

# 250 ml 排量卡丁车的改进设计

徐振宇<sup>1</sup>, 陈益帅<sup>2</sup>

(1. 金华职业技术学院 机电学院, 浙江 金华 321017; 2. 浙江康迪车业有限公司, 浙江 金华 321017)

**摘要:**为解决目前最受市场欢迎的 250 ml 排量系列卡丁车“减振性能差、在崎岖路面高速行驶稳定性不佳”的问题,将高档轿车上用的双摆臂前轮悬架设计技术整合到这一排量的卡丁车中去,同时改变以往后轮单纯依靠橡胶轮胎减振的情况,后悬架采用整体桥式结构重新设计。在改进设计中开展了卡丁车前、后悬架减振器速度特性试验、等效刚度试验、悬架总体侧倾角刚度试验,提出了将计算机三维设计与试制、试验相结合的改进设计方法。对改进设计前后的减振器阻尼、悬架等效刚度及悬架总体侧倾刚度值的变化进行了评价,并完成了整车试制后的路面测试。试验结果表明,改进后的卡丁车大大提高了崎岖路面行驶的稳定性和平顺性。

**关键词:**卡丁车;三维设计;悬架

中图分类号:TH122

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2011)01-0051-04

## Improved design of a certaintytype GO-Kart of 250 ml discharge

XV Zhen-yu<sup>1</sup>, CHEN Yi-shuai<sup>2</sup>

(1. School of Mechincal and Electrical Engineering, Jinhua College of Professional and Technology, Jinhua 321017, China; 2. Zhejiang Kandi Vehicles Co. Ltd., Jinhua 321017, China)

**Abstract:** In order to solve the problems of poor stability on rugged roads during high-speed driving, as well as poor damping performance of the most popular Kart (displacement: 250 ml), the following areas were investigated: the double-arm front wheel suspension design of luxury sedans was integrated into the Kart. The past situation of relying solely on the rear wheel damping was changed. And the rear suspension was redesigned with the overall bridge structure. After the tests of the front and rear suspension damper rate, the equivalent stiffness, and the overall roll angle suspension stiffness, the method of combining computer three-dimensional design, trial-manufacture and tests was presented. The absorber's damping, suspension equivalent stiffness and overall roll angle suspension stiffness before and after design improvement were evaluated, and the finished trial-manufactured Kart was tested on the road. The experimental results show that the stability and smoothness of the Kart had been greatly enhanced when it is on rough roads.

**Key words:** GO-KART; 3D design; swing arm

## 0 引 言

越野卡丁车的英文名称为“GO-KART”,中国人称它为沙滩车,它是指有车厢或无车厢的微型汽车,车轮独立接触地面,前两轮导向,后两轮驱动,它的结构由钢管式车架、4个车轮、转向系统、制动系统,风冷或水冷式发动机(二冲程或四冲程)、汽油箱、传动链、座椅、前后及左右防撞保护杠及护套等组成。越野卡丁车的车身是敞开式的,它的安全性、舒适性、稳定性要求均不亚于汽车,是一个技术密集型的高科技产品。

目前欧美和国内客户对于 250 ml 左右排量带有无级变速 4 冲程的水冷发动机的单座卡丁车需求量很大,因为这种排量的卡丁车,车身重量轻(小于 300 kg),单位质量的动力强劲,能够最大限度地享受到卡丁车运动的乐趣。目前这一排量的卡丁车前轮一般采用单臂悬架,悬架采用左右一体或独立式结构,后轮用传动轴相连,依靠轮胎实现减振。由于原车型前后悬架设计不合理,导致车身侧倾角刚度小,后轮车轮振动的联动效应明显,减振性差,车辆在高速通过崎岖路面时驾驶的稳定性及平顺性较差。

现有车型设计中不能很好地解决装配过程中的零部件干涉问题,这些问题需在试制过程中反复修正才能解决,因此开发整个周期过长,一款整车从图纸到最后成型往往需要一年左右的时间。

本研究将车身及悬架结构的三维设计与试制、试验相结合,对原 250 ml 左右排量的卡丁车前后悬架系统进行改进设计,并在设计阶段解决制造阶段出现的装配干涉问题,以进一步提高车辆在崎岖路面行驶的驾驶稳定性及平顺性,最大程度缩短研制周期<sup>[1]</sup>,以求本车的改进设计为其他车型的设计提供经验借鉴。

## 1 卡丁车前轮悬架的改进设计

一般的卡丁车前轮悬架系统采用单摆臂结构,如图 1 所示。

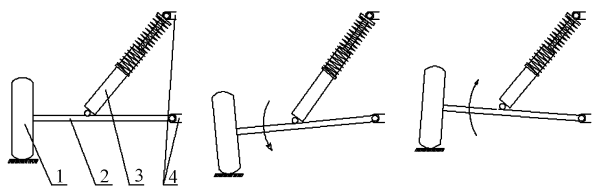


图 1 普通卡丁车前轮悬架

1—车轮;2—单摆臂;3—减振器;4—车架

单摆臂式具有结构简单、侧倾中心高、抗侧倾能力较强的优点<sup>[2]</sup>。但随着卡丁车速度的提高,侧倾中心过高会引起车轮跳动时轮距变化大,轮胎磨损加剧,而且在急转弯时左右车轮垂直力转移过大,导致后轮外倾增大,减少了后轮侧偏刚度,从而产生高速甩尾的严重工况。双摆臂式独立悬架按上下摆臂是否等长,又分为等长双摆臂式和不等长双摆臂式两种悬架。等长双摆臂式悬架在车轮上下跳动时,能保持主销倾角不变,但轮距变化大(与单摆臂式相类似),造成轮胎磨损严重,现已很少用<sup>[3]</sup>。对于不等长双摆臂式悬架,只要适当选择、优化上下摆臂的长度,并通过合理的布置,就可以使轮距及前轮定位参数变化均在可接受的限定范围内,保证卡丁车具有良好的行驶稳定性。为此,新款 250 ml 排量的卡丁车前轮悬架将采用不等长双摆臂结构设计,如图 2 所示。

前轮悬架采用双摆臂左、右独立形式,即利用四连杆机构原理。通过转向支撑轴总成、车架前柱、上下摆臂 4 个部件的活动连接,构成了一个四连杆运动机构。机构运动速度和轨迹由活动支撑的前轮减振器调节控制。根据汽车悬架设计的国家标准,要求前轮平面等效倾角  $\lambda$  在  $5 \sim 6^\circ$  以内,弹性变形允许尺寸  $\Delta l$  不应大于  $4 \text{ mm} \sim 5 \text{ mm}$ 。

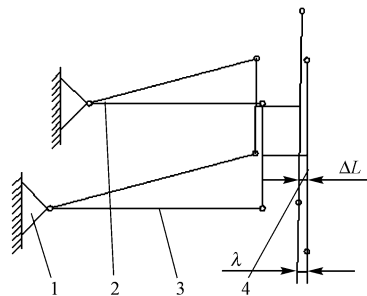


图 2 不等长摆臂式悬架车轮跳动图

1—车架;2—上摆臂;3—下摆臂;4—车轮

本研究在允许的尺寸设计范围内,确定了前轮悬架设计方案,通过厂家提供的经验数据及参考原车型数据确定摆臂的等效长度分别为 452 mm 及 476 mm。减振器安装在整车主视图、俯视图及左视图中与水平面夹角分别为  $80^\circ$ 、 $73^\circ$ 、 $60^\circ$ 。前轮主销后倾角为  $3^\circ$ ,内倾角为  $9^\circ$ ,测得前轮距弹性变形允许尺寸  $\Delta l$  为 1.58 mm。

对于减振器参数,在原样车的基础上进行改进。前悬架阻尼在汽车用筒式减振器试验台上进行速度特性试验,试验方法参照 QC/T545《汽车筒式减振器台架试验方法》的规定。前悬架不同速度下特性测试结果如表 1 所示。

表 1 前悬架减振器阻尼力

$v/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	$F_{\text{复原}}/\text{N}$	$F_{\text{压缩}}/\text{N}$
0.1	390	170
0.3	640	250
0.6	1 000	370
1.0	1 300	540

改进后采用的减振器速度特性中,不同速度下的复原阻尼与压缩阻尼力相较于改进前有所提高,提高幅度在 20% 左右。车辆行驶的平顺性与侧倾角速度峰值大小有关,在相同的条件下,侧倾角速度峰值越大,车辆行驶平顺性越差。提高前悬架减振器阻尼力,能有效降低车辆侧倾角速度峰值,从而提高了车辆行驶的平顺性。

车辆行驶稳定性与悬架总体侧倾角刚度值有关,在侧倾力矩一定时,侧倾角刚度越小,车辆操纵稳定性就越差。而如果侧倾角刚度过大,在单侧车轮遇到凸起或者凹坑时,会影响轮胎的随地性能,车身感受到的冲击也会比较剧烈。因此改进设计要有效提高悬架总体侧倾角刚度值,但提高幅度不宜过大。首先要进行前悬架等效刚度试验,前悬架等效刚度测试在前轮定位仪上,使车身上下平移,测得前轮定位参数的变化,验证初始设计上下摆臂长度配比,然后在悬架等效刚度测量台上,通过不同的振动频率激励,测试悬架的等效刚度<sup>[4]</sup>。悬架等效刚度如图 3 所示。

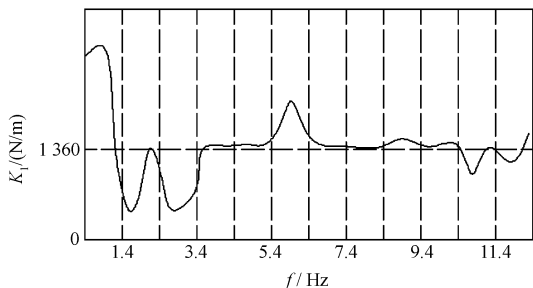


图3 前悬架等效刚度

图3中, $K_1$  (N/m)表示等效刚度, $f$  (Hz)表示试验中不同的振动频率。从试验图中可以看出,悬架刚度在1360 N/m,高于原型车单摆臂结构的悬架刚度,试验数据为1100 N/m。改进设计在不增加钢管直径及壁厚的前提下,能有效提高悬架刚度值。

然后在车身侧倾角刚度试验台上(如图4所示)通过台架试验在车身上施加力矩,测出车身侧倾角刚度<sup>[5]</sup>。悬架的侧倾角刚度是指侧倾时,单位车身转角下悬架系统给车身总的弹性恢复力矩。图中 $h_g$ 为卡丁车重心高度, $G$ 为卡丁车所受重力值。

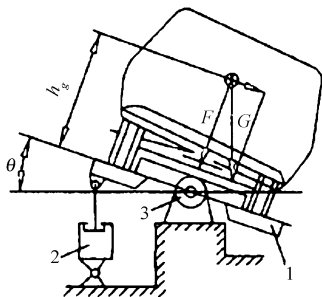


图4 车身侧倾角刚度试验台简图

1—侧倾平台;2—举升器;3—侧倾台轴

在试验中,后轮悬架采用整体桥式结构,试验结果表明,前轮悬架刚度的提高有效提高了卡丁车悬架总体侧倾角刚度。从原来的2920 N/m提高到3130 N/m,刚度值提高了7.2%。这个提高幅度较好地改善了操纵稳定性又使车身在崎岖路面行驶所感受到的冲击相较于原车型变化不大。

另外前轮采用窄轮设计,这样转向过程中轮胎表面与地面的接触面积就小,从而有效减少侧偏力矩,使转向轻便性更好<sup>[6]</sup>。

在三维设计软件中,完成转向轴总成及上下摆臂、车架的设计,利用设计软件强大的虚拟装配功能,将悬架上下摆臂,转向支承轴总成及车架连接起来,连接处均以铰链形式固定,然后再将减振器与悬架上摆臂及车架连接,仍旧以铰链形式固定,保证连接端的自由转动(如图5所示)。

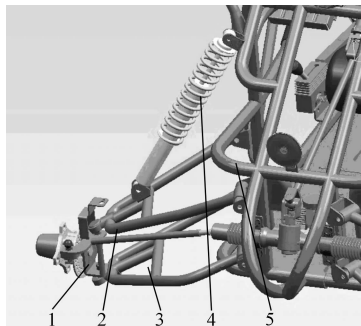


图5 新款卡丁车前轮悬架设计

1—转向支承轴总成;2—上摆臂;3—下摆臂;4—减振器;5—车架

## 2 卡丁车后轮悬架的改进设计

原型车两后轮以轮轴相连,轮轴上安装链轮,由链条带动链轮实现后轮整体驱动。减振主要依靠两个橡胶充气轮胎,由于轮轴直接与车身连接,使后面两车轮与车身振动的联动效应明显<sup>[7]</sup>,驾驶过程中充气轮胎在崎岖路面行驶时使驾驶者感受到来自路面的冲击力很大,直接影响到了驾驶的舒适性<sup>[8]</sup>。

因此对于后轮,改变以往仅以充气轮胎充当减振器的设计方案。将后轮架设计成整体桥结构,两侧都安装减振器。在汽车用筒式减振器试验台上进行减振器速度特性试验,测试不同速度下悬架减振器阻尼(如表2所示)。

表2 后悬架减振器阻尼力

$v/(m \cdot s^{-1})$	$F_{\text{复原}}/N$	$F_{\text{压缩}}/N$
0.1	340	220
0.3	450	360
0.6	620	440
1.0	810	530

这一减振器阻尼参数小于前轮悬架减振器,主要因为车身重心比较靠前。所选减振器对于300 kg左右的车型能有效吸收振动能量,起到很好的减振作用。

在悬架等效刚度测量试验中,后悬架在不同频率激励下的等效刚度如图6所示。改进后的整体桥式后悬架等效刚度为1280 N/m,由于采用整体桥式设计,这种设计方式与原型车一样,车身在急转弯过程中抗侧倾能力都较好,但由于减振性能提高明显,驾驶的舒适性得到了改善<sup>[9]</sup>。

完成后轮悬架双摆臂的设计及链传动布置。主视图中减振器与水平面夹角为 $58^\circ$ 。设计结果如图7所示。

其中后轮架与减振器的一端均以铰链与车架固定,铰链端能自由转动。

在设计软件中对整车各零部件完成设计后装配完毕,检测各零部件的静态干涉,同时检测在车子可能出

现的极限位置处(左拐及右拐)情况下各零部件的干涉情况,再针对干涉情况进行设计修正,以确保最后零干涉状态。

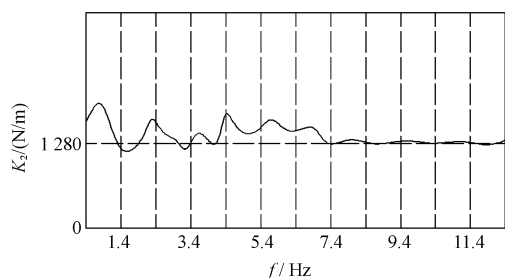


图 6 后悬架等效刚度

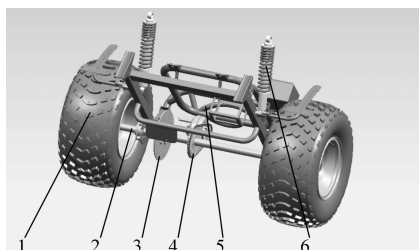


图 7 后悬架结构图

1—后轮;2—后轮轴;3—刹车盘;4—链轮;5—后轮架(双摆臂);6—减振器

完成后的整车 3D 模型如图 8 所示。针对设计图纸组织生产,在生产过程中,为提高产品的可靠性,对关键零部件的材质和制造工艺进行了优化。对承受力较大和振动大的零件均采用热处理性能好的优质合金钢,采取提高整体强度和表面耐磨性的先进复合热处理工艺提高零部件的性能和质量<sup>[10]</sup>。设计了各种不同材质之间的最佳焊接工艺,保证焊接质量。

在完成首车装配后,各参数如表 3 所示。



图 8 某型卡丁车三维数模

### 3 结束语

本研究将计算机三维设计与试制、试验相结合,重新改进了前后悬架系统,这种改进方式大大缩短了整车开发周期,整个开发过程在 5 个月左右。与原型车相比,改进后的卡丁车前后悬架设计更加合理,在崎岖

路面驾驶的舒适度和平稳性上均有所提高。试验结果完全达到了改进设计的要求。

表 3 整车试验参数

型号		略
发动机	类型	单缸四冲程空冷无极变速
	排量/ml	149.5
	最大马力/kW/(r·min <sup>-1</sup> )	6.5/7 500
	最大扭矩/(N·m)/(r·min <sup>-1</sup> )	9.0/5 500
	最大速度/(km·h <sup>-1</sup> )	60
	传动方式	链条传动
	油箱容量	6
	汽油类型	No. 90 无铅
	座位数量	1
	电池	12 V/9 Ah
轮距/mm	前轮	1 150
	后轮	960
重量/mm	净重	220
	毛重	266
轮胎	前轮	21×7-10 15. P. S. I
	后轮	22×11-10 15P. S. I
产品尺寸	长×宽×高	2 380×1 330×1 430

### 参考文献 (References) :

- [1] 陈克,高洁,吕周泉.基于虚拟试验场技术的汽车平顺性仿真分析[J].中国工程机械学报,2010,8(2):210-212.
- [2] 朱洁,贾晓红,赵景山.直线引导型前独立悬架及转向杆系的设计与动力学仿真[J].汽车工程,2010,32(7):611-616.
- [3] ZHANG Liang-cheng. Vibration modal analysis on the kart frame of BJ-2[J]. Journal of Beijing Information Science and Technology University, 2010, 25(1):89-92.
- [4] XIA Chang-gao, GAO Xiao-chen. Analysis of kinematics and elastokinematics characteristics of double wishbone suspension base on ADAMS/car [J]. Machinery Design & Manufacture, 2010, 7(7):60-61.
- [5] 田冬艳,孙淑霞,姜彤,等.基于 COSMOS/Motion 的汽车半主动悬架仿真研究[J].机械传动,2010,34(7):77-79.
- [6] 马振江,詹长书.全地形车辆悬架系统仿真分析[J].林业机械与木工设备,2010,38(5):34-36.
- [7] 夏长高,高晓辰.基于 ADAMS/car 的双横臂悬架运动学和弹性运动学和弹性运动学分析[J].机械设计与制造,2010,7(7):58-60.
- [8] BONSEN B, STEINBUCH M, VEENHUIZEN P A. CVT ratio control strategy optimization[C]. Vehicle Power and Propulsion, 2005 IEEE Conference 7-9 Sept, 2005.
- [9] GUPTA A, JENDRZEJCZYK J, MULCAHY T, et al. Design of electromagnetic shock absorbers[J]. International Journal of Mechanics and Materials in Design, 2006, 3(3):258-291.
- [10] CHOI S B, HAN S S. H control of electrorheological suspension system subjected to parameter uncertainties[J]. Mechatronics, 2003, 5(13):639-657. [编辑:张翔]