

商用车辆在长大下坡时制动失效及控制研究

张广峰¹, 路永婕^{1,2}, 黄卫红¹, 王子晨¹, 李振宇¹

(1. 石家庄铁道大学 机械工程学院, 河北 石家庄 050043;

(2. 河北省交通安全与控制重点实验室, 河北 石家庄 050043)

摘要:长大下坡制动失效时的控制研究对商用车辆安全行驶至关重要。为了使商用车辆在长大下坡制动时能够满足ECE制动法规的要求,提出了基于商用车辆剩余制动性能分析方法和制动器Bang-Bang策略的ABS控制算法。通过动力学的理论分析和硬件在环测试试验,研究了商用车辆在制动失效工况下有无ABS控制器对剩余制动性能的影响。结果表明:无ABS车辆,在制动失效工况下均不满足ECE法规要求;硬件在环试验表明虽然存在等同实车的硬件系统带来的时滞,但提出的控制算法对车辆剩余制动性能控制依然有效可行。

关键词:长大下坡;商用车辆;制动失效;ABS控制;硬件在环

中图分类号:U463.5 **文献标志码:**A **文章编号:**2095-0373(2020)02-0081-07

公路运输量和运输速度的不断增大,使重载汽车造成的道路交通事故高居首位^[1]。尤其是车辆在长大下坡路段时,制动系统频繁使用,导致制动系统的使用疲劳寿命大幅度减少。当制动系统制动失效时,车辆在制动状态下失去转向能力,不能保证车辆在制动状态下平稳运行,尤其在车辆下坡或弯道制动时容易发生跑偏和侧滑^[2]。乘用车制动失效以及ABS制动器控制失效的研究成果丰硕^[3],而商用车辆的制动失效控制的应用研究还不充分,商用车辆一旦发生制动失效将会带来更大的人员伤亡和经济损失。车辆在长大下坡路段行驶时,在重力作用下加速行驶,为保证车辆行驶安全,需要持续实施制动力,随着坡长的增加,制动器摩擦升温,开始出现制动失效的趋势^[4-5]。肖润谋等^[6]采用两轴中型客车研究了发动机制动下车辆下坡制动失效的坡长问题,提出了最小二乘法建立制动器制动鼓温升模型,推导了制动器失效的临界坡长。童成前等^[7]根据ECE(Economic Commission of Europe)制动法规提出了车辆剩余制动性能分析方法。王兆^[8]对不同标准法规对比分析,提出了乘用车行车制动失效制动管路型式,并对其说明了失效后的性能和结构要求。史培龙等^[9]对重型商用车辆在长大下坡路段行驶制动器温度过高导致制动失效问题进行研究,并对其模型准确性做了验证。罗青东^[10]对货车进行制动失效特性及其报警技术进行研究,明确了制动系统过程力传递过程,并对车辆制动失效报警方案进行论证。李平凡等^[11-12]在基于车路耦合车路制动失效影响分析中,提出了无人机航测影像构建高精度交通道路场景三维模型,在软件中构建车辆制动系统模型的方法,实现轮胎制动力的单独配置。彭晓燕等^[13]针对线控制动单轮失效下提出了协同线控转向和线控制动系统的制动力优化分配控制策略。张炳超^[14]对商用车气制动ABS制动器鲁棒控制方法进行研究,提出了自调整控制算法,并进行了单轮商用车ABS硬件在环仿真平台试验,结果表明该算法有良好的鲁棒性。Dunn et al^[15]提出了一种用来对商用车气压制动系统动态特性进行仿真的非线性制动衰退模型,计算了制动失效时作用在制动盘上的力,对直线及转弯制动的制动力可以实现良好的控制。

目前商用车辆在制动失效时的性能演变和控制的研究相对较少,现多以乘用车制动失效、两轴车辆下坡制动以及理论计算研究为主,由于存在安全风险大等限制,制动失效工况下实车实验很难实现,故在实车测试方面有所欠缺,同时在长大下坡工况下对商用车辆硬件在环制动失效研究也还有所不足。

收稿日期:2018-12-08 责任编辑:车轩玉 DOI:10.13319/j.cnki.sjztdxxbzb.20180137

基金项目:国家自然科学基金(11572207,11872255)

作者简介:张广峰(1993—),男,硕士研究生,研究方向为车辆动力学与控制。E-mail:15633925981@126.com

张广峰,路永婕,黄卫红,等.商用车辆在长大下坡时制动失效及控制研究[J].石家庄铁道大学学报:自然科学版,2020,33(2):81-87.

针对某三轴商用车辆,建立了制动器控制算法。在长大下坡工况下,根据行车制动法规,运用理论分析和硬件在环实验进行了多轴商用车辆剩余制动性能分析。在理论计算和实验中验证了控制算法的可行性。

1 商用车辆(三轴重载车辆)ABS 系统建模

与常规制动相比,加入 ABS 系统的车辆制动性能将得到大幅度改善,提高了车辆的行驶安全性^[9]。通过分析单轮车辆模型,在 Matlab/Simulink 中建立了基于 Bang-Bang 控制理论的 ABS 制动器控制算法。

1.1 单轮车辆模型

采用 1/6 车辆进行研究,建立单轮车辆制动模型,如图 1 所示。假设制动时车辆载荷不改变,忽略空气阻力和滚动阻力的影响。根据图 1 所示,可以得出车辆动力学方程。

车辆运动方程

$$m \frac{dv}{dt} = -F_x \quad (1)$$

式中, m 为 1/6 车辆质量; v 为车身速度; F_x 为轮胎与地面之间作用的地面制动力。车轮运动方程

$$J \cdot \frac{d\omega}{dt} = F_x \cdot R - T_b \quad (2)$$

式中, J 为车辆的转动惯量; ω 为车轮角速度; R 为车轮的有效半径; T_b 为制动器的摩擦力矩,即制动力矩。

$$F_x = \mu \cdot F_z \quad (3)$$

式中, μ 为地面摩擦系数; F_z 为地面对车轮的法向反作用力。由式(2)、式(3)可知,制动器的制动力矩 T_b 和地面制动力 F_x 影响着车轮的运动状态,而地面制动力受轮胎与地面之间的摩擦系数的影响。当制动器制动力矩 T_b 达到一定值时就会出现车轮抱死的情况,制动器制动力矩 T_b 和地面制动力 F_x 与车轮的滑移状态直接相关^[2],车轮的滑移率定义为

$$S = \frac{v - \omega R}{v} \quad (4)$$

1.2 商用车整车 ABS 系统建模

采用 Matlab/Simulink 建立商用三轴重载车辆的整车 ABS 系统模型。ABS 控制器采用 Bang-Bang 控制,实际上是利用极小值原理求解时间最优的一种简化的控制方式^[16]。根据建立的车辆运动方程、车轮运动方程以及车辆动力学方程,最终搭建 ABS 制动器模型。Bang-Bang 控制函数

$$u^*(t) = -\operatorname{sgn}[\mathbf{B}^T \boldsymbol{\lambda}(t)] = \begin{cases} +1, & \mathbf{B}^T \boldsymbol{\lambda}(t) > 0 \\ 0, & \mathbf{B}^T \boldsymbol{\lambda}(t) = 0 \\ -1, & \mathbf{B}^T \boldsymbol{\lambda}(t) < 0 \end{cases} \quad (5)$$

式中, $\boldsymbol{\lambda}(t)$ 为协态向量; \mathbf{B} 为系数矩阵。

模型的输入为车速、车轮转速(左前轮、右前轮、左中轮、右中轮、左后轮、右后轮);模型的输出为车轮制动压力控制信号(左前轮、右前轮、左中轮、右中轮、左后轮、右后轮)。

控制器模型输入为车轮速和车速,通过滑移率转化模块,以车辆的滑移率为控制目标,控制矢量的各个分量都取控制域的边界值,不断地从一个最小边界值切换到另一个最大的边界值,进行制动压力信号的控制^[14]。图 2 为基于 Bang-

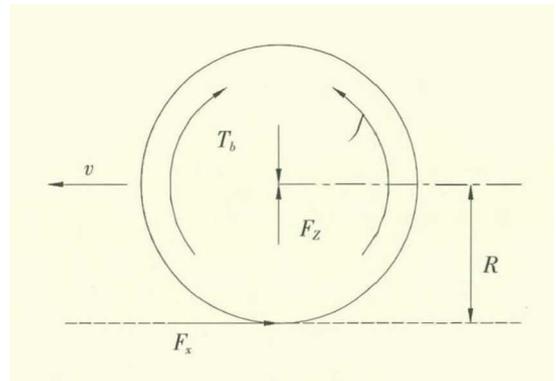


图 1 单轮车辆制动模型

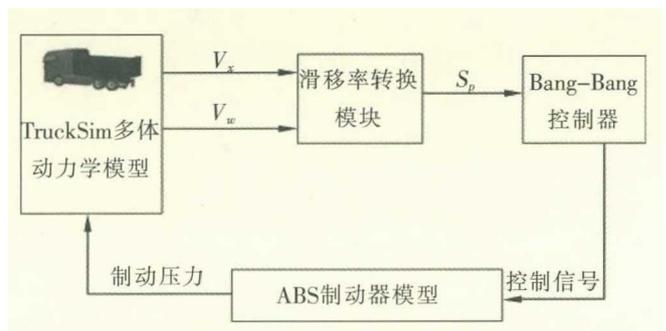


图 2 基于 Bang-Bang 控制策略逻辑图

Bang 控制策略逻辑图。

2 在长大下坡道行驶商用车辆行车制动失效分析

商用车辆在连续长大下坡行驶过程中,由于承受的纵向力较大,导致纵向加速度较大。需要采取频繁制动来保证行车安全,从而使制动轮毂的温度不断上升,制动性能不断衰减,因此会经常面临制动性能热衰退的现象,严重时甚至会出现制动失效^[17]。

2.1 长大下坡商用车辆制动效能衰退分析

车辆行车制动器工作的正常温度范围为 200 ~ 250 ℃,当制动器工作温度超过 260 ℃时,制动器摩擦副摩擦力矩开始降低;当超过 300 ℃,摩擦力矩显著降低,从而使车辆的制动效能明显下降,车辆制动效能出现热衰退现象。而当制动器工作温度超过 550 ℃时,制动器摩擦副摩擦系数接近于 0,车辆制动器制动力矩显著降低,车辆将很快失去制动能力^[18, 19]。

2.2 行车制动失效

根据我国现行标准,行车制动失效是指行车制动发生且只发生一处失效,这种失效会在一定程度上造成制动系统部分管路的制动性能降低或丧失,但不会导致整个制动系统性能的完全丧失^[18]。在长大下坡制动时造成失效的主要原因有 2 种:一种是制动系统部件损坏或发生故障,即部件失效;另一种是管路破损等原因导致的能量失效^[8]。

ECE 制动法规对多轴汽车剩余制动性能的要求^[20]如表 1 所示。

表 1 ECE 剩余制动性能要求

车辆类型	制动初速度/(km · h ⁻¹)	制动减速度/(m · s ⁻²)	制动距离/m
M2	60	≥1.3	≤119.8
M3	60	≥1.5	≤101.3
N2	50	≥1.1	≤94.5
N3	40	≥1.3	≤52.4

M2 类:包括驾驶员座位在内,座位数不超过 9 座,且最大设计总质量不超过 5 000 kg 的载客车;M3 类:包括驾驶员座位在内,座位数不超过 9 座,且最大设计总质量超过 5 000 kg 的载客车;N2 类:最大设计总质量超过 3 500 kg,但不超过 12 000 kg 的载货车辆;N3 类:最大设计总质量超过 12 000 kg 的载货车辆^[21, 22]。

2.3 商用车辆制动力分配

某商用三轴重载车辆的制动管路采用前后布置双管路型式,用前轴失效或者中后轴同时失效的形式表示车辆制动系统失效的情况。三轴商用车辆制动时的受力分析如图 3 所示。

L_1 为悬挂质心到第一轴的水平距离; L_2 、 L_3 分别为第二轴和第三轴到第一轴的水平距离; H_0 为悬挂质心高度; C_i 为第 i 轴的悬架刚度; G 为车辆载荷; Z 为制动强度系数。

根据力矩平衡条件可以列出平衡方程

$$R_{z1} + R_{z2} + R_{z3} = G, \quad (6)$$

$$R_{z2}L_2 + R_{z3}L_3 + G_zZH_0 + G_zL_0 = 0 \quad (7)$$

制动系统正常且车轮都未发生抱死时,可得

$$F_{\mu 1} : F_{\mu 2} : F_{\mu 3} = \beta_1 : \beta_2 : \beta_3 \quad (8)$$

$$F_{\mu 1} + F_{\mu 2} + F_{\mu 3} = Zmg \quad (9)$$

式中, $F_{\mu i}$ 、 β_i 分别为第 i 轴的制动器制动力和第 i 轴的制动力分配系数($i = 1, 2, 3$, 分别代表前轴、中轴、后轴); m 为车身质量。

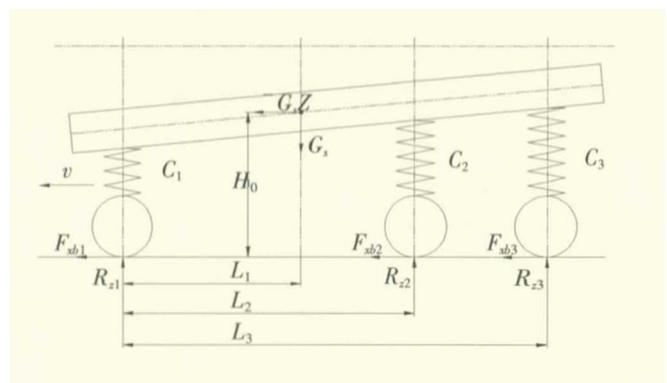


图 3 三轴商用车辆制动时的受力分析

当某一轴抱死时,则将式(6)中的该轴制动器制动力用地的附着力代替。当第二轴抱死,则有 $F_{\mu 1} + F_{\varphi} + F_{\mu 3} = Zmg$ 成立,其中, F_{φ} 为第 i 轴的附着力 ($i = 1, 2, 3$)^[2]。假设第一轴失效,则有

$$F_{\mu 2} : F_{\mu 3} = \beta_2 : \beta_3 \tag{10}$$

$$F_{\mu 2} + F_{\mu 3} = Zmg \tag{11}$$

根据式(10)和式(11)可以求出最大制动减速度 a_{\max} 和制动距离 S

$$a_{\max} = Zg \tag{12}$$

$$S = \frac{1}{3.6} \left(t_1 + \frac{t_2}{2} \right) v + \frac{v^2}{25.92a_{\max}} \tag{13}$$

式中, g 为重力加速度; t_1 为车辆机械制动系统延迟时间; t_2 为制动器充气时间; v 为制动初速度。

某三轴商用重载车辆整车参数如表 2 所示。通过车辆整车参数,计算得出前轴制动失效和中、后轴制动失效分析结果,如图 4、图 5 所示。

表 2 整车参数

车辆总质量/kg	悬挂质心距离前轴距离/mm	悬挂质心高度/mm	非悬挂质量/kg	制动力分配系数
10 780	1 807	1 163	前轴: 920, 中轴: 900, 后轴: 900。	$\beta_1 = 0.530, \beta_2 = 0.281, \beta_3 = 0.189$ 。

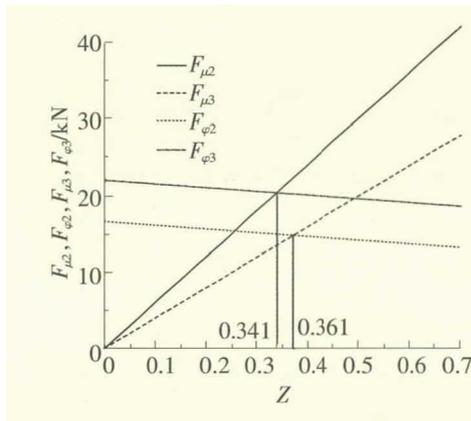


图 4 前轴失效分析

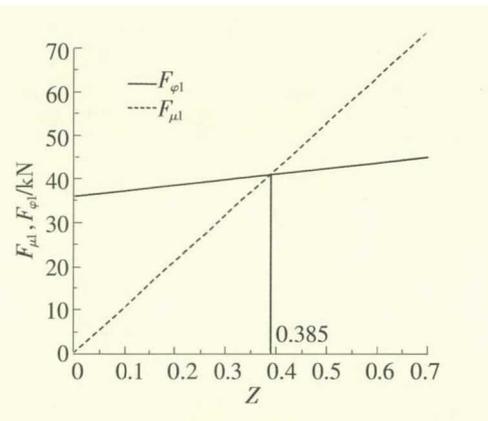


图 5 中、后轴失效分析

由图 4 和图 5 分析可得知:①在前轴失效时,随着制动踏板力的增加,制动强度系数 Z 增加,中轴制动器制动力 $F_{\mu 2}$ 和后轴制动器制动力 $F_{\mu 3}$ 在增加;而在此同时中轴附着力 $F_{\varphi 2}$ 和后轴附着力 $F_{\varphi 3}$ 在下降,在 $Z = 0.341$ 时, $F_{\mu 2}$ 与 $F_{\varphi 2}$ 交点就是中轴制动器最大制动力,中轴车轮处于抱死状态;同理后轴在 $Z = 0.361$ 时取得后轴制动器最大制动力。②当中、后轴失效时,随着制动踏板力的增加,制动强度系数 Z 增加,前轴制动器制动力 $F_{\mu 1}$ 、前轴附着力 $F_{\varphi 1}$ 增加,在 $Z = 0.385$ 时, $F_{\mu 1}$ 与 $F_{\varphi 1}$ 交点就是前轴制动器最大制动力,前轴车轮处于抱死状态。

通过把整车参数代入以上公式,并进行理论分析计算得出车辆的剩余制动性能。当前轴制动失效、制动初速度为 40 km/h 时,根据图 4 制动强度系数 Z ,得出最大制动减速度 a_{\max} 为 3.34 m/s²,制动距离为 33.57 m,与表 3 中的 ECE 剩余制动性能要求比较,均满足法规要求。同理在同一条件下制动时,根据图 5 可得出最大制动减速度 a_{\max} 为 3.77 m/s²,制动距离为 33.20 m,满足法规要求。分析与校核如表 3 所示。

表 3 制动失效理论与校核

制动失效	参数			
	初速度/(km · h ⁻¹)	a_{\max} /(m · s ⁻²)	制动距离/m	校核结果
前轴失效	40	3.34	33.57	满足
中、后轴失效	40	3.77	33.20	满足

3 商用车辆在长大下坡时 ABS 控制硬件在环测试

实验采用的实验设备是重载汽车底盘电控硬件在环综合测试平台。该实验平台是基于某三轴重载汽车,以 PXI(PCI Extensions for Instrumentation)为核心,利用 TruckSim 软件和 LabVIEW 软件的联合仿真,实现实车转向系统、制动系统以及传感器硬件在环仿真模拟。能够完成在长大下坡工况下有、无 ABS 制动器控制时的制动失效硬件在环仿真实验控制策略的研究。

在实验台上搭建好所需的实验工况路面,将搭建的控制算法输入实验台并开始硬件在环测试。在初始速度为 40 km/h,路面附着系数为 0.7,坡度为 6%的长坡路面上进行制动失效时紧急制动。根据实验方法进行硬件在环测试实验,得到的实验数据和校核数据如图 6~图 13 所示。

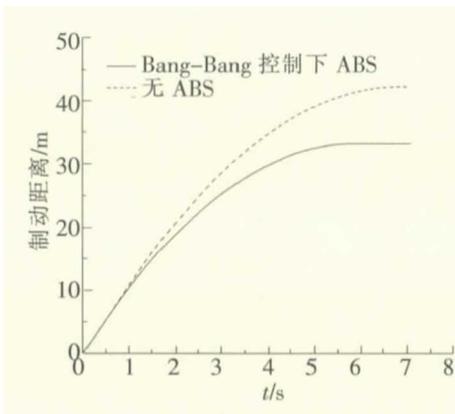


图 6 前轴制动失效时制动距离

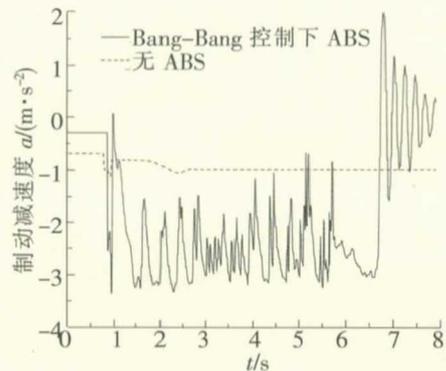


图 7 前轴制动失效时制动减速度

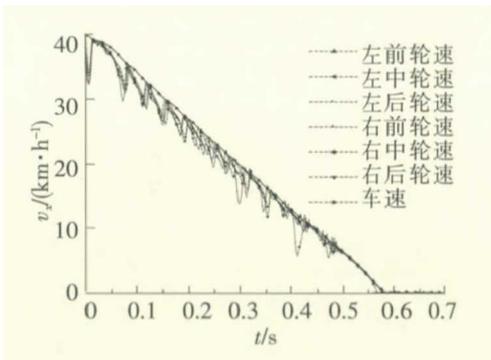


图 8 Bang-Bang 控制下 ABS 车辆前轴制动失效时车速与轮速

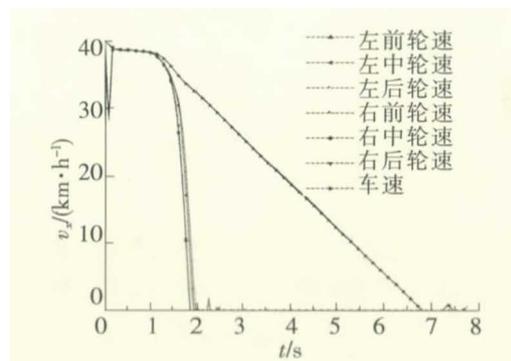


图 9 无 ABS 车辆前轴制动失效时车速与轮速

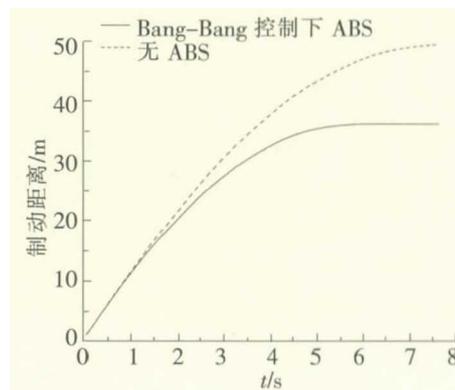


图 10 中、后轴制动失效时制动距离

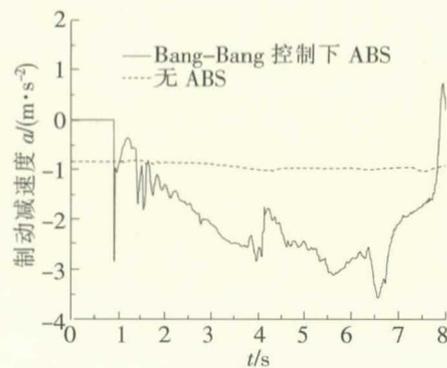


图 11 中、后轴制动失效时制动减速度

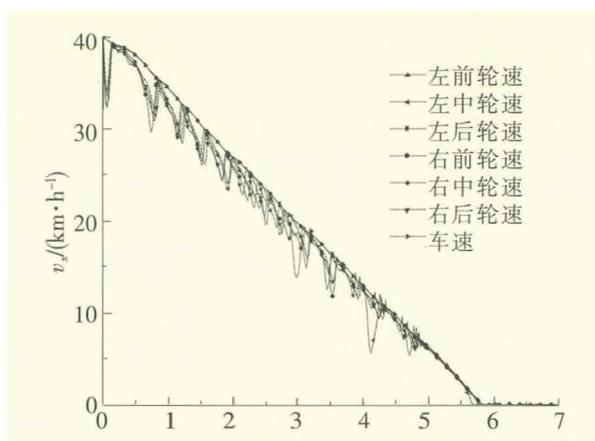


图 12 Bang-Bang 控制下 ABS 车辆中、后轴制动失效时车速与轮速

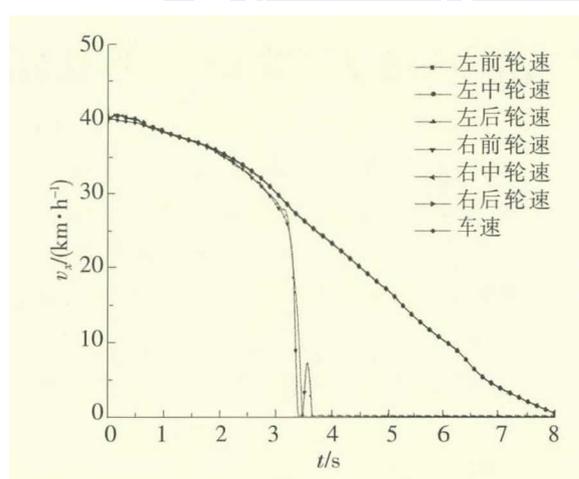


图 13 无 ABS 车辆中、后轴制动失效时车速与轮速

由图 6~图 13 得知,前轴制动失效时在 Bang-Bang 控制的 ABS 车辆制动距离为 34.27 m,制动时间为 5.87 s,最大制动减速度为 3.32 m/s^2 ,而无 ABS 车辆制动距离为 42.19 m,制动时间为 6.89 s,最大制动减速度为 1.1 m/s^2 ;中后轴制动失效时在 Bang-Bang 控制的 ABS 车辆制动距离为 36.18 m,制动时间为 5.82 s,最大制动减速度为 3.57 m/s^2 ,而无 ABS 车辆制动距离为 49.51 m,制动时间为 8.1 s,最大制动减速度为 1.03 m/s^2 ;根据表 1 可知,无 ABS 车辆前轴制动失效与中、后轴制动失效时 2 种失效工况制动减速度均不满足法规要求,并且制动距离也明显加长;在 Bang-Bang 控制的 ABS 车辆制动距离、制动减速度都满足表 1 要求,故无 ABS 车辆在 2 种失效工况下均不满足法规要求,在 Bang-Bang 控制的 ABS 车辆在 2 种失效工况下均满足法规要求。其实验校核结果如表 4 所示。

表 4 硬件在环测试实验结果

制动失效		参数			
		初速度/ $(\text{km} \cdot \text{h}^{-1})$	$a_{\max}/(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	制动距离/m	校核结果
前轴失效	有 ABS 车辆	40	3.32	34.27	满足
	无 ABS 车辆	40	1.1	42.19	不满足
中、后轴失效	有 ABS 车辆	40	3.57	46.18	满足
	无 ABS 车辆	40	1.03	49.51	不满足

根据表 3 与表 4 数据对比得知,前轴制动失效时,理论值与实验值相差(最大减速度 0.22 m/s^2 、制动距离 1.7 m);中、后轴制动失效时,理论值与实验值相差(最大减速度 0.2 m/s^2 、制动距离 2.98 m)。以上误差是由于实际硬件在环中存在迟滞等因素所导致的结果,但控制结果依然处于有效的范围内。

4 结论

根据 ECE 行车制动法规对行车制动失效条件下的三轴商用车辆剩余制动性能的参数要求,对在长大下坡时商用车辆制动效能衰退以及制动系统衰退模式进行分析;并根据车辆在长大下坡路面上受力情况进行剩余制动性能理论分析计算;建立了商用车辆 ABS 模型,提出了三轴重载商用车辆的 Bang-Bang 控制制动器模型,建立了长大下坡实验工况对搭建的制动器控制模型进行了硬件在环测试,并且与无 ABS 控制系统的重载车辆进行了对比实验。实验结果表明:在 Bang-Bang 控制器下 ABS 车辆在 2 种失效工况下,能够对车辆进行有效制动,使制动参数的测试结果均满足 ECE 行车制动法规要求;而无 ABS 车辆在 2 种失效工况下测试结果均不满足法规要求。Bang-Bang 控制器下 ABS 系统对提高重载车辆 ABS 的制动性能有非常重要的意义。

参 考 文 献

[1]交通运输部公路科学研究院. 2015 年中国道路交通安全蓝皮书[M]. 北京:人民交通出版社,2016.

- [2]余志生. 汽车理论[M]. 5版. 北京:机械工业出版社,2009.
- [3]Masato Abe. 车辆操纵动力学理论与应用[M]. 北京:机械工业出版社,2016.
- [4]张志达,李韶华,周军魏. 重型汽车轮胎径向刚度实验研究[J]. 石家庄铁道大学学报:自然科学版,2018,31(2):35-39,64.
- [5]Guo Yingshi, Wang Chang. Temperature rise model of drum brake [C]. [S. l.]:International Conference on Mechanics and Mechatronics,2013.
- [6]肖润谋,叶燕仙,周晓悦,等. 发动机制动失效的坡长临界值计算[J]. 交通运输工程学报,2006(4):122-126.
- [7]童成前,何仁,周燕,等. 基于ECE法规的多轴汽车剩余制动性能分析[J]. 汽车工程,2011,33(8):689-693.
- [8]王兆. 行车制动失效条件下的性能和结构要求[J]. 重型汽车,2014(4):9-11.
- [9]史培龙,余强,余曼,等. 重型商用汽车长下坡制动器升温模型研究[J]. 公路交通科技,2016,33(1):147-152.
- [10]罗青东. 重型商用汽车制动失效特性及报警技术的研究[D]. 西安:长安大学,2015.
- [11]李平凡,黄钢,宋耀鑫,等. 基于车路耦合方法的车辆制动失效影响分析[J]. 中国司法鉴定,2017(6):61-67.
- [12]黄玉亭,李韶华,杨绍普,等. 车架弹性对重型汽车操纵稳定性及行驶平顺性分析[J]. 石家庄铁道大学学报:自然科学版,2018,31(3):63-68.
- [13]彭晓燕,温开虎. 线控制动单轮失效下制动力优化分配控制策略[J]. 湖南大学学报:自然科学版,2018,45(10):44-53.
- [14]张炳超. 商用车气制动ABS鲁棒控制方法研究[D]. 重庆:重庆大学,2011.
- [15]Dunn A L, Heydinger G J, Rizzoni G, et al. New model for simulating the dynamics of pneumatic heavy truck brakes with integrated anti-lock control[R]. [S. l.]:SAE Technical Paper, 2003.
- [16]刘豹,唐万生. 现代控制理论[M]. 北京:机械工业出版社,2011.
- [17]胡立伟,王森,李林育,等. 长下坡路段满载中型货车制动片热衰退变化趋势分析[J]. 价值工程,2016,35(23):177-178.
- [18]袁伟. 鼓式制动器温升计算模型及其应用研究[D]. 西安:长安大学,2003.
- [19]靳恩勇,杜博英. 长大下坡货车制动器温度模型[J]. 公路交通科技,2011,28(2):133-136.
- [20]ECE R-13 Uniform provisions concerning the approval of vehicles of categories M, N and O with regard to braking[S]. Canada: Economic Commission of Europe, 1995.
- [21]应朝阳,周炜,王学平,等. GB 7258—2017 机动车运行安全技术条件(发布稿)[S]. 北京:中国标准出版社,2017.
- [22]中国汽车技术研究中心. GB/T 15089—2001 机动车辆和挂车分类[S]. 北京:中国标准出版社,2001.

Research on Braking Failure and Control of Commercial Vehicles in Long Downhill

Zhang Guangfeng¹, Lu Yongjie^{1,2}, Huang Weihong¹, Wang Zichen¹, Li Zhenyu¹

(1. School of Mechanical Engineering, Shijiazhuang Tiedao University, Shijiazhuang 050043, China;

2. Key Laboratory of Traffic Safety and Control in Hebei, Shijiazhuang 050043, China)

Abstract: Control studies on the failure of long downhill braking are critical to the safe driving of commercial vehicles. In order to make the commercial vehicle meet the requirements of ECE braking regulations when braking in long downhill, this paper proposed an ABS control algorithm based on the residual braking performance analysis method of commercial vehicles and the brake Bang-Bang strategy. Through the theoretical analysis of dynamics and hardware-in-the-loop test, the effects of commercial vehicles on residual braking performance with and without ABS controller under braking failure conditions were studied. The results show that the ABS-free vehicle does not meet the ECE regulations under the braking failure condition; the hardware-in-the-loop experiment shows that although there is a time lag caused by the hardware system of the real vehicle, the proposed control algorithm controls the residual braking performance of the vehicle still effectively and feasibly.

Key words: long downhill; commercial vehicles; brake failure; ABS control; hardware-in-the-loop