

基于多体力学的车辆动力学控制系统仿真及优化

张云清 高斯 李凌阳 覃刚 陈立平

(华中科技大学 CAD 中心, 武汉 430074)

摘要 利用多体分析软件 ADAMS 建立了多自由度汽车整车多体动力学仿真模型, 并进一步简化为 15 自由度非线性模型, 结合 2 自由度线性模型建立 PID 控制策略, 进行了冰面单周正弦工况下的汽车操纵稳定性仿真试验研究, 采用自适应模拟退火算法与非线性序列二次规划法相结合的组合优化方法对控制系统的控制参数进行了分析和优化. 结果表明, 该控制方法能够大幅度提高车辆的操纵稳定性和安全性, 能够适应复杂的路面和行驶工况, 取得了良好的效果.

关键词 车辆稳定性控制, 多体系统动力学, 联合仿真, PID 控制, 优化

引言

ABS 和 TCS 系统属于开环控制系统, 成功地解决了汽车在制动和驱动时的车轮抱死问题. 车辆动力学稳定性控制 (Vehicle Dynamic Control, VDC), 又称汽车电子稳定程序 (ESP^[1])、汽车稳定性控制系统 (VSC^[2]) 等, 属于闭环控制系统, 是在 ABS 和 TCS 的基础上发展起来的, 通过对左右制动力的主动差动控制, 直接地对汽车提供横摆力矩, 使车辆的行为尽可能地与驾驶员的意图相符合, 抵消汽车的不稳定运动, 使车辆处于稳定的运动状态, 使人能够更加容易的操纵车辆.

VDC 控制系统利用线性模型来预测驾驶员期望的运动状态, 而实际的汽车状态, 例如横摆角速度由传感器直接测量, 汽车侧偏角度通过为数不多的几个传感器信号及各种估算算法 (包括 kalman 滤波器, 神经网络^[3], 状态积分^[4], 车辆真实精确模型等) 得到. 将线性模型和实际测出的结果进行对比, 是基于反馈理论的控制. 目前主要采用的控制策略如下: 横摆角速度反馈控制^[1]; Shibahara 等采用“ β 方法”相平面法描述汽车操稳性^[2]; 滑模控制方法能够实现更优的控制鲁棒性能^[5]; 由于系统存在参数的不确定性, 可采用 PID - 模糊逻辑控制^[6]. Vanz Zanten 等基于线性二次最优控制原理 (LQR) 开发了 Bosch 车辆动力学稳定控制系统^[7].

车辆动力学稳定性控制系统是一个复杂的系统, 大多数的控制方法是将复杂非线性整车模型简化为局部线性模型, 进行系统控制理论方面的分析, 这种动力学模型与实际车辆存在较大差异, 缺乏实际应用的效能. 本文建立了某车整车多体动力学仿真模型, 经过验证修正后, 转为模型精确且仿真速度较快的 15 自由度动力学非线性模型, 进行车辆动态特性仿真, 利用该模型代替真实车辆与 2 自由度线性模型结合进行车辆动力学控制策略的设计, 控制策略采用经典 PID 控制, 并采用 ASA (Adaptive Simulated Annealing: 自适应模拟退火算法)^[8] 和 NLPQL^[9] (Nonlinear Programming Quadratic Line search: 非线性序列二次规划) 相结合的组合优化方法对控制系统参数进行优化调整, 在极限行驶工况下进行仿真, 优化结果表明该方法能够保持良好的车辆动力学稳定性, 对实际车辆稳定性系统控制系统的研发有参考价值.

1 车辆动力学控制系统的基本原理

图 1 表达出轮胎纵向力与侧向力的相互影响, 通过减小侧向力或者增加侧向力潜能就能够提高车辆动力学稳定性的控制. 可通过施加外部横摆力矩或者减少驱动力来增大轮胎侧向附着力达到目的. 施加外部横摆力矩可以采用方向盘转角控制、驱动力控制、制动力控制等三种方案, 但是由于车辆轮胎处于极限状况时, 转向盘控制对车辆动力学

稳定性控制几乎不能起到改善作用,一般不采用.增大侧向力潜能可以采用减小驱动力、调节制动力等达到精确的稳定性控制,最大限度的利用轮胎与地面的附着潜能.^[11]

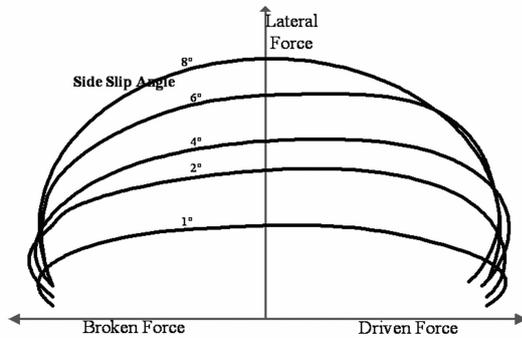


图 1 地面切向反作用力对侧偏特性的影响曲线

Fig.1 Influence curves of ground tangential counterforce on side slip property

2 车辆动力学模型

合适的车辆动力学模型是进行联合仿真的前提,由于 VDC 系统综合考虑了横向和纵向车辆动力学问题,所表现的各个方向的运动响应是相互作用、相互耦合的,采用多体汽车动力学模型作为整车模型,以两自由度模型作为参考线性模型.

2.1 两自由度模型

将整车模型简化成二个自由度的汽车模型作为参考线性模型,如图 2 所示是在地面惯性坐标系 G 中运动的前轮转向车辆.

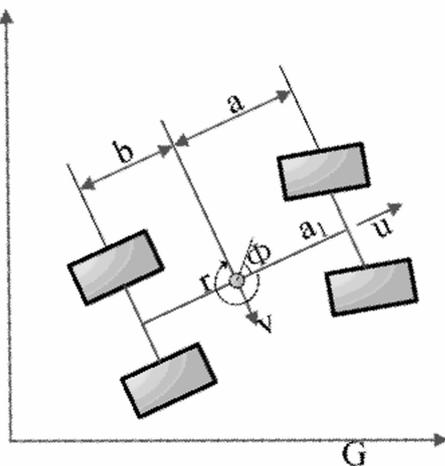


图 2 两自由度线性模型

Fig.2 2 DOF linear model

得到车辆线性模型运动学方程为:

$$\begin{cases} m(\dot{v} + u_c r) = -\frac{C_{af} + C_{ar}}{u_c} v - \frac{aC_{af} - bC_{ar}}{u_c} r + C_{af} \delta_f \\ \dot{r} = \frac{aC_{af} - bC_{ar}}{u_c} v - \frac{a^2 C_{af} + b^2 C_{ar}}{u_c} r + aC_{ar} \delta_f \end{cases}$$

(1)

式中, m 为车辆的质量; v 为车辆侧向速度; r 为横摆角速度; u_c 为车辆前进速度; C_{af} 、 C_{ar} 分别为前后轮胎侧偏刚度.

2.2 多体动力学模型

为建立合适的多体动力学仿真模型首先在 ADAMS/CAR 中建立车辆整体动力学系统模型. 包含 120 个自由度, 由 7 个子系统组成, 即前悬架系统、后悬架系统、制动系统、动力传动系统、转向系统、车轮和车身系统. 子系统模型在运动学和动力学关系上都同车辆的实际情况一致, 考虑了悬架、转向系统的运动学几何非线性、衬套、弹簧、减震器的非线性特性, 对于动态特性十分复杂的部分如发动机速度特性、转向助力特性等都基于实验黑箱模型. 车辆不同状况行驶由 ADAMS/SmartDriver 模块仿真驾驶员操纵, 可以开环或者闭环控制油门、方向盘、离合器、变速器和制动踏板等.

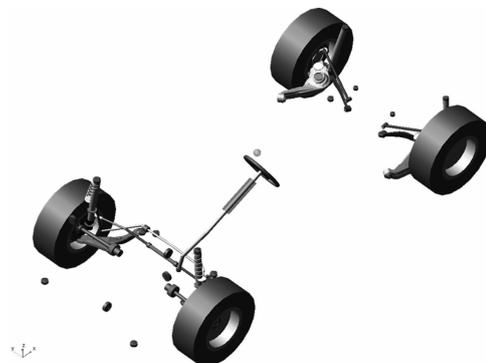


图 3 Adams/Car 多体汽车动力学模型

Fig.3 Adams/Car multi-body dynamic car model

通过 ADAMS/Car RealTime 嵌入 ADAMS/Car 获得汽车各个子系统模型的参数, 计算分析得到 15 自由度精简 ADAMS/Car RealTime 多体动力学仿真模型, 包括车身的 3 个平动, 纵向、侧向和垂向; 以及 3 个转动, 侧倾、俯仰和横摆运动, 4 个车轮分别有转动和垂向的 2 个自由度和方向盘 1 个转动自由度.

VDC 作用工况远远超出线性轮胎有效范围, 须采用非线性轮胎模型. Pacejka 的魔术公式用三

角函数的组合公式拟合试验轮胎数据,基于大量的试验数据拟合而成,它对车轮纵向力、侧向力等拟合精度较高,特别是对于极限值以外的一定范围也能有较好的置信度.本文轮胎模型基于 Pacejka 的魔术公式^[10].

3 控制系统分析及控制策略

VDC 可分为两类问题:一类是轨迹保持问题,可由汽车的质心侧偏角来描述;另一类是稳定性问题,可由汽车的横摆角速度来描述. VDC 以横摆角速度和质心侧偏角作为主要被控变量,它们之间是互相耦合的.

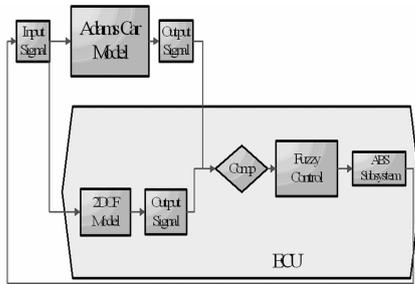


图4 VDC 控制系统简图

Fig. 4 VDC control system sketch

根据二自由度汽车模型得参考横摆角速度 ω_{no} ;考虑轮胎与地面的最大附着系数 μ 的条件限制,

$$|\dot{v}_y| \leq \mu g, \quad \dot{v}_y \approx \frac{v^2}{R} = v\omega$$

得

$$|\omega| \leq \left| \frac{\mu g}{v} \right| \tag{2}$$

式中 \dot{v}_y —侧向加速度; R —转向半径,而最大附着系数 μ 是未知的,实际中令 $\mu g = a_y$,即

$$|\omega_{mu}| \leq \left| \frac{a_y}{v} \right| \tag{3}$$

由 ω_{no} 、 ω_{mu} 的最小值确定为期望横摆角速度 ω_M ,通过制动力产生横摆力矩,使实际的横摆角速度与驾驶员期望的横摆角速度一致,这样就极大的减少过多转向和过大的不足转向发生的可能.

侧偏角的控制策略基于相平面控制^[2]:

$$|B| \leq B_2 \tag{4}$$

式中 $B = \beta + B_1\dot{\beta}$, B_1 、 B_2 为常量系数.

当该不等式成立时,认为车辆的行驶状态是稳定的;反之认为车辆将丧失动力学稳定性.因此,车

辆必须处于 $\beta + \dot{\beta}$ 相平面的稳定区,提高稳定性.

横摆角速度由汽车上装有的横摆角速度传感器测得.

侧偏角是由侧向加速度和横摆角速度积分估算出来^[12]:

$$\beta(t) = \beta_0 + \int_0^t \left(\frac{v_y}{v} - \omega \right) dt \tag{5}$$

在不同车轮上施加纵向减速力,产生的横摆力偶矩不同,由图 5 所示,若后轴发生侧滑的时候,可在前外轮上施加制动力,产生向外侧的横摆力偶矩.若发生前轴侧滑,应施加适度向内侧的横摆力偶矩和制动力.制动前内轮、后内轮或后外轮均能产生向内侧的横摆力偶矩,但是这三项横摆力偶矩随制动力的加大,发生不同变化.所以,当作用较大的制动力时,很难利用其中的单个车轮来控制,只能合理分配到每个车轮,得到恰当的横摆力偶矩和总制动力.

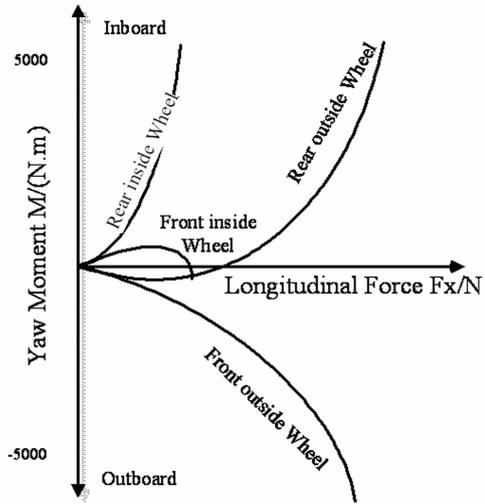


图5 各个车轮上作用制动力时所产生的力偶矩

Fig. 5 Moment produced by brake on single wheel

ECU 控制器不断比较表征车身状态的车身侧偏角和横摆角速期望值和实际值,经比较器比较得 $\Delta\omega$ 、 $\Delta\beta$,若在容许范围内,则 VDC 无须作用;若不在容许范围内,则根据 $\Delta\omega$ 、 $\Delta\beta$ 的大小确定要产生的修正横摆力矩大小 $\Delta M_{y\omega}$. 然后根据修正横摆力矩大小值确定各个车轮最优的滑移率(每个车轮的最优滑移率值是经过大量的前期仿真研究得出,要求在最短时间产生修正横摆力矩);知道滑移率,便可以确定每一车轮的制动力大小,从而确定每一车轮的制动电磁阀的开关时间或发动机节气门开度.各单独

车轮在不同行驶状态下施加的制动力矩策略如表 1 所示,为便于硬件实现,本文采用简单的 PD 制动力反馈控制.表中“+”表示对应状态下在对应车轮采取的制动力反馈,Δω、Δβ 两项综合施加.

表 1 横摆力矩施加策略表

Table 1 Yaw moment added strategy

	LF	RF	LR	RR	TH
Δβpositive			+		
Δβzero					
Δβnegative		+			

Δωpositive					Δωzero					Δωnegative					
LF	RF	LR	RR	TH	LF	RF	LR	RR	TH	LF	RF	LR	RR	TH	
+		+											+	+	+

例如当车辆处于 Δω 为正,Δβ 为负状态:

车辆 Δω 为正,需要在右前轮、右后轮施加制动力;Δβ 为负,需要在右前轮施加制动力.

两项综合,在右前轮和右后轮分别施加反馈:

$$Brake(RF)_{t+1} = P_{yaw} * (\Delta\omega + D_{yaw} \frac{d\Delta\omega}{dt}) + P_{slip} * (\Delta\beta + D_{slip} \frac{d\Delta\beta}{dt}) \quad (6)$$

$$Brake(RR)_{t+1} = P_{yaw} * (\Delta\omega + D_{yaw} \frac{d\Delta\omega}{dt}) \quad (7)$$

当车辆处于其他情况,按照策略表对应状况施加反馈.

4 联合仿真优化结果分析

如图 6 所示车辆模型由 ADAMS/Car RealTime 模拟,输入信号包括:左前轮制动力矩、右前轮制动力矩、左后轮制动力矩、右后轮制动力矩和节气门信号,输出信号为四个车轮的转速、车身横摆角速度、侧偏角、方向盘转角和车辆前进速度等信号. VDC 主控 ECU 为 VDC 系统的控制逻辑单元,该单元采用 S - function 根据采集到的四个轮速信号、车身横摆角速度、侧偏角和前进速度等按照控制逻辑对四个轮子制动系统系统和节气门调节系统发出控制指令. 制动调节系统采用脉冲信号结合 ABS 子系统进行输入,ABS 控制采用结构简单、稳定性好、可靠性高的 PID 控制实现;转向信号为方向盘的角度输入.

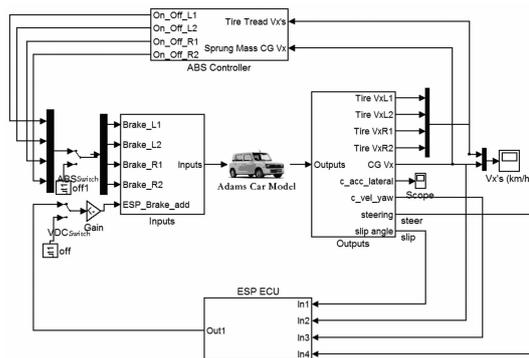
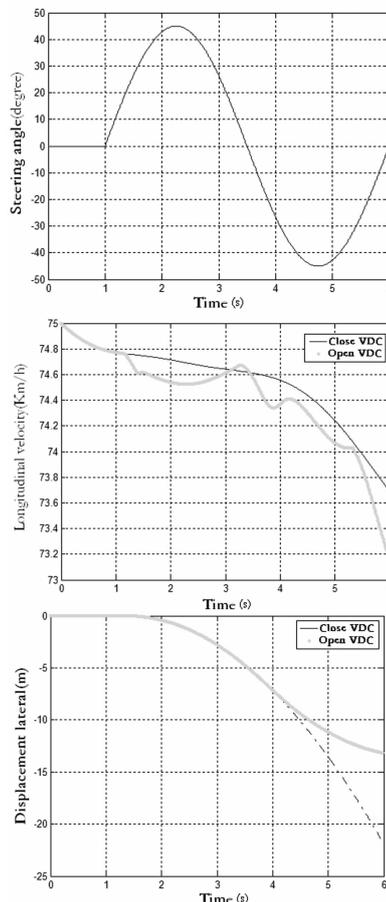


图 6 联合仿真结构图

Fig. 6 Co - simulation structure sketch

选用 Simulink 完成控制系统的设计.在 ADAMS/Car RealTime 模块下,建立与 MATLAB /Simulink 的接口,采用 client/server(客户端/服务器)模式,基于 TCP/IP 协议中传输层接口 socket 实现. ADAMS 中建立的非线性车辆模型作为 Simulink 中的 S - function 函数加入到控制模型中进行联合仿真.在 mu = 0.2 的冰雪路面下,车辆以 75Km/h 的车速行驶,方向盘单周正弦输入 45 度模拟超车工况仿真.



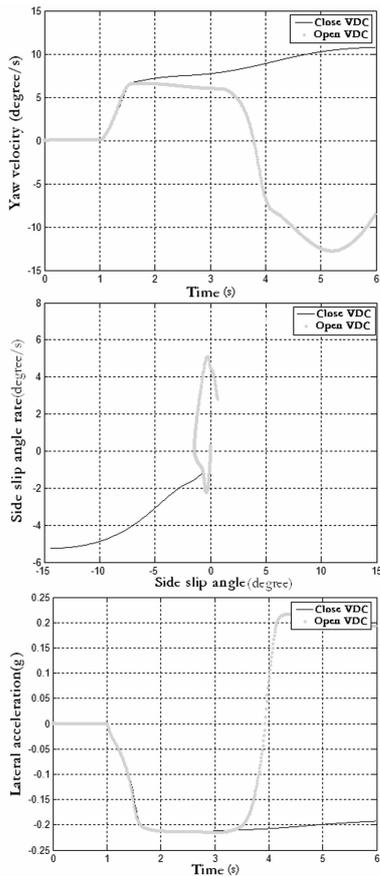


图7 周正弦冰面工况仿真结果

Fig. 7 Simulation results on ice road with single sine steering angle input

如图8所示,通过 iSIGHT 和 MATLAB、ADAMS 的集成,选择设计变量,设定目标函数,进行实验设计,得出各个参数对目标函数的敏感程度,对较敏感的变量再进行优化分析,提高控制系统的稳健性和可靠性,获得最优化的 VDC 控制多体系统。

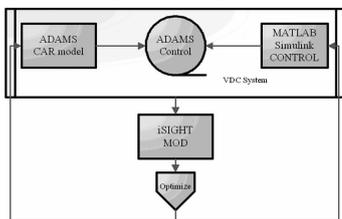


图8 iSIGHT 优化流程

Fig. 8 ISIGHT optimization flow

模拟退火算法是统计数学与优化相结合的产物. 基于物理中固体物质的退火过程与一般组合优化问题之间的相似性,通过在解空间中寻找生成函数最大或最小的解. 自适应模拟退火算法非常适用

于用算法简单的编码来解决高度非线性优化问题,尤其是当发现找全局目标值比寻求好的设计方法更为重要的时候. 这种方法能够辨别不同的局部最优解. 该算法能够以最小的成本就获得最优解,可以在计算的初始阶段扩大搜索空间,不会导致计算陷入局部最优的困境.

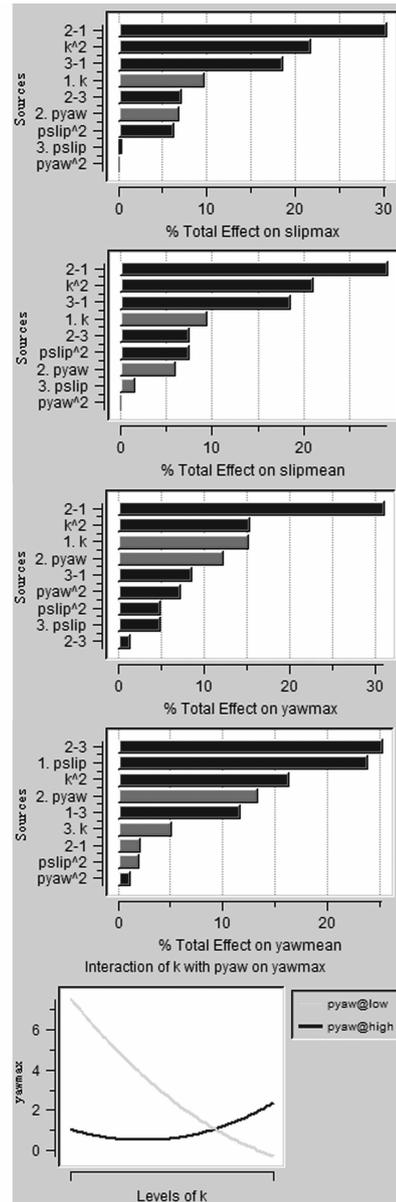


图9 多目标 DOE 优化结果

Fig. 9 Optimization results of multi - object DOE

序列二次规划属于数值优化方法,是由二次目标函数和线性约束函数建立的数学规划,可以在单峰的连续设计空间快速寻找到最优解.

两种优化方法的结合符合优化策略中的先确

定可行区域,然后对可行区进行搜索的优化策略. 确保避免陷入局部优化,还保证了优化速度.

本文采用 PD 反馈控制,先优化比例系数 P,再微调微分系数 D. 对试验数据进行正交试验分析,其中 K 为制动力矩放大系数,Pyaw、Pslip 为 VDC 的 P 控制参数,结果如下所示:

根据正交试验 DOE (Design of Experiments; 试验设计) 分析结果可以得出,对侧偏角最大值影响最大的是 Pyaw - K 共同作用因素,Pslip 和 Pyaw 影响较小;其他类似. 综合上面多个目标下的各因素影响效果,得出 K、Pyaw 两个因素是主要因素,且对指标影响大,敏感度高,这些指标的优化对于控制效果的提升有重大影响,同时由于 Pyaw - Pslip 因素相互关联性大,还是要选取 Pslip 为分析的一个因素. 需要选取主要因子和更有效的较小范围内进行进一步优化.

表 2 试验分析过程

Table 2 DOE process

pyaw	pslip	k	yawmax	yawmean	slipmax	slipmean
1.67	3.128	250	0.87	0.35	0.47	0.26
2.00	2.627	210	0.80	0.27	0.48	0.30
2.00	1.576	200	0.73	0.11	0.56	0.37
1.60	1.200	336	0.73	0.16	0.52	0.34
1.15	1.100	295	0.72	0.11	0.55	0.36
..
1.41	1.089	292	0.71	0.11	0.56	0.37
1.50	1.062	300	0.71	0.11	0.56	0.37
0.57	1.213	305	0.67	0.15	0.52	0.35
0.60	1.094	306	0.63	0.13	0.53	0.36
0.60	1.094	306	0.63	0.13	0.53	0.36

表 2 为主要因子进一步优化结果,得到优化分析结果:

$$\begin{aligned}
 \text{pyaw} &= 0.603582780910237 \\
 \text{pslip} &= 1.09413434736231 \\
 \text{k} &= 306.0 \\
 \text{yawmax} &= 6.3206736e-001 \\
 \text{yawmean} &= 1.2486431e-001 \\
 \text{slipmax} &= 5.3326425e-001 \\
 \text{slipmean} &= 3.5852504e-001
 \end{aligned}$$

将优化结果进行仿真,得到优化前后同一工况

结果对比:

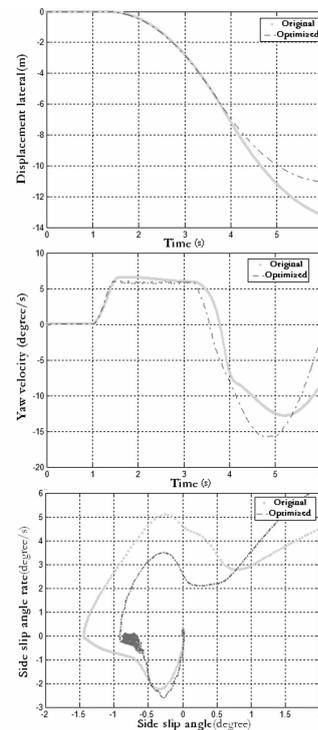


图 10 优化前后的控制效果比较

Fig. 10 Control effect comparison of fore - and - aft optimization

由图 10 可以看出,优化后的控制系统横摆角速度收敛快,而且振荡减小,质心侧偏角的收敛也更快,振荡大幅减少. 表明了车辆能够在保持稳定的基础上,更快跟踪目标路径,能够更加有效地提供准确的响应,驾驶员能够更容易的驾驶车辆.

5 结论和展望

采用多体动力学模型与控制模型联合仿真和基于参数试验设计方法相结合的优化方法进行车辆动力学系统的仿真分析与优化是一种有效方法. 通过建立考虑各种非线性特性的整车多体模型,并与 Matlab 集成进行 PID 控制,结合相关设计参数进行灵敏度分析,对 PID 控制参数进行调整,利用 iSIGHT 进行整车复杂环境下的多目标优化,结果表明控制效果明显,采用优化后的 VDC 控制系统能够适应复杂工况下车辆的稳定性控制,可以更快跟踪目标路径,能够更加有效地提供准确的响应,驾驶员能够更容易的驾驶车辆.

未来 VDC 系统将与主动悬架控制系统和主动转向系统等控制系统通过网络组成一个车辆动力性综合主动控制网络,使车辆的操纵更加友好,更加安全.

参 考 文 献

- Anton T. van Zanten, Rainer Erhardt, Klaus Landesfeind and Georg Pfaff. VDC systems Development and Perspective. SAE 1998, 980235: 9 ~ 30
- Y. Shibahata, et al. The improvement of vehicle maneuverability by direct yaw moment control. Proc. of AVEC 92, JSAE 1992
- Hideaki Sasaki, Takatoshi Nishimaki. A Side-slip Angle Estimation Using Neural Network for a Wheeled Vehicle. SAE 2000, 01 (0695): 1 ~ 6
- Aleksander Hac, Simpson Melinda D. Estimation of Vehicle Side Slip angle and Yaw Rate. SAE 2000, 01 (0696): 1 ~ 8
- Seongho Chol, Dong-Woo Cho. Control of Wheel Slip Ratio Using Sliding Mode Controller with Pulse Width Modulation. *Vehicle System Dynamics*, 1999, 32: 267 ~ 284
- Farzad Tahami, Shahrokh Farhangi, Reza Kaze-Mi. A Fuzzy Logic Direct Yaw Moment Control System for All Wheel-Drive Electric Vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 2004, 41, (3): 203 ~ 221
- Van Zanten A T, Erhardt R, Pfaff G1VDC. The Vehicle Dynamics Control System of Bosch. SAE 1995, 950759: 1 ~ 8
- L. Ingber. Simulated annealing: Practice versus theory. *Mathematical Computer Modelling*, 1993, 18: 29 ~ 57
- Schittkowski K, Nlpql. A FORTRAN subroutine solving constrained nonlinear programming problems. *Annals of Operations Research*, 1985, 5: 485 ~ 500
- Pacejka Hans B, Baker R gbon. A new tire model with an application in vehicle dynamics studies. SAE 1989, 16: 244 ~ 249
- 王德平, 郭孔辉, 宗长富. 车辆动力学稳定性控制的理论研究. *汽车工程*, 2000, 22 (1): 1 ~ 2 (Wang Deping, Guo Konghui, Zong Changfu. Theoretical study on vehicle dynamics stability control. *Automotive Engineering*, 2000, 22, (1): 1 ~ 2 (in Chinese))
- 施树明, Henk Lupker, Paul Bremmer, Joost Zuurbier. 基于模糊逻辑的车辆侧偏角估计方法. *汽车工程*, 2005, 27(4): 1 ~ 2 (Shi Shuming, Henk Lupker, Paul Bremmer, Joost Zuurbier. Estimation of vehicle side slip angle based on fuzzy logic. *Automotive Engineering*, 2005, 27(4): 1 ~ 2 (in Chinese))

VEHICLE DYNAMIC CONTROL SYSTEM SIMULATION AND OPTIMIZATION USING MULTIBODY DYNAMICS

Zhang Yunqing Gao Si Li Lingyang Qing Gang Chen Liping

(Center for Computer Aided Design, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China)

Abstract A multi-body vehicle dynamic model was built using ADAMS, which was then reduced to a 15 degree of freedom(dof) nonlinear model. Using the 2 dof linear model, a PID control strategy was created, and was then integrated and co-simulated with the 15 dof nonlinear model by the interface of ADAMS/Control. A simulation on ice road with single sine steering angle input was run. The control parameters were optimized and analyzed by a combined optimization algorithm with Adaptive Simulated Annealing (ASA) and Nonlinear Programming Quadratic Line search(NLPQL) method. The simulation results show that the handling stability and safety of the vehicle can be enhanced by the control method, which can be adapted to complex road and driving conditions.

Key words vehicle dynamic control, multibody system dynamic, co-simulation, PID control, optimization