

基于 LTR 的汽车差动制动防侧翻动力学研究

岑达希, 胡树根*, 王 耘, 宋小文
(浙江大学 动力机械及车辆工程研究所, 浙江 杭州 310027)

摘要: 为了提高汽车的抗侧翻能力, 以四自由度汽车模型为基础, 研究分析了横向载荷转移率(LTR)与汽车运动参数的相互关系, 提出了一种基于 LTR 的汽车差动制动防侧翻动力学模型, 在此基础上研究分析了差动制动时制动力大小对汽车防侧翻性能的影响, 此项研究成果补充了汽车差动制动防侧翻控制理论。仿真结果验证了所建立动力学模型的有效性。

关键词: 横向载荷转移率; 防侧翻; 差动制动; 动力学模型; 仿真

中图分类号: TH113; U46

文献标志码: A

文章编号: 1001-4551(2011)05-0532-05

Study on vehicular differential-braking dynamics based on lateral-load transfer rate

CEN Da-xi, HU Shu-gen, WANG Yun, SONG Xiao-wen

(Power Machinery and Vehicular Engineering Institute, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: In order to improve the anti-rollover capability, by analyzing the internal relationship between lateral-load transfer rate(LTR) and the vehicle dynamic parameters, a new refine dynamic model for describing the vehicular differential-braking condition was presented based on the 4-DOF vehicle model and the LTR. By this model, how the braking force affected the anti-rollover performance and the vehicle movement was investigated. The whole research reinforces the differential-braking control theory for anti-rollover. The simulation results validate the effectiveness of dynamic model.

Key words: lateral-load transfer rate(LTR); anti-rollover; differential-braking; dynamics model; simulation

0 引 言

近年来,侧翻已经成为影响汽车安全性的一个重要因素。据美国国家道路交通安全局(NHTSA)的统计数据,虽然汽车侧翻现象只占交通事故的8%,但是侧翻事故中严重受伤和死亡的概率却高达21%和31%,每年大约超过1 000人死于侧翻事故,即便是系着安全带,仍然有75%的概率在侧翻事故中致死。引起侧翻的因素有很多,包括汽车的结构,驾驶员的操作以及道路条件等。近年来,国内外学者都非常关注汽车抗侧翻性能分析以及主动与被动安全技术研究^[1-5]。

随着汽车电控系统的广泛应用,对汽车制动力的控

制越来越容易,而且制动可以降低车速,减小侧向力,因此,进行制动力控制是一种非常有效的抗侧翻措施。

国内外都有学者对差动制动工况下汽车运动状态进行了相关研究^[6-7],大多采用在二自由度汽车模型上增加制动力的数学模型,对作为汽车侧翻判断指标的横向载荷转移率(LTR),一般都只是作为单独的输出来进行研究,并没有具体地分析LTR对汽车运动状态的影响。而实际上LTR与汽车的各运动参数有着相互影响、相互制约的关系。因此,本研究通过对汽车差动制动工况进行力学特性分析,提出一种基于LTR的汽车差动制动防侧翻动力学模型,建立LTR与汽车各运动参数的数学关系模型,在此基础上进行仿真分析以验证所建模型的有效性,并研究分析差动制动时制

动力大小对汽车运动姿态的影响,为防侧翻控制设计提供依据。

1 汽车差动制动侧翻模型建立

1.1 整车侧翻模型

差动制动可以同时改变汽车侧向运动、横摆运动以及侧倾运动,从而有效地降低汽车的横向载荷转移率,防止汽车侧翻。根据文献[3]与文献[8]的研究,转向外侧前轮的制动力产生的抗横摆力矩效果最好,因此,差动制动时只需选择转向外侧前轮进行制动就能满足要求。

在建立模型时,本研究作如下假设:不考虑路面输入;不考虑俯仰运动的影响;忽略空气作用力的影响,由于非簧载质量相对于簧载质量比较小,忽略簧载质量;将汽车悬架等效为抗侧倾弹簧和阻尼。那么将汽车曲线运动时差动制动工况下的整车模型简化为4自由度模型,分别为沿 x 轴的纵向运动,沿 y 轴的侧向运动、绕 z 轴的横摆运动和绕 x 轴的侧倾运动,如图1所示,由牛顿第二定律得到汽车曲线运动时差动制动工况下的动力学方程:

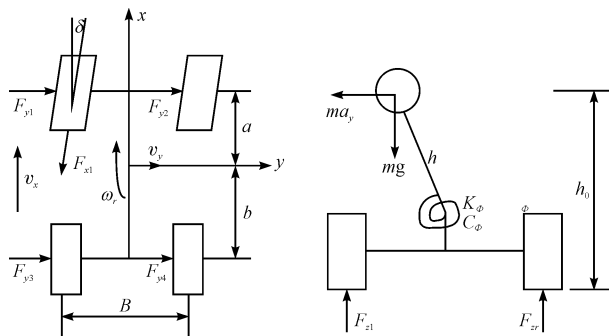


图1 整车侧翻模型示意图

m —汽车质量; v_x, v_y —汽车纵向速度和侧向速度; ω_r —横摆角速度; ϕ —侧倾角; a, b —质心到前轴和后轴的距离; I_x, I_z —绕 x 轴和绕 z 轴的转动惯量; δ —前轮转角; h —侧倾中心到质心的距离; h_0 —侧倾中心到地面的距离; K_ϕ —悬架等效侧倾刚度; C_ϕ —悬架等效侧倾阻尼; B —左右轮距宽度; F_{yf}, F_{yr} —前后侧偏力,前轴 $F_{yf} = F_{y1} + F_{y2}$,后轴 $F_{yr} = F_{y3} + F_{y4}$; $F_{y1}, F_{y2}, F_{y3}, F_{y4}$ —左前,右前,左后和右后各个车轮的侧偏力; F_{x1} —差动制动时地面制动力

纵向运动:

$$ma_x = F_{x1} \quad (1)$$

侧向运动:

$$ma_y = F_{yf} \cos \delta + F_{yr} \quad (2)$$

横摆运动:

$$I_z \dot{\omega}_r = aF_{yf} \cos \delta - bF_{yr} - \Delta M \quad (3)$$

侧倾运动:

$$I_x \ddot{\phi} = mgh \sin \phi + ma_y h \cos \phi - K_\phi \phi - C_\phi \dot{\phi} \quad (4)$$

其中,纵向加速度 $a_x = \dot{v}_x - \omega_r v_y$,侧向加速度 $a_y = \dot{v}_y + \omega_r v_x$ 。

1.2 横向载荷转移率

横向载荷转移率可以评价汽车的稳定状态,同时可以作为评价汽车侧翻的指标,横向载荷转移率定义为左右轮胎垂直载荷之差与整车总的垂直载荷之比,表达式如下:

$$LTR = \frac{F_{zr} - F_{zl}}{F_{zr} + F_{zl}} \quad (5)$$

式中: F_{zr}, F_{zl} —汽车左、右垂直载荷。

且可知:

$$F_{zr} + F_{zl} = mg \quad (6)$$

当汽车发生侧倾时,垂直载荷在左、右车轮上重新分配, LTR 的范围在 $[-1, 1]$,当 $LTR = 0$ 时,汽车没有侧倾,也就不会发生侧翻,当 $LTR = \pm 1$ 时,有一侧垂直载荷为0,轮胎离地,发生侧翻危险。在较多文献中 LTR 的极限值取为0.9。

对整车左侧车轮接地取矩,则有:

$$F_{zr} B = mg \left(\frac{B}{2} + h \sin \phi \right) + ma_y h_0 \quad (7)$$

结合式(5,6,7),由于 ϕ 比较小,取 $\sin \phi = \phi$,整理得到:

$$LTR = \frac{2g\phi h + 2a_y h_0}{gB} \quad (8)$$

由式(3)可以看到,侧倾角的大小在汽车结构参数确定的情况下只与侧向加速度有关,因此,引入侧倾率 R_ϕ (rad/g),侧倾角可表示为:

$$\phi = R_\phi \frac{a_y}{g} \quad (9)$$

横向载荷转移率 LTR 的最终表达式为:

$$LTR = \frac{2R_\phi h + 2h_0}{gB} a_y \quad (10)$$

那么,汽车的横向载荷转移率可以认为只与汽车侧向加速度以及汽车结构参数有关。

1.3 轮胎力与轮胎侧偏角

由式(5)与式(6),可以求得各个轮胎的瞬时垂直载荷为:

$$\begin{cases} F_{z1} = \frac{b(1+LTR)}{2L} mg \\ F_{z2} = \frac{b(1-LTR)}{2L} mg \\ F_{z3} = \frac{a(1+LTR)}{2L} mg \\ F_{z4} = \frac{a(1-LTR)}{2L} mg \end{cases} \quad (11)$$

式中: L —前后轴距, $L = a + b$ 。

由于汽车的侧倾使得各个车轮的垂直载荷重新分配, 而垂直载荷的变化对轮胎的侧偏特性有着显著的影响, 为了反映轮胎侧偏特性与垂直载荷的关系, 建立轮胎侧偏力与垂直载荷的函数关系:

$$F_{yi} = (C_1 F_{zi} + C_2 F_{zi}^2) \alpha_i \quad (12)$$

式中: $F_{zi} (i = 1, \dots, 4)$ —前左, 前右, 后左, 后右轮胎的垂直载荷; C_1, C_2 —常数, 不一样的轮胎它们的值不一样, 通常由实验求得。

式(11)代入式(12), 整理可得到:

$$\begin{cases} F_{y1} = \left[C_1 \frac{b(1+LTR)}{2L} mg + C_2 \left(\frac{b(1+LTR)}{2L} mg \right)^2 \right] \alpha_f \\ F_{y2} = \left[C_1 \frac{b(1-LTR)}{2L} mg + C_2 \left(\frac{b(1-LTR)}{2L} mg \right)^2 \right] \alpha_f \\ F_{y3} = \left[C_1 \frac{a(1+LTR)}{2L} mg + C_2 \left(\frac{a(1+LTR)}{2L} mg \right)^2 \right] \alpha_r \\ F_{y4} = \left[C_1 \frac{a(1-LTR)}{2L} mg + C_2 \left(\frac{a(1-LTR)}{2L} mg \right)^2 \right] \alpha_r \end{cases} \quad (13)$$

上式表明了侧偏力与横向载荷转移率及侧偏角的关系。

在不考虑侧倾转向与侧倾、外倾的情况下, 前、后轮胎侧偏角计算式为:

$$\alpha_f = \frac{v_y + a\omega_r}{v_x} - \delta, \alpha_r = \frac{v_y - b\omega_r}{v_x} \quad (14)$$

由轮胎的摩擦椭圆特性可以得到轮胎制动力和侧偏力之间的关系应该满足:

$$\left(\frac{F_{xi}}{F_{ximax}} \right)^2 + \left(\frac{F_{yi}}{F_{yimax}} \right)^2 = 1 \quad (15)$$

式中: $F_{xi}, F_{yi} (i = 1, \dots, 4)$ —各个车轮的制动力和侧偏力; $F_{ximax}, F_{yimax} (i = 1, \dots, 4)$ —各个轮胎的最大制动力和最大侧偏力。

最大制动力可以由下式求得:

$$F_{ximax} = \varphi F_{zi} \quad (16)$$

式中: $F_{zi} (i = 1, \dots, 4)$ —各个轮胎的垂直载荷; φ —轮胎与路面的附着系数。

在大侧向加速度下, 最大侧偏力 F_{yimax} 可认为是该轮胎在某一侧偏角下没有纵向力时的侧偏力。

1.4 目标车轮制动力与侧向力分析

将地面制动力与垂直载荷之比定义为制动力系数 φ_b , 即 $F_{xi} = \varphi_b F_{zi}$, 将该式代入式(15), 可得到:

$$F_{yi} = \sqrt{1 - \left(\frac{\varphi_b}{\varphi} \right)^2} F_{yimax} \quad (17)$$

由式(2)可以看到, 侧向加速度的大小由侧向力

决定, 假设实施差动制动前后侧向加速度的变化值为 Δa_y , 则由式(2)与式(17)可以求得制动前后侧向力的变化值(绝对值)为:

$$\Delta a_y = \frac{\left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{\varphi_b}{\varphi} \right)^2} \right) F_{y1} \cos \delta}{m} \quad (18)$$

Δa_y 的值越大, 代表侧向加速度减少的越多。由式(18)可以看到, 对于给定的侧向力和转向角, φ_b 的值越大, 即制动力越大, Δa_y 的值就越大, 从而侧向加速度越小, 结合式(10)可以看到, 侧向加速度越小, 横向载荷转移率就越小, 从而降低了汽车侧翻的危险, 这就是差动制动抗侧翻的基本原理。

按照上述的分析, 当 $\varphi_b = \varphi$, 即垂直载荷完全被制动力消耗, 侧向力降到 0 时, Δa_y 的值达到最大, 横向载荷转移率变小的幅度最大, 抗侧翻能力达到了最大效果。然而在实际的制动过程中这种效果并不是可行的, 因为制动力系数难以达到 $\varphi_b = \varphi$, 而且侧向力为 0 时会严重影响汽车的横摆运动。制动的最佳效果应该是具有较大的制动力的同时保证较大的侧向力。

线性化的制动力系数 φ_b 和侧向力系数 φ (侧向力与垂直载荷之比) 与滑动率 s 的关系曲线如图 2 所示, 由图可以看到, 在滑动率为 s_0 时, 制动力系数最大, 而且此时侧向力系数也较大, 将制动力系数最大值定义为 φ_b , 一般情况下它是小于附着系数的。因此, 制动时将车轮滑移率控制在 s_0 , 就能获得最大制动力和较大的侧向力, 通过 ABS 就能达到要求^[9]。

因此, 差动制动时制动力的大小就为:

$$F_{x1} = \varphi_b F_{z1} = \frac{\varphi_b b(1+LTR)}{2L} mg \quad (19)$$

此时侧向力为:

$$F_{y1} = \sqrt{1 - \left(\frac{\varphi_b}{\varphi} \right)^2} F_{y1max} \quad (20)$$

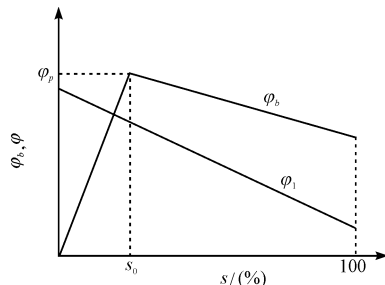


图 2 制动力系数、侧向力系数与车轮滑移率关系曲线

1.5 汽车差动制动防侧翻动力学模型

假设汽车由匀速直线运动转入曲线运动工况, 突然在前外轮施加制动, 设制动时路面制动力的大小为

F_{x2} ,由于摩擦椭圆的限制,制动力增大后该车轮的侧向力会相应的减少,结合式(1,2,3,11,13,14,19,20),由于转向角不大,取 $\cos \delta = 1, \sin \delta = \delta$,整理后得到以下结果:

$$\begin{cases} \dot{v}_x = \frac{F_{x1}}{m} - v_y \omega_r \\ \dot{v}_y = A_1 \frac{v_y}{v_x} + B_1 \frac{\omega_r}{v_x} - K_1 \delta \\ \dot{\omega}_r = A_2 \frac{v_y}{v_x} + B_2 \frac{\omega_r}{v_x} - K_2 \delta - \frac{\Delta M}{I_z} \end{cases} \quad (21)$$

且:

$$F_{x1} = \frac{\varphi_b b (1 + LTR)}{2L} mg;$$

$$A_1 = C_1 \frac{2a + (1 + \varepsilon)b + b(\varepsilon - 1)LTR}{2L} g +$$
$$C_2 \frac{(b^2 + \varepsilon b + 2a^2)(1 + LTR^2) + 2b^2(\varepsilon - 1)LTR}{4L^2} mg^2;$$

$$B_1 = C_1 \frac{ab(1 + \varepsilon)(1 + LTR)}{2L} g +$$
$$C_2 \frac{ab(b + \varepsilon b - 2a)(1 + LTR^2) + 2ab^2(\varepsilon - 1)LTR}{4L^2} mg^2 - v_x^2;$$

$$K_1 = C_1 \frac{b(\varepsilon - 1)LTR + (\varepsilon + 1)b}{2L} g +$$
$$C_2 \frac{b^2(\varepsilon + 1)(1 + LTR^2) + 2b^2(\varepsilon - 1)LTR}{4L^2} mg^2;$$

$$A_2 = C_1 \frac{ab(\varepsilon - 1)(1 + LTR)}{2LI_z} mg +$$
$$C_2 \frac{ab(\varepsilon b + b - 2a)(1 + LTR^2) + 2ab^2(\varepsilon - 1)LTR}{4L^2 I_z} m^2 g^2;$$

$$B_2 = C_1 \frac{ab(a\varepsilon + a + 2b) + a^2 b(\varepsilon - 1)LTR}{2LI_z} mg +$$
$$C_2 \frac{a^2 b^2(\varepsilon + 3)(1 + LTR^2) + 2a^2 b^2(\varepsilon - 1)LTR}{4L^2 I_z} m^2 g^2;$$

$$K_2 = C_1 \frac{ab(\varepsilon + 1) + ab(\varepsilon - 1)LTR}{2LI_z} mg +$$
$$C_2 \frac{ab^2(\varepsilon + 1)(1 + LTR^2) + 2ab^2(\varepsilon - 1)LTR}{4L^2 I_z} m^2 g^2;$$

$$\varepsilon = \sqrt{1 - \left(\frac{\varphi_b}{\varphi}\right)^2};$$

$$\Delta M = F_{x1} \left(\frac{B}{2} + a\delta \right).$$

式(10)与式(21)就组成了基于LTR的汽车差动制动防侧翻动力学模型,该模型与其他模型相比较,具有以下的特点:

(1) 横向载荷转移率作为侧翻因子,是最终要被控制的目标,同时它也是将汽车纵向运动、侧向运动以及横摆运动统一起来的关键点。汽车的运动状态参数

的变化会导致LTR的变化,而LTR的变化又会反过来影响汽车的运动状态参数,LTR与汽车的各运动参数相互制约、相互影响,该模型将它们内在关系通过数学表达式表现出来,使LTR与汽车运动参数的变化过程更加地精确。

(2) 该模型采用的是考虑垂直载荷影响的非线性轮胎模型,使得轮胎力更接近于真实状态,同时使得整车模型具有较强的非线性。由分析过程可以看到,LTR的变化直接影响了侧向力与制动力大小的变化。

(3) 由制动力的计算式可以看到,制动力大小根据路面的状况以及LTR的变化而变化。

(4) 该模型适用于汽车多种运动状态分析,包括匀速直线运动、匀速曲线运动以及弯道单轮差动制动,只要合理的调整输入参数就能够得到相对应的数学模型。

2 仿真计算与结果分析

根据上述提出的模型,可以方便地研究汽车的行驶参数在特定工况下的时域响应情况。利用Matlab/Simulink可以对上述方程进行求解。用于仿真的汽车特征参数如表1所示。

表1 汽车特征参数

参数	数值及单位
整车质量 m/kg	1 618
质心高度 h_0/m	0.68
质心与侧倾中心距离 h/m	0.3
轴距 L/m	2.608
质心距前轴距离 a/m	1.042
质心距后轴距离 b/m	1.566
轮距 B/m	1.47
转动惯量 $(I_x, I_y, I_z)/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	(500, 2 250, 2 500)
轮胎系数 (C_1, C_2)	(-17.054, 0.001 6)
侧倾率 $R_\phi/(\text{rad} \cdot \text{g}^{-1})$	0.08

2.1 LTR对汽车运动参数影响分析

仿真时,假设汽车由匀速直线运动进入曲线运动,前轮转角输入为0.087 26 rad(约为 5°),采用J转向输入,试验车速为80 km/h,通过仿真结果比较不同的LTR值下汽车运动参数响应情况。

在不同的LTR值下仿真所得到的横摆角速度和质心侧偏角响应曲线如图3所示。由响应曲线可以看到,随着LTR值的增大,横摆角速度的稳态值变小,而质心侧偏角的稳态值(绝对值)也减小,说明汽车的运动状态趋向于不足转向,汽车的转向能力下降。因此,降低LTR的值不仅能够降低汽车侧翻的危险,而且还能够增加汽车的转向能力,使得汽车在高速时也具有较高的转向性能,但是过度地降低LTR会增大汽车的质心侧偏角,从而影响汽车的稳定性。因此,必须合理

地调整汽车 LTR 的大小,否则会适得其反。

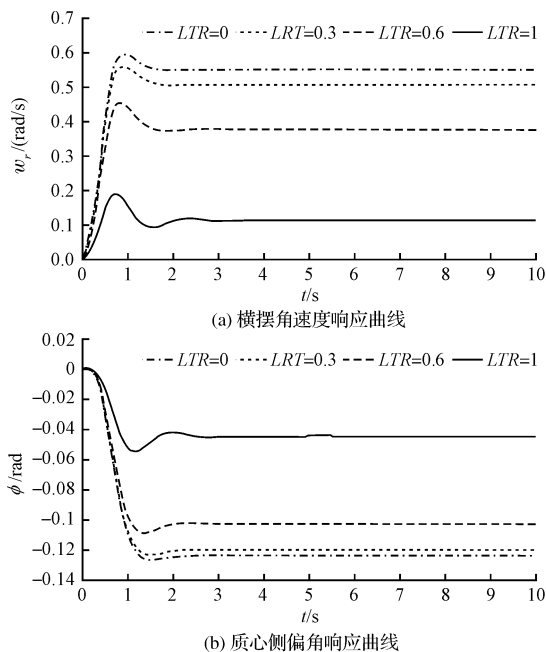


图 3 不同 LTR 值下汽车行驶参数变化情况

2.2 差动制动仿真与分析

仿真时,将汽车路面附着系数设定为 1,同样采用 J 转向试验方法,在侧向加速度为 $0.4g$ 时开始实施差动制动。采用不同的制动力进行差动制动时汽车行驶参数的响应曲线如图 4 所示,由仿真结果可以看到,制动力越大,横摆角速度、质心侧偏角(绝对值)、纵向车速以及 LTR 都是变小的。而由上面 1.4 节的分析已经知道,如果仅从降低 LTR 值来说,制动力越大, LTR 值降低的越多,抗侧翻性能越好,仿真结果证实了其准确性。

一般来说对于路面附着系数为 1 的路面,最大制动力系数应该在 0.8 以上^[10]。从仿真结果来看,当 $\varphi_b = 0.8$ 时, LTR 的最大值由没有制动时的 0.8 降到差动制动后的 0.4,降低了 50%,完全满足汽车抗侧翻的要求,大幅度地提升了汽车的抗侧翻性能。然而此时的横摆角速度的稳态值由没有制动时的 0.28 rad/s 降到了 0.13 rad/s ,从而较大地降低了汽车的转向能力,质心侧偏角很快地变为 0,然后反方向增大,这些都说明汽车的不足转向量在增加,汽车有往外跑的趋势,而且此时纵向速度降低的比较多。

当 $\varphi_b = 0.5$ 时,各响应曲线的响应过程最好,超调量最小。 LTR 的最大值由没有制动时的 0.8 降到差动制动后的 0.52,起到了一定的抗侧翻作用,而同时横摆角速度的稳态值由没有制动时的 0.28 rad/s 降到了 0.21 rad/s ,对汽车转向能力影响不大,质心侧偏角(绝对值)则减小到接近于 0,有利于提高汽车的操纵

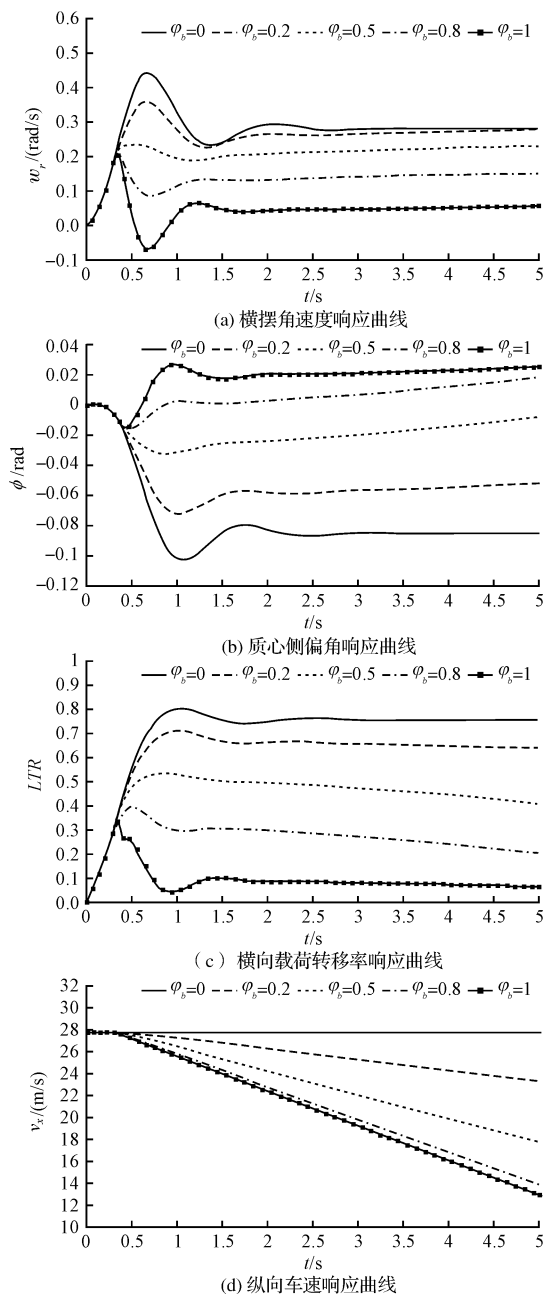


图 4 不同制动力系数下汽车行驶参数响应曲线

稳定性。同时,汽车的纵向速度降幅也不大,还能够以较高的车速转向。也就是说,存在这么一个制动力系数,使得汽车在实施差动制动时既能够起到一定的抗侧翻作用,同时又不会过多地削减汽车的转向能力以及保证汽车高速通过弯道,但是制动系数会因为路面条件的不一样而有所区别。

综上所述,如果以最大限度地降低 LTR 的值为目的,那么可实施最大制动力进行差动制动,采用 ABS 就能实现,但这样会较大地降低汽车的转向性能,较多的增加汽车的不足转向量,同时会大幅度地降低行车速度;如果要既保证能够降低 LTR 的值的同时又保证

(下转第 541 页)

扇搅拌和有风扇搅拌两种情况下气压场的分布规律进行了三维数值模拟,主要得到如下结论:

(1) 离心加速度对环境舱内的压力场有很大的影响。在环境舱运行过程中,靠近回转中心的一侧形成低压区,远离回转中心的一侧形成高压区。离心加速度是造成环境舱内压力分布不均的一个主要因素。

(2) 提出改善离心力作用下压力场均匀性的方法:通过增加风扇使环境舱内的强迫对流作用增强,并由仿真结果可知,应尽量采用功率大的风扇,效果会更好。

参考文献 (References):

- [1] 陈谋义. 环境试验的重要性及环境设备的有关问题[J]. 环境技术, 1999, 2(1): 58-62.
- [2] 樊俊才. 离心泵三元流场计算与叶轮计算机辅助设计[J]. 石油机械, 1993(5): 1-4.
- [3] 王保国, 刘淑艳, 黄伟光. 气体动力学[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2005: 25-38.
- [4] RAFFEL M, KOST F. Investigation of aerodynamic effects of coolant ejection at the T railing edge of a turbine blade model by PIV and pressure measurements[J]. **Experiments**

in Fluids, 1998, 24(5-6): 447-461.

- [5] 李进良, 李承曦, 胡仁喜. 精通 FLUENT 流场分析[M]. 北京: 化学工业出版社, 2009: 103-142.
- [6] SPEZIALE C G, THANGAM S. Analysis of a RNG based turbulence model for separated flows[J]. **International Journal of Engineering Science**, 1992, 30(10): 1379-1388.
- [7] SHIH T H, LIOU W W, SHABBIR A, et al. A new $k-\varepsilon$ eddy viscosity model for high reynolds number turbulent flows: model development and validation[J]. **Computers & Fluids**, 1995, 24(3): 227-238.
- [8] 韩占忠, 王敬, 兰小平. FLUENT 流体工程仿真计算实例与应用[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2004: 163-189.
- [9] 徐希彬, 宋文武, 陈祺, 等. 循环泵内部流场数值模拟及研究[J]. 机械, 2010, 37(1): 25-28.
- [10] DENNIS S C R, WALKER J D A. Calculation of the steady flows past a sphere at low and intermediate Reynolds number[J]. **Journal of Fluids Mechanics**, 1971, 48(4): 771-798.
- [11] 王瑞金, 张凯, 王刚. FLUENT 技术基础与应用实例[M]. 北京: 清华大学出版社, 2007: 153-175.

[编辑: 张翔]

(上接第 536 页)

汽车的转向能力降低不多以及汽车的行驶速度降幅不大,那么就需要根据实际路面情况选择制动力的大小,然而这种情况会因为变量的耦合以及路面的复杂性而增加制动力控制的难度,实施起来比较困难。但是,由于汽车侧翻的危害性比较大,一般情况下应该遵循侧翻控制优于车道跟随的原则。

在附着系数较小的路面上,侧向加速度达到一定的值以后汽车首先发生侧滑进而容易发生绊倒侧翻。而在大侧向加速度下,附着系数越大,汽车越不容易发生侧滑而首先会发生侧翻,差动制动防侧翻实际上是针对这样的情况提出的,因此,本研究所提出的差动制动防侧翻动力学模型只适用于附着系数较大的路面。

3 结束语

本研究通过横向载荷转移率将汽车的纵向运动、侧向运动、横摆运动以及侧倾运动联系起来,建立了一种基于 LTR 的汽车差动制动防侧翻动力学模型,并通过仿真分析了 LTR 对汽车行驶参数的影响。同时通过仿真分析发现,差动制动不仅能够提高汽车的抗侧翻能力,还能够调整汽车的运动姿态。制动力越大,汽车的抗侧翻能力越强,但大制动力会较大地增加汽车的不足转向,因此,实施差动制动必须以制动的最终目

的来调整制动力的大小。

参考文献 (References):

- [1] HAC A. Rollover Stability Index Including Effects of Suspension Design[N]. SAE Technical Paper, 2002-01-0965.
- [2] YOON J, YI K. A Roll- Rollover Mitigation Control Scheme Based on Rollover Index[C]. Proceedings of the 2006 American Control Conference, USA, 2006.
- [3] CHEN B, PENG H. Differential-braking-based rollover prevention for sport utility vehicle with human in loop evaluations[J]. **Vehicle System Dynamics**, 2001, 36(4-5): 359-389.
- [4] 金智林, 翁建生, 胡海岩. 基于模糊差动制动的运动型多功能汽车防侧翻控制[J]. 汽车技术, 2008(1): 13-17.
- [5] 宋小文, 李杰, 王松. 一种改进的汽车侧翻模型及其应用研究[J]. 汽车工程, 2009(10): 971-975.
- [6] WILLIAMS D E, HADDAD W M. Nonlinear control of roll moment distribution to influence vehicle yaw characteristics[J]. **IEEE Transactions on Control System Technology**, 1995, 3(1): 110-116.
- [7] JOHANSSON B, GAFVERT M. Untripped SUV Rollover Detection and Prevention[C]. 43rd IEEE Conference on Decision and Control, Bahamas, 2004.
- [8] 郭孔辉, 丁海涛. 轮胎附着极限下差动制动对汽车横摆力矩的影响[J]. 汽车工程, 2002, 24(2): 101-104.
- [9] 向丽康, 黄顺根. 汽车制动特性与防抱系统[J]. 天津汽车, 1997(3): 11-14.
- [10] 余志生. 汽车理论[M]. 4 版. 北京: 机械工业出版社, 2006.

[编辑: 张翔]