

DOI: 10.3901/JME.2008.11.229

低附路面汽车动力学稳定性控制系统控制策略*

李亮 宋健 于良耀 黄全安

(清华大学汽车安全与节能国家重点实验室 北京 100084)

摘要: 分析低附条件下轮胎—路面的附着特性和轮胎力特性,建立基于HSRI轮胎模型的四轮2自由度模型,分析汽车在实际工况下的动力学稳定特性。应用 β 法分析汽车车身稳定性控制的可控区间,结合车身稳定特性、前后轴稳定特性、轮胎稳定特性,确定低附路面上汽车动力学稳定性控制系统对侧偏角、横摆角速度状态偏差的控制目标。基于上述分析开发出低附路面汽车动力学稳定性控制策略,并通过仿真和实车试验验证了控制效果。

关键词: 动力学稳定性控制 控制策略 低附 β 法 主动横摆力偶矩控制

中图分类号: U463

Control Strategy of Vehicle Dynamic Stability Control System on Low Tire-road Friction Condition

LI Liang SONG Jian YU Liangyao HUANG Quanan

(State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Tsinghua University, Beijing 100084)

Abstract: The tire-road friction characters and the tire force characters on the low friction conditions are studied. The 2-DOF vehicle model with four wheels is developed based on the HSRI tire model, and then the vehicle dynamics stability characteristic is studied for the real driving conditions. Applying the β method, the controllable range of the vehicle dynamics stability control system is analyzed. Then the characters of the vehicle stability, the axle stability, and the tire stability are integrated to study the control objects of the differences of the vehicle slip angle and the yaw rate. Based on the analysis, the vehicle dynamics stability control strategy on the low friction condition is brought forward, and then verified by the hardware-in-the-loop-system simulation and the real vehicle test on the winter test ground.

Key words: Vehicle dynamic stability control Control strategy Low tire-road friction β -method Active yaw moment control

0 前言

汽车动力学稳定性控制系统(Dynamics stability control, DSC),或称为汽车电子稳定程序(Electronic stability program, ESP)或汽车动力学控制(Vehicle dynamics control, VDC)集成了汽车制动防抱系统(Anti-lock braking system, ABS)、牵引力控制系统(Traction control system, TCS)以及主动横摆力偶矩控制系统(Active yaw control, AYC),其中ABS通过调控制动压力防止制动过程中车轮抱死,保证制动稳定性;TCS通过主动制动、牵引力矩控制避免驱动轮过渡滑转,保证汽车驱动稳定性;AYC通过单轮独立控制调节车身稳定横摆力偶矩,保证汽车转

向稳定性。DSC集成控制汽车的制动、驱动系统,调节轮胎横向、纵向力的分布和幅度,全面提高汽车操稳性和安全性^[1-2]。

汽车动力学稳定性是涉及驾驶员、汽车、环境的复杂问题。驾驶员对汽车的操纵基于对常规驾驶条件下汽车的操稳特性的认知,此时汽车动力学响应和驾驶员输入之间是连续线性的^[3],但在高速转向、转向制动、转向加速时,尤其在低附时,汽车对驾驶员输入的响应会进入非稳定区间,甚至导致汽车失控发生交通事故^[4]。因此在极限工况下的汽车稳定性控制成为了汽车主动安全的核心技术。由于冰雪、湿滑路面附着系数显著低于正常路面,汽车更易失稳,同时轮胎—地面附着特性决定了调控作用力有限,因此它是动力学控制的难点。

本文基于理论模型分析了DSC系统在低附条件下控制目标的选择机理;结合车身稳定特性和轮胎稳定特性,确定了低附路面上DSC对侧偏角、横

* 国家自然科学基金资助项目(50575120)。20071118 收到初稿,20080817 收到修改稿

摆角速度状态偏差的控制目标;基于低附下轮胎力特性,应用 β 法分析了车身侧偏角可控区间。开发了低附路面汽车动力学稳定性控制策略与控制器,并通过仿真、冬季试验验证了控制的有效性。

1 汽车与轮胎模型

DSC 通过主动制动调节四轮滑移率,间接调控侧向力,产生主动横摆力偶矩,保证汽车转向稳定性。因此选用四轮 2 自由度模型描述汽车平面运动(图 1)。整车横向、横摆运动微分方程为

$$m_v(\dot{v}_y + v_x \dot{\psi}) = (F_{S1} + F_{S2}) \cos \delta_w + (F_{S3} + F_{S4}) + (F_{B1} + F_{B2}) \sin \delta_w \quad (1)$$

$$J_v \ddot{\psi} = [(F_{S1} + F_{S2})a \cos \delta_w + (F_{S1} - F_{S2})b \sin \delta_w] - (F_{S3} + F_{S4})c + (F_{B1} + F_{B2})a \sin \delta_w - (F_{B1} - F_{B2})b \cos \delta_w - (F_{B3} - F_{B4})b \quad (2)$$

式中 m_v ——整车质量

v_x, v_y ——汽车纵向侧向速度

δ_w ——轮胎转向角

a, b, c ——结构参数

F_B, F_S ——轮胎纵向力及侧向力

J_v ——绕 z 轴转动惯量

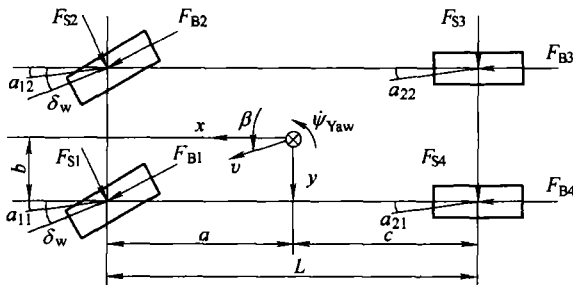


图1 四轮2自由度汽车模型

轮胎模型应用 HSRI(Dugoff 轮胎模型)^[5-6]

$$\mu = \mu_p \left(1 - A_s R \omega \sqrt{\lambda^2 + \tan^2 \alpha} \right) \quad (3)$$

$$H = \left[\left(\frac{\lambda}{1 - \lambda} \frac{k_\lambda}{\mu F_N} \right)^2 + \left(\frac{1}{1 - \lambda} \frac{k_\alpha}{\mu F_N} \tan \alpha \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4)$$

$$\tan \alpha \approx \alpha = \delta_w - \beta_w \quad (5)$$

$$F_S = \begin{cases} \frac{1}{1 - \lambda} \alpha k_\alpha & H < \frac{1}{2} \\ \frac{1}{1 - \lambda} k_\alpha \left(\frac{1}{H} - \frac{1}{4H^2} \right) \tan \alpha & H \geq \frac{1}{2} \end{cases} \quad (6)$$

$$F_B = \begin{cases} \frac{\lambda}{1 - \lambda} k_\lambda & H < \frac{1}{2} \\ \frac{\lambda}{1 - \lambda} k_\lambda \left(\frac{1}{H} - \frac{1}{4H^2} \right) & H \geq \frac{1}{2} \end{cases} \quad (7)$$

式中 μ, μ_p ——附着系数及峰值附着系数

ω ——车轮角速度

R, A_s ——轮胎滚动半径及形状系数

λ ——轮胎滑移率

α, β_w ——侧偏角和轴侧偏角

k_α, k_λ ——轮胎侧偏刚度及滑移刚度

F_N ——垂直载荷

由 HSRI 轮胎模型得到附着系数 0.3 时相对侧向力、纵向制动力、侧偏角和滑移率之间的关系如图 2 所示。

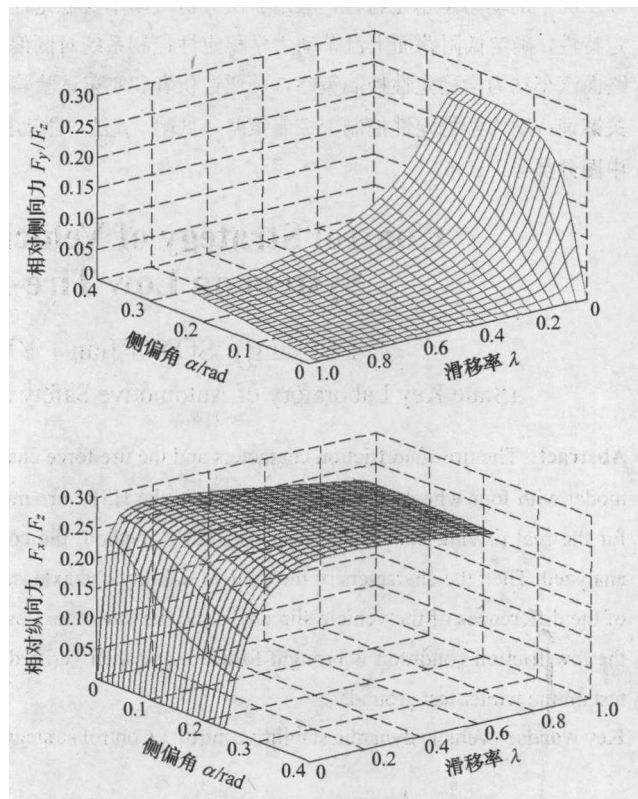


图2 相对侧向力、纵向制动力、侧偏角和滑移率之间的关系

2 汽车动力学稳定性控制目标

通常汽车具有中性稍有不足的转向特性,但当汽车转向制动、转向加速、急转时,较大的纵横向加速度、载荷转移、转向角和侧偏角等因素引致车身动力学特性进入非线性区间,汽车有可能发生过多转向或不足转向,如果侧向力越过附着极限,汽车将产生前、后轴侧滑(图 3)。

DSC 用质心横摆角速度和侧偏角实际值 $\dot{\psi}$ 和 β 表征汽车当前运动状态,用名义值 $\dot{\psi}_{No}$ 和 β_{No} 表征驾驶员预期的运动状态,通过对状态偏差 $\Delta\beta$ 和 $\Delta\dot{\psi}$ 进行反馈控制使汽车实际运动轨迹尽可能接近驾驶员预期。状态控制目标可以简单表述为

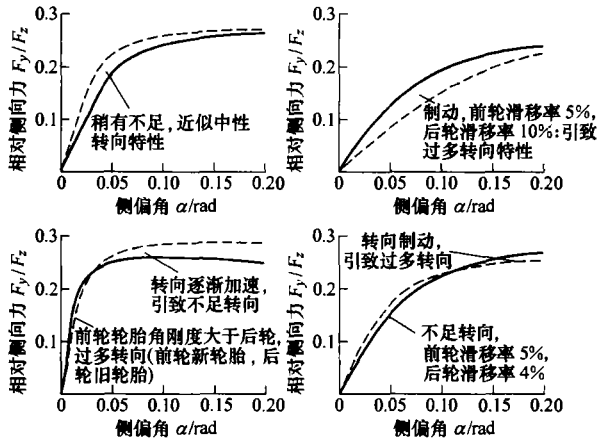


图3 汽车动态转向特性分析(峰值附着系数 0.3)

---后轴侧偏特性 —前轴侧偏特性

$$\Delta\beta = \beta_{No} - \beta \quad (8)$$

$$\Delta\dot{\psi} = \dot{\psi}_{No} - \dot{\psi} \quad (9)$$

基于驾驶员对汽车动态响应的认知^[3], 理想的汽车动力学模型为线性 2 自由度自行车模型, 该模型由式(1)、(2)简化得到

$$m(\dot{v}_y + v_x\dot{\psi}) = F_{Sf} + F_{Sr} \quad (10)$$

$$I_z\ddot{\psi} = aF_{Sf} - bF_{Sr} \quad (11)$$

其中 F_{Sf} , F_{Sr} 为前后轴侧向力。则汽车在转向操作下, 横摆角速度名义值

$$\dot{\psi}_{No} = \frac{v_x\delta_w}{(a+c)[1+(v_x/v_{ch})^2]} \quad (12)$$

由于路面附着限制, 名义横摆角速度上限为

$$|\dot{\psi}_{No}| \leq \mu g/v_x \approx |a_y/a_{y\max}| g/v_x$$

低附路面急转、转向制动、转向加速时汽车运动高度非线性, 侧偏角和横摆加速度不再存在简单的依存关系, 因此还须对侧偏角加以控制。采用 β 法对汽车侧向稳定性加以分析^[7], 可以得到理想的侧偏角控制目标。 β 法指出: 当稳定横摆力偶矩为正, 或者随侧 β 加而增加, 则汽车趋于稳定, 反之趋于失稳。基于提出的汽车、轮胎模型, 应用 β 法仿真得到稳定横摆力偶矩—侧偏角关系如图 4 所示。图 4 中的 δ 表示前轮转向角的输入值。在峰值附着系数 0.3 时, 保持汽车侧偏稳定的名义质心侧偏角 β_{No} 上限在 6° 左右。

3 汽车动力学稳定性控制策略

3.1 整车稳定性分析

定义 $F_R = (F_S^2 + F_B^2)^{1/2}$, 刚度比 $k' = k_a/k_\lambda$, 式

(1)、(2)可以表述为

$$\dot{\beta} = -\beta \frac{\dot{v}_x}{v_x} - \dot{\psi} + \frac{1}{m_v v_x} \sum_1^4 (g_i k' a_i + h_i \lambda_i) \frac{F_{Ri}}{\sqrt{\lambda_i^2 + (k' a_i)^2}} \quad (13)$$

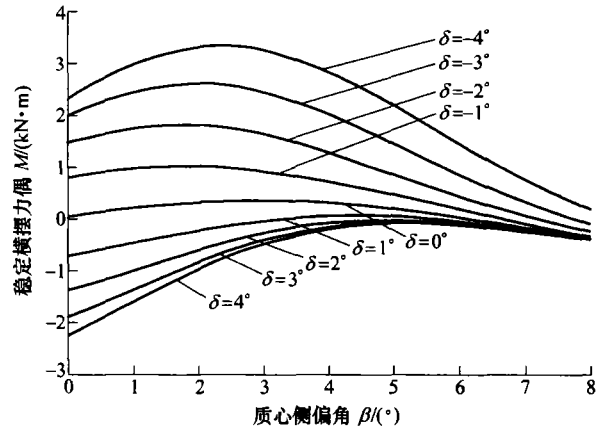


图4 稳定横摆力偶矩—侧偏角关系(附着系数 0.3)

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{J_v} \sum_1^4 (a_i k' \alpha_i + b_i \lambda_i) \frac{F_{Ri}}{\sqrt{\lambda_i^2 + (k' a_i)^2}} \quad (14)$$

式中 $\dot{\beta}$ ——质心侧偏角速度

$\ddot{\psi}$ ——质心横摆角加速度

F_{Ri} ——轮胎 i 的轮胎力合力

α_i, λ_i ——车轮 i 的侧偏角和滑移率

g_i, h_i ——变量系数

式(13)、(14)描述了汽车转向运动。采用逐步增量法, 将方程分段线性化, 则 $\dot{\beta}$ 和 $\ddot{\psi}$ 的增量可以表示为车身侧偏角, 横摆角速度, 以及滑移率的增量线性组合^[8]。引入线性化误差补偿 z_i , 则式(13)、(14)的线性化为

$$\Delta\dot{\beta} = A_{11}\Delta\beta + A_{12}\Delta\dot{\psi} + \sum_1^4 \left. \frac{\partial\dot{\beta}}{\partial\lambda_i} \right|_0 \Delta\lambda_i + z_1 \quad (15)$$

$$\Delta\ddot{\psi} = A_{21}\Delta\beta + A_{22}\Delta\dot{\psi} + \sum_1^4 \left. \frac{\partial\ddot{\psi}}{\partial\lambda_i} \right|_0 \Delta\lambda_i + z_2 \quad (16)$$

式中 $A_{11}, A_{12}, A_{21}, A_{22}$ ——线性化系数

在滑移率 λ_0 邻域内展开有

$$\sum_1^4 \left. \frac{\partial\dot{\beta}}{\partial\lambda_i} \right|_0 = \sum_1^4 \frac{F_{Ri}}{m_v v_x \sqrt{\lambda_0^2 + k'^2 \alpha_i^2}} \times \left[h_i - \frac{\lambda_0 (g_i k' a_i + h_i \lambda_0)}{\lambda_0^2 + k'^2 \alpha_i^2} \right] \quad (17)$$

$$\sum_1^4 \left. \frac{\partial\ddot{\psi}}{\partial\lambda_i} \right|_0 = \sum_1^4 \frac{F_{Ri}}{J_v \sqrt{\lambda_0^2 + k'^2 \alpha_i^2}} \times \left[b_i - \frac{\lambda_0 (a_i k' \alpha_i + b_i \lambda_0)}{\lambda_0^2 + k'^2 \alpha_i^2} \right] \quad (18)$$

式(15)、(16)理论最优解可以通过构建黎卡提方程求解^[1], 由于上述方程只有两个, 须要求解四个车轮最优滑移率, 须要先假定两个车轮的滑移率为常数。在实际的微控制器中这种优化求解的运算是

难以在 20 ms 左右的控制周期中实现的。因此需要对滑移率对车身侧偏角的调控规律加以分析, 基于滑移率对侧偏、横摆稳定性控制的规律, 形成优化的四轮控制策略, 而最优滑移率则由底层滑移率控制器实现。

3.2 滑移率——侧偏稳定性分析

滑移率——侧偏稳定性可以采用 15 自由度(包括车身 3 个方向上的转动, 3 个方向上的平动, 每个轮胎垂直与转动共计 8 自由度, 转向盘角输入 1 个自由度)整车仿真系统加以定性分析。在峰值附着系数为 0.3, 车速为 22.2 m/s, 前轮转向角 -20° 条件下得到滑移率——侧偏稳定性如图 5 所示(主动制动压力特性基于 DSC 的液控单元的实测加压特性)。

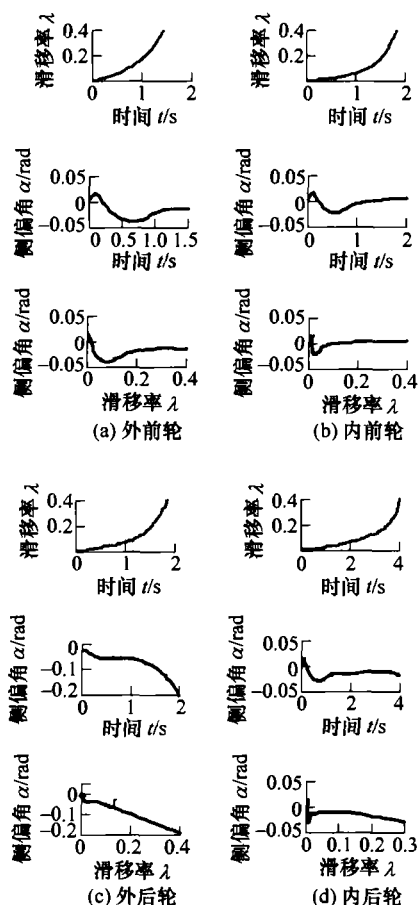


图5 汽车质心侧偏角与滑移率控制特性分析

图 5 的第 1 列为外前轮主动制动时车轮滑移率—时间、质心侧偏角—时间、以及质心侧偏角—滑移率特性曲线, 后面 3 列依次为内前轮、外后轮、内后轮在主动制动控制下的特性曲线。第 2、3 行中虚线表示在附着系数为 0.3 时, 侧偏角 β 的稳定上限。由图 5 知当侧偏角过大, 汽车处于侧向不稳定边界, 表现为不足转向特性时, 内前轮制动, 侧偏角随滑移率增大而减小, 汽车保持侧偏稳定, 同时过渡到过多转向; 内后轮主动制动时, 侧偏角随滑

移率增大先减小后增大, 最终后轴发生侧滑。因此, 当侧偏角 β 为负且越过控制门限时, 可以采用内侧车轮主动制动控制侧向稳定, 优先选用内前轮, 其次选用内后轮, 反之则选择外侧车轮加以控制。

3.3 滑移率——横摆稳定性分析

汽车在转向过程中, 对 4 个车轮(依次为外前轮、内前轮、内后轮、外后轮)进行独立的主动制动时主动横摆力偶矩为

$$M_{11} = -\Delta F_s(a \cos \delta_w - b \sin \delta_w) + \Delta F_B(a \sin \delta_w + b \cos \delta_w) \quad (19)$$

$$M_{12} = -\Delta F_s(a \cos \delta_w + b \sin \delta_w) - \Delta F_B(-a \sin \delta_w + b \cos \delta_w) \quad (20)$$

$$M_{21} = \Delta F_s c - \Delta F_B b \quad (21)$$

$$M_{22} = \Delta F_s c + \Delta F_B b \quad (22)$$

$$\text{式中 } \Delta F_s = \frac{\partial F_s}{\partial \lambda} \Delta \lambda_i + \frac{\partial F_s}{\partial \alpha} \Delta \alpha_i$$

$$\Delta F_B = \frac{\partial F_B}{\partial \lambda} \Delta \lambda_i + \frac{\partial F_B}{\partial \alpha} \Delta \alpha_i$$

附着系数为 0.3 时, 制动滑移、侧偏引致横摆力偶矩变化曲线如图 6 所示, 由图 6a、6b、6c 构成的第 1 列表示 α_i 、 λ_i 变化时侧向力化引致的质心稳定横摆力偶矩的变化; 第 2 列表示 α_i 、 λ_i 变化时, 制动力变化引致的质心稳定横摆力偶矩的变化; 第 3 列表示前两项对质心稳定横摆力偶矩的综合作用。由此可见: 外前轮、内后轮的 α_i 、 λ_i 变化引致的制动力、侧向力对整车稳定横摆力偶矩作用效果一致, 因此这两个车轮成为控制的首要目标。

3.4 控制逻辑

实际上汽车四轮附着状态是动态变化的, 例如当前轮附着 0.3、后轮附着 0.8 时, 外后轮在侧偏角小于 0.1, 整个滑移率区间均可产生和外前轮相当的横摆力偶矩(图 7)。为保证前轴低附抗侧滑能力可以选用后轮控制滑移率控制。因此当汽车处于复杂路面条件下, 则须要根据各个车轮当前动力学状态以及附着条件加以选择。

DSC 控制器首先须要解决的是对汽车动力学状态的判断, 进而基于当前状态和驾驶员预期的状态之间的偏差, 按照四轮优化控制策略, 结合车轮动力学状态, 施以精确的滑移率控制, 从而保证汽车的稳定性。通过上述分析, 均一低附路面上四轮优化控制策略如下。

当 $\Delta \beta \geq 0$, $\Delta \beta \geq \Delta \beta_0$ 时: 外前轮优先增压控制, 外后轮辅助控制。

当 $\Delta \beta \leq 0$, $\Delta \beta \leq \Delta \beta_1$ 时: 内前轮优先增压控制, 内后轮辅助控制。

当 $\Delta \beta_1 \leq \Delta \beta \leq \Delta \beta_0$ 时, 保持当前状态或者减压。

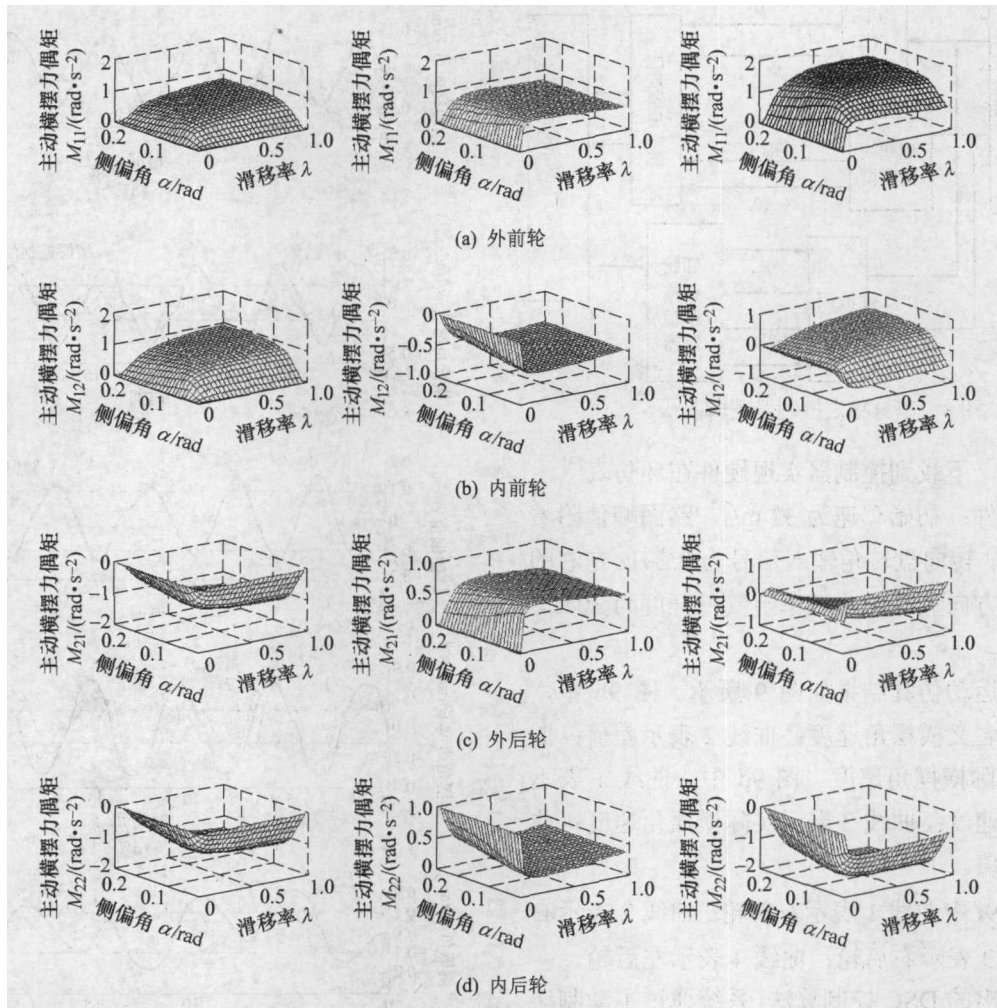


图 6 制动滑移、侧偏引致横摆力偶矩变化曲线

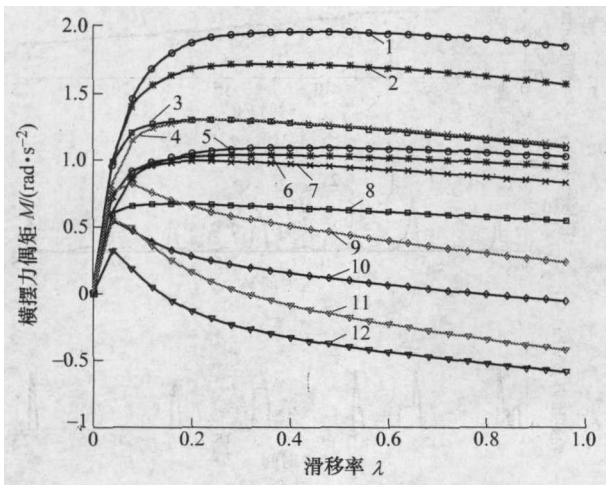


图 7 复杂路面上横摆力偶矩-滑移率关系

- | | |
|---|---|
| 1. 左前轮, $\alpha=0.8 \text{ rad}$, $\mu=0.4$ | 2. 左前轮, $\alpha=0.5 \text{ rad}$, $\mu=0.4$ |
| 3. 左前轮, $\alpha=0 \text{ rad}$, $\mu=0.4$ | 4. 左后轮, $\alpha=0 \text{ rad}$, $\mu=0.8$ |
| 5. 左前轮, $\alpha=0.8 \text{ rad}$, $\mu=0.2$ | 6. 左前轮, $\alpha=0.5 \text{ rad}$, $\mu=0.2$ |
| 7. 左后轮, $\alpha=0 \text{ rad}$, $\mu=0.6$ | 8. 左前轮, $\alpha=0 \text{ rad}$, $\mu=0.2$ |
| 9. 左后轮, $\alpha=0.5 \text{ rad}$, $\mu=0.8$ | 10. 左后轮, $\alpha=0.5 \text{ rad}$, $\mu=0.6$ |
| 11. 左后轮, $\alpha=0.8 \text{ rad}$, $\mu=0.8$ | 12. 左后轮, $\alpha=0.8 \text{ rad}$, $\mu=0.6$ |

当 $\Delta\psi \geq 0$, $\Delta\psi \geq \Delta\psi_1$ 时: 外前轮增压控制。

当 $\Delta\psi \leq 0$, $\Delta\psi \leq \Delta\psi_1$ 时: 内后轮增压控制。

当 $\Delta\psi_1 \leq \Delta\psi \leq \Delta\psi_0$ 时: 保持当前状态或者减压。

DSC 控制器由双层循环控制模式实现, 包括顶层的车身姿态控制循环和底层的轮胎滑移率控制循环。车身姿态控制器通过反馈控制实际汽车动力学状态参量和理想模型参量的差值, 保证汽车横摆与侧偏稳定性; 当 $\Delta\beta$ 和 $\Delta\psi$ 大于设定门限时, 进入单轮主动制动循环, 实施单轮滑移率控制。车身稳定控制器逻辑框图如图 8 所示。滑移率控制器是一个典型的 ABS 滑移率控制器, 用于路面附着识别、最佳滑移率调控。

4 控制策略的仿真分析与试验验证

4.1 仿真分析

应用 xPC 实时仿真工具, 通过 I/O 设备板, 将目标机同执行机构、传感器进行连接, 构建实时仿真平台; 应用 Matlab/Simulink/Stateflow 形成适时控

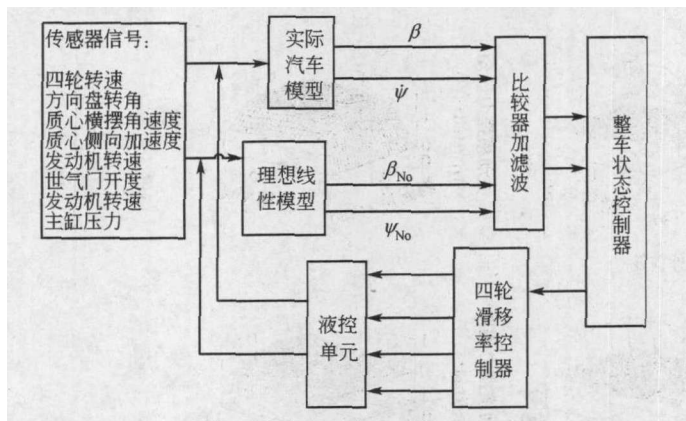


图8 车身稳定控制器逻辑图

制算法代码，下载到控制器实现硬件在环仿真^[9]。

仿真条件：初始车速为 32 m/s，路面峰值附着系数为 0.25，转向盘转角输入信号为 0.2 Hz 左右的伪正弦输入方向盘转角，汽车节气门开度为 30%，挡位为 4 挡。

伪正弦运动仿真结果如图 9 所示。图 9b 中，曲线 1 表示名义横摆角速度；曲线 2 表示差值；曲线 3 表示实际横摆角速度。图 9d 中，曲线 1 表示名义横摆角速度；曲线 2 表示实际横摆角速度；曲线 3 表示差值。

图 9f~9i 中曲线 1 表示左前轮；曲线 2 表示右前轮；曲线 3 表示右后轮；曲线 4 表示左后轮。

应用提出的 DSC 控制算法，系统通过主动制动控制实现了单轮滑移率控制，产生主动横摆力偶矩，将 $\Delta\psi$ 控制在 0.15 rad/s 门限之内， $\Delta\beta$ 控制在 0.1 rad 之内，从而保证了汽车动力学稳定特性。相同条件下，无 DSC 控制时， $\Delta\psi$ 和 $\Delta\beta$ 均超过了稳定性极限，汽车失稳。

4.2 实车试验

将提出控制算法写入电控单元(Electric control unit, ECU)，与液压控制单元(Hydraulic control unit, HCU)一起匹配到某中级轿车上，在黑河冬季试验场完成 DSC 整体样机匹配与低附下控制算法验证试验。试验按照 ISO/3888 的双移线试验标准进行。低附场地试验结果如图 10 所示。图 10c 中，曲线 1 表示名义横摆角速度；曲线 2 表示实际横摆角速度；曲线 3 表示差值。图 10b、10d 中，曲线 1 表示左前轮；曲线 2 表示右前轮；曲线 3 表示右后轮；曲线 4 表示左后轮。

完成有无 DSC 试验各 12 组，试验入口平均车速 $v=18$ m/s，移线过程中四次最大质心横摆角速度平均值为 ψ_{1-4} ，四次转向最大转向角为 δ_{1-4} ，移线通过率等参量如表所示。

从图 10 及表可知：基于横摆角速度、侧偏角

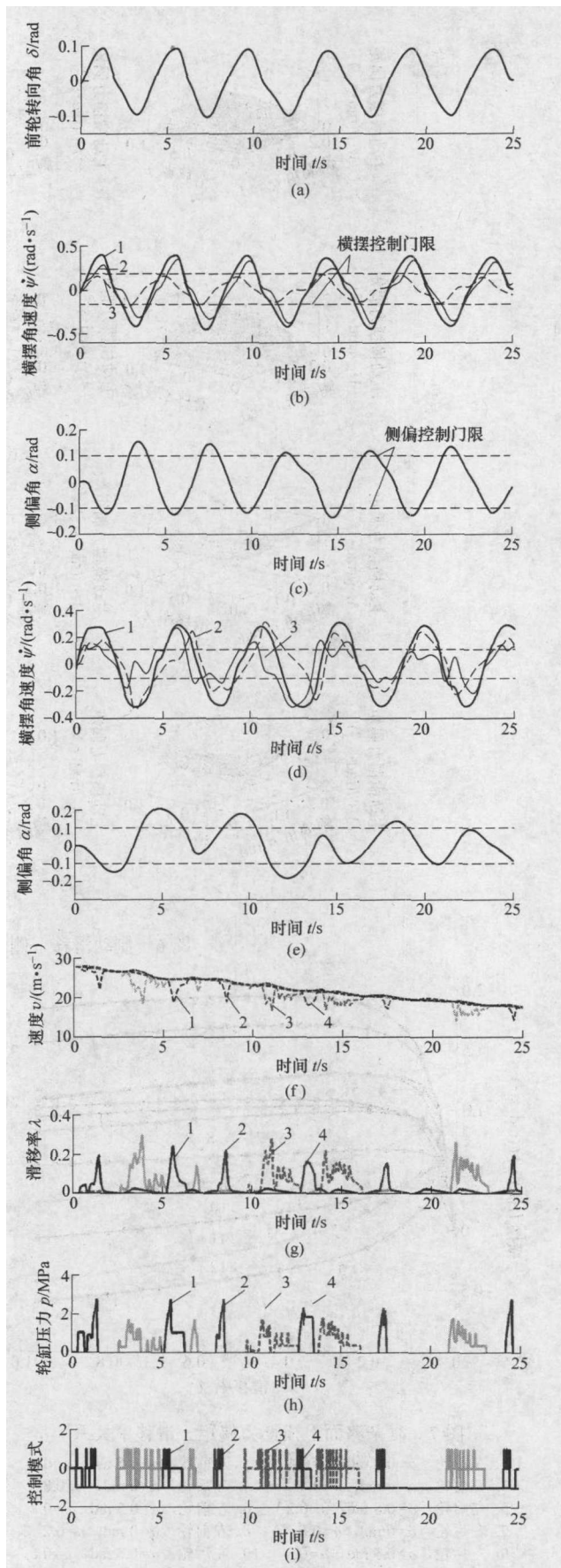


图9 伪正弦运动仿真结果

的状态偏差，对汽车转向过程中的不足或者过多转向特性、以及车身侧偏角进行控制，降低了汽车移

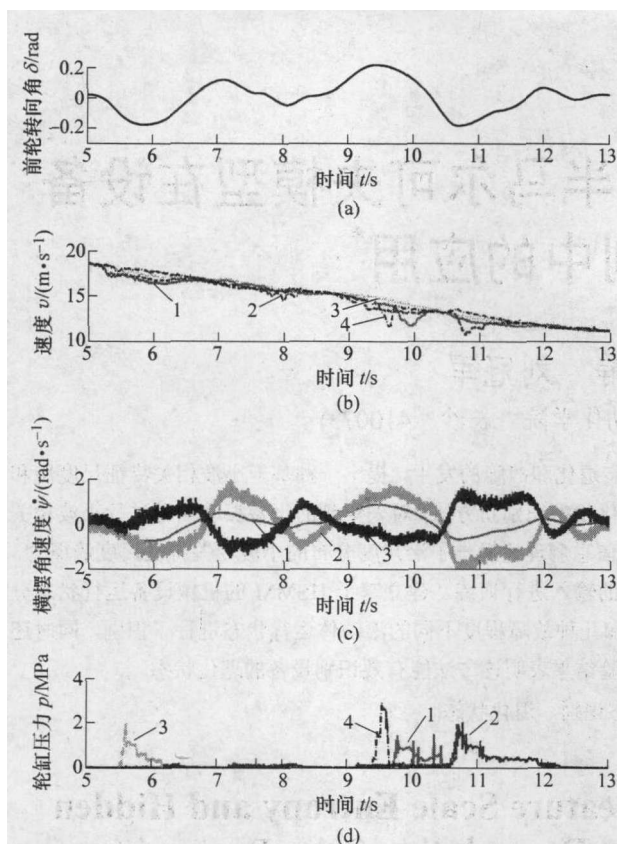


图 10 低附场地试验结果

线过程中横摆角速度差值和车身侧偏角, 提高了极限工况下双移线操作时汽车的通过性。当观测到汽车发生不足转向, 且横摆角速度偏差大于 0.2 rad/s 时, 内后车轮主动制动。当观测到汽车发生过多转向, 且横摆角速度偏差值小于 -0.2 rad/s 时, 外前轮制动。当车身侧偏角偏差达到设定的上限时, 则相应的同侧车轮依次进入干预, 进而验证了控制策略的合理性。

表 低附试验统计结果

DSC	横摆角速度 $\dot{\psi}/(\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$				转向角 $\delta/(\text{°})$				通过率 $\varphi/\%$
	ψ_1	ψ_2	ψ_3	ψ_4	δ_1	δ_2	δ_3	δ_4	
无	-0.497	0.358	-0.358	-0.401	202.5	183.5	-142	-152.5	33.3
有	-0.300	0.230	-0.231	-0.370	155.8	134.8	-120	-147.2	83.3

5 结论

(1) 本文基于理论模型分析了 DSC 系统在低附条件下控制目标的选择机理。结合车身稳定特性和轮胎稳定特性, 分析低附条件下轮胎一路面的附着特性和轮胎力特性, 建立基于 HSRI 轮胎模型的四轮 2 自由度模型。

(2) 基于低附下轮胎力特性, 应用 β 法分析了车身侧偏角可控区间, 确定了低附路面上 DSC 对侧偏角、横摆角速度状态偏差的控制目标。开发了低附

路面汽车动力学稳定性控制策略与控制器, 并通过仿真、冬季试验验证了控制策略的有效性。

参 考 文 献

- [1] ZANTEN A T VAN, ERTARAD R, PFAFF G. Control aspects of the Bosch-VDC[C]//International Symposium on Advanced Vehicle Control, Aachen, Germany, July 24-28, 1996: 573-608.
- [2] TEI Hong, TSENG E, ASHRAFI B. The development of vehicle stability control at Ford[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 1999, 4(3): 223-234.
- [3] PACEJKA B. Tyre and vehicle dynamics[M]. Cornwall: MPG Books Ltd., 2002.
- [4] RYU Jihan, State and parameter estimation for vehicle dynamics control using GPS[D]. Stanford, California, USA: Stanford University, 2005.
- [5] CARLSON C R. Estimation with application for automobile dead reckoning and control[D]. Stanford, California, USA: Stanford University, 2004.
- [6] DUGOFF H, FRANCHER P S, SEGEL L. An analysis of tire traction properties and their influence on vehicle dynamic performance[G]. SAE Paper 700377, 1970.
- [7] SHIBAHATA Y, SHIMADA K, TOMARI T. Improvement of vehicle maneuverability by direct yaw moment control[J]. vehicle System Dynamics, 1993, 22: 465-481.
- [8] LI Liang, SONG Jian, WANG Huiyi. Linear subsystem model for real-time control of vehicle stability control system[C]//IEEE Conference on Robotics, Automation and Mechatronics, Bangkok, Thailand, 2006: 6-11.
- [9] 丁海涛, 郭孔辉, 张建伟. 汽车 ESP 硬件与驾驶员在回路仿真试验台的开发与应用[J]. 汽车工程, 2006, 28(4): 346-350.
- DING Haitao, GUO Konghui, ZHANG Jianwei. Development and application of the hardware and driver-in-the-loop test rig for automotive electronic stability programs[J]. Automotive Engineering, 2006, 28(4): 346-350.

作者简介: 李亮, 男, 1977 年出生, 博士。主要研究方向为汽车动力学与控制以及汽车 CAE, 发表论文 20 余篇。

E-mail: liang-li03@mails.tsinghua.edu.cn

宋健, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为汽车动力学与控制, 发表论文 100 余篇。