

文章编号:1000-582X(2012)04-026-07

利用惯性比例阀增强电动公交车制动能回收力

赵国柱¹,魏民祥²,李玉芳²

(1. 南京农业大学 工学院,江苏 南京 210031;

2. 南京航空航天大学 能源与动力工程学院,江苏 南京 210016)

摘要:为提高城市电动客车并联再生制动策略的制动稳定性与制动能回收量,分析了电动客车制动稳定性要求对机电并行再生制动时制动能回收率的影响。根据欧洲经济委员会第 13 号制动法规(regulation No. 13 of the Economic Commission for Europe,简称 ECE R13)要求,利用广义制动力分配线与广义理想制动力分配曲线的位置关系,结合电动客车在典型城市工况下的运行特征,将机电并行制动的制动强度确定在 0.1 与 0.3 之间;在机电并行制动时,利用惯性比例阀将机械制动系制动力分配比调整为 ECE R13 法规许可的最大值。对 advisor2002 电动汽车仿真软件进行了二次开发,建立了后驱型电动汽车仿真模型。仿真表明新策略使城市电动客车在典型城市工况下的制动能回收量得到了明显提高。

关键词:电动汽车;并联再生制动策略;城市循环工况;制动;惯性比例阀

中图分类号:U469.72

文献标志码:A

Enhancement of the energy regeneration capability of an electric urban bus using inertia proportional valve

ZHAO Guo-zhu¹, WEI Min-xiang², LI Yu-fang²

(1. College of Engineering, Nanjing Agricultural University, Nanjing 210031, Jiangsu, P. R. China;

2. College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, Jiangsu, P. R. China)

Abstract: With aims of improving braking stability and the capability of capturing braking energy of an electric urban bus with parallel regenerative braking strategy, the influence on the reclaiming efficiency of braking energy under the braking stability demand is analyzed. Following ECE R13 and using the positional relation between generalized braking force distribution line and generalized expected braking force distribution curve, the braking intensity of electro-mechanical parallel braking under parallel braking strategy is determined between 0.1 and 0.3 with a consideration on engineering practices of an electric urban bus. Braking force distribution ratio of a mechanical braking system system during electro-mechanical parallel braking is adjusted to maximum within the regulation permissible range by inertia proportional valve. ADVISOR2002 is redeveloped to build a simulation model of a rear-wheel-drive electric vehicle. Simulation results with this strategy show a significant improvement of an electric urban bus braking energy reclaiming performance under the typical urban driving cycles conditions.

Key words: electric automobiles; parallel regenerative braking strategy; urban driving cycle; braking; inertia proportional valve

收稿日期:2011-10-10

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51005113);江苏省农机局科研启动基金项目(Gxz10003)

作者简介:赵国柱(1968-),南京农业大学副教授,博士,主要从事电动汽车再生制动研究,(E-mail)zhaogz@njau.edu.cn。

再生制动是电动汽车节能的重要途径之一,尤其在城市工况下,再生制动节能效果显著^[1]。通常,电动汽车的再生制动力因受诸多因素(如车速、电机峰值功率、储能元件最大充电电流等)的约束而有限,当请求的制动强度较大时,仍需机械制动系参与制动,从而形成机电混合制动系统^[2]。该系统有串联式与并联式两种基本控制策略^[3],串联式的特点是制动能回收率高,适合于各种驱动形式的汽车^[4-6],但其控制系统复杂,技术难度大^[7];并联式的特点是结构简单、工作可靠^[8-9],系统中机械制动系没有变动,制动时,再生制动力与机械制动力按固定比例分配,当再生制动失效时,机械制动系仍可保证制动安全性。因此,在目前城市电动客车的开发研究中常有采用。但由于电动客车多为后驱型车辆,当机电并行制动的制动强度在中等偏小以上时,前、后轴实际制动力分配线基本上位于理想分配线上方,再加上制动时载荷前移,在地面附着条件不够时,会使后轴提前抱死,造成制动稳定性下降。SANGTARASH F. 等人从尽可能回收制动能,适当降低制动稳定性出发,使机电并行制动时的前、后轴实际制动力分配线紧贴理想分配线(即 I 曲线)外侧^[10]。刘宏伟等人则强调稳定性,加大对此时的再生制动力限制,尽量使前、后轴制动力实际分配线控制在 I 线内侧^[11]。耿聪等人则既对前、后轴机械制动力分配比做适当调整,也合理限制再生制动力,以使小制动强度时前、后轴制动力实际分配线位于 I 线内侧^[12]。以上方案均没有考虑城市电动客车工程运行实践,机电并行制动的制动强度范围过大,造成保持制动稳定性,不得不过多地降低再生制动力制动份额,而且机电并行制动时仍然存在后轴提前抱死的可能。为此,王鹏宇等人提出利用 ABS 的调节单元来控制机械制动力以提高制动稳定性,增加制动能的回收,防止驱动轴抱死^[13]。李俊等人为实现最佳回收制动能,同时确保电机失效时制动可靠,对 ABS 系统进行改造^[14]。但这些方案需复杂的控制系统,也将使 ABS 频繁工作而加大 ABS 能耗,且系统的可靠性尚需大量试验。

笔者以 ECE R13 法规为准则,提出了一种新的并联再生制动策略。该策略考虑到城市电动客车的

工程运用实践,对机电并行制动时的制动强度范围进行合理的规范,以提高机电并行制动的制动稳定性。其次,在机械制动系的制动管路中引入惯性比例阀等制动力调节装置,在机电并行制动时,根据 ECE R13 法规的许可,适当缩小机械制动力的制动比例,相应提高再生制动力的制动份额,以增加制动能的回收。此策略制动能回收率高,且技术简单、附加成本小。

1 制动稳定性对回收制动能的影响

1.1 后驱型电动汽车前后轴利用附着系数

电动汽车驱动电机的发电模式与电动模式的机械特性基本相同。再生制动时,当电机转速在基速之上,电机可以额定功率制动;当电机转速在基速之下,电机可以额定转矩制动^[15]。则对于动力装置为单电机的驱动系统,如将驱动电机制动转矩转换到驱动轮轮边上的再生制动力,可表示为

$$F_{re} = \begin{cases} \frac{T_N i_g i_0}{r \eta_T}, & (n < n_N); \\ \frac{3 \ 600 P_N}{u_a \eta_T}, & (n \geq n_N). \end{cases} \quad (1)$$

式中: T_N 为电机额定转矩, $N \cdot m$; P_N 为电机额定功率, kW ; n_N 为电机额定转速, r/min ; i_g 为变速器传动比; i_0 为主减速器传动比; η_T 为传动系传动效率; r 为车轮滚动半径, m ; u_a 为车速, km/h 。

后驱型电动汽车机电并行制动时前、后轴利用附着系数 φ_f 和 φ_r 分别为^[16]

$$\varphi_f = \frac{\beta[z - (F_{re}/G)]L}{b + zh_g}, \quad (2)$$

$$\varphi_r = \frac{[(1 - \beta)z + (\beta F_{re})/G]L}{a - zh_g}. \quad (3)$$

式中 β 为机械制动系前后轴制动器制动力分配系数; z 为制动强度; a 为质心至前轴距离, m ; b 为质心至后轴距离, m ; L 为前后轴的轴距, m ; h_g 为质心距地面的高度, m ; G 为整车重力, N 。

1.2 制动稳定性对制动能回收的约束

以某串联式电动客车满载工况为例,分析机电并行制动时的制动稳定性。其相关参数如表 1。

表 1 某串联式电动客车仿真参数

满载质量 m/kg	质心高度 h_g/m	轴距 $L/$ m	质心距前轴距离 a/m	制动力分配 系数 β	传动系效率 η_T	车轮半径 $r/$ m
16 781	0.775	6.858	4.45	0.43	0.9	0.5
变速比 i_g	主减速比 i_0	电机额定功率 P_N/kW	电机额定 转矩 $T_N/N \cdot m$	电机额定转速 $n_N/(r \cdot \min^{-1})$	电机最高转速 $n_N/(r \cdot \min^{-1})$	
4.66	5.857	187	658	2 714	15 000	

工况以美国洛杉矶市内行驶循环(the Urban Dynamometer Driving Schedule,简称 UD DS)为例,该循环最高车速为 91.25 km/h,平均车速为 31.51 km/h。

当电机以额定功率进行恒功率制动时,车辆的前、后轴利用附着系数随制动强度的变化如图 1 所示。当车速为 91.25 km/h 时,此时 ϕ_r 与 ϕ_f 线均在 ECE R13 制动法规(以下简称“法规”)的边界线 $\phi = \frac{(z-0.0188)}{0.74}$ 与 $\phi = z \pm 0.08$ 设定的范围之内,这说明此时车辆的附着利用率符合法规要求,但 ϕ_r 线总是位于 ϕ_f 线上方,表明此时的并行再生制动在地面附着条件不够时将造成后轴提前抱死。随着车速的降低,再生制动力的增大,不但 ϕ_r 线总是位于 ϕ_f 线上方,而且 ϕ_r 线与 ϕ_f 线距离理想线 $\phi = z$ 越来越远,附着利用率越来越低,如当车速为 31.51 km/h 时, ϕ_r 线已超出法规许可的边界线。这说明电机转速在基速以上的并行再生制动,为满足制动稳定性要求,电机只能以低于额定功率以下的部分功率运行,从而抑制了制动能的回收。

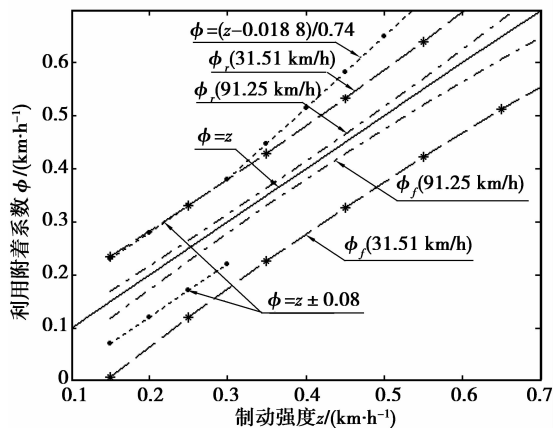


图 1 电机恒功率时并行制动的 ϕ_r 线与 ϕ_f 线

当电机以额定转矩进行恒转矩制动时,利用附着系数分布如图 2 所示。此时 ϕ_r 线不但远高于 ϕ_f

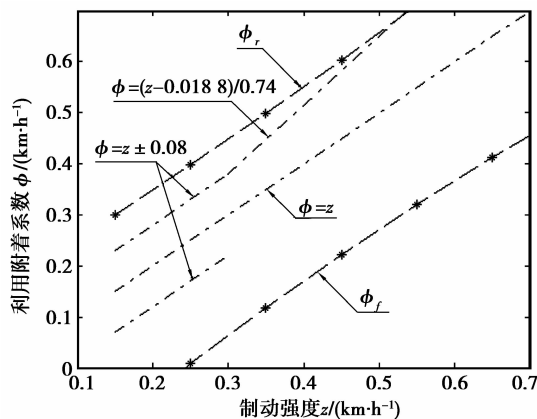


图 2 电机恒转矩时并行制动的 ϕ_r 线与 ϕ_f 线

线,而且均已超出法规许可的边界线,这说明不但车轮抱死顺序不符合法规要求,而且附着利用率也不满足法规要求。为满足法规要求,电机只能降低制动力矩,使得制动能回收率降低。

2 新的并联再生制动控制系统

2.1 新策略的工程应用基础

根据美国可再生能源实验室开发的电动汽车仿真软件 ADVISOR2002 中介绍的 UD DS、伦敦公交循环工况(a typical bus cycle in London in the United Kingdom,简称 UKBUS)、纽约城市循环工况(the New York city cycle,简称 NYCC)及纽约公交循环工况(The New York Bus cycle,简称 NewYorkBus)等四种典型城市循环工况,可得到它们的制动强度分布特征如表 2。

表 2 四种典型城市循环工况的制动强度分布特征

循环工况	$z \leq 0.1$	$0.1 < z \leq 0.3$	z_{\max}
UD DS	74.95%	25.05%	0.15
UKBUS	90.03%	9.97%	0.17
NYCC	77%	23%	0.27
NewYorkBus	76.52%	23.48%	0.21

制动强度在 0.1 以下的几乎都占到全部制动工况的 75%以上,且最大只有 0.27,这说明城市工况下中等及中等以上制动强度极少,基本是小制动强度的制动。因此,制定并联再生制动策略时,无需在中等及中等以上的制动强度也实行机电复合制动。

2.2 新策略的理论基础

为分析问题的方便,先定义广义制动力分配系数(以下称 β_g)及广义理想制动力分配线(以下称 I_g 线), β_g 定义为 $\beta_g = F_{u1}/(F_u + F_{re})$,式中 F_{u1} 为机械制动系前轴制动器制动力, N ; F_u 为机械制动系总制动力, N ;则相应的前、后轴广义制动力分配线(下称 β_g 线)为 $F_{uc} = \frac{(1-\beta_g)F_{u1}}{\beta_g}$,式中 F_{uc} 为机械制动系后轴制动器制动力 F_{u2} 与 F_{re} 之和。 I_g 线定义为前、后轴同时抱死时,前轴制动器制动力与后轴上复合制动力的关系曲线^[17],其中后轴上复合制动力是指后轴制动器制动力与再生制动力之和。当再生制动力为零时, I_g 线即为机械制动系 I 曲线。由此也定义广义同步附着系数(以 ϕ_{0g} 表示)为 β_g 线与 I_g 线交点所对应的附着系数。法规要求 M3 类汽车制动力分配比(无论是 β_g 值还是 β 值)应满足下式^[18]

$$\beta_{\min} \leq \beta_g \text{ (or } \beta) \leq \beta_{\max}. \quad (4)$$

式中

$$\beta_{\min} = \begin{cases} 1 - 1.28(a - 0.8h_g)/L, & a \leq 2.6h_g \\ (b + 0.3h_g)/L, & a > 2.6h_g \end{cases}$$

$$\beta_{\max} = (2\sqrt{0.07bh_g} + b + 0.07h_g)/(0.85L)$$

此外,对于该类汽车无论 $a > 2.6h_g$ 还是 $a \leq 2.6h_g$,都有 φ_{0g} 或 φ_0 大于等于 0.3。由上可得 β 线、法规边界线与 I_g 线的位置关系如图 3 示,利用它们的位置关系就可以进行新策略的设计。

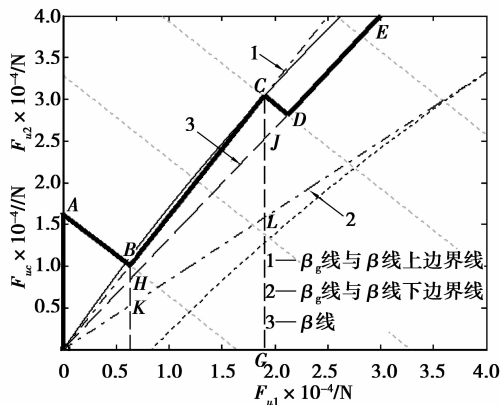


图 3 β 线、 I_g 曲线与法规边界线的关系

2.3 新的制动策略

新策略的关键是确定机电复合制动工作区及机电复合制动时机械制动系的 β 值,由于法规规定 φ_{0g} 或 $\varphi_0 \geq 0.3$ 。因此在 $z \leq 0.3$ 进行机电复合制动时,总是前轮先抱死,车辆制动稳定性好;而另一方面,在 UDDS 等典型城市工况下,公交客车的制动强度几乎均小于 0.3,因此确定该点为机电复合制动的上限。机电复合制动下限为 $z = 0.1$,因为对 $z \leq 0.1$ 的小制动强度,只采用再生制动力进行制动时,一方面可获得与传统燃油车发动机制动相仿的制动效果^[8],另一方面 $z \leq 0.1$ 的制动工况占到全部制动工况的 75% 以上,此时进行纯电制动有利于制动能的回收。故机电复合制动工作区间为 $0.1 < z \leq 0.3$,在此阶段, F_{u1} 与 F_{u2} 的大小按广义制动力分配线 BC 进行;当 $z > 0.3$ 时,则只有机械制动系进行制动。

其次,在机电复合制动阶段,利用法规允许 β 值有一个变动范围的特性,可以增大机械制动系的 β 值以减少 F_{u2} ,从而相应增加 F_{re} 的制动份额,为此将图 3 中 β 线由 OHJE 线调整为 ECE R13 法规的下边界线—OKL 线,这样再生制动力工作区由 BCJHB 扩大为 BCLKB 区。它的实现只需在机械制动系的促动管路中设置惯性比例阀等制动力调节装置,在机电并行制动时,通过该阀感测减速度,并

根据减速度的大小调节 β 值,当 $z \leq 0.3$ 时,机械制动系的 β 线为 OKL 线;当 $z > 0.3$ 时, β 线为 OHJDE 线。这样新的并行再生制动策略如图 3 中 OABCDE 折线所示,其中制动模式的切换以等制动强度模式切换,图 3 中 AB 线与 CD 线即为切换线。这样, β 调节前后再生制动力制动份额如图 4 示。考虑到再生制动力的大小还受储能器的类型、SOC 状态、电机类型的限制,当驾驶员请求的制动强度虽小于 0.1,但再生制动力不能满足该请求,则驾驶员可以加大制动踏板行程进入机电复合制动区来使制动系统满足驾驶员制动请求。

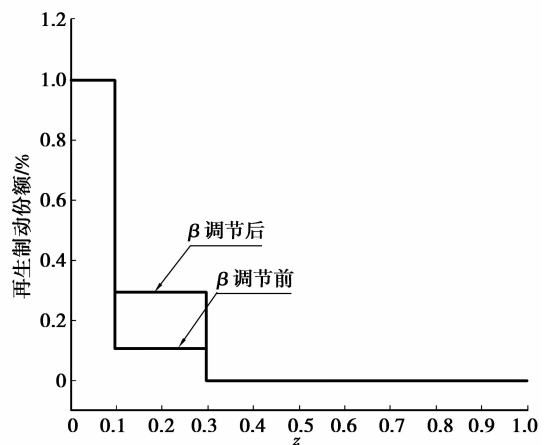


图 4 再生制动力制动份额

2.4 惯性比例阀

惯性比例阀起作用点的控制压力取决于汽车制动时的惯性力。图 5 是一种惯性比例阀结构图^[19],对于本文新策略来说,当制动强度为 $z \leq 0.3$ 时,惯性球 7 将处在右极限位置不动,进油口 A 与出口口 B 通过油道 C、D 连通,进入促动管路的输出压力 p_2

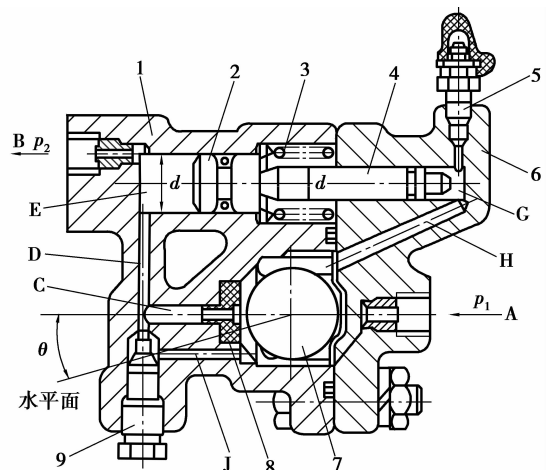


图 5 惯性比例阀

与来自制动主缸的输入压力 p_1 相等,此时,新策略的机械制动系工作线为图 3 中的 OL 线。当制动强度 $z > 0.3$ 后,惯性球沿倾斜角为 θ 的支承面向上滚压靠到阀座 8 上,使得油腔 E 与 G 隔绝,于是由第一活塞与第二活塞组成的差径活塞组停止右移,此后,随制动强度加大, p_1 增大,经 H 油道作用到差径活塞组上,使 p_2 也随之增大,此时,机械制动系的工作线为图 3 中的 OE 线。

3 仿真结果与分析

以美国可再生能源实验室开发的电动汽车仿真

$$v_{dt} = \frac{(1 - u_{\max} h_g/L) m v_0/dt + (G u_{\max}/L)(a \cos \alpha + h_g \sin \alpha) - G(\sin \alpha + f_1 \cos \alpha + f_2 \cos \alpha v_0/2) - \rho C_D A v_0^2/8}{G \cos \alpha f_2/2 + m/dt - m h_g u_{\max}/L dt + 3 \rho C_D A v_0/8} \quad (5)$$

$$v_{bt} = \frac{(1 + u_{\max} h_g/L) m v_0/d - (G u_{\max}/L)(a \cos \alpha + h_g \sin \alpha) - G(\sin \alpha + f_1 \cos \alpha + f_2 \cos \alpha v_0/2) - \rho C_D A v_0^2/8}{G \cos \alpha f_2/2 + m/dt + m h_g u_{\max}/L dt + 3 \rho C_D A v_0/8} \quad (6)$$

式中 v_0 为驱动或制动时一个迭代步骤初的速度, μ_{\max} 为地面最大附着系数, G 为整车质量, α 为路面坡度, f_1 为前轮滚动阻力系数, f_2 为后轮滚动阻力系数, ρ 为空气密度, C_D 为空气阻力系数, A 为迎风面积。

根据以上两式对控制库的牵引控制模块 (<VC>/traction control) 进行修改;同时还要对数据库中车辆与车轮的 m 文件 (VEH_EV.m 与 WH_EV.m) 中涉及轴荷分配的数据进行修改;其次对 ADVISOR2002 中的制动控制策略按文献[16]所介绍的方法进行修改;以上工作完成后,按照文献[20]介绍的方法将修改好的模型嵌入到 ADVISOR 软件。仍以前面的车辆模型为例,其机械制动系 β 为 0.43, β_g 的最大值为 0.546, 最小值为 0.385, 故机电复合制动时 β 调为 0.546, β_g 为 0.385。

制动工况下,在水平路面上车辆受到的纵向力有地面制动力、滚动阻力、空气阻力,忽略制动时旋转部件的影响,则制动系统的制动功率为

$$P_b = \frac{1}{1000} m \frac{du}{dt} - (G_f + F_w) u \quad (7)$$

式中: P_b 为制动系统的制动功率, kw ; m 为车辆质量, kg ; f 为车轮滚动阻力系数; u 为车速, m/s ; F_w 为空气阻力, N 。

制动过程的全部制动能为: $E_b = \int P_b dt$ 。只有再生制动力制动时,再生制动力的制动功率为

$$P_{re} = P_b \quad (8)$$

软件 ADVISOR2002 中串联式电动大客车模型为蓝本,建立嵌入式仿真模型。该软件允许用户根据自己的需要开发与配置新模块,拓展它的仿真功能,由于它的车辆模型均为前驱,且各制动力制动作随车速变化,为仿真新的控制策略,需要对它进行二次开发。主要修改有两个方面:一是变前驱模型为后驱模型,二是实现制动力分配份额随制动强度变化。首先根据该软件计算车辆在一个迭代步骤末速度的算法,分别得到后驱型汽车驱动时一个迭代步骤末的速度 v_{dt} 与制动时一个迭代步骤末的速度 v_{bt} , 它们分别如式(5)、(6)。

复合制动时,再生制动力的制动功率为

$$P_{re} = \frac{F_{uc} - F_{u2}}{F_{uc} + F_{u1}} P_b \quad (9)$$

在此工况下,当机械制动系 β 不变时,再生制动力的制动功率为:

$$P_{re} = \left(1 - \frac{\beta_{g\min}}{\beta}\right) P_b \quad (10)$$

当机械制动系分配比调为图 3 中 OKL 线时,再生制动力的制动功率为:

$$P_{re} = \left(1 - \frac{\beta_{g\min}}{\beta_{g\max}}\right) P_b \quad (11)$$

此外,储能器的类型、SOC 状态、电机动态特性采用 advisor2002 中的缺省设置,根据以上模型,仿真结果如图 6 示。新策略在四种典型城市工况下的制动能回收量均有不同程度的增加。现用 η_β 表示调节后制动能回收增强度,则 η_β 定义为

$$\eta_\beta = \frac{E_2 - E_1}{E_1} \times 100\% \quad (12)$$

式中, E_1 表示 β 固定不变时单位里程回收的制动能, kJ/km ; E_2 为 β 调节后单位里程回收的制动能, kJ/km 。则总体上新策略制动能回收增强度随 $-0.3 < z \leq -0.1$ 的制动工况增多,平均车速的降低而增大(表 3)。但由于各循环工况的平均车速不等,制动时,空气阻力制动效果存在一定的差异,且在 $-0.3 < z \leq -0.1$ 的制动强度分布也存在一定的差异,使得制动能回收量不完全是随着 $-0.3 < z \leq -0.1$ 的制动工况增加与平均车速的降低而增加。

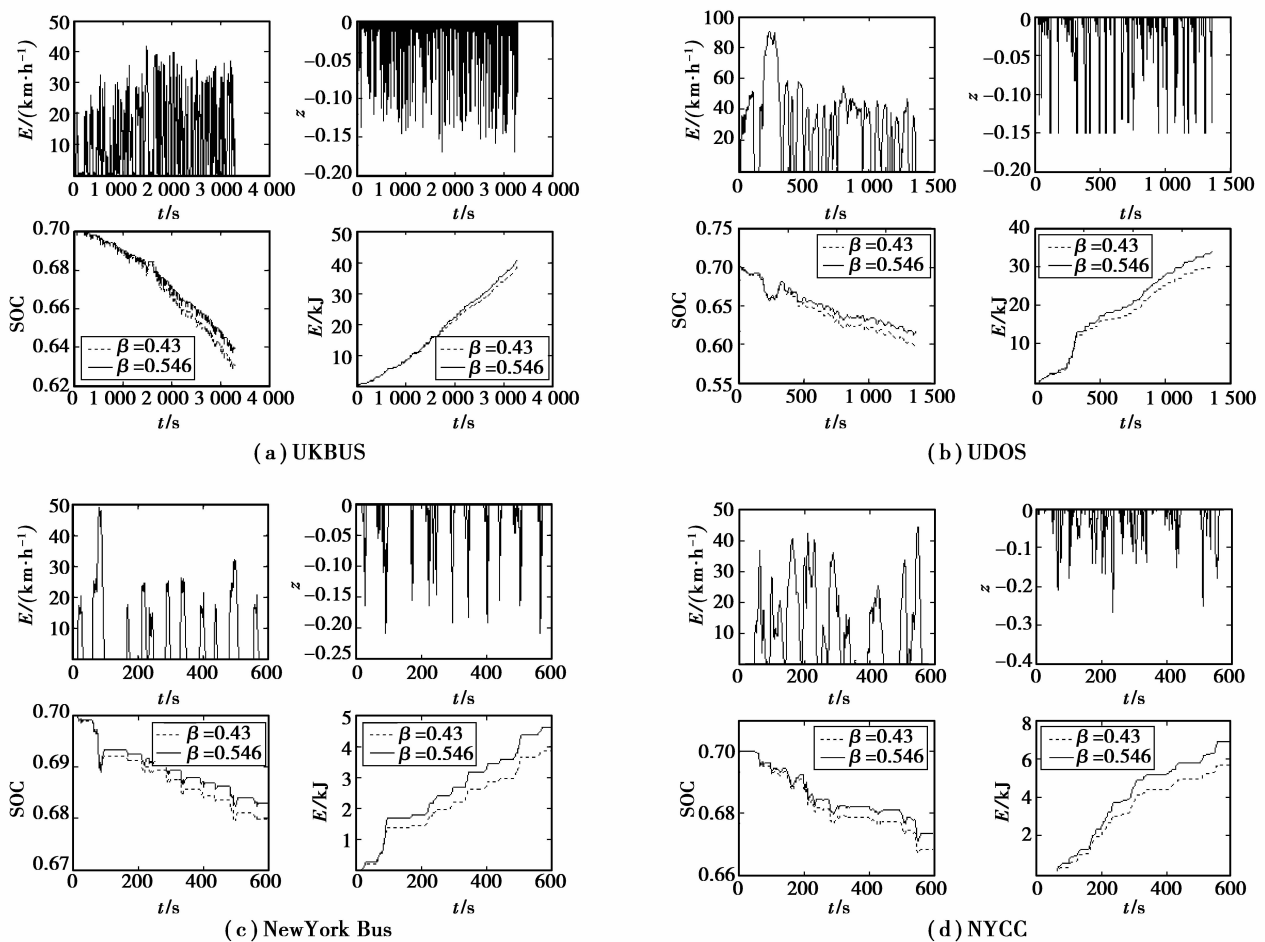


图 6 β 调节前后 SOC 的变化

表 3 β 改变前后制动能回收能力增强度

循环工况	全程/ km	平均车速/ ($\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$)	$z \in [-0.1 \sim -0.3]$ 的制动占总制动 数的百分比/%	回馈的制动能/($\text{kJ} \cdot \text{km}$)		$\eta_{\beta}/$ %
				β 值		
				0.43	0.546	
UKBUS	12.13	13.27	10.52	3.17	3.36	5.83
UDDS	11.99	31.51	25.47	2.54	2.83	11.26
NewYork Bus	0.99	5.93	26.52	3.87	4.63	19.78
NYCC	1.9	11.41	24.5	2.97	3.62	21.88

4 结 论

1) 在 UDDS 等典型城市工况下,后驱型电动客车采用并联再生制动策略时,仅需在 $0.1 < z \leq 0.3$ 时实行机电并行再生制动,这样既有利于保证车辆制动稳定性,也符合电动客车的工程应用实践。由于各大城市运行工况具有较大的相似性,故这一点对于在我国典型城市工况下运行的电动客车具有较强的参考意义。

2) 机电并行制动时,利用惯性比例阀对机械制动系制动力分配系数进行合理调节,可在保证制动

稳定性前提下提高并联再生制动控制策略的制动能回收能力。

参考文献:

[1] SOVRAN G, BLASER D. Quantifying the potential impacts of regenerative braking on a vehicle's tractive-fuel consumption for the U. S., European, and Japanese driving schedules[C]// Proceedings of the SAE 2006 World Congress and Exhibition, April 3-7, 2006, Detroit, Michigan, USA, [S. l.]: SAE International Technical Papers, 2006:2006-01-0664.

[2] GAO Y M, CHU L, EHSANI M. Design and control principles of hybrid braking system for EV, HEV and

- FCV[C]//Proceedings of the 2007 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, Sep. 9-12, 2007, Arlington, Texas, USA. [S. l.];IEEE Press,2007;384-391.
- [3] DUOBA M, BOHN T, LOHSE-BUSCH H. Investigating possible fuel economy bias due to regenerative braking in testing HEVs on 2WD and 4WD chassis dynamometers[C]//Proceedings of the SAE 2005 World Congress and Exhibition, April 11-14, 2005, Detroit, Michigan, USA. [S. l.]; SAE International Technical Papers,2005;2005-01-0685.
- [4] WANG F, ZHONG H, MAO X J, et al. Regenerative braking algorithm for a parallel hybrid electric vehicle with continuously variable transmission [C] // Proceedings of the 2007 IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety, Dec. 13-15, 2007, Beijing, China, [S. l.];IEEE Press,2007;1-4.
- [5] SHU J, ZHANG Y, YIN C L. Longitudinal control of hybrid electric buses using traction motor and pneumatic braking system[J]. WSEAS Transactions on Circuits and Systems,2009,8(11):873-882.
- [6] 秦大同,李江,杨阳. 全轮驱动混合动力汽车再生制动系统控制策略[J]. 重庆大学学报,2008,31(9):971-976.
QIN DA-TONG, LI JIANG, YANG YANG. A control strategy for braking energy distribution and regenerative braking in a 4WD hybrid electric vehicle[J]. Journal of Chongqing University,2008,31(9):971-976.
- [7] ZHANG J Z, CHEN X, ZHANG, P J. Integrated control of braking energy regeneration and pneumatic anti-lock braking[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers-Part D: Journal of Automobile Engineering,2010,224:587-610.
- [8] GAO Y M, CHEN L P, EHSANL M. Investigation of the effectiveness of regenerative braking for EV and HEV [C]//Proceedings of the Future Transportation Technology Conference and Exposition, August 17-19, 1999, Costa Mesa, California, USA. [S. l.]; SAE International Technical Papers,1999;1999-01-2901.
- [9] ZHANG J M, SONG B Y, NIU W H. Optimization of parallel regenerative braking control strategy [C] // Proceedings of the 2008 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, Sep. 3-5, 2008, Harbin, Hei Longjiang, China. [S. l.];IEEE Press,2008;1-4.
- [10] SANGTARASH F, ESFAHANIAN V, NEHZATI H, et al. Effect of different regenerative braking strategies on braking performance and fuel economy in a hybrid electric bus employing CRUISE vehicle simulation[C] // Proceedings of the 2008 SAE International Powertrains, Fuels and Lubricants Congress, June 23-25, 2008, Shanghai, China. [S. l.];SAE International Technical Papers,2008;2008-01-1561.
- [11] 刘宏伟,赵文平,吕奉阳. CA6700EV 纯电动客车再生制动控制策略研究[J]. 汽车技术,2009(8):25-29.
LIU HONG-WEI, ZHAO WEN-PING, LU FENG-YANG. A study on control strategy for regenerative braking for CA6700EV electric bus [J]. Automobile Technology,2009(8):25-29.
- [12] 耿聪,张欣,张良,等. 混合动力电动公交汽车(HEB)再生制动的控制策略与性能仿真[J]. 高技术通讯,2004,14(8):80-83.
GENG CONG, ZHANG XIN, ZHANG LIANG, et al. Control strategy and simulation for regenerative braking of hybrid electric bus [J]. High Technology Letters,2004,14(8):80-83.
- [13] 王鹏宇,王庆年,胡安平,等. 基于 Simulink-AMESim 联合仿真的混合动力客车再生制动系统分析[J]. 吉林大学学报:工学版,2008,38(增刊):7-11.
WANG PENG-YU, WANG QING-NIAN, HU AN-PING, et al. Analysis of regenerative brake system of hybrid bus based on Simulink-AMESim co-simulation [J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition,2008,38(S1):7-11.
- [14] 李骏,赵子亮,刘明辉,等. CA6100SH8 并联混合动力客车制动能量再生系统开发[J]. 汽车工程,2008,30(10):911-913.
LI JUN, ZHAO ZI-LIANG, LIU MING-HUI, et al. Development on braking energy regenerative system for CA6100SH8 parallel hybrid electric bus [J]. Automotive Engineering,2008,30(10):911-913.
- [15] CIKANEK S R, BAILEY K E. Regenerative braking system for a hybrid electric vehicle[C]//Proceedings of the 2002 American Control Conference, May 8-10, 2002, Anchorage, Alaska, USA. [S. l.];IEEE Press, 2002,4:3129-3134.
- [16] 赵国柱. 电动汽车再生制动稳定性研究[D]. 南京:南京航空航天大学能源与动力工程学院,2006.
- [17] 马建,陈荫三,余强,等. 缓行器对汽车制动稳定性影响评价[J]. 交通运输工程学报,2002,2(1):105-109.
MA JIAN, CHEN YIN-SAN, YU QIANG, et al. Evaluation of retarder to automobile braking stability [J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering,2002,2(1):105-109.
- [18] 张立军,朱博,贾云雷. 依 ECE 法规进行汽车制动力分配新方法[J]. 辽宁工程技术大学学报,2005,24(2):276-279.
ZHANG LI-JUN, ZHU BO, JIA YUN-LEI. New method for braking force distribution of automobile according to ECE regulation[J]. Journal of Liaoning Technical University,2005,24(2):276-279.
- [19] 陈家瑞. 汽车构造[M]. 第五版. 北京:人民交通出版社,2006.
- [20] 曾小华,王庆年,李骏,等. 基于 ADVISOR2002 混合动力汽车控制策略模块开发[J]. 汽车工程,2004,26(4):276-279.
ZENG XIAO-HUA, WANG QING-NIAN, LI JUN, et al. The development of HEV control strategy module based on ADVISOR2002 software [J]. Automotive Engineering,2004,26(4):276-279.