

汽车联合制动系统制动力分配的优化控制

赵迎生^{1,2} 赵又群² 董颖¹

1. 浙江师范大学, 金华, 321004 2. 南京航空航天大学, 南京, 210016

摘要:在电涡流缓速器和汽车主制动器构成的联合制动系统中, 设定了电涡流缓速器转子盘温度的限制条件, 建立了联合制动系统制动力分配的优化模型, 计算出制动力分配系数与道路坡度的变化曲线, 拟合了两者间的指数函数关系。虚拟多坡度道路上制动过程的验证结果表明, 随道路坡度变化的制动力分配系数能实现电涡流缓速器与主制动器的有机联合, 使联合制动系统在长下坡道路上持续有效地工作, 能充分发挥电涡流缓速器的辅助制动作用。

关键词:汽车; 联合制动系统; 制动力分配; 优化; 电涡流缓速器

中图分类号: U463.5

DOI: 10.3969/j.issn.1004-132X.2012.02.027

Optimal Control of Braking Force Distribution of United Brake System of Automobile

Zhao Yingsheng^{1,2} Zhao Youqun² Dong Ying¹

1. Zhejiang Normal University, Jinhua, Zhejiang, 321004

2. Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing, 210016

Abstract: Suggesting the restricted conditions of eddy-current retarder rotor plate, an optimal model of the braking force distribution of an united braking system was put forward, and the variable curves of braking force distribution parameter and ramp gradient were calculated, and the fitting exponential function relation was carried out. Testing with the braking process simulation calculations on a virtual multi-gradient ramp, the results show that the braking force distribution parameter, varying with ramp gradient, can integrate the eddy-current retarder and the primary brake, make the united brake system work continuously and effectively on a long downhill, and make full use of auxiliary braking effect of the eddy-current retarder.

Key words: automobile; united brake system; braking force distribution; optimization; eddy-current retarder

0 引言

营运车辆上加装的电涡流缓速器的制动能力受多种因素的影响^[1], 高温会导致制动力热衰退甚至失效^[2]。理论研究^[3]和试验研究^[4]结果表明, 在进行电涡流缓速器的应用时必须充分考虑温度的因素。对电涡流缓速器的单独控制^[5-6]无法避免热衰退的问题, 而由电涡流缓速器和主制动系统共同构成的联合制动系统, 可以使电涡流缓速器和主制动器共同分担制动过程中产生的热负荷, 但需要合理界定两者间承担的制动负荷的比例。文献[7]提供的联合制动系统的制动力分配系数是变化的, 难以控制。文献[8]对制动力分配系数的优化结果是确定的单一值, 是折衷的结果。本文对联合制动系统中制动力分配进行研

究, 优化电涡流缓速器在不同坡道上应承担的制动负荷的比例, 拟合得到联合制动系统制动力分配系数随坡道坡度变化的关系。

1 联合制动系统制动力分配系数

设某车的制动系统由电涡流缓速器和主制动器构成, 在坡道上稳定滑行时所需的制动力 F_C 由电涡流缓速器和主制动器同时提供, 定义电涡流缓速器制动力 F_R 与制动力 F_C 之比为联合制动系统制动力分配系数 λ ^[8], 即

$$\lambda = F_R / F_C \quad (1)$$

则汽车主制动器制动力

$$F_{\mu} = (1 - \lambda) F_C \quad (2)$$

汽车原有主制动器的前后制动器制动力分配系数为 β , 则前后制动器制动力 F_{μ_1} 、 F_{μ_2} (下标 μ_1 代表前轮制动器; μ_2 代表后轮制动器) 分别为

$$\left. \begin{aligned} F_{\mu_1} &= (1 - \lambda) \beta F_C \\ F_{\mu_2} &= (1 - \lambda) (1 - \beta) F_C \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

收稿日期: 2011-01-24

基金项目: 浙江省科技厅公益技术研究工业项目 (2010C31082); 浙江省教育厅科研基金资助项目 (Y201016592)

2 联合制动系统关键部件的热力学特性

参考牛顿冷却定律和能量守恒定理^[9],可写出汽车前后制动器和电涡流缓速器的热力学特性^[10]的通式^[11]:

$$m_i c_i \dot{\theta}_i = F_i v - K_i A_i (\theta_i - \theta_\infty) \quad i = R, \mu_1, \mu_2 \quad (4)$$

式中, θ_R 为电涡流缓速器转子盘的瞬时温度; θ_{μ_1} 、 θ_{μ_2} 分别为前制动器和后制动器的瞬时温度; R 代表电涡流缓速器; m_i 为前后制动器或缓速器转子盘的质量; c_i 为前后制动器或缓速器转子盘的质量热容; K_i 为前后制动器或缓速器转子盘的传热系数, 主要是热对流和热辐射的传热系数之和; A_i 为电涡流缓速器或前后轮制动器的有效散热面积, 本文中取其自然状态下与空气的接触面积; θ_i 为前后制动器或缓速器转子盘温度; θ_∞ 为汽车的环境温度, $\theta_\infty = 25^\circ\text{C}$; F_i 为前后制动器或缓速器的制动力; v 为汽车的行驶速度。

将式(4)转化为差分方程并整理得

$$\begin{aligned} \theta_i(j+1) &= \theta_i(j)[1 - K_i A_i \Delta t / (m_i c_i)] + \\ &\quad \Delta t (\theta_\infty + F_i v(j)) / (m_i c_i) \quad (5) \\ v(j+1) &= v(j) + a \Delta t \quad j = 1, 2, \dots \end{aligned}$$

式中, $v(j)$ 为汽车某时刻速度; Δt 为时间间隔。

通过式(5)可计算出电涡流缓速器转子盘和前后轮制动器的瞬时温度。

3 联合制动系统制动力分配的优化

3.1 建立联合制动系统制动力分配优化模型

3.1.1 变量选取

设汽车在坡道上匀速行驶, 联合制动系统制动力分配系数 λ 将汽车所需的制动力在电涡流缓速器和主制动器之间进行分配。依据式(5), 电涡流缓速器转子盘和主制动器承担的制动力的大小对各自温度的变化有决定性的影响, 因此在联合制动系统对制动器温度进行控制时可将 λ 作为变量, 即

$$X = [\lambda] \quad (6)$$

3.1.2 联合制动系统制动力分配目标函数

当联合制动系统制动力分配系数 λ 较大时, 电涡流缓速器承担的制动力较大, 相应的制动热负荷较大, 电涡流缓速器转子盘的温度较高, 而主制动器承担的制动力较小, 制动热负荷较小, 主制动器的温度较低, 制动部件温度的平方和较大; 反之, λ 较小时, 电涡流缓速器转子盘的温度偏低, 主制动器的温度偏高, 制动部件温度的平方和也会较大。只有当联合制动系统制动力分配系数 λ 合适时, 电涡流缓速器和主制动器承担的制动力均相对较小, 制动热负荷相应较小, 制动部件的温度均相对较低, 制动部件温度的平方和较小。考

虑到电涡流缓速器制动性能迅速下降的温度为 300°C , 为了有效且充分发挥其辅助制动作用, 在联合制动系统中进行制动力分配时应使电涡流缓速器转子盘温度接近而不超过 300°C , 故设计下式作为联合制动系统制动力分配目标函数, 即

$$f(x) = \sqrt{(300 - \theta_R)^2 + \theta_{\mu_1}^2 + \theta_{\mu_2}^2} \quad (^\circ\text{C}) \quad (7)$$

则目标函数处于最小值时对应的联合制动系统制动力分配系数是理想的。

3.1.3 约束条件

联合制动系统中制动力分配系数若过大, 则电涡流缓速器承担的制动力过大, 转子盘的温度会超过 300°C , 导致性能恶化, 联合制动系统的功能会丧失, 因此应对转子盘的温度设定如下约束条件:

$$\theta_R \leq 300^\circ\text{C} \quad (8)$$

式(7)和式(8)构成了联合制动系统制动力分配系数的优化模型。

3.2 优化模型的求解及结果

3.2.1 基本条件

(1) 某客车的基本参数。某客车总质量为 7250kg , 前轴静载荷为 22344N , 后轴静载荷为 48706N , 轴距为 4.75m 。该车采用前盘后鼓式制动系统, 前后制动器制动力分配系数是 0.46 。该车主制动系统与电涡流缓速器的参数见表 1。

表 1 三种制动器的参数列表

| 名称 | 材料 | 质量 (kg) | 质量热容 J/(kg·K) | 传热系数 (W/(m ² ·K)) | 散热面积 (m ²) |
|-----------|-------|---------|---------------|------------------------------|------------------------|
| 前制动器 | HT260 | 9.6 | 544 | 1920 | 0.012 |
| 后制动器 | HT260 | 15 | 544 | 730 | 0.03 |
| 电涡流缓速器转子盘 | 低碳钢 | 32 | 502 | 2530 | 0.017 |

(2) 客车运行条件。设定客车以恒定速度 40km/h 在 $5\% \sim 7.5\%$ 的坡道上在联合制动系统作用下行驶, 联合制动系统制动力分配系数 λ 从初始值 0.2 开始逐渐加大, 并且每次数值改变后客车都运行足够长的时间, 以保证制动部件温度在该联合制动系统制动力分配系数数值时能够达到最大值。

3.2.2 目标函数的计算结果

将客车在不同坡道上(速度为 40km/h 时)的联合制动系统制动力分配目标函数 $f(x)$ 随联合制动系统制动力分配系数 λ 的变化关系绘制成曲线, 如图 1 所示。

图 1 中, 客车在 5.5% 以下的坡道上, 制动力分配目标函数的最小值对应的联合制动系统制动力分配系数为 1.0 , 联合制动系统中的电涡流缓速

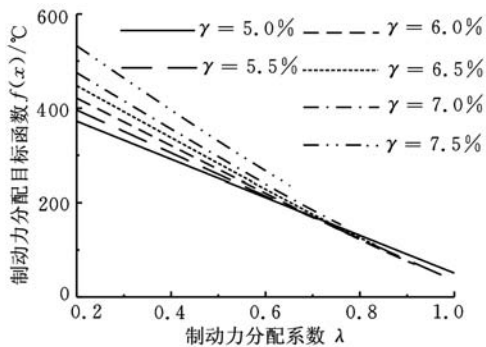


图 1 目标函数随制动力分配系数变化曲线

器承担了客车全部制动负荷。坡度增加时,制动力分配目标函数最小值对应的联合制动系统制动力分配系数随之减小。

图 1 表明,拟定的制动力分配目标函数的最小值对应的联合制动系统制动力分配系数与客车所处的坡道坡度 γ 有一定的关系。如图 2 所示,道路坡度小于 5.6% 时,联合制动系统制动力分配系数为 1.0,即电涡流缓速器单独作用能使客车稳定下坡,且制动温度能满足设定的优化函数的要求。道路坡度大于 5.6% 时,联合制动系统制动力分配系数 λ 随着道路坡度 γ 的增加呈指数衰减趋势,联合制动系统中电涡流缓速器承担的制动负荷比例随道路坡度 γ 的增大而减小,而客车的主制动器承担的制动负荷的比例随坡度 γ 的增大而增大。

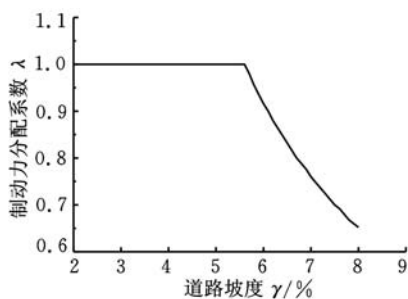


图 2 制动力分配系数随道路坡度的变化曲线

将图 2 所示的曲线进行指数拟合,可以得到联合制动系统制动力分配系数与道路坡度的变化的一般函数关系:

$$\lambda = \begin{cases} 1 & 0 \leq \gamma < 5.6\% \\ 2.61e^{-17.5\gamma} & 5.6\% \leq \gamma \leq 8\% \end{cases} \quad (9)$$

4 实车模拟计算和分析

本文设计一条坡度变化的道路来验证式(9)表达的联合制动系统制动力分配系数随道路坡度变化的函数关系的合理性。设计的道路坡道长(6810m)、落差大(平均坡度为 6.3%)。各种坡度上计算得到的优化制动力分配系数记录于表 2 中。设该车的初始速度是 80km/h,目标工况是以

表 2 坡道长度、坡度与制动力分配系数表

| | | | | | | | | | |
|------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| 坡长(m) | 900 | 500 | 400 | 150 | 400 | 150 | 400 | 150 | 220 |
| 坡度(%) | 5.0 | 6.1 | 7.0 | 5.5 | 7.0 | 5.5 | 7.0 | 5.5 | 6.9 |
| 制动力分配系数(%) | 100 | 90 | 76 | 100 | 76 | 100 | 76 | 100 | 78 |
| 坡长(m) | 380 | 580 | 270 | 150 | 900 | 230 | 780 | 270 | |
| 坡度(%) | 6.5 | 7.0 | 6.0 | 5.4 | 6.5 | 6.9 | 6.0 | 5.0 | |
| 制动力分配系数(%) | 83 | 76 | 92 | 100 | 83 | 78 | 92 | 100 | |

40km/h 的速度稳定行驶。

电涡流缓速器转子盘的温度和前后制动器的温度如图 3 所示。图 3 显示,电涡流缓速器转子盘的温度总体上呈上升的趋势,但明显可分为三个阶段。第一阶段,客车开始的速度较高,且坡度小于 5.6%,联合制动系统中电涡流缓速器单独进行制动,其转子盘温度上升很快。第二阶段,客车行驶距离超过了 900m,坡度变成了 6.1%,主制动器参与制动作用,与电涡流缓速器共同承担客车下坡所需的制动力,电涡流缓速器转子盘的温度增加变缓。第三阶段,联合制动系统制动力分配优化模型设置了电涡流缓速器转子盘温度的约束条件,电涡流缓速器转子盘的温度增加速率较小,温度基本保持在预期设定的 300°C 左右。

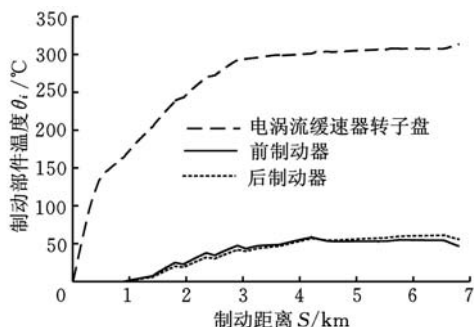


图 3 制动部件的温度过程

图 3 中,主制动器温度的变化特点与电涡流缓速器明显不同,温度呈上升趋势,但数值不大。主制动器在客车驶过 900m 后参与制动作用,温度变化随坡度变化而变化。当坡度变大时,主制动器承担的制动负荷变大,温度上升较明显;当坡度变小时,制动产生的热量减小,且散热作用在持续,温度略有下降。主制动器的温度起伏说明在道路坡度变化时,联合制动系统的制动力分配系数相应变化。联合制动系统的制动力分配系数随道路坡度变化的原则是优先使电涡流缓速器充分发挥制动作用。

与文献[8]中提出的联合制动系统制动力分配系数不随坡度而变化的情况进行比较(表 3)可知,本文得到的随道路坡度变化的联合制动系统

的制动力分配系数更能充分发挥电涡流缓速器的辅助制动作用。表3的比较结果显示,同样的客车驶过同样的坡道,联合制动系统制动力分配系数随坡度变化时,电涡流缓速器转子盘的温度较高,而制动盘和制动鼓的温度较低。

表3 制动部件温度对比

| 条件 | 最高温度(°C) | | |
|------------------|-----------|-----|-----|
| | 电涡流缓速器转子盘 | 制动盘 | 制动鼓 |
| λ 随坡度变化 | 313 | 47 | 56 |
| λ 不随坡度变化 | 243 | 89 | 103 |

5 结语

联合制动系统可使汽车主制动器和电涡流缓速器同时参与制动作用,共同承担汽车下坡时的制动负荷。本文建立了具有约束条件的联合制动系统制动力分配的优化模型,绘制出联合制动系统制动力分配系数随汽车所处的坡道坡度变化的曲线,并拟合了联合制动系统制动力分配系数与坡度的指数函数关系。在较小的坡度上,电涡流缓速器单独起制动作用;在较大的坡度上,电涡流缓速器与主制动器共同参与制动作用,且电涡流缓速器承担的制动热负荷的比例随坡度增加而减小,从而充分发挥了电涡流缓速器的辅助制动作用。

参考文献:

[1] Wu Ruiming, Song Deyu, Wu Weixing. The Performance Evaluation of Electromagnetic Eddy Current Retarder[C]//Third International Symposium on Intelligent Information Technology Application. Nanchang, 2009:423-425.

[2] 何仁,刘成晔,衣丰艳. 车用电涡流缓速器转子盘温度场计算方法[J]. 江苏大学学报自然科学版, 2005, 26(2):117-120.

[3] Wang Guanglin, Wang Huifeng, Liu Jun. Measurement and Simulation of Automotive Eddy Current Retarder Based on Virtual Reality [J]. Key Engineering Materials, 2008, 392/394:93-97.

[4] Long Zhijun, Li Changyou, Huang Jungang, et al. Bench Test of Hot Declining on Eddy Current Retarder[C]//International Conference on Transportation Engineering, 2009. Chengdu, 2009:2273-2278.

[5] Simeu E, Georges D. Modeling and Control of an Eddy-current Brake[J]. Control Engineering Practice, 1996, 4(1):19-26.

[6] Lee Kapjin, Park Kyihwan. Optimal Robust Control of a Contactless Brake System Using an Eddy-current

retarder Retarder [J]. Mechatronics, 1999, 9(6): 615-631.

[7] 赵迎生,何仁,王永涛. 恒速下坡汽车联合制动系统制动力度的模糊分配[J]. 中国机械工程, 2008, 19(8): 1003-1007.

[8] 赵迎生,赵又群,魏超. 汽车联合制动系统制动力分配系数优化[J]. 农业机械学报, 2009, 40(10):14-17.

[9] 赵镇南. 传热学[M]. 北京:高等教育出版社, 2008.

[10] Scott K B. Optimal Control of Electromagnetic Brake Retarder[C]//International Truck & Bus Meeting & Exposition. Seattle, 1994:942325.

[11] 赵迎生. 辅助制动和汽车主制动装置联合控制理论和方法的研究[D]. 镇江:江苏大学, 2008.

(编辑 张洋)

作者简介:赵迎生,男,1970年生。浙江师范大学车辆工程系讲师、博士。研究方向为汽车机电一体化。发表论文9篇。
赵又群,男,1968年生。南京航空航天大学车辆工程系教授、博士研究生导师。
董颖,男,1977年生。浙江师范大学车辆工程系副教授、博士。

(上接第239页)

[3] 程常桂,王文成,车芳,等. 宽板坯连铸二冷区喷嘴冷却特性研究[J]. 武汉科技大学学报, 2010, 33(5): 453-457.

[4] 齐彦峰,文光华,唐萍,等. 二冷喷嘴类型和布置对板坯质量的影响[J]. 特殊钢, 2004, 25(6):55-57.

[5] Boyle R, Frick J. Modern Secondary Cooling Technology in Continuous Casting of Steel[J]. Metallurgical Italians, 2005, 97(1):49-52.

[6] 杨世铭,陶文铨. 传热学[M]. 北京:高等教育出版社, 2002.

[7] 郑忠,刘兵,罗小刚. 攀钢板坯连铸二冷喷嘴性能的热态实验研究[J]. 工业加热, 2008, 37(4):11-15.

[8] 陈登福,冯科,徐楚韶,等. 高效连铸二次冷却喷嘴的性能[J]. 冶金能源, 2002, 21(2):5-8.

[9] 阮晓明,文光华,唐萍. 宝钢1930板坯连铸机二冷喷嘴现状及探索[J]. 炼钢, 2004, 20(2):9-12.

[10] 刘兵,王定标. 连铸板坯二冷喷嘴的特性[J]. 化工进展, 2011, 30(8):1698-1701.

(编辑 张洋)

作者简介:刘兵,男,1984年生。郑州大学化工与能源学院博士研究生。主要研究方向为喷嘴的设计、优化及煤气化的数值模拟。发表论文8篇。
王定标,男,1967年生。郑州大学化工与能源学院教授、博士研究生导师。
梁珍祥,男,1985年生。郑州大学化工与能源学院硕士研究生。
朱有健,男,1987年生。郑州大学化工与能源学院博士研究生。