

基于人-车-路的类菱形车侧向动力学分析

查云飞¹,毛建中²

(1. 福建工程学院 机械与汽车工程学院,福建 福州 350118;2. 湖南大学 机械与运载工程学院,湖南 长沙 410082)

摘要:车辆在高速行驶时,驾驶员和道路环境对车辆的操纵稳定性会有很大影响.考虑驾驶员特性和道路特性的人-车-路闭环系统更能评价车辆的操纵稳定性,采用“单点预瞄最优曲率”驾驶员模型和蛇行道路模型,在类菱形车二自由度模型的基础上构建了类菱形车闭环系统并进行了仿真分析.通过蛇行试验验证了类菱形车良好的操纵稳定性,并将试验结果与仿真结果进行了对比分析,分析表明,模型仿真结果与试验结果具有很好的一致性.

关键词:类菱形车;人-车-路闭环系统;操纵稳定性;蛇行试验

中图分类号:U461.6 **文献标志码:**A **文章编号:**1672-9102(2014)04-0012-06

Analysis of lateral dynamics for rhombic vehicle based on driver - vehicle - road

ZHA Yunfei¹, MAO Jianzhong²

(1. School of Mechanical & Automotive Engineering, Fujian University of Technology, Fuzhou 350118, China;
2. College of Mechanical and Vehicle Engineering, Hunan University, Changsha 410082, China)

Abstract: The driver and road environment had most influence on vehicle handling and stability, when vehicle was of high speed. The evaluation model of lateral dynamics with driver model of single point preview optimal curvature and road model of slalom based on driver - vehicle - road closed - loop system was built. It considered the influence of driver's response. The slalom test suggested the rhombic vehicle has good handling and stability, and the comparison between the simulation of the driver - vehicle - road closed - loop model and the slalom test proved that the result has good consistency.

Key words: rhombic vehicle; driver - vehicle - road closed - loop system; handling; slalom test

车辆的操纵稳定性是评价车辆性能的一个重要指标,是车辆安全行驶的重要保障^[1].评价车辆操纵稳定性的方法有2种^[2-4]:开环评价和闭环评价.开环评价的评价对象是车辆本身,评价标准是车辆响应参数的好坏.闭环评价的评价对象除了车辆本身还包括道路和驾驶员,将道路模型和驾驶员模型与车辆的动力学特性结合起来评价车辆的操纵稳定性.闭环评价将车辆视为一个人-车-路的闭环系统,车辆的操纵稳定性通过对整个系统的分

析来进行评价.驾驶员通过对道路环境的认知以及车辆状态的感知,利用车辆的操纵装置来控制车辆的运动,形成一个闭环系统.

类菱形车4个车轮按前后各1个、中间2个呈类菱形布置^[5-6],此布置方式导致类菱形车与传统的四轮平行布置车辆在动力学性能上有所不同.开环的类菱形车二自由度模型无法精确分析车辆的操纵稳定性,采用“单点预瞄最优曲率”驾驶员模型和蛇行道路模型,在类菱形车二自由度模型的基

基础上构建类菱形车闭环系统,驾驶员模型中考虑驾驶员反应滞后时间对模型的影响.通过蛇行试验验证车辆的操纵稳定性,并结合闭环系统的仿真分析对类菱形车的操纵稳定性进行评价.

1 驾驶员模型

驾驶员模型是车辆动态仿真及性能闭环评价的关键环节^[7-8],一般都是采用预瞄反馈策略,常见的有神经网络模型和模糊控制模型^[9-10].

“单点预瞄最优曲率驾驶员模型”由郭孔辉院士提出^[11-12],考虑了驾驶员反应滞后的影响,在实际方向盘转角与理想方向盘转角之间考虑滞后环节,其驾驶员模型如图1所示.

该系统所描述的物理意义:驾驶员根据道路信息方法 $f(t)$,考虑预瞄时间 e^{Ts} ,判断出预瞄点的位置 $f(t+T)$,考虑车辆的即时状态 y, \dot{y} 以及驾驶员的前视时间 T 可以得到车辆理想的横向加速度 \ddot{y}^* ,考虑车速 v_x 对车辆的影响得出最优的道路曲率 $1/R^*$,通过驾驶员校正环节 $C(s)$ 就可以得出理想的方向盘转角 δ_{sw}^* ,考虑驾驶员滞后环节 $e^{-t\delta}$,得出施加于方向盘的实际转角 δ_{sw} ,最后考虑车辆本身的动力学特性 $\ddot{y}(s)/\delta_{sw}$,得出车辆的横向加速度 $\ddot{y}(t)$,再通过积分可以得到横向速度 \dot{y} 和横向位移 y .

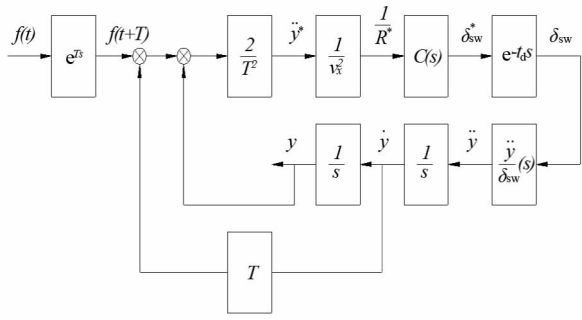


图1 单点预瞄最优曲率驾驶员模型

2 类菱形车动力学模型

类菱形车二自由度模型可表达为^[13]

$$mv_x\beta + \gamma = k_f\left(\beta + \frac{\gamma l_f}{v_x} - \delta_f\right) + k_m\left(\beta + \frac{\gamma l_m}{v_x}\right) + k_r\left(\beta - \frac{\gamma l_r}{v_x} - \delta_r\right). \quad (1)$$

$$I_z\dot{\gamma} = k_f\left(\beta + \frac{\gamma l_f}{v_x} - \delta_f\right)l_f + k_m\left(\beta + \frac{\gamma l_m}{v_x}\right)l_m - k_r\left(\beta - \frac{\gamma l_r}{v_x} - \delta_r\right)l_r. \quad (2)$$

式中, m 为整车质量,kg; v_x 为汽车的前进速度,m/

s; β 为车体重心处的侧偏角,(°); γ 为汽车的横摆角速度,(°/s); I_z 为车辆绕重心 z 轴的转动惯量,kg·m²; k_f, k_m, k_r 分别为前轮、中轮、后轮的侧偏刚度,(N/°); l_f, l_m, l_r 分别为前轮、中轮、后轮离整车重心的距离,m; δ_f, δ_r 为前后轮的转向角,(°).

类菱形车前转向轮与后转向轮之间的转角比 N 可表示为

$$N = \frac{\delta_r}{\delta_f}. \quad (3)$$

方向盘与前转向轮之间的减速比 n 可表示为

$$n = \frac{\delta_{sw}}{\delta_f}. \quad (4)$$

考虑式(3)和式(4),对式(1)和式(2)进行Laplace变化,得到类菱形车二自由度系统模型的传递函数为

$$\frac{\gamma}{\delta_{sw}}(s) = \frac{1}{n}G_r \frac{1 + T_r s}{1 + T_1 s + T_2 s^2}; \quad (5)$$

$$\frac{\beta}{\delta_{sw}}(s) = \frac{1}{n}G_\beta \frac{1 + T_\beta s}{1 + T_1 s + T_2 s^2}; \quad (6)$$

$$\frac{\ddot{y}}{\delta_{sw}}(s) = \frac{1}{n}G_y \frac{1 + T_{y1} s + T_{y2} s^2}{1 + T_1 s + T_2 s^2}. \quad (7)$$

$$M = mv_x(k_f l_f + k_m l_m - k_r l_r) + \{k_f k_m (l_f - l_m)^2 + k_f k_r (l_f + l_r)^2 + k_m k_r \cdot (l_m + l_r)^2\} / v_x;$$

$$M_r = (1 - N)k_f k_r L + k_f k_m (l_f - l_m) - Nk_m k_r (l_r + l_m);$$

$$M_\beta = \frac{k_f k_r (N l_f + l_r)(l_f + l_r)}{v_x} + \frac{k_f k_m l_m (l_m - l_f)}{v_x} + \frac{Nk_m k_r l_m (l_m + l_r)}{v_x} + (k_f l_f - Nk_r l_r)mv_x;$$

$$G_r = \frac{M_r}{M};$$

$$G_\beta = \frac{M_\beta}{M};$$

$$G_y = G_r v_x;$$

$$T_r = \frac{mv_x(Nk_f l_r - k_f l_f)}{M_r};$$

$$T_\beta = \frac{(-k_f - Nk_r)I_z}{M_\beta};$$

$$T_{y1} = T_r + \frac{G_\beta}{G_r};$$

$$T_{y2} = \frac{G_\beta T_\beta}{G_r};$$

$$T_1 = \{- (k_f + k_m + k_r)I_z - m(k_f l_f^2 + k_m l_m^2 + k_r l_r^2)\} / M;$$

$$T_2 = \frac{mv_x I_z}{M}$$

3 道路模型

蛇行试验是最能测试车辆侧向动力学性能的试验方法,理想轨迹的蛇行道路如图2所示.图中原点表示车辆行驶的起始位置,横坐标轴表示车辆行驶的位移,纵坐标轴表示车辆的侧向位移,则蛇行道路函数方程 $f(x)$ 表示为

$$f(x) = \begin{cases} 0 & 0 \leq x \leq a_0; \\ (x - a_0)d & a_0 \leq x \leq a_1; \\ d & a_1 \leq x \leq a_2; \\ (a_03 - x)d/a_3 & a_2 \leq x \leq a_3; \\ (a_03 - x)d/a_4 & a_3 \leq x \leq a_4; \\ d & a_4 \leq x \leq a_5; \\ (x - a_06)d/a_6 & a_5 \leq x \leq a_6; \\ \vdots & \vdots \\ 0 & a_0n \leq x. \end{cases} \quad (8)$$

式中, $a_{01} = a_0 + a_1, a_{02} = a_{01} + a_2, \dots, a_{0n} = a_{0(n-1)} + a_n$, 且 $a_3 = a_4, a_1 = a_6$.

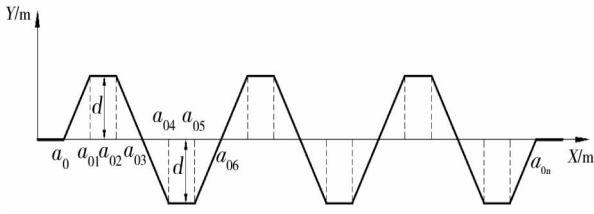


图2 蛇行试验道路

对现实中的车辆来说,按图2所示的蛇行道路在折点处发生突变是不能实现的,因此理想的道路曲线是接近于这条折线的拟合曲线.以图2所示的道路模型折点处的函数及函数的一阶导数连续为约束条件,对道路模型进行三阶曲线拟合,得到的空间域道路模型表示为

$$f(x) = \begin{cases} 0 & 0 \leq x \leq a_0; \\ e_0 + e_1x + e_2x^2 + e_3x^3 & a_0 \leq x \leq a_{01}; \\ d & a_{01} \leq x \leq a_{02}; \\ e_4 + e_5x + e_6x^2 + e_7x^3 & a_{02} \leq x \leq a_{03}; \\ e_8 + e_9x + e_{10}x^2 + e_{11}x^3 & a_{03} \leq x \leq a_{04}; \\ d & a_{04} \leq x \leq a_{05}; \\ e_{12} + e_{13}x + e_{14}x^2 + e_{15}x^3 & a_{05} \leq x \leq a_{06}; \\ \vdots & \vdots \\ 0 & a_{0n} \leq x. \end{cases} \quad (9)$$

式中, $e_0 = a_0^2(3a_{01} - a_0) \frac{d}{a_1^3}; e_1 = \frac{-6a_0a_{01}d}{a_1^3}; e_2 = 3 \frac{(a_0 + a_{01})d}{a_1^3}; e_3 = \frac{-2d}{a_1^3}; e_4 = a_{03}^2(-3a_{02} + a_{03}) \frac{d}{a_3^3}; e_5 = \frac{6a_{03}a_{02}d}{a_3^3}; e_6 = -3 \frac{(a_{03} + a_{02})d}{a_3^3}; e_7 = \frac{2d}{a_3^3}; e_8 = a_{03}^2(-3a_{04} + a_{03}) \frac{d}{a_4^3}; e_9 = \frac{6a_{03}a_{04}d}{a_4^3}; e_{10} = -3 \frac{(a_{03} + a_{04})d}{a_4^3}; e_{11} = \frac{2d}{a_4^3}; e_{12} = a_{06}^2(3a_{05} - a_{06}) \frac{d}{a_6^3}; e_{13} = \frac{-6a_{05}a_{06}d}{a_6^3}; e_{14} = 3 \frac{(a_{05} + a_{06})d}{a_6^3}; e_{15} = \frac{-2d}{a_6^3}.$

在空间域道路模型中,坐标为车辆的位移,车辆的行驶速度不同会导致预瞄时间不同,进而会导致同一辆车在不同的车速下车辆的评价结果不同.时间域道路模型通过将空间位移转换为时间的变化,消除了车速对评价结果的影响,真实地反应车辆的性能.

将 $x = vt$ 代入式(9)可得:

$$f(t) = \begin{cases} 0 & 0 \leq t \leq t_0; \\ g_0 + g_1t + g_2t^2 + g_3t^3 & t_0 \leq t \leq t_{01}; \\ d & t_{01} \leq t \leq t_{02}; \\ g_4 + g_5t + g_6t^2 + g_7t^3 & t_{02} \leq t \leq t_{03}; \\ g_8 + g_9t + g_{10}t^2 + g_{11}t^3 & t_{03} \leq t \leq t_{04}; \\ d & t_{04} \leq t \leq t_{05}; \\ g_{12} + g_{13}t + g_{14}t^2 + g_{15}t^3 & t_{05} \leq t \leq t_{06}; \\ \vdots & \vdots \\ 0 & t_{0n} \leq t. \end{cases} \quad (10)$$

式中, $t_i = a_i/v, i = 1, 2, \dots, n; t_{0j} = a_{0j}/v, j = 1, 2, \dots, n; g_{4k} = e_{4k}, g_{4k+1} = e_{4k+1}v, g_{4k+2} = e_{4k+2}v^2, g_{4k+3} = e_{4k+3}v^3, k = 0, 1, 2, 3.$

4 模型仿真以及试验验证

4.1 仿真模型的建立

采用图1所示的数学模型建立人一车一路闭环系统仿真模型,模型由道路模块、驾驶员模块和类菱形车二自由度模型组成.如图3所示,将理想的蛇行道路空间域模型转化成时间域模型.驾驶员前方轨道 $f(t+T)$ 考虑了驾驶员的预瞄时间 T ,参照车辆的即时状态 y 与 \dot{y} ,并根据对车速 v_x 和预瞄时间 T 的判断,确定最优的曲率 $1/R^*$,考虑校正环节 $C(s)$ 可以得到方向盘的最优转角 δ_{sw}^* .将

驾驶员的反应时间 t_d 考虑到最优的方向盘转角 δ_{sw}^* 中,可以得到实际的方向盘转角 δ_{sw} ,再由类菱形车的传递函数 $r(s)/\delta_{sw}$, $\frac{\beta(s)}{\delta_{sw}}$ 和 $\frac{\ddot{y}(s)}{\delta_{sw}}$ 可以得到类菱形车的横摆角速度、质心侧偏角和侧向加速度,对侧向加速度进行积分可以得到横向速度 \dot{y} 和横向位移 y . 这里根据实际情况选择预瞄时间 T ,驾驶员的神经反应滞后时间 t_d 设定为 0.2 s. 表1为仿真采用的部分主要参数.

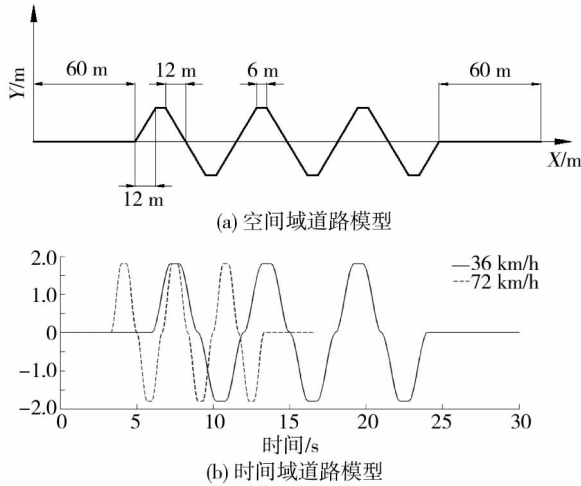


图3 蛇行道路模型

表1 试验样车和仿真模型参数

变量名	数值
整车质量/kg	1 207
车轮半径/m	0.293
前轴离质心距离/m	1.79
中轴离质心距离/m	0.12
后轴离质心距离/m	1.61
前后轮转角比	1
前轮与方向盘转角比	15

4.2 蛇行试验

类菱形车的蛇行试验按照国家标准 GB/ T 6323.1—94《汽车操纵稳定性试验方法:蛇行试验》进行^[14],采用的样车和仪器如图4所示. 根据试验评价和验证动力学模型仿真的需要,进行了基准车速 65 km/h,以及 36 km/h 和 72 km/h 2 个车速的蛇行试验. 表2列出了 65 km/h 的基准车速下的蛇行试验数据,其中 θ 为转向盘转角峰值, a_y 为侧向加速度峰值, r 为横摆角速度峰值, φ 为车身侧倾角峰值.



图4 试验样车和仪器

表2 65 km/h 车速下蛇行试验数据

试验次数	通过时间/s	试验车速/(km/h)	θ /($^{\circ}$)	a_y /(m/s^2)	r /($^{\circ}/s$)	φ /($^{\circ}$)
1	8.75	65	-110.25	-4.94	-17.49	-2.07
2	8.68	65	95.50	5.37	21.18	2.93
3	8.84	65	-122.08	-4.46	-13.79	-2.70
4	8.62	65	114.06	5.47	20.75	2.85
平均	8.72	65	110.47	5.06	18.30	2.64

根据参考文献[15]中的要求,“蛇行试验”的评价计分按基准车速下的平均方向盘转角峰值 θ 与平均横摆角速度峰值 r 进行^[15],分别为

$$N_{\theta} = 60 + \frac{40}{\theta_{60} - \theta_{100}}(\theta_{60} - \theta); \quad (11)$$

$$N_r = 60 + \frac{40}{r_{60} - r_{100}}(r_{60} - r). \quad (12)$$

式中, N_{θ} 为平均方向盘转角峰值的评价计分值; N_r 为平均横摆角速度峰值的评价计分值; θ_{100} 和 θ_{60} 分别为平均方向盘转角峰值的上限值和下限值, ($^{\circ}$); r_{100} 和 r_{60} 分别为平均横摆角速度峰值的上限值和下上限值, ($^{\circ}/s$); θ 为平均方向盘转角峰值的试验值, ($^{\circ}$); r 为平均横摆角速度峰值的试验值, ($^{\circ}/s$).

表3为轿车在基准车速下的平均方向盘转角峰值 θ 和平均横摆角速度峰值 r 的下限值 and 上限值.

1)类菱形车的平均方向盘转角峰值 θ 评价计分为

$$N_{\theta} = 60 + \frac{40}{180 - 60} \times (180 - 110.47) = 83.18.$$

2)类菱形车的平均横摆角速度峰值 r 评价计

分为

$$N_r = 60 + \frac{40}{25 - 10} \times (25 - 18.30) = 77.87.$$

3)类菱形车蛇行试验的综合评价计分值 N_s 根据平均方向盘转角峰值 θ 和平均横摆角速度峰值 r 可得:

$$N_s = \frac{2N_r + N_\theta}{3} = \frac{2 \times 77.87 + 83.18}{3} = 79.64.$$

表3 蛇行试验指标限值

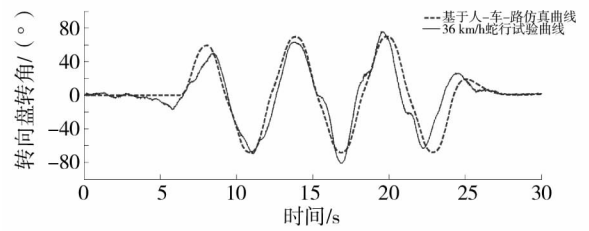
		轿车、客车和货车 最大总质量 $\leq 2.5 t$
指标	标桩间距/m	30
	基准车速/(km/h)	65
	$\theta_{60}/(^{\circ})$	180.0
	$\theta_{100}/(^{\circ})$	60.0
	$r_{60}/(^{\circ}/s)$	25.0
	$r_{100}/(^{\circ}/s)$	10.0

从上面的蛇行试验综合评价计分值可以看出,类菱形车具有良好的操纵稳定性,能满足整车的超车和变道要求.这也表明采用此样车进行其它车速的蛇行试验数据是真实、准确、客观的,能很好地对仿真模型的结果进行验证.

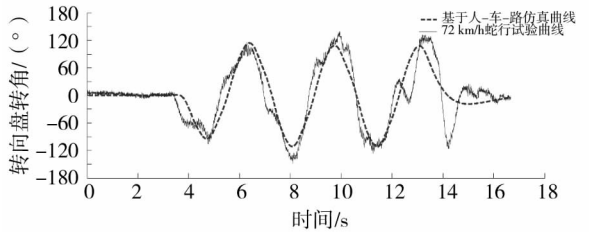
4.3 仿真和试验结果分析

图5是分别在36 km/h和72 km/h的速度下,考虑了驾驶员反应滞后时间的人-车-路模型的方向盘转角曲线和类菱形车做蛇行试验时方向盘转角的测量曲线.可以看出,基于人-车-路闭环系统模型仿真的方向盘转角曲线非常接近实际的方向盘转角曲线,这说明仿真模型模拟的理想驾驶工况非常接近实际的驾驶工况,验证了方向盘转角曲线模拟的正确性.

图6和图7分别为侧向加速度、横摆角速度在36 km/h和72 km/h时的变化曲线,从图中可以看出,仿真曲线较光滑平整,而试验曲线波动较大,这主要是在实际的试验过程中,场地、天气、车辆状况以及驾驶员的操作对试验都有很大影响,很难保证车辆完全按照理想的道路模型曲线行驶.从72 km/h的曲线比36 km/h的曲线差异更大可以看出,速度越快,不确定因素越多.但是从整个的曲线变化趋势来看,模型的仿真曲线与试验曲线差别不大,此基于人-车-路的闭环模型能很好地验证类菱形车的动力学性能.

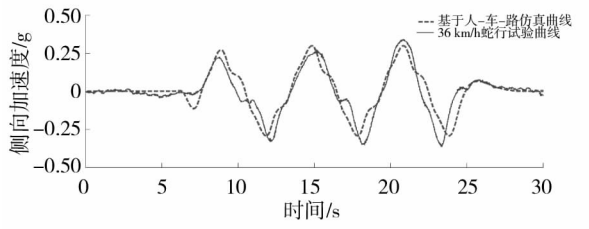


(a) 36 km/h时

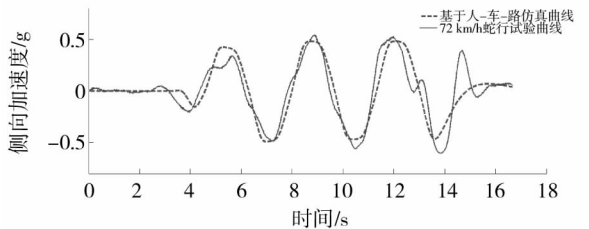


(b) 72 km/h时

图5 转向盘转角曲线

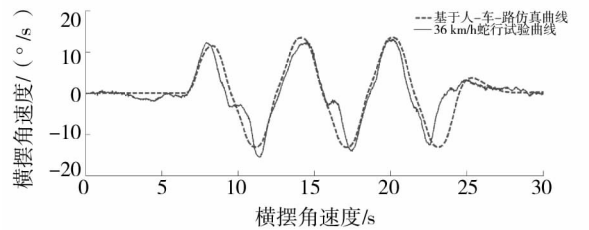


(a) 36 km/h时

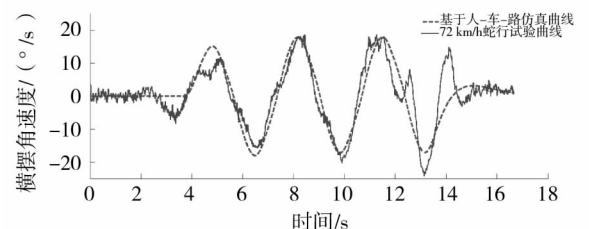


(b) 72 km/h时

图6 侧向加速度曲线



(a) 36 km/h时



(b) 72 km/h时

图7 横摆角速度曲线

5 结论

1)考虑驾驶员神经反应滞后时间的影响,结合“单点预瞄最优曲率”驾驶员模型和蛇行道路模型,通过对类菱形车二自由度模型的 Laplace 变换构建了人一车一路的闭环系统模型.

2)通过蛇行试验评价了类菱形车的操纵稳定性,结果表明类菱形车具有良好的操纵稳定性.

3)对比分析了蛇行试验和模型仿真的结果,分析表明构建的人一车一路闭环系统模型仿真结果与蛇行试验结果具有很好地一致性,建立的模型可以作为类菱形车后续研究的基础.

参考文献:

- [1] 郭孔辉. 汽车操纵动力学[M]. 吉林:吉林科学技术出版社,1991.
- [2] Xi G, Qun Y. Driver - vehicle - environment closed - loop simulation of handling and stability using fuzzy control theory [J]. Vehicle System Dynamics, 1994 (23):172 - 181.
- [3] Kageyama I, Pacejka H B. On a new driver model with fuzzy control[J]. Vehicle System Dynamics, 1991 (20): 314 - 324.
- [4] Zschocke A, Albers A. Links between subjective and objective evaluations regarding the steering character of automobiles [J]. International Journal of Automotive Technology,2008,9 (4):473 - 481.
- [5] 钟志华. 类菱形汽车[P]. 中国专利:00264790. 7, 2001 - 10 - 17.
- [6] 查云飞. 类菱形车转向系统研究与分析[D]. 长沙:湖南大学,2010.
- [7] 郭孔辉,潘峰,马凤军. 预瞄优化神经网络驾驶员模型[J]. 机械工程学报,2003,39(1):26 - 28.
- [8] Lin Y, Tang P, Zhang W J, et al. Artificial neural network modeling of driver handling behavior in a driver - vehicle - environment system[J]. International Journal of Vehicle Design,2005,37(1):24 - 25.
- [9] Apel A, Mitschke M. Adjusting vehicle characteristics by means of driver models [J]. International Journal of Vehicle Design, 1997,18(6):583 - 596.
- [10] 李红志,李亮,宋健,等. 预瞄时间自适应的最优预瞄驾驶员模型[J]. 机械工程学报,2010,46(20):106 - 111.
- [11] Guo K H, Guan H. Modeling of driver/vehicle directional control system [J]. Vehicle System Dynamics, 1993(22):141 - 184.
- [12] Lin B Z, Guo K H. Analysis and optimization of handling performance of a car performing a lane - change maneuver[J]. International Journal of Vehicle Design, 1998, 19(2):199 - 213.
- [13] 查云飞,钟志华,闫晓磊. 基于柔性动力学的类菱形车转向性能分析[J]. 中国机械工程,2011,22(2):247 - 251.
- [14] 长春汽车研究所. GB/T 6323.1 - 94. 汽车操纵稳定性试验方法:蛇行试验[S]. 北京:中国标准出版社,1994.
- [15] 长春汽车研究所. GB/T 480 - 1999. 汽车操纵稳定性指标限值与评价方法[S]. 北京:中国标准出版社,1999.