祝融号火星车主动悬架式移动系统设计与验证

潘冬, 贾阳, 袁宝峰*, 刘雅芳, 党兆龙, 林云成, 王瑞, 陈明, 危清清, 赵志军, 王储, 张昕蕊

北京空间飞行器总体设计部, 北京 100094

* E-mail: dabaohit@163.com

收稿日期: 2021-10-23; 接受日期: 2021-12-31; 网络版发表日期: 2022-01-25

摘要 设计了世界上第一个和唯一一个地外天体成功在轨应用的主动悬架移动系统, 成功应用于祝融号火星车, 通过主动悬架系统火星车可实现蠕动式轮步行走、车体水平升降、抬轮行走等功能, 解决了被动悬架式星球车移动系统在松软地形下脱陷能力差、爬坡角度低和无故障车轮隔离能力、车体易托底等问题, 验证结果表明: 通过蠕动行走, 可在16 min内迅速脱离6轮全部沉陷300 mm的极限情况; 通过蠕动、多车辄爬坡策略, 火星车松软地形爬坡能力由传统的20°提升到25°; 将故障车轮抬起行走相比拖动行走功耗减小50%以上。

关键词 火星车, 移动系统, 主动悬架

1 引言

移动系统是祝融号火星车关键分系统, 是实现火星车移动功能的核心装置, 其移动性能的好坏决定着火星探测巡视任务的成败。火星表面环境复杂, 移动系统需能够在火面非结构化复杂环境中实现远距离行驶, 安全到达指定位置, 并保障自身的安全和稳定工作。这就要求系统具有良好的通过性能, 以及脱离大沉陷等困境的能力。

针对美国被动悬架式火星车在轨遇到的松软地形脱陷难、纯轮式运动爬坡难、车轮故障后拖动行走难等问题, 中国祝融号火星车采用主动悬架式移动系统, 通过悬架的主动变形, 不仅可以实现车体高度调节、抬轮、轮步式蠕动行走等功能, 还可改变系统

质心的相对位置, 对于改善火星车的通过性能以及稳定性具有重要意义。祝融号火星车于2021年5月15日随着陆器着陆火星, 移动系统顺利完成车体由压紧状态(车厢高度0 mm)抬升至标称行走状态(车厢高度300 mm), 5月22日驶离着陆平台到达火星表面, 8月15日完成预定90个火星日巡视探测任务, 目前祝融号火星车行驶里程已超过1000 m, 移动系统状态良好, 有效支撑我国火星探测移动能力达到国际领先水平。

本文对祝融号火星车主动悬架式移动系统设计与验证情况进行详细说明, 包括总体方案设计、构型尺寸参数设计、核心结构机构设计、控制系统设计, 以及地面验证情况等; 可为我国未来深空探测任务火星车的设计与研制提供参考。

引用格式: 潘冬, 贾阳, 袁宝峰, 等. 祝融号火星车主动悬架式移动系统设计与验证. 中国科学: 技术科学, 2022, 52: 278–291

Pan D, Jia Y, Yuan B F, et al. Design and verification of the active suspension mobility system of the Zhurong Mars rover (in Chinese). Sci Sin Tech, 2022, 52: 278–291, doi: [10.1360/SST-2021-0483](https://doi.org/10.1360/SST-2021-0483)

2 特殊地形环境影响分析

火星表面存在风和尘暴, 受此影响引起火星尘土在局部区域的堆积, 形成极度松软的环境, 会造成移动系统车轮的沉陷. 火星表面存在薄壳结构, 会造成车轮负重情况下突然沉陷, 而且火星表面岩石更多, 因此对火星车移动系统的通过性能和脱陷越障能力要求更高. 根据美国火星车在轨经验, 移动系统设计中面临主要难点问题有如下几个方面^[1-4].

(1) 松软地形沉陷脱困难

火表地形复杂, 大气存在引起的沙尘暴容易形成松软沙土, 部分沙地表面时风化层形成的硬壳, 但内部是松软沙土, 极易造成无征兆的深度沉陷险情. 美国火星车共发生车轮沉陷险情6次, 被困总时长约26个月, 并造成勇气号最终困于特洛伊沙丘无法移动. 被动悬架式火星车只能靠车轮滚动配合转向行驶, 而车轮在软沙中易空转打滑, 这是美国火星车通过性不强的根本原因. 图1为美国火星车发生沉陷和薄壳沉陷的情况.

(2) 松软地形爬坡困难

火星表面岩石撞击坑、沙丘等在沙尘暴的作用下, 会形成坡度不大但非常松软的坡. 移动系统的驱动能力通常能够保证火星车具有足够的牵引力, 满足 20° 爬坡的需求, 但是在松软坡面上, 土壤内聚力和内摩擦角都很小, 由于车轮滑转率过高, 行驶过程中沙土在车轮作用下发生塌方, 造成车轮沉陷, 导致火星车无法正常爬坡. 机遇号被困在环形坑内3个月, 选择几十条路线才最终爬出坑外, 沙坑测算直径约为20 m, 深度约为3 m, 坡度约为 15° , 如图2所示. 火星表面还存在一种连

图1 车轮沉陷
Figure 1 Wheel subsidence.

续的沙丘地形, 呈现“涟漪”状, 土壤比较松软, 移动系统在该地形下行驶非常困难, 被称为“炼狱沙丘”, 如图3所示.

(3) 岩石多易托底

火表岩石多、突起高, 美国勇气号火星移动系统出现过车体底部被石块托起, 如图4所示. 其被动悬架无法主动调节车体高度, 在尖锐石块托底时, 只能强行

图2 (网络版彩图) 爬坡困难
Figure 2 (Color online) Climbing difficulty.

图3 (网络版彩图) “炼狱沙丘”地形
Figure 3 (Color online) “Infernal dune” terrain.

图4 车体托底
Figure 4 Car body bottom.

驶出. 车体结构通常采用蜂窝板或复合材料, 强行驶出极易损坏车体.

(4) 车轮故障移动难

车轮驱动机构是在行星表面工作时间最长、工作环境最恶劣、载荷工况最复杂的机构, 因此也是火星车在轨经常发生故障的机构. 美国机遇号和勇气号在轨都发生了车轮驱动故障的问题, 故障车轮无法转动, 只能由其他车轮拖动行驶, 在沙土地面形成推土效应, 并极大地增加了行驶阻力, 造成行驶困难, 极大地降低了探测效率和探测范围, 严重情况下无法行驶, 如图5所示.

(5) 车轮易破损

火星表面的岩石分布密度远高于月球, 在戈壁或坚硬岩石地面上的岩石会对车轮产生很大的作用力. 火星车多采用独立驱动, 各车轮之间的转速无法有效匹配, 车轮遇到岩石障碍时, 其他车轮还会产生附加作用力, 进一步加大车轮与岩石的载荷, 从而造成车轮破损. 如图6所示, 美国好奇号车轮在轨发生了严重的破损, 最终导致在火星表面行驶性能下降甚至无法行驶. 从破损形式分析看, 包括破洞、撕裂、尖锐刺穿等, 由岩石局部挤压或尖锐部位刺入产生.

图5 (网络版彩图) 驱动机构故障拖行
Figure 5 (Color online) Driving mechanism failure towing.

图6 (网络版彩图) 好奇号车轮破损
Figure 6 (Color online) Curiosity wheel damaged.

3 主动悬架式移动系统设计

3.1 总体方案设计

火星车移动系统依旧采用六轮驱动主副摇臂悬架形式, 但是改进为主动悬架形式. 悬架由两侧主副摇臂悬架及差动机构组成, 主、副摇臂相互铰接, 铰接点处加装离合器, 必要时可以锁死主副摇臂. 两侧悬架通过差动机构相连, 差动机构与车体相连, 差动机构内部设计夹角调节机构, 可以控制主摇臂长短臂绕差动轴转动, 如图7^[5,6]. 另外六个车轮均可独立转向.

这样火星车的步态可以分为: 普通步态、蟹行步态、车体升降、车体质心移动、蠕动步态、抬轮. 其中普通步态与被动主副摇臂悬架功能基本相同, 为火星车平常使用的步态, 但增加了蟹行运动功能, 用于灵活避障及大角度爬坡等使用场景. 其余为主动步态, 在特殊场合下使用, 包括落火后车体抬升、车轮沉陷后蠕动脱困、车体着地的抬轮脱困、故障轮抬离地面等应用场景, 这使火星车的悬架功能更加强大, 也更加复杂. 主动悬架和被动悬架差异如图8所示.

采用主动悬架具有如下优点.

(1) 车厢高度可调节, 能节省发射过程中的支撑结

图7 主动悬架简图
Figure 7 Active suspension diagram.

图8 主动悬架和被动悬架比较示意图
Figure 8 Comparison diagram of active suspension and passive suspension.

构, 着陆后通过车体高度抬升至常态高度, 并从着陆平台驶离;

(2) 具备轮步式蠕动行走功能, 增强车轮沉陷脱困能力;

(3) 可改变车体质心位置, 或抬起车轮, 减少沉陷车轮的轮压;

(4) 可改变车体质心高度, 从而减小爬坡时前后车轮的载荷和车轮驱动力矩的差异, 提高火星车爬坡能力;

(5) 车轮故障时, 可抬起故障车轮, 1 个车轮故障可通过 5 轮行走, 两侧各 1 个车轮故障, 可通过 4 轮行走。

3.2 关键机构设计

夹角调节机构是移动系统实现变形, 满足车体升降、抬轮、载荷转移, 实现主动悬架特殊功能的核心机构, 也是开展构型设计分析的关键点。下面对夹角调节机构调节移动系统悬架的工作原理及采用行星轮系实现夹角调节的同时保持车厢水平进行设计说明。如图 9 所示, 调节 A 杆和 B 杆张角的直接方法, 是把 A 杆 (也可以是 B 杆) 固接于车厢结构, 使用电机驱动 B 杆 (也可以是 A 杆) 相对 A 杆旋转。

此方案的问题是: 因为 A 杆与车厢固联, 所以 AB 杆夹角由 φ 变为 φ' 后, B 杆与水平线的夹角由 θ 变为 θ' , 车厢俯仰角为 $\Delta\theta = \theta' - \theta$, 如图 10 所示。在这种情况下, 需要杆 B 与差速轴的相对关系变化 $-\Delta\theta$ 角, 抵消车厢的俯仰角 $\Delta\theta$, 车厢仍旧水平, 设计采用行星轮系作为主摇臂夹角调节机构, 实现对主摇臂 A 杆和 B 杆的协调调节。

采用单输入、按照设计比例双输出的差速机构可以有效解决上述问题, 而行星结构差速机构是相对比较简单可靠的一种差速机构。在行星轮系中, 有三个同心旋转的构件: 太阳轮 (固联杆 A)、齿圈 (固联杆 B) 和行星架 (固联差速轴)。将太阳轮 (固联杆 A) 相对行星架 (固联差速机构输出轴) 的转动角度记为 ω_1 , 将齿圈 (固联杆 B) 相对行星架的转动角度记为 ω_2 , 如图 11 所示。

两者之差等于主摇臂张角 (AB 杆夹角) 的变化量 $\Delta\alpha$:

$$\Delta\alpha = \omega_2 - \omega_1, \quad (1)$$

ω_1 是太阳轮相对行星架 (即杆 A 相对差速机构输出轴)

图 9 (网络版彩图) 直接调节 A 杆和 B 杆夹角的方案
Figure 9 (Color online) Scheme of directly adjusting the angle.

图 10 直接调节 A 杆和 B 杆夹角方案中车厢俯仰问题
Figure 10 Car pitch in the scheme of directly adjusting the angle.

图 11 (网络版彩图) 调节 A 杆和 B 杆夹角示意图
Figure 11 (Color online) Adjusting the included angle.

的角度变化量, 在车厢两侧主摇臂张角同步变化时, ω_1 就是杆 A 相对车体的角度变化量 $\Delta\theta$:

$$\Delta\theta = \omega_1. \quad (2)$$

用 $\omega_2 - \omega_1$ 与 ω_1 的比值来形容行星轮的变速比:

$$k = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_1} = \frac{\Delta\alpha}{\Delta\theta}. \quad (3)$$

式 (3) 是行星轮系对主摇臂张角和车厢俯仰姿态的校正关系。如果通过设计 A、B 杆长使得 $\Delta\theta$ 与 $\Delta\alpha$ 线性相关, 且线性相关系数恰好为 k , 那么使用行星轮系就能保证“在调节车厢高度时保持车厢水平”。

3.3 构型参数设计

移动系统关键尺寸如图 12 所示, 主要包括:

- (1) 主摇臂前半段 A 杆长度 l_1 , 后半段 B 杆长度 l_2 ;
- (2) 副摇臂长度 l_3 (副摇臂两段长度相同);
- (3) 主摇臂间夹角 α , 主摇臂后半段与水平线间夹角 θ ;

- (4) 副摇臂间前后半段间夹角 β ;
- (5) 系统质心与中心线偏移距离 e ;
- (6) 前轮与中轮轮间距 l_4 , 中轮与后轮的轮间距 l_5 .

通过分析主副摇臂各尺寸之间的函数关系, 以“使 $\Delta\theta$ 与 $\Delta\alpha$ 线性相关, 进而保证在调节车厢高度过程中保持车厢水平”为准则进行移动系统各关键参数的设计。

首先建立几何模形, 在 $0 < \alpha < \pi$, 移动系统单侧主副摇臂几何关系如图13所示。其中, l_1 表示主摇臂前段长度, l_2 表示主摇臂后段长度, l_3 表示副摇臂长度, r 表示前轮轮心和主副摇臂铰接点连线长度, h 表示主副摇臂铰接点与轮轴竖直距离, α 表示主摇臂夹角, θ 表示主摇臂后段和车厢的夹角, ϕ 表示前轮轮心和主副摇臂铰接点连线与轮心平面的夹角, β 表示副摇臂间夹角。

主动悬架调节过程中, 主副摇臂和车厢之间始终满足式(4)~(8)所示的几何关系。

$$r = \sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1l_2\cos\alpha}, \quad (4)$$

图 12 移动系统关键尺寸

Figure 12 Key dimensions of mobile system.

图 13 $0 < \alpha < \pi$ 时移动系统的几何关系

Figure 13 Geometric relationship of mobile system.

$$\phi = \arcsin\left(\frac{h}{r}\right), \quad (5)$$

$$\varphi = \arccos\left(\frac{l_2^2 + r^2 - l_1^2}{2l_2r}\right), \quad (6)$$

$$\theta = \varphi - \phi, \quad (7)$$

$$h = l_3\cos\left(\frac{\beta}{2}\right). \quad (8)$$

联立上式, θ 可以表示为 α 的函数, 数学关系中包含三角函数, 具有明显非线性特征, 因此理论上 $\Delta\theta$ 与 $\Delta\alpha$ 不可能全局线性相关。

$$\theta = \arccos\left[\frac{l_2 - l_1\cos\alpha}{\sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1l_2\cos\alpha}}\right] - \arcsin\left[\frac{h}{\sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1l_2\cos\alpha}}\right]. \quad (9)$$

综合考虑抬升和行驶对移动机构的要求, 车厢在着陆平台上水平抬升至标称态是最重要的要求, 小范围变动悬架几何尺寸对其他性能影响很小, 且这些性能可为保证车厢升降做出让步。因此, 优化中仅以车厢水平升降作为优化目标。

采用遗传算法进行悬架几何尺寸优化设计。主副摇臂式悬架一般设计准则和设计要求共同构成了悬架几何尺寸设计的约束条件, 目标函数 ρ 为 α 和 θ 的相关系数绝对值趋近于1。

$$\rho = 1 - |r|, \quad (10)$$

$$\rho = 1 - \left| \frac{\sum_{i=1}^n (\alpha_i - \bar{\alpha})(\theta_i - \bar{\theta})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (\alpha_i - \bar{\alpha})^2 \cdot \sum_{i=1}^n (\theta_i - \bar{\theta})^2}} \right|. \quad (11)$$

通过式(9)和(11)即可实现主动悬架移动系统构型参数与夹角调整机构减速比设计。

根据分析选取轮间距为775 mm, 则常态下, 移动系统尺寸参数如下: 前后轮外缘距离为1850 mm, 车轮直径300 mm; 主摇臂前半段长814 mm, 后半段长391 mm, 前后段夹角155°; 副摇臂长436 mm, 前后段夹角125°; 主副摇臂铰接点与轮轴竖直距离为200 mm, 根据图14曲线, 确定夹角调节机构减速比为-2.2。

3.4 车轮设计

火星车车轮设计需要同时兼顾与火壤和岩石的作

图 14 (网络版彩图) α 和 θ 导数关系曲线
Figure 14 (Color online) Derivative relation curve.

用特性, 需要具备在硬石板路面和全岩石路面行驶的能力, 祝融号火星车车轮采取微弧面与翅片外形结构设计. 车轮组件由轮胎和辐条两部分组成^[7], 由连接件将两部分固定. 火星车轮胎采用低密度铝基碳化硅金属复合材料, 通过整体加工成型, 在满足硬度、耐磨性、耐冲击、高强度等要求下, 实现轻量化和长寿命. 车轮辐条采用曲面形状的钛合金辐条, 具有高强度、高韧性特点. 辐条采用双侧布局结构, 车轮整体受力更加均衡, 减小车轮在岩石路面上的具备弯曲载荷影响, 有利于降低车轮局部受力影响, 崎岖路面的整体载荷更加均匀. 转向机构位于车轮宽度中间位置, 最大程度减小转向力矩; 鼓形轮结构也有利于车轮适应各类不同地形, 平地土壤能适当增加沉陷量, 提高牵引力; 起伏路面或斜坡路面有利于增加车轮与地面接触面积, 同时又不会造成车轮侧面局部沉陷量过大, 增加行驶阻力.

车轮上进行特殊设计, 行驶过的路面上留下特殊“中”字印记, 如图15所示, 既可对火星土壤特性进行研究分析, 又能够作为行驶里程的辅助计算方式, 还可以作为不同火壤下车轮滑转率分析的依据.

车轮外表面与沙土等软质地面或者碎石等硬质地面直接作用会产生明显的打滑, 设计轮刺增加牵引能力, 减小车轮前进过程中所发生的打滑. 轮刺与硬质地面的作用可以在几乎不打滑的情况下产生较大的抓地力, 软质地面上则通过土壤的内摩擦产生较大的牵引力.

一般来说, 轮刺有两种工作方式. 若轮刺之间的空间足够大, 轮刺的工况与剪切板类似, 称为工作方式1,

如图16(a)所示, 剪切作用包括轮刺与土壤的剪切和车轮表面与土壤的剪切两部分. 轮刺与土壤的剪切实际上是通过土壤与土壤之间的剪切作用实现的, 车轮表面与土壤的剪切是金属与土壤之间的作用, 由于金属-土壤摩擦角一般明显小于土壤的内摩擦角, 所以轮刺使得牵引能力提高. 设计轮刺的过程中, 应尽量减少金属与土壤相互作用的部分, 以最大程度上发挥土壤与土壤之间的剪切作用, 进而提供最大的牵引力. 此时, 相邻两个轮刺之间的空间足够小, 可以认为此空间被月壤填充, 填充月壤与车轮固结在一起运动, 剪切发生在车轮轮刺顶部, 形成了连续的剪切土环, 此时车轮工作在第二工作方式, 如图16(b)所示. 图中 τ 为剪切应力、 v 为火星车行驶速度、 ω 为车轮转动速度. 图17中外侧曲线为法向应力分布曲线, 内侧曲线为切向应力分布曲线. 图17(b)中切向应力曲线包络面积大于图17(a)中切向应力曲线包络面积, 说明轮刺数量增加, 切向力增大, 车轮所能提供的牵引力也更大. 轮刺高度、数量, 以及倾斜角度对于车轮性能指标综合影响、各参数主要影响如表1所示.

图 15 (网络版彩图) 祝融号车轮
Figure 15 (Color online) Zhurong wheel.

图 16 (网络版彩图) 车轮与松软土壤的剪切方式. (a) 工作方式1; (b) 工作方式2

Figure 16 (Color online) Shear mode of wheel and soft soil. (a) Working mode 1; (b) working mode 2.

图 17 (网络版彩图) 轮刺与土壤相互作用对于应力分布的影响. (a) 工作模式1应力分布; (b) 工作模式2应力分布

Figure 17 (Color online) Effect of interaction between thorns and soil. (a) Working mode 1 stress distribution; (b) working mode 2 stress distribution.

表 1 轮刺参数对于车轮性能指标的影响

Table 1 Influence of wheel prick parameters on wheel performance index

参数因素	优点	缺点
高度增加	牵引力增加	轮地作用波动幅度增大, 滑转沉陷增大
个数增加	牵引力增加	轮地作用力频率增加
倾斜角度增加	波动幅度降低	车轮前进和后退性能不一致

综合考虑各参数影响规律, 对车轮轮刺数量、高度和倾斜角度进行优化, 优化目标为车轮牵引力和平稳性综合最优, 优化后火星车车轮参数为, 车轮直径 300 mm、轮刺高度 5 mm、轮刺个数 24 个. 经验证在模拟松软土壤下, 车轮可提供 780 N 的牵引力, 在硬质地面下最大牵引力超过 3000 N; 对于垂直岩石障碍, 车轮翅片可直接攀岩越过; 可越过倾斜角度不小于 70° 的倾斜岩石, 车轮侧边单点接触不发生侧滑、不发生变形; 车轮自岩石跌落, 高度 100 mm, 落在 Φ8 mm 钉头上, 车轮不发生破损, 验证过程如图 18 所示.

4 主动悬架控制方案设计

火星车移动系统运动模式主要分为标称运动模式和主动悬架运动模式, 其中标称运动模式指车体保持在 300 mm 标称高度, 运动方式与被动悬架式移动系统基本一致, 包括直线行走、曲率行走、原地转向, 区别是火星车移动系统为 6 轮独立转向, 可实现蟹行转向功能, 蟹行转向是 6 个转向机构运动至同一方向角度, 进而火星车可实现斜向行走或横向行走. 本节重点针对火星车车体升降、抬轮、蠕动等主动悬架运动模式控制方案进行设计说明.

4.1 车体升降控制

移动系统主动悬架的车体升降通过夹角调节机构的运动, 改变前、后主摇臂的夹角, 实现车体在 0~500 mm 范围内调节, 火星车常态行驶的离地高度为 300 mm. 车体抬升过程中需控制夹角调节机构运动, 离合器处于打开状态, 主动悬架几何参数如图 19 所示. 根据车体待抬升/下降的目标高度 H_d , 求得相对应的夹角调节机构目标角度 α_d , 控制夹角调节机构运动到角度 α_d , 则可实现车体的预定抬升/下降.

$$\alpha = \arccos\left[\frac{H+h_1-R}{L_1}\right] + \arccos\left[\frac{H+h_1-R-h_2}{L_2}\right]. \quad (12)$$

4.2 车轮升降控制

当车轮发生故障或者越障时, 可通过夹角调节机构与离合器配合使用, 完成对特定车轮的抬升(单侧一个车轮或者两侧各一个车轮).

图 18 (网络版彩图) 车轮能力试验(局部). (a) 车轮越垂直岩石跌落; (b) 侧边过岩石试验

Figure 18 (Color online) Wheel capacity test. (a) Wheel rock falls; (b) side rock test.

图 19 (网络版彩图) 主动悬架式火星车悬架几何参数

Figure 19 (Color online) Geometric parameters of active suspension.

(1) 前轮升降控制原理

抬升前轮前需先将车体质心调整到主轴后方, 之后控制离合器运动, 将主副摇臂间转角锁定, 再控制夹角调节机构运动即可实现前轮抬升/下降, 具体抬轮高度和夹角调节机构目标角度可通过下述关系求解。

$$h_{\text{qta}} = W_1 H_{11} = AH_{11} - O_1 C, \quad (13)$$

$$AH_{11} = O_1 W_3 \cdot \sin \angle O_1 W_3 D, \quad (14)$$

$$O_1 W_3 = \sqrt{O_1 O_2^2 + O_2 W_3^2 - 2 \cdot O_1 O_2 \cdot O_2 W_3 \cdot \cos(\gamma_1 + \varphi)}, \quad (15)$$

$$\angle O_1 W_3 D = \frac{\pi - \varphi}{2} - \angle O_1 W_3 O_2, \quad (16)$$

$$\angle O_1 W_3 O_2 = \arcsin \left\{ \sin[\pi - (\gamma_1 + \varphi)] \cdot \frac{O_1 O_2}{O_1 W_3} \right\}, \quad (17)$$

$$O_1 C = O_1 W_{11} \cdot \sin \angle O_1 W_{11} C, \quad (18)$$

$$\angle O_1 W_{11} C = \pi - \alpha_1 - \angle O_2 O_1 B, \quad (19)$$

$$\angle O_2 O_1 B = \gamma_1 - \frac{\pi - \varphi}{2}. \quad (20)$$

将式(15)~(17)代入式(14)中得到 AH_{11} , 将式(19)和(20)代入式(18)中得到 $O_1 C$, 将式(14)和(18)结果代入式(13), 获得前轮抬升高度 h_{qta} , 同时, 在已知 $W_1 H_{11}$ 和 γ_1 时, 可以反求 α_1 .

如图20所示, 其中 $W_1 H_{11}$ 为前轮抬升高度, AH_{11} 为夹角调整机构轴线与前轮抬升前车轮轴线间垂直距离, $O_1 C$ 为夹角调整机构轴线与前轮抬升后车轮轴线间垂直距离, $O_1 W_3$ 为夹角调整机构中心与后轮中心间距离, $\angle O_1 W_3 D$ 为夹角调整机构中心和后轮中心连线与水平地面间夹角, $O_1 O_2$ 为主摇臂后段长度, $O_2 W_3$ 为副摇臂长度, γ_1 为主摇臂后段与副摇臂前段间夹角, φ 为副摇臂前段与后段间夹角, $\angle O_1 W_3 O_2$ 为夹角调整机构中心和后轮中心连线与副摇臂后段间夹角, $O_1 W_{11}$ 为主摇臂前段长度, $\angle O_1 W_{11} C$ 为主摇臂前段与水平地面间夹角, α_1 为前轮抬升后夹角调整机构前段和后段夹角, $\angle O_2 O_1 B$ 为主摇臂后段与水平地面间夹角。

(2) 中轮升降控制原理

抬升中轮前车体为标称300 mm高度, 之后控制离合器运动, 将主副摇臂间转角锁定, 再控制夹角调节机构运动即可实现中轮抬升/下降, 具体抬轮高度和夹角调节机构目标角度可通过下述关系求解。

$$W_2 H_{21} = W_1 W_{21} \cdot \sin \angle W_{21} W_1 H_{21}, \quad (21)$$

$$W_1 W_{21} = \sqrt{O_1 W_1^2 + O_1 W_{21}^2 - 2 \cdot O_1 W_1 \cdot O_1 W_{21} \cdot \cos \angle W_1 O_1 W_{21}}, \quad (22)$$

$$O_1 W_{21} = \sqrt{O_1 O_2^2 + O_2 W_{21}^2 - 2 \cdot O_1 O_2 \cdot O_2 W_{21} \cdot \cos \gamma_3}, \quad (23)$$

$$\angle W_1 O_1 W_{21} = \alpha_3 - \angle O_2 O_1 W_{21}, \quad (24)$$

$$\angle O_2 O_1 W_{21} = \arcsin \left(\sin \gamma_3 \cdot \frac{O_2 W_{21}}{O_1 W_{21}} \right), \quad (25)$$

$$\angle W_{21} W_1 H_{21} = \angle O_1 W_1 W_3 - \angle O_1 W_1 W_{21}, \quad (26)$$

$$\angle O_1 W_1 W_3 = \arcsin \left(\sin \angle W_1 O_1 W_3 \cdot \frac{O_1 W_3}{W_1 W_3} \right), \quad (27)$$

$$O_1 W_3 = \sqrt{O_1 O_2^2 + O_2 W_3^2 - 2 \cdot O_1 O_2 \cdot O_2 W_3 \cdot \cos(\gamma_3 + \varphi)}, \quad (28)$$

$$W_1 W_3 = \sqrt{O_1 W_1^2 + O_1 W_3^2 - 2 \cdot O_1 W_1 \cdot O_1 W_3 \cdot \cos \angle W_1 O_1 W_3}, \quad (29)$$

$$\angle W_1 O_1 W_3 = \alpha_3 - \angle W_3 O_1 O_2, \quad (30)$$

$$\angle W_3 O_1 O_2 = \arccos \frac{O_1 O_2^2 + O_1 W_3^2 - O_2 W_3^2}{2 \cdot O_1 O_2 \cdot O_1 W_3}, \quad (31)$$

$$\angle O_1 W_1 W_{21} = \arccos \frac{O_1 W_1^2 + W_1 W_{21}^2 - O_1 W_{21}^2}{2 \cdot O_1 W_1 \cdot W_1 W_{21}}. \quad (32)$$

将式(22)~(32)代入式(21), 得到中轮抬升高度 $W_2 H_{21}$. 同时, 在已知 $W_2 H_{21}$ 和 γ_3 时, 可以反求 α_3 .

如图21所示, 其中 $W_2 H_{21}$ 为中轮抬升高度, $W_1 W_{21}$ 为前轮中心与中轮中心间距离, $\angle W_{21} W_1 H_{21}$ 为前中轮中心连线与水平地面间夹角, $O_1 W_1$ 为主摇臂前段长度, $O_1 W_{21}$ 为夹角调整机构中心与中轮中心间距离, $\angle W_1 O_1 W_{21}$ 为主摇臂前段和夹角调整机构中心与中轮中心间连线间夹角, $O_1 O_2$ 为主摇臂后段长度, $O_2 W_{21}$ 为主副摇臂铰接点与中轮中心间距离, γ_3 为主摇臂后段与副摇臂前段间夹角, α_3 为中轮抬升后主摇臂前段与后段间夹角, $\angle O_2 O_1 W_{21}$ 为主摇臂后段和夹角调整机构中心与中轮中心间连线间夹角, $O_2 W_{21}$ 为副摇臂前段长度, $\angle W_{21} W_1 H_{21}$ 为前中轮中心连线与水平地面间夹角, $\angle O_1 W_1 W_3$ 为主摇臂前段与水平地面间夹角, $\angle O_1 W_1 W_{21}$ 为主摇臂前段和前中轮中心连线间夹角, $\angle W_1 O_1 W_3$ 为夹角调整机构中心和前轮中心连线与夹角

图 20 前轮抬升形态和悬架几何关系。(a) 前轮抬升形态; (b) 前轮抬升悬架几何关系

Figure 20 Relationship front wheel lifting shape. (a) Front wheel lifting shape; (b) front wheel lift suspension geometry.

图 21 中轮抬升形态和悬架几何关系。(a) 中轮抬升形态; (b) 中轮抬升悬架几何关系

Figure 21 Relationship middle wheel lifting shape. (a) Middle wheel lifting shape; (b) middle wheel lift suspension geometry.

调整机构中心和后轮中心连线间夹角, O_1W 为夹角调整机构中心和后轮中心间距离, W_1W_3 为前后轮中心间距离, O_1W_3 为夹角调整机构中心和后轮中心间距离, O_2W_3 为副摇臂后段长度, φ 为副摇臂前段与后段间夹角, $\angle W_3O_1O_2$ 为主摇臂后段和夹角调整机构中心与后轮中心连线间夹角。

(3) 后轮升降控制原理

抬升后轮前车体为标称 300 mm 高度, 之后控制离合器运动, 将主副摇臂间转角锁定, 再控制夹角调节机构运动即可实现后轮抬升/下降, 具体抬轮高度和夹角调节机构目标角度可通过下述关系求解。

$$W_3H_{31} = W_2W_{31} \cdot \sin \angle W_{31}W_2H_{31}, \quad (33)$$

$$W_2W_{31} = 2 \cdot O_2W_2 \cdot \sin\left(\frac{\pi-\varphi}{2}\right), \quad (34)$$

$$\angle W_{31}W_2H_{31} = \pi - \angle W_1W_2O_1 - \angle O_1W_2O_2 - \angle O_2W_2W_{31}, \quad (35)$$

$$\angle O_2W_2W_{31} = \frac{\pi-\varphi}{2}, \quad (36)$$

$$\angle O_1W_2O_2 = \arccos \frac{O_1W_2^2 + O_2W_2^2 - O_1O_2^2}{2 \cdot O_1W_2 \cdot O_2W_2}, \quad (37)$$

$$O_1W_2 = \sqrt{O_1O_2^2 + O_2W_2^2 - 2 \cdot O_1O_2 \cdot O_2W_2 \cdot \cos \gamma_2}, \quad (38)$$

$$\angle W_1W_2O_1 = \arccos \frac{O_1W_2^2 + W_1W_2^2 - O_1W_1^2}{2 \cdot O_1W_2 \cdot W_1W_2}, \quad (39)$$

$$W_1W_2 = \sqrt{O_1W_1^2 + O_1W_2^2 - 2 \cdot O_1W_1 \cdot O_1W_2 \cdot \cos \angle W_1O_1W_2}, \quad (40)$$

$$\angle W_1O_1W_2 = \alpha_2 - \angle W_2O_1O_2, \quad (41)$$

$$\angle W_2O_1O_2 = \arcsin\left(\sin \gamma_2 \cdot \frac{O_2W_2}{O_1W_2}\right). \quad (42)$$

将式(34)~(42)代入式(33), 得到后轮抬升高度 W_3H_{31} 。同时, 在已知 W_3H_{31} 和 γ_2 时, 可以反求 α_2 。

如图22所示, W_3H_{31} 为后轮抬升高度, W_2W_{31} 为中后轮中心间距离, $\angle W_{31}W_2H_{31}$ 为中后轮中心间连线与水平地面间夹角, O_2W_2 为副摇臂前段长度, φ 为副摇臂前段

图 22 后轮抬升形态和悬架几何关系. (a) 后轮抬升形态; (b) 后轮抬升悬架几何关系

Figure 22 Relationship back wheel lifting shape. (a) Back wheel lifting shape; (b) back wheel lift suspension geometry.

和后段间夹角, $\angle W_1 W_2 O_1$ 为夹角调整机构中心和中轮轮心连线与水平地面间夹角, $\angle O_1 W_2 O_2$ 为夹角调整机构中心和中轮轮心连线与副摇臂前段间夹角, $\angle O_2 W_2 W_{31}$ 为中后轮轮心连线与副摇臂前段间夹角, $O_1 W_2$ 为夹角调整机构中心和中轮轮心间距离, $O_1 O_2$ 为主摇臂后段长度, γ_2 为主摇臂后段与副摇臂前段间夹角, $W_1 W_2$ 为前中轮轮心间距离, $O_1 W_1$ 为主摇臂前段长度, $\angle W_1 O_1 W_2$ 为夹角调整机构中心和中轮轮心间连线与主摇臂前段间夹角, α_2 为主摇臂前段和主摇臂后段间夹角, $\angle W_2 O_1 O_2$ 为夹角调整机构中心和中轮轮心间连线与主摇臂后段间夹角.

5 地面试验验证

为了确保火星车移动系统功能性能可适应复杂的火面地形和温度环境, 对产品开展详细的试验验证, 包括常规的功能性能试验以及针对特殊任务剖面 and 环境的专项试验^[8]等. 下文对几个典型的试验验证情况进行介绍.

5.1 功能性能试验验证

移动系统主要功能是实现火星车火面大范围移动巡视, 主要包括行驶功能、转向功能、爬坡功能、越障功能, 以及主动悬架拓展的车体升降功能、抬轮行走功能和蠕动功能.

5.1.1 复杂地形行走能力验证

火星车在火星表面行走时, 星球表面地形环境复杂, 根据文献资料设置中沙区、石板区、尖角圆角石

块区、圆角松散岩石区域和尖角松散岩石区域等地形地貌^[9,10], 开展火星车行走能力验证, 覆盖不同火星车速度. 试验过程中重点关注机构角度、速度、电流等信息, 一方面验证移动系统对不同火星表面地形适应性, 另一方面验证移动系统设计裕度和寿命. 图23(a)和(b)分别为在石块尺寸大但数量少以及石块尺寸小但数量多的地形下行驶能力验证. 除常规工况外, 还设置极限工况进行摸底验证, 设置车轮越障后跌落到尖锐螺钉上验证车轮强度和抗冲击能力, 如图23(c)所示; 在水泥地面上嵌入高低不同、带有复杂锐角结构的硬石板路面, 验证移动系统轮系间控制匹配性能, 如图23(d)所示.

经验证移动系统可适应各种火面地形环境, 通过速度-力融合控制方法, 轮系间可根据地形条件自适应调整速度以匹配地形, 车轮以及摇臂等结构具有足够强度, 通过测试电流验证机构驱动能力有2倍以上的安全裕度.

5.1.2 爬坡能力验证

火星车在火星表面行走时, 爬坡是其重要的工作状态. 综合考虑主动悬架式移动系统设计状态以及火面不同地形土壤特性, 通过火星车爬松软坡轮土力学分析, 对坡度、土壤密实度、滑转率、轮翅高度等参数对爬坡能力影响进行研究, 分析各参数对爬坡性能影响规律以及影响权重. 移动系统6轮独立转向设计具备蟹行功能, 设计蟹行多车辙爬坡和Z字爬坡控制策略, 分别如图24(b)和(c)所示, 通过减小等效坡度以及每个车轮独立行进轨迹(车辙)方式提升移动系统爬坡能力, 经地面验证火星车松软地形下最大爬坡角度可达25°, 优于同量级星球车最大爬坡角度20°.

图 23 (网络版彩图) 复杂地形适应性验证. (a) 稀疏大石地形行驶; (b) 稠密小石地形行驶; (c) 垂直越障跌落; (d) 硬质多石地形行驶

Figure 23 (Color online) Complex terrain adaptability verification. (a) Driving on sparse boulder terrain; (b) driving in dense small stone terrain; (c) vertical obstacle crossing drop; (d) driving on hard rocky terrain.

图 24 (网络版彩图) 爬坡能力验证. (a) 滑转率大直接爬坡失败; (b) 蟹行多车辄爬坡成功; (c) Z字爬坡成功

Figure 24 (Color online) Climbing ability verification. (a) Direct climbing failure; (b) crab climbing succeeded; (c) Z-climbing succeeded.

5.1.3 转向能力验证

火星表面存在众多的石块等障碍物, 需要火星车具有灵活的转向能力, 可及时避障, 火星车的转向能力也是衡量其移动性能的重要指标. 在模拟星表环境下, 对火星车转向控制能力进行测试, 火星车可实现原地转向、蟹行转向等多种转向运动模式, 可适应星球表面复杂地形, 灵活避障, 如图25(a)为行进间

转向验证, 图25(b)为原地转向验证, 图25(c)为蟹行转向验证.

5.1.4 主动悬架能力验证

(1) 车体升降能力验证

火星车通过主动悬架可实现车体的平行升降, 着陆前火星车压紧在着陆平台上, 着陆后压紧机构解锁, 火星车通过移动机构实现车体的自主抬升, 之后行驶到星球表面. 火星车在星球表面行驶过程中遇到大的障碍物, 可抬升车体避免托底, 而当火星车爬坡时, 可降低车体高度, 降低系统质心高度, 增强火星车的爬坡能力. 在实验室环境下验证火星车的车体升降能力, 图26(a)为车体下降至0 mm, 图26(b)为车体抬升至500 mm.

在硬质地面环境下验证火星车的车体升降能力, 经测试车体能实现0~500 mm的车体抬升和降落, 不同

图 25 (网络版彩图) 转向能力验证. (a) 行进转向验证; (b) 原地转向验证; (c) 蟹行转向验证

Figure 25 (Color online) Steering capability verification. (a) Travel steering verification; (b) in situ steering verification; (c) crab steering verification.

图 26 (网络版彩图) 车体平行升降能力验证. (a) 车体下降验证; (b) 车体抬升验证

Figure 26 (Color online) Verification of parallel lifting capacity. (a) Vehicle body lowering; (b) vehicle body lifting.

高度下车体俯仰倾角小于 1° , 抬升精度优于5 mm.

(2) 抬轮能力验证

火星车通过主动悬架可实现车轮的抬起, 包括单侧单个车轮抬起和双侧车轮抬起. 当火星车在星球表面发生沉陷或者车轮故障后, 可通过主动悬架将沉陷或故障车轮抬起, 以使得火星车能顺利脱陷, 并且在车轮故障情况下仍能正常移动. 模拟火星表面松软地形环境下分别验证火星车抬起前轮和中后轮后的行走能力, 图27(a)为前轮抬升验证, 图27(b)为中轮抬升验证. 经验证移动系统可在抬起任意1个车轮或2侧各1个车轮情况下正常行走和转向, 抬升精度优于10 mm.

5.2 释放分离专项试验验证

祝融号火星车发射时压紧在着陆平台顶面, 着陆后, 火星车需通过坡道行驶至火星表面. 由于着陆点地形、着陆腿状态等多因素影响, 导致坡道与火面形成的坡度角和两个坡道间异面角差异很大. 根据火星着陆器预选着陆区以及着陆工况分析, 驶离时最恶劣工况达到最大坡度角 34.4° , 两个坡道间最大异面角 8.8° , 最大侧倾角 18° , 远高于同量级星球车最大驶离坡度角 20° 情况, 图28为最大侧倾 18° 驶离验证.

为了确保火星车安全可靠驶离着陆平台, 设计释放分离专项试验, 针对不同着陆状态以及极限工况进行驶离试验验证. 经验证, 移动系统可适应所有着陆状态安全驶离, 驶离过程中驱动机构最大电流0.57 A, 驱动机构设计最大电流2 A, 具有足够的余量.

5.3 沉陷脱困专项试验验证

火星表面部分沙地表面是风化层形成的硬壳, 但内部是松软沙土, 易造成星球车无征兆的深度沉陷难题. 祝融号火星车主动悬架式移动系统可通过抬轮、蠕动、车体升降等多种策略实现脱困, 针对此种情况开展沉陷脱困专项试验验证, 分别模拟2个前轮沉陷300 mm、6轮均沉陷300 mm等工况, 测试不同脱困策略的可行性以及效率, 如图29所示. 在试验过程中, 通过改变埋入深度来改变火星车沉陷量, 并首先通过直接行驶的方式前进, 当沉陷小于车轮直径的四分之一时则认定脱困成功. 若沉陷不变或沉陷继续增加则认定脱困失败. 当直接行驶脱困失败时, 则采用蠕动方式进行脱困, 观察能否脱困成功. 在试验过程中, 记录火星车滑转率、沉陷深度、电流、倾角等数据. 经验

证火星车在2轮沉陷状态下可直接驶离, 在6轮完成沉陷状态下直接无法驶离, 通过轮步式蠕动行走可在16 min内实现车轮全部脱陷.

图 27 (网络版彩图) 抬轮能力验证. (a) 前轮抬升验证; (b) 中轮抬升验证

Figure 27 (Color online) Verification of wheel lifting capacity. (a) Front wheel lift; (b) middle wheel lifting.

图 28 (网络版彩图) 驶离能力验证

Figure 28 (Color online) Departure capability verification.

图 29 (网络版彩图) 沉陷脱困能力验证. (a) 2轮沉陷; (b) 6轮沉陷; (c) 6轮沉陷蠕动驶离

Figure 29 (Color online) Verification the ability of escape from the subsidence. (a) The case of two wheels subsidence; (b) the case of six wheels subsidence; (c) peristaltic method escape from the six wheels subsidence.

5.4 低真空/高低温牵引力专项试验验证

火星表面温度较低, 最低存储温度达 -135°C , 工作温度为 -60°C , 而低温环境对采用脂润滑的机构性能影响很大, 移动系统驱动机构谐波减速器采用脂润滑, 为了验证移动系统对火星环境适应性, 开展低真空/高低温牵引力专项试验。

受真空罐空间限制, 移动系统很难在低真空/高低温环境下开展移动性能试验测试, 通常是将火星车的车体固定, 车轮空载进行测试。该试验是在低真空/高低温环境下对移动系统的驱动牵引能力进行测试, 通过调整不同车轮的驱动力矩, 模拟平地、爬坡、越障等不同工况下, 移动系统能够输出的牵引力。该试验为国际首次开展的试验项目, 充分验证了模拟火星表面低真空/高低温环境综合影响下的移动行驶性能。每个车轮底部均配置1套独立的驱动加载装置, 通过调节每个车轮的加载力矩来模拟移动系统平地行驶、爬坡、越障等不同工况; 车轮转动过程中, 加载装置下的履带同步转动, 使得车体整体维持原地不动, 加载装置与车轮之间保持输出力矩平衡; 车体后端设计一套牵引阻力加载装置, 用于测量移动系统行驶过程中, 车体产生的最大牵引能力。模拟不同行驶工况和不同速度, 测得牵引力最大超过1500 N, 为火星车火星表面重量的1.68倍, 满足设计要求。试验装置实物状态如图30所示。

图30 (网络版彩图) 移动系统低真空/高低温牵引力试验

Figure 30 (Color online) Low vacuum/high and low temperature traction test of mobile system.

6 结束语

主动悬架式移动系统作为我国祝融号火星车的关键设备, 是天问一号探测器关键创新技术之一, 也是世界上第一个和唯一一个地外天体成功在轨应用的主动悬架移动系统, 通过车体升降、抬轮、蠕动行走等功能, 有效解决了被动悬架移动系统在松软地形下脱陷能力差、爬坡角度低和无故障车轮隔离能力、车体易托底等难题, 有效支撑了我国火星探测“巡视”任务, 目前祝融号火星车已完成90个火星日的预定任务, 移动系统状态良好, 后续将继续支持火星车开展火星表面巡视探测, 以获得更多的探测数据。同时主动悬架式移动系统设计与研制过程中的技术手段为后续我国深空探测任务积累了丰富的工程经验。

参考文献

- 1 Grotzinger J P, Crisp J, Vasavada A R, et al. Mars Science Laboratory mission and science investigation. *Space Sci Rev*, 2012, 170: 5–56
- 2 Li H L. Manned asteroid and Mars exploration in the United States (in Chinese). *Aerosp China*, 2014, 8: 45–50 [李虹琳. 美国的载人小行星和火星探测. 中国航天, 2014, 8: 45–50]
- 3 Jia Y, Sun Z Z, Zheng Y, et al. Overview on development of planetary rover technology (in Chinese). *J Deep Space Explor*, 2020, 7: 419–427 [贾阳, 孙泽洲, 郑昉, 等. 星球车技术发展综述. 深空探测学报, 2020, 7: 419–427]
- 4 Zhao J, Wei S M, Tang L, et al. Review on driving environment of Mars rover (in Chinese). *Manned Spaceflight*, 2019, 25: 256–264 [赵静, 魏世民, 唐玲, 等. 火星车行驶环境研究综述. 载人航天, 2019, 25: 256–264]
- 5 Pan D, Li D L, Yuan B F, et al. Dynamics modeling and simulation analysis of Mars rover system (in Chinese). *J Deep Space Explor*, 2020, 7: 437–444 [潘冬, 李德伦, 袁宝峰, 等. 火星车系统动力学建模与仿真分析. 深空探测学报, 2020, 7: 437–444]
- 6 Zheng J Q, Gao H B, Yuan B F, et al. Design and terramechanics analysis of a Mars rover utilising active suspension. *Mech Mach Theory*, 2018, 128: 125–149
- 7 Wang Z Y, Yang H G, Ding L, et al. Wheels' performance of Mars exploration rovers: Experimental study from the perspective of terramechanics and structural mechanics. *J TerraMech*, 2020, 92: 23–42
- 8 Yuao B F, Wang C E, Zou M, et al. Design active suspension system and creeping control strategy for Mars rover of China (in Chinese). *J Jilin Univ (Eng Technol Ed)*, 2021, 51: 154–162 [袁宝峰, 王成恩, 邹猛, 等. 火星车主动悬架设计及蠕动脱困策略. 吉林大学学报, 2021, 51: 154–

162]

- 9 Liu X J, Su B, Jiang L, et al. Research on soil mechanical properties of Martian surface soil (in Chinese). *Manned Spaceflight*, 2016, 22: 459–465
[刘兴杰, 苏波, 江磊, 等. 火星表面土壤力学性能参数研究. *载人航天*, 2016, 22: 459–465]
- 10 Yuan B F, Wang C E, Zou M, et al. Experimental study on the durability of China's Mars rover's mobility system. *J Aerosp Eng*, 2021, 34: 04021047

Design and verification of the active suspension mobility system of the Zhurong Mars rover

PAN Dong, JIA Yang, YUAN BaoFeng, LIU YaFang, DANG ZhaoLong, LIN YunCheng, WANG Rui, CHEN Ming, WEI QingQing, ZHAO ZhiJun, WANG Chu & ZHANG XinRui

Beijing Institute of Spacecraft System Engineering, Beijing 100094, China

This work describes the design and development of the active suspension mobility system of the Zhurong Mars rover. The suspension system achieves the functions of peristaltic movement, body lifting, wheel lifting, and omnidirectional movement; and solves the problems of a passive suspension mobility system, such as poor collapse ability in soft terrain, low climbing angle, and fault-free wheel isolation ability. The verification results show that, through peristaltic motion, the rover can quickly break free from up to 300 mm settlement of all 6 wheels in 16 min. Moreover, through peristaltic movement and the multi rut climbing strategy, the climbing ability of the rover on soft terrain is improved from a slope of 20° to one of 25°. Compared with dragging, the power consumption is reduced by more than 50%. It is the first active suspension mobility system to land on an alien planet.

Mars rover, mobility system, active suspension

doi: [10.1360/SST-2021-0483](https://doi.org/10.1360/SST-2021-0483)