

悬挂式单轨车辆摇枕强度分析

戴鑫亮 王伯铭

(西南交通大学机械工程学院, 610031, 成都//第一作者, 硕士研究生)

摘要 在国内尚无有关悬挂式单轨转向架摇枕强度计算标准的情况下, 结合 EN 13749、UIC 515 相关标准规定, 以及悬挂式单轨转向架摇枕工作特点, 分析出悬挂式单轨转向架摇枕的加载种类和加载条件, 设计出模拟超常工况和运营工况的载荷组合。通过大型有限元计算软件 ABAQUS 对悬挂式单轨转向架摇枕进行了静强度分析计算, 计算结果表明: 摇枕承受应力最大位置为其内部加强筋与下底板焊接处。最后利用 Goodman 疲劳极限图对其进行疲劳判定。计算结果表明: 悬挂式单轨车辆摇枕整体结构满足静强度以及疲劳强度要求。

关键词 悬挂式单轨; 车辆; 摇枕; 强度分析

中图分类号 U270.331+7; U232

DOI:10.16037/j.1007-869x.2019.03.028

Strength Analysis of Suspended Monorail Bolster

DAI Xinliang, WANG Boming

Abstract Since there are no strength calculation standards for the suspended monorail bolster in China at present, in this paper, the types of exceptional load and conditions of normal service load are analyzed, the load combinations that simulate the abnormal working conditions and operating conditions are designed according to the relevant standard provisions in EN 13749, UIC 515, and the operating features of the suspended monorail bolster. The static strength of the suspended monorail bolster is computed by the FEM software ABAQUS, the result shows that the position of maximum stress is in the welding of internal stiffener seam and the bottom plate. At last, fatigue strength limit diagram is used to check the fatigue strength. The calculation result shows that the strength of bolster could meet the static and fatigue strength requirement.

Key words suspended monorail; vehicle; bolster; strength analysis

Author's address School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, 610031, Chengdu, China

摇枕作为悬挂式单轨转向架的重要组成元件之一, 是整个转向架的主要承载件。其功能包括传

递车体与转向架之间的横向力、纵向力和垂向力, 提供二系悬挂元件的安装位置, 以及限制车体与转向架的相对摆角等。摇枕可靠性的高低对整车的安全性以及平稳性有较大影响。目前, 与悬挂式单轨相关的标准、规范尚未成型, 本文以 EN 13749、UIC 515 标准为基础, 结合悬挂式单轨转向架在实际运用过程中的特性, 推演出悬挂式单轨转向架摇枕的载荷工况, 用于其静强度以及疲劳强度的分析。

1 摇枕有限元模型建立

摇枕整体结构主要由薄板与中心实体部分焊接而成, 通过 UG 软件建立其三维模型(见图 1), 将其几何外形导入 Hypermesh 软件中进行有限元前处理。在建立摇枕有限元模型时采用 2D 壳单元对摇枕薄板进行划分, 对于摇枕中部实体部分采用 3D 实体单元进行网格划分。整个有限元模型(见图 2)共使用 S4R 单元 171 061 个, C3D4 单元 142 632 个, Beam 单元 32 个。

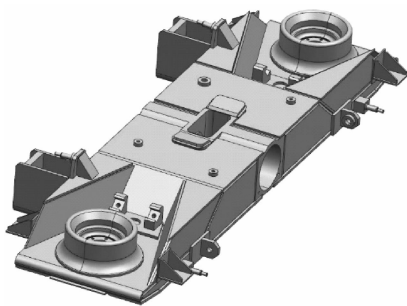


图 1 摇枕结构三维模型

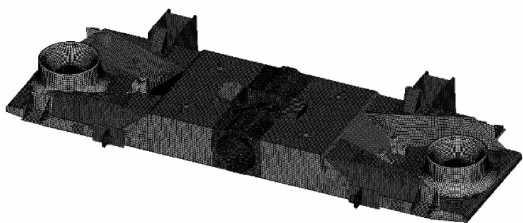


图 2 摇枕有限元模型

2 载荷及边界条件确定

本文根据 EN 13749 以及 UIC 515 相关规定,在计算悬挂式单轨转向架摇枕时主要考虑其所承受的横向力、纵向力、垂向力,以及侧风等 4 项基本载荷,并且加入减振器、抗侧滚扭杆,以及空气弹簧辅助气室内压等附加载荷。计算过程中各个变量的含义如表 1 所示。

表 1 变量含义说明		
变量	含义	单位
$m_{e,1}$	超常工况下车体等效质量	kg
$m_{n,1}$	运营工况下车体等效质量	kg
$F_{e,x}$	超常工况下摇枕纵向载荷	N
$F_{n,x}$	运营工况下摇枕纵向载荷	N
$F_{e,y}$	超常工况下摇枕横向载荷	N
$F_{n,y}$	运营工况下摇枕横向载荷	N
$F_{e,z}$	超常工况下摇枕垂向载荷	N
$F_{n,z}$	运营工况下摇枕垂向载荷	N
$F_{e,w}$	超常工况下摇枕侧风载荷	N
$F_{n,w}$	运营工况下摇枕侧风载荷	N
$F_{e,a}$	超常工况下减振器载荷	N
$F_{n,a}$	运营工况下减振器载荷	N
$F_{a,b}$	抗侧滚扭杆载荷	N

摇枕整体为对称结构,中部设有可沿 x 轴旋转的承载销,承载销限定了摇枕沿 x 、 y 、 z 方向的平动,以及沿 y 、 z 方向的转动。为限制摇枕沿 x 方向的转角,摇枕中心上表面设有摇摆止挡。垂向力作用在摇枕上空气弹簧座位置,纵向力作用在牵引拉杆安装座上,而横向力较小时主要作用于空气弹簧,当横向力较大时由空气弹簧和横向止挡共同承担。图 3 为摇枕边界条件。

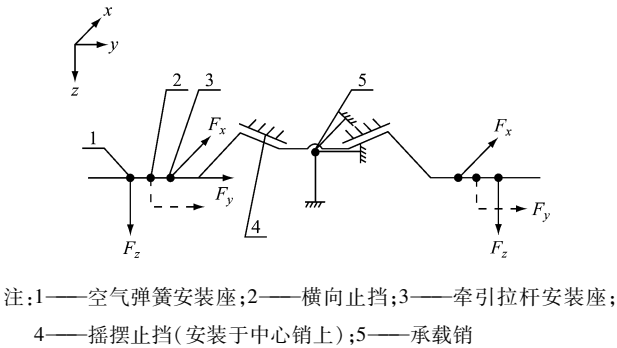


图 3 摇枕边界条件

3 摇枕工况组合

摇枕的工况组合主要考虑在超常工况下的基本载荷与附加载荷的组合,以及运营工况下的基本载荷与附加载荷的组合。

3.1 基本载荷工况组合

基本载荷工况主要包含摇枕所受横向力、垂向力、纵向力以及侧风。由于需考虑车体因侧滚和沉浮而导致的摇枕两侧空气弹簧受力不一致,所以将垂向力及其对应的横向力进行关联组合。

根据 UIC 515-4 所规定,基本载荷组合共有 12 种工况(见表 2)。对于超常工况,垂向载荷 $F_z = F_{e,z}$,横向载荷 $F_y = F_{e,y}$,纵向载荷 $F_x = F_{e,x}$, $F_w = F_{e,w}$;对于运营工况, $F_z = F_{n,z}$, $F_y = F_{n,y}$, $F_x = F_{n,x}$, $F_w = F_{n,w}$ 。设置纵向载荷 F_x 在列车启动时为正,在列车制动时为负。

表 2 基本载荷工况					
工况	F_{z1}	F_{z2}	F_y	F_x	F_w
1	$(1 + \alpha - \beta)F_z/2$	$(1 - \alpha - \beta)F_z/2$	$+F_y$		
2	$(1 + \alpha + \beta)F_z/2$	$(1 - \alpha + \beta)F_z/2$	$+F_y$		
3	$(1 - \alpha - \beta)F_z/2$	$(1 + \alpha - \beta)F_z/2$	$-F_y$		
4	$(1 - \alpha + \beta)F_z/2$	$(1 + \alpha + \beta)F_z/2$	$-F_y$		
5	$(1 + \alpha - \beta)F_z/2$	$(1 - \alpha - \beta)F_z/2$	$+F_y$	F_x	
6	$(1 + \alpha + \beta)F_z/2$	$(1 - \alpha + \beta)F_z/2$	$+F_y$	F_x	
7	$(1 - \alpha - \beta)F_z/2$	$(1 + \alpha - \beta)F_z/2$	$-F_y$	F_x	
8	$(1 - \alpha + \beta)F_z/2$	$(1 + \alpha + \beta)F_z/2$	$-F_y$	F_x	
9	$(1 + \alpha - \beta)F_z/2$	$(1 - \alpha - \beta)F_z/2$	$+F_y$	F_x	F_w
10	$(1 + \alpha + \beta)F_z/2$	$(1 - \alpha + \beta)F_z/2$	$+F_y$	F_x	F_w
11	$(1 - \alpha - \beta)F_z/2$	$(1 + \alpha - \beta)F_z/2$	$-F_y$	F_x	$-F_w$
12	$(1 - \alpha + \beta)F_z/2$	$(1 + \alpha + \beta)F_z/2$	$-F_y$	F_x	$-F_w$

注: α (侧滚系数)为 0.1; β (沉浮系数)为 0.2

3.2 附加载荷工况

附加载荷主要包括抗侧滚扭杆、减振器载荷,以及空气弹簧辅助气室的内压,其组合工况为:工况 1 = $F_{a,z} + F_{a,b} + P_{a,s}$,工况 2 = $F_{a,t} + F_{a,z} + F_{a,y} + F_{a,b} + P_{a,s}$,工况 3 = $-F_{a,t} + F_{a,z} - F_{a,y} - F_{a,b} + P_{a,s}$ 。其中, $F_{a,t}$ 为斜置减振器载荷, $F_{a,z}$ 为垂向减振器载荷, $F_{a,y}$ 为横向减振器载荷, $P_{a,s}$ 为空气弹簧辅助气室内压(超常工况时取值为 0.55 MPa,运营工况时取值为 0.52 MPa)。

3.3 模拟超常工况

超常工况是指列车在运用过程中可能会出现但出现概率很低的工况,对于超常工况需保证材料所受应力不超过其屈服极限以防止发生永久变形。

本文通过对基本载荷和附加载荷进行组合共得 12 种工况,表 3 列出了其中的 6 种工况。EN 13749 静强度试验标准规定,对于地铁、轻轨等轨道交通制式,超常工况通常出现在列车通过曲线和道岔时。由于悬挂式单轨通过道岔的机理与传统的轮轨接触不同,故本文仅考虑列车通过曲线时的超常载荷。

3.4 模拟运营工况

根据 EN 13749 标准规定,运营工况需考虑列车通过直线、道岔以及曲线时的受力情况,考虑到悬挂式单轨的道岔通过形式与传统轮轨接触不同,

所以在本文中仅对曲线和直线工况进行考虑。通过对基本载荷和附加载荷进行组合,本文共得到 49 种运营工况,表 4 中列出了其中的 12 种组合工况。

表 3 部分超常载荷工况

工况	垂向载荷/N		横向载荷/N		纵向 载荷/N	侧风/ N	减振器载荷/N			抗侧滚扭 杆载荷/N	辅助气室 内压/MPa	备注
	左侧	右侧	空气弹簧	止挡			斜置	垂向	横向			
1	25 380	19 740	14 900	5 300		3 900	7 500	560	1 100		0.55	曲线 + 侧风
8	31 020	36 660	-14 900	-5 300	4 940	-3 900	-7 500	560	-1 100		0.55	曲线 + 起动 + 侧风
9	25 380	19 740	14 900	5 300	-5 930	3 900	7 500	560	1 100		0.55	曲线 + 制动 + 侧风
10	36 660	31 020	14 900	5 300	-5 930	3 900	7 500	560	1 100		0.55	曲线 + 制动 + 侧风
11	19 740	25 380	-14 900	-5 300	-5 930	-3 900	-7 500	560	-1 100		0.55	曲线 + 制动 + 侧风
12	31 020	36 660	-14 900	-5 300	-5 930	-3 900	-7 500	560	-1 100		0.55	曲线 + 制动 + 侧风

表 4 部分运营载荷工况

工况	垂向载荷/N		横向载荷/N		纵向 载荷/N	减振器载荷/N			抗侧滚扭 杆载荷/N	侧风/ N	辅助气室 内压/MPa	备注
	左侧	右侧	空气弹簧	止挡		斜置	垂向	横向				
1	22 950	22 950									0.52	静态
3	20 660	16 070	+3 750			-4 500	336	-660	+2 250		0.52	直线
11	20 660	16 070	+3 750		+4 170	+4 500	336	+660	+2 250		0.52	直线 + 起动
20	16 070	20 660	-3 750		-4 170	-4 500	336	-660	-2 250	-1 300	0.52	直线 + 制动 + 侧风
26	25 250	29 840	-7 910			-4 500	336	-660	-2 250		0.52	曲线
29	20 660	16 070	+7 910			-4 500	336	-660	+2 250	+1 300	0.52	曲线 + 侧风
35	29 840	25 250	+7 910		+4 170	+4 500	336	+660	+2 250		0.52	曲线 + 起动
37	20 660	16 070	+7 910		+4 170	+4 500	336	+660	+2 250	+1 300	0.52	曲线 + 起动 + 侧风
44	29 840	25 250	+7 910		+4 170	+4 500	336	+660	+2 250	+1 300	0.52	曲线 + 起动 + 侧风
45	25 250	29 840	-7 910		-4 170	-4 500	336	-660	-2 250	-1 300	0.52	曲线 + 起动 + 侧风
48	29 840	25 250	+7 910		+4 170	+4 500	336	+660	+2 250	+1 300	0.52	曲线 + 制动 + 侧风
49	25 250	29 840	-7 910		-4 170	-4 500	336	-660	-2 250	-1 300	0.52	曲线 + 制动 + 侧风

4 计算结果与分析

4.1 静强度计算结果

根据第四强度理论,通过大型有限元计算软件 ABAQUS 计算分析得,在模拟超常载荷工况下,Top 面应力最大值出现在工况 10 和工况 12,其最大值均为 177.6 MPa;最大应力点出现的位置如图 4 所示。Bottom 面应力最大值出现在工况 6 和工况 8,其最大值均为151.2 MPa,最大应力点出现位置如

图 5 所示。悬挂式单轨转向架摇枕材料为 Q345 低合金高强度钢,根据 UIC 515-4 规定,对于超常运营工况,材料许用应力为 314 MPa^[1]。

在运营载荷工况下,Top 面最大应力值出现在工况 44、45,其值均为 164.7 MPa,其应力最大点出现位置如图 6 所示。Bottom 面最大应力值出现在工况 48、49,其值均为 143.6 MPa,其应力最大点出现位置如图7所示。根据UIC515-4规定,超常运

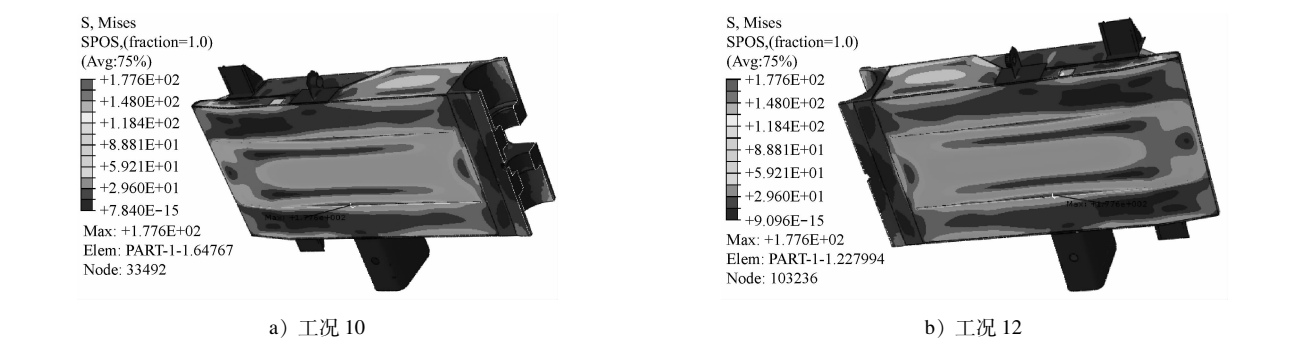
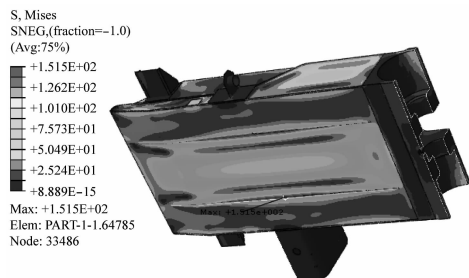
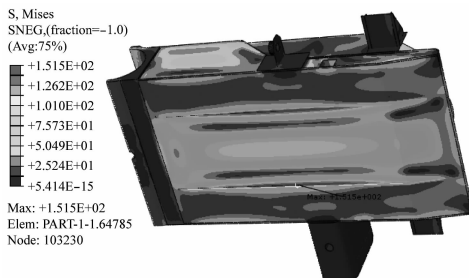


图 4 超常工况 Top 面应力分布

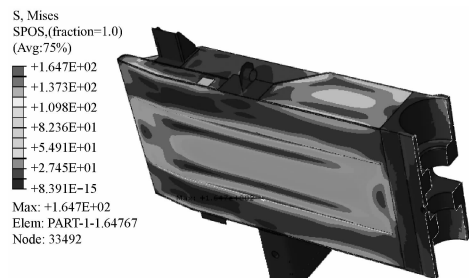


a) 工况 6

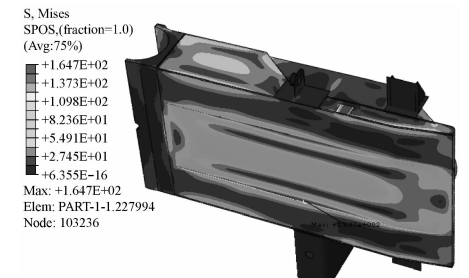


b) 工况 8

图5 超常载荷工况 Bottom 面应力分布



a) 超常工况 44

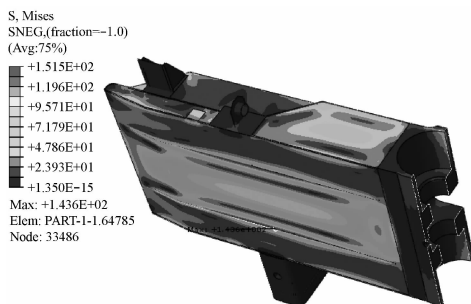


b) 超常工况 45

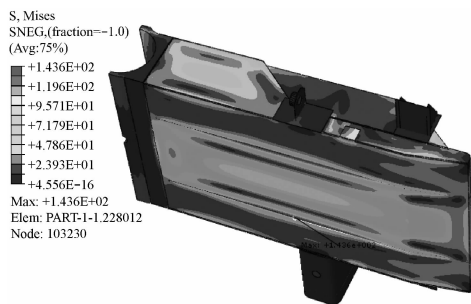
图6 运营载荷工况 Top 面应力分布

营工况下 Q 345 的许用应力为 216 MPa^[1]。

对于超常载荷工况与运营载荷工况,摇枕结构均能满足强度要求。由于摇枕整体结构沿 y 方向对称,在不同载荷的组合结果中需考虑对称加载的问题,因此,摇枕的最大应力出现位置也呈现出对称的趋势。其应力最大值均出现在摇枕内部加强筋与下底板的焊接位置,从摇枕整体的设计结构来看这种结果是合理的。



a) 工况 48



b) 工况 49

图7 运营载荷工况 Bottom 面应力分布

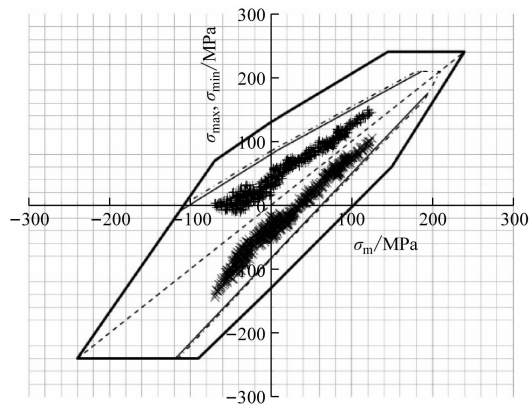
4.2 疲劳强度分析

通过静强度的分析结果可知,摇枕受力较大位置出现在内部加强筋与下底板的焊缝处,因此,本文在疲劳强度分析中提取了摇枕内部加强筋与上盖板、下底板焊缝处的节点,采用 ERRI B12/RP17 报告中提出的基于疲劳裂纹扩展方向与最大主应力方向垂直的原理进行分析。其主要方法为计算各个工况下节点的最大应力 σ_{\max} 、最小应力 σ_{\min} 和平均应力 σ_m ,利用 Simth 形式修正的 Goodman 疲劳极限图对其进行疲劳判定^[3]。

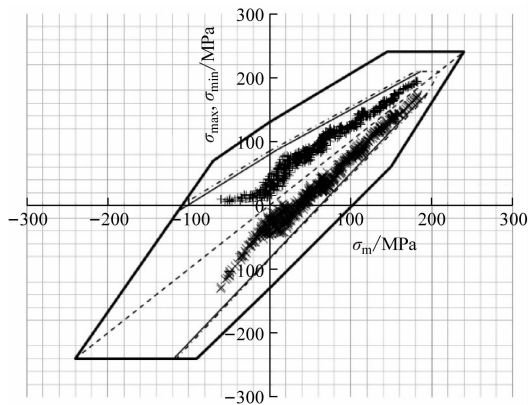
摇枕 Bottom 面与 Top 面的 Goodman 疲劳极限图如图 8 所示。根据计算结果可知,无论是摇枕的 Bottom 面还是 Top 面,其节点平均主应力,以及最大和最小主应力均落在对接焊缝的包络线内,因此该摇枕加强筋处焊缝满足疲劳强度要求。

5 结语

悬挂式单轨转向架结构具有多样性,目前我国并没有针对悬挂式单轨制定出相关的强度计算标准。本文参照 UIC 515 以及 EN 13749 标准中对于轻轨、有轨电车的相关规定对悬挂式单轨摇枕进行了强度分析,其静强度、疲劳强度均满足相关要求。但是,由于悬挂式单轨不同于传统城市轨道交通制式,所以需研究、分析传统标准中的部分数值是否



a) 摇枕 Bottom 面



b) 摇枕 Top 面

图8 摇枕疲劳极限图

适用于悬挂式单轨,并且建立出一套适用于悬挂式单轨的强度计算标准。

参考文献

- [1] 王洪娇,杨翊仁. 地铁车辆转向架构架静强度分析的一般方法研究[J]. 城市轨道交通研究,2016(11):43.
- [2] 蒲全卫,陈喜红,陶功安,等. 悬挂式独轨列车转向架[J]. 机车电传动,2015(2):90.
- [3] 沈彩瑜. 铁道车辆转向架构架疲劳强度研究[D]. 成都:西南交通大学,2014.
- [4] 罗华军,陈喜红,陶功安,等. ZMA100 型转向架构架的结构特

点和强度研究[J]. 电力机车与城轨车辆,2014(1):5.

- [5] 肖守讷,杨冰,曲天威,等. EN 13749 标准在机车轴箱体强度分析中的推演应用[J]. 机车电传动,2013(2):38.
- [6] CENELEC. Railway applications-wheelsets and bogies-method of specifying the structure requirements of bogie frames;EN 13749-2011 [S]. Brussels: CENELEC, 2011.
- [7] UIC. Passenger rolling stock trailer bogies-running gear bogie frame structure strength tests; UIC 515-4-93 [S]. Paris: UIC, 1993.

(收稿日期:2017-04-21)

(上接第 89 页)

5 结语

本文结合 FPGA 与 ARM,设计了符合铁路通信标准的基于 TRDP 的以太网卡。通过提出一种片间总线技术,从软件和硬件的角度入手,解决了以太网数据传输速率低的问题,有效保障了列车数据高速通信,为工业以太网应用于 TCN 又向前迈进一步。

参考文献

- [1] 程艳丽,尤新,乔长亮. TRDP 协议在列车控制管理系统中的应用[J]. 通讯世界,2017(9):332.
- [2] 寸天睿. 以太网列车的网络实时性改进方法研究[D]. 长沙:中南大学,2012.

- [3] 李拥军. 基于实时以太网的中低速磁浮列车网络控制系统[J]. 电力机车与城轨车辆,2018(3):12.
- [4] 李正轩,费树岷. 基于 ZYNQ 7000 的高速信号采集处理平台[J]. 单片机与嵌入式系统应用,2016(2):44.
- [5] 陈特放,曾秋芬. 列车微机与网络控制技术及应用[M]. 北京:科学出版社,2012.
- [6] 赵冬,杨奇科,叶彪. 基于以太网的第2代分布式列车网络控制系统(DTECS-2)[J]. 城市轨道交通研究,2016(1):69.
- [7] IEC. Electronic railway equipment train communication network part 2-5 ethernet train backbone; IEC 61375-2-5 [S]. Geneva: IEC, 2015.
- [8] 代娇. 基于工业以太网的地铁列车通信网络实时性及仿真研究[D]. 北京:北京交通大学,2016.

(收稿日期:2018-11-09)

欢迎投稿《城市轨道交通研究》

投稿网址:tougao. umt1998. com