

# S型变桩距无碳小车设计及优化分析

黄渊<sup>a</sup>,刘少飞<sup>b</sup>,王雪阳<sup>a</sup>

(西安工程大学 a. 机电工程学院; b. 工程训练中心, 陕西 西安 710600)

**摘要:**针对“全国大学生工程训练综合能力竞赛”,设计一种满足S型赛道且符合比赛要求的小车。为满足小车的运动轨迹对称性及易于调节性,转向机构采用曲柄摇杆机构。从小车机械设计设计部分的总传动比、传动机构、转向机构、微调机构的选择及各个参数的确定等方面展开论述;利用MATLAB对轨迹进行优化分析。结果证明,小车能够按照预期设想实现变桩距且符合赛制的行驶路线要求。

**关键词:**无碳小车;S型变桩距;曲柄摇杆;轨迹仿真

**中图分类号:**TP391.9 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2021)02-0200-05

## Design and Optimization Analysis of S Type Variable Pile Distance Carbon-free Car

HUANG Yuan<sup>a</sup>, LIU Shaofei<sup>b</sup>, WANG Xueyang<sup>a</sup>

(a. School of Mechatronics Engineering; b. Engineering Training Center, Xi'an Polytechnic University, Xi'an 710600, China)

**Abstract:** Aimed at “National Undergraduate Engineering Training Comprehensive Ability Competition”, a car that meets the S type track and the requirements of the competition was designed. To satisfy the trajectory symmetry of the trolley and easy adjustment, a crank rocker was adopted as the steering mechanism. The mechanical design of the carbon-free car was discussed from the following aspects: the selection of the total transmission ratio, the transmission mechanism, the steering mechanism, fine adjustment mechanism and determination of various parameters. The MATLAB software was used to optimize the trajectory of the carbon-free car. The results show that the designed carbon-free car can realize the variable pile spacing and is in accord with the driving route as expected.

**Keywords:** carbon-free car; S type variable pile distance; crank rocker; trajectory simulation

## 1 任务分析

设计一种小车,驱动其行走及转向的能量是根据能量转换原理,由给定重力势能转换而得到的。该给定重力势能由竞赛时统一使用质量为1kg的标准砝码( $\phi 50 \times 65$  mm 碳钢制作)来获得,要求砝码的可下降高度为 $(400 \pm 2)$  mm。无碳小车必须为3个轮子,1个转向轮,1个主动轮,1个从动轮,且转向机构可进行调节。图1为小车示意图<sup>[1-2]</sup>。

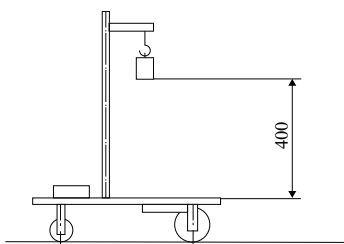


图1 无碳小车示意图

根据比赛要求,如图2所示,在偶数障碍处进行间距变化,位置 $\pm(200 \sim 300)$  mm 范围内做调整(相对于出发线,正值远离,负值移近)。竞赛小车在前行时能够自动绕过赛道上设置的障碍物。赛道宽度为2m,障碍物(桩)

为直径20mm、高200mm的圆柱棒,沿赛道中线从距出发线1m处开始按间距1m摆放。摆放完成后,将偶数位置的障碍物按抽签得到的障碍物间距变化方向进行移动,形成的即为竞赛时的赛道。

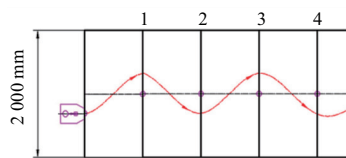


图2 S型赛道示意图

通过了解无碳小车的基本信息及赛道要求,有了具体的设计思路及方案,下面将具体展开论述。

## 2 设计思路及机构参数的确定

### 2.1 确定总传动比

小车在行驶的过程中要求不撞桩且要求过两个桩之间的中线才算避障成功,其轨迹可看作S型,便于分析和计算以及对其轨迹进行函数化处理。本文采用正弦函数进行处理。根据比赛规则可知该轨迹是以2m为周期。

小车行驶轨迹函数为

$$y = A \sin \pi x \quad (1)$$

其中  $A$  为振幅。

利用弧长公式<sup>[3]</sup>, 求出小车在一个周期中行驶的距离, 从而确定小车总传动比。

$$s = \int_a^b \sqrt{1 + y'(x)^2} dx \quad (2)$$

其中:  $a$  表示起始点;  $b$  表示终止点。

初步进行分析和计算, 小车的振幅取 0.35~0.45 m, 其合理性通过 MATLAB 进行验证, 要求能够实现变桩距, 取其极限位置进行研究 ( $\pm 300$  mm), 利用 MATLAB 对小车轨迹进行曲线拟合, 如图 3 所示。图 3(a) 振幅为 0.35 m, 图 3(b) 振幅为 0.45 m, 其中线 1 表示按照等距的桩进行的轨迹, 线 2 表示距离挪动+70 mm 的轨迹, 线 3 表示距离挪动-70 mm 的轨迹。通过图 3 可以得出, 取合理的振幅按照不变桩进行设计亦可, 取振幅  $A$  为 0.35 m 即可满足要求。

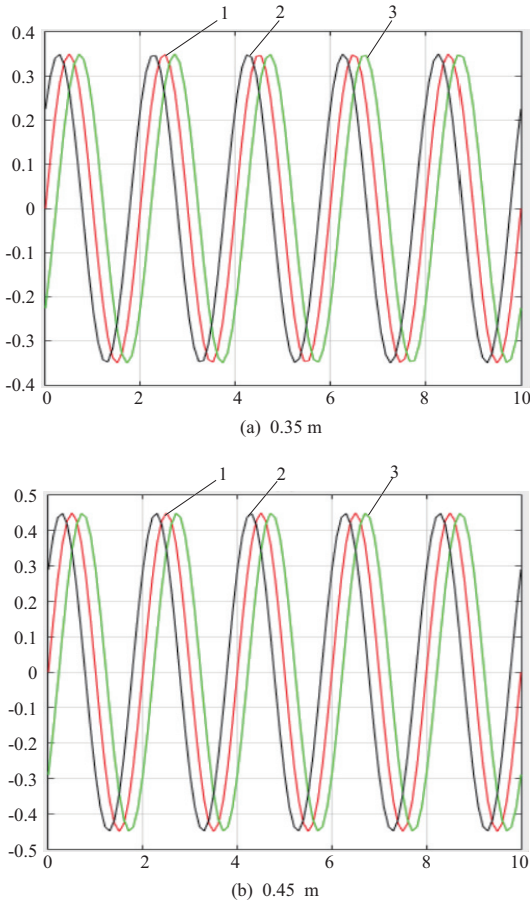


图 3 小车轨迹拟合图

由式(2), 利用 MATLAB 可计算出小车行驶在一个周期的距离为 2.501 0 m, 运行程序结果如图 4 所示。

```
function f=f(x)
f=sqrt(1+(0.35*pi*cos(pi*x)).^2);
end
>> F=quad('f(x)', 0, 2)
F =
2.5101
```

图 4 一个周期距离运行结果

在一个周期中后轮保证刚好走一圈, 则后轮直径  $d$ 、传动比  $i$  和一个周期的距离  $s$  之间的关系式为:

$$s = \pi i d \quad (3)$$

故不同的传动比  $i$  对应的后轮直径  $d$  不同, 具体结果见表 1。

表 1 不同传动比  $i$  与后轮直径  $d$  的大小关系

$i$	1	2	3	4	5	6	...
$d/m$	0.796	0.398	0.265	0.199	0.159	0.132	...

通过上述数据的对比, 选择传动比  $i$  在 3~4 较为合理。传动比不宜过大, 否则启动所需的力将会较大。选用齿轮传动的时候要保证, 大小齿轮的齿数互质<sup>[4-5]</sup>, 采用模数为 1, 小齿轮 25 齿, 大齿轮 97 齿, 故总传动比为 3.88。

## 2.2 转向机构

### 1) 转向机构的选择

能够实现转向的机构有曲柄摇杆机构、曲柄滑块机构、齿轮齿条机构、凸轮摇杆机构等<sup>[5]</sup>。它们各有优缺点, 具体分析如表 2 所示。

表 2 部分转向机构的优缺点

机构名称	优点	缺点
曲柄摇杆	结构简单, 单位面积受压力较小便于加工	工作效率低, 易发生自锁
曲柄滑块	结构简单, 易于加工	低副有间隙, 精度低
凸轮摇杆	精度高	难以加工
齿轮齿条	承载力大, 精度高	传动噪声大, 安装精度差

考虑便于增加微调处理、加工以及设计的难易程度等方面问题, 选择曲柄摇杆机构。

### 2) 转向机构的尺寸确定

采用曲柄摇杆机构, 即为四杆机构, 分别求出其中的 4 根杆长即可。曲柄长度用  $a$  表示, 连杆长度用  $b$  表示, 摇杆长度用  $c$  表示, 机架的长度用  $d$  表示, 其中  $d$  已知。结合机械原理相关知识, 参考王斌等<sup>[1]</sup>和刘文清等<sup>[6]</sup> 文章, 利用式(4)-式(6)可以求出各个杆长。

$$\frac{b}{d} = \left[ \frac{1 - \cos \varphi_{12}}{2 \cos^2 \gamma_{\min}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

$$\frac{c}{d} = \left[ \frac{1 - \left(\frac{c}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{b}{d}\right)^2 \cos^2 \gamma_{\min}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

$$\frac{c}{d} = \left[ \left(\frac{b}{d}\right)^2 + \left(\frac{c}{d}\right)^2 - 1 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (6)$$

### 3) 绘制转向机构

利用 Solidworks 绘制出转向机构, 其结构实际上为空间四连杆构, 在计算时将其抽象为平面四连杆机构。曲柄与输入轴相连接, 摇杆与前插轴相连接, 摇杆前端设计为

扇形,目的是当小车在运行的过程中,若发生撞桩能够将桩拨开,不出现将车轮卡住的现象<sup>[7]</sup>。机构安排布局如图5所示。

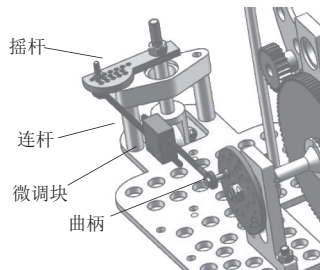


图5 转向机构布局图

## 2.3 传动机构

### 1) 传动机构的选择

传动机构的主要作用是将力传递到驱动轮和转向轮,本文采用齿轮传动。首先,总传动比为3.88,采用一级传动即可;其次,齿轮的效率高、结构紧凑、工作可靠、传动比稳定。

### 2) 传动机构的尺寸确定

总传动比的确定和传动机构的选择应易于计算出齿轮的参数。确定大齿轮为97齿,小齿轮为25齿,模数为1。

### 3) 绘制传动机构

考虑小车的合理布局,将后轮前移,即输入轴置于小车最后面,可缩短小车的整体长度,使得小车在变化桩距的时候影响较小且仿真的轨迹较为精确。

## 2.4 原动机构

### 1) 原动机构的选择

小车的原动机构是将重力势能转化为动力势能(即小车的驱动力)。首先分析小车下落的高度有 $(400\pm 2)$ mm,其次需要考虑怎样将重力传递到小车的轴上。可行方案有:1)通过支架固定滑轮,然后利用线将重力传递到轴上,此方案为滑轮和线组合;2)使用传送带将重力传递到轴上,其中传送带与滑轮共轴,此方案为滑轮和皮带组合。第一种方案结构简单,精度要求较低;第二种方案结构复杂,加工程度较难,精度要求高。

经过上述分析后确定原动机构采用滑轮和线进行设计。

### 2) 原动机构参数的确定

为了使得小车在运行过程中较为平稳,采用双滑轮结构,将重力转化为驱动力。大小滑轮的比例差异不宜过大,若大小滑轮差异较大时,会导致启动时所需要的力较大。双滑轮的大小需要根据场地的表面粗糙度不同进行更换且易于更换,属于小车的附带配件。初步拟定大小滑轮的比例为1.8:1、1.6:1、1.4:1、1.2:1等4种规格。设计滑轮的支架时,考虑穿线时不干涉,且易于滑轮的更换即可,要求不是很高。联接车底板和滑轮支架,采用3根碳纤维杆,利用限位环进行固定。3根碳纤维杆加自制套筒,其目的是保证重锤在下落过程中晃动较小。

### 3) 绘制原动机构

原动机构主要由双滑轮、滑轮支架、连接杆、套筒、限

位环、线等6部分组成,如图6所示。

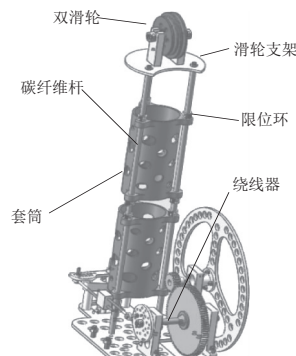


图6 原动机构布局图

## 2.5 调节机构

转向机构采用曲柄摇杆机构,可将调节机构放置于曲柄、连杆、摇杆三处。曲柄处的调节适合大幅度调节振幅的情况;摇杆处的调节适合振幅大小合适,但轨迹左右偏差较大的情况;连杆处的调节适合于微调,即能够走出S轨迹且左右误差不大的情况。

## 3 小车的整体分析及轨迹的仿真

### 3.1 小车的整体分析

要对小车进行整体分析,则需要对小车的主要部分零件先进行初步的分析。

#### 1) 车底板

车底板是小车的主要承受重力的部件,要保证力学性能好且不能过重,该设计采用4mm的铝板。为了减轻质量有两套方案可选择:第一种方案是将车底板上除了有螺栓安装的地方其余地方都镂空;第二种方案是在车底板上打孔。两种方案理论上都进行了减重,并且第一种方案的减重效果优于第二种方案,但是从受力角度分析,第一种方案易变形,从工艺角度分析第一种的美观程度较差,综上所述最终选择第二种方案的车底板。

#### 2) 轴承座

轴承座主要是支撑轴和轴上的齿轮,受力不是很大,选用铝块进行数铣即可满足需求。为了达到小车预设的1kg质量,则需要考虑在轴承座上进行适当的镂空。

#### 3) 后轮

两个后轮,其中一个作为主动轮,另一个作为从动轮。主动轮和输出轴直接连接通过法兰盘进行固定;从动轮则是在法兰盘里面通过过盈配合一个轴承,让其实现轴转动而轮不转动,从而实现两轮的差速。两个后轮要实现差速,故略微有所差异。

#### 4) 前插轴

前插轴是连接摇杆与转向轮的重要零件,其加工精度要求较高。若没有较好的同轴度和对称度,则会导致走出来的理论与实际轨迹相差较大。所以该结构采用一体式加工,能够确保同轴度和对称性,上部分是阶梯轴,下部分是支撑插,可实现两轴向垂直转动的连接。

5) 套筒

套筒的作用是对重锤在下落过程中的一种保护,其精度要求不高,可以用3D打印。套筒的长度没有必要和杆长一样,可以用几段进行拼接且每一段之间可留有间距。在套筒上可以进行镂空处理,确保其质量不能过重。

经对车底板、轴承座、后轮、前插轴及套筒5个部分单独分析和各个机构的确定,可进一步对整体小车进行分析。首先对小车整体进行质量的考虑,避免小车过重,启动时所需力过大,并且小车过重对灵敏度也有影响,所以小车进行减重是合理的。其次小车的长度要合理,故结合实际布局,将后轮前移。最后确保小车在运行过程要平稳进行,加了套筒和将小车的质心下移的处理<sup>[8]</sup>。利用Solidworks绘制出小车的三维模型,如图7所示。



图7 小车三维模型图

3.2 轨迹仿真

a) 建立模型

1) 图8为机构展开图,其中各个符号说明见表3。下文中所用到符号不再做说明,均取自表3。

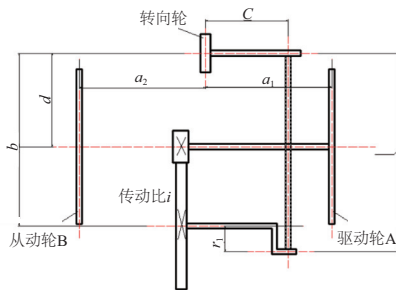


图8 机构展开图

表3 小车符号说明

名称	符号
驱动半径	R
传动比	i
驱动轮	A
从动轮	B
驱动轮与转向轮横向偏距	a <sub>1</sub>
从动轮与转向轮横向偏距	a <sub>2</sub>
输入轴与转向轮中心距离	d
输出轴与转向轮中心距离	b
曲柄的旋转半径	r <sub>1</sub>
摇杆长度	c
连杆长度	l
绕线轮半径	r <sub>2</sub>

2) 确定各部分函数关系

① 驱动

设重物下落的高度为h,输入轴转过的角度为θ<sub>2</sub>。采用微元思想<sup>[3]</sup>,取其中一小段研究,则有

$$d\theta_2 = \frac{dh}{r_2} \quad (7)$$

输出轴转过的角度为θ<sub>1</sub>,则有

$$d\theta_1 = \frac{d\theta_2}{i} \quad (8)$$

小车在运动的过程中,以A作为参照对象,则有

$$ds = R \times d\theta_2 \quad (9)$$

② 转向

转向轮摆动的角度用α表示,当转向轮摆动α角度时,此时曲柄转过的角度为θ<sub>1</sub>,结合四杆机构相关知识可建立α与θ<sub>1</sub>的关系式:

$$l^2 = c^2 \times (1 - \cos\alpha)^2 + (b + c \times \sin\alpha - r_1 \times \sin\theta_1)^2 + r_1^2 \times \cos^2\theta_1 \quad (10)$$

③ 小车行走轨迹

以A轮作为研究对象,当转向轮转过的角度为α时,从图8中分析,可以计算小车在转弯时的曲率半径,用ρ表示曲率半径,则有

$$\rho = \frac{b}{\tan\alpha} + a_1 \quad (11)$$

小车在运动的过程中,假设走的距离为s,用β表示小车转过的角度,则有

$$d\beta = \frac{ds}{\rho} \quad (12)$$

在直角坐标系中,当小车转过的角度为β时,在x方向和y方向小车所走的距离小车有:

$$\begin{cases} dx = -\sin\beta \times ds \\ dy = \cos\beta \times ds \end{cases} \quad (13)$$

④ 小车其他轮的轨迹

在③中研究了A轮在直角坐标系的情况,所以B、C两轮以A作为参考可易于得出关系。在图8中,以A为原点则B点的坐标为(-(a<sub>1</sub>+a<sub>2</sub>),0),C点的坐标为(-a<sub>1</sub>,d),从而可得B、C两点在x方向和y方向小车所走的距离为:

$$\begin{cases} x_B = x_A - (a_1 + a_2) \times \cos\beta \\ y_B = y_A - (a_1 + a_2) \times \sin\beta \end{cases} \quad (14)$$

$$\begin{cases} x_C = x_A - a_1 \times \cos\beta - d \sin\beta \\ y_C = y_A + d \times \cos\beta - a_1 \sin\beta \end{cases} \quad (15)$$

b) MATLAB 轨迹仿真

利用MATLAB对式(7)-式(15)进行求解,可计算出小车的各个参数,进行程序的编写,可对轨迹的正确性进行验证<sup>[9]</sup>,A轮、B轮和C轮的MATLAB轨迹仿真如图9所示。

由图9可得,小车在理论行驶的过程中能够较好地实现避障。在实际行驶的过程,可能会有误差的累积引起左右不对称的现象出现,导致撞桩。

4 结语

本文以曲柄摇杆机构来实现小车的转向。小车的运

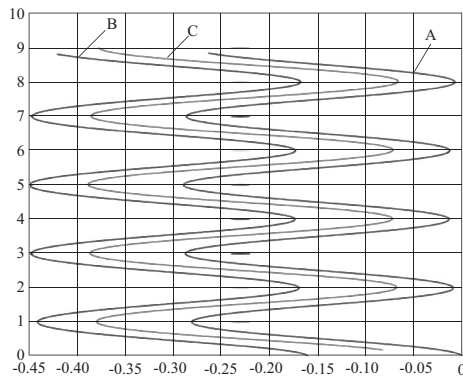


图9 MATLAB仿真小车三个轮的轨迹图

动轨迹是关键,其轨迹主要依靠转向机构来实现。通过先对总传动比的确定,从而确定后轮直径、一对齿轮、曲柄摇杆机构的曲柄、摇杆、连杆等的尺寸。利用 SolidWorks 绘制出了小车的三维模型,对小车整体结构进行分析。再对小车建立数学模型,采用 MATLAB 对轨迹进行优化处理,从而得出小车的合理设计数据。但小车本身存在不可避免的制造误差、安装误差和装配误差等,小车的运行轨迹必然会受到影响。

(上接第 184 页)

## 4 结语

本文对基于状态机的能量管理策略进行了改进。首先,分析了不同复杂循环工况下基于 DP 控制的结果,得出燃料电池系统的最优工作区域;然后,根据典型驾驶循环的特征和离线优化的结果,提取相应的规则用于改进型有限状态机的设计;最后,定义混合系统的总等效氢气消耗来评价仿真结果。利用 NEDC 和 UDDS 两种循环工况对所提出的改进型状态机能量管理策略进行验证,仿真结果表明,其控制效果与离线最优结果的相似度可达到 96.83% 和 98.88%。继而说明在不同的复杂驱动工况下,所提出的有限状态机能量管理策略可以达到与 DP 相似的最优控制效果。本研究可使混合动力系统总等效氢气消耗近似最优,且具有普遍适用性。

### 参考文献:

- [1] 王新光. 燃料电池混合能源优化管理与控制算法研究[D]. 太原:太原科技大学,2016.
- [2] 元勇伟,许思传,万玉. 燃料电池汽车动力总成方案分析[J].

### 参考文献:

- [1] 王斌,王衍,李润莲,等. “无碳小车”的创新性设计[J]. 山西大同大学学报(自然科学版),2012,28(1):59-62,96.
- [2] 李林松,伍文广. 基于 Matlab 的无碳小车转向机构优化设计[J]. 机械传动,2019,43(2):59-63.
- [3] 同济大学数学系. 高等数学[M]. 北京:高等教育出版社,2014.
- [4] 钱瑞明,金京,杨铁牛,等. 机械设计[M]. 北京:电子工业出版社,2010.
- [5] 孙桓,陈作模,葛文杰,等. 机械原理[M]. 8 版. 北京:高等教育出版社,2013.
- [6] 刘文清,娄锐,贺鹏程,等. 无碳小车的优化设计[J]. 机械制造,2017,55(12):32-35.
- [7] 贾先,王晗,王笃,等. 基于不完全齿轮与曲柄摇杆机构进行转向控制的无碳小车[J]. 机械制造,2017,55(12):36-38.
- [8] 李夫忠,杜红梅,宋冬利,等. 复杂机械系统可靠度分配方法研究[J]. 机械制造与自动化,2019,48(3):29-32.
- [9] 张天宇,马帅,李恩智,等. 基于 ADAMS 的无碳小车运动学仿真分析[J]. 机械研究与应用,2018,31(3):9-11.

收稿日期:2019-12-10

电源技术,2017,41(1):165-168.

- [3] WANG Y J, SUN Z D, CHEN Z H. Development of energy management system based on a rule-based power distribution strategy for hybrid power sources[J]. Energy, 2019, 175: 1055-1066.
- [4] YANG J B, XU X H, PENG Y Q, et al. Modeling and optimal energy management strategy for a catenary-battery-ultracapacitor based hybrid tramway[J]. Energy, 2019, 183: 1123-1135.
- [5] ZHENG C H, XU G Q, PARK Y I, et al. Comparison of PMP and DP in fuel cell hybrid vehicles[J]. International Journal of Automotive Technology, 2014, 15(1): 117-123.
- [6] ZHENG C H, XU G Q, PARK Y I, et al. Prolonging fuel cell stack lifetime based on Pontryagin's Minimum Principle in fuel cell hybrid vehicles and its economic influence evaluation[J]. Journal of Power Sources, 2014, 248: 533-544.
- [7] 余志生. 汽车理论[M]. 5 版. 北京:机械工业出版社,2009.
- [8] 林雨珊,沈元兴,沈英. 车用燃料电池混合动力系统自适应控制研究[J]. 机械制造与自动化,2019,48(4):168-172,200.
- [9] 夏超英,杜智明. 混合动力汽车实时优化控制策略仿真分析[J]. 吉林大学学报(工学版),2016,46(4):1276-1286.

收稿日期:2020-02-26