[4-5],但对悬架结构参数对车体姿态变化影响的研究却很少,因此建立摇臂式月球车的参数化运动学模型,并进行优化分析是十分必要的。

本文定义了摇臂悬架的运动学参数,基于坐标变换法建立了月球车的运动学模型,并采用悬架运动学参数来表示月球车的车体位姿。将位姿中的垂直位移和俯仰角变化作为多目标函数,建立了优化数学模型,用 MATLAB 优化工具箱进行优化求解,并用 ADAMS 软件进行了仿真分析。

1 摇臂悬架的运动学参数

图1为摇臂式月球车的运动学简化模型,其单侧摇臂悬架由摇臂和摆杆组成,摆杆的两端分别与中轮和后轮铰接,摇臂的一端与前轮铰接,另一端与摆杆自由铰接,悬架在车体两侧对称分布,两侧摇臂通过差动装置与车体连接。

月球车在崎岖不平的月球表面行驶时,摇臂悬架的位形不断变化,车体的位姿也相应地发生变化,因此车体的位姿与摇臂悬架的位形有关。摇臂悬架的位形可用运动学参数来表示,并分为结构参数和运动参数。结构参数是指摇臂悬架的设计参数,也是本文要优化的参数,而运动参数是指确定摇臂和摆杆不同运动位置时姿态的参数,两侧悬架的结构参数相同,但运动参数不同(见图1)。



$l_1 \sim l_4$: 摇臂摆杆杆长; λ_1, λ_2 : 摇臂摆杆夹角; $q_1 \sim q_4$: 摇臂摆杆不同运动位置时的水平角; O_B, X_B, Y_B, Z_B : 车体质心坐标系; ϕ, θ, ψ : 车体偏航角、俯仰角、侧倾角

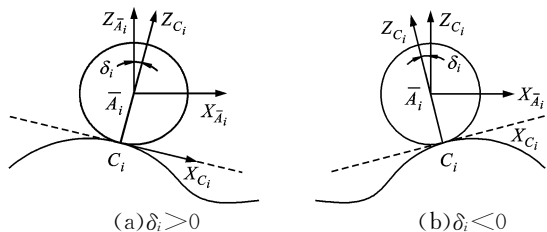
图1 摇臂式月球车的简化模型及运动学参数

2 月球车的运动学建模

为确定车体在不同运动位置的位姿,需建立月球车的正运动学模型。假设:①月面形状为崎岖光滑曲面;②车轮与月面均为刚体;③车轮与月面为点接触;④各车轮与月面同时保持接触。由于摇臂式月球车可简化为串并混合的空间连杆机构,因此可利用坐标变换方法来建立月球车的运动学模型。

2.1 坐标系的建立

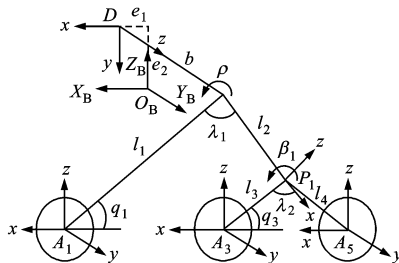
如图2所示,在车轮与月面的接触点处建立固定在月面的坐标系,定义 X_{C_i} 轴沿接触点切线方向, Z_{C_i} 轴沿接触点法线方向。在车轮的轮心点处定义固定在车轮轴上的过渡坐标系 $\bar{A}_i$,其 $X_{\bar{A}_i}$ 沿水平方向, $Z_{\bar{A}_i}$ 沿竖直方向。定义 δ_i 的方向由 X_{C_i} 到 $X_{\bar{A}_i}$,坐标系的2种情况如图2a、2b所示。



C_i : 崎岖月面与车轮接触点坐标系; $\bar{A}_i$: 车轮轮轴的过渡坐标系; δ_i : 车轮与月球表面的瞬时接触角

图2 车轮与月球表面的接触坐标系

由于摇臂悬架为铰接的连杆机构,因此采用 D-H方法在摇臂悬架各关节处建立坐标系,如图3所示。

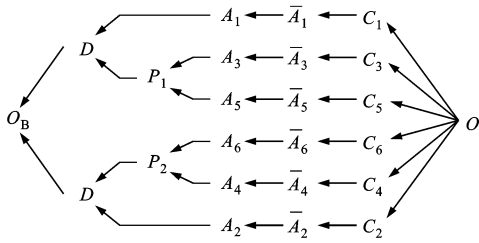


A_1, A_3, A_5 : 左前、中、后轮轮轴坐标系; P_1 : 左侧自由点坐标系; D : 差动点坐标系; b : 车体半宽度; ρ : 左摇臂相对车体的转角; β_1 : 左摆杆相对左摇臂的转角; e_1, e_2, O_B 在 D 中的坐标分量

图3 左侧摇臂悬架的坐标系

2.2 基于坐标变换的运动学建模

由坐标系的定义,建立月球车运动学模型采用的坐标变换链如图4所示。由图4可得 C_i 到 O_B 的坐标变换为



$C_1 \sim C_6$:月面与各车轮接触点的坐标系; $\bar{A}_1 \sim \bar{A}_6$ 各车轮轮轴点的过渡坐标系; $A_1 \sim A_6$:各车轮轮轴点的坐标系;
 P_1, P_2 :左、右侧自由点坐标系

图4 摇臂月球车的坐标变换链

$$\left. \begin{aligned} {}^{C_i}T_{O_B} &= {}^{C_i}T_{\bar{A}_i} \bar{A}_i T_{A_i} A_i T_D {}^D T_{O_B} & i=1,2 \\ {}^{C_i}T_{O_B} &= {}^{C_i}T_{\bar{A}_i} \bar{A}_i T_{A_i} A_i T_{P_1} P_1 T_D {}^D T_{O_B} & i=3,5 \\ {}^{C_i}T_{O_B} &= {}^{C_i}T_{\bar{A}_i} \bar{A}_i T_{A_i} A_i T_{P_2} P_2 T_D {}^D T_{O_B} & i=4,6 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中: ${}^{C_i}T_{\bar{A}_i}$ 、 $\bar{A}_i T_{A_i}$ 、 $A_i T_D$ 和 ${}^D T_{O_B}$ 均为齐次变换矩阵,下面依次给出。

为简化表示,以下矩阵中用c代表cos,用s代表sin^[6]。对于图2a、2b的情况,由 C_i 到 $\bar{A}_i$ 的齐次变换矩阵均可表示为

$${}^{C_i}T_{\bar{A}_i}(\delta_i) = \begin{bmatrix} c\delta_i & 0 & -s\delta_i & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ s\delta_i & 0 & c\delta_i & r \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

式中: r 为车轮半径。轮轴坐标系相对于过渡坐标系的齐次变换矩阵为

$$\bar{A}_i T_{A_i} = \begin{bmatrix} cq_k & 0 & -sq_k & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ sq_k & 0 & cq_k & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad k=1,2,3,4 \quad (3)$$

由坐标系的定义, $A_i T_D$ 可用D-H方法进行坐标变换,而摇臂悬架的D-H参数如表1所示。

表1 摇臂悬架的D-H参数

坐标系	γ	d	a	$\alpha/(^{\circ})$
D	0	0	0	0
P_1	k_1	b	l_2	0
P_2	k_2	$-b$	l_2	0
A_1	k_1	$l_1 sq_{r0}$	$l_1 cq_{r0}$	90
A_2	k_2	$l_1 sq_{r0}$	$l_1 cq_{r0}$	90
A_3	k_3	$l_3 sq_{b0}$	$l_3 cq_{b0}$	90
A_4	k_4	$l_3 sq_{b0}$	$l_3 cq_{b0}$	90
A_5	k_3	$l_4 s(\lambda_1 + q_{b0})$	$-l_4 c(\lambda_2 + q_{b0})$	90
A_6	k_4	$l_4 s(\lambda_1 + q_{b0})$	$-l_4 c(\lambda_2 + q_{b0})$	90

注: γ, d 为相邻杆件间的夹角和距离; a, α 为杆件的长度和扭转角^[6]; $k_1 \sim k_4$ 为过渡参数。

表1中, q_{r0} 为 q_1 和 q_3 的初始值, q_{b0} 为 q_2 和 q_4 的初始值,其余参数为

$$\left. \begin{aligned} k_1 &= \lambda_1 + q_{r0} + \rho \\ k_2 &= \lambda_1 + q_{r0} - \rho \\ k_3 &= \beta_1 - k_1 \\ k_4 &= \beta_2 - k_2 \\ \rho &= (q_1 - q_2)/2 \\ \beta_1 &= (q_3 - q_1) + (q_{r0} - q_{b0}) \\ \beta_2 &= (q_4 - q_2) + (q_{r0} - q_{b0}) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

式中: β_2 为右侧摇臂的转角。在D-H方法中,相邻连杆的齐次变换矩阵可表示为^[6]

$${}^j T_{j-1} = \begin{bmatrix} c\gamma_j & s\gamma_j & 0 & -a_j \\ -c\alpha_j s\gamma_j & c\alpha_j c\gamma_j & s\alpha_j & -d_j s\alpha_j \\ s\alpha_j s\gamma_j & -s\alpha_j c\gamma_j & c\alpha_j & -d_j c\alpha_j \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5)$$

因此,根据表1和式(5)可得摇臂悬架相邻坐标系之间的变换矩阵,进而得到由 A_i 到 D 的齐次变换矩阵 $A_i T_D$ 。由 D 到 B 的坐标变换矩阵为

$${}^D T_{O_B} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & -e_1 \\ 0 & 0 & 1 & e_2 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6)$$

2.3 运动学参数表示的车体位姿

记 O_B 的位姿向量为

$$\mathbf{U} = [X_B \ Y_B \ Z_B \ \phi \ \theta \ \psi]^T$$

则旋转变换矩阵为^[6]

$$\mathbf{R}(\phi, \theta, \psi) = \begin{bmatrix} c\phi c\theta & c\phi s\theta s\psi - s\phi c\psi & c\phi s\theta c\psi + s\phi s\psi \\ s\phi c\theta & s\phi s\theta s\psi + c\phi c\psi & s\phi s\theta c\psi - c\phi s\psi \\ -s\theta & c\theta s\psi & c\theta c\psi \end{bmatrix} \quad (7)$$

因此,由 O_B 到 O 的齐次变换矩阵为

$${}^{O_B} T_O = \begin{bmatrix} c\phi c\theta & c\phi s\theta s\psi - s\phi c\psi & c\phi s\theta c\psi + s\phi s\psi & x_B \\ s\phi c\theta & s\phi s\theta s\psi + c\phi c\psi & s\phi s\theta c\psi - c\phi s\psi & y_B \\ -s\theta & c\theta s\psi & c\theta c\psi & z_B \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (8)$$

记 C_i 的位姿向量为

$$\mathbf{V}_i = [X_{C_i} \ Y_{C_i} \ Z_{C_i} \ \phi_i \ \theta_i \ \psi_i]^T \quad i=1, 2, \dots, 6$$

则由 C_i 到 O 的齐次变换矩阵为

$${}^{O} T_{C_i} = \begin{bmatrix} c\phi_i c\theta_i & c\phi_i s\theta_i s\psi_i - s\phi_i c\psi_i & c\phi_i s\theta_i c\psi_i + s\phi_i s\psi_i & X_{C_i} \\ s\phi_i c\theta_i & s\phi_i s\theta_i s\psi_i + c\phi_i c\psi_i & s\phi_i s\theta_i c\psi_i - c\phi_i s\psi_i & Y_{C_i} \\ -s\theta_i & c\theta_i s\psi_i & c\theta_i c\psi_i & Z_{C_i} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (9)$$

从而得到由 O_B 到 O 的齐次变换矩阵

$${}^O T_{O_B} = {}^O T_{C_i} {}^{C_i} T_{O_B} \quad i = 1, 2, \dots, 6 \quad (10)$$

将式(1)、式(8)和式(9)代入式(10),得到用悬架运动学参数表示的月球车车体位姿的一般形式为

$$\begin{bmatrix} X_B \\ Y_B \\ Z_B \\ \phi \\ \theta \\ \psi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{14} \\ a_{24} \\ a_{34} \\ \arctan(a_{32}/a_{33}) \\ a \sin a_{31} \\ \arctan(a_{21}/a_{11}) \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$\theta \in (-\pi/2, \pi/2)$$

3 悬架参数的优化与分析

3.1 优化数学模型的建立

本文采用悬架参数设计方法来减小月球车车体的位姿变化,因此取 $l_1 \sim l_4, \lambda_1, \lambda_2$ 为设计变量,记为

$$\mathbf{X} = [X_1 \ X_2 \ X_3 \ X_4 \ X_5 \ X_6]^T = [l_1 \ l_2 \ l_3 \ l_4 \ \lambda_1 \ \lambda_2]^T$$

由于对车载精确定位仪器影响较大的是车身的起伏和俯仰角的变化,因此选取 Z_B 和 θ 为目标函数,记作

$$F(\mathbf{X}) = [Z_B \ \theta]^T = [f_1(\mathbf{X}) \ f_2(\mathbf{X})]^T$$

同时,为了保证所设计的月球车的车体抗倾翻性、几何通过性、车轮承受载荷的均匀性,以及满足月球车的总体包络尺寸的要求,因此设计变量需满足的约束条件为

$$\left. \begin{aligned} g_1(\mathbf{X}) &= X_1 - 690 \leq 0 \\ g_2(\mathbf{X}) &= 645 - X_1 \leq 0 \\ g_3(\mathbf{X}) &= X_1 + X_2(1.07\sin X_5 - \cos X_5) - 911 \leq 0 \\ g_4(\mathbf{X}) &= 1058 - X_1 - X_2(1.07\sin X_5 - \cos X_5) \leq 0 \\ g_5(\mathbf{X}) &= 269 - X_3 \leq 0 \\ g_6(\mathbf{X}) &= X_1 + X_2(1.07\sin X_5 - \cos X_5) - 1.2X_3 - 654 \leq 0 \\ g_7(\mathbf{X}) &= 757 - X_1 - X_2(1.07\sin X_5 - \cos X_5) + 1.2X_3 \leq 0 \\ g_8(\mathbf{X}) &= X_1 + X_2(1.07\sin X_5 - \cos X_5) + X_4(0.86\sin X_6 - 1.2\cos X_6) - 1367 \leq 0 \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

因此,摇臂悬架结构参数优化的数学模型表示为

$$\left. \begin{aligned} V - \min F(\mathbf{X}) \\ \text{s.t. } g_l(\mathbf{X}) \leq 0 \ (l = 1, 2, \dots, 8) \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

3.2 优化求解

式(13)是一个具有不等式约束的双目标优化问

题,可利用 MATLAB 优化工具箱中的多目标约束优化函数来进行优化求解。选取初值为

$$\mathbf{X}^T = [654 \ 383 \ 266 \ 311 \ 79 \ 107]$$

经过多次迭代,最后得到设计变量的优化值

$$\mathbf{X}^T = [651.44 \ 406.55 \ 282.43 \ 277.28 \ 82.95 \ 106.33]$$

对优化值进行圆整,最终选取悬架结构参数的设计值为

$$\mathbf{X}^T = [651 \ 407 \ 282 \ 277 \ 83 \ 106]$$

3.3 仿真分析

在 ADAMS/View 软件中建立摇臂月球车在崎岖月面上行驶的仿真模型,对悬架进行参数化处理,分别取本文 3.2 节中的初始值和设计值进行仿真分析,得到了优化前后垂直位移 B_z 和俯仰角 θ 的变化曲线,如图 5、图 6 所示。从图 5 可以看出,月球车车体质心的垂直位移在优化前由 300~366 mm 变化,在优化后由 300~360 mm 变化。从图 6 可以看出,月球车车体的俯仰角在优化前后的变化值分别为 25° 和 22° ,优化后车体的位姿变化减小。

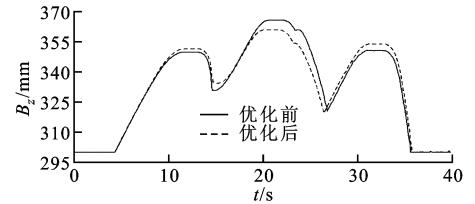


图5 垂直位移的变化曲线

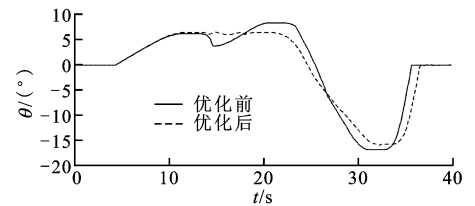


图6 俯仰角的变化曲线

4 结论

本文在对摇臂悬架结构简化的基础上,定义了摇臂式悬架的运动学参数,基于坐标变换的方法建立了月球车的运动学模型,得到用悬架运动学参数表示的摇臂月球车车体位姿方程。本文以车体的垂直位移和俯仰角变化为多目标函数,对悬架的结构参数进行了优化求解,得到了悬架结构参数的优化值。仿真结果表明,优化后摇臂式月球车车体的位姿变化比优化前明显减小,证明通过悬架结构参数的

优化,提高了月球车的平稳性.

参考文献:

- [1] 肖福根, 庞贺伟. 月球地质地貌及其环境概述 [J]. 航天器环境工程, 2003, 6(2): 5-14.
XIAO Fugen, PANG Hewei. Introduction to lunar geological morphological features and lunar environment [J]. Spacecraft Environment Engineering, 2003, 6(2): 5-14.
- [2] IAGNEMMA K, RZEPNIEWSKI A, DUBOWSKY S. Control of robotic vehicles with actively articulated suspensions in rough terrain [J]. Autonomous Robots, 2003, 14: 5-16.
- [3] 邓宗全, 李所军, 高海波. 行星探测车被动摇臂悬架的研究与发展 [J]. 宇航学报, 2008, 29(6): 1655-1700.
DENG Zongquan, LI Suojun, GAO Haibo. Research and development of passive rocker suspension of planetary exploration rover [J]. Journal of Astronautics, 2008, 29(6): 1655-1700.
- [4] 王佐伟, 梁斌, 吴宏鑫. 六轮月球探测车运动学建模与分析 [J]. 宇航学报, 2003, 24(5): 456-462.
WANG Zuowei, LIANG Bin, WU Hongxin. Kinematical modeling and analysis of six-wheel lunar rover [J]. Journal of Astronautics, 2003, 24(5): 456-462.
- [5] 宋小康, 谈大龙, 吴镇炜, 等. 全地形轮式移动机器人的运动学建模与分析 [J]. 机械工程学报, 2008, 44(6): 148-154.
SONG Xiaokang, TAN Dalong, WU Zhenwei, et al. Kinematics modeling and analyses of all-terrain wheeled mobile robots [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(6): 148-154.
- [6] 付京逊. 机器人学 [M]. 北京: 中国科学技术出版社, 1989: 16-30.

(编辑 管咏梅)

[西安交通大学科研成果介绍]

微机械力学性能测试仪

微机械力学性能测试仪是国家“973 计划”项目《集成微光机电系统》子课题“微机械材料力学特性相关问题研究”的重要组成部分. 微机械力学性能测试仪是一台适用于多种材料的大量程、高分辨率微机械力学性能测试装置. 该装置分为瞄准及形貌观测、精密定位和加载三部分. 瞄准和形貌观测部分用于确定试样的加载位置并能够在加载完成后观测试件加载位置的压痕形貌; 精密定位完成加载机构的进给和微构件在瞄准过程中的定位; 加载部分完成加载并获得载荷-位移曲线. 通过分析该曲线, 根据有关公式和经典模型可得到试件材料的硬度、弹性模量等性能参数. 该测试仪集成了纳米压入和微梁弯曲两种方法, 通过对微试件瞄准、定位加载等操作, 可以获得大量程、高分辨率的载荷-位移曲线; 该测试仪创造性地采用了整体式两级加载装置, 使最大位移量程达 1 mm, 最大加载力达 20 N, 并且在大量程范围内, 其位移分辨率达到 10 nm, 载荷分辨率达到 20 μ N, 能够满足 MEMS 材料力学性能的测试要求.

MEMS 材料力学性能评定与分析系统软件为国内第一套 MEMS 材料力学性能评定与分析系统程序, 通用性较强, 完全具有自主知识产权, 该程序包括纳米压入、微梁弯曲、MEMS 典型材料力学性能数据库、压头校核和统计与分析等 5 个模块. 其中, MEMS 典型材料力学性能数据库包括硅及其化合物、金属及其化合物、非金属及其化合物、常用压头材料等的常见力学性能参数. 该数据库可在 MEMS 力学性能测量与评定中使用, 也可在 MEMS 设计、制造及可靠性研究中使用.

微机械力学性能测试仪主要用于 MEMS 材料力学性能分析、微构件力学性能研究和其他相关领域的小体积材料性能的基础性研究. MEMS 材料力学性能评定与分析系统软件用于处理和分析实验测试结果, 为 MEMS 设计、制造及可靠性分析提供基础性支持, 保证获得高可靠性和高寿命的 MEMS 产品.

微机械力学性能测试仪是 MEMS 材料力学性能的专用测试仪器, 同时也为微小构件及其他小体积材料的研究提供了一种有效的测试手段. 此项研究成果技术先进、性能可靠, 填补了国内空白, 其性能指标和总体水平达到了国际先进, 性价比高, 具有广阔的应用前景.

(来源: 西安交大科技在线 <http://www.xjtust.com>)