

车辆稳定控制中的合力计算与分配

刘跃¹, 方敏^{1†}, 汪洪波²

(1. 合肥工业大学 电气与自动化工程学院, 安徽 合肥 230009; 2. 合肥工业大学 机械与汽车工程学院, 安徽 合肥 230009)

摘要: 控制地面作用于车辆的纵侧向合力与横摆转矩并将其分配到4个车轮, 是车辆平面运动稳定控制的方法之一. 路面的附着极限决定了合力与横摆转矩的可行域, 是该方法的约束条件. 本文分析了轮胎的受力特点, 在摩擦椭圆理论的基础上, 给出了简化的纵侧向力耦合关系. 利用非线性规划方法和大量的数值计算, 解决纵向合力与横摆转矩可行域的实时估计问题. 构造了一种控制结构, 外环控制器计算可行的纵向合力与横摆转矩; 内环控制器首先将纵向合力优化分配到4个车轮, 然后通过调节前轮转角使横摆转矩跟踪期望值. 仿真结果表明, 采用本文提出的方法对车辆进行控制, 能够实现横摆角速度的快速准确跟踪, 并使车辆具有良好的操纵稳定性.

关键词: 车辆运动稳定控制; 合力可行域; 轮胎力分配

中图分类号: TP29 **文献标识码:** A

Force calculation and distribution in vehicle stability control

LIU Yue¹, FANG Min¹, WANG Hong-bo²

(1. School of Electrical Engineering and Automation, Hefei University of Technology, Hefei Anhui, 230009, China;
2. School of Mechanical and Automotive Engineering, Hefei University of Technology, Hefei Anhui, 230009, China)

Abstract: Calculating the resultant longitudinal/lateral force and the yaw moment, then distributing them to tires is one of the vehicle planar motion stability control methods. The road adhesion limits the feasible region of the resultant force and the yaw moment, which is a constraint of this strategy. The tire dynamical characteristics are analyzed and a simplified longitudinal/lateral force coupling relationship is proposed based on the Friction Ellipse Theorem. A real time estimation method of the longitudinal force and the yaw moment feasible region using the nonlinear programming and the numerical calculations is presented. Finally, control structure is established. The outer loop controller calculates the feasible longitudinal resultant force and the yaw moment; while the inner loop distributes the longitudinal resultant force to the tires optimally, then the real yaw moment is controlled to follow the expected value by adjusting front-wheels' steering angles. As shown in the simulations, utilizing the proposed technique in this paper to control the vehicle leads to a rapid and accurate tracking performance of the yaw rate, good handling stability.

Key words: vehicle stability control; feasible region of resultant force; tires force distribution

1 引言(Introduction)

影响车辆操纵稳定性的因素很多, 在大多数情况下, 轮胎与地面间的摩擦力是影响车辆操纵稳定性的最主要因素. 因此, 在车辆稳定控制中, 轮胎摩擦力分配的研究成为人们关注的一个问题. 文献[1]构造了一种集成控制结构, 外层计算所需的合力和横摆转矩, 优化分配到4个轮胎, 内层首先由轮胎逆模型计算需要的滑移率和侧偏角, 然后通过滑移率和侧偏角控制器跟踪计算值, 达到了良好的效果. 该方法除了要求车辆能够4轮独立制动/驱动外, 还要求4轮能够独立转向, 以此来简化轮胎摩擦力饱和的约束形式. 文献[2]采用自适应优化分配方法对轮胎纵、侧向力进行分配. 文献[3]采用轮胎利用率为指标进行力优化分

配. 文献[4-6]针对6轮车辆设计了轮胎力优化分配方法. 文献[2-4]都要求所有的轮子可以独立制动和独立转向. 文献[7-8]提出一种基于路面附着裕量的纵向力分配算法, 并对纵向力分配的结果做了解析分析, 但没有考虑到轮胎和地面之间的附着极限约束条件. 文献[9]提出将纵向力分配问题等价于带有不等式约束的非线性规划问题, 并提出了基于逐点二次规划算法的解决方法, 该算法能较好地解决该非线性规划问题, 但算法过于复杂. 文献[10-11]讨论了当计算的合力超出路面附着极限时可以采取的方法. 文献[10]提出了一种控制目标动态调整的方法, 该方法可以在合力超出路面附着极限时动态的减小目标合力, 但该方法需要进行两次在线优化, 运算复杂. 文献[11]在合

力较小时, 采用优化方法分配; 当合力超出路面附着极限时, 直接按比例分配合力, 放弃了优化分配. 文献[12]将轮胎摩擦力限制在摩擦圆内部的一个矩形, 简化了轮胎摩擦力分配的优化过程, 但没有定量的说明该矩形的边界如何确定.

从以往的研究可以看出, 获得能够实现的合力与合力矩, 并将其正确地分配到4个车轮, 是车辆稳定控制中的关键问题之一. 但是, 轮胎的摩擦力受到路面附着系数的限制, 以往的文献虽然考虑了这种限制, 却没有给出对于该限制的较为精确的描述. 同时, 在没有后轮转向系统的车辆中, 优化分配合力需要对后轮侧向力进行估计, 文献[11]使用美国密歇根大学公路安全研究所(Highway Safety Research Institute, HSRI)轮胎模型通过纵向力估计侧向力, 该方法简单但精度不高. 文献[13]也对轮胎力估计进行了研究, 提出了一种精度较高的轮胎力估计方法, 但运算量较大.

针对上述问题, 本文提出了一种计算合力与横摆转矩的方法, 考虑了路面附着系数的限制, 采用离线数值优化方法给出了纵向合力与横摆转矩的可行域的定量描述公式, 在车辆运行时, 只需要根据公式进行简单的计算就能实时确定可行区域. 将纵向合力与横摆转矩限制在这个可行域内, 保证得到的纵向合力与横摆转矩是可以实现的. 同时提出了一种动态分配方法, 将纵向合力与横摆转矩分配到4个车轮, 与以往的优化分配方法相比, 在分配精度满足工程需要的情况下, 避免了对后轮侧向力的估计, 简化了控制算法.

本文针对4轮制动力可以独立控制, 并且具有线控转向功能的车辆设计控制算法, 构造了一种分层的控制结构, 上述的合力分配作为其中的主要模块之一. 建立了整车14自由度模型, 在Simulink中进行了仿真分析. 仿真结果表明, 车辆具有良好的横摆角速度动态性能以及良好的操纵稳定性.

2 整车动力学模型(Vehicle dynamic model)

采用14自由度模型^[14]描述车辆的动态特性. 14个自由度包括: 整车质心纵向、侧向、垂向速度, 车身俯

仰、侧倾、横摆角速度, 4个车轮簧下质量垂向位移, 4个车轮转速.

为了研究合力对平面运动的影响, 将14自由度中与平面运动相关的3个自由度提出来, 建立一个简化的车辆模型如式(1):

$$\begin{cases} \dot{u}_c = v_c r - \frac{1}{m} F_x, \\ \dot{v}_c = -u_c r + \frac{1}{m} F_y, \\ \dot{r} = \frac{1}{I_z} M_z, \end{cases} \quad (1)$$

式中: u_c, v_c, r 是3个状态变量, 分别表示纵向车速、侧向车速、横摆角速度; F_x, F_y, M_z 为3个控制量, 分别表示纵向合力、侧向合力、横摆转矩; m 表示整车质量, I_z 表示绕垂直地面轴的转动惯量. 轮胎模型采用魔术公式^[15]

$$y(\chi) = D \sin(C \arctan(B\chi - E(B\chi - \arctan(B\chi))))), \quad (2)$$

式中: B, C, D, E 是根据实验数据拟合的系数; 当 χ 表示滑移率 λ 时, y 表示轮胎 i 受到的纵向力 \bar{F}_{xi} ; 当 χ 表示侧偏角 α 时, y 表示轮胎 i 受到的侧向力 \bar{F}_{yi} .

式(2)计算的是单工况下的纵向力和侧向力, 在侧偏和制动联合工况下, 根据摩擦椭圆理论^[15], 按式(3)计算纵向力 F_{xi} 及侧向力 F_{yi} :

$$\begin{cases} F_{xi} = -\frac{\sigma_x}{\sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2}} \bar{F}_{xi}, \\ F_{yi} = \frac{\sigma_y}{\sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2}} \bar{F}_{yi}, \end{cases} \quad (3)$$

式中

$$\begin{cases} \sigma_x = \lambda(1 - \lambda), \\ \sigma_y = \frac{\tan \alpha}{1 - \lambda}. \end{cases} \quad (4)$$

3 车辆稳定控制系统设计(Design of vehicle stability control system)

车辆稳定控制系统的控制目标是使横摆角速度跟踪驾驶员的期望, 并保证较小的质心侧偏角. 系统结构如图1所示, 控制算法共分为6个模块.

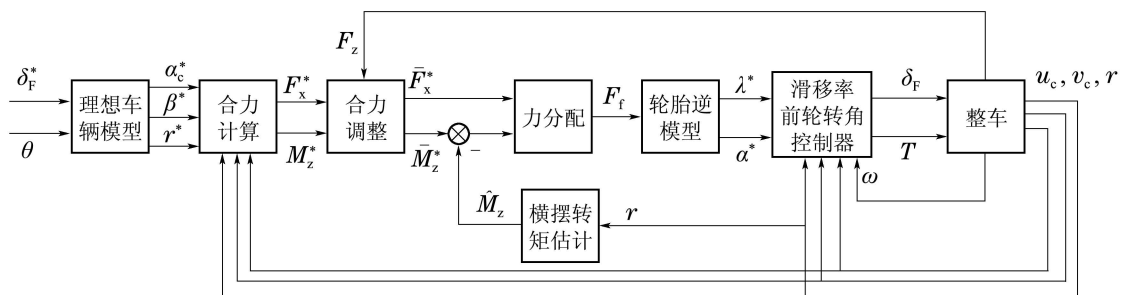


图1 车辆稳定控制系统结构图

Fig. 1 Structure of vehicle stability control system

系统以方向盘转角 δ_F^* 和制动踏板位置 θ 作为输入,根据理想车辆模型^[15]得到驾驶员期望的横摆角速度 r^* ,质心侧偏角 β^* 和纵向加速度 a_c^* ;合力计算模块由当前车辆状态 u_c, v_c, r 和期望状态 a_c^*, β^*, r^* ,计算所需的纵向合力 F_x^* 与横摆转矩 M_z^* ;合力调整模块根据垂向载荷 $F_z = (F_{z1}, F_{z2}, F_{z3}, F_{z4})$ 计算出合力可行域,按设计的规则调整合力计算的结果,该模块的作用是确保纵向合力 \bar{F}_x^* 及横摆力矩 \bar{M}_z^* 是可以实现的;力分配模块通过 \bar{F}_x^* 以及实际横摆力矩估计值 \hat{M}_z 与期望值 \bar{M}_z^* 的偏差,计算出4个车轮的分力 $F_f = (F_{x1}, F_{x2}, F_{x3}, F_{x4}, F_{y1}, F_{y2})$;轮胎逆模型根据 F_f 计算需要的4轮滑移率 $\lambda^* = (\lambda_1^*, \lambda_2^*, \lambda_3^*, \lambda_4^*)$ 和前轮侧偏角 $\alpha^* = (\alpha_1^*, \alpha_2^*)$;滑移率和前轮转角控制器负责跟踪给定的 λ^* 和 α^* .

3.1 合力计算(Resultant force calculation)

当 δ_F^* 和 θ 经理想车辆模型计算得到期望的横摆角速度、质心侧偏角和纵向加速度之后,由合力计算模块计算出需要的合力,以保证车辆稳定运行.为了便于设计合力计算模块,将式(1)变成线性形式,做变量代换^[1]:

$$\begin{cases} F_x = v_1 + mv_cr, \\ F_y = v_2 + mu_cr, \\ M_z = v_3, \end{cases} \quad (5)$$

其中 v_1, v_2, v_3 为一组新的输入.代入式(1)可得

$$\begin{cases} \dot{u}_c = -\frac{1}{m}v_1, \\ \dot{v}_c = \frac{1}{m}v_2, \\ \dot{r} = \frac{1}{I_z}v_3. \end{cases} \quad (6)$$

对于式(6)描述的反馈线性化后的三自由度车辆模型,采用极点配置方法计算反馈增益阵 $K_2 \in \mathbb{R}^{3 \times 3}$,使得系统稳定并具有良好的动态性能.利用变换公式(5)和反馈增益阵 K_2 构造的合力计算模块如图2.图中 $K_1 \in \mathbb{R}^{3 \times 2}$ 为理想车辆模型变换矩阵.

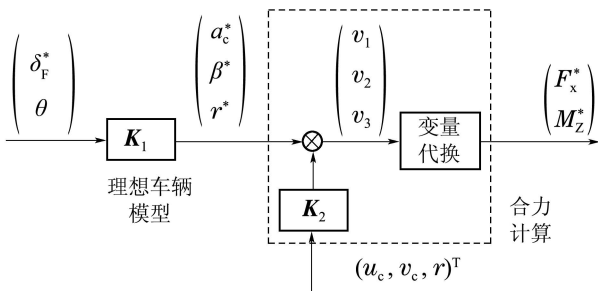


图2 理想车辆模型及合力计算模块的内部结构

Fig. 2 Inner structure of ideal vehicle model and resultant force calculator

3.2 合力调整(Resultant force adjustment)

当状态误差很大时,合力计算模块得到的合力也会很大,有可能超出路面附着极限而无法实现,因此需要对其进行调整.若能够知道当前车辆可以获得的最大横摆转矩,就可以把横摆转矩限制在该最大值以内,从而保证合力是可以实现的.本文提出了一种横摆转矩与纵向合力可行域的估计方法,来确定横摆转矩的最大值.

因为轮胎提供的摩擦力不会超过附着极限,所以纵向合力、侧向合力与横摆转矩的取值一定只能在某一个范围之内.当纵向合力一定时,随着纵向力在4轮分配的变化,横摆转矩也将发生变化.因此可以将横摆转矩看做是4轮纵向力的一个泛函,该泛函的值构成一个集合,显然这个集合是有界的.由上确界存在公理可知,当纵向合力一定时,横摆转矩必存在上确界.给定不同的纵向合力,则可以确定一条横摆转矩上确界随纵向合力变化的近似曲线,这条曲线就确定了纵向合力与横摆转矩的可行域.考虑在高速行驶时,前轮转角取值范围很小,忽略其影响,合力和合力矩与各个分力有如下关系:

$$\begin{cases} F_x = F_{x1} + F_{x2} + F_{x3} + F_{x4}, \\ M_z = -d_F F_{x1} + d_F F_{x2} - d_R F_{x3} + \\ \quad d_R F_{x4} + l_F F_{y1} + l_F F_{y2} - \\ \quad l_R F_{y3} - l_R F_{y4}, \end{cases} \quad (7)$$

其中:下标1,2,3,4分别表示左前、右前、左后、右后轮, d_F, d_R 分别表示前、后轮距的一半, l_F, l_R 分别表示前、后轴到横摆中心的距离.

为了寻找横摆转矩上确界的近似值,将横摆转矩的相反数 M 作为评价指标:

$$M = -M_z = \mathbf{c}\mathbf{x}, \quad (8)$$

$$\mathbf{c} = [d_F \quad -d_F \quad d_R \quad -d_R \quad -l_F \quad -l_F \quad l_R \quad l_R],$$

$$\mathbf{x} = [F_{x1} \quad F_{x2} \quad F_{x3} \quad F_{x4} \quad F_{y1} \quad F_{y2} \quad F_{y3} \quad F_{y4}]^T.$$

考虑在纵向力一定时,有下面的线性等式约束:

$$\mathbf{E}\mathbf{x} = F_x, \quad (9)$$

$$\mathbf{E} = [1 \quad 1 \quad 1 \quad 1 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0].$$

在后轮不能主动转向,而前轮转角可以由控制器改变的情况下,后轮的纵向力与侧向力之间应满足摩擦椭圆约束^[15],而前轮纵向力与侧向力的合力应该限制在极限摩擦圆内.

前轮摩擦力的合力不会超过极限摩擦圆,故有不等式约束:

$$\sqrt{F_{xi}^2 + F_{yi}^2} \leq \mu F_{zi}, \quad i = 1, 2. \quad (10)$$

后轮摩擦椭圆约束的形式很复杂,图3显示了当

侧偏角固定, 滑移率从0变化到1时的摩擦椭圆曲线. 从图中可以看出, 侧向力随着纵向力的增大而减小, 纵向力随着滑移率的增大先增大后减小, 纵向力的最大值对应的滑移率即最佳滑移率. 根据防抱死制动(anti-lock braking system, ABS)的要求, 滑移率不宜超过最佳滑移率, 据此, 仅考虑纵向力达到最大值以前的情况, 重新绘制摩擦椭圆曲线如图4.

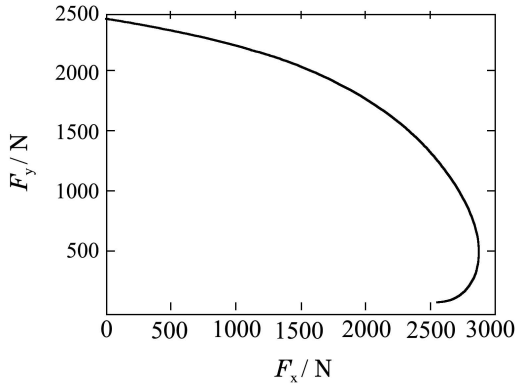


图3 摩擦椭圆
Fig. 3 Friction ellipse

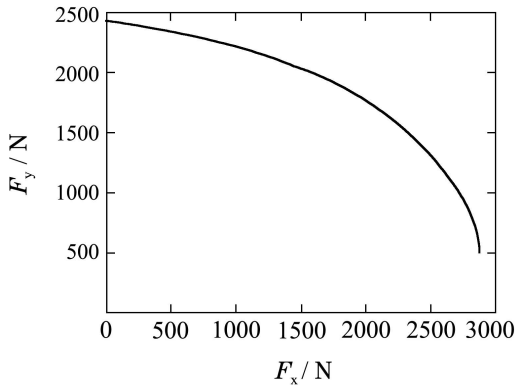


图4 符合ABS要求的摩擦椭圆
Fig. 4 Friction ellipse matching ABS

若以 μF_{zi} 为半长轴, 以侧向力的最大值, 即纯侧偏工况下的侧向力为半短轴, 做一个中心在原点的椭圆, 如图5, 可见在有效滑移率段二者的误差不大. 于是摩擦椭圆约束可近似为一个椭圆方程:

$$f(\mathbf{x}) = \begin{pmatrix} \frac{x_3^2}{a_3^2} + \frac{x_7^2}{b_3^2} - 1 \\ \frac{x_4^2}{a_4^2} + \frac{x_8^2}{b_4^2} - 1 \end{pmatrix}, \begin{cases} a_i = \mu F_{zi}, \\ b_i = C\alpha_i, \end{cases} \quad (11)$$

其中: C 为轮胎侧偏刚度, α_i 是侧偏角.

另由式(10)可得摩擦圆约束条件

$$g(\mathbf{x}) = \begin{pmatrix} x_1^2 + x_5^2 - a_1^2 \\ x_2^2 + x_6^2 - a_2^2 \end{pmatrix}, \quad a_i = \mu F_{zi}, \quad i = 1, 2. \quad (12)$$

由上面的讨论可以得到式(13)描述的非线性规划问题:

$$\begin{aligned} \min_{\mathbf{x}} M &= \mathbf{c}\mathbf{x}, \\ \text{s.t. } \mathbf{E}\mathbf{x} &= F_x, \quad \mathbf{f}(\mathbf{x}) = 0, \\ g(\mathbf{x}) &\leq 0, \quad \mathbf{x} \geq 0 \text{ (右转)}, \end{aligned} \quad (13)$$

其中: 第1个约束是纵向力线性等式约束; 第2个约束是后轮摩擦椭圆非线性等式约束; 第3个约束是前轮摩擦圆非线性不等式约束. 最后一个约束规定了 \mathbf{x} 的边界, $\mathbf{x} \geq 0$ 表示向量 \mathbf{x} 的每一个元素都非负, 对于左转向的情况, 要求前轮侧向力非正.

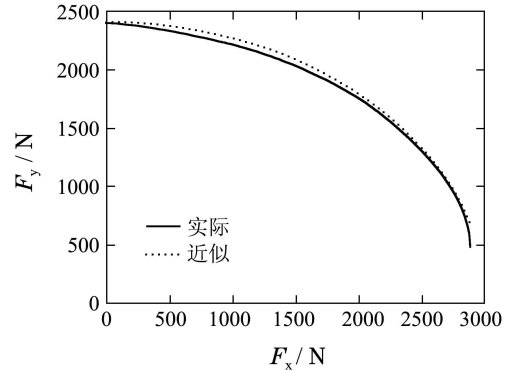


图5 近似的摩擦椭圆
Fig. 5 Approximate friction ellipse

本文使用MATLAB中的全局优化函数run的trust-region-reflective算法求解式(13)的非线性规划. 在不同的纵向合力、垂向载荷与后轮侧偏角下, 即给定足够多组 $\{F_x, a_1, a_2, a_3, a_4, b_3, b_4\}$, 求解式(13), 得到了一簇最大横摆转矩与纵向合力的关系曲线. 观察发现这一簇曲线都可以用3段折线近似代替. 近似可行区域如图6所示, 图中区域5为可行域.

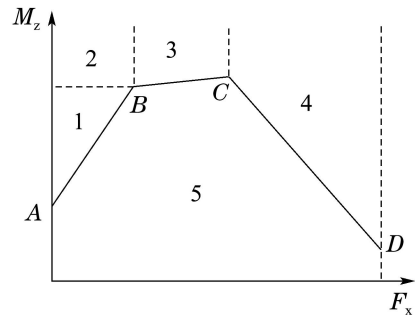


图6 纵向力与横摆力矩联合可行域
Fig. 6 United feasible region of longitudinal force and yaw moment

折线的4个顶点坐标可以近似表示成4轮垂向载荷与后轮侧偏角的线性组合, 即

$$\begin{cases} x_i = \mathbf{c}_{xi}\boldsymbol{\xi}, & i = A, B, C, D, \\ y_i = \mathbf{c}_{yi}\boldsymbol{\xi}, \end{cases} \quad (14)$$

$$\boldsymbol{\xi} = [a_1 \ a_2 \ a_3 \ a_4 \ b_3 \ b_4]^T,$$

c_{xi}, c_{yi} 是由数据拟合得到的系数行向量. 在垂向载荷合理的范围内, 用式(14)表示的顶点横坐标最大相对误差不超过5%, 纵坐标最大相对误差不超过3%. 当合力计算模块得出的合力位于图6中不同区域时, 可采用不同的方法对合力进行调整, 将合力限制在可行区域. 图中区域1, 2的分界线为水平线, 区域2, 3与区域3, 4的分界线为垂直线, 点D的横坐标为纵向合力最大值.

当合力计算模块计算的合力位于图6的不同区域时, 采用下面的方法调整合力.

区域1: 横摆转矩较大, 纵向合力较小, 认为驾驶员以转向为主要意图, 因此保持横摆转矩不变, 增大纵向合力至边界AB;

区域2: 合力定在顶点B;

区域3: 增大纵向合力对横摆转矩贡献不大, 因此保持纵向合力不变, 减小横摆转矩至边界BC;

区域4: 纵向合力较大, 认为驾驶员具有明显的制动意图, 因此保持纵向合力不变, 减小横摆转矩至边界CD;

区域5: 纵向合力与横摆转矩落在可行域内, 横摆转矩和纵向合力都不变.

3.3 合力动态分配(Dynamic distribution of resultant force)

确定了可以实现的合力以后, 就要将合力分解到4个车轮. 文献中一般都是采用某种静态的优化分配方法. 这些方法的缺点是需要估计后轮侧向力. 为了避免该问题, 本文采取一种动态分配方法, 根据实际横摆转矩与期望值的偏差进行力分配.

首先分解纵向力. 定义横摆转矩误差

$$e_M = \bar{M}_z^* - \hat{M}_z = \bar{M}_z^* - I_z \dot{r}, \quad (15)$$

其中 $\hat{M}_z = I_z \dot{r}$. 由式(7)可得, 纵向力产生的横摆转矩为

$$M_x = d_F(F_{x2} - F_{x1}) + d_R(F_{x4} - F_{x3}). \quad (16)$$

令

$$M_x = k_3 e_M, \quad (17)$$

通过选择 k_3 , 使纵向力产生的横摆转矩补偿横摆转矩误差. 为了使每个轮胎的分力都不超过附着极限, 按式(18)进行二次规划. 用拉格朗日乘数法容易求得该问题的解析解:

$$\begin{aligned} \min_{F_{xi}} J &= \sum_{i=1}^4 \frac{F_{xi}^2}{a_i^2}, \\ \text{s.t. } M_x &= k_3 e_M, \\ \sum_{i=1}^4 F_{xi} &= F_x. \end{aligned} \quad (18)$$

实际上, 由于后轮侧向力与纵向力的耦合关系,

仅由式(17)不能完全补偿横摆转矩的误差, 于是需要通过前轮侧向力的调整, 进一步提高横摆转矩的跟踪精度.

从式(7)可以看出, 两个前轮侧向力产生的横摆转矩仅与二者之和有关, 记 $F_{yF} = F_{y1} + F_{y2}$, 采用式(19)计算 F_{yF} 的当前值:

$$F_{yF}(k) = F_{yF}(k-1) + k_4 e_M, \quad (19)$$

可见 F_{yF} 与 e_M 之间的脉冲传递函数是一个积分环节, 可以消除阶跃响应下的稳态误差. 最后依据垂向力的大小按比例分配前轮侧向力, 即

$$F_{yi} = \frac{F_{zi}}{F_{z1} + F_{z2}} F_{yF}, \quad i = 1, 2. \quad (20)$$

式(17)(19)中的控制器系数 k_3, k_4 由试凑法确定, 以获得良好的动态性能.

3.4 轮胎逆模型、滑移率和前轮转角控制器(Tire inverse model, slip-rate and front-wheel steering angle controller)

滑移率和侧偏角控制器的作用是使轮胎摩擦力跟踪3.3节计算出的各个分力, 因此需要构造一个轮胎力逆模型. 式(2)-(4)给出了轮胎正向非线性模型, 其逆模型可以用下面的非线性函数来表达:

$$\begin{cases} \lambda_i^* = f_\lambda(F_{xi}, F_{yi}), \\ \alpha_i^* = f_\alpha(F_{xi}, F_{yi}), \end{cases} \quad i = 1, 2, 3, 4. \quad (21)$$

本文用一个两输入两输出的3层反向传播(back propagation, BP)网络来描述式(21), 隐层含20个神经元. 训练样本根据轮胎正向模型计算得到. 训练后的网络经过验证可以代表轮胎力逆模型.

由轮胎逆模型得到期望的滑移率 λ^* 和侧偏角 α^* , 输入到图1中的滑移率和侧偏角控制器模块, 其内部结构如图7所示.

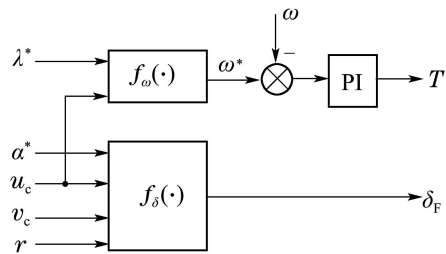


图7 滑移率和前轮转角控制器

Fig. 7 Slip-rate and front-wheel steering angle controller

图中两个函数分别如式(22)和(23):

$$\omega_i^* = f_\omega(\lambda_i^*, u_c) = \frac{u_c \lambda_i^* + u_c}{R_i}, \quad i = 1, 2, 3, 4, \quad (22)$$

式中 R_i 是第 i 个车轮的有效半径;

$$\delta_F = f_\delta(\alpha^*, u_c, v_c, r) = \frac{1}{2}(\alpha_1^* + \arctan \frac{v_c + l_F r}{u_c + d_F r} +$$

$$\alpha_2^* + \arctan \frac{v_c + l_F r}{u_c - d_F r}. \quad (23)$$

4 仿真研究(Simulation)

对图1给出的车辆稳定控制系统, 采用本文第3节设计的各模块, 在MATLAB/Simulink下进行仿真研究. 整车采用前述14自由度模型, 模型主要参数如表1^[16]. 根据表1的参数, 进行优化和数据拟合, 得到式(14)的系数如表2.

表1 仿真中的主要参数

Table 1 Main simulation parameters

参数	数值
整车质量	1360 kg
横摆转动惯量	1207 kg · m ²
前轴距横摆中心距离	1.1 m
后轴距横摆中心距离	1.24 m
前轮距	1.36 m
后轮距	1.36 m
前, 后轮胎侧偏刚度	43000, 48000 N/rad
路面附着系数	0.9

表2 式(14)的系数

Table 2 Coefficients of formula(14)

系数	数值
c_{xA}	(0, 0, 0, 0, 0, 0)
c_{yA}	(1.1, 1.1, 0, 0, -1.24, -1.24)
c_{xB}	(0, 0, 0, 1, 0, 0)
c_{yB}	(1.1, 1.1, 0, 0.68, -1.24, 0)
c_{xC}	(-0.031, 0.47, 1.24, 0.71, -0.47, 0.26)
c_{yC}	(1.24, 1.19, -0.81, 0.73, 0.15, -0.11)
c_{xD}	(1, 1, 1, 1, 0, 0)
c_{yD}	(-0.68, 0.68, -0.68, 0.68, 0, 0)

仿真初始车速设为100 km/h, 按照国标《GB-T 6323.2-1994-T汽车操纵稳定性试验方法转向瞬态响应试验(转向盘转角阶跃输入)》的规定, 方向盘转角采用阶跃输入, 从0上升到稳态值的时间为0.15 s, 其幅值使得稳态侧向加速度为3 m/s². 仿真结果如图8-11所示.

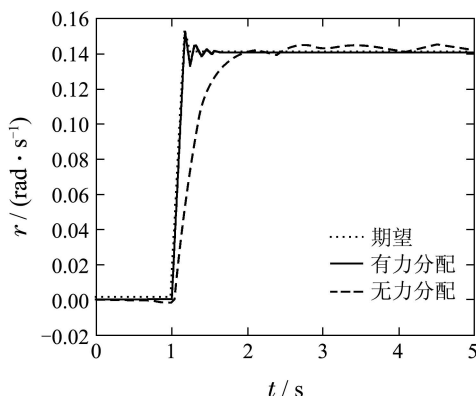


图8 横摆角速度响应曲线
Fig. 8 Yaw rate response

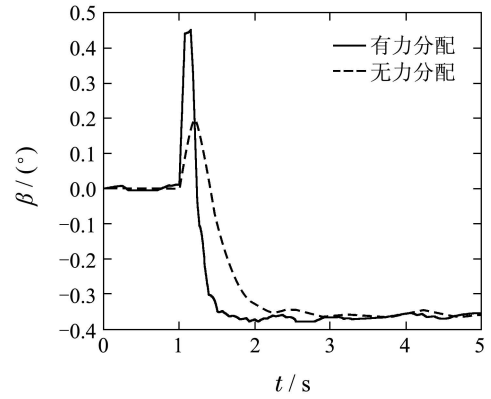


图9 质心侧偏角响应曲线
Fig. 9 Side slip angle response

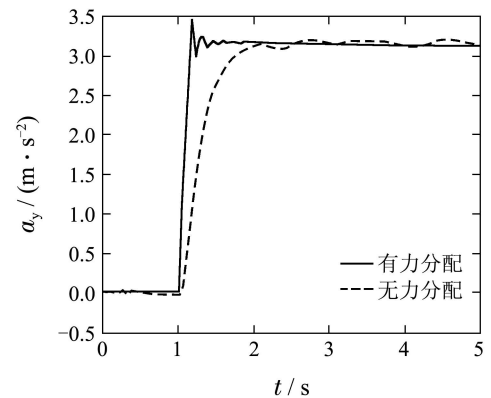


图10 侧向加速度响应曲线
Fig. 10 Lateral acceleration response

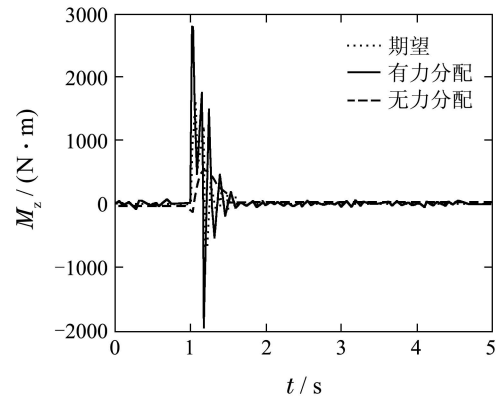


图11 横摆转矩响应曲线
Fig. 11 Yaw moment response

由车辆动力学的知识可知, 横摆角速度应具有快速响应的特性, 且稳态误差越小越好. 质心侧偏角的大小反映了车辆的侧向稳定性, 其绝对值越小越好, 一般要求不超过6°, 否则车辆可能发生侧滑或甩尾等失稳的情况. 从图9可以看出质心侧偏角仅0.4°左右, 车辆具有良好的侧向稳定性. 图11显示横摆转矩能够很好地跟踪期望值, 表明合力计算的结果被正确地分配到4个车轮. 表3给出了阶跃响应的指标. 从表中的数据可以看出, 采用功能分配方法

后,横摆角速度峰值时间大幅缩短,显示了良好的快速性,横摆加速度总方差和侧向加速度总方差均减小50%以上,显示了良好的抗干扰性能。

表3 横摆角速度阶跃响应指标

Table 3 Performance of step response

控制方式	横摆角速度峰值时间/s	横摆角速度超调量/%	横摆角速度总方差/ $(\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})^2$	侧向加速度总方差/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})^2$
有力分配	0.105	9.30	0.015	0.013
无力分配	0.9	0	0.036	0.035

依照国标《GB/T6323.3-1994汽车操纵稳定性试验方法转向瞬态响应试验(转向盘转角脉冲输入)》的规定,方向盘转角采用脉冲输入,脉冲宽度为0.4 s,其幅值使得最大侧向加速度不低于 4 m/s^2 。仿真结果如图12-15所示。从图12-15可以看出,在相同的方向盘转角下,有力分配时的横摆角速度峰值明显高于无力分配时的数值,力分配能够有效地增大通频带宽,提高横摆角速度的瞬态响应能力。

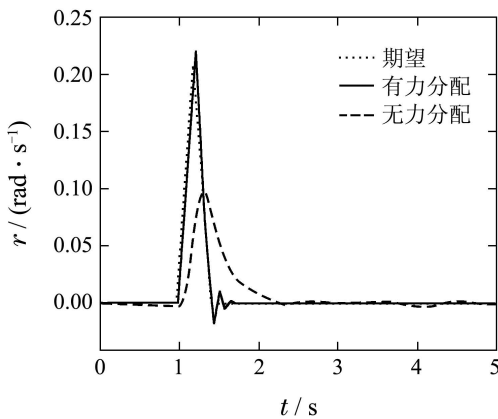


图12 横摆角速度响应曲线

Fig. 12 Yaw rate response

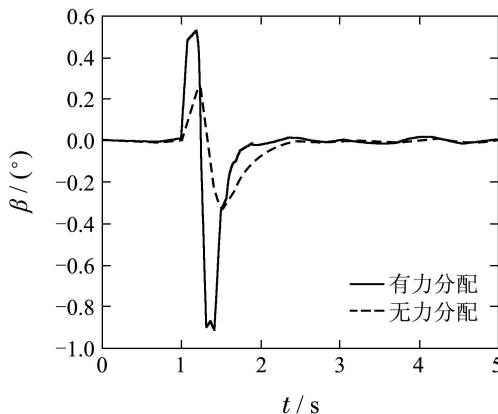


图13 质心侧偏角响应曲线

Fig. 13 Side slip angle response

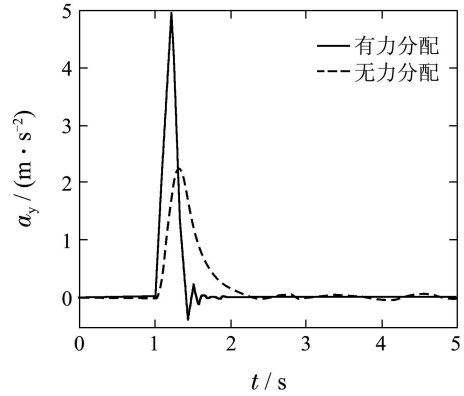


图14 侧向加速度响应曲线

Fig. 14 Lateral acceleration response

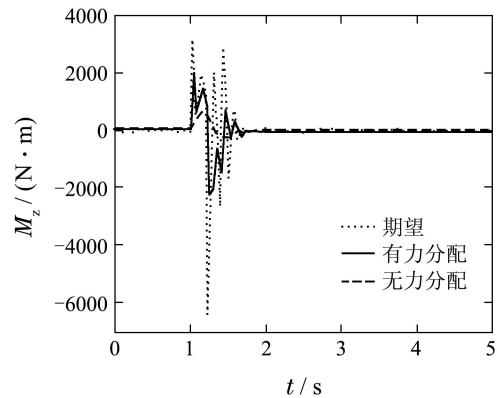


图15 横摆转矩响应曲线

Fig. 15 Yaw moment response

参考美国高速公路交通安全局的FMVSS 126法规的相关规定,方向盘转角采用正弦延迟输入,频率为0.7 Hz,在波谷处延迟0.5 s。

首先,进行缓慢增加转向试验,车辆以 $80 \pm 2 \text{ km/h}$ 的速度匀速行驶,转向盘转角以 $13.5^\circ/\text{s}$ 角速度匀速增加,直到车辆的侧向加速度约为 5 m/s^2 ;

然后,开始正弦延迟试验,车速为 $80 \pm 2 \text{ km/h}$,正弦曲线的起始振幅为 $1.5A$ (A 为上述缓慢增加转向试验中,使车辆产生 3 m/s^2 稳态侧向加速度时的转向盘转角),每次试验振幅的递增幅度为 $0.5A$,直到正弦曲线的振幅增加到 $6.5A$ 。在方向盘转角幅度大于等于 $5A$ 时,方向盘转角刚进入波谷时的侧向位移不应小于 1.83 m 。

按照上面给出的条件进行仿真,图16-19给出了方向盘转角 $1.5A$ 时的响应曲线。在方向盘转角为 $5A$ 时,测得侧向位移为 1.84 m ,满足标准的要求。从仿真结果可以看出,横摆角速度能很好地跟随期望值,质心侧偏角峰值不超过 1° ,转向指令回零后,车辆迅速回到直线行驶状态,其跟随性和快速性都优于无力分配的结果。

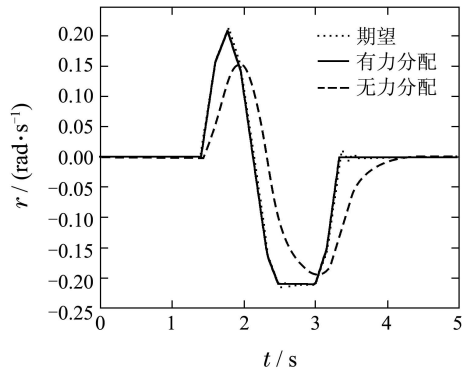


图 16 横摆角速度响应曲线
Fig. 16 Yaw rate response

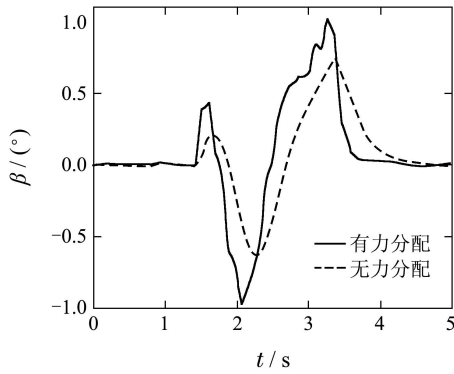


图 17 质心侧偏角响应曲线
Fig. 17 Side slip angle response

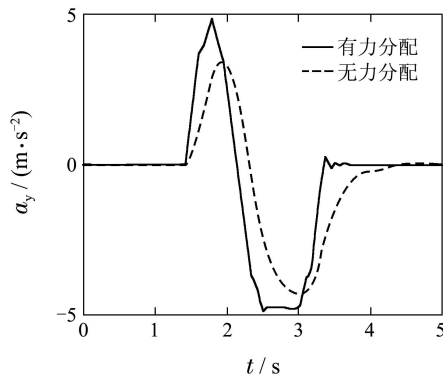


图 18 侧向加速度响应曲线
Fig. 18 Lateral acceleration response

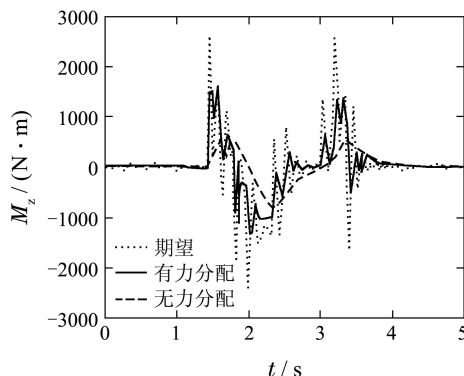


图 19 横摆转矩响应曲线
Fig. 19 Yaw moment response

5 结论(Conclusion)

本文构造了一种车辆稳定控制系统的结构, 控制算法由理想车辆模型、合力计算、合力调整、力分配、轮胎逆模型、滑移率和侧偏角控制器6个模块组成. 其中合力调整模块计算出纵向合力与横摆转矩的可行域, 按设计的规则将合力计算的结果调整到可行域内, 确保纵向合力和横摆转矩是可以实现的; 力分配模块采用动态分配方法, 避免了对后轮侧向力的估计. 在第4节设定的条件下进行仿真, 结果表明合力被正确的分配到4个车轮, 车辆具有良好的动态性能、跟踪性能和侧向稳定性.

参考文献(References):

- [1] AHMADI J, SEDIGH A K, KABGANIAN M. Adaptive vehicle lateral-plane motion control using optimal tire friction forces with saturation limits consideration [J]. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 2009, 58(8): 4098 – 4107.
- [2] ROSHANBIN A, NARAGHI M. Vehicle integrated control—an adaptive optimal approach to distribution of tire forces [C]//*Proceedings of 2008 IEEE International Conference on Networking, Sensing and Control*. New York: IEEE Systems, Man and Cybernetics Society, 2008: 885 – 890.
- [3] MOKHIAMAR O, ABE M. Simultaneous optimal distribution of lateral tire forces for the model following control [J]. *Journal of Dynamic System, Measurement and Control*, 2004, 126(4): 753 – 763.
- [4] KIM S H, KIM D H. A study on motion control of 6WD/6WS vehicle using optimum tire force distribution method [C]//*International Conference on Control, Automation and Systems*. New York: IEEE Computer Society, 2010: 1502 – 1507.
- [5] KANG J, KIM W, YI K, et al. Skid-steering-based maneuvering of robotic vehicles with articulated suspensions [J]. *SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems*, 2009, 2(1): 645 – 652.
- [6] KIM D J, KIM C J, KIM Y R, et al. A study on an independent 6WD/6WS system for electric vehicles using the optimum tire force distribution [J]. *Journal of Institute of Control, Robotics and Systems*, 2010, 16(7): 632 – 638.
- [7] NISHIHARA O, KUMAMOTA H. Optimizations of tire workload exploiting complementarities between independent steering and traction/braking force distributions [C]//*The 8th International Symposium on Advanced Vehicle Control*. Oxfordshire: Vehicle System Dynamics, 2006: 713 – 718.
- [8] PENG H E, HORI Y. Improvement of EV maneuverability and safety by disturbance observer based dynamic force distribution [C]//*The 22th International Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Symposium & Exposition*. Brussels: European Association for Battery, 2006: 1818 – 1827.
- [9] ONO E, HATTORI Y. Vehicle dynamics control based on tire grip margin [C]//*The 7th International Symposium on Advanced Vehicle Control*. Netherlands: Swets and Zeitlinger, 2004: 531 – 536.
- [10] 刘力, 罗禹贡, 李克强. 基于动态目标调整的汽车全轮纵向力分配的研究 [J]. *汽车工程*, 2010, 32(1): 60 – 64.
(LIU Li, LUO Yugong, LI Keqiang. A study on vehicle all-wheel

- longitudinal force distribution based on dynamic objective adjustment [J]. *Automotive Engineering*, 2010, 32(1): 60 – 64.)
- [11] 邹广才, 罗禹贡, 李克强. 基于全轮纵向力优化分配的4WD车辆直接横摆力矩控制 [J]. 农业机械学报, 2009, 40(5): 1 – 6.
(ZOU Guangcai, LUO Yugong, LI Keqiang. 4WD vehicle DYC based on tire longitudinal forces optimization distribution [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2009, 40(5): 1 – 6.)
- [12] 李道飞, 喻凡. 基于最优轮胎力分配的车辆动力学集成控制 [J]. 上海交通大学学报, 2008, 42(6): 887 – 891.
(LI Daofei, YU Fan. Integrated vehicle dynamics controller design based on optimum tire force distribution [J]. *Journal of Shanghai Jiaotong University*, 2008, 42(6): 887 – 891.)
- [13] CHO W K, YOON J Y, YIM S J, et al. Estimation of tire forces for application to vehicle stability control [J]. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 2010, 59(2): 638 – 649.
- [14] 朱茂飞. 汽车底盘集成系统解耦控制方法及关键子系统时滞控制研究 [D]. 合肥: 合肥工业大学, 2003.
(ZHU Maofei. *Research on decoupling control method of vehicle chassis and time-delay control of chassis key subsystems* [D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2003.)
- [15] RAJAMANI R. 车辆动力学及控制 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2011.
(RAJAMANI R. *Vehicle Dynamics and Control* [M]. Beijing: China Machine Press, 2011.)
- [16] 陈无畏, 祝辉. 基于状态识别的整车操纵性和平顺性的协调控制 [J]. 机械工程学报: 46(10): 2010, 46(10): 148 – 156.
(CHEN Wuwei, ZHU Hui. Coordinated control of vehicle ride comfort and handling stability based on state identification [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46(10): 148 – 156.)

作者简介:

刘跃 (1984–), 男, 硕士研究生, 目前研究方向为复杂系统的控制, E-mail: 654585666@qq.com;

方敏 (1950–), 女, 教授, 目前研究方向为复杂系统的建模与控制, E-mail: minfang923@126.com;

汪洪波 (1981–), 男, 博士, 讲师, 目前研究方向为汽车底盘控制系统, E-mail: bob.627@163.com.