凸轮循迹移动平台的结构设计

喻冰清 陈泽昊 高文靖 赵邦瑞 邹慧 高锡燕*

（湖北文理学院 机械工程学院，湖北 襄阳 441021）

摘 要：针对纯机械转向模型小车在复杂赛道上因加工误差与地面滑移导致轨迹精度低、无法在线纠偏的问题，本文基于太阳能小车赛项要求，设计了一种采用凸轮-摆杆机构与前置双角度微分微调装置的纯机械自适应循迹小车。在 6000mm×6000mm 场地和 200mm×300mm 车身投影边界约束下，利用 SolidWorks 与 Matlab 协同，以高阶贝塞尔曲线对全长 14135.52mm、含 6 个地标的赛道进行光滑拟合，建立曲率至前轮转角的映射模型，并通过极坐标反求算法生成凸轮理论轮廓。底盘采用前轮转向、后轮驱动布局，传动链由直流减速电机、同步带和四级平面展开式齿轮组成，总传动比精确至 38.13。针对凸轮廓线加工定型后不可调节的缺陷，设计了免拆卸双角度微调转向机构，通过独立调节转向杆初始偏角和前轮轴附加扭转角两个解耦变量，完成对零位误差的机械式精密补偿。经 SolidWorks Motion 动力学仿真与关键零件静力学校核，验证了凸轮驱动下摆杆运动的平稳性与结构强度。基于上述设计完成 3D 打印样机并进行实车循迹测试。实验结果表明，标志点识别成功率达 97.5%，经双角度微调补偿后终点综合漂移偏差稳定在 20mm 以内。该方案有效解决了无电控条件下机械紧凑性、运动平稳性和路径跟踪精度之间的矛盾，为纯机械自适应移动平台的设计提供了工程参考。

关键词：循迹小车；凸轮机构；贝塞尔曲线；微调机构；运动仿真

DOI：https://doi.org/10.65196/rkq5en89

0 前言

本课题来源于中国大学生工程实践和创新能力大赛太阳能小车赛项。赛项规定设计一辆电能驱动、依靠凸轮转向、沿给定轨迹自主行驶的模型小车，参赛作品需在严格的车身投影尺寸、有限能源供给和复杂轨迹约束下，达到结构紧凑、运行平稳和能量利用高效的目标。

目前，模型小车在结构参数优化、仿真精确程度和加工精度等方面仍存在欠缺，导致整机在稳定性、可靠性和一致性上难以满足要求。传统的齿轮齿条式转向机构转向比固定，且啮合间隙会随使用增大；循环球式机构体积大、传动链长、成本昂贵；电助力与线控转向又依赖传感器、电子控制单元和稳定电源，在无电控转向约束下均不适用。因此，如何在多约束下整体解决机械紧凑性和运动平稳性之间的矛盾，成为小车设计的关键问题。针对上述要求，本文设计了一款纯机械自适应循迹模型小车：通过凸轮-摆杆机构将驱动轮的连续旋转转化为前轮的周期性偏摆，并辅以双角度微调机构补偿制造与装配误差，使小车沿复杂轨迹自主行驶，为纯机械自适应移动平台的设计提供参考。

1 循迹小车总体结构及工作原理

1.1 总体结构

本文设计的模型小车循迹路径复刻了从江西瑞金到陕西延安的红军长征路线，在 6000mm×6000mm 平面区域内依次途经 10 个坐标点。行进路线上放置厚度 0.15mm、Φ30mm 的圆形磁片作为

基金项目：大学生创新训练项目（项目编号：S202610519029）

作者简介：喻冰清（2005-），湖北文理学院机械工程学院在读本科生。
陈泽昊（2005-），湖北文理学院机械工程学院在读本科生。
高文靖（2005-），湖北文理学院土木建筑与工程学院在读本科生。
赵邦瑞（2005-），湖北文理学院机械工程学院在读本科生。
邹 慧（2005-），湖北文理学院文学与传媒学院在读本科生。
高锡燕（1998-），女，硕士研究生，讲师，研究方向为工科生文化素养，本文指导老师。
通讯作者：高锡燕

途径点，小车从磁片上方经过时由底部传感器感应磁通量变化，车上 LED 闪烁并语音播报相应坐标点名称；途中停止或车体边缘超出坐标点直线两侧各 250mm 区域时比赛结束。

整车将所有子系统集成于铅垂投影不超过 200mm×300mm 的矩形范围内，由动力、传动、执行和控制四部分组成。底盘采用前轮转向、后轮驱动布局：超级电容负责供能，驱动电机经齿轮减速后驱动后轮行走，凸轮摆杆式转向机构控制前轮转向，主控模块仅完成地标识别与状态指示，不对转向过程进行实时干预。

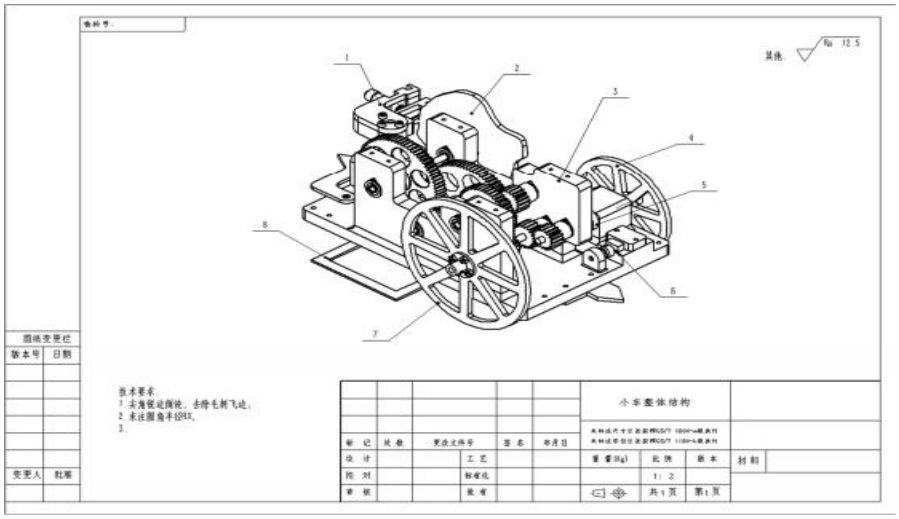


图 1 整车三维装配图
1-微调机构，2-凸轮，3-小车底盘，4-从动轮，5-皮带轮，6-驱动电机，7-驱动轮，8-地标响应器

1.2 工作原理

该循迹小车在驱动电机带动下，动力经同步带传至后轮轴驱动整车前进；后轮轴末端安装的主动齿轮再经一级齿轮副将运动传至凸轮轴，使凸轮以严格同步的角速度旋转。盘形凸轮固定在凸轮轴上，当其旋转时，凸轮廓线推动顶摆杆绕固定支点作往复摆动，摆杆经横向拉杆和前轮转向节将摆动转化为前轮的周期性偏摆，从而使小车在行进中自动转向。光电式地标检测模块实时采集赛道标志点，识别到磁片后触发语音播报与 LED 指示。至此，小车在一次行进中即可完成沿预定轨迹自主循迹、地标响应与状态指示等全部动作。

2. 主要工作部件的设计及工作原理

2.1 凸轮-摆杆转向机构

转向机构是循迹小车的核心执行部件，决定小车对路径的跟踪能力。本方案把驱动轮的旋转运动和凸轮廓线在极坐标上的角度变化，转变为前轮的周期性往复摆动，从而实现无需舵机的自主循迹；其结构紧凑、不额外消耗电能，且与整车布局高度兼容。

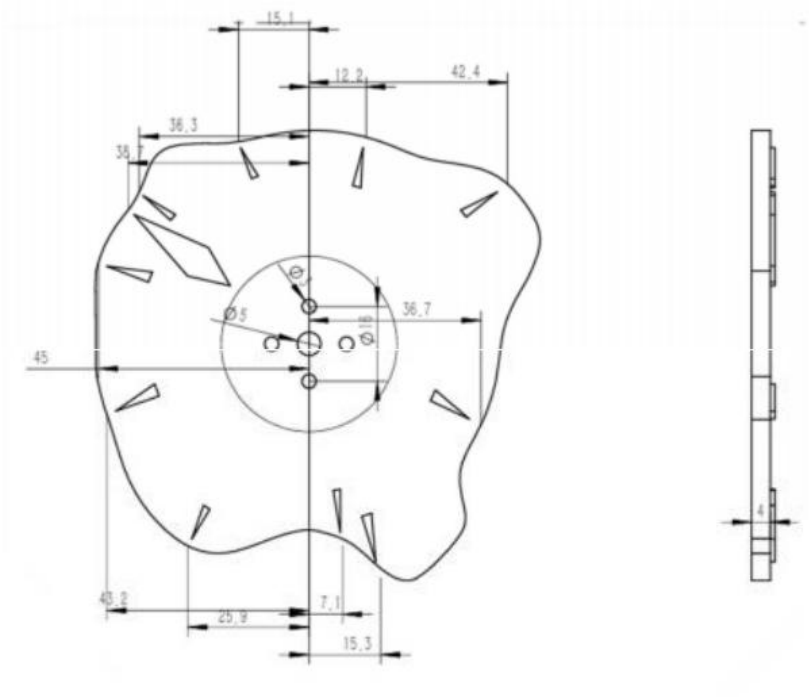


图 2 凸轮零件图

2.1.1 轨迹规划与凸轮轮廓设计

为使轨迹过渡平滑，本文摒弃简单直线连线，采用高阶贝塞尔曲线对含 16 个控制点的长征主题赛道进行光滑拟合，生成总长 14135.51522mm 的连续光滑轨迹。贝塞尔曲线方程为：

$$B(t)=\sum C(n,i)\,P_i\,(1-t)^{n-i}\,t^i,\ t\in[0,1] \quad (1)$$

建立小车几何构型：转向轮中心为 o，转向杆长 l_2，前轮偏置距离 n，凸轮基准半径 e，小车总宽 m、总长 l。设小车在 t 时刻的瞬时转动中心为 P，后轮中心到 P 的距离为 r(t)，则该时刻凸轮推程 d(t)为：

$$d(t)=l_2\cdot\sin[\arctan((e+l_1)/(r(t)+n))] \quad (2)$$

小车前轮轴线与后轮轴线的夹角 α(t)由几何关系确定。据此，t 时刻凸轮半径 ρ(t)为：

$$\rho(t)=e+l_2\cdot\sin[\arctan(l/(r(t)+m/2+n))] \quad (3)$$

凸轮轴与主动轮轴严格同步旋转，凸轮旋转一圈即对应小车从起点到终点的全程行驶。由已行驶路程与总路程之比确定凸轮转角 θ(t)：

$$\theta(t)=s(A_1A)/s(A_1A_2)\cdot 2\pi \quad (4)$$

利用 Matlab 对离散采样点按三点外接圆法计算曲率半径，并进行极坐标到直角坐标的转换，即可得到理论凸轮轮廓。考虑到凸轮厚度（4mm）和摆杆滚子半径的影响，将理论廓线向内等距偏移 1 个滚子半径得到实际廓线。初步确定的整车结构参数为：车宽 m=148mm，前轮偏置 n=0，转向杆长 l_2=25mm，车长 l=145mm，凸轮基准半径 e=50mm。

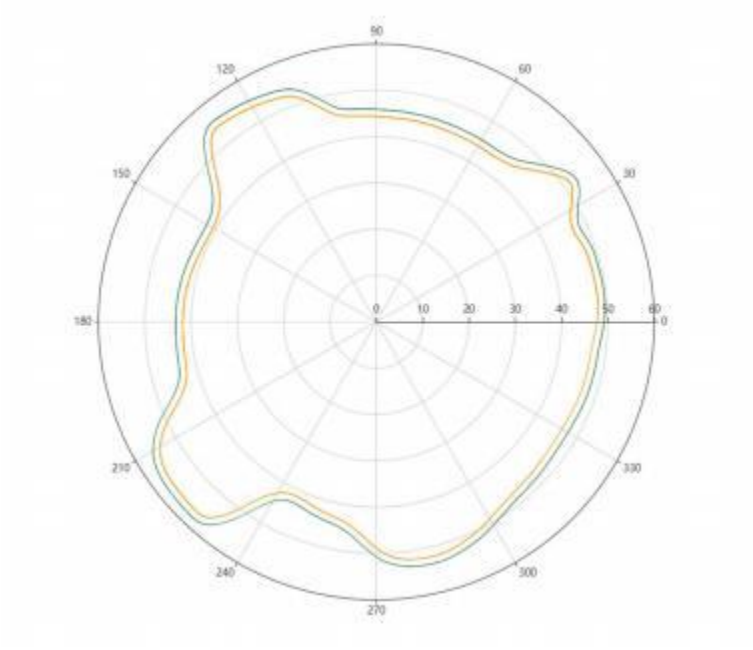


图 3 凸轮轮廓曲线

2.1.2 双角度微调转向机构

理想运动学模型将零件尺寸视为精确值，但 3D 打印过程中的阶梯效应（表面粗糙度 Ra 约 6 μm）、ABS 材料约 0.4%~0.7%的收缩率、轴承孔与轴颈间 0.02~0.04mm 的配合间隙，以及弯道离心力引起的后轮侧滑（实测侧滑量 2~3mm）等误差，均会使实际轨迹偏离理论轨迹。由于三类误差具有随机和时变特点，单次标定难以全部消除，本文设计了以微分头为基础的双角度微调机构，通过两个独立可调角度变量的叠加来补偿上述误差。

第一个可调角度为转向杆相对于车架固定基准的初始摆角：量程 0~13mm、分辨率 0.01mm 的标准机械千分尺，其顶针端部通过硬质合金触头直接顶靠于转向杆侧向精磨加工平面，旋转微分筒时顶针沿自身轴线作精密直线位移，推动转向杆绕回转支点产生微小角位移。第二个可调角度为前轮轴线相对于转向杆轴线的附加扭转角：旋松锁紧螺母并旋转微调螺杆，可使前轮轴线相对转向杆产生一个附加转角，用以补偿轮胎磨损不均、地面局部不平及单侧传动阻力偏大等非对称偏差。两个变量相互解耦，可在不拆卸壳体的情况下对前轮零位进行定量补偿。

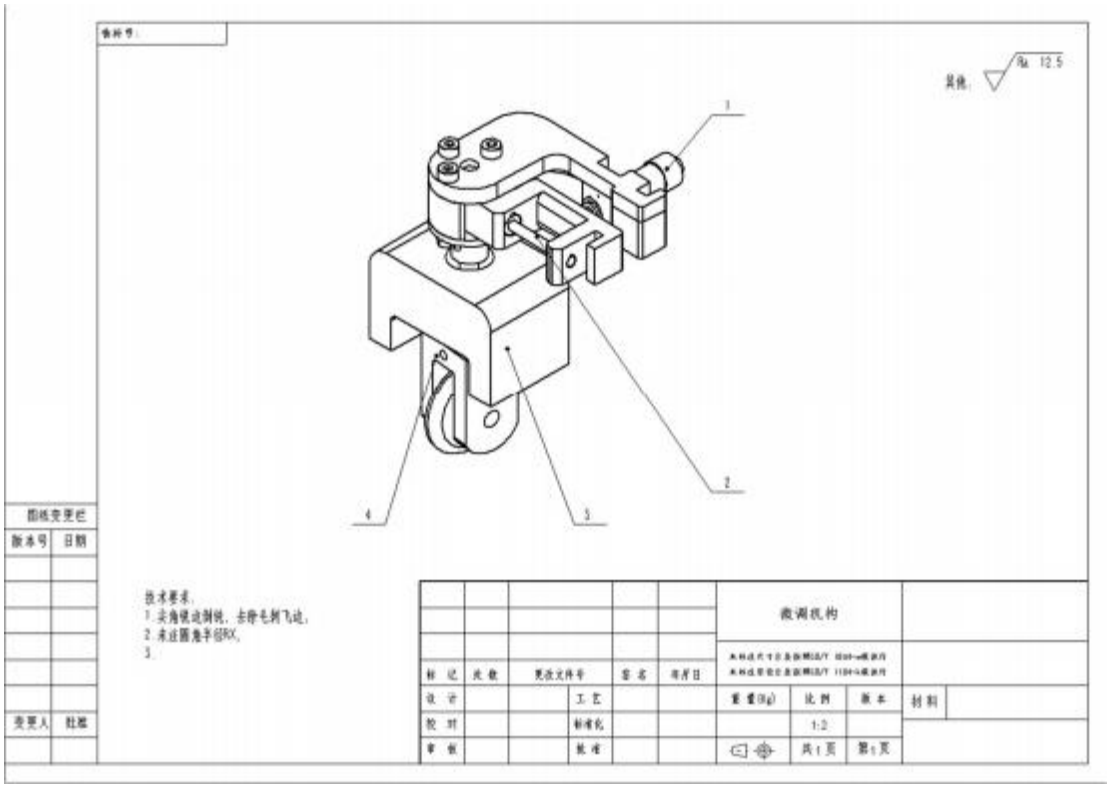


图 4 微调机构整体图

1-微调千分头，2-凸轮顶杆，3-转向杆固定基准，4-前轮转向杆

2.2 传动机构

传动机构将驱动电机的旋转运动按预定减速比分别传递至后轮轴和凸轮轴，使后轮驱动整车前进的同时，凸轮以严格同步的角速度旋转，从而将行驶距离与转向角一一对应。

由赛道全长 S=14135.52mm 和主动轮直径 D=118mm，算得主动轮周长 C= π D≈370.71mm，小车跑完全程所需主动轮转数即总传动比：

i′ =S/C=14135.52/(118 π)≈38.13（5）

减速方案采用一级皮带轮减速加四级直齿轮串联的复合结构。各级传动比按齿轮齿数配置为：i_1 =20/18、i_2 =45/18、i_3 =76/20、i_4 =72/18，电机端皮带传动比为 20/10。四级齿轮总传动比：

i 总=2×(20/18)×(45/18)×(76/20)×(72/18)≈38（6）

该乘积精确满足凸轮旋转一圈的要求。各齿轮分度圆直径经 d=mZ（模数 m=1.5mm）计算，最大分度圆直径 114mm、对应齿顶圆约 117mm，可在底板两侧并排布置，空间利用率较高。

2.3 动力与控制系统

小车以超级电容为唯一储能单元。与传统锂电池相比，超级电容不含可燃性电解液，即使在过充、短路、高温等极端情况下也不会燃烧爆炸，安全优势显著。光伏板经以 CN3722 为核心的同步降压充电管理电路，将受光照影响而波动的输出稳定为 6.0V，对超级电容充电；放电时经升降压 DC-DC 变换器和低压差线性稳压器二级稳压，为微控制器提供 5.0V 和 3.3V 电压，驱动电机则直接从超级电容取电以降低线路损耗。

控制系统以 STM32F103C8T6 单片机为核心，搭配 NFC 读卡模块、语音合成芯片和 LED 指示模块，构成"感知—指示—能源管理"三层架构。读卡模块安装于车体底部（距地 8~10mm），当小车从Φ30mm 磁片上方经过时读取 UID 标签，并经连续两次有效读取的防抖逻辑确认地标，触发语音播报；软件在播报期间暂时屏蔽读卡中断，避免相邻站点语音重叠。电机驱动采用集成 H 桥芯片，通过 PWM 信号实现缓启动、调速和制动。经负载转矩计算，所选 JGA25-370 直流减

速电机（额定电压 6V、额定转矩 3.0mN·m）的转矩、转速及供电特性均与超级电容储能单元和机械传动系统良好匹配。

3. 运动仿真与结构校核

3.1 转向机构运动仿真

为检验理论凸轮轮廓在真实运动环境中的轨迹准确性和机构运行平稳性，在 SolidWorks Motion 环境中建立了包含车架、驱动后轮、前轮转向机构、凸轮轴和顶摆杆的简化动力学虚拟样机。定义重力加速度 9806.65mm/s²，在车轮与虚拟地面之间建立实体接触，按橡胶轮胎与 PVC 赛道特性设定动摩擦系数 0.3、静摩擦系数 0.4，并在凸轮与滚子之间添加线性弹簧阻尼器以模拟预紧力，驱动电机简化为恒定角速度旋转马达。

仿真结果表明：在 6000mm×6000mm 虚拟赛道内，预设坐标点均处于后轮轨迹内侧包络区域，轨迹平滑连续无突变拐点；个别离散点在微观尺度上略超理论包络线，但远小于传感器的感应容错范围，验证了凸轮轮廓设计的有效性。通过"轨迹反求—轮廓生成—动力学验证"的闭环仿真流程，成功验证了凸轮机构在几何和运动学层面的正确性，为物理样机加工提供了可靠依据。

3.2 关键零件静力学校核

样机采用 3D 打印 ABS 材料加工，其层间结合强度较弱，故需对主要承力件进行静力学校核。设定 ABS 材料沿打印方向弹性模量 2.2GPa、层间法向 1.8GPa、泊松比 0.35、屈服强度 38MPa，对前轮支架、凸轮推杆等细长杆件施加最小曲率半径工况下的极限载荷，并开启"大位移"非线性求解器计算推杆受压状态下的挠度。

应力云图显示最大应力 29.4MPa，位于转向轴根部、推杆及滚子轴承座区域，低于 ABS 屈服强度 38MPa，安全系数约 1.29，满足短期承载要求；但变形云图显示推杆末端存在约 2.1mm 弹性挠度。为此采取两项优化：将推杆截面由实心圆柱改为"工"字形薄壁结构，在减重的同时显著提升截面惯性矩，将挠度控制在 1.5mm 以内；并在微调机构中预留 2~3mm 补偿行程，以抵消材料蠕变与受力变形引起的轨迹偏移。

4. 整车测试与循迹实验

4.1 实验结果

利用 3D 打印 ABS 材料制作样机并完成装配。静态检测表明：车轮直径实测 118.2mm（设计 118mm，偏差 0.17%）、轴距 145.3mm、轮距 148.1mm，均在允许公差范围内；凸轮轮廓经三坐标测量仪抽样检测，最大径向误差 0.12mm，主要源于 3D 打印阶梯效应与材料收缩。

在 6000mm×6000mm 场地上依据 16 个标志点进行了 8 轮有效循迹实验，每轮间隔不少于 20 分钟以使电机冷却。8 轮共经过 80 个坐标点，成功响应 78 次，整体成功率 97.5%；两次失败分别因读卡器支架松动导致读取距离超限和语音播报时序重叠，经调整后排除。全程行驶时间实测 82.3s，与理论值约 83.1s 基本吻合，误差来源于启动加速段及弯道减速。

4.2 轨迹偏差与补偿效果分析

初始未微调时，前两轮终点综合偏差分别为 51.0mm 和 47.0mm。经微调千分头将前轮初始偏角补偿+0.3°（约对应转向杆位移 0.13mm）后，后续各轮终点偏差降至 15~28mm，平均 21.3mm，满足竞赛不大于 50mm 的要求。小车经过弯道时内侧后轮有约 1~2mm 抬起趋势，前轮摆角最大约±18°，最大横向偏差±15mm，仍在赛道允许范围内。

轨迹偏差主要来源于三方面：一是凸轮廓线离散化与 3D 打印误差，使从动件高速接触时产生加速度冲击并导致滚子与凸轮轻微磨损；二是 PVC 赛道与轮胎间的地面滑移，在曲率半径最小的"占领遵义"弯道（R≈450mm）侧向位移约 2~3mm；三是前轮转向轴与轴承孔 0.02~0.04mm 配合间隙所引起的约 0.2°转向空回，这也是终点偏差难以进一步减小的主要原因。将实测轨迹与 SolidWorks Motion 仿真轨迹叠加比对，两者宏观走向高度一致，整体向右偏移约 12mm，经微调补偿后降至 5mm 以内，表明仿真模型在趋势预测上具有指导意义，而实际精度仍需借助微调机构实现。

5. 结语

本文面向太阳能小车赛项纯机械自主循迹的需求，设计了一款以凸轮-摆杆机构为转向核心、以前轮转向后轮驱动为布局的循迹模型小车。通过 SolidWorks 与 Matlab 协同完成贝塞尔曲线轨迹拟合与凸轮轮廓极坐标反求，按总传动比 38.13 完成皮带—四级齿轮减速链设计，并针对制造、装配与地面滑移误差设计了可定量补偿的双角度微调转向机构。运动仿真与静力学校核验证了机构的运动平稳性和结构强度，8 轮实车实验表明地标响应成功率达 97.5%，经微调补偿后终点偏差稳定在 20mm 以内。

该方案的特点在于：将轨迹反求、参数化建模与多体动力学仿真贯通，使赛道几何信息直接映射为机械结构参数；以纯机械微分方式而非电控传感器提高轨迹重复精度；并在竖直面上紧凑布置传动与转向，改善了质量分布，降低了高速过弯时动态失稳的风险。后续工作可将电池充放电特性与电机动态特性纳入联合仿真以提高模型可信度，并尝试以简单视觉手段识别轨迹偏差、形成半自动微调解算，进一步降低调试过程中对人工经验的依赖。

在车身外壳（机罩）设计方面，本方案针对竞赛小车投影尺寸受限、需频繁调试与适应不平整赛道的特点，形成以下创新。

其一，采用三段式模块化快拆外壳。机罩按功能划分为顶部光伏板安装区、中部操作观察区和底部感应装置安装区，三段之间通过卡扣与预埋不锈钢螺钉连接，可独立拆离。区别于传统一体化不可拆壳，该结构使调试与检修时无需整体解体即可接触内部齿轮系、凸轮轴和微分微调机构，显著缩短故障排查时间。

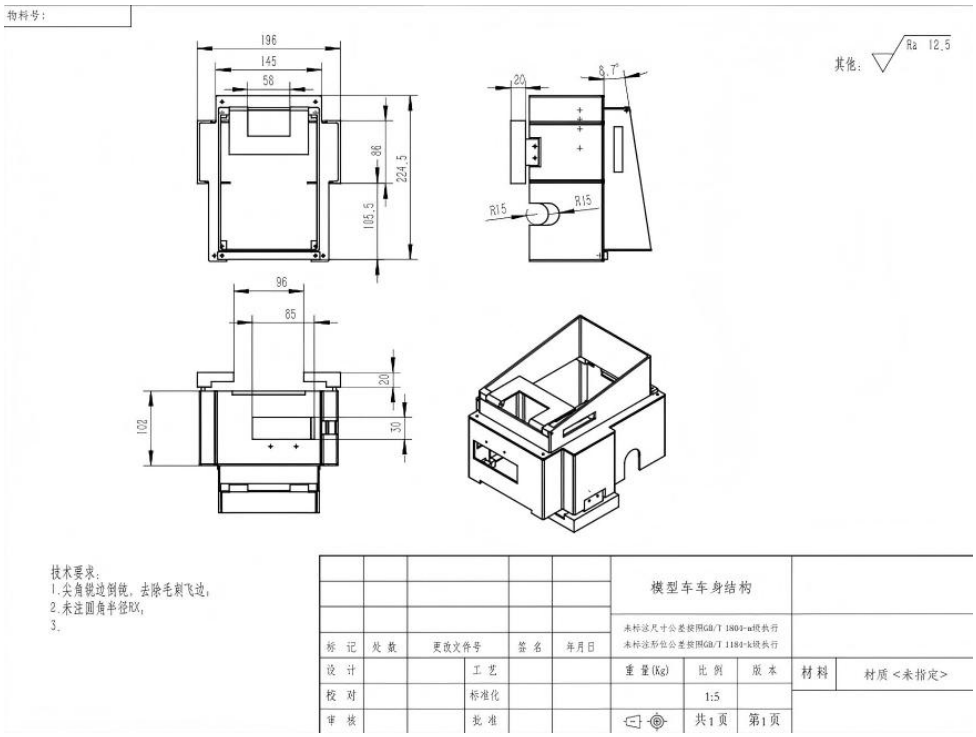


图 5 三段式模块化机罩结构示意图

其二，设计翻转式检修顶盖与防尘密封结构。顶部壳与光伏板之间增设可绕轴翻转的翻板，开启角度达 120°，运行时由尾部旋钮式压紧器扣紧锁死、不致振动松脱，检修时掀起即可清晰观察内部齿轮与凸轮；光伏板嵌入翻板表面 2mm 深凹槽，四周贴 3mm 宽密封柔贴条防止灰尘侵入，兼顾了可维护性与赛场防尘。

其三，实现"免拆机微调"开窗。中部壳体在微分头方位保留 30mm×85mm 方孔，小车装配完成后微分头调节旋钮直接由孔中伸出，操作者不拆壳即可用手指或小型扳手旋转千分头，把转向杆初始偏角调到最优，将传统"拆壳—调机—复装"流程简化为带壳精调，提高了轨迹标定效率。

其四，设计感应间隙可调的减震底座。底部壳体设 192mm×82mm 矩形沉槽安置读卡模块，四角布置 M4 螺纹嵌件，通过调节螺母精确改变读卡器相对底面的悬伸高度，使其距地稳定保持在最佳读取距离 8~10mm；底部另布四只橡胶减震垫高出壳底 3mm，缓冲不平整赛道的冲击，从

结构上保障地标识别的可靠性。

上述外壳均以 ABS 材料 3D 打印一体成型，整机质量控制在 130g 以内，在 200mm×300mm 投影边界内兼顾了刚度、防护与轻量化。综上，本文在以纯机械凸轮-摆杆完成自主转向的同时，用三段式模块化快拆外壳把光伏承载、电控防护、感应间隙可调与免拆机微调四项功能集于一体，为竞赛类微型移动平台的机罩与人机交互设计提供了参考。

参考文献：

[1]史成坤,孙英蛟,赵雷,等.高校劳动教育课程和工程训练中的沉浸式项目化教学融合探索[J].高教学刊,2024(32).
[2]陈娇娇,刘雅静,王卫林,等.无碳小车多维实践教学平台构建和实施[J].实验室研究和探索,2024(05).
[3]李双寿,张晓晖,胡庆夕,等.面向新工科的工程实践和创新能力竞赛平台构建[J].实验技术和管理,2023(01).
[4]王玉,刘辉华,李裕昆,等.微小型减速器离合保护结构设计和试验[J].机械传动,2022(09).
[5]钟樟榕,万金贵,朱文华.无碳小车误差分析和优化方向[J].机械设计和制造,2022(10).
[6]魏俊杰,朱家诚,杨徐,等.双螺旋线圆柱凸轮机构的设计和分析[J].机械设计和制造,2021(09).
[7]张楷锴,修峰翼,张予,等.基于凸轮机构的"双 8"字型轨迹无碳小车设计[J].机械设计,2020(S1).
[8]张卫丰,刘德春.直流马达软启动电路研究[J].通信电源技术,2011(01).
[9]隋振,徐峰,苏振东.凸轮磨削的动态速度优化方法研究[J].机械设计和制造,2020(05).
[10]张志翔.汽车发动机配气机构凸轮机型廓设计和研究[J].时代汽车,2023(01).

Structural Design of a Cam-Based Tracking Mobile Platform

YU Bingqing, CHEN Zehao, GAO Wenjing, ZHAO Bangrui, ZOU Hui, GAO Xiyan*

(School of Mechanical Engineering, School of Mechanical Engineering, Xiangyang 441021, Hubei, China)

Abstract: To address the problems of low trajectory accuracy and inability to perform online correction caused by machining errors and ground slip when a pure mechanical steering model car runs on complex tracks, this paper designs a pure mechanical adaptive tracking car based on the cam-rocker mechanism and a front-mounted dual-angle differential fine-tuning device, in accordance with the requirements of the solar car competition. Under the constraints of a 6000 mm × 6000 mm field and a 200 mm × 300 mm body projection boundary, SolidWorks and Matlab are used collaboratively to smoothly fit the entire 14135.51522 mm track with 10 landmarks using high-order Bezier curves. A mapping model from curvature to front wheel steering angle is established, and the theoretical cam profile is generated through a polar coordinate reverse calculation algorithm. The chassis adopts a front-wheel steering and rear-wheel drive layout, with a transmission chain consisting of a DC gear motor, a timing belt, and a four-stage planar expansion gear set, achieving a precise total transmission ratio of 38.13. To overcome the drawback that the cam profile cannot be adjusted once machined and finalized, a tool-free dual-angle fine-tuning steering mechanism is designed. Through independent adjustment of two decoupled variables—the initial deflection angle of the steering rod and the additional torsion angle of the front wheel axle—mechanical precision compensation for zero-position error is achieved. The smoothness of the rocker motion under cam drive and the structural strength are verified through SolidWorks Motion dynamics simulation and static checking of key components. A 3D-printed prototype is fabricated based on the above design, and real vehicle tracking tests are conducted. Experimental results show that the marker recognition success rate reaches 97.5%, and the comprehensive endpoint drift deviation is stabilized within 20 mm after dual-angle fine-tuning compensation. This scheme effectively

resolves the contradiction among mechanical compactness, motion stability, and path tracking accuracy under no electronic control conditions, providing an engineering reference for the design of pure mechanical adaptive mobile platforms.

Keywords: tracking car; cam mechanism; Bezier curve; fine-tuning mechanism; motion simulation