

双横臂扭杆弹簧悬架系统刚度与阻尼特性分析的新方法*

陈辛波 王伟 万钢
(同济大学汽车学院 上海 201804)

摘要: 按虚功原理完整导出精确分析双横臂扭杆弹簧悬架系统刚度与阻尼参数的基本公式, 提出确定扭杆弹簧和减振器参数的新方法。给出按给定偏频以及相对阻尼比来确定扭杆的刚度和减振器阻尼的设计步骤, 并研制出简明实用的设计计算软件。试验表明虚拟试验结果与理论计算结果基本一致。该方法已成功应用于一种新型结构线控转向四轮驱动燃料电池微型汽车的悬架系统开发。

关键词: 双横臂悬架 扭杆弹簧 减振器 刚度 虚拟试验

中图分类号: U46

0 前言

以扭杆弹簧为弹性元件的双横臂独立悬架系统的刚度和阻尼特性一般呈现非线性特征^[1-4]。导出这种非线性函数关系是准确分析和设计扭杆弹簧刚度和减振器阻尼等参数的基础, 但有关这方面的理论研究还不太完整。文献[1-2]按扭杆杠杆臂端作用垂直载荷的工况计算扭杆刚度, 而实际上, 由于悬架的上下跳动, 即使车轮载荷只考虑地面垂直反力, 双横臂悬架的扭杆杠杆臂端一般也还同时作用着随之而变化的水平侧向分力; 文献[3]针对扭杆安装于下横臂的情形, 将车轮垂直接地反力按简化的力杠杆关系换算为绕扭杆轴的下臂端力, 但这种简化没有考虑连杆机构的传力特性, 故在理论上是不严密的; 文献[4]提出按等强度原则精确计算上下双扭杆刚度匹配的方法, 但正如文中所指出, 能够满足上下双扭杆等强度设计要求的偏频变化范围较小(偏频 $f=1.27\sim 1.28$ Hz)。因而其研究结果适用范围有限。另外, 这些研究均未给出精确分析双横臂悬架阻尼非线性变化的基本公式。

根据虚功原理, 完整导出精确分析双横臂扭杆悬架系统刚度和阻尼特性参数的非线性函数关系, 提出按给定的偏频和相对阻尼比确定扭杆刚度和减振器阻尼的设计步骤, 并研制成简明实用的软件。基于 ADAMS 的虚拟试验和应用, 验证了新理论方法的正确性和实用价值。

1 双横臂悬架运动分析

图 1 所示为双横臂—扭杆弹簧独立悬架机构示意图, 其中 ABCD 为导向机构铰接点, 扭杆弹簧与上横臂固定铰 A 共轴线安装或与下横臂固定铰 D 共轴线安装(垂直于纸面), 以下分别简称为上置式扭杆或下置式扭杆。KJ 为减振器, K、J 为二端铰接点。建立以下横臂固定铰中心 D 为原点, 水平方向为 y 轴、垂直方向为 z 轴的坐标系 Dyz, 相关参数表述如下。

(1) 结构参数包括:

- L_1 ——上横臂 AB 杆长
- L_2 ——转向节主销 BC 杆长
- L_3 ——下横臂 CD 杆长
- y_A, z_A ——固定铰点 A 的坐标
- y_K, z_K ——减振器 KJ 固定铰点 K 的坐标
- a ——EB
- b ——EH
- L_4 ——DJ
- μ —— $\angle CDJ$

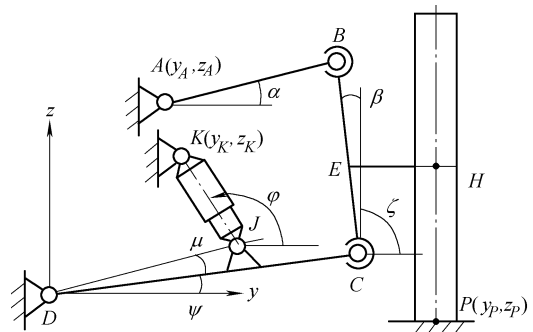


图 1 双横臂—扭杆弹簧独立悬架机构示意图

注: 减振器 J 端与上横臂 AB 铰接时,

J 点的位置参数为 $L_4=AJ$ 、 $\mu=\angle BAJ$ 。

* 国家 863 计划资助项目(2003AA501000)。20051024 收到初稿, 20060423 收到修改稿

(2) 运动参数包括:

- α ——上横臂 AB 与 y 轴的夹角
- β ——主销内倾角, 转向主销 BC 与 z 轴的夹角
- ζ ——转向主销 BC 与 y 轴的夹角, $\zeta=90^\circ+\beta$
- ψ ——下横臂 CD 与 y 轴的夹角
- φ ——减振器轴线 KJ 与 y 轴的夹角
- r ——车轮半径

y_P, z_P ——车轮接地点 P 的坐标

各角度参数以图示方向取正值。

(3) 力学参数包括:

- m ——车轮簧载质量
- F_z ——车轮载荷
- T ——扭杆弹簧变形产生的转矩
- k_T ——扭杆弹簧刚度
- k_P ——悬架系统刚度
- f ——悬架系统振动偏频
- c_T ——减振器阻尼
- c_P ——悬架系统阻尼
- c_0 ——悬架系统相对阻尼比
- F_T ——减振器阻尼力
- v_{JK} ——减振器活塞相对移动速度

ψ 与 α 的关系如下式

$$\psi = 2 \arctan \left(\frac{A - \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{B + C} \right) \quad (1)$$

式中 $A = 2L_3(z_A + L_1 \sin \alpha)$

$B = 2L_3(y_A + L_1 \cos \alpha)$

$C = (y_A + L_1 \cos \alpha)^2 + (z_A + L_1 \sin \alpha)^2 - L_2^2 + L_3^2$

微分式(1)容易求得 $d\psi/d\alpha$ 、 $d^2\psi/d\alpha^2$ (从略)。

ζ 与 α 的关系如下式

$$\zeta = 2 \arctan \left(\frac{A_1 + \sqrt{A_1^2 + B_1^2 - C_1^2}}{B_1 + C_1} \right) \quad (2)$$

式中 $A_1 = 2L_2(z_A + L_1 \sin \alpha)$

$B_1 = 2L_2(y_A + L_1 \cos \alpha)$

$C_1 = (y_A + L_1 \cos \alpha)^2 + (z_A + L_1 \sin \alpha)^2 + L_2^2 - L_3^2$

微分式(2)容易求得 $d\zeta/d\alpha$ 、 $d^2\zeta/d\alpha^2$ (从略)。

车轮接地点 P 的坐标如下式

$$\begin{cases} y_P = y_A + L_1 \cos \alpha - a \cos \zeta + b \sin(\zeta - \beta) - r \cos(\zeta - \beta) \\ z_P = z_A + L_1 \sin \alpha - a \sin \zeta - b \cos(\zeta - \beta) - r \sin(\zeta - \beta) \end{cases} \quad (3)$$

微分式(3)容易求得 $dz_P/d\alpha$ 、 $d^2z_P/d\alpha^2$ (从略)。

减振器位置参数计算及相对滑动速度如下

$$KJ = \sqrt{[y_K - L_4 \cos(\psi + \mu)]^2 + [z_K - L_4 \sin(\psi + \mu)]^2} \quad (4)$$

$$\tan \varphi = \frac{z_K - L_4 \sin(\psi + \mu)}{y_K - L_4 \cos(\psi + \mu)} \quad (5)$$

减振器活塞相对于油缸的相对滑动速度 v_{JK} 可表示为

$$v_{JK} = L_4 \sin(\varphi - \mu - \psi) \frac{d\psi}{d\alpha} \quad (6)$$

2 扭杆、减振器与悬架系统刚度和阻尼的参数关系

悬架系统刚度直接影响汽车平顺性。人体工程学认为, 人体舒适的偏频^[1]为 $f=1.0 \sim 1.5$ Hz。设单轮悬架刚度为 k_P , 单轮簧载质量为 m , 则

$$k_P = (2\pi f)^2 m \quad (7)$$

设扭杆弹簧刚度为 k_T , 扭杆弹簧变形所产生的转矩为 T , 则按扭杆弹簧的不同安装位置可分别建立 k_T 与 k_P 之间的函数关系。

2.1 扭杆上置时的刚度换算函数关系

根据虚功原理, 有

$$T d\alpha = k_T (\alpha + \alpha_0) d\alpha = F_z dz_P$$

即

$$F_z = \frac{k_T (\alpha + \alpha_0)}{\frac{dz_P}{d\alpha}} \quad (8)$$

式中 α_0 ——上横臂扭杆弹簧零变形 ($F_z=0$) 时上横臂 AB 与 y 轴(水平方向)的位置角

$$\frac{dF_z}{d\alpha} = k_T \frac{\frac{dz_P}{d\alpha} - (\alpha + \alpha_0) \frac{d^2z_P}{d\alpha^2}}{\left(\frac{dz_P}{d\alpha}\right)^2}$$

因此悬架刚度 k_P 可表示为

$$k_P = \frac{dF_z}{dz_P} = \frac{dF_z}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dz_P} = k_T \frac{\frac{dz_P}{d\alpha} - (\alpha + \alpha_0) \frac{d^2z_P}{d\alpha^2}}{\left(\frac{dz_P}{d\alpha}\right)^3} \quad (9)$$

可见, 当扭杆弹簧刚度一定时, 悬架刚度与扭杆弹簧刚度及悬架机构结构参数之间存在明显的非线性关系。联立式(8)、(9), 解得扭杆弹簧刚度为

$$k_T = k_P \left(\frac{dz_P}{d\alpha} \right)^2 + F_z \frac{d^2z_P}{d\alpha^2} \quad (10)$$

2.2 扭杆下置时的刚度换算函数关系

当扭杆下置时, 可将式(8)~(10)中的 α 、 α_0 分别用 ψ 、 ψ_0 代替, 得

3.2 基于 ADAMS 的虚拟样机试验验证

在 ADAMS 环境下建立如图 3 所示的双横臂一扭杆弹簧悬架系统参数化虚拟样机, 对其进行虚拟试验验证, 悬架刚度以及阻尼随车轮上下跳动的变化曲线如图 4 所示。图 4 中, 横坐标取车轮上下跳动时上横臂上下摆动的摆角 α , 纵坐标为悬架刚度和阻尼系数随车轮上下跳动的变化情形。可见, 理论计算与试验结果基本一致, 证实了上述理论方法及其设计计算软件的精确性。

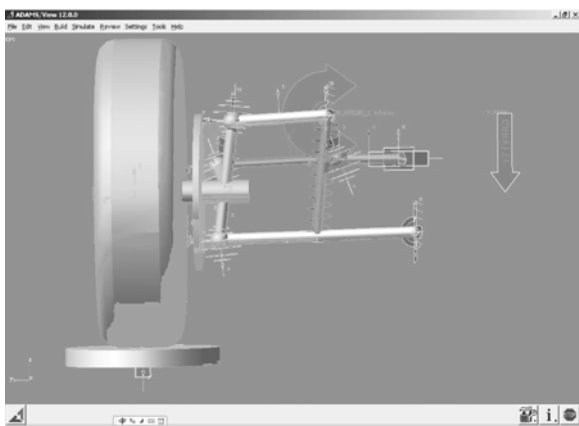
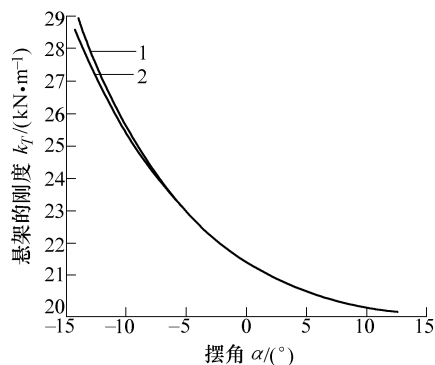
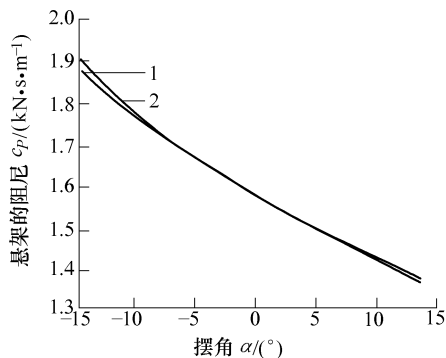


图 3 双横臂扭杆弹簧悬架系统参数化虚拟样机示意图



(a) 悬架刚度随车轮上下跳动的变化曲线



(b) 悬架阻尼随车轮上下跳动的变化曲线

图 4 理论计算与虚拟样机试验结果比较

1. 虚拟试验曲线 2. 理论计算曲线

4 结论

按功能原理完整导出了不同安装条件下双横

臂扭杆悬架系统刚度与阻尼的非线性函数关系, 计算结果与虚拟样机试验结果完全吻合, 表明理论公式正确无误。给出按选定的偏频和相对阻尼比精确计算扭杆刚度和减振器阻尼参数的设计步骤, 并研制成简明实用的分析与设计计算软件, 该软件已成功应用于一种新型结构线控转向四轮驱动电动汽车悬架系统的设计开发。

参 考 文 献

- [1] 刘惟信. 汽车设计[M]. 北京: 清华大学出版社, 2001.
- [2] 李中华, 张洪欣, 陈鹤琴, 等. 双横臂扭杆独立悬架设计[J]. 同济大学学报, 1997, 25(4): 487-491.
- [3] 李新耀, 张印, 周良生, 等. 双横臂一扭杆悬架的特性分析研究及设计计算[J]. 汽车工程, 2003, 25(1): 15-19.
- [4] 邓寅虎, 胡于进, 杨颖超. 双横臂双扭杆悬架中上下扭杆的刚度匹配和强度设计[J]. 工程设计, 2002, 9(1): 44-48.
- [5] 左文义. 双横臂扭杆式独立悬架系统运动分析方法[J]. 汽车技术, 1994(4): 1-6, 27.
- [6] 张启先. 空间机构分析与综合[M]. 北京: 机械工业出版社, 1984.

NEW METHOD FOR ANALYZING RIGIDITY AND DAMPING CHARACTERISTICS OF DOUBLE-WISHBONE SUSPENSION WITH TORSION BAR

CHEN Xinbo WANG Wei WAN Gang
(School of Automobile, Tongji University,
Shanghai 201804)

Abstract: Based on the principle of imaginary work, the formulas for analyzing the rigidity and damping characteristics of double-wishbone suspensions with torsion bar are strictly derived. The definition designing procedure of torsion rigidity and the shock absorber damping based on the settled biased frequency and relative damping ratio is presented. And a new method calculating the design parameters of the torsion bar and the shock absorber is presented. The experiment shows that the simulating results are in good agreement with the theoretical results. Using above results, useful software for designing the suspension system is developed, and is successfully applied in the design of a new type of four wheel drive fuel cell vehicle with steer-by-wire.

Key words: Double-wishbone suspension
Torsion bar Shock absorber
Rigidity Virtual test

作者简介: 陈辛波, 男, 1962 年出生, 博士, 教授。主要研究方向为新型传动与控制、汽车底盘技术和洁净新能源汽车结构等。

E-mail: chenxinbo@fcv-sh.com