

# 某电动车操纵稳定性仿真试验研究

杨旭志, 廖中文, 高俊文

(广东农工商职业技术学院 电子与信息工程系, 广东 广州 510507)

**摘要:**针对某项目开发的电动汽车样车在行车试验时存在因前轮侧滑量偏大而引起轮胎磨损较大的问题。在 ADAMS/Car 模块中建立了麦弗逊式前独立悬架虚拟样机模型, 基于灵敏度分析, 找出了影响前轮定位参数的主要物理量, 建立了前轮定位参数与悬架布置方案之间的关系, 并据此对麦弗逊式前独立悬架的布置方案进行优化。基于优化后的悬架布置方案, 在 ADAMS/Car 模块中建立了整车虚拟样机模型, 并进行了稳态回转仿真试验。试验结果表明, 该车存在转向不足特性, 悬架优化前后对整车的稳态回转性能影响不大。

**关键词:**麦弗逊前悬架; 操纵稳定性; 稳态回转试验; 转向不足; ADAMS

**中图分类号:**TH122; TP391.9; U461.4

**文献标志码:**A

**文章编号:**1001-4551(2011)02-0184-04

## Simulation experiment research of handing and stability on electric cars

YANG Xu-zhi, LIAO Zhong-wen, GAO Jun-wen

(Department of Electronics and Information Engineering, Guangdong AIB Polytechnic College, Guangzhou 510507, China)

**Abstract:** In order to solve the problem of the electric vehicle's tire was worn badly caused by the high levels of front wheel skid, Macpherson suspension virtual prototyping model was established in ADAMS/Car module. Based on sensitivity analysis; mainly quantities that affect front wheel positioning parameters was found. The relationship between front wheel positioning parameters and the arrangement of Macpherson front independent suspension was established. Macpherson suspension layout scheme optimization was carried out based on this. Based on the optimized suspension layout, virtual prototype model was established on the ADAMS/Car module. Steady rotation simulation test was carried out. The results show that the car with insufficient turning, and steady turning performance with no obviously variation before and after suspension optimization.

**Key words:** Macpherson front suspension; handing and stability; steady rotation simulation test; insufficient turning; ADAMS

## 0 引言

汽车操纵稳定性是指在驾驶者不感到过分紧张、疲劳的条件下, 汽车能遵循驾驶者的意志通过汽车转向系及转向车轮按给定的方向行驶, 且当遭遇外界干扰时, 汽车能抵抗干扰而保持稳定行驶的能力。汽车操纵稳定性是汽车动力学的一个重要分支。

同时, 汽车的操纵稳定性是影响汽车主动安全性的重要性能之一<sup>[1-2]</sup>。因此, 在试制或开发新车型时, 往往需要研究和分析汽车的操纵稳定性, 从而获得良好的汽车主动安全性<sup>[3]</sup>。本研究就某项目开发的电动车存在前轮侧滑引起轮胎磨损较大的问题, 对麦弗逊式前独立悬架进行布置方案优化, 并且对优化后的

整车进行稳态回转仿真试验, 发现该车存在转向不足的问题, 在后期的调试中予以解决。

## 1 整车模型的建立

### 1.1 前麦弗逊式悬架模型的建立

由于麦弗逊式悬架左右对称于汽车纵向平面, 在此取左边 1/2 悬架进行分析, 右边一半根据对称特性自动生成<sup>[4-6]</sup>。某项目开发的电动车麦弗逊式前独立悬架模型如图 1 所示, 基于灵敏度的考虑, 对悬架的布置方案进行优化<sup>[7-8]</sup>, 关键点选取项目研发过程中采用的参数, 坐标采用 ADAMS/Car 建模中默认的坐标系, 如表 1 所示。

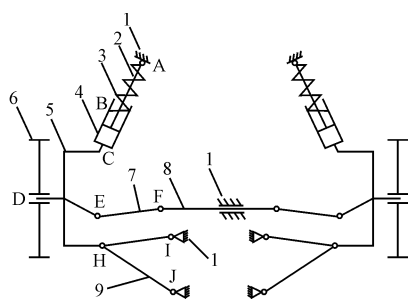


图1 1/2 麦弗逊前悬架结构简图

1—车身;2—减振器上体;3—螺旋弹簧;4—减振器下体;5—转向节总成;6—车轮;7—转向横拉杆;8—转向齿条;9—下摆臂

表1 前悬架硬点坐标

| 位置 | 硬点名称                | 硬点坐标       |          |          |
|----|---------------------|------------|----------|----------|
|    |                     | X/mm       | Y/mm     | Z/mm     |
| A  | hpl_top_mount       | -1 381.787 | -590.138 | 590.652  |
| B  | hpl_spring_lwr_seat | -1 381.74  | -614.01  | 326.73   |
| C  | hpl_strut_lwr_mount | -1 381.694 | -637.881 | 62.807   |
| D  | hpl_wheel_center    | -1 409.702 | -779.594 | -6.731   |
| E  | hpl_tierod_outer    | -1 275.005 | -709.585 | -26.558  |
| F  | hpl_tierod_inner    | -1 281.561 | -328.382 | -33.408  |
| G  | hpl_lca_outer       | -1 409.42  | -728.106 | -98.569  |
| H  | hpl_lca_front       | -1 376.919 | -444.058 | -113.977 |
| J  | hpl_lca_rear        | -1 030.112 | -444.642 | -115.387 |

根据上述数据,可以得到该麦弗逊式前独立悬架虚拟样机的模板模型,再在标准模式下由模板模型建立其子系统,最后将悬架子系统和测试台组装在一起得到悬架总成系统虚拟样机模型(如图2所示)。

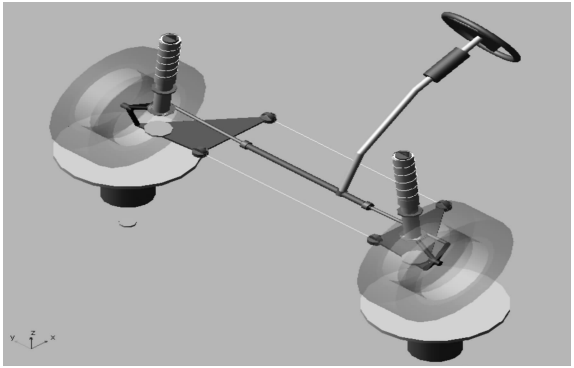


图2 前悬架总成系统模型

1.2 后悬架模型的建立

项目研究中某电动汽车的后悬也是采用麦弗逊式独立悬架系统。建模时,使用 ADAMS/Car 中的麦弗逊悬架模板,由于后悬架模型不需要转向,在原模板中删除转向拉臂和转向横拉杆,将下摆臂外点的球形副改成转动副。使用修改后的模板输入如表2所示的各硬点坐标值建立后悬架模型,如图3所示。

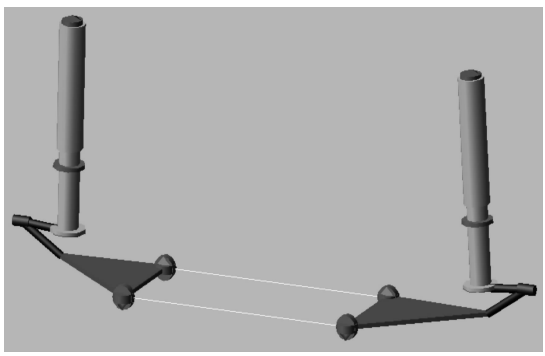


图3 后悬架模型

后悬架各关键硬点坐标如表2所示。

表2 后悬架各硬点坐标

| 硬点名称                | 硬点坐标      |          |         |
|---------------------|-----------|----------|---------|
|                     | X/mm      | Y/mm     | Z/mm    |
| hpl_strut_upr_mount | 1 409.993 | -615.126 | 487.782 |
| hpl_spring_lwr_seat | 1 409.995 | -622.701 | 317.951 |
| hpl_strut_lwr_mount | 1 409.999 | -637.628 | -16.716 |
| hpl_wheel_center    | 1 410.298 | -779.594 | -6.731  |
| hpl_arm_outer       | 1 409.999 | -658.879 | -77.887 |
| hpl_arm_front       | 1 154.133 | -345     | -76.5   |
| hpl_arm_rear        | 1 423.4   | -345     | -76.5   |

1.3 整车模型的建立

转向系模型、横向稳定杆模型、动力系统、车身系统及轮胎模型都选用公用数据库中自带的实体模型,并且对其参数进行修正。

在 ADAMS/Car 中,通过通讯器把各个子系统装配起来,得到整车虚拟样机动力学仿真模型,如图4所示。

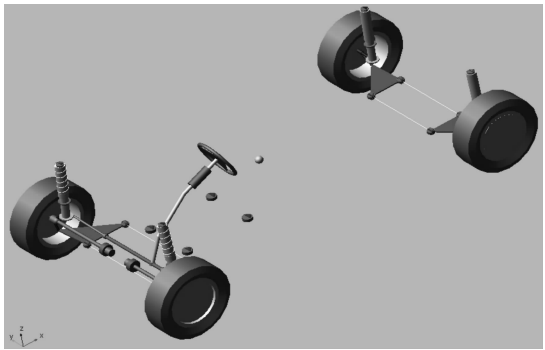


图4 整车模型

2 悬架布置方案的优化

通过对前悬架的仿真分析,发现模型存在以下问题:车轮侧滑量偏大;车轮前束角在车轮跳动过程中变化过大。为了简化问题,参照廖中文等<sup>[7]</sup>基于灵敏度选取优化坐标点的方法对下摆臂的外点(hpl\_lca\_outer)、内点(hpl\_lca\_inner)、后点(hpl\_lca\_rear)和转向

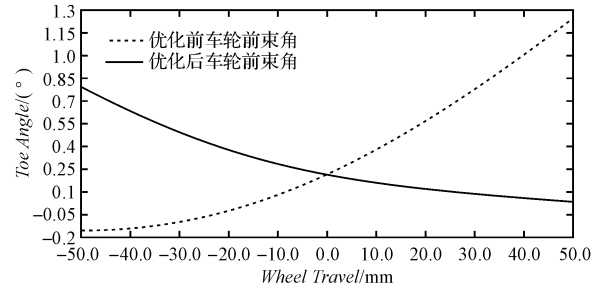
拉杆内(hpl\_tierod\_inner)、外点(hpl\_tierod\_outer)、左顶座(hpl\_top\_mount)这 6 个硬点的 18 个坐标值作为设计变量,设定每个坐标值的变化范围是 - 5 mm ~ 5 mm。

优化后的硬点坐标对比图如表 2 所示。

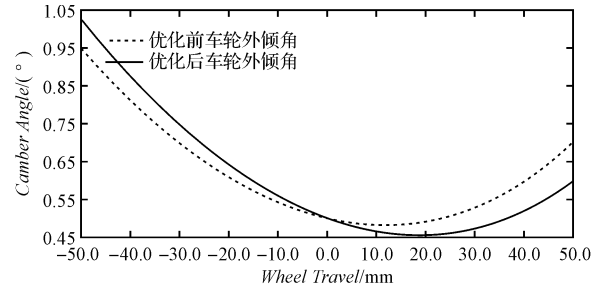
表 2 优化前后设计点坐标

| 硬点坐标    | 状态  | X          | Y        | Z        |
|---------|-----|------------|----------|----------|
| 左下摆臂前点  | 优化前 | -1 376.919 | -444.058 | -113.977 |
|         | 优化后 | -1 376.919 | -439.06  | -108.98  |
| 左下摆臂外点  | 优化前 | -1 409.42  | -728.106 | -98.569  |
|         | 优化后 | -1 414.42  | -733.11  | -103.57  |
| 左下摆臂后点  | 优化前 | -1 030.112 | -444.642 | -115.387 |
|         | 优化后 | -1 030.112 | -444.64  | -120.39  |
| 转向横拉杆内点 | 优化前 | -1 281.561 | -328.382 | -33.408  |
|         | 优化后 | -1 281.561 | -333.38  | -33.41   |
| 转向横拉杆外点 | 优化前 | -1 275.005 | -709.585 | -26.558  |
|         | 优化后 | -1 270.005 | -704.59  | -21.56   |
| 左顶座     | 优化前 | -1 381.787 | -590.138 | 590.652  |
|         | 优化后 | -1 386.787 | -595.14  | 590.65   |

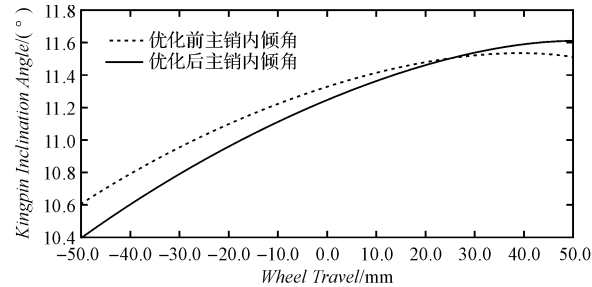
对于左右车轮同步上下跳动 - 50 mm ~ 50 mm 的工况进行前悬架模型的仿真试验,将测试平台上下激励位移设置为 50 mm。优化前后,前轮定位参数的对比如图 5 所示。



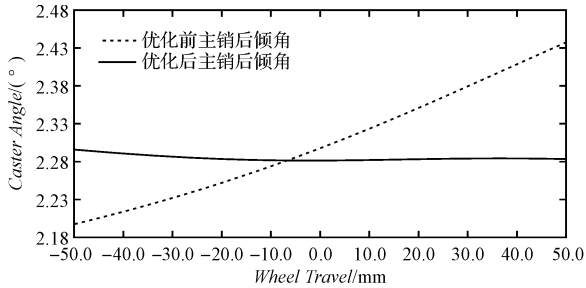
(a) 前轮前束角对比图



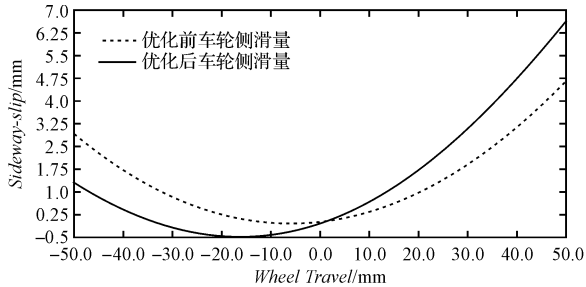
(b) 前轮外倾角对比图



(c) 主销内倾角对比图



(d) 主销后倾角对比图



(e) 车轮滑移量对比图

图 5 优化前后参数对比

由图中可以看出优化后车轮前束角、主销后倾角、车轮滑移量得到了改善,其中车轮滑移量得到了明显的改善<sup>[9]</sup>。

### 3 稳态回转仿真试验

稳态回转试验用于测定汽车对转向盘转角输入达到稳定行驶状态时的稳态横摆响应。我国国标 GB/T6323.6-94 规定采用固定方向盘转角连续加速的稳态回转试验方法:试验汽车首先以最低稳定车速沿半径为 15 m 或 20 m 的圆周稳定行驶,然后固定方向盘不动,让汽车缓慢而均匀地加速(纵向加速度不超过 0.25 m/s<sup>2</sup>),直至汽车的侧向加速度达到 6.5 m/s<sup>2</sup>(或受发动机功率限制而所能达到的最大侧向加速度,或汽车出现不稳定状态)为止。记录整个过程中的汽车状态响应<sup>[10]</sup>。

依据下式计算试验过程中不同时刻的转弯半径:

$$R_i = \frac{V_i}{\omega_i} \quad (1)$$

前后轮侧偏角之差为:

$$a_1 - a_2 = \frac{360}{2\pi} L \left( \frac{1}{R_0} - \frac{1}{R_i} \right) \quad (2)$$

式中: $V_i$ —第  $i$  点车速, m/s;  $\omega_i$ —第  $i$  点横摆角速度, rad/s;  $a_1, a_2$ —前、后轮侧偏角, °;  $L$ —汽车轴距, m。

在上式中,当  $a_1 - a_2 < 0$ ,汽车转向过多,转向半径随车速增加而减少;当  $a_1 - a_2 > 0$ ,汽车转向不足,转向半径随车速的增加而增大。操纵稳定性良好的汽车必须具有适度的转向不足特性。

仿真时,编写驾驶员控制文件,控制整车以 16 km/h 沿半径为 15 m 的圆周稳定行驶 9 s,然后固定方向盘转角不动,使汽车以  $0.25 \text{ m/s}^2$  纵向加速度缓慢均匀加速。根据公式计算仿真过程中的转弯半径比、前后轮侧偏角之差如图 6 ~ 图 10 所示。其中优化前曲线使用实线表示,优化后曲线使用虚线表示。

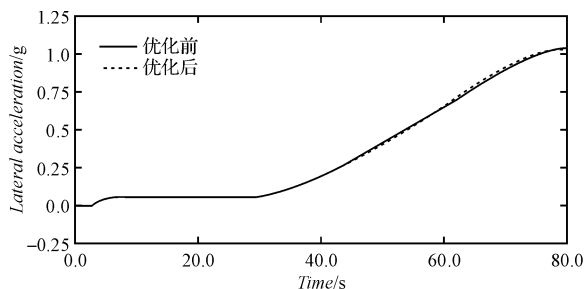


图6 优化前后侧向加速度对比

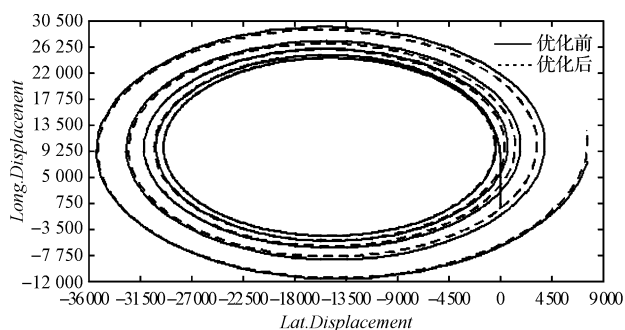


图7 整车运动轨迹

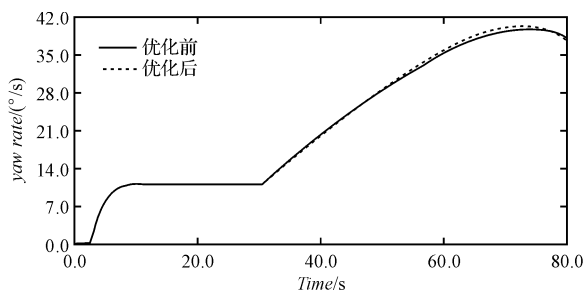


图8 优化前后横摆角速度对比

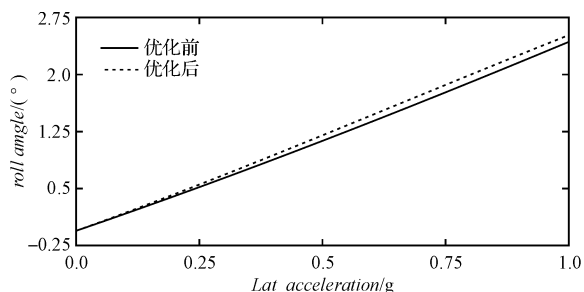


图9 优化前后车身侧倾角与侧向加速度关系对比

由以上仿真分析结果可知,转向半径随着汽车速度的增加而增加,前后轮侧偏角之差随着侧向加速度的增大而增大,该车具有转向不足特性<sup>[11]</sup>。悬架优化

前后对整车稳态回转特性影响不大。

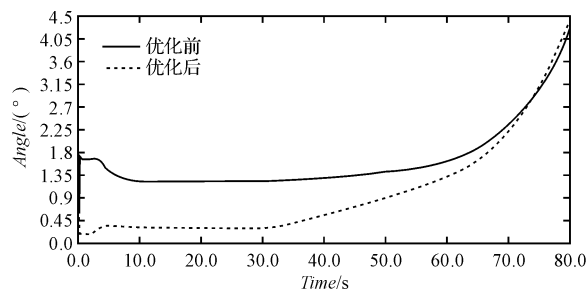


图10 优化前后车轮侧偏角之差与侧向加速度关系对比图

## 4 结束语

本研究通过 ADAMS/Car 建立麦弗逊前悬架模型,基于灵敏度的考虑,优化麦弗逊式前独立悬架的布置方案,在 ADAMS/Car 中建立电动汽车的整车模型,进行稳态回转仿真试验,发现该车存在转向不足的问题,在后期的调试中予以解决,另外通过对比发现,麦弗逊前独立悬架优化前后,对稳态回转性能影响不大。

## 参考文献 (References):

- [1] 余志生. 汽车理论 [M]. 北京:机械工业出版社,2000: 103.
- [2] 陈家瑞. 汽车构造(下册) [M]. 4 版. 北京:人民交通出版社,2002.
- [3] 刘红军. ADAMS 在汽车操纵稳定性中的应用研究 [J]. 武汉理工大学学报:信息与管理工程版,2003,25(4):50-53.
- [4] RAO P S, ROCCAFORTE D. Ron Campbell Developing an ADAMS Model of Automobile Using Test Data [N]. SAE Paper,2002-01-1567.
- [5] 李 颂,单承新,张 丽. 某轿车麦弗逊式前独立悬架的虚拟样机建模与仿真试验 [J]. 工程与实验,2010,50(1):9-10,45.
- [6] DEPRez K, MOSHOu D, RAMON H. Comfort improvement of a nonlinear suspension using global optimization and in situ measurement [J]. **Journal of Sound and Vibration**,2005,284(3-5):1003-1014.
- [7] 廖中文,王海林. 基于灵敏度分析的某汽车悬架布置方案优化 [J]. 重庆工学院学报:自然科学,2009,23(6):5-8.
- [8] MARLER R T, ARORA J S. Survey of multi-objective optimization methods for engineering [J]. **Structural and Multidisciplinary Optimization**,2004,26(6):369-395.
- [9] ERIKSSON P, FRIBERG O. Ride comfort optimization of a city bus [J]. **Structural and Multidisciplinary Optimization**,2000,20(1):67-75.
- [10] 袁朝有,余卓平,熊 璐,等. 燃料电池轿车操纵稳定性仿真分析 [J]. 机械设计,2008,25(2):62-64.
- [11] 杨昌明,高举成,张兆合. 汽车稳态转向动力学分析及稳态响应特性判别 [J]. 动力学与控制学报,2010,8(2): 188-192.

[编辑:柴福莉]