DOI: 10.3901/JME.2020.10.172

汽车多增益融合线控转向传动比及防侧翻控制*

金智林^{1,2} 梁为何¹ 赵万忠¹

(1. 南京航空航天大学车辆工程系 南京 210016;

2. 重庆理工大学汽车零部件先进制造技术教育部重点实验室 重庆 400054)

摘要: 转向传动比是汽车操纵稳定性及主动安全性的重要影响因素,理想转向传动比忽略转向执行机构影响,仅考虑汽车单一运动稳定性,难以实现汽车主动转向防侧翻实际要求。考虑线控转向执行机构动力学特性,提出融合汽车横摆、横向及侧倾运动增益的线控转向传动比,设计多增益融合转向传动比的主动转向防侧翻控制策略。建立线控转向系统模型,分析线控转向系统动力学特性;由汽车系统动力学理论求解横摆运动、横向运动及侧倾运动的转向传动比增益,采用遗传算法进行不同工况的转向传动比优化,获得多增益融合线控转向传动比;根据典型工况汽车稳定性分析规律,设计多增益融合线控转向传动比的汽车主动转向防侧翻控制策略。实例仿真结果表明,多增益融合线控转向传动比能同时改善车辆低速转向灵活性和高速转向稳定性,设计的控制策略在绊倒型及非绊倒型工况均能够有效地防止汽车侧翻,减少控制器对驾驶员转向意图的干预。

关键词: 线控转向; 多增益融合转向传动比; 防侧翻控制; 绊倒型侧翻; 汽车主动安全

中图分类号: U461

Multi-gains Ratio of Steer-by-wire System and Anti-rollover Control for Vehicle

JIN Zhilin^{1,2} LIANG Weihe¹ ZHAO Wanzhong¹

(1. Department of Vehicle Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016;

2. Key Laboratory of Advanced Manufacture Technology for Automobile Parts, Ministry of Education, Chongqing University of Technology, Chongqing 400054)

Abstract: The ratio of the steering system is an important factor that affects vehicle handling stability and active safety. The traditional ideal ratio ignores the influence of the steering system structure and only considers single motion stability, which makes it difficult to achieve the requirement of active steering rollover prevention. Taking the dynamic characteristics of the steer-by-wire (SBW) system into consideration, a multi-gains ratio of the SBW system is proposed, and an anti-rollover control strategy is studied for a vehicle with SBW system. At first, the model is built to obtain the dynamic characteristics of the SBW system. Then, the multi-gains ratio is deduced combining yaw, lateral, roll motion of the vehicle, and optimized by genetic algorithm. In addition, the anti-rollover control strategy is designed base on the dynamic stabilities of the vehicle with a multi-gains ratio SBW system. As a result, the multi-gains ratio of the SBW system can improve the flexibility at low speed and stability at high speed. Furthermore, the proposed anti-rollover strategy can effectively prevent the vehicle rollover under both tripped and untripped rollover conditions, and reduce the intervention on the driver's steering intention.

Key words: steer-by-wire; multi-gains ratio; anti-rollover control; tripped rollover; vehicle active safety

0 前言

汽车侧翻是一种严重的交通事故,相关统计数

据表明,2016年美国共发生606.4万车次交通事故,汽车侧翻事故仅占2.0%,但是汽车侧翻伤亡人数却占交通事故伤亡人数的18.9%^[1],且部分是因为驾驶员在紧急情况下进行了剧烈的转向操作导致车辆失稳甚至侧翻。线控转向系统由于其传动比可自由设计,满足车辆在低速时小传动比、高速时大传动比的要求,可有效地防止驾驶员转向操作过大导致

* 国家自然科学基金(51775269)、中国博士后基金(2017M610326)和汽车零部件先进制造技术教育部重点实验室开放课题基金(2016KJMT05)资助项目。20190411收到初稿,20191106收到修改稿

的车辆失稳,提高车辆高速工况下的操纵稳定性。

针对传动比对操纵稳定性的影响,国内外学者进行了大量研究,其中 WU 等^[2]建立了线控转向系统模型并对关键参数进行了在线估计。郑宏宇等^[3]设计了基于横摆角速度增益不变的理想传动比及基于理想传动比的稳态控制策略。XIAO^[4]提出基于模糊控制的非线性变传动比设计方法及基于稳定性控制的传动比动态修正策略。施国标等^[5]进行了基于横摆角速度增益不变和侧向加速度增益不变综合的传动比控制规律研究。王春燕等^[6]建立了主动转向系统模型,进行了基于横摆角速度增益不变的理想传动比和附加转角控制策略研究。KRISHNA 等^[7]采用模糊控制改善了线控转向汽车的横摆稳定性。赵林峰等^[8-9]在变角传动比的基础上设计了基于横摆角速度反馈的可拓滑模控制器,决策出合理的前轮转角补偿量。FAHAMI 等^[10]提出了将前轮转角引入变传动比控制器作为反馈的控制策略,并进行了系统性能分析。ZHAI 等^[11]设计了考虑可变齿轮比的线控转向控制系统。董铸荣等^[12]则进行了后轮转向传动比的研究。但是目前的理想转向传动比设计未能考虑线控转向系统模型及对汽车侧翻性能的影响。

为了验证线控转向系统的实车效果,TAVOOSI 等^[13-15]将主动转向与整车联合研究汽车的操纵稳定性。GHAZALI 等^[16-17]应用主动转向进行汽车路径跟踪和防侧翻研究。MASHADI 等^[18]基于主动转向系统研究汽车绊倒型侧翻稳定性及防侧翻控制。这些主动转向防侧翻控制策略也未考虑转向系统模型的影响,难以实现汽车防侧翻的实际要求。因此考虑线控转向系统模型以及汽车横摆、侧向、侧倾运动耦合关系,进行线控转向系统转向传动比及主动防侧翻控制研究是非常有意义的。

本文以运动型多功能汽车为对象,针对线控转向汽车高速工况下紧急操作引起的侧翻问题,提出基于横摆角速度增益、侧向加速度增益、侧倾角增益不变的多增益融合的转向传动比设计方法,考虑线控转向系统模型以及汽车横摆、侧向、侧倾运动耦合关系,根据汽车系统动力学理论求解横摆运动、横向运动及侧倾运动的转向传动比增益,利用遗传算法确定增益的最优值,分析多增益融合传动比控制的汽车侧翻稳定性,研究基于多增益融合传动比的汽车主动转向防侧翻控制方法,分析非绊倒和绊倒型侧翻工况下汽车防侧翻控制效果。

1 线控转向系统动力学模型

线控转向系统的工作原理如图 1 所示,转向盘

传感器采集驾驶员操纵转向盘信息,转换成电信号发送给控制器;控制器根据传感器信号识别驾驶员转向意图后,控制转向电动机,驱动转向器和转向执行机构带动前轮偏转。

图 1 线控转向系统原理示意图

转向盘在转动的过程中会克服转向柱的摩擦力,因此将转向盘与转向柱看成一个整体进行简化,得到转向盘组件的动力学平衡方程

$$T_s = T_f + J_s \ddot{\delta}_s + B_s \dot{\delta}_s + k_{m1} \delta_s \quad (1)$$

式中, T_s 为转向盘输入力矩; J_s 为转向盘总成等效转动惯量; B_s 为转向盘总成等效阻尼系数; δ_s 为转向盘转角; k_{m1} 为转向轴等效扭转刚度; T_f 为转向盘总成等效摩擦力矩。

转向电动机由无刷直流电动机和减速机构组成,考虑转向执行总成具有转向电动机转角、齿条位移和前轮转角三个部件,分别进行动力学分析,建立转向电动机、齿轮齿条组件以及左右前轮组件动力学模型。

考虑转向电动机转动惯量和阻尼,且工作过程中需要经减速机构对外输出转矩,因此可建立转向电动机动力学模型为

$$T_m = J_m \ddot{\theta}_m + B_m \dot{\theta}_m + \frac{k_{m3}(\theta_m / g_m - x_r / r_p)}{g_m} \quad (2)$$

$$\begin{pmatrix} u_A \\ u_B \\ u_C \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} R_s & 0 & 0 \\ 0 & R_s & 0 \\ 0 & 0 & R_s \end{pmatrix} \begin{pmatrix} i_A \\ i_B \\ i_C \end{pmatrix} + (L_m - M_m) \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{i}_A \\ \dot{i}_B \\ \dot{i}_C \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} e_A \\ e_B \\ e_C \end{pmatrix} \quad (3)$$

$$T_m = \frac{e_A i_A + e_B i_B + e_C i_C}{\omega} \approx k_i i_m \quad (4)$$

式中, T_m 为转向电动机电磁力矩; J_m 为转向电动机转动惯量; B_m 为转向电动机阻尼系数; θ_m 为转向电动机转角; k_{m2} 为转向执行总成等效扭转刚度; g_m

为转向电动机减速器减速比; x_r 为齿条位移; r_p 为小齿轮分度圆半径。 u_A 、 u_B 、 u_C 分别为无刷直流电动机的相电压; e_A 、 e_B 、 e_C 分别是定子绕组的反电动势; i_A 、 i_B 、 i_C 分别是绕组的相电流; R_s 为定子每相电阻; L_m 是定子自感; M_m 是任意两相绕组的互感; i_m 为主回路电流; ω 为转子角速度; k_t 为转向电动机电磁力矩系数。

无刷电动机输出转矩经过减速器减速增矩后驱动齿轮齿条进行相对运动, 从而实现车轮转向。齿轮齿条动力学平衡方程为

$$M_r \ddot{x}_r + B_r \dot{x}_r + F_{\text{rack}} = \frac{k_{m2}(\theta_m / g_m - x_r / x_p)}{r_p} \quad (5)$$

$$F_{\text{rack}} = T_{\text{fbl}} / l_{\text{fl}} + T_{\text{fbr}} / l_{\text{fr}} \quad (6)$$

式中, M_r 为齿轮齿条质量; B_r 为齿轮齿条阻尼系数; F_{rack} 为等效到齿条上的阻力; T_{fbl} 和 T_{fbr} 分别为左前轮和右前轮的主销回正力矩; l_{fl} 和 l_{fr} 分别为左前轮和右前轮转向摇臂长度。

2 多增益融合转向传动比

目前线控转向的理想传动比根据固定横摆角速度增益或侧向加速度增益来确定, 仅考虑横摆和侧向运动。为将线控转向系统在汽车防侧翻中应用, 提出考虑横摆运动、侧向运动和侧倾运动耦合关系的多增益融合转向传动比, 将建立的线控转向系统动力学模型嵌入整车模型中, 利用遗传算法计算出最优增益值。

2.1 转向传动比的确定

根据文献[19], 可得到考虑横摆运动、侧向运动和侧倾运动耦合关系的汽车三自由动力学模型为

$$\begin{cases} m\ddot{v} - m_s h \ddot{\phi} - \frac{k_1 + k_2}{u} v - \left(\frac{ak_1 - bk_2}{u} - mu \right) r + \\ (k_1 c_f + k_2 c_r) \phi + k_1 \delta = 0 \\ I_z \ddot{r} - \left(\frac{ak_1 - bk_2}{u} \right) v - \left(\frac{a^2 k_1 - b^2 k_2}{u} \right) r + \\ (ak_1 c_f + bk_2 c_r) \phi + ak_1 \delta = 0 \\ I_x \ddot{\phi} - m_s h \ddot{v} + c_\phi \dot{\phi} - m_s h u r + (k_\phi - m_s g h) \phi = 0 \end{cases} \quad (7)$$

式中, m 为整车质量; m_s 为簧载质量; h 为侧倾臂长; ϕ 为侧倾角。 k_1 、 k_2 分别为前后轮等效侧偏刚度; u 为车速; v 为侧向速度。 a 为质心到前轴的距离; b 为质心到后轴的距离。 c_f 为前轴侧倾转向等效系数; c_r 为后轴侧倾转向等效系数。 δ 为前轮转角; I_z 为汽车绕 Z 轴转动惯量; I_x 为簧载质量绕 X 轴转动惯量; r 为横摆角速度。 c_ϕ 为悬架等效侧倾阻尼

系数; k_ϕ 为悬架的等效侧倾刚度。

取系统的状态变量为 $\mathbf{x} = (v \ r \ \phi \ \dot{\phi})^T$, 根据力平衡条件, 把 $\dot{\mathbf{x}} = 0$ 代入式(7)可得到汽车行驶的稳态方程为

$$\begin{cases} (k_1 + k_2)v + (ak_1 - bk_1 - mu^2)r - \\ (k_1 c_f - k_2 c_r)u\phi - uk_1 \delta = 0 \\ (ak_1 + bk_2)v + (a^2 k_1 - b^2 k_2)r - \\ (ak_1 c_f - bk_2 c_r)u\phi - auk_1 \delta = 0 \\ m_s h u r - (k_\phi - m_s g h)\phi = 0 \end{cases} \quad (8)$$

当 $k_\phi \neq m_s g h$ 时, 得到唯一稳态解为

$$\begin{cases} G_\delta^r = \frac{r}{\delta} \Big|_s = \frac{u/L}{1 + Ku^2} \\ G_\delta^{a_y} = \frac{a_y}{\delta} \Big|_s = \frac{u/L}{1 + Ku^2} \\ G_\delta^\phi = \frac{\phi}{\delta} \Big|_s = \frac{m_s h u^2}{L(1 + Ku^2)(k_\phi - m_s g h)} \end{cases} \quad (9)$$

式中, 轴距为 $L = a + b$, 稳定因数

$$K = \frac{m}{L^2} \left(\frac{a}{k_2} - \frac{b}{k_1} \right) + \frac{m_s h (c_r - c_f)}{L(k_\phi - m_s g h)}$$

式中, G_δ^r 为横摆角速度增益; $G_\delta^{a_y}$ 为侧向加速度增益; G_δ^ϕ 为侧倾角增益; a_y 为侧向加速度。

2.1.1 横摆角速度增益不变

由式(9)可得

$$r = G_\delta^r \delta = \frac{u/L}{1 + Ku^2} \delta \quad (10)$$

假设在任何已知车速和转向盘转角下, 横摆角速度增益 G_δ^r 为一常量, 即 $G_\delta^r = r / \delta_s = K_r$, δ_s 为转向盘转角, 利用横摆角速度增益一定可确定转向传动比为

$$i_r = \frac{G_\delta^r}{K_r} = \frac{u/L}{1 + Ku^2} \frac{1}{K_r} \quad (11)$$

2.1.2 侧向加速度增益不变

同理假设在任何已知车速和转向盘转角下, 侧向加速度增益 $G_\delta^{a_y} = a_y / \delta_s = K_{a_y}$ 为一常量, 可得汽车侧向加速度增益一定的转向传动比为

$$i_{a_y} = \frac{G_\delta^{a_y}}{K_{a_y}} = u \frac{u/L}{1 + Ku^2} \frac{1}{K_{a_y}} \quad (12)$$

2.1.3 侧倾角增益不变

由侧倾角增益 $G_\delta^\phi = \phi / \delta_s = K_\phi$ 不变, 可得汽车侧倾角增益一定的转向传动比为

$$i_\phi = \frac{G_\delta^\phi}{K_\phi} = \frac{m_s h u^2}{L(1 + Ku^2)(k_\phi - m_s g h)} \frac{1}{K_\phi} \quad (13)$$

2.2 多增益融合转向传动比的优化设计

转向传动比的确定依赖于增益常量 K_r 、 K_{a_y} 、 K_ϕ 。引入操纵稳定性综合评价指标作为优化设计的目标函数^[20], 包括考虑行驶路径跟踪好坏误差的评价指标、考虑驾驶员操纵负担的评价指标、考虑侧翻危险性的评价指标和考虑侧滑危险性的评价指标四个单项指标, 通过加权组合的方法可得汽车操纵稳定性的综合评价指标为

$$J_T = \left[1 + \left(\frac{T_c}{\hat{T}_c} \right)^2 + \left(\frac{T_p u}{\hat{D}} \right)^4 \right] \sqrt{\frac{w_1 J_a^2 + w_2 J_b^2 + w_3 J_c^2 + w_4 J_d^2}{w_1 + w_2 + w_3 + w_4}} \quad (14)$$

$$\begin{cases} J_a = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\int_0^{t_n} \left(\frac{y_d - y}{\hat{E}} \right)^2 dt \right)^2 + \left(\int_0^{t_n} \left(\frac{u \dot{\beta}}{\hat{\beta}} \right)^2 dt \right)^2} \\ J_b = \frac{1}{2} \int_0^{t_n} \left(\frac{\dot{\delta}_s}{\hat{\delta}_s} \right)^2 dt \\ J_c = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\int_0^{t_n} \left(\frac{a_y}{\hat{a}_y} \right)^2 dt \right)^2 + \left(\int_0^{t_n} \left(\frac{\phi}{\hat{\phi}} \right)^2 dt \right)^2} \\ J_d = \max \left(\int_0^{t_n} \left(\frac{(F_{yf}/F_{zf})}{\hat{u}} \right)^2 dt, \int_0^{t_n} \left(\frac{(F_{yr}/F_{zr})}{\hat{u}} \right)^2 dt \right) \end{cases} \quad (15)$$

式中, J_a 为路径跟踪指标; J_b 为驾驶员忙碌指标; J_c 为侧翻评价指标; J_d 为侧滑评价指标。 T_c 为校正时间; w_1, w_2, w_3, w_4 为加权因子; y_d 为期望路径; y 为汽车行驶路径; β 为质心侧偏角; F_{yf} 和 F_{yr} 分别为前后轴侧向力; F_{zf} 和 F_{zr} 分别为前后轴垂向力。其余参数如表 1 所示。

表 1 综合评价指标参数表

参数	值	参数	值
轨迹误差标准门限值 $\hat{E}/m$	0.4	校正时间门限值 $\hat{T}_c/s$	1.0
质心侧偏角加速度标准门限值 $\hat{\beta}/g$	0.08	转向盘角速度标准门限值 $\hat{\delta}_s/g$	0.25
侧向加速度标准门限值 $\hat{a}_y/(rad/s)$	0.3	侧倾角标准门限值 $\hat{\phi}/(^{\circ})$	3.0
侧向附着系数标准门限值 $\hat{\mu}$	0.3	驾驶员有效视野门限值 $\hat{D}/m$	70
驾驶员预瞄时间 T_p/s	1.2		

选择双移线试验工况描述汽车综合转向性能, 应用遗传算法对汽车的横摆角速度增益、侧向加速度增益、侧倾角增益进行优化, 求解流程图如图 2 所示。将建立的线控转向系统动力学模型融入整车模型中, 组成线控转向汽车整车模型, 在车速 60 km/h 下分别对横摆角速度增益、侧向加速度增益、侧倾角增益进行优化, 得到每个增益对应的最佳适应

度值迭代优化的结果如图 3 所示。优化后 $K_r = 0.32$, $K_{a_y} = 5.31$, $K_\phi = 0.06$ 。

图 2 求解最优 K_ϕ 遗传算法运算流程图

图3 适应度迭代值

根据优化结果可以获得单一运动增益的线控转向理想传动比随车速变化的关系,如图4所示。

图4 单一运动增益的线控转向传动比

可以看出,横摆角速度增益不变的理想转向传动比随车速的增加呈先增加后减小的趋势,即转向传动比在高速时会减小,不利于提高高速时操纵稳定性。侧向加速度增益不变及侧倾角增益不变的理想转向传动比随车速增加不断增大,使汽车高速时转向响应迟钝,且转向灵敏度变化大,不利于高速行驶稳定性。

为了提高汽车低速灵活性和高速稳定性,期望的转向传动比应满足低速段保持较小值且变化缓慢,高速段保持较大值且变化缓慢,在中速段保持较大的变化梯度以保证角位移的平滑改变。因此融合三个增益可获得多增益线控转向传动比,即

$$i_t = a_1 i_r + a_2 i_{a_y} + a_3 i_{\phi} \quad (16)$$

根据转向盘最大转角和前轮最大转角可确定一个最小传动6,设低于临界车速30 km/h的时候,传动比为固定值6。

$$i_t = 6 \quad u \leq 30 \text{ km/h} \quad (17)$$

根据传动比曲线过渡平滑、在低速时转向传动比较小并保持不变、中速时转向传动比变化梯度大、高速时转向传动比较大且变化缓慢的要求,从大量仿真试验中优选确定 a_1 , a_2 , a_3 的值,得到多增益融合转向传动比变化如图5所示。

$$i_t = \begin{cases} 6 & u \leq 30 \text{ km/h} \\ 0.27 i_{a_y} + 0.5 i_r + 0.23 i_{\phi} & u > 30 \text{ km/h} \end{cases} \quad (18)$$

图5 多增益融合转向传动比

2.3 多增益融合转向传动比性能分析

为验证多增益融合转向传动比性能,选取 J-turn 和 Fishhook 工况进行仿真,得到多增益融合转向传动比和横摆角速度增益不变的传统理想转向传动比的操纵稳定性、转向灵活性和侧翻稳定性。

2.3.1 J-turn 工况分析

设置车速为 120 km/h,转向盘阶跃输入转角为 30° ,路面附着系数 0.85,结果如图6所示。可以看出汽车高速行驶时,多增益融合转向传动比的线控转向系统能使得汽车横摆角速度、侧向加速度和侧倾角的峰值降低,稳态值更小且稳定的时间缩短,从而提高了汽车高速行驶的稳定性。

图6 高速工况下 i_t 和 i_r 的比较

--- i_r — i_t

设置车速为 30 km/h,仿真结果如图7所示。可以看出,汽车低速行驶时多增益融合转向传动比的线控转向系统能使汽车横摆角速度和侧向加速度上升速度更快,稳态值更大,即相同转角的转向盘输

入时汽车转向性能响应更快, 提高了汽车低速转向的灵敏性。侧倾角增大, 汽车侧倾稳定性降低, 但是侧倾角较小不会发生侧翻危险。

图7 低速工况下 i_t 和 i_r 的比较

--- i_r — i_t

2.3.2 Fishhook 工况分析

设置车速为 80 km/h、转向盘最大转角 60° , 得到汽车紧急工况下侧倾角与侧倾角速度的相位图如图 8 所示。可以看出, 多增益融合转向传动比的汽车侧倾角及侧倾角速度小, 且相图收敛速度快, 因此, 多增益融合转向传动比线控转向的汽车侧倾稳定性好。

图8 侧倾角与侧倾角速度相图

2.4 汽车侧倾稳定性分析

当汽车侧倾时, 一侧车轮载荷会减小, 另一侧车轮载荷会增加, 可定义横向载荷转移率

$$LTR = \frac{F_{Z1} - F_{Z2}}{F_{Z1} + F_{Z2}} \quad (19)$$

式中, F_{Z1} 为右轮的垂直载荷; F_{Z2} 为左轮的垂直载荷。可以看出, LTR 的值在 $[-1, 1]$ 之间变化, 当车辆发生侧翻时, LTR 的值为 1 或者 -1^[21-22]。

根据三自由度汽车模型对式(18)进行变形简化

可得

$$LTR = \frac{2h}{T_w g} (a_y + g \sin \varphi) \quad (20)$$

式中, T_w 为汽车轮距宽度。

图 9 为转向盘转角 60° 阶跃输入工况下, 不同转向传动比汽车的横向载荷转移率随车速变化的曲线。可以看出, 固定转向传动比汽车中低速可以获得较低的 LTR 值, 但随着车速增加, LTR 值迅速增大, 车速到达 120 km/h 时 LTR 值达到 1, 汽车发生侧翻。横摆角速度增益不变的理想转向传动比的汽车侧翻临界车速为 100 km/h, 而多增益融合转向传动比汽车的侧翻临界车速可以提高到 200 km/h。因此, 多增益融合转向传动比的线控转向系统可有效提高汽车防侧翻能力。

图9 不同转向传动比控制下的 LTR 值与车速的关系

图 10 为簧载质量变化时汽车横向载荷转移率变化曲线。可以看出, 固定转向传动比和横摆角速度增益不变的理想转向传动比的汽车随簧载质量的增加, LTR 值减少缓慢且大于 0.8, 侧翻危险性大。多增益融合转向传动比设计时考虑了簧载质量, 随簧载质量的增加, LTR 值下降迅速, 可有效提高汽车的侧倾稳定性, 表明多增益融合转向传动比线控转向系统汽车对簧载质量的参数摄动鲁棒性更好。

图10 不同转向传动比控制下 LTR 值与簧载质量的关系

3 多增益融合转向传动比防侧翻控制策略

多增益融合转向传动比线控转向系统能够有效

提高汽车高速行驶时的侧翻稳定性,但在某些紧急驾驶工况时,仅靠多增益融合转向传动比的前馈控制无法防止汽车发生侧翻危险。因此,设计了多增益融合转向传动比的汽车线控转向防侧翻控制策略,控制框图如图 11 所示。

图 11 防侧翻控制策略

3.1 防侧翻控制算法

由于 PID 控制器具有结构简单、工作可靠、调整方便等诸多优点,在大多数的工业控制系统中都可以取得良好的闭环控制性能,因此设计 PID 控制器进行汽车防侧翻控制。PID 控制器将给定值 LTR 值与实际输出 LTR 值的偏差 e_{LTR} 作为控制器的输入,对偏差信号 e_{LTR} 进行比例、积分和微分运算,输出控制转向盘转角

$$\Delta\delta = K_p \left(e_{LTR}(t) + \frac{1}{T_i} \int e_{LTR}(t) dt + T_d \frac{de_{LTR}(t)}{dt} \right) \quad (21)$$

式中, K_p 为比例系数; T_i 为积分时间常数; T_d 为微分时间常数。

3.2 实例分析

以某 SUV 为对象,分别进行非绊倒型侧翻工况和绊倒型侧翻工况进行仿真分析, SUV 参数如表 2 所示。

表 2 SUV 参数表

参数	数值	参数	数值
簧载质量 m_s/kg	1 592	横摆转动惯量 $I_z/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	2 488
汽车质量 m/kg	1 862	侧倾转动惯量 $I_\phi/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$	614
前轴到质心的距离 a/m	1.18	后轴到质心的距离 b/m	1.77
悬架等效侧倾	56	悬架等效侧倾	3 496
刚度 $k_\phi/(\text{N}/\text{m})$	957	阻尼系数 $c_\phi/(\text{N}\cdot\text{s}/\text{m})$	
侧倾臂高度 h/m	0.7	重心高度 H/m	0.8
前轮侧偏刚度	44	后轮侧偏刚度 $k_2/(\text{N}/\text{rad})$	44
$k_1/(\text{N}/\text{rad})$	400		400

3.2.1 非绊倒型工况

为了验证防侧翻控制效果,选取常用的侧翻工况 J-turn 进行实例仿真,设置转向盘角转角输入为

1 s 时从 0 阶跃到 120° ,车速为 100 km/h。图 12 为没有控制、单一增益的转向传动比防侧翻控制、以及多增益融合转向传动比的防侧翻控制的汽车横摆角速度、侧向加速度和横向载荷转移率变化曲线,以及不同控制策略下线控转向系统输出前轮转角变化曲线。

图 12 J-turn 工况汽车防侧翻控制结果

可以看出没有控制的汽车 LTR 值达到 1,汽车在第 3 s 后发生侧翻,仿真停止。单一增益的转向传动比的防侧翻控制方法和多增益融合转向传动比的防侧翻控制方法均能将 LTR 降低到 0.8 以下,有效防止汽车侧翻。但多增益融合转向传动比的防侧翻控制方法考虑了横摆、侧向和侧倾三种运动状态的耦合,使

汽车横摆角速度峰值降低了约 21%, 侧向加速度峰值降低了 5%, LTR 峰值降低了 5%, 同时多增益融合转向传动比的防侧翻控制方法控制所需补偿转角降低了 50%, 减少对驾驶员行驶意图的干预, 且输出更加平滑, 减少执行器的动作频率, 既能降低线控转向系统的能耗, 又能保持车辆按驾驶员意图稳定行驶。

3.2.2 绊倒型工况

在汽车实际行驶过程中, 绊倒型工况引起的侧翻发生的概率高, 造成的危害也更大。选取 J-turn 工况进行验证分析, 转向盘转角输入为 1 s 时从 0 阶跃到 100° , 车速 100 km/h, 在 1.2 s 时给右前轮路面脉冲激励, 仿真结果如图 13 所示。

图 13 绊倒型工况汽车防侧翻控制结果

从图 13a 可以看出, 在绊倒型工况下单增益转向传动比防侧翻控制的汽车和没有控制的汽车, LTR 值达到了 1 并且持续了 0.3 s 以上, 即汽车一侧车轮长时间离地, 易于发生侧翻危险。多增益融合转向传动比防侧翻控制的汽车, LTR 值在路面激励下瞬时达到 1 后, 多增益融合转向传动比防侧翻控制器能够在 50 ms 内将 LTR 快速降低到 1 以下, 有

效地防止汽车发生侧翻危险。图 13b 显示无控制的汽车在路面激励下侧向加速度不仅峰值高达 0.8 g, 而且在激励消失后仍然持续振荡, 处于不稳定状态, 有发生侧翻的危险, 而多增益融合转向传动比防侧翻控制的汽车侧向加速度峰值降低到 0.6 g 以下, 降低了汽车侧滑危险。从图 13c 可以看出多增益融合转向传动比的防侧翻控制输出的前轮转角值降低了约 50%, 减少了控制器对驾驶员行驶意图的干预, 降低了线控转向系统的能量消耗。

4 结论

(1) 提出了基于横摆角速度增益、侧向加速度增益、侧倾角增益融合的转向传动比, 可兼顾低速灵敏性和高速稳定性, 具有良好的参数摄动性和鲁棒性, 又能有效提高线控转向车辆侧翻的临界车速。

(2) 提出了多增益融合转向传动比的防侧翻控制策略, 既能提高汽车行驶的横向及横摆稳定性, 有效防止汽车侧翻; 又能减少执行器的动作频率, 降低线控转向系统的能耗, 减少控制器对驾驶员行驶意图的干预。

(3) 多增益融合转向传动比的防侧翻控制策略能有效防止路面激励引起的汽车侧翻, 提高汽车侧向稳定性。

参 考 文 献

- [1] National Highway Traffic Safety Administration. Traffic safety facts 2016: A compilation of motor vehicle crash data from the fatality analysis reporting system and the general estimates system[R]. Washington, DC: US, Department of Transportation, 2017.
- [2] WU Xiaodong, ZHANG Mingming, XU Min, et al. Adaptive feedforward control of a steer-by-wire system by online parameter estimator[J]. International Journal of Automotive Technology, 2018, 19(1): 159-166.
- [3] 郑宏宇, 宗长富, 田承伟, 等. 基于理想转向传动比的汽车线控转向控制算法[J]. 吉林大学学报, 2007, 37(6): 1229-1235.
ZHENG Hongyu, ZONG Changfu, TIAN Chengwei, et al. Control algorithm for steer-by-wire system with ideal steering ratio[J]. Journal of Jilin University, 2007, 37(6): 1229-1235.
- [4] XIAO Benxian. The research of fuzzy variable transmission ratio for steer-by-wire system of electric forklift[J]. International Journal of Intelligent Systems and Applications, 2015, 7(5): 31-39.
- [5] 施国标, 赵万忠, 王成玲, 等. 线控转向变传动比控制

- 对车辆操纵稳定性的影响[J]. 北京理工大学学报, 2008, 28(3): 207-210.
- SHI Guobiao, ZHAO Wanzhong, WANG Chengling, et al. Influence of variable steering ratio for steer-by-wire system on vehicle handling stability[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2008, 28(3): 207-210.
- [6] 王春燕, 崔滔文, 赵万忠, 等. 基于理想传动比的主动前轮转向控制[J]. 农业工程学报, 2015, 31(4): 85-90.
- WANG Chunyan, CUI Taowen, ZHAO Wanzhong, et al. Active front wheel steering control based on ideal transmission ratio[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2015, 31(4): 85-90.
- [7] KRISHNA S, NARAYANAN S, DENIS A S. Fuzzy logic based yaw stability control for active front steering of a vehicle[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2014, 28(12): 5169-5174.
- [8] 赵林峰, 陈无畏, 王俊, 等. 基于可拓滑模线控转向控制策略研究[J]. 机械工程学报, 2019, 55(2): 126-134.
- ZHAO Linfeng, CHEN Wuwei, WANG Jun, et al. Research on steering-by-wire control strategy based on extension sliding mode control[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(2): 126-134.
- [9] DO M, MAN Zhihong, ZHANG Cishen, et al. Robust sliding mode-based learning control for steer-by-wire systems in modern vehicles[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2014, 63(2): 580-590.
- [10] FAHAMI S M H, ZAMZURI H Z, MAZLAN S A, et al. Modeling and simulation of vehicle steer by wire system[C]// Humanities, Science & Engineering Research. IEEE, 2012, 765-770.
- [11] ZHAI Peng, DU Haiping, ZHENG Li. Bilateral control of vehicle steer-by-wire system with variable gear ratio[C]// Industrial Electronics & Applications. IEEE, 2013, 811-815.
- [12] 董铸荣, 张欣, 胡松华, 等. 基于 LQR 变传动比控制的 4WIS 电动车转向控制仿真研究[J]. 汽车工程, 2017, 39(1): 83-89.
- DONG Zhurong, ZHANG Xin, HU Songhua, et al. A simulation study on the steering control of a 4WIS EV based on LQR variable transmission ratio control[J]. Automotive Engineering, 2017, 39(1): 83-89.
- [13] TAVOOSI V, KAZEMI R, OVEISI A. Nonlinear adaptive optimal control for vehicle handling improvement through steer-by-wire system[J]. Journal of Central South University, 2014, 21(1): 100-112.
- [14] ZHAO Wanzhong, QIN Xiaoxi, WANG Chunyan. Yaw and lateral stability control for four-wheel steer-by-wire system[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2018, 23(6): 2628-2637.
- [15] 聂枝根, 宗长富, 杨秀建, 等. 模式切换的中高速重型半挂车挂车主动转向控制策略[J]. 重庆大学学报, 2017, 40(8): 78-89.
- NIE Zhigen, ZONG Changfu, YANG Xiujian, et al. The active trailer steering strategy for articulated heavy vehicles based on modes switching in medium/high conditions[J]. Journal of Chongqing University, 2017, 40(8): 78-89.
- [16] GHAZALLI M, DURALI M, SALARIEH H. Path-following in model predictive rollover prevention using front steering and braking[J]. Vehicle System Dynamics, 2017, 55(1): 121-148.
- [17] 刘凯, 龚建伟, 陈舒平, 等. 高速无人驾驶车辆最优运动规划与控制的动力学建模分析[J]. 机械工程学报, 2018, 54(14): 141-151.
- LIU Kai, GONG Jianwei, CHEN Shuping, et al. Dynamic modeling analysis of optimal motion planning and control for high-speed self-driving vehicles[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(14): 141-151.
- [18] MASHADI B, MOSTAGHIMI H. Vehicle lift-off modeling and a new rollover detection criterion[J]. Vehicle System Dynamics, 2017, 55(5): 1-21.
- [19] JIN Zhilin, WENG Jianshen, HU Haiyan. Rollover stability of a vehicle during critical driving manoeuvres[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D: Journal of Automobile Engineering, 2007, 221(9): 1041-1049.
- [20] 郭孔辉, 丁海涛, 宗长富, 等. 人-车闭环操纵性评价与优化的研究进展[J]. 机械工程学报, 2003, 39(10): 27-35.
- GUO Konghui, DING Haitao, ZONG Changfu, et al. Research progress on evaluation and optimization of human-vehicle closed-loop maneuverability[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2003, 39(10): 27-35.
- [21] ZHAO Wanzhong, JI Lin, WANG Chunyan. H control of integrated rollover prevention system based on improved lateral load transfer rate[J]. Transactions of the Institute of Measurement and Control, 2019, 41(3): 859-874.
- [22] 金智林, 严正华, 赵万忠. 驾驶员影响汽车侧翻稳定性机理分析与控制[J]. 机械工程学报, 2019, 55(4): 109-117.
- JIN Zhilin, YAN Zhenghua, ZHAO Wanzhong. Influences of driver on vehicle rollover stability and anti-roll control[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(4): 109-117.

作者简介: 金智林, 男, 1978 年出生, 副教授。主要研究方向为汽车电子及车辆动力学与控制。
E-mail: jinzhilin@nuaa.edu.cn