基于上界滑模控制的防侧倾稳定性分析

吴圣　王一鸣　方太淞　祝继红　张小炼

（比亚迪汽车工业有限公司，深圳 518000）

【摘要】针对某型轿车在高速急转向工况下的侧倾失稳问题，基于车辆动力学仿真软件CarSim分别设计了基于比例-积分-微分（PID）和滑模控制（SMC）的防侧倾控制模型，通过控制悬架主动力生成防侧倾力矩，并依据车辆的质心位置对前、后轴的防侧倾力矩进行分配。同时，搭建了基于CarSim与Simulink的联合仿真平台，在双移线、角阶跃及稳态回转3种典型工况下对比分析了车身侧倾角、侧倾角-侧向加速度关系曲线以及横向载荷转移率（LTR）等关键指标，结果表明，在防侧倾力矩的控制作用下，车辆在高速急转向时仍能够保持良好的侧倾稳定性。最后，分析了反侧倾力矩对车辆侧倾稳定性的影响，研究发现，相对于防侧倾控制，反侧倾控制不仅可以大幅降低车辆的LTR，还能有效改变车辆的侧倾转向特性。

关键词：车辆动力学控制　侧倾稳定性　防侧倾控制　反侧倾控制

中图分类号：U469.72；U461.6　　**文献标志码：**A　　**DOI：**10.20104/j.cnki.1674-6546.20250244

Analysis of Anti-Roll Stability Based on Upper-Bound Sliding Mode Control

Wu Sheng, Wang Yiming, Fang Taisong, Zhu Jihong, Zhang Xiaolian

(BYD Automotive Industrial Co., Ltd., Shenzhen 518000)

【Abstract】In response to the problem of roll instability of a certain type of sedan under high-speed emergency steering conditions, the paper designed anti-roll control models based on Proportional-Integral-Derivative (PID) control and Sliding Mode Control (SMC) using the vehicle dynamics simulation software CarSim. The controllers generate anti-roll moments through active suspension forces and distribute the anti-roll moments between the front and rear axles according to the vehicle's center of mass position. At the same time, a co-simulation platform based on CarSim and Simulink is established to compare and analyze key indicators such as vehicle roll angle, the relationship curve between roll angle and lateral acceleration, and the Lateral Load Transfer Ratio (LTR) under three typical working conditions: double lane change, steering step input and steady-state cornering. The results show that the vehicle can still maintain good roll stability during high-speed sharp turns under the control of anti-roll moments. In addition, considering the current trend of active suspensions/stabilizer bars towards high actuation forces, the influence of counter-roll moments on vehicle roll stability was analyzed. The study found that compared to anti-roll control, counter-roll control can not only significantly reduce the vehicle's LTR but also effectively change the vehicle's roll-steer characteristics.

Key words: Vehicle dynamics control, Roll stability, Anti-roll control, Counter-roll control

【引用格式】吴圣，王一鸣，方太淞，等. 基于上界滑模控制的防侧倾稳定性分析[J]. 汽车工程师，2026(3)：13-21.

WU S, WANG Y M, FANG T S, et al. Analysis of Anti-Roll Stability Based on Upper-Bound Sliding Mode Control[J]. Automotive Engineer, 2026(3): 13-21.

1　前言

车辆的失稳现象主要可分为横摆失稳和侧倾失稳两类。横摆失稳通常由转向特性异常引发，车辆不足或过度转向使其偏离预期轨迹[1-2]；侧倾失稳主要发生在车辆高速过弯场景，车身在惯性力的作用下向弯道外侧倾斜，侧倾加剧或路面引起的绊倒可能进一步引发车辆侧翻[3-6]。

目前，许多整车制造商采用主动控制技术来抑制车辆的侧倾行为。例如，丰田的动力调节悬架系统（Kinetic Dynamic Suspension System，KDSS）通过液压机制实现防倾杆的功能可调，从而在不同驾驶条件下提供最佳的操控性和舒适性。保时捷动态底盘控制（Porsche Dynamic Chassis Control，PDCC）系统通过在前、后桥内安装两个带有旋转电机的主动横向稳定杆来提高车辆弯道行驶时的稳定性。

赵越民[7]提出一种集成车辆侧向稳定及防侧倾功能的控制策略，有效改善了车辆在高速急转向时的操纵稳定性及侧向稳定性，并有效降低车辆侧倾风险。陈洋睿[8]设计了一套基于“挂载”理念的双叉臂悬架，使车辆在受到侧向力作用时产生与常规悬架相反的侧倾角，从而有效预防侧翻事故。江和耀[9]在模型预测控制框架下提出一种集成车辆侧向稳定及防侧倾功能的控制策略，仿真验证结果表明，该策略能有效改善车辆在高速急转向时的操纵稳定性及侧向稳定性。

目前，对于车辆的侧倾稳定性控制主要集中在防侧倾控制方面，但实际上各类主动悬架的功能参数完全可以实现车辆反侧倾控制，因此本文结合当前的主动悬架发展趋势探究车辆反侧倾控制对车辆侧倾稳定性的影响，以采用前、后独立悬架的某款纯电驱动轿车为研究对象，基于CarSim的整车多体动力学模型，分别构建基于Simulink的PID控制器和采用连续切换策略的滑模控制（Sliding Mode Control，SMC）模型，通过搭建CarSim-Simulink联合仿真平台，在双移线、角阶跃和稳态回转等典型工况下对比分析PID控制器与SMC控制器对车辆侧倾姿态、横向载荷转移率（Lateral Load Transfer Ratio，LTR）及侧倾转向特性的影响，并进一步探讨反侧倾控制策略在调节LTR及改变侧倾转向特性方面的潜在效果与机制。

2 车辆侧倾模型

车辆在高速转弯过程中的侧向加速度导致车身向弯道外侧倾斜，产生侧倾现象。当车身发生侧倾时，其重力会进一步加剧侧倾状态，悬架弹簧和横向稳定杆可以抑制车辆的侧倾行为。车辆的侧倾动力学方程可以表示为[10]：

$$I_x\ddot{\varphi}=m_s h(\dot{v}_y+v_x\gamma)+m_s gh\varphi-I_{xz}\dot{\gamma}+0.5L_w(-F_{sfl}-F_{srl}+F_{sfr}+F_{srr}) \tag{1}$$

式中：I_x为车身侧倾转动惯量，φ为车身侧倾角，m_s为车身质量，h为车身质心到侧倾中心的垂向距离，v_y、v_x分别为车身侧向、纵向速度，γ为车身横摆角速度，L_w为轮距，I_{xz}为车身惯性积，F_{sij}为各轮的悬架动载荷，ij=fl,fr,rl,rr分别表示左前轮、右前轮、左后轮和右后轮。

本文主要研究车辆的侧倾运动，如图1所示[5]，忽略车辆俯仰、横摆运动的影响，并忽略车轮垂向变形，可将式(1)改写为：

$$I_x\ddot{\varphi}=m_s a_y h+m_s gh\varphi+0.5L_w(-F_{sfl}-F_{srl}+F_{sfr}+F_{srr}) \tag{2}$$

式中：a_y为车身质心横向绝对加速度。

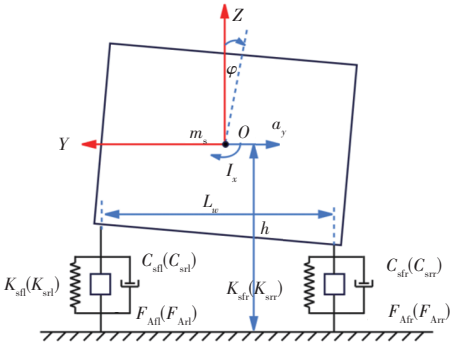


图1 侧倾运动模型

悬架的动载荷可以表示为[11]：

$$\begin{cases}F_{sfl}=C_{sfl}(\dot{Z}_{bfl}-\dot{Z}_{wfl})+K_{sfl}(Z_{bfl}-Z_{wfl})+F_{Afl}\\F_{sfr}=C_{sfr}(\dot{Z}_{bfr}-\dot{Z}_{wfr})+K_{sfr}(Z_{bfr}-Z_{wfr})-F_{Afr}\\F_{srl}=C_{srl}(\dot{Z}_{brl}-\dot{Z}_{wrl})+K_{srl}(Z_{brl}-Z_{wrl})+F_{Arl}\\F_{srr}=C_{srr}(\dot{Z}_{brr}-\dot{Z}_{wrr})+K_{srr}(Z_{brr}-Z_{wrr})-F_{Arr}\end{cases} \tag{3}$$

式中：C_{sij}为各轮悬架阻尼，K_{sij}为各轮悬架刚度，F_{Aij}为各轮悬架主动力，Z_{bij}为各轮车身与悬架连接点处的位移，Z_{wij}为各轮非簧载质量质心处的位移。

车身与各悬架连接点处的垂向位移为[6]：

$$\begin{cases}Z_{bfl}=Z_{wfl}+0.5L_w\varphi\\Z_{bfr}=Z_{wfr}-0.5L_w\varphi\\Z_{brl}=Z_{wrl}+0.5L_w\varphi\\Z_{brr}=Z_{wrr}-0.5L_w\varphi\end{cases} \tag{4}$$

3 悬架主动力防侧倾控制器设计

本文以车身的理想侧倾角为控制目标，利用悬架的主动力设计防侧倾控制器。首先对悬架主动力的控制系统进行动力学建模推导，将式(4)带入式(3)可得：

$$\begin{cases}F_{sfl}=0.5C_{sfl}L_w\dot{\varphi}+0.5K_{sfl}L_w\varphi+F_{Afl}\\F_{sfr}=-0.5C_{sfr}L_w\dot{\varphi}-0.5K_{sfr}L_w\varphi-F_{Afr}\\F_{srl}=0.5C_{srl}L_w\dot{\varphi}+0.5K_{srl}L_w\varphi+F_{Arl}\\F_{srr}=-0.5C_{srr}L_w\dot{\varphi}-0.5K_{srr}L_w\varphi-F_{Arr}\end{cases} \tag{5}$$

将式(5)带入式(2)可以得到维持车辆稳定所需的近似总抗侧倾力矩：

$$\begin{aligned}M_{\mathrm{T}}&=0.5L_{\mathrm{w}}(F_{\mathrm{Afl}}+F_{\mathrm{Afr}}+F_{\mathrm{Arl}}+F_{\mathrm{Arr}})\\&=m_{\mathrm{s}}a_y h+m_{\mathrm{s}}gh\varphi-[0.25(C_{\mathrm{sf}}+C_{\mathrm{sr}})L_{\mathrm{w}}^2\dot{\varphi}+\\&\quad 0.25(K_{\mathrm{sf}}+K_{\mathrm{sr}})L_{\mathrm{w}}^2\varphi+I_x\ddot{\varphi}]\end{aligned}\tag{6}$$

式中：M_{T}为总抗侧倾力矩，$C_{\mathrm{sf}}=C_{\mathrm{sfl}}+C_{\mathrm{sfr}}$、$C_{\mathrm{sr}}=C_{\mathrm{srl}}+C_{\mathrm{srr}}$分别为前、后悬架阻尼，$K_{\mathrm{sf}}=K_{\mathrm{sfl}}+K_{\mathrm{sfr}}$、$K_{\mathrm{sr}}=K_{\mathrm{srl}}+K_{\mathrm{srr}}$分别为前、后悬架刚度。

将$I_x\ddot{\varphi}$移到等式左侧并将式(6)改写为：

$$I_x\ddot{\varphi}=-C_{\mathrm{e}}\dot{\varphi}-K_{\mathrm{e}}\varphi-M_{\mathrm{T}}+H_{\mathrm{e}}\tag{7}$$

式中：$C_{\mathrm{e}}=0.5(C_{\mathrm{sf}}+C_{\mathrm{sr}})L_{\mathrm{w}}^2$为等效阻尼，$K_{\mathrm{e}}=0.5(K_{\mathrm{sf}}+K_{\mathrm{sr}})L_{\mathrm{w}}^2-m_{\mathrm{s}}hg$为等效刚度，$H_{\mathrm{e}}=m_{\mathrm{s}}a_y h$为惯性力矩。

进一步将式(7)改写为：

$$\begin{aligned}\ddot{\varphi}&=-\frac{C_{\mathrm{e}}}{I_x}\dot{\varphi}-\frac{K_{\mathrm{e}}}{I_x}\varphi-\frac{M_{\mathrm{T}}}{I_x}+\frac{H_{\mathrm{e}}}{I_x}\\&=f(\dot{\varphi},\varphi)+du(t)+E(t)\end{aligned}\tag{8}$$

式中：$u(t)$为系统的控制输出，$f(\dot{\varphi},\varphi)=-(C_{\mathrm{e}}/I_x)\dot{\varphi}-(K_{\mathrm{e}}/I_x)\dot{\varphi}$，$d=-1/I_x$，$E(t)=H_{\mathrm{e}}/I_x+\Delta$，$\Delta$为有界未知扰动。

为保证车辆过弯过程中车身侧倾角能够保持理想状态，本文分别采用PID控制器与滑模控制器进行防侧倾控制，并对比两者的控制效果。

基于PID的主动抗侧倾力矩为：

$$M_{\mathrm{T_PID}}=K_{\mathrm{p}}(\dot{\varphi}_{\mathrm{ref}}-\dot{\varphi})+K_{\mathrm{i}}(\varphi_{\mathrm{ref}}-\varphi)+K_{\mathrm{d}}(\ddot{\varphi}_{\mathrm{ref}}-\ddot{\varphi})\tag{9}$$

式中：K_{p}、K_{i}、K_{d}分别为比例增益系数、积分增益系数、微分增益系数，φ_{ref}为理想侧倾角。

根据滑模控制理论，定义滑模切换函数为[12-17]：

$$s=\dot{e}+ce\tag{10}$$

式中：s为滑模函数，c为控制收敛速度的系数，$e=\varphi_{\mathrm{ref}}-\varphi$为理想侧倾角与实际侧倾角的误差。

对式(10)求导可得：

$$\begin{aligned}\dot{s}&=\ddot{e}+c\dot{e}=\ddot{\varphi}_{\mathrm{ref}}-\ddot{\varphi}+c\dot{e}\\&=\ddot{\varphi}_{\mathrm{ref}}-f(\dot{\varphi},\varphi)-du(t)-E(t)+c\dot{e}\end{aligned}\tag{11}$$

设计基于上界的滑模控制器为[18]：

$$u(t)=\frac{1}{d}\left[-f(\dot{\varphi},\varphi)+\ddot{\varphi}_{\mathrm{ref}}+c\dot{e}+K\,\mathrm{sgn}(s)\right]\tag{12}$$

式中：$K=\max|E(t)|+\eta$为切换增益系数，$\eta>0$，sgn为符号函数。

将$f(\dot{\varphi},\varphi)$、d带入式(12)中可得基于滑模控制的主动抗侧倾力矩为：

$$\begin{aligned}M_{\mathrm{T_SMC}}=&-I_x\left[\ddot{\varphi}_{\mathrm{ref}}+c(\dot{\varphi}_{\mathrm{ref}}-\dot{\varphi})+K\,\mathrm{sgn}(s)\right]-\\&C_{\mathrm{e}}\dot{\varphi}-K_{\mathrm{e}}\varphi\end{aligned}\tag{13}$$

符号函数sgn在连续切换过程中会造成执行器具有较大的抖振，因此采用饱和函数sat进行替换：

$$\begin{aligned}M_{\mathrm{T_SMC}}=&-I_x\left[\ddot{\varphi}_{\mathrm{ref}}+c(\dot{\varphi}_{\mathrm{ref}}-\dot{\varphi})+K\cdot sat(s)\right]-\\&C_{\mathrm{e}}\dot{\varphi}-K_{\mathrm{e}}\varphi\end{aligned}\tag{14}$$

其中：

$$sat(s)=\begin{cases}1, & s>\Lambda\\ ks, & |s|\leqslant\Lambda,\ k=1/\Lambda\\ -1, & s<-\Lambda\end{cases}\tag{15}$$

式中：Λ为边界层，一般取$\Lambda=0.05$。

根据车辆质心的分布特点确定四轮悬架的主动力：

$$\begin{cases}F_{\mathrm{Afl}}=-\dfrac{\alpha M_{\mathrm{T_C}}}{L_{\mathrm{w}}}\\ F_{\mathrm{Afr}}=\dfrac{\alpha M_{\mathrm{T_C}}}{L_{\mathrm{w}}}\\ F_{\mathrm{Arl}}=-\dfrac{(1-\alpha)M_{\mathrm{T_C}}}{L_{\mathrm{w}}}\\ F_{\mathrm{Arr}}=\dfrac{(1-\alpha)M_{\mathrm{T_C}}}{L_{\mathrm{w}}}\end{cases}\tag{16}$$

式中：α为前后质量分配系数，$M_{\mathrm{T_C}}$为控制器输出的主动抗侧倾力矩。

4 防侧倾控制仿真测试

本文采用CarSim与Simulink进行联合仿真，基于CarSim建立整车多体动力学模型，通过Simulink中的PID与滑模控制器控制悬架输出主动力，抑制车辆的侧倾行为。

4.1 双移线工况测试

图2所示为不同控制方式下车身侧倾角随时间的变化情况。分析图2可知，在无悬架主动控制时，车身的峰值侧倾角达到-3.25°，在PID控制器和SMC控制器作用下，峰值分别下降到-0.41°、-0.08°。需要指出的是，在SMC控制器的控制下基本可以实现车身的零侧倾状态。

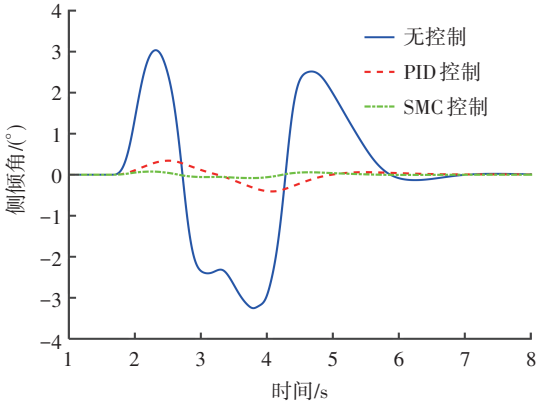


图2 双移线工况下的车身侧倾角仿真结果

图3所示为不同控制方式下的侧向加速度-侧倾角相图。由图3可知：在无悬架主动控制条件下，侧向加速度较大时车身的侧倾角较大；在PID控制器控制下，车身侧倾得到有效控制；在SMC控制器的控制下，车身侧倾角基本在0°附近随侧向加速度波动。

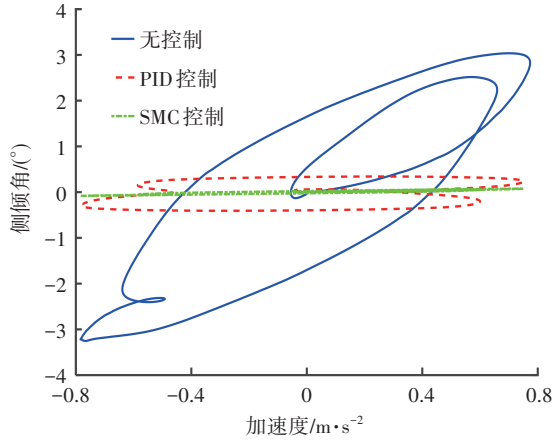


图3　双移线工况下的侧向加速度-侧倾角相图

图4所示为车辆在双移线工况下的横向载荷转移率，其定义为[19-20]：

$$R_{LT}=\frac{F_{zl}-F_{zr}}{F_{zl}+F_{zr}} \tag{17}$$

式中：F_{zl}、F_{zr}分别为左、右轮垂向载荷。

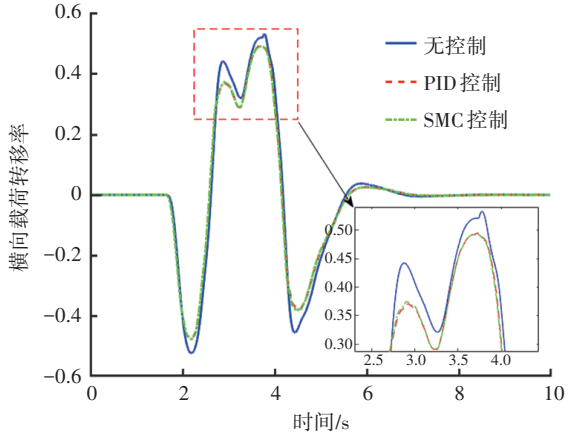


图4　双移线工况下的横向载荷转移率仿真结果

分析图4可以发现，在无悬架主动控制时LTR的峰值为-0.53，在PID控制器与SMC控制器的主动控制下，LTR峰值分别下降到-0.472和-0.470。这是由于抑制车辆侧倾后，减小了由质心侧偏所引起的侧倾力矩，从而减小了车辆的轮荷转移，进而避免了因车轮失去附着所引起的失稳以及侧倾加剧所导致的侧翻事故。

仿真结果表明，以车辆不与双移线障碍桩筒发生碰撞作为标准，悬架主动抗侧倾控制下车辆通过速度有所提高。进一步分析如图5所示的车辆运行轨迹发现，在悬架的防侧倾控制下，车辆运行轨迹更靠近弯道内侧，避免了与桩筒碰撞。这是由于当车辆发生侧倾时，弯道内侧悬架弹簧伸长导致内侧车轮前束角增加、外侧悬架弹簧压缩导致外侧车轮前束角减小，从而增加了车辆的不足转向度，降低了灵活性。主动悬架的抗侧倾力矩介入后，减小了内、外侧悬架弹簧的压缩/伸长程度，从而减小了不足转向度，提高了灵活性。

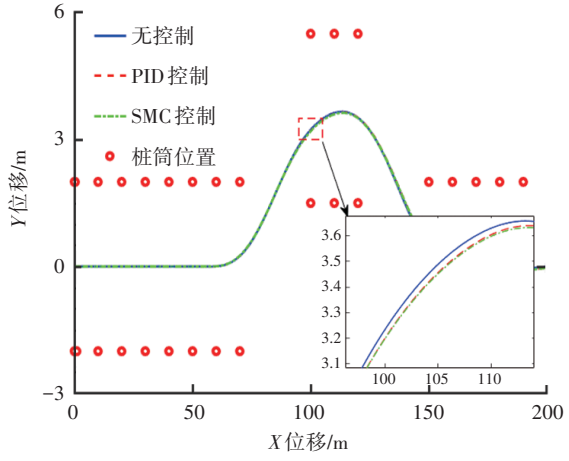


图5　双移线工况下的车辆行驶轨迹仿真结果

4.2　角阶跃工况测试

如图6所示为角阶跃工况的转向盘转角输入[21]，该工况的车速为100 km/h，转向盘在0.5 s的时间内转动180°。

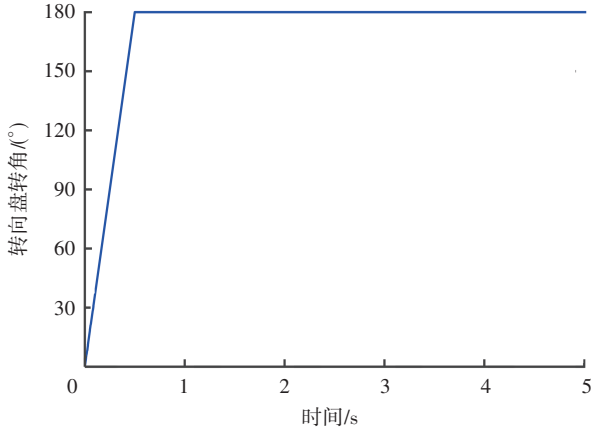


图6　角阶跃工况转向盘转角输入

图7所示为不同控制方式下的车身侧倾角。分析图7可以发现，在无悬架主动控制时车身的峰值侧倾角达到3.51°，在基于PID、SMC的悬架主动控制下峰值分别下降到0.42°、0.097°，其中，在SMC的控制下车身基本可以实现零侧倾。

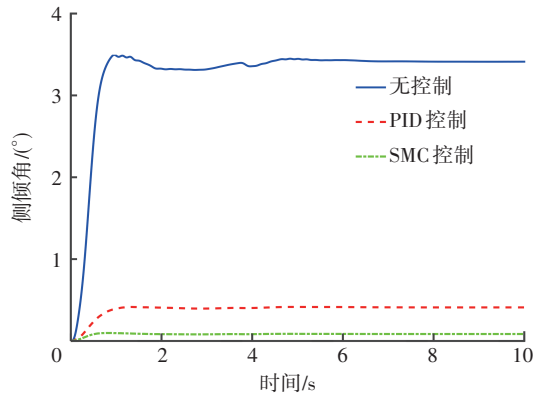


图7　角阶跃工况下的车身侧倾角仿真结果

图8所示为不同控制方式下的侧向加速度-侧倾角相图。分析图8可知，无悬架主动控制时侧倾角随侧向加速度呈现显著上升趋势，在基于PID和SMC的悬架主动控制下，侧倾梯度均维持在较小范围，且采用SMC控制器时的侧倾梯度较小。

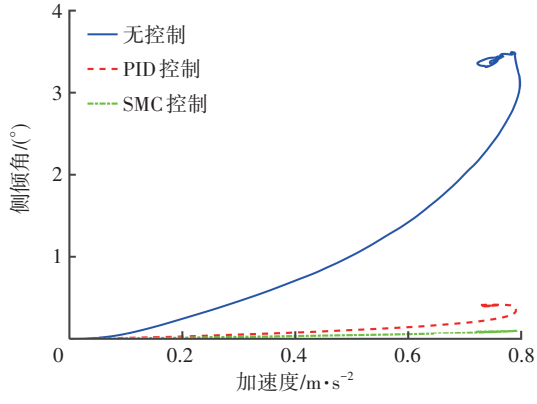


图8　角阶跃工况下的侧向加速度-侧倾角相图

图9所示为不同控制方式下LTR随时间的变化情况。分析图9可知，车辆的LTR峰值在无悬架主动控制时为-0.543，在基于PID和SMC的悬架主动控制下峰值分别下降到-0.514和-0.513。

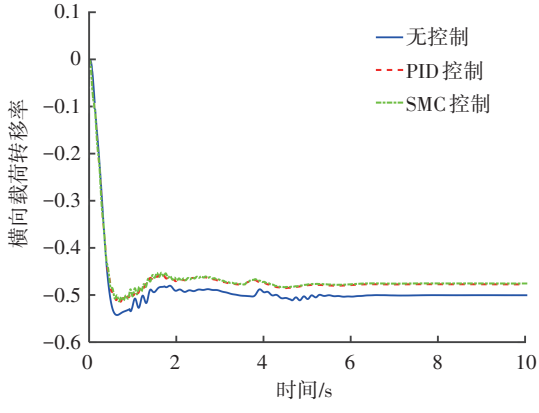


图9　角阶跃工况下的横向载荷转移率仿真结果

4.3　稳态回转工况测试

稳态回转试验的主要目的是考查车辆的不足转向度和侧倾梯度等指标[22]。依据GB/T 6323—2014《汽车操纵稳定性试验方法》，稳态回转试验分为定转角和定半径两种。本文采用定转角稳态回转工况进行仿真分析，仿真条件如表1所示。

表1　稳态回转试验要求

序号	项目	试验要求
1	载荷状态	半载
2	试验车速	最低稳定速度沿圆周行驶半圈后固定转向盘转角，逐步加速，纵向加速度不大于0.25 m/s²
3	转向盘转角	保持恒定不变
4	初始试验半径	≥15 m
5	试验终止条件	侧向加速度≥6.5 m/s²

图10所示为车身侧向加速度-侧倾角相图，无悬架主动控制状态下的侧倾梯度为4.49 (°)/g，基于PID的悬架主动控制下的侧倾梯度为0.615 (°)/g，基于SMC的悬架主动控制状态下的侧倾梯度为0.137 (°)/g。可见，防侧倾控制下车身的侧倾梯度显著减小，其中SMC的控制效果优于PID控制，侧倾梯度降低了77.7%。

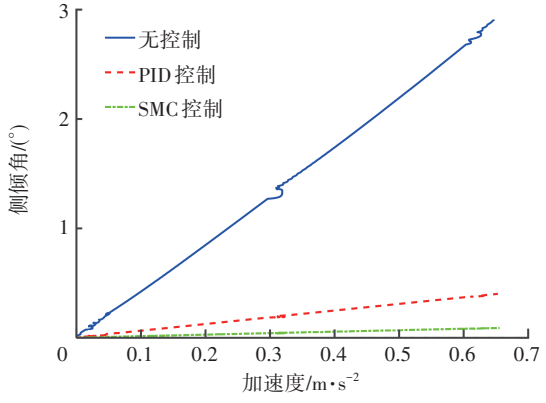


图10　稳态回转工况下的侧向加速度-侧倾角相图

如图11所示为稳态回转工况中的车辆行驶轨迹。结果表明：在第1圈行驶中，防侧倾控制状态下的车辆与无悬架主动控制状态下的车辆轨迹基本一致；在第2圈和第3圈行驶中，防侧倾控制状态下的车辆轨迹相对于无悬架主动控制状态下的车辆轨迹更靠近弯道内侧，且靠近的幅度逐渐增加。这种现象是由于防侧倾控制系统将车辆的侧倾角控制在较小的范围内，避免了车辆因侧倾引起的不足转向，而无悬架主动控制状态下的车辆由于车速逐渐增加导致侧向加速度和侧倾角增大，进而导致不足转向度增大，致使车辆的转弯半径增大，具体表

现为车辆行驶轨迹相对于防侧倾状态下的车辆轨迹更靠近弯道外侧。

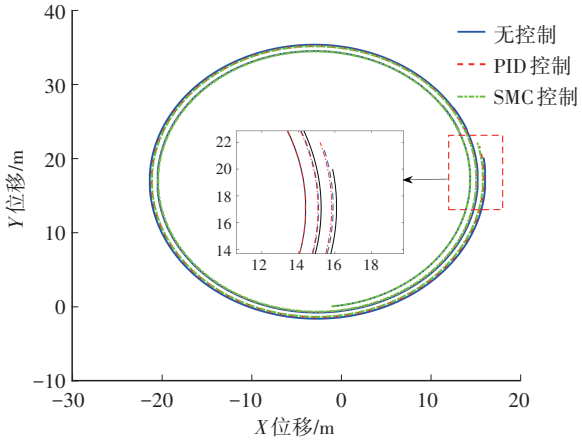


图11　稳态回转工况下的车辆行驶轨迹仿真结果

5　反侧倾控制仿真测试

随着主动悬架及主动横向稳定杆向着高功率、高主动力及高响应速度方向发展，当前此类底盘执行机构不仅能实现车辆的防侧倾控制，甚至可以实现车辆的反侧倾控制，即通过主动悬架/横向稳定杆的主动力使车辆向弯道内侧侧倾。此时，重力偏移产生的力矩方向与横向加速度所引起的侧倾力矩方向相反，从而减小了车辆的侧倾力矩，更好地分配了左右轮的轮荷，最终有效降低了LTR[23]。

将4.3节稳态回转测试中无悬架主动控制状态的侧倾梯度（4.49 (°)/g）取反，即−4.49 (°)/g，设定为反侧倾控制的目标侧倾角，其中防侧倾对比数据采用基于SMC的悬架主动控制时的相关数据。根据此方法，设定不同侧向加速度下的目标反侧倾角度。

图12所示为稳态回转测试中不同控制方式下的车身侧倾角随时间的变化情况。分析图12可知，反侧倾控制状态下的车辆侧倾角与无悬架主动控制状态下基本相反，表明控制器成功实现了反侧倾控制。

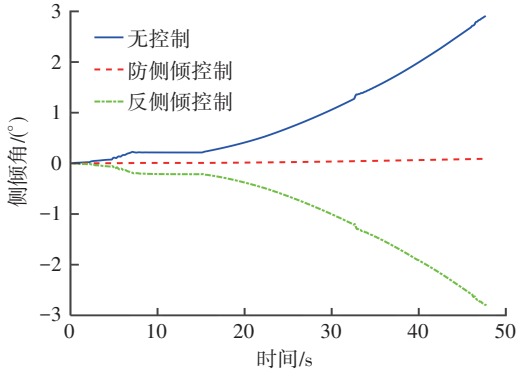


图12　稳态回转工况不同控制方式下的车身侧倾角

图13所示为不同控制方式下的横向载荷转移率，无悬架主动控制状态下的LTR峰值为−0.426，防侧倾状态下的LTR峰值为−0.409，反侧倾状态下的LTR峰值为−0.383。相对无悬架主动控制状态，防侧倾控制使LTR峰值下降了3.99%，而反侧倾控制降低了10.09%。因此，反侧倾控制对于LTR的降低效果更为明显，能更好地平衡左右轮荷，从而降低由于车轮失去附着导致失稳或侧倾加剧导致的侧翻风险。

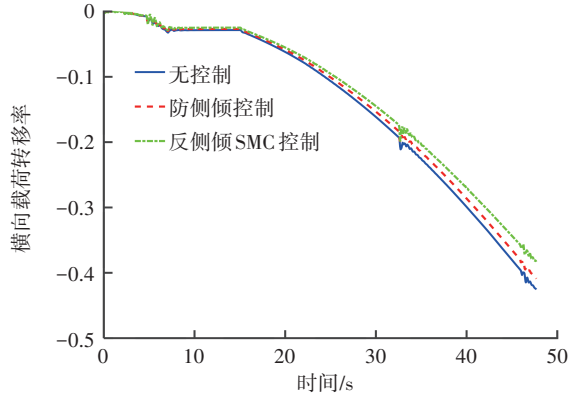


图13　稳态回转工况不同控制方式下的横向载荷转移率

图14所示为不同控制方式下的行驶轨迹，反侧倾控制车辆的行驶轨迹更靠近弯道内侧，其第3圈轨迹甚至已经接近车辆第2圈轨迹。这是由于反侧倾状态使车辆的侧倾转向效应由增加不足转向转为减小不足转向，本质上改变了车辆的侧倾转向特性，从而提高了机动灵活性。

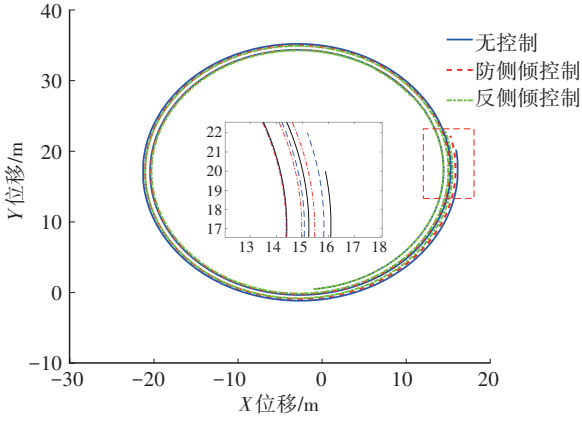


图14　稳态回转工况不同控制方式下的行驶轨迹

不同控制方式下主动悬架/横向稳定杆主动力输出如图15所示，可以发现，反侧倾控制所需的主动力高于防侧倾控制。结合车辆侧向加速度和车身侧倾角（见图16、图17）分析可知，当侧向加速度达到6.5 m/s^2、反侧倾控制角度达到−2.8°时，反侧倾控制的主动力输出达到−4 673 N，而实现相同侧向

加速度时，防侧倾控制的目标主动力为-3 362 N。因此，要实现车辆反侧倾的控制目标，主动悬架/横向稳定杆需满足更高的性能要求。

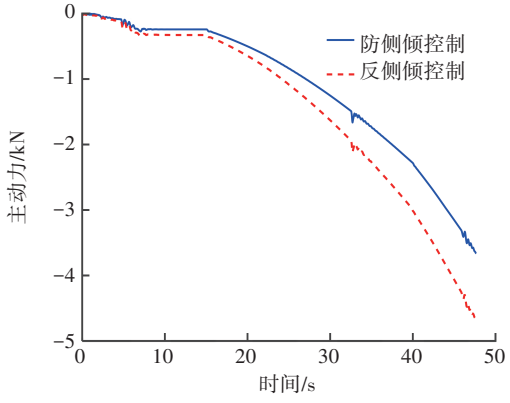


图15　稳态回转工况不同控制方式下主动悬架/横向稳定杆主动力输出

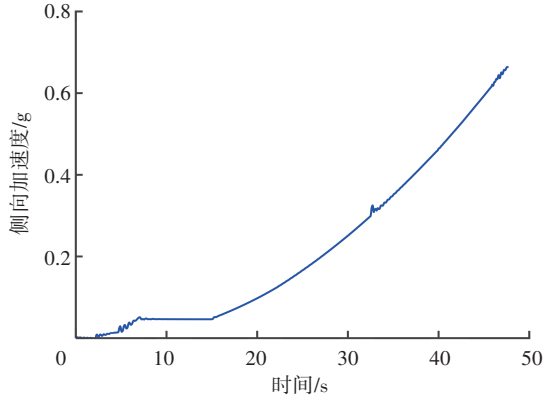


图16　稳态回转工况反侧倾控制状态下的车辆侧向加速度

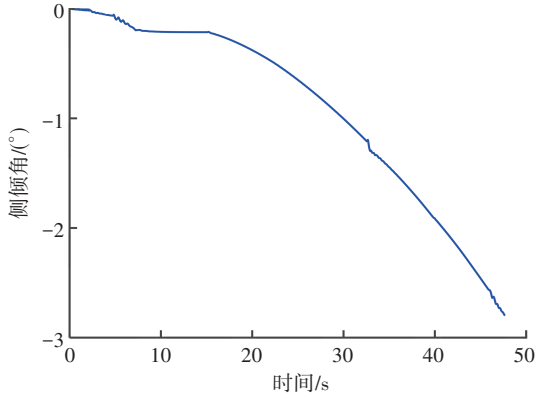


图17　稳态回转工况反侧倾控制状态下的车身侧倾角

6　结束语

本文以某型轿车为研究对象，通过搭建CarSim-Simulink联合仿真平台，在双移线、角阶跃以及稳态回转等典型工况下研究了PID与SMC两种控制器对车辆侧倾姿态、LTR及侧倾转向特性的影响。结果表明，基于悬架主动力的防侧倾控制能够很好地抑制车辆在过弯时的侧倾行为，其中基于SMC的防侧倾控制对于车身的侧倾抑制效果较好，在各种工况下均能实现整车的零侧倾控制目标。反侧倾仿真分析发现，反侧倾控制相对于防侧倾控制可以大幅降低车辆在过弯过程中的横向载荷转移率，同时可以将侧倾引起的不足转向变为引起过度转向，从而提升了车辆的机动灵活性，但是这对于主动悬架/稳定杆的性能要求极高。

参　考　文　献

[1] 白鑫, 沈童, 王凡勋, 等. 基于驾驶人操纵稳定域的分布式驱动电动汽车多模态扭矩分配策略研究[J]. 机械工程学报, 2025, 61(14): 166-183.
BAI X, SHEN T, WANG F X, et al. Multi-Modes Torque Distribution Strategy for Distributed Drive Electric Vehicle Based on the Driver Maneuverability Stability Region[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2025, 61(14): 166-183.

[2] 周庆辉, 张博宇. 双半挂汽车列车联合控制下高速横向稳定性[J]. 科学技术与工程, 2025, 25(17): 7365-7372.
ZHOU Q H, ZHANG B Y. High-Speed Lateral Stability of Double Semi-Trailer Trucks Train with Coordinated Control [J]. Science Technology and Engineering, 2025, 25(17): 7365-7372.

[3] 桑楠, 白玉, 董彦龙. 基于主动悬架的车辆防侧倾控制[J]. 常州工学院学报, 2024, 37(6): 23-32.
SANG N, BAI Y, DONG Y L. Active Anti-Roll Control of Vehicle Based on Active Suspension[J]. Journal of Changzhou Institute of Technology, 2024, 37(6): 23-32.

[4] 魏星. 半挂式液罐车防侧翻集成与路径跟踪协调控制研究[D]. 淮南: 安徽理工大学, 2023.
WEI X. Research on Anti-Rollover Integrated and Path Tracking Coordinated Control of Tractor-Semitrailer Tank [D]. Huaian: Anhui University of Science and Technology, 2023.

[5] 吴科甲, 马钰杰, 陈文印, 等. 基于差动制动的重型车辆防侧翻控制研究[J]. 兰州文理学院学报(自然科学版), 2025, 39(3): 84-89.
WU K J, MA Y J, CHEN W Y, et al. Research on Anti-Rollover Control of Heavy Vehicles Based on Differential Braking[J]. Journal of Lanzhou University of Arts and Science (Natural Sciences), 2025, 39(3): 84-89.

[6] 杨秀建, 郭兴瑞, 姜壁刚, 等. 考虑车辆侧翻稳定性的无人车自适应路径规划[J/OL]. 计算机工程与应用, (2025-07-02)[2025-12-17]. https://doi.org/10.3778/j.issn.1002-8331.2501-0260.
YANG X J, GUO X R, JIANG B G, et al. Unmanned Ground Vehicle Adaptive Path Planning with Consideration

of Vehicle Rollover Stability[J/OL]. Computer Engineering and Applications, (2025-07-02)[2025-12-17]. https://doi.org/10.3778/j.issn.1002-8331.2501-0260.

[7] 赵越民. 基于道路曲率的智能汽车稳定性控制[D]. 长春: 吉林大学, 2024.
ZHAO Y M. Intelligent Vehicle Stability Control Based on Road[D]. Changchun: Jilin University, 2024.

[8] 陈洋睿, 刘显贵, 罗熙, 等. 挂载式悬架结构设计及防侧翻性能验证[J]. 机械工程学报, 2024, 60(19): 187-198.
CHEN Y R, LIU X G, LUO X, et al. Structural Design and Anti-Roll Performance Verification of Mounted Suspension [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2024, 60(19): 187-198.

[9] 江和耀, 王永海, 吴幼冬, 等. 四轮毂驱动电动车辆横向稳定与侧倾预防协同控制策略[J]. 吉林大学学报(工学版), 2024, 54(2): 540-549.
JIANG H Y, WANG Y H, WU Y D, et al. Coordinated Lateral Stability and Rollover Prevention Control for Four-Wheel Independent Motor Drive Electric Vehicles[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2024, 54(2): 540-549.

[10] 陈祥林. 基于DSP硬件在环的汽车主动横向稳定控制系统研究[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2018.
CHEN X L. Research on the Active Lateral Stability Control System of the Vehicle Base on DSP HIL[D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2018.

[11] 杨生. 主动悬架的分布式模型预测控制研究[D]. 长春: 长春工业大学, 2023.
YANG S. Research on Distributed Model Predictive Control for Active Suspension[D]. Changchun: Changchun University of Technology, 2023.

[12] 李中奇, 余剑烽, 周靓. 重载列车运行过程的滑模自抗扰控制方法[J/OL]. 西南交通大学学报, (2025-04-01)[2025-12-17]. https://link. cnki. net/urlid/51.1277.u.20241030.1442.004.
LI Z Q, YU J F, ZHOU L. Operation Control Method of Heavy Duty Train Based on Sliding Mode Active Disturbance Rejection Control[J/OL]. Journal of Southwest Jiaotong University, (2025-04-01) [2025-12-17]. https://link.cnki.net/urlid/51.1277.u.20241030.1442.004.

[13] 韩兆玉, 徐传芳, 高晨旺. 基于RBFNN的高速列车分数阶滑模速度跟踪控制[J/OL]. 铁道科学与工程学报, (2025-07-02) [2025-12-17]. https://doi. org/10.19713/j.cnki.43-1423/u.T20250597.
HAN Z Y, XU C F, GAO C W. Fractional-Order Sliding Mode Speed Tracking Control of High-Speed Train Based on RBFNN[J/OL]. Journal of Railway Science and Engineering, (2025-07-02) [2025-12-17]. https://doi. org/10.19713/j.cnki.43-1423/u.T20250597.

[14] 刘永慧, 田米雪. 基于扩展状态观测器的机械臂固定时间滑模控制[J]. 上海第二工业大学学报, 2025, 42(2): 202-209.
LIU H Y, TIAN M X. Fixed-Time Sliding Mode Control of Manipulator Based on Extended State Observer[J]. Journal of Shanghai Polytechnic University, 2025, 42(2): 202-209.

[15] 张付军, 张宸瀚, 胡博睿, 等. 基于广义比例积分观测器的高压共轨系统新型滑模控制方法[J]. 北京理工大学学报, 2025, 45(8): 866-876.
ZHANG F J, ZHANG C H, HU B R, et al. A New Sliding Mode Control Method Based on Generalized Proportional Integral Observer for High Pressure Common Rail System [J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2025, 45 (8): 866-876.

[16] 赵强, 唐英龙, 刘博航, 等. 基于主动稳定杆的智能车辆避障侧倾稳定性控制[J]. 自动化与仪表, 2025, 40(6): 29-34.
ZHAO Q, TANG Y L, LIU B H, et al. Roll Stability Control of Intelligent Vehicle Obstacle Avoidance Based on Active Stabilizer Bar[J]. Automation & Instrumentation, 2025, 40 (6): 29-34.

[17] 米钇朴, 李壮举, 赵伟, 等. 基于扩张状态观测器的3-RPS并联机器人固定时间滑模控制[J]. 机电工程, 2025, 42(11): 2189-2200.
MI Y P, LI Z J, ZHAO W, et al. Fixed-Time Sliding Mode Control for 3-RPS Parallel Robot Based on Extended State Observer[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2025, 42(11): 2189-2200.

[18] United States National Highway Traffic Safety Administration. Traffic Safety Facts 2017: A Compilation of Motor Vehicle Crash Data: DOT HS812 806[R]. Washington, DC, USA: United States National Highway Traffic Safety Administration, 2019.

[19] 陈洋睿, 刘显贵, 罗熙, 等. 挂载式悬架结构设计及防侧翻性能验证[J]. 机械工程学报, 2024, 60(19): 187-198.
CHEN Y R, LIU X G, LUO X, et al. Structural Design and Anti-Roll Performance Verification of Mounted Suspension [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2024, 60(19): 187-198.

[20] 刘国海, 张贺, 张多, 等. 高地隙四轮独立驱动喷雾机路径跟踪与防侧翻控制[J]. 江苏大学学报(自然科学版), 2023, 44(6): 657-664.
LIU G H, ZHANG H, ZHANG D, et al. Path Tracking and Anti-Rollover Control of High Gap Four-Wheel Independent Drive Sprayer[J]. Journal of Jiangsu University

(Natural Science Edition), 2023, 44(6): 657-664.

[21] 高兆桥. 集成悬架系统的四轮线控转向系统研究[D]. 淄博: 山东理工大学, 2023.
GAO Z Q. Research on Four-Wheel Steer by Wire System Integrated by Suspension System[D]. Zibo: Shandong University of Technology, 2023.

[22] 刘芳, 于长青, 韩杰, 等. 整车操纵稳定性数学模型研究及仿真分析[J]. 计算机仿真, 2025, 42(3): 350-357.
LIU F, YU C Q, HAN J, et al. Research and Simulation Analysis of Mathematical Model of Vehicle Handling Stability[J]. Computer Simulation, 2025, 42(3): 350-357.

[23] 徐东鑫, 王国业, 王亚. 窄体车主动侧倾极限态动力学机理研究[J]. 汽车工程, 2023, 45(1): 61-69.
XU D X, WANG G Y, WANG Y. Research on Dynamic Mechanism of Narrow Body Vehicle in Limit State of Active Roll[J]. Automotive Engineering, 2023, 45(1): 61-69.

（责任编辑　弦　歌）

修改稿收到日期为2025年12月17日。

《汽车文摘》征文

《汽车文摘》（月刊）于1963年7月3日创刊，由国务院国有资产监督管理委员会主管、中国第一汽车集团有限公司主办，为中国汽车工程学会会刊。《汽车文摘》以“览全球汽车技术文献，指中国汽车技术之道”为使命，以打造“中国汽车前沿与创新技术传播与交流的重要平台”为愿景，致力于成为汽车领域最具影响力的综述类期刊。

《汽车文摘》深耕电动化、智能化、网联化、共享化和智能制造5大方向和10大领域，聚焦新能源、燃料电池与混合动力汽车、智能网联汽车、氨氢融合零碳和碳中性燃料、汽车安全、健康与舒适、碳达峰与碳中和、生命周期评价（LCA）与技术经济分析、智能制造、材料轻量化与一体化压铸、飞行汽车前沿与创新技术综述论文，揭示相关领域的新动态、新趋势、新技术和新进展，为广大科研和工程技术人员进一步发展这一领域提供新突破口、新出发点和新基准。

欢迎高等院校师生、研发工程技术人员、技术管理人员，充分发挥专业领域优势，深度挖掘国内外高影响力学术期刊与其它文献，形成某个技术领域前沿综述。

《汽车文摘》选题范围：

电动化：混合动力关键技术；动力电池关键技术；先进充电技术；电驱动系统及电力电子技术；智能底盘及子系统线控关键技术；燃料电池动力系统设计与优化。

智能化：新型电子电气架构；自动驾驶感知、决策与运动控制；智能新能源汽车测试评价方法与工具链；车辆智能安全技术。

网联化：智能网联云控技术；车用通信及网络技术；车路协同技术；汽车人因、人机交互与智慧座舱；信息安全与预期功能安全；车网融合（V2G）及应用。

低碳化：汽车节能与排放技术；清洁能源动力系统技术；碳达峰、碳中和；氢燃料制、储、运、加及安全管控技术；生命周期评价（LCA）、标准法规与技术经济分析；氨氢融合零碳和碳中性燃料。

轻量化：新能源汽车新材料技术；混合材料轻量化设计；一体化压铸。

共享化：区块链技术与移动出行；车辆大数据挖掘方法与应用案例。

燃料电池：电池堆、电池系统与基础设施。

智能制造：机器人与自动化控制、四大工艺、物流技术、设计-制造-服务。

颠覆式出行：飞行汽车；未来低空智能交通体系及其关键技术。

汽车安全：主被动安全与融合；智能安全；健康与舒适。

《汽车文摘》发表论文的独特优势：

《汽车文摘》是国家级刊物、中国汽车工程学会会刊、汽车领域唯一的综述期刊。《汽车文摘》不收版面费、4个月左右可发稿。

投稿要求：

1. 综述篇幅在10 000～15 000字（6~10页），图文并茂，图、表和公式非原创要求标注引用文献；

2. 请按科技论文要求撰写文章摘要，摘要中文字数约200字；

3. 文章必须附有公开发表、体现本领域最新研究成果和高影响力出版物作为参考文献，一般要求参考文献在20篇以上，一半左右为外文参考文献，且在文中标注所引用文献；

4. 来稿保密审查工作由作者单位负责，确保署名无争议，文责自负；

5. 切勿一稿多投。

《汽车文摘》投稿网址：http://www.qcwz.cbpt.cnki.net

邮箱：autodigest@faw.com.cn

《汽车文摘》编辑部