

# 分布式多轴车机电复合制动系统的拓扑结构方案及制动性能分析\*

申焱华<sup>1†</sup> 朱美霞<sup>1</sup> 刘相新<sup>2</sup> 黎兰<sup>2</sup>

(1.北京科技大学机械工程学院,北京 100083)(2.中国运载火箭技术研究院 航天发射技术研究所,北京 100076)

**摘要** 分布式驱动多轴车机电复合制动系统,可充分利用其各轮电机再生制动的性能,改善整车的制动性能.应用多轴车悬架变形协调的力学模型,计算不同制动强度下制动过程中的轴荷转移,设计基于 ECE 法规的多轴车各轴间制动力分配系数;建立包含气制动迟滞特性在内的多轴车机电复合制动系统的联合仿真模型,制定基于规则的串联式复合制动系统的控制逻辑,研究去除不同气制动轴数及消减气动容量条件下的制动性能,在保证整车制动性能的前提下,可简化多轴车的气制动系统部件,提高车辆底盘的利用空间.

**关键词** 多轴车, 分布式驱动, 复合制动, 迟滞效应

DOI: 10.6052/1672-6553-2021-006

## 引言

分布式驱动多轴车辆,其简化的动力传动系统结构缩短了能量的传递路径;各电动轮转矩响应迅速、控制精准,易于改善车辆的操纵稳定性<sup>[1]</sup>,该类车辆是未来重载多轴车辆的发展方向.

目前,多轴重载车普遍采用气压制动系统,气体的可压缩性不可避免地产生迟滞效应,此现象在重型多轴车上表现更为明显,对制动安全构成威胁.文献[2]对重型商用车的气制动系统建立了的非线性滑移控制器,用于车轮的防抱死制动功能.文献[3]针对气制动系统所固有的延迟特性,提出了电液比例制动系统,通过仿真分析,验证了其在响应速度方面的优势.文献[4]基于搭建的试验台架研究了 8 轴车辆气制动系统的回路迟滞特性.

对于分布式驱动多轴车制动而言,单纯的气压制动系统未能发挥电机再生制动响应迅速、可回收制动能量的特点.文献[5]考虑了电动车的电液复合制动,分析了在紧急制动工况下,前、后轮液压制动容量分别减小的情况下,车辆制动性能的变化.文献[6]对 4 轴重型汽车,通过对气液混合制动系统及阀件的仿真,分析了车辆气液混合制动系统的性能;文献[7]研究了商用车的再生制动与气制动

协调对整车制动性能及方向稳定性的改善.

多轴重载车辆多采用液力缓速器降低车速<sup>[8]</sup>,而对于分布式电动轮,将电机再生制动作车辆液力缓行器的功能,通过与气压制动系统的联合作用,在保障足够制动力矩的前提下,可缩减气容量或去除部分轴的气压制动系统,从而提高整车的能量利用率,并为整车的底盘提供更大可用空间.

本文针对分布式驱动多轴车,建立整车机电复合制动系统动力学模型,利用电动轮再生制动的性能,设计机电复合制动的控制逻辑,研究机电复合制动系统的不同拓扑结构,对比分析不同工况下车辆的制动性能.

## 1 多轴车机电复合制动系统模型

### 1.1 气压制动系统

由于气体的可压缩性,车辆气压制动时不可避免地产生迟滞效应,文献[4]基于多轴车气压制动系统检测试验台,研究了制动踏板行程对行车回路迟滞特性的影响规律,建立了考虑驾驶员制动意图的气压制动系统传递函数模型,如式(1)所示:

$$\begin{cases} G(s) = \frac{ke^{-\tau s}}{Ts + 1} \\ \tau = \Delta del - \tilde{T} \end{cases} \quad (1)$$

2020-03-17 收到第 1 稿,2020-08-05 收到修改稿.

\* 国家自然科学基金资助项目(51875035)

† 通讯作者 E-mail: yanhua\_shen@ces.ustb.edu.cn

式中,  $T$  为系统时间函数,  $\tau$  为系统纯滞后时间,  $k$  为系统增益,  $p$  为 0.85,  $\Delta del$  为各回路迟滞时间,  $\tilde{T}$  与  $T$  有关, 为制动气室气压由 0 上升到稳定值的 75% 时所用的时间. 考虑到本文所分析的 6 轴车辆中各轴距距离的不一, 后四轴距前两轴的距离较远, 根据试验数据<sup>[4]</sup>, 将其 1、3 轴及后四轴的迟滞时间分别代入到传递函数式(1)中, 作为本文所研究的 6 轴车气压制动下各回路的真实响应特性, 如图 1.

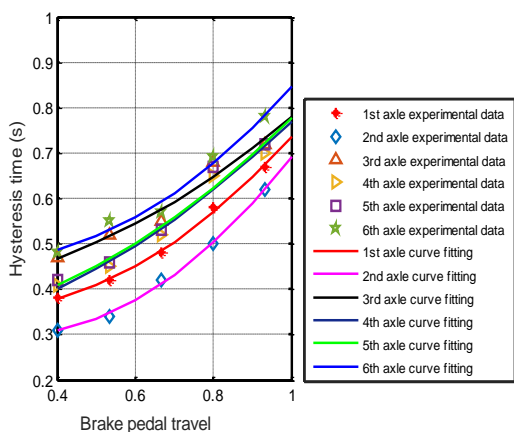


图1 各轴气制动回路的迟滞特性

Fig.1 The hysteresis characteristics of the air braking circuit on each axle

## 1.2 电机的驱制动特性

车辆制动时, 驱动电机转换为发电机工作, 将制动能转化为电能储存在蓄电池等储能装置中, 实现再生制动. 由电动机驱制动特性曲线可知, 发电状态与电动状态的特性基本相同. 电制动时, 若电机转速高于额定转速, 电机以额定功率制动; 若电机转速低于额定转速, 则以额定转矩制动; 若电机转速很低, 再生制动失效, 电制动力迅速降低为 0. 电制动力计算模型的表达式为<sup>[9]</sup>:

$$F_d = \begin{cases} T_N i_g / r \eta_T & n_{\min} \leq n \leq n_N \\ 3600 P_N / u_a \eta_T & n \geq n_N \\ 0 & n \leq n_{\min} \end{cases} \quad (2)$$

式中,  $F_d$  为电制动力 (N),  $T_N$  为电机额定转矩 (N·m),  $i_g$  为轮边减速器传动比,  $r$  为车轮滚动半径 (m),  $P_N$  为电机额定功率 (kW),  $u_a$  为车速 (km/h),  $n$  为电机转速 (r/min),  $n_N$  为电机额定转速 (r/min),  $n_{\min}$  为电机再生制动失效转速 (r/min). 基于整车的动力特性所选取的驱动电机的驱制动特性曲线, 设定  $n_{\min} = 200$  r/min,  $n_N = 500$  r/min. 当  $n \geq 500$  r/min 时, 电机可产生的最大制动转矩与电机的外特性曲线相同; 当  $n < 200$  r/min 时, 电机制动力矩为零.

## 1.3 动力电池模型

Thevenin 电池模型考虑了电容、温度、电流变化等问题, 且计算过程较为简单, 故本文采用 Thevenin 模型进行动力电池的建模, 通过分析动力电池的 SOC 变化, 研究制动过程中整车制动能量的回收情况. Thevenin 电池模型的表达式为<sup>[10]</sup>

$$\begin{cases} U_t = U_{oc} - U_p - I_L R_0 \\ \dot{U}_p = \frac{I_L}{C_p} - \frac{U_p}{C_p R_p} \\ I_L = \frac{U_{oc} - U_p - \sqrt{(U_{oc} - U_p)^2 - 4R_0 P}}{2R_0} \end{cases} \quad (3)$$

电池的 SOC 计算表达式

$$SOC = SOC_0 - \frac{\int I dt}{Q_r} \quad (4)$$

式中,  $U_{oc}$  为电池的开路电压,  $R_0$  为电池的内阻,  $R_p$  为极化内阻,  $C_p$  为电容,  $Q_r$  为电池组容量,  $SOC_0$  为电池电量初始值,  $I$  为总线电流.

## 1.4 联合仿真模型

本文所分析的车辆为各轮独立驱动的 6 轴车, 轮胎滚动半径 0.63m, 整车满载 60t/空载 30t, 前后轴距为 11.7m. 基于 Adams/View 建立整车多体动力学模型, 包括路面、轮胎、车身、车架及悬架等. 轮胎采用 UA 模型, 悬架的刚度与阻尼特性参数由试验数据设定, 可模拟油气悬挂的变刚度特性; 制动过程中添加随速度变化的空气阻力.

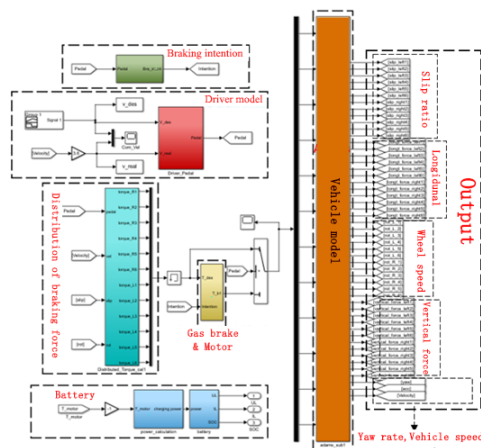


图2 多轴车机电复合制动联合仿真模型

Fig.2 Co-simulation model of electro-mechanical braking system of multi-axle vehicle

在 Matlab/Simulink 中建立气制动模型、电机制动力模型以及制动力分配控制模块, 搭建基于 Adams/View 与 Simulink 的多轴车机电复合制动系统的联合仿真模型, 如图 2 所示. 该仿真平台的气

制动系统充分考虑了其迟滞特性,用于验证在不同工况下多轴车机电复合制动的效果.

## 2 多轴车辆复合制动控制策略

### 2.1 基于ECE法规多轴车制动力分配方案

制动过程中,各轴制动力的分配受各轮垂直载荷大小的影响,各轴间制动力的平均分配方案会忽略轴荷的转移问题,故针对不同的制动强度,采用悬架变形协调一致性求取多轴车各轮的垂直反力<sup>[11]</sup>,并依此对各轴间制动力进行重新分配.表1为初步设定的各轴制动力分配系数 $p$ .

表 1 各轴制动力分配系数的初步设定  
Table 1 Preliminary setting of braking force distribution coefficient of each axle

No.	1 <sup>st</sup>	2 <sup>nd</sup>	3 <sup>rd</sup>	4 <sup>th</sup>	5 <sup>th</sup>	6 <sup>th</sup>
$p$	0.20	0.20	0.16	0.16	0.14	0.14

图3中,由公式所标注的四条直线为ECE法规的限制曲线<sup>[12]</sup>,其余六条曲线为满载条件下各轴利用附着系数.

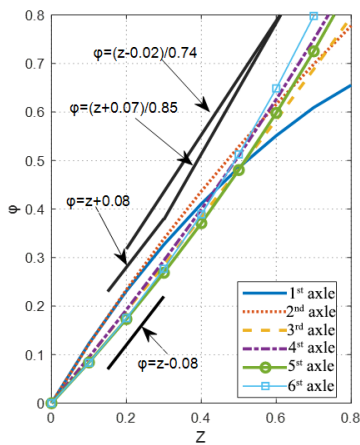


图 3 满载条件下的利用附着系数  
Fig.3 Using adhesion coefficient under full load condition

由图3可知,当在 $0.2 \leq \varphi \leq 0.8$ 时,整车制动强度满足 $z \geq 0.1 + 0.85(\varphi - 0.2)$ ,且利用附着系数接近 $\varphi = z$ 曲线,说明各轴均有较高的附着利用率;在制动强度 $z = 0.15 \sim 0.30$ 之间时,利用附着系数 $\varphi_1 > \varphi_2 > \varphi_3 > \varphi_4 > \varphi_5 > \varphi_6$ ,可实现车轮制动抱死顺序,说明了初步设定的各轴制动力分配系数的可行性.

### 2.2 串联式机电复合制动控制策略

串联式复合制动是根据当前制动需求和电机制动转矩的大小,对各轮的气压制动转矩进行相应调节.依据各轮制动力矩分配规则,保证制动过程

中的行驶稳定性,同时实现能量回收最大化,满足驾驶员制动需求.

本文采用串联式机电复合制动方式,分析多轴车制动系统的制动能力.

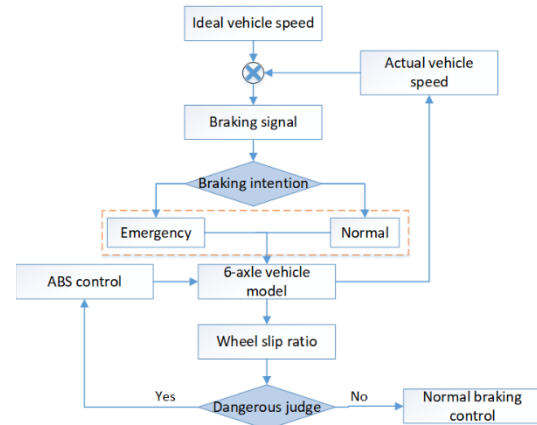


图 4 多轴车机电复合制动控制策略逻辑图  
Fig.4 Control strategy of electro-mechanical braking system of multi-axle vehicle

在图4的机电复合制动控制策略中,由驾驶员模型计算出制动强度 $z$ ,发出制动踏板的相关信息,由制动踏板的位移和速度进行紧急制动或常规制动的制动意图判别.为防止由于制动踏板阈值造成的制动策略频繁切换,在紧急制动策略介入与退出之间设立缓冲阈值.以车轮轮速确定电机最大再生制动力矩,并对每个车轮的滑移率进行实时监测,采用滑模控制进行车轮的防抱死控制.

常规制动时,若电机制动力矩满足整车制动需求,则仅由电机提供制动力矩,否则,由需求制动力矩与电机提供的制动力矩差值来判断需补充的制动气压,达到满足驾驶员制动需求的目的.紧急制动时,以制动距离最短为目标,此时,直接作用气制动系统的最大气压,以期在最短的时间内达到制动的目的,保障整车的安全性.

## 3 多轴车机电复合制动系统的仿真分析

### 3.1 多轴车机电复合制动系统的拓扑构型

多轴车轴数众多,由轮边电机再生制动所提供的总制动力较大,在不影响整车制动效果的情况下,不仅可减少气制动系统的气动容量,还可考虑去除某些车轴两侧气制动结构,以减少整车系统部件,节省底盘空间.制动过程中,整车各轴上垂直动态载荷变化不一,减少气制动容量或去除不同轴上的气制动结构,将会带来不同的制动效果.通过建立多轴车气制动系统的不同拓扑构型,对比分析各

种情况下整车制动效能损失,在保障整车制动安全性的条件下,进行分布式多轴车机电复合制动系统结构的简化.

### 3.2 不同工况下的机电复合制动性能

#### (1) 紧急制动

基于重型车制动的国家标准 GB12676,在水平良好路面(路面附着系数0.7)下紧急制动时,需满足制动距离  $S \leq 10\text{m}$ .在此工况下,进行不同气动系统条件下整车紧急制动,并对其制动距离和制动时间的变化.由图5可知,无论削减一轴还是二轴气制动系统,整车的制动性能均能满足重型车制动的国家标准.

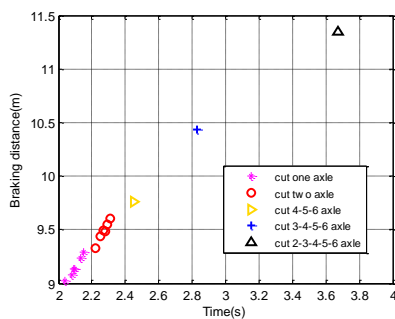


图5 ECE法规制动力分配下紧急制动性能

Fig.5 ECE normal braking force distribution under emergency braking

制动过程中,整车的制动减速度导致各轴荷的转移,使得整车质心前面轴的轴荷较其后面轴的轴荷大,故削减车体重心后面轴的气制动系统,其制动效能损失最少,相应的再生能量回收略有减少, SOC 值从 60.09% 减小到 60.08%.消减后三轴的气压制动系统后整车的制动性能仍能满足相应国家标准,但其制动距离较原始设计有较大的增加;而消减三轴以上的气制动系统,整车的制动性能已不能满足相应的国家标准.

除通过削减某轴的气制动对整车制动系统进行简化外,还可采用削减气制动系统容量的方法来达到简化目的.整车的气制动系统仍然保持削减后三轴,在此基础上再削减其余各轴的气制动系统容量,图6和图7为削减不同的气制动系统容量后整车在紧急制动时的制动性能.

气制动系统容量削减越多,制动时间及制动距离越长,制动性能越差.在削减约60%气制动容量之前,制动距离均未超过国标中规定的10m,但在制动容量在削减35%之后,制动距离和制动时间的增幅变大.从制动安全性考虑,在气制动力按比

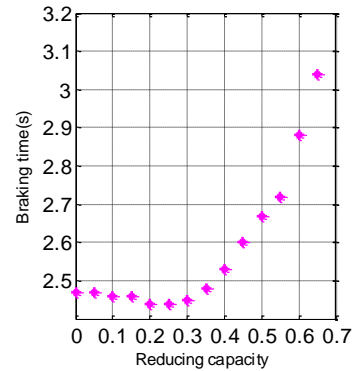


图6 削减不同容量后的制动时间变化

Fig.6 Braking time variation with different air capacity

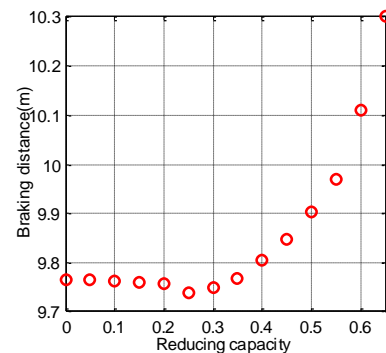


图7 削减不同容量后制动距离变化

Fig.7 Braking distance variation with different air capacity

例分配且削减后三轴气制动条件下,气制动系统容量最多可削减35%.消减气制动结构及容量越多,制动时间越长,能量回收越多,此时整车 SOC 终值为 60.127%.

#### (2) 常规制动

常规制动工况大约占整体制动工况的95%,设定路面情况为干燥路面,路面附着系数为0.7,制动初速度  $V_0=80\text{km/h}$ ,制动强度  $z=0.1$ .

图8和图9分别为制动过程中电机制动力矩与气制动力矩的变化曲线.由表1的制动力分配系数设置,可以从图8看出前两轴、中间两轴及最后两轴的制动力矩分别两两相同.在制动时段0~19.9s,后四轴中电机再生制动力矩足以满足制动需求,仅在制动初始的1.5s内前两轴需要弥补约1000Nm制动力矩;在19.9s后,电机的再生制动力矩开始减小,气制动力矩开始增大,直到制动的20.1s,制动力矩完全由气制动力矩提供,但气制动系统存在一定程度的延迟.整个制动过程中车轮转速与整车车速相差很小,如图10可看出滑移率变化很小,各个车轮的滑移率保持在8.2%~8.7%之间,整车制动稳定性较好.

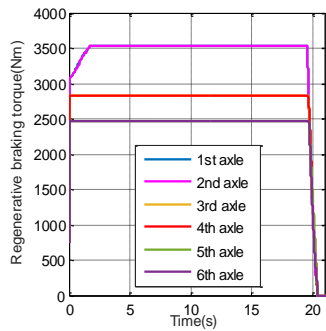


图 8 常规制动电机再生制动力矩

Fig.8 Regenerative braking torque of motor under normal braking condition

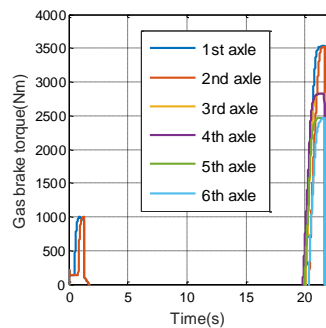


图 9 常规制动气制动力矩

Fig.9 Gas braking torque under normal braking condition

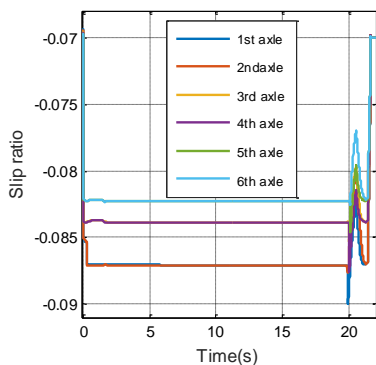


图 10 常规制动滑移率曲线

Fig.10 Slip ratio under normal braking condition

### (3)防抱死制动

为触发车轮的防抱死机制,设置该工况下的制动初速度  $V_0=80\text{km/h}$ ,路面附着系数为 0.3,制动强度  $z=0.5$ .

由图 11 可知,因在表 1 的 ECE 法规下,前两轴车轮的制动力分配系数大于后四轴车轮,在该紧急制动时刻,前两轴的左右两侧车轮尚未达到防抱死状态,其滑移率在 15% 左右;后四轴在 1.2s 左右先后触发防抱死机制,整个紧急制动过程中后四轴车轮的滑移率被防抱死系统控制在 20% 以内,整个系统制动稳定性良好.

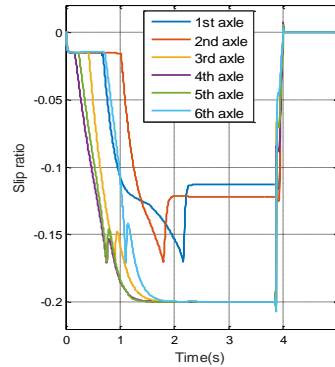


图 11 防抱死制动的各轮滑移率变化

Fig.11 Variation of slip rate of each wheel under anti-lock brake

从图 12 制动过程中各轮电机制动力矩变化曲线可知,电机的再生制动力矩得到了最大限度的利用,但再生制动力矩仍不足以满足当前的制动需求,其不足部分需要由气制动力矩补充.

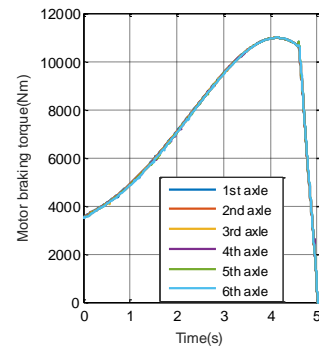


图 12 防抱死制动的电机再生制动力矩

Fig.12 Regenerative braking torque of motor under anti-lock brake condition

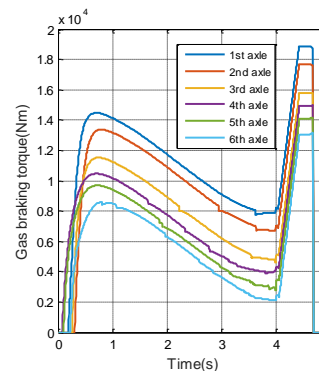


图 13 防抱死制动的气制动力矩

Fig.13 Air braking torque under anti-lock brake

由图 13 可看出,因气制动系统存在较严重的迟滞现象,且各轴的制动力矩存在不同程度的响应时间,在 1s 后各个车轮的气制动力矩全部响应;在 1~3.8s 左右由于电机再生制动力矩的增加,对气制动力矩的需求减小,气制动力矩开始减小;在 3.8s

之后,由于电机在转速较低时反电动势很低,产生的再生制动力矩开始减小,气制动力矩开始增加;在4.02s后,电机的反电动势过低,无法再产生制动力矩,此后直到制动完成,制动力矩全部由气制动系统提供。

#### (4) 循环工况

为验证多轴车在中低制动强度下的电机再生制动作为液力缓速器的功能,采用C-WTVC循环工况进行分析.C-WTVC循环是以世界统一的重型商用车瞬态车辆循环为基础,调整加速度和减速度形成的驾驶循环.本文用于仿真的循环工况是由C-WTVC工况的每个循环最具有代表性的时段组成的,全时长共800s,最高车速为85km/h,最大制动减速度仅为 $1\text{m/s}^2$ ,如图14所示。

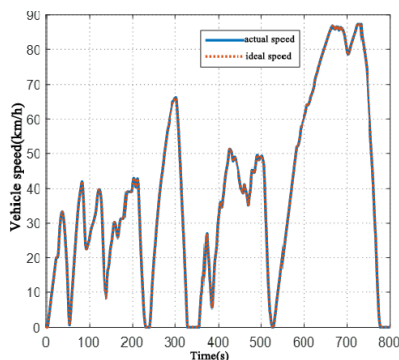


图14 C-WTVC循环工况下的车速跟随曲线  
Fig.14 Speed following curve (C-WTVC cycle)

假定路面附着系数取0.7,削减多轴车第4,5,6轴的气制动系统,其他各轴的气制动容量不变.由图14所示,整个循环工况下实际车速能很好的跟随理想车速。

图15为循环工况下多轴车各电动轮总的再生制动力矩与实际需求制动力矩的对比,在制动过程中电机再生制动力矩已基本满足需求,仅在每次制

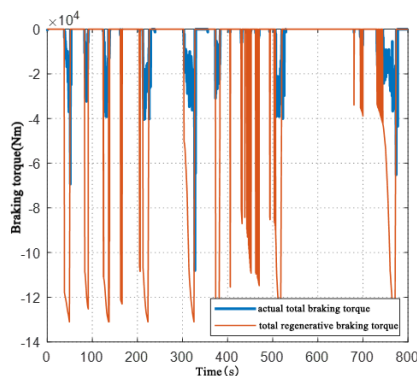


图15 电机可提供的总制动力矩与实际总制动力矩  
Fig.15 Total braking torque provided by the motor compared with actual braking torque requirement

动终了时刻,由于电机转速过低造成反电动势较低,无法提供再生制动力矩时需要气制动系统的介入.消减后的气制动系统结合电机的再生制动,可以作为多轴车的缓速装置,并能够满足循环工况下的整车制动需求。

## 4 结论

(1)建立了包含整车动力学模型、电机制动以及气制动系统在内的多轴车机电制动系统的联合仿真模型,充分考虑了各轴气制动系统的延迟特性。

(2)考虑多轴车制动时轴荷转移的问题,设计了基于ECE法规的制动力分配系数比,提出了基于规则的串联式机电复合制动控制策略,达到充分利用地面条件及制动能量回收最大化的效果。

(3)仿真分析了不同拓扑构型下的机电复合制动性能.依据重型车制动的国家标准,去除后三轴的气压制动系统,并同时减少前三轴的气压制动容量35%,均可满足紧急制动要求;并通过不同工况的制动仿真,验证了其制动性能。

对于循环工况而言,去除后三轴的气压制动系统,驱动电机提供的再生制动的总力矩能够满足整车的制动需求,但在制动后期的低速情况下,由于电机低速时的制动特性,尚需要气制动系统的介入。

## 参 考 文 献

- 1 邹波,谭坤,杨刚,等.特种车辆多轮分布式电驱动系统设计研究.车辆与动力技术,2017,4:1~6(Zou B, Tan K, Yang G, et al. Research on distributed multi-wheel electric-drive system design for a special vehicle. *Vehicle & Power Technology*. 2017, 4:1~6 (in Chinese))
- 2 Mahanty S, Subramanian S C. A non-linear model-based slip controller for electropneumatic brakes in heavy commercial vehicles. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, 2013, 20(1):35
- 3 Gautam V, Rajaram V, Subramanian S C. Model-based braking control of a heavy commercial road vehicle equipped with an electropneumatic brake system. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2017, 231(12):1693~1708
- 4 王喆,周晓军,杨辰龙,等.驾驶员制动意图对多轴车辆紧急制动迟滞特性的影响.汽车工程,2018,40(10):

- 65~71 (Wang Z, Zhou X J, Yang C L, et al. Effects of Driver's braking intention on hysteresis characteristics of emergency braking in multi-axle vehicle. *Automotive Engineering*. 2018, 40(10): 65~71 (in Chinese))
- 5 余卓平,熊璐,张立军.电液复合制动匹配研究.汽车工程, 2005, 27(4): 455~457 (Yu Z P, Xiong L, Zhang L J. A study on the matching of electro-hydraulic brake system. *Automotive Engineering*, 2005, 27(4): 455~457 (in Chinese))
  - 6 侯献晓.多轴车气液混合制动系统建模及其仿真研究[硕士学位论文].武汉:武汉理工大学, 2014 (Hou X X. Study on modeling and simulation of air-hydraulic brake system [Master Thesis]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2014 (in Chinese))
  - 7 孙博华.并联式液驱混合动力商用车再生制动与气制动协调稳定性控制研究[硕士学位论文].长春:吉林大学, 2014 (Sun B H. Research on coordinated stability control between regenerative braking and air braking for parallel hydraulic hybrid commercial vehicle [Master Thesis]. Changchun: Jilin University, 2014 (in Chinese))
  - 8 任晓慧.重型载重汽车液力缓速器缓速性能分析[硕士学位论文].秦皇岛:燕山大学, 2015. (Ren X H. Analysis on the brake performance of heavy vehicle hydraulic retarder [Master Thesis]. Qinhuangdao: Yan Shan University, 2015 (in Chinese))
  - 9 刘丽君,姬芬竹,杨世春,等.基于ECE法规和I曲线的机电复合制动控制策略.北京航空航天大学学报, 2013, 39(1): 138~142 (Liu L J, Ji F Z, Yang S C, et al. Control strategy for electro-mechanical braking based on curves of ECE regulations and ideal braking force. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*. 2013, 39(1): 138~142 (in Chinese))
  - 10 林成涛,仇斌,陈全世.电动汽车电池功率输入等效电路模型比较研究.汽车工程. 2006, 28(3): 229~234 (Lin C T, Qiu B, Chen Q S. A comparative study on power input equivalent circuit model for electric vehicle battery. *Automotive Engineering*. 2006, 28(3): 229~234 (in Chinese))
  - 11 万振,高峰,丁靖,等.多轴车制动的动力学模型及制动性能分析.中国机械工程, 2008, 3: 116~120 (Wan Z, Gao F, Ding J, et al. Dynamics model and braking performance analysis of multi-axle vehicle. *China Mechanical Engineering*. 2008, 3: 116~120 (in Chinese))
  - 12 童成前.基于ECE法规的多轴汽车制动性能分析方法研究[硕士学位论文].镇江:江苏大学, 2010 (Tong C Q, Study on analysis method of braking performance for multi-axle automobile based on ECE regulation [Master Thesis]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2010 (in Chinese))

## STUDY ON TOPOLOGICAL CONFIGURATION AND PERFORMANCE OF COMPOSITE BRAKING SYSTEM OF DISTRIBUTED DRIVING MULTI-AXIS VEHICLE \*

Shen Yanhua<sup>1†</sup> Zhu Meixia<sup>1</sup> Liu Xiangxin<sup>2</sup> Li Lan<sup>2</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China)

(2. Beijing Institute of Space Launch Technology, China Academy of Launch Vehicle Technology, Beijing 100076, China)

**Abstract** The electro-mechanical braking system of distributed driving multi-axle vehicles can apply the regenerative braking energy of its wheel motors to improve the vehicle's braking performance. The deformation coordination model of suspension of the multi-axle vehicle is used to calculate the axial load transfer with different braking strengths, and the braking force distribution coefficient among the axles of the multi-axle vehicle is designed based on ECE regulations. A co-simulation model of electro-mechanical hybrid braking system is established which includes hysteresis characteristics of the air brake system. The rule-based braking control strategy is formulated to discuss the possible topological configuration of the electro-mechanical hybrid braking system. The braking performance of removing air brake component on some axes and the reduction of gas capacity is studied under the premise of ensuring the vehicle's safety. Thus, the braking system of the vehicle can be simplified, and the available space of the vehicle chassis can be enlarged.

**Key words** multi-axle vehicle, distributed drive, composite brake, hysteresis effect

Received 17 March 2020, Revised 5 August 2020.

\* The project supported by the National Natural Science Foundation of China (51875035)

† Corresponding author E-mail: yanhua\_shen@ces.ustb.edu.cn