

# 基于空间解析几何的双横臂独立悬架运动学分析\*

田中辉, 李玉光\*, 王淑芬, 穆晓凯  
(大连大学 机械工程学院, 辽宁 大连 116622)

**摘要:** 针对汽车悬架运动学分析方法中存在计算过程复杂、不易编程计算的问题, 给出了一种应用空间解析几何理论建立双横臂独立悬架运动学性能参数的数学模型的方法。首先在 ADAMS 软件中建立了双横臂独立悬架的实体仿真模型, 仿真结果表明所建数学模型正确、可靠; 然后为便于工程实际应用, 以 Matlab 为设计平台, 开发了可视化的双横臂独立悬架运动学分析界面 GUI, 该界面友好、易于设计人员操作; 最后利用该界面输出的曲线评价了双横臂独立悬架的运动学性能。研究表明, 该方法简便直观、易于实现计算机编程, 在一定程度上提升了悬架运动学分析及改进设计的效率。

**关键词:** 双横臂独立悬架; 空间解析几何; 运动学分析; ADAMS; 可视化界面; 图形用户界面

中图分类号: U463; TH113.2\*2

文献标志码: A

文章编号: 1001-4551(2012)08-0894-04

## Kinematics analysis of double wishbone independent suspension based on spatial analytic geometry

TIAN Zhong-hui, LI Yu-guang, WANG Shu-fen, MU Xiao-kai  
(College of Mechanical Engineering, Dalian University, Dalian 116622, China)

**Abstract:** Aiming at the problem existed in the kinematics analysis ways of the vehicle suspension that is complex to calculate and difficult to program, a method based on the theory of spatial analytic geometry was presented to build mathematical model of kinematics characteristics of double wishbone independent suspension. The solid simulation model was established in ADAMS software, the simulation results show that the mathematical model is accuracy and reliability. In order to apply it to engineering practical application conveniently, visible interface GUI of the double wishbone independent suspension was designed based on Matlab development platform. The interface GUI is friendly and easy to operate for designers. The kinematics characteristics of double wishbone independent suspension was evaluated by using the curves exported from GUI. The results show that, the method is simple, intuitive and easy to implement computer program, the efficiency of suspension kinematics analysis and its improved design can be promoted in a certain extent.

**Key words:** double wishbone independent suspension; spatial analytic geometry; kinematics analysis; ADAMS; visible interface; graphical user interface(GUI)

## 0 引 言

悬架的运动特性是指当汽车车轮上下跳动(车轮和车身之间在垂直方向上相对运动)时, 车轮定位参数、轮距等参数相应的变化规律<sup>[1]</sup>。这一规律是由悬架的导向机构所决定的, 它直接影响到汽车的使用性能, 特别是操纵稳定性、舒适性、转向轻便性和轮胎的使用寿命。因此, 悬架运动特性的分析是合理选择悬

架导向机构几何参数的重要前提。目前, 对于双横臂独立悬架运动特性的研究分析方法各有不同。例如, 文献[2-3]基于多体动力学, 以 ADAMS 软件为平台建立了双横臂独立悬架的运动学仿真模型, 没有对所得结果进行验证; 文献[4-5]分别采用空间机构运动分析方法和矩阵变换理论, 建立了双横臂独立悬架导向机构运动特性参数的数学模型, 得到了双横臂悬架的运动特性曲线, 其推导过程比较复杂, 不易于理解。

收稿日期: 2012-01-09

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51005027)

作者简介: 田中辉(1987-), 男, 山东临沂人, 主要从事汽车悬架优化设计及整车仿真方面的研究。E-mail: tianzhonghui8402@163.com

通信联系人: 李玉光, 男, 教授, 硕士生导师。E-mail: dlxsc@126.com

本研究基于空间解析几何理论,根据双横臂独立悬架的运动学方程,给出运动学特性参数的数学模型,该方法计算过程中无需进行坐标系变换,可简化运动分析过程,易于实现计算机编程。然后,基于ADAMS建立运动学仿真模型,并通过仿真分析验证该解析计算方法的正确性。此外,本研究还开发双横臂独立悬架运动学分析的可视化界面GUI,该界面操作方便,便于工程技术人员在汽车悬架设计过程的应用。

## 1 运动学分析模型的建立

双横臂独立悬架的导向机构简图如图1所示。坐标系O-XYZ与整车坐标系方向一致,OX为纵轴方向,向前为正;OY为横轴方向,向右为正;OZ为垂直向下,向下为正;O点为质心可以为车身上任意点,不影响计算结果。

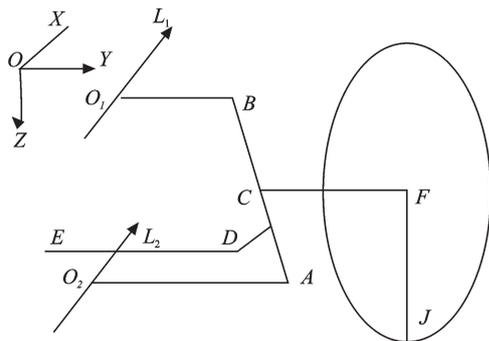


图1 双横独立臂悬架结构简图

$O_1B$ —上摆臂; $L_1$ —上摆臂摆动轴线; $O_2A$ —下摆臂; $L_2$ —下摆臂摆动轴线; $B$ 、 $A$ —上下摆臂球销中心; $BA$ —主销轴线; $F$ —车轮中心,车轮轴线 $CF$ 与主销轴线 $BA$ 交于 $C$ 点; $D$ 、 $E$ —横拉杆外内球销中心; $J$ —轮胎接地中心

## 2 运动学性能参数的计算

### 2.1 导向机构各点坐标的计算

为求出运动关系,本研究设 $A_0$ 、 $B_0$ 、 $C_0$ 、 $D_0$ 、 $F_0$ 、 $J_0$ 为各点的初始位置,运动后的新位置为 $A_1$ 、 $B_1$ 、 $C_1$ 、 $D_1$ 、 $F_1$ 、 $G_1$ 、 $O_1$ 、 $O_2$ 、 $E$ 点在悬架运动过程中保持不变。分析过程中,各构件均为刚体,不存在变形和间隙。

#### 2.1.1 $A_1$ 点坐标

当车轮上下跳动时,上、下摆臂分别绕各自的摆臂轴上、下摆动, $A$ 、 $B$ 、 $C$ 、 $F$ 之间的相对位置不变。摆动轴线 $L_2$ 、 $L_1$ 的方向余弦为:

$$U_2 = [U_{2x} \quad U_{2y} \quad U_{2z}]$$

$$U_1 = [U_{1x} \quad U_{1y} \quad U_{1z}]$$

当下摆臂 $O_2A$ 摆动 $\alpha$ 角后, $A$ 点的坐标为:

$$A_1 = R_2(A_0 - O_2) + O_2 \quad (1)$$

式中: $R_2$ —坐标转换矩阵。

且:

$$R_2 = \begin{bmatrix} 2(q_0^2 + q_1^2) - 1 & 2(q_1q_2 - q_0q_3) & 2(q_1q_3 + q_0q_2) \\ 2(q_1q_2 + q_0q_3) & 2(q_0^2 + q_2^2) - 1 & 2(q_2q_3 - q_0q_1) \\ 2(q_1q_3 - q_0q_2) & 2(q_2q_3 + q_0q_1) & 2(q_0^2 + q_3^2) - 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

其中:

$$q_0 = \cos(\alpha/2), \quad q_1 = U_{2x} \sin(\alpha/2), \quad q_2 = U_{2y} \sin(\alpha/2), \quad q_3 = U_{2z} \sin(\alpha/2)。$$

#### 2.1.2 $B_1$ 点坐标

当下摆臂 $O_2A$ 摆动 $\alpha$ 角时,上摆臂 $O_1B$ 摆动 $\beta$ 角,车轮跳动过程中 $AB$ 长度 $\overline{AB}$ 保持不变,因此 $\alpha$ 和 $\beta$ 存在定量关系。与 $A_1$ 点坐标相同, $B_1$ 点的坐标为:

$$B_1 = R_1(B_0 - O_1) + O_1 \quad (3)$$

以 $\beta$ 代替 $\alpha$ , $U_1$ 代替 $U_2$ 得到变换矩阵 $R_1$ 代入式(3)可知, $B_1$ 是关于 $\beta$ 的一元函数,由 $\overline{AB} = \sqrt{(x_{B_1} - x_{A_1})^2 + (y_{B_1} - y_{A_1})^2 + (z_{B_1} - z_{A_1})^2}$ 可转化为一元函数极小值问题。本研究构造函数 $\min f(\beta) = (\overline{AB} - \sqrt{(x_{B_1} - x_{A_1})^2 + (y_{B_1} - y_{A_1})^2 + (z_{B_1} - z_{A_1})^2})^2$ ,利用优化方法求解可确定 $\beta$ 值,进而代入公式(3)可求得 $B_1$ 。

#### 2.1.3 $C_1$ 点坐标

求出 $A_1$ 、 $B_1$ 坐标之后, $C$ 点分 $AB$ 为定比,本研究可以根据定比分点公式求得 $C_1$ 坐标:

$$\begin{bmatrix} x_{C_1} \\ y_{C_1} \\ z_{C_1} \end{bmatrix} = (1 - \lambda) \begin{bmatrix} x_{A_1} \\ y_{A_1} \\ z_{A_1} \end{bmatrix} + \lambda \begin{bmatrix} x_{B_1} \\ y_{B_1} \\ z_{B_1} \end{bmatrix}$$

其中: $\lambda = l_{AC} / l_{AB}$ 。

#### 2.1.4 $D_1$ 点坐标

在悬架运动过程中 $D$ 到 $A$ 、 $B$ 、 $E$ 的距离保持不变,即 $D$ 具有以下约束条件:

$$|\overline{DE}| = |\overline{D_1E}|;$$

$$|\overline{DB}| = |\overline{D_1B_1}|;$$

$$|\overline{DA}| = |\overline{D_1A_1}|。$$

解该非线性方程即可得 $D_1$ 。

#### 2.1.5 $F_1$ 点坐标

在悬架运动过程中 $F$ 到 $A$ 、 $B$ 、 $D$ 的距离保持不变,即 $F$ 具有以下约束条件:

$$|\overline{FB}| = |\overline{F_1B_1}|;$$

$$|\overline{FA}| = |\overline{F_1A_1}|;$$

$$|\overline{FD}| = |\overline{F_1D_1}|。$$

解该非线性方程即可得 $F_1$ 。

2.1.6 接地点  $J_1$  坐标

轴线  $CF$  是垂直于车轮中心面的, 则  $CF$  垂直于  $FJ$ , 可得车轮平面方程<sup>[6]</sup>:

$$\begin{aligned} (x_F - x_C)(x_J - x_F) + (y_F - y_C)(y_J - y_F) + \\ (z_F - z_C)(z_J - z_F) = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

另外,  $G$  点位于车轮圆周上, 车车轮圆周方程为:

$$(x_J - x_F)^2 + (y_J - y_F)^2 + (z_J - z_F)^2 = r^2 \quad (5)$$

式(4,5)联立即为约束曲线方程。

令:

$$\begin{aligned} x = x_J - x_F, \quad y = y_J - y_F, \quad z = z_J - z_F; \\ W_1 = x_F - x_C, \quad W_2 = y_F - y_C, \quad W_3 = z_F - z_C. \end{aligned}$$

式(4,5)联立, 消去  $y$ , 可得:

$$x^2 + \left[ (W_1x + W_3z)^2 / W_2^2 \right] + z^2 - r^2 = 0 \quad (6)$$

$J$  点为车轮圆周  $Z$  坐标最小的一点, 在最低处有:

$$\partial z / \partial x = 0 \quad (7)$$

由式(6,7), 得:

$$x = -\frac{W_1W_3}{W_1^2 + W_2^2}z \quad (8)$$

$$y = -\frac{W_2W_3}{W_1^2 + W_2^2}z \quad (9)$$

联立式(5,8,9), 得:

$$x_J = x_F + \frac{W_3W_4R}{W_1^2 + W_2^2}W_1$$

$$y_J = x_F - \frac{W_3W_4R}{W_1^2 + W_2^2}W_2$$

$$z_J = x_F + W_4R$$

其中:

$$W_4 = \sqrt{1 - W_3^2 / (W_1^2 + W_2^2 + W_3^2)}$$

2.2 运动学性能参数的计算

汽车悬架运动学特性的优劣反映在车轮上下跳动时车轮定位参数、轮距等参数的变化上, 在车轮正常跳动行程内, 这些参数应保持在合理的范围内<sup>[7]</sup>。参考图1, 通过上面的分析, 各参数的数学模型如下:

主销内倾角  $\alpha$  :

$$\alpha = \text{acr tan} \frac{y_B - y_A}{z_B - z_A}$$

主销后倾角  $\beta$  :

$$\beta = \text{acr tan} \frac{x_B - x_A}{z_B - z_A}$$

车轮外倾角  $\gamma$  :

$$\gamma = \text{acr tan} \frac{y_F - y_J}{z_J - z_F}$$

前束角  $\lambda$  :

$$\lambda = \text{acr tan} \frac{x_F - x_C}{y_F - y_C}$$

1/2 轮距变化量  $\Delta L$  :

$$\Delta L = y_{J_1} - y_{J_0}$$

车轮跳动量  $\Delta H$  :

$$\Delta H = Z_{J_1} - Z_{J_0}$$

3 计算实例

建立了上述数学模型后, 某轿车双横臂独立悬架的初始硬点坐标如表1所示, 上下摆臂  $O_1B$ 、 $O_2A$  的摆臂轴的矢量为:

$$\vec{L}_1 = 278.3\vec{i} + 28.5\vec{j} - 16.2\vec{k}$$

$$\vec{L}_2 = 277.5\vec{i} + 28\vec{j} - 15.4\vec{k}$$

根据该悬架数据, 本研究在 ADAMS/VIEW 中建立的仿真模型<sup>[8-10]</sup>如图2所示。本研究对模型进行了车轮上下极限  $\pm 80$  mm 的跳动试验, 将后处理模块 ADAMS/PostProcessor 中的仿真结果导出保存为 .tab 文件, 再选取关键点数据, 计算和仿真结果如表2所示。



图2 悬架仿真模型

表1 初始硬坐标(单位:mm)

硬点	X坐标	Y坐标	Z坐标
<b>F</b>	-49.51	483.85	-69.18
<b>A</b>	-46.23	418.85	20.82
<b>B</b>	-52.8	402	-188.84
<b>C</b>	-49.92	410.44	71.10
<b>O</b>	0	0	0
<b>J</b>	-49.51	475.87	235.71
<b>D</b>	-165.9	403.45	5.1
<b>E</b>	-184.05	-79.05	-8.4
<b>O<sub>1</sub></b>	-33.25	151.33	-200.3

由表2解析计算结果与仿真计算结果的对比较证, 结果表明该方法准确、可靠, 但也存在偏差: 主销内倾角、主销后倾角、外倾角、束角和  $J$  点侧移的最大相差量分别是  $0.1^\circ$ 、 $0.01^\circ$ 、 $0.06^\circ$ 、 $0.11^\circ$  和  $0.3$  mm, 其原因是解析计算是以下摆臂运动作为悬架机构的系统输入, 而仿真计算是以车轮的上下跳动为系统输入。

表2 实例计算与仿真结果

跳动量/mm	主销内倾角/(°)		主销后倾角/(°)		外倾角/(°)		束角/(°)		J点侧移/mm	
	计算结果	仿真结果	计算结果	仿真结果	计算结果	仿真结果	计算结果	仿真结果	计算结果	仿真结果
80	6.08	6.18	1.70	1.69	0.06	0.02	-1.83	1.72	1.32	1.62
60	5.38	5.45	1.76	1.75	0.66	0.68	-0.68	-0.67	1.47	1.49
40	5.04	5.039	1.78	1.77	1.02	1.03	-0.12	-1.1	1.37	1.36
20	4.71	4.71	1.80	1.80	1.36	1.35	0.52	0.52	0.91	0.90
0	4.59	4.594	1.79	1.79	1.50	1.49	0.32	0.33	0	0.006
-20	4.69	4.71	1.77	1.76	1.42	1.42	-0.41	-0.40	-1.28	-1.20
-40	5.01	4.98	1.72	1.72	1.11	1.11	-1.66	-1.61	-2.92	-2.82
-60	5.58	5.54	1.64	1.63	0.54	0.6	-3.01	-2.95	-4.77	-4.62
-80	6.11	6.112	1.57	1.58	0.008	0.007	-4.24	-4.21	-6.13	-6.01

本研究以 Matlab 软件为平台开发设计的双横臂独立悬架运动学分析的可视化界面 GUI 如图 3 所示,图 3 中的曲线为本研究中的实例利用该界面输出的结果。该界面中,设计人员只需输入悬架硬点初始坐标即可输出运动学特性曲线,易于操作,可提高设计效率。

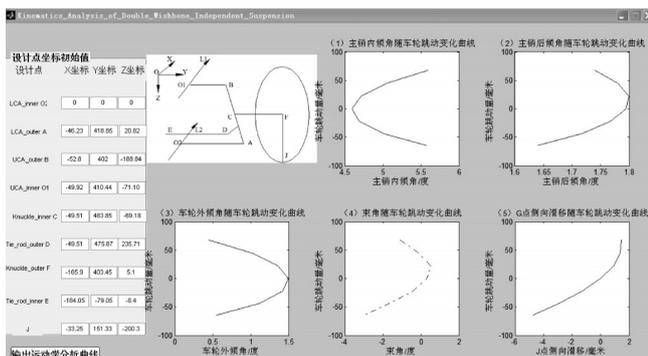


图3 双横臂独立悬架运动学分析界面 GUI

通过图 3 对该悬架运动学性能参数分析如下:

(1) 主销内倾角、主销后倾角、车轮外倾角和侧向滑移量的变化量不大,有利于汽车操纵稳定性,满足悬架设计要求<sup>[11]</sup>。

(2) 主销后倾角随车轮上跳具有增加趋势,可以抵消制动点头时后倾角减小的趋势,利于提高汽车的制动稳定性和舒适性。

(3) 束角变化量太大,将会使轮胎磨损加剧、滚动阻力增大以及汽车直线行驶能力下降,不符合设计要求,需要改进。

(4) 车轮外倾角和主销内倾角有着直接的关系,为了总角度相同车轮外倾角和主销内倾角的变化趋势相反。

### 4 结束语

本研究利用空间解析几何的方法建立了双横臂独立悬架运动学特性的数学模型,通过 ADAMS 软件的建模和仿真,验证了数学模型的正确性。在此基础

上,基于 Matlab 软件开发了双横臂独立悬架运动学可视化分析界面 GUI。

笔者利用所开发的分析界面进行了实例计算,计算结果表明,所研究的悬架的运动学性能参数中,主销内倾角、主销后倾角、车轮外倾角和侧向滑移量均满足悬架设计要求,而束角变化量过大,应予以解决。利用该界面对悬架运动学进行分析,设计人员不需进行编程计算,只需按照界面提示输入悬架初始坐标即可快速得到特性曲线,并根据特性曲线评价悬架的运动学性能,可以为悬架的改进设计提供指导,具有一定的工程实际应用价值。

### 参考文献 (References):

- [1] 勾治践,鲍明全. 基于 ADAMS/VIEW 的双横臂式独立悬架机构运动学分析[J]. 机械设计与制造,2007(8):170-172.
- [2] 刘虹,王其东. 基于 ADAMS 双横臂独立悬架的运动学仿真分析[J]. 合肥工业大学学报:自然科学版,2007,30(1):57-59.
- [3] 潘国昌,黄虎,刘新田. 双横臂独立悬架运动学仿真分析[J]. 机械设计与制造,2009(11):200-202.
- [4] 李静,初亮,鲁和安. 双横臂独立悬架导向机构的运动特性[J]. 农业机械学报,2002,33(2):84-86.
- [5] 韩宗奇,李亮,张庆. 汽车双横臂悬架运动特性分析与仿真[J]. 塑性工程学报,2003,10(4):67-71.
- [6] 李文君,蒋永林,高树新. 双横臂独立悬架空间运动学分析[J]. 汽车工程,2006,28(6):558-560.
- [7] 张景骞,毛明. 轮式车辆双横臂独立悬架的运动优化设计[J]. 汽车工程,1997,19(3):180-185.
- [8] 杨旭志,廖中文,高俊文. 某电动车操纵稳定性仿真试验研究[J]. 机电工程,2011,28(2):184-187.
- [9] 王国强,张进平,马若丁. 虚拟样机技术及其在 ADAMS 上的实践[M]. 西安:西北工业大学出版社,2002.
- [10] 陈瑞祥,王惠方. 基于 ADAMS 和 ANSYS 的自行车车架分析[J]. 轻工机械,2011,29(6):18-21.
- [11] 董希状,宁晓彬,张杰. 汽车共享底盘悬架仿真模块的开发与应用[J]. 机电工程,2010,27(10):34-37.

[编辑:张翔]