

四轮转向汽车动力分析

林 瑞 麟

(精密机械工程系)

摘 要

本文对四轮转向汽车的方向稳定性及转向特性进行动力分析,得出四轮转向车高速行驶的稳定性及转向灵活性均优于一般汽车。

一、前 言

随着国际汽车工业迅速发展,汽车技术向着行驶稳定、反应灵敏、路感较好的方向进一步推进。日本本田公司推出四轮转向轿车,是目前汽车转向系统新的技术开发,其主要特点是:方向盘在通常公路行驶的转动幅度(180度)以内,前后轮同向偏转前进(后轮最大偏角1.7度)。当方向盘转角超过240度,前后轮偏角相反(440度时后偏角达5度)。

为探求四轮转向车的优越性,本文对该型轿车的方向稳定性及转向灵活性进行动力分析,并假设该车备有美国通用公司设计的减振“活性悬挂系统”使车身在行驶中保持水平,转弯不倾斜,乘坐平稳。

二、方向稳定性分析

1. 基本假设与简化

(1) 汽车行驶时,不发生纵向的俯仰运动及垂直上下运动,也不发生绕 x 轴的侧倾运动。

(2) 轮胎转角 D 不大,忽略左右轮胎的差别。

(3) 将侧向力转向角,轮胎偏离角合在一起,称为前后轮胎的综合偏离角。

(4) 不考虑空气动力作用。

将汽车简化为只有一个前轮和一个后轮的开路系统(图1),研究由于路面不平的干扰力作用下车辆的响应。动标系(X, Y, Z)原点与汽车重心重合, Z 标向上为正。图中 V 为汽车绝对运动速度在动标 x 轴上的投影, U 为沿 Y 轴的侧偏速度, V_1, V_2 为前后轴中点车速, δ_1, δ_2 为综合偏离角, B 为重心位置侧偏角, θ_1 为前轴中点速度向量 V_1 与 X 轴的夹

本文1988年6月15日收到。

角。 θ_2 为后轴中点速度向量 V_2 与 X 轴夹角。

2. 几何关系

$$\varphi = G + B, \quad \delta_1 = \theta_1 - D,$$

$$B \approx U/V, \quad \delta_2 = \theta_2 - D,$$

设汽车绕 Z 轴的横向转动角速度为 \dot{P} , 取逆时针转动为正。

$$\theta_1 = (U + aP)/V = B + aP/V,$$

$$\delta_1 = B + (a/V)P - D,$$

$$\theta_2 = (U - bP)/V = B - bP/V,$$

$$\delta_2 = B - (b/V)P - D,$$

$$d\varphi/dt = \dot{G} + \dot{B} = P + \dot{B},$$

前后轮侧偏力 S_1 、 S_2 沿 y 轴的分量为

$$S_1 \cos D \approx S_1, \quad S_2 \cos D \approx S_2.$$

3. 运动微分方程

设汽车质量为 m , 对 Z 轴的转动惯量为 I_2 , 横向加速度

$$a_y = V \cdot (d\varphi/dt) = V(\dot{B} + P),$$

汽车受外力干扰后影响其行驶路线保持性的运动为沿 Y 轴的侧向移动及绕 Z 轴的横摆运动。列出 Y 向力平衡方程及绕 Z 轴的力矩平衡方程

$$\left. \begin{aligned} mV(\dot{B} + P) &= -(S_1 + S_2), \\ I_2 \dot{P} &= bS_2 - aS_1, \\ S_1 &= K_1 \delta_1 = K_1(B + (a/V)P - D), \\ S_2 &= K_2 \delta_2 = K_2(B - (b/V)P - D), \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中 K_1 、 K_2 为前后轮有效侧偏刚性。将 S_1 、 S_2 代入式(1)

$$\left. \begin{aligned} mV(\dot{B} + P) &= -B(K_1 + K_2) + (bK_2 - aK_1)(P/V) + D(K_1 + K_2), \\ I_2 \dot{P} &= (bK_2 - aK_1)B - (a^2K_1 + b^2K_2)(P/V) + D(aK_1 - bK_2), \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

方程等号两边取拉普拉斯变换, 设 $\mathcal{L}\{P(t)\} = P(s)$, $\mathcal{L}\{B(t)\} = B(s)$, $\mathcal{L}\{\dot{P}(t)\} = SP(s)$, $\mathcal{L}\{\dot{B}(t)\} = SB(s)$ 。令初始条件为零, 得

$$\frac{P}{D}(s) = \frac{mVS(aK_1 - bK_2)}{mVIs^2 + s[I(K_1 + K_2) + m(a^2K_1 + b^2K_2)] + mV(bK_2 - aK_1) + (1/V)K_1K_2L^2}, \quad (3)$$

令

$$K = \frac{m(bK_2 - aK_1)}{K_1K_2L^2}$$

变换

$$mV(bK_2 - aK_1) = \frac{K_1K_2L^2V^2}{V} \cdot \frac{m(bK_2 - aK_1)}{K_1K_2L^2} = \frac{K_1K_2L^2}{V} \cdot KV^2,$$

式中, K 为稳定性因素; S 为拉普拉斯变量。式(3)变换整理后得到四轮转向汽车横摆角速度增益函数

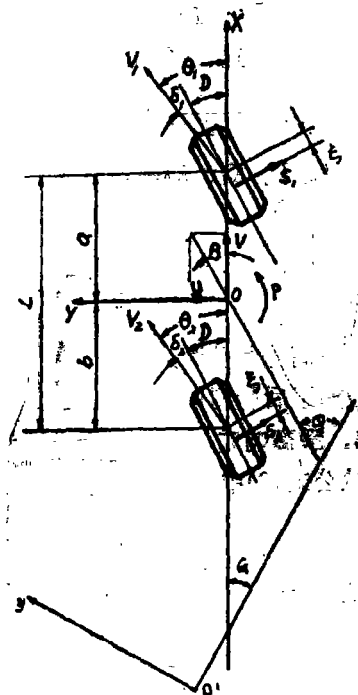


图 1

$$\frac{P}{D}(s) = \frac{mVS(aK_1 - bK_2)}{mVI_2S^2 + S[I_2(K_1 + K_2) + m(a^2K_1 + b^2K_2)] + (K_1K_2L^2/V)(1 + KV^2)}, \quad (4)$$

前轮转向汽车的横摆角速度增益函数为

$$\frac{P'}{D}(s) = \frac{mVSaK_1 + LK_1K_2}{mVI_2S^2 + S[I_2(K_1 + K_2) + m(a^2K_1 + b^2K_2)] + (K_1K_2L^2/V)(1 + KV^2)}, \quad (5)$$

参数 a 、 b 、 L 、 K_1 、 K_2 等均为正值, 比较式(4)与式(5), 因

$$mVS(aK_1 - bK_2) < mVSaK_1,$$

得

$$\frac{P}{D}(s) < \frac{P'}{D}(s).$$

说明汽车高速行驶时, 四轮转向车比前轮转向车的横摆角速度增益小, 方向稳定性高, 这主要是增加了后轮侧偏阻力, 使瞬时干扰的影响迅速消失。

4. 瞬态响应

从公式(2)中的第二式得

$$B = \frac{I_2\dot{P} + (1/V)(a^2K_1 + b^2K_2)P - (aK_1 - bK_2)D}{bK_2 - aK_1},$$

求导数

$$\dot{B} = \frac{I_2\ddot{P} + (1/V)(a^2K_1 + b^2K_2)\dot{P} - (aK_1 - bK_2)\dot{D}}{bK_2 - aK_1},$$

代入公式(2)的第一式

$$mVI_2\ddot{P} + [(K_1 + K_2)I_2 + m(a^2K_1 + b^2K_2)]\dot{P} + [mV(bK_2 - aK_1) - (1/V)(bK_2 - aK_1)^2 + (1/V)(K_1 + K_2)(a^2K_1 + b^2K_2)]P = mV(aK_1 - bK_2)\dot{D}, \quad (6)$$

设

$$\begin{aligned} M &= mVI_2, & N &= m(a^2K_1 + b^2K_2) + I_2(K_1 + K_2), \\ C &= mV(bK_2 - aK_1) - (1/V)(bK_2 - aK_1)^2 + (1/V)(K_1 + K_2)(a^2K_1 + b^2K_2), \\ H &= mV(aK_1 - bK_2), \end{aligned}$$

式(6)写成以 P 为变量的形式

$$M\ddot{P} + N\dot{P} + CP = H\dot{D}, \quad (7)$$

令 $\omega_0^2 = C/M$, $n = N/2M$, $h = H/M$, ω_0 为无阻尼圆频率, n 为相对阻尼系数,

代入式(7)得

$$\ddot{P} + 2n\dot{P} + \omega_0^2P = h\dot{D}, \quad (8)$$

给转动轮胎一个小的角阶跃输入, 轮胎转角的数学表达式为

$$\left. \begin{aligned} t < 0, & \quad D = 0, \\ t > 0, & \quad \dot{D} = 0, \end{aligned} \right\}$$

当 $t > 0$ 后式(8)简化为汽车动力学系统的特征方程

$$\ddot{P} + 2n\dot{P} + \omega_0^2P = 0, \quad (9)$$

这就是汽车受路面瞬间干扰后引起的自由振动方程。令 $P = e^{st}$ 代入式(9)

$$S^2 + 2ns + \omega_0^2 = 0, \quad (10)$$

其解

$$S_{1,2} = -n \pm \sqrt{n^2 - \omega_0^2}.$$

(11)中B, 得

$$\frac{P}{D} = \frac{2K_1K_2L}{mV(ak_1 - bk_2) + (1/V)[(a^2k_1 + b^2k_2)(k_1 + k_2) - (ak_1 - bk_2)^2]},$$

化简后

$$\frac{P}{D} = \frac{2K_1K_2VL}{mV^2(ak_1 - bk_2) + k_1k_2(a+b)^2},$$

分子分母除以 $(K_1K_2L^2)$

$$\begin{aligned} \frac{P}{D} &= \frac{2V/L}{\frac{m}{L^2} \left(-\frac{a}{k_2} - \frac{b}{k_1} \right) V^2 + 1} = -\frac{2V/L}{1 + KV^2} \\ K &= -\frac{m}{L^2} \left(\frac{a}{k_2} - \frac{b}{k_1} \right) \end{aligned} \quad (12)$$

式中K为稳定性因素。式(12)为四轮转向汽车进行曲线转弯时的横摆角速度增益。

对于只有前轮转向的汽车, 其转弯时的横摆角速度增益

$$\frac{P'}{D} = \frac{V/L}{1 + KV^2}, \quad (13)$$

车速一定, 有一定侧加速度时汽车的转向半径R, 可由式(12)求得

$$R = \frac{V}{P} = \frac{V}{2VD/L(1 + KV^2)} = \frac{1 + KV^2}{2D} \cdot L \quad (14)$$

式(14)为四轮转向汽车的转向半径。同理可从式(13)求出只前轮转向时汽车的转向半径

$$R' = \frac{1 + KV^2}{D} \cdot L, \quad (15)$$

由式(14)、(15)可知

$$R = \frac{1}{2}R'.$$

车速、轮胎转角、重心位置相同, 四轮转向汽车的转弯半径比前轮转向的汽车要小一半, 可见其转向灵活性比前轮转向汽车要高。

四、结 论

1、四轮转向汽车直线行驶中受路面的瞬时干扰作用后, 其横摆角速度增益比一般前轮转向汽车低, 因此高速行驶时四轮转向汽车比一般车要稳定。

2、车速、轮胎转角、重心位置相同, 四轮转向汽车的转弯半径比一般车小一半, 其转向灵活性高, 而转向稳定性并不降低, 因重心位置不变, 即决定转向稳定性因素的K值不变。

3、四轮转向车与一般车相比, 当转弯半径相同时, 轮胎偏摆角度可减少, 相应的转向系角传动比*i_w*可提高, 减少方向盘转角, 减轻驾驶疲劳程度, 因此在轿车上运用四轮转向比一般前轮转向有突出的优越性。

参 考 文 献

- 〔1〕 浦枋重夫, 本田四轮转向的动作原理和机构, 国外汽车, 5 (1987).
- 〔2〕 郭孔辉, 汽车操纵稳定性, 人民出版社, (1983).
- 〔3〕 Whitecomb, D.W., Milliken, W.F., De-Sign Implication of a General Theory of Automobile Stability and Conturol, (1956).
- 〔4〕 Segel, L., On the latereral stability and Control of the Automobile as Inferenced by the Dynamics of the steering system, (1965).

Dynamic Analysis of the Four Wheel Steering Automobile

Lin Ruijin

Abstract

This paper carries out a dynamic analysis on the directional stability and the steering behaviour of the four wheel steering automobile. It is evident that the four wheel steering automobile is better than the common automobile whether in the stability of high speed travel or in the steering flexibility.