

Study on Rollover of Vehicle

WU Xinye¹, GE Xiaohong¹, LUO Shuyou¹, HUANG Hongwu²

(1. Department of Mechanical and Electrical Engineering Xiamen University, Xiamen, 361005, China; 2. Xiamen University of Technology, Xiamen, 361005, China)

Abstract: Rollover is one of the main traffic accident forms for vehicle. According to the data recently, rollover has become the second most serious accident. However, the study of rollover in China is at the beginning. The study of vehicle rollover is based on the theories of rollover. In order to optimize vehicle configuration, enhance vehicle rollover stability, and ensure the road safety, rollover models are proposed and simulated in computer. Besides, the reasons that have effect on rollover are analyzed in detail. The final result can provide a scientific basis for the optimization of the vehicle's structure and improving the stability of vehicle rollover.

Key words: Rollover, Roll Angle, Simulation, stability of vehicle rollover

汽车侧翻碰撞研究

吴新焯¹, 葛晓宏¹, 罗树友¹, 黄红武²

(1. 厦门大学机电系, 福建厦门 361005; 2. 厦门理工学院, 福建厦门 361005)

摘要: 汽车侧翻是道路交通事故的主要形态之一。虽然对汽车横向稳定性, 我国有一定的研究, 但对于汽车侧翻稳定性的研究还不够深入。汽车侧翻研究根据汽车侧翻理论, 建立起汽车侧翻模型, 利用 matlab 等模拟软件, 对汽车的侧翻进行模拟, 并具体分析影响侧翻的汽车因素, 最终为优化汽车结构并提高汽车侧翻稳定性提供科学依据。

关键词: 侧翻, 侧倾角, 计算机模拟, 侧翻稳定性

1 引言

随着汽车工业的不断发展, 行驶的安全性越来越多地受到关注。安全气囊、汽车防抱死系统等安全措施广泛应用, 对降低汽车碰撞及制动时事故率有显著效果。但是侧翻一直未被重视。根据美国公路安全局的统计数据表明, 在所有交通事故中, 汽车侧翻事故的危害程度仅次于汽车碰撞事故。汽车侧翻事故带来的损失非常之大, 统计数据表明, 在欧洲和北美造成人员伤亡的汽车事故中侧翻事故占 20% 以上^[1]。

引起汽车侧翻的原因有两种, 一种是由于与路面上的障碍物侧向撞击将其“绊倒”引起的绊倒侧翻; 另一种是曲线运动时横向加速度过大引起的侧翻。近年来, 国内外学者对曲线运动引起侧翻进行了一定的研究, 建立三自由度模型^[2-4], 仿真分析了悬架刚度、阻尼以及汽车结构参数对汽车侧倾角的影响; 采用静态稳定因子^[5]即车辆平均半轮距与质心高度之比来研究汽车侧翻。采取不同控制措施来改善汽车抗侧翻能力^[6]。在这些研究中忽略了悬架、轮胎特性、车速以及前轮转角对侧翻的影响, 而这些因素是引起曲线运动侧翻的主要原因, 对侧翻稳定性影响很大, 不能忽略。为了研究汽车侧翻的一般性规律, 给汽车抗侧翻设计和控制提供一个理论上的依据, 本文对汽车侧翻及其稳定性进行了理论分析, 得到了侧翻阈值的计算方法, 通过数值分析与实例仿真进行验证, 得到结果可为优化汽车结构并提高汽车侧翻稳定性提供科学依据。

2 数学模型

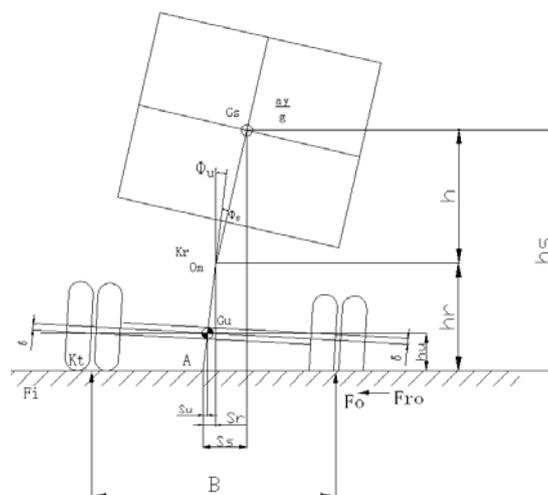


图 1 汽车侧倾的简化模型

以下计算方程的推导, 主要考虑以下因素^{[7][8]}:

- (1) 侧倾时, 簧载质量质心和非簧载质量质心偏移。
- (2) 轮距和侧倾中心在两质心所处的垂直平面内。
- (3) 作用在内、外侧车轮上的垂直反力 F_i 和 F_o 的作用点在垂直双轮胎的中点。
- (4) 忽略了各轴参数的差异。

$$S_u = h_u \cdot \varphi_u \quad (1)$$

$$S_r = h_r \cdot \varphi_u \quad (2)$$

$$S_s = h_s \cdot \varphi_s + h_{s'} \cdot \varphi_u \quad (3)$$

对侧倾中心O取矩:

$$-K_r \varphi_s + G_s (S_s - S_r) + h G_s \frac{a_y}{g} = 0 \quad (4)$$

式中:

S_u ——非簧载质量质心偏移量

S_s ——簧载质量质心偏移量

S_r ——侧倾中心偏移量

φ_u ——非簧载质量的侧倾角

φ_s ——簧载质量的侧倾角

G_u ——非簧载质量的重力

G_s ——簧载质量的重力

h_u ——非簧载质量质心距地面的高度

h_s ——簧载质量质心距地面的高度

h_r ——侧倾中心距地面的高度

h ——簧载质量侧倾力臂

K_r ——悬架的组合侧倾角刚度

a_r ——侧向加速度

由式(1)(2)(3)(4)整理可得:

$$\varphi_s = \frac{\varphi_u + \frac{a_y}{g}}{\frac{K_r}{G_s h} - 1} \quad (5)$$

汽车稳态转向时, 由于侧倾力矩的作用, 垂直载荷在内、外侧车轮上不相等, 作用于内、外侧车轮上的地面垂直反作用力可由轮胎垂直刚度定义, 且轮胎变形量与非簧载质量的侧倾角有关。则有:

$$F_i = K_t (\delta_0 - \delta) \quad (6)$$

$$F_o = K_t (\delta_0 + \delta) \quad (7)$$

$$\delta = \frac{1}{2} B \varphi_u \quad (8)$$

式中:

F_i ——作用于汽车内侧轮胎上的地面垂直反作用力

F_o ——作用于汽车外侧轮胎上的地面垂直反作用力

K_t ——轮胎的垂直刚度

δ_0 —— $\varphi_u = 0$ 时, 轮胎的变形量

δ —— $\varphi_u \neq 0$ 时, 轮胎的变形量

B ——轮距

由公式(6)(7)(8)及 $F_i + F_o = G_u + G_s$ 可得:

$$F_i = \frac{1}{2} (G_u + G_s) - \frac{1}{2} K_t B \varphi_u \quad (9)$$

对接地点 C 取矩:

$$F_i B + (G_s h_s + G_u h_u) \frac{a_y}{g} - \frac{B}{2} (G_s + G_u) + G_s (h \varphi_s + h_s \varphi_u) + G_u h_u \varphi_u = 0 \quad (10)$$

由公式(5)(9)(10)整理并联合求解可得:

$$\frac{a_y}{g} = \frac{\frac{K_t}{2} B^2 - G_s h_s - G_u h_u - \frac{G_s h}{\frac{K_r}{G_s h} - 1}}{\frac{K_t}{2} B^2} \left(\frac{K_r}{G_s h} - 1 \right) \varphi_s \quad (11)$$

$$\varphi_s = \frac{G_s h_s + G_u h_u + \frac{G_s h}{\frac{K_r}{G_s h} - 1}}{\frac{K_t}{2} B^2 - G_s h_s - G_u h_u - \frac{G_s h}{\frac{K_r}{G_s h} - 1}} \cdot \frac{a_y}{g} \quad (12)$$

$$F_i = \frac{1}{2} (G_u + G_s) - \frac{1}{2} K_t B \varphi_u \quad (13)$$

3 计算机模拟分析

计算机模拟时, 给定 φ_s 一个初始值 0, 在循环计算中每次增加 0.01rad. 不断计算上面三个式子的值, 当 $F_i=0$ 时停止. 此时可以得到汽车的侧翻阈值 a_y/g , 簧载质量的最大侧偏角 φ_s , 非簧载质量的最大侧偏角 φ_u . 由于计算是连续的, 所得的参数的变化也是连续的, 它们代表了每一个状态的参量值的变化. 因此, 这个模型就模拟了汽车从开始到即将侧翻时的状态变化, 达到对汽车侧翻真实模拟的目的.

计算机模拟对该汽车侧翻模型的侧翻阈值进行计算并求得结果. 按要求输入不同的参数, 通过计算机编程运算, 得到此模型的侧翻阈值; 也可以通过该模型不同参数的变化, 得到参数变化对汽车侧翻阈值的影响.

具体模拟的参数如表 1.

表1 模拟的参数值

参数	B(m)	h _s (m)	K _t (N/m)	h _u (m)	h _r (m)	h _s (m)	G _u (N)	G _s (N)	K _r (N.m/rad)
值	1.7	1.7	200000	0.5	0.9	1.7	20000	60000	150000

得 $a_y=0.270g$, $\varphi_u=0.235rad$, $\varphi_s=0.238rad$.

4 参数分析

对模型进行参数敏感性分析, 可以明确汽车各个参数对侧翻阈值的影响. 从而在设计上进行改进和优化, 使得汽车的侧翻稳定性, 在不影响其它整车性能的情况下, 达到最优值.

本模型输入参数较少, 但是考虑的因素比较充分. 如果忽略了各轴参数的差异, 这个模型可以描述大多数汽车的侧倾特性. 因此在参数敏感性分析中^[9], 主要考虑一下几个因素的影响^[10]: 质心高度 h_s , 侧倾中心高度 h_r , 悬架组合角刚度 K_r , 轮距 B , 轮胎垂直刚度 K_t . 为了使参数对侧翻阈值的影响更加清晰明确, 由计算机编程做出这几个参数与侧翻阈值变化的关系曲线.

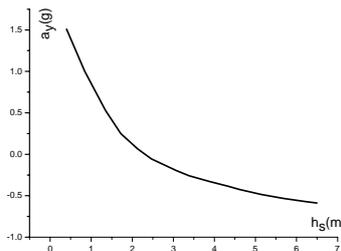


图2 质心高度变化对侧翻阈值的影响

由图中可以看出, 质心高度变化对侧翻阈值有很大影响, 这是对侧翻阈值最敏感的参数之一. 美国的调查发现^[11], 具

有 0.4g 倾翻阈值的满载重型货车发生倾翻事故的频率约是倾翻阈值为 0.65g 的空载重型货车的十倍，可见重型货车倾翻阈值受质心高度的影响很大。一般来说，汽车的侧翻阈值在 0.2-0.8g 之间居多，因此，汽车的质心高度应控制在 0.8-1.8m 之间。当 h_s 的值达到 2.5m 时，汽车的稳定性极差，车身的微小晃动都会导致汽车的侧翻。因此，降低质心高度，对提高汽车的稳定性尤其是抗侧翻性能，有显著的作用。

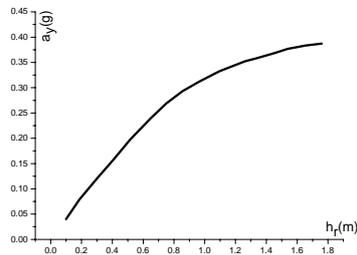


图3 侧倾中心高度变化对侧翻阈值的影响

从图中可以看出，增大汽车的侧倾中心高度可以增大汽车的侧翻阈值。但是当汽车的侧倾中心高度增大到一定程度(约 1.60m)时，它对汽车的侧翻阈值的影响已经很小了，甚至侧翻阈值不会再增大。同时，侧倾中心的高度受到汽车的底盘结构影响，只能在汽车的综合性能上加以考虑。

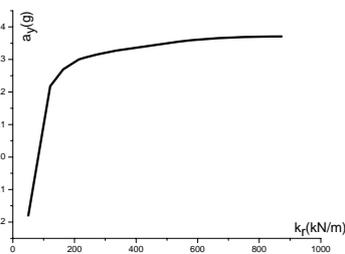


图4 悬架组合角刚度变化对侧翻阈值的影响

增大悬架组合角刚度 K_r 可以增大汽车的抗侧翻性能。如上图， K_r 在 50-214kN / m 时，汽车的侧翻阈值随 K_r 的增大而急剧增大。但是当 K_r 的值超过 270 kN / m 时， K_r 对侧翻阈值的影响已经不明显，甚至可以说，当汽车的 K_r 值超过此界限时， K_r 相对于汽车侧翻阈值的影响可以忽略了。

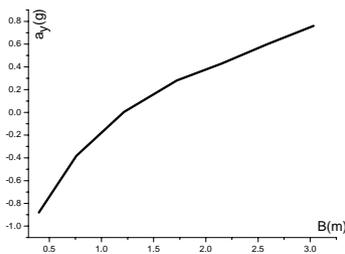


图5 轮距变化对侧翻阈值的影响

图中可以看出，轮距是影响汽车侧翻阈值最敏感的参数之一。轮距的增大会一直增大汽车的侧翻阈值。当轮距的值小于 1.2m 时，汽车的状态及其不稳定，此时的侧翻阈值几乎为零。因此，理论上的汽车轮距都不应该小于此值。由于轮距的大小受到最大车宽限制，因此需要综合考虑各种因素如汽车的外观，布置，整车性能，才能最大的提高的汽车的抗侧翻能力。

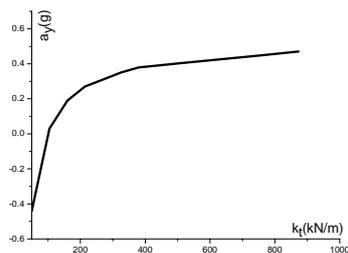


图6 轮胎垂直刚度变化对侧翻阈值的影响

轮胎的垂直刚度 K_t 的增大也可以增大汽车的侧翻阈值。同汽车的悬架角刚度类似, 在 K_t 很小时, 其增大可以令汽车的侧翻阈值迅速增大。但当其值达到 270KN/m 时, K_t 的影响已经不再重要了。同时 K_t 的增大使得汽车侧翻阈值增大的同时, 也使非簧载质量的侧倾角减少, 这不利于汽车的稳定性。因此要综合考虑的汽车的整体性能来限定 K_t 的值, K_t 的值也不是越大越好。

5 结论

汽车侧翻是导致生命财产严重损失的重大交通事故。汽车侧翻与控制研究根据汽车侧翻理论, 建立起汽车侧翻模型, 利用 matalab 等模拟软件, 对汽车的侧翻进行模拟, 并具体分析影响侧翻的汽车因素。这些影响汽车侧翻的主要因素是质心高度、侧倾中心高度、悬架组合角刚度、轮距和轮胎垂直刚度。为了使参数对侧翻阈值的影响更加明晰确切, 利用计算进行了模拟, 最终的结果可为优化汽车结构并提高汽车侧翻稳定性提供科学依据。

参考文献

- [1] Frimberger M, etal. Influencesof Parametersat Vehicle Rollover[R]. SAE paper2000-01-2669.
- [2] Shuichi Takano S, etal. Study on vehicle dynamics model for improving roll stability[J]. JSAE Review, 2003, 24:149~156.
- [3] Chen B C, Peng H. A real-time rollover threat index for sports utility vehicles[A]. Proceedings of the American Control Conference ,San D iego[C], California,1999.
- [4] Kim H J, Park Y P. Investigation of robust roll motion control considering varying speed and actuator dynamics [J]. Mechatronics,2004,14:35~54.
- [5] Day TD,etal. Applications and Limitations of 3- Dimensional Vehicle Rollover Simulation[R]. SAE paper 2000-01-0852.
- [6] Sampson D J M, Cebon D. Active roll control of single unit heavy road vehicles[J].Vehicle System Dynamics, 2003,40(4).
- [7] 张洪欣等译汽车底盘基础北京科学普及出版社, 1992.
- [8] 何峰, 张永德汽车静态侧翻门槛值的计算方法[J]贵州工业大学学报,1997,26(6):88-92.
- [9] 郑安文, 宋健, 吴凯辉等.汽车的力学参数与稳态转向特性[J].汽车工程,1999, 21(5): 269-274.
- [10] 何峰, 杨宁, 郑秉康.影响载重汽车侧翻的主要汽车因素分析[J].贵州大学学报, 200130(4): 92-95.
- [11] S. Germano and R. Isermann. Determination of the Center of Gravity of a Vehicle with Parameter Estimation. In IFAC Symposium on Identification, 1994.