

文章编号:1001-4888(2020)03-425-07

高速受电弓下框架等效阻尼的实验研究^{*}

张志奇^{1,2}, 吴孟臻², 燕永钊², 张颢辰², 吴荣平³, 魏征¹, 许向红²

(1. 北京化工大学 机电工程学院, 北京 102200; 2. 中国科学院力学研究所 非线性力学国家重点实验室, 北京 100190;
3. 北京中车赛德铁道电气科技有限公司, 北京 100176)

摘要: 良好的弓网关系要求满足弓网接触力平均值的前提下,其标准差尽可能小。已有研究结果表明下框架等效阻尼增大可以有效降低接触力标准差。以 DSA380 型高速受电弓为研究对象,本文设计了悬挂弹簧法,结合文献中提出的下置弹簧法,实现了将各部件对下框架阻尼贡献的解耦测量分析,提出了采用双阻尼器这一可行的优化设计方案。

关键词: 阻尼器; 下臂下铰摩擦; 气囊; 下框架等效阻尼; 解耦测量分析

中图分类号: N941.3; U264.3⁺4 **文献标识码:** A **DOI:** 10.7520/1001-4888-20-014

0 引言

弓网关系、轮轨关系和流固耦合关系是高速列车的三大基础力学问题^[1]。其中,良好的弓网关系是确保列车稳定可靠受流,降低接触导线与受电弓滑板磨损的基本前提。线路实测数据表明弓网接触力满足高斯分布,弓网接触力的平均值 F_m 和标准差 σ 是评价受流质量的主要指标^[2], F_m 表征碳滑板与接触线间相互作用程度的强弱,需满足 $F_m < 70 + 0.00097v^2$, v 为列车运行速度; σ 表征弓网接触质量,且需满足 $\sigma < 0.3F_m$ 。 F_m 越小,碳滑板与接触线间的机械磨损越轻; σ 越小,弓网接触力涨落越小,弓网接触性能越优良。因此,良好的弓网关系要求满足 F_m 的前提下 σ 尽可能小。

受电弓在运行时,会面临升降弓、工作高度改变以及接触网高度实时变化等多种工况,其工作高度调节包括弓头微调 and 框架大范围调节。如图 1(a)所示,DSA380 型受电弓的碳滑板与弓头铝支架、钛合金支架与交叉管轴之间为固定连接,而弓头铝支架和钛合金支架之间则通过四根弓头弹簧悬挂,这种柔性连接可实现弓头高度的微调,适应列车运行过程中接触网高度的变化;交叉管轴可绕上框架的交叉管转动,有助于维持两个碳滑板在运行时处于同一高度。框架主要由两个四连杆结构组成,下臂-底座、底座-拉杆、拉杆-上臂和上臂-下臂四处铰接组成主四连杆结构,实现升降弓;上臂-下臂、下臂-平衡杆、平衡杆-平衡臂和平衡臂-上臂四处铰接组成辅四连杆结构,使得弓头垂向运动中维持滑板水平。在弓网系统动力学仿真中,常用的受电弓模型包括全柔性模型、刚柔混合模型、多刚体模型和归算质量模型。全柔性模型考虑受电弓所有部件可能发生的变形,最为接近其实际真实结构,但动力学计算量太大^[3]。刚柔混合模型则将变形相对较大的弓头和上框架视为柔性体,其他部分视为刚性体^[4]。多刚体模型将受电弓简化为通过铰接和力元等方式连接起来的结构,计算各部件的质量、惯性矩、铰接点位置等参数,并根据实际结构建立各部件间的连接关系^[5]。归算质量模型将某一特定工作高度下的受电弓等效为质量、弹簧和阻尼系统^[5,6]。其中,三质量块模型(图 1(b))将弓头、上框架和下框架分别等效为质量块

* 收稿日期: 2020-01-18; 修回日期: 2020-03-05

基金项目: 国家自然科学基金面上项目(11672297); 中国科学院战略性先导科技专项(B类)项目(XDB22020000)资助

通讯作者: 许向红(1975-),女,博士,副研究员。主要研究领域:受电弓力学特性与结构优化、仿生微结构设计及 3D 打印。

Email: xxh@lnm.imech.ac.cn

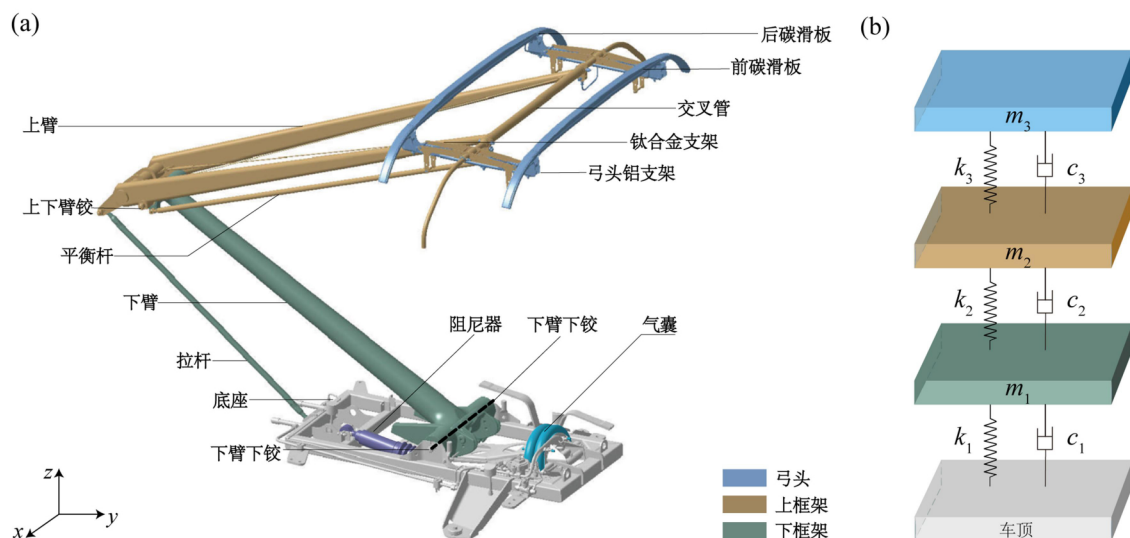


图1 DSA380型受电弓结构(a)与其三质量块模型(b)。其中,弓头包括前/后碳滑板、弓头铝支架和弓头弹簧等;上框架包括钛合金支架、交叉管、平衡杆和上臂等;下框架包括下臂、拉杆等。 m_3 、 m_2 和 m_1 分别为弓头、上框架和下框架的等效质量; k_3 、 k_2 和 k_1 分别表示弓头、上框架在交叉管和下框架在上下臂铰的垂向等效刚度; c_3 、 c_2 和 c_1 分别表示弓头、上框架和下框架的等效阻尼。

Fig.1 Schematic diagram of DSA380 pantograph and pantograph(a) and its three lumped mass model(b). The bow head includes front/rear carbon strip, bow head aluminum support and bow head spring, etc; the upper frame includes titanium alloy bracket, cross bar, balance rod and upper arm, etc; the lower frame includes lower arm, pull rod, etc. m_3 、 m_2 and m_1 represent the equivalent mass of the bow head, upper frame, and lower frame, respectively; k_3 、 k_2 and k_1 represent their vertical equivalent stiffness, respectively; c_3 、 c_2 and c_1 represent their equivalent damping, respectively.

m_3 、 m_2 和 m_1 ,相邻质量块之间通过弹簧和阻尼连接,其等效刚度和等效阻尼分别为 k_i 和 c_i ($i=3, 2, 1$)。三质量块模型可以反映受电弓的弓头垂向运动、框架转动和上臂柔性振动等三个主要运动特征^[3,5]。

近年来,国内外学者致力于研究受电弓模型参数对其受流质量的影响。Bobillot等^[7]基于OSCAR弓网仿真软件的计算结果表明,弓头等效质量 m_3 对 σ/F_m 的影响最大。Zhou等^[8]的仿真结果显示弓头等效阻尼 c_3 对 σ 的影响并非单调变化,当 $c_3=0\sim 70\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$ 时, σ 与 c_3 呈负相关;当 $c_3=70\sim 90\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$ 时,则为正相关。Ambrósio等^[9]采用遗传算法对三个弓头等效参数同时进行优化, m_3 、 k_3 和 c_3 分别取原参数的0.8~1.2、0.8~1.2和0.1~100倍,结果表明降低 m_3 和 c_3 、增大 k_3 均可以降低 σ 。Pombo等^[10]的仿真计算结果表明当 m_3 减小32%或 k_3 增大3倍时, σ 分别可降低约20%和17%。此外,Zhou等^[8]仿真结果表明当 $k_2=4000\sim 10000\text{N}/\text{m}$ 时, k_2 降低,接触力最大值和 σ 减小;当 $c_2=0\sim 90\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$ 时, c_2 增加, σ 减小且接触力最小值增大。Pombo等^[10]的仿真计算表明下框架等效阻尼 c_1 增加3倍时, σ 可降低7%左右。

显然,基于受电弓模型的参数优化大多与弓头相关。这是因为弓头等效模型参数与其结构特性相关性较高,更容易给出优化后的结构设计方案。例如,改变弓头等效刚度和阻尼可以通过设计弓头弹簧实现;减小弓头等效质量则可以通过改变材料和结构尺寸来实现,DSA380型受电弓设计时降低弓头等效质量,其匹配列车最高速度可达380km/h。

不难发现,增大下框架等效阻尼 c_1 的设计是一种可行的方案。已有研究表明,阻尼器^[7,11]、下臂下铰旋转摩擦^[12]对 c_1 有贡献。此外,气囊会对受电弓向下运动起到阻碍作用。因此,本文将通过下置弹簧法^[13]和自行设计的悬挂弹簧法两种实验,解耦阻尼器、下臂下铰和气囊对 c_1 的贡献,并给出了增大 c_1 的可行性设计方案。

1 实验方案及过程

下置弹簧法^[13](图 2(a)和图 3(a))的具体步骤为:(1)拆下弓头和交叉管内管、钛合金支架等,拆下部分的质量共计 10.99kg;(2)升弓至 1600mm,在交叉管处悬挂一弹簧秤,调节气囊压力,使得弹簧秤拉力示数为 180N,对应未拆卸弓头工作状态下静态接触力 70N;(3)用附加弹簧连接受电弓上下臂铰和地面,附加弹簧一端连接上下臂铰,另一端通过铁丝连接地面;通过调节铁丝长度,使得在升弓力矩、弹簧拉力和受电弓框架自身重力作用下系统平衡;(4)进行准静态加载实验,即在上下臂铰处,按 0.5kg、1.0kg、...、3.0kg 递进加载,用 DH5G203 型拉线位移传感器测量上下臂铰位移,获得系统载荷一位移关系,其斜率为系统刚度;(5)进行自由振动实验,即在上下臂铰处,施加一位移激励,用拉线位移传感器测量上下臂铰衰减振动曲线,计算系统的衰减振动周期和对数衰减系数,进而求得系统阻尼。

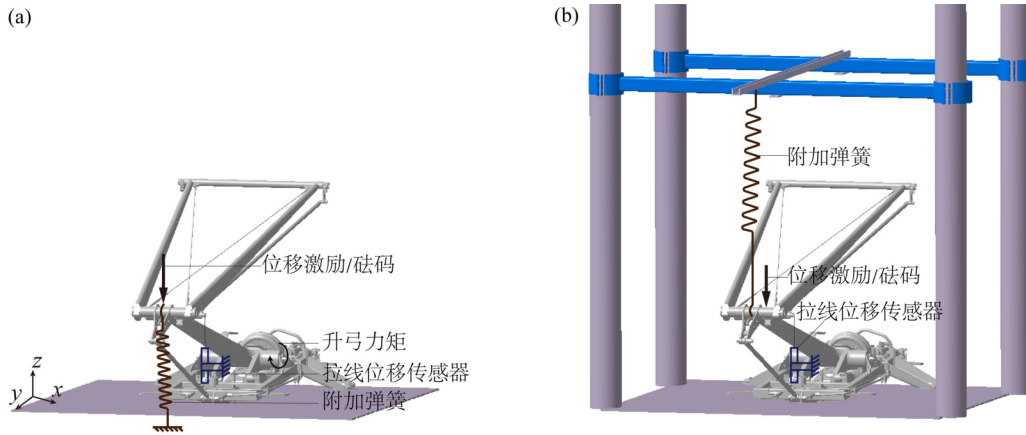


图 2 实验示意图:(a)下置弹簧法;(b)悬挂弹簧法

Fig. 2 Schematic diagram of experiments: (a)lower spring method;(b)suspension spring method

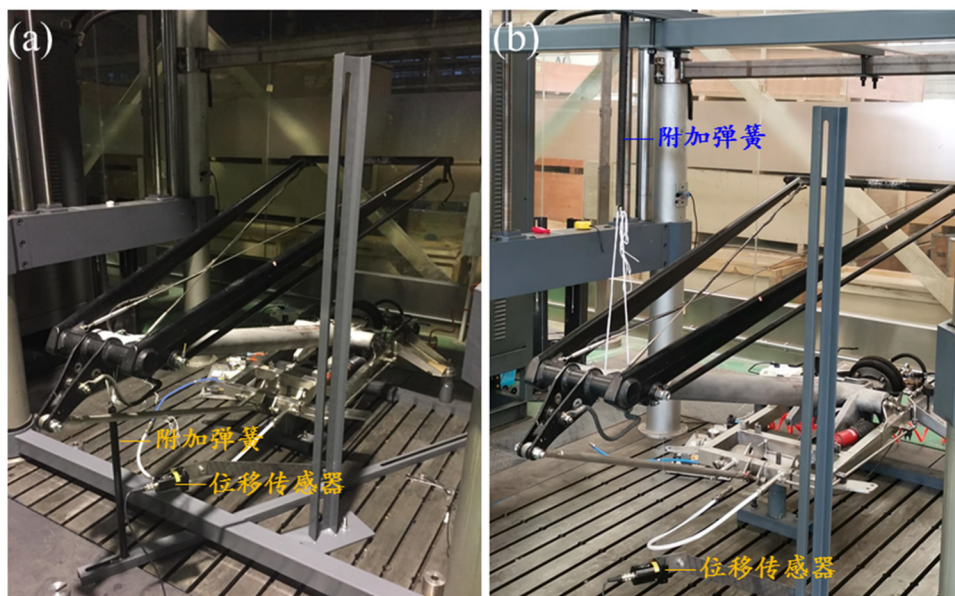


图 3 实验现场照片:(a)下置弹簧法;(b)悬挂弹簧法

Fig. 3 Photos of the experiment site: (a)lower spring method;(b)suspension spring method

为了解耦气囊的贡献,设计了悬挂弹簧法(图 2(b)和图 3(b))。具体步骤为:(1)拆下弓头交叉管内管、钛合金支架等,拆下部分的质量共计 10.99kg;(2)用附加弹簧将受电弓悬吊至 1600mm,附加弹簧一端连接上下臂铰,另一端通过铁丝连接在上方工装;(3)通过调节铁丝长度,使得弹簧拉力和受电弓框架自身重力平衡;重复下置弹簧法的(4)和(5),进行准静态加载实验和自由振动实验,求得系统阻尼。

相比于下置弹簧法,悬挂弹簧法中气囊压力为0,气囊对系统阻尼没有贡献。

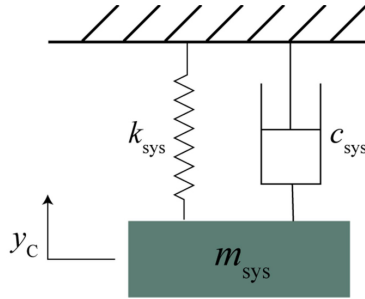


图4 实验系统简化模型

Fig. 4 Simplified model of the experimental system

2 理论模型

将整个实验系统等效到上下臂铰处,由于上框架等效刚度 k_2 远大于下框架等效刚度 k_1 ,上框架可近似视为刚体,则整个实验系统可简化为如图4所示的模型,其运动方程可表达为^[13]

$$m_{\text{sys}} \ddot{y}_c + c_{\text{sys}} \dot{y}_c + k_{\text{sys}} y_c = 0 \quad (1)$$

式中, m_{sys} 为等效到上下臂铰的系统质量; y_c 为上下臂铰 C 偏离平衡位置的垂向位移; k_{sys} 为系统刚度,可由准静态加载实验获得。 c_{sys} 可表达为^[14]

$$c_{\text{sys}} = \frac{k_{\text{sys}} T_{\text{sys}} \delta_{\text{sys}}}{2\pi^2} \quad (2)$$

式中, T_{sys} 和 δ_{sys} 分别为上下臂铰处的衰减振动周期和对数衰减系数,可由自由振动实验测得的衰减振动曲线计算。

假设阻尼器、下臂下铰摩擦和气囊对下框架等效阻尼 c_1 的贡献可线性叠加,即有 $c_1 = c_d + c_f + c_s$,其中,下标 d 、 f 和 s 分别代表阻尼器、下臂下铰摩擦和气囊。如表1所示,下置弹簧法实验时,有阻尼器^[13]和无阻尼器情形的系统阻尼分别为 $c_d + c_f + c_s$ 和 $c_f + c_s$;悬挂弹簧法实验时,气囊压力为0,近似认为此时的 $c_s = 0$,则有阻尼器和无阻尼器情形的系统阻尼分别为 $c_d + c_f$ 和 c_f 。

表1 下框架阻尼的组成

Tab. 1 Composition of the lower frame damping

实验方法	下框架阻尼组成		
下置弹簧法-有阻尼器	气囊 c_s	下臂下铰摩擦 c_f	阻尼器 c_d
下置弹簧法-无阻尼器	气囊 c_s	下臂下铰摩擦 c_f	/
悬挂弹簧法-有阻尼器	/	下臂下铰摩擦 c_f	阻尼器 c_d
悬挂弹簧法-无阻尼器	/	下臂下铰摩擦 c_f	/

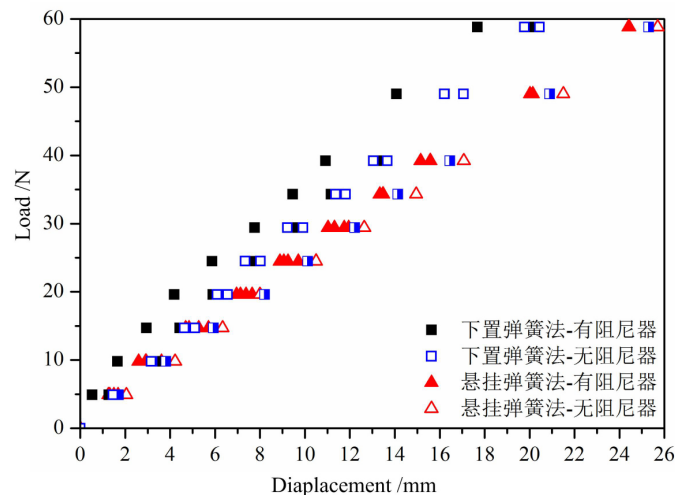


图5 准静态加载实测的系统载荷-位移关系

Fig. 5 Load-displacement relationship of the system measured by quasi-static loading

3 实验结果

基于准静态加载实验测得的系统载荷-位移曲线(图5),计算得到下置弹簧法有阻尼器和无阻尼

器时系统的刚度 k_{sys} 分别为 $3042 \pm 223 \text{N/m}$ 和 $2899 \pm 89 \text{N/m}$ ；悬挂弹簧法有阻尼器和无阻尼器时系统的刚度 k_{sys} 分别为 $2416 \pm 68 \text{N/m}$ 和 $2296 \pm 29 \text{N/m}$ (见表 2 第 2 列)。

表 2 系统等效阻尼

Tab. 2 Equivalent damping of the system

实验方法	$k_{sys}/(\text{N/m})$	T_{sys}/s	δ_{sys}	$c_{sys}/(\text{N} \cdot \text{s/m})$
下置弹簧法-有阻尼器	3042 ± 223	0.649	0.674	67.41
下置弹簧法-无阻尼器	2899 ± 89	0.672	0.363	35.83
悬挂弹簧法-有阻尼器	2416 ± 68	0.833	0.592	60.36
悬挂弹簧法-无阻尼器	2296 ± 29	0.838	0.288	28.07

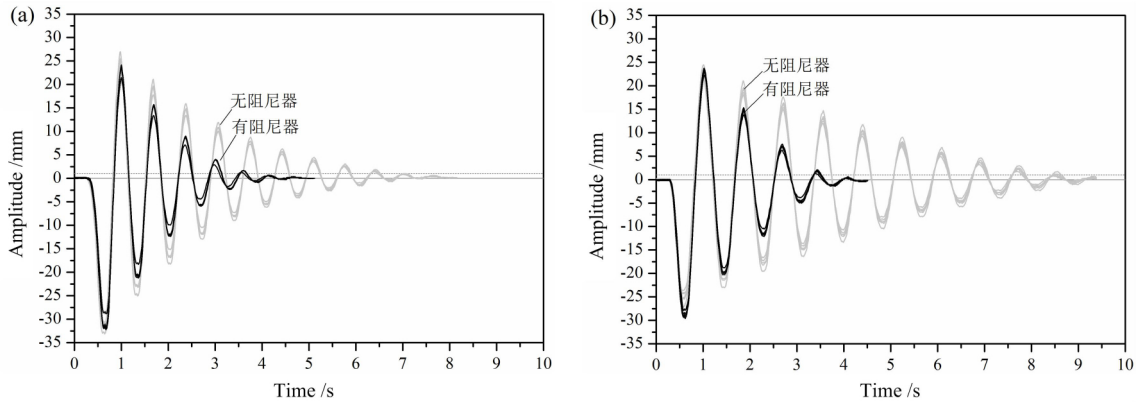


图 6 系统自由振动曲线：(a)下置弹簧法；(b)悬挂弹簧法

Fig. 6 Free vibration curve of the system: (a)lower spring method; (b)suspension spring method

图 6 给出了基于自由振动实验获得的系统衰减振动曲线。由图 6 可以看出,下置/悬挂弹簧法情形,阻尼器对系统振动特性有显著影响,无阻尼器时,振动可持续 9~10 个周期;有阻尼器时,振动只持续 4~5 个周期。有/无阻尼器情形,下置弹簧法和悬挂弹簧法的振动曲线不同,这表明气囊对系统的振动特性有影响。基于 5 次实验的衰减振动曲线数据,分别计算系统的振动周期 T_{sys} (表 2 第 3 列)和对数衰减系数 δ_{sys} (表 2 第 4 列),代入式(2)计算下置/悬挂弹簧法-有/无阻尼器时系统的阻尼 c_{sys} (表 2 第 5 列)分别为:

$$\begin{aligned}
 c_1 &= c_d + c_f + c_s = 67.41 \text{N} \cdot \text{s/m} \\
 c_f + c_s &= 35.83 \text{N} \cdot \text{s/m} \\
 c_d + c_f &= 60.36 \text{N} \cdot \text{s/m} \\
 c_f &= 28.07 \text{N} \cdot \text{s/m}
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

根据式(3)计算可得,下框架等效阻尼 $c_1 = 67.41 \text{N} \cdot \text{s/m}$,阻尼器、下臂下铰摩擦和气囊对下框架阻尼的贡献量分别为 $c_d = 31.94 \text{N} \cdot \text{s/m}$, $c_f = 28.07 \text{N} \cdot \text{s/m}$, $c_s = 7.41 \text{N} \cdot \text{s/m}$,三者占 c_1 的百分比分别为 47.4%、41.6%和 11.0%(图 7)。因此,阻尼器和下臂下铰摩擦对 c_1 的贡献相当,气囊的贡献约为它们的 1/5。

前已述及,增大 c_1 可以降低弓网接触力标准差 σ 。虽然 c_f 贡献较大,但从结构设计的角度,改变下臂下铰摩擦不易实现。因此,可以考虑采用双阻尼器设计,使得 c_1 由 $67.41 \text{N} \cdot \text{s/m}$ 增大至 $99.35 \text{N} \cdot \text{s/m}$ 。基于二维简单链悬挂接触网和三质量块受电弓的有限元模型,仿真模拟运行速度为 350km/h 时的 DSA380 型受电弓的运行过程,可以得到受电弓为单阻尼器和双阻尼器配置下的弓网接触力时程曲线(图 8),计算可得单/双阻尼器下的弓网接触力标准差 σ 分别为 35.80N 和 34.49N。由此可见,双阻尼器的设计使得 σ 降低了 3.7%,改善了受流质量。

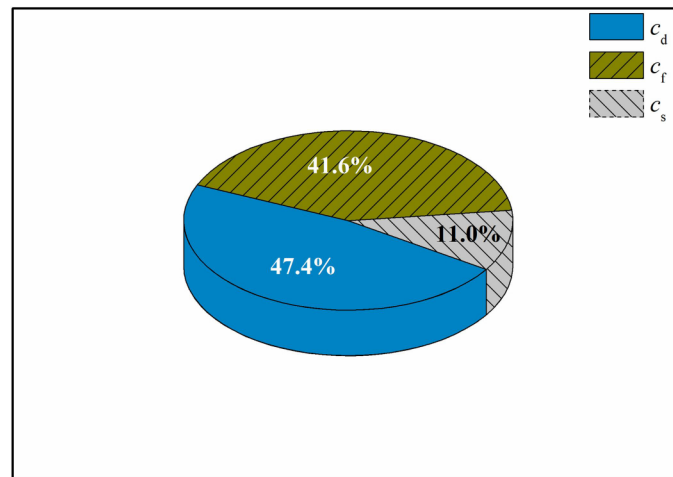


图7 各部件对下框架等效阻尼的贡献

Fig. 7 Contribution of each component to the equivalent damping of the lower frame

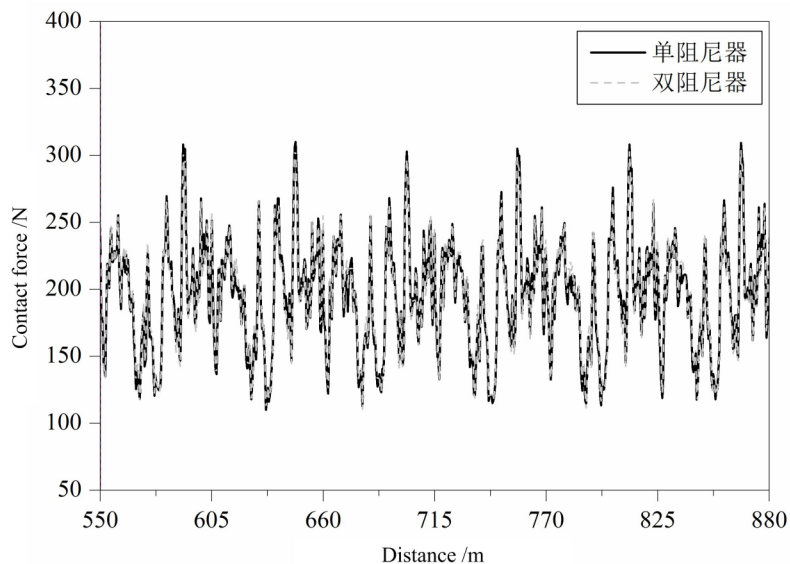


图8 单/双阻尼器情形下 DSA380 的弓网接触力

Fig. 8 Contact force of DSA380 with single/double dampers

4 结论

本文提出了悬挂弹簧法这一实验方法,结合下置弹簧法^[13],实现了将各部件对下框架阻尼贡献的解耦测量分析。实验结果表明,阻尼器和下臂下铰摩擦对下框架阻尼的贡献相当,气囊的贡献约为它们的1/5。从设计可行性角度,建议采用双阻尼器设计。结合弓网仿真动力学分析,双阻尼器情形可以使得弓网接触力标准差降低3.7%。

参考文献:

- [1] 杨国伟, 魏宇杰, 赵桂林, 等. 高速列车的关键力学问题[J]. 力学进展, 2015, 45(1):217-460 (YANG Guowei, WEI Yujie, ZHAO Guilin, et al. Research of key mechanics problems in high speed train[J]. Advances in Mechanics, 2015, 45(1):217-460 (in Chinese))
- [2] EN50367-2012, Railway Applications-Current Collection Systems-Technical criteria for the interaction between pantograph and overhead line (to achieve free access)[S]. Brussels:British Standards Institution, 2012.
- [3] Massat J P, Laurent C, Bianchi J P, et al. Pantograph catenary dynamic optimisation based on advanced multibody and finite element co-simulation tools[J]. Vehicle System Dynamics, 2014, 52(sup1):338-354.

- [4] Zhou N, Zou H, Li R P, et al. Dynamic behavior of different pantograph models in simulation of pantograph and catenary interaction[C]. Proceedings of the 35th Chinese Control Conference. IEEE, 2016, 6:10242–10247.
- [5] Vieira R. High speed train pantograph models identification[D]. Lisbon:University of Lisbon, 2016.
- [6] 周宁, 张卫华, 王冬, 等. 受电弓等效模型参数识别及动态性能测试[J]. 西南交通大学学报, 2011, 46(3):398–403 (ZHOU Ning, ZHANG Weihua, WANG Dong, et al. Lumped mass model for dynamic performance simulation of pantograph[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2011, 46(3):398–403 (in Chinese))
- [7] Bobillot A, Massat J P, Mentel J P. Design of pantograph-catenary systems by simulation[C]. Proceedings of the 9th World Conference on Railway Research, 2011.
- [8] Zhou N, Zhang W H. Investigation on dynamic performance and parameter optimization design of pantograph and catenary system[J]. Finite Elements in Analysis and Design, 2011, 47(3):288–295.
- [9] Ambrósio J, Pombo J, Pereira M. Optimization of high-speed railway pantographs for improving pantograph-catenary contact[J]. Theoretical and Applied Mechanics Letters, 2013, 3(1):013006.
- [10] Pombo J, Ambrósio J. Influence of pantograph suspension characteristics on the contact quality with the catenary for high speed trains[J]. Computers & Structures, 2012, 110-111:32–42.
- [11] 邢海军, 杨绍普, 申永军. 受电弓框架阻尼机构最优化设计[J]. 石家庄铁道学院学报, 2002, 15(1):8–11 (XING Haijun, YANG Shaopu, SHEN Yongjun. Optimum design on the damping[J]. Journal of Shijiazhuang Tiedao University, 2002, 15(1):8–11 (in Chinese))
- [12] Vesely G C. Modelling and experimentation of pantograph dynamics[D]. Massachusetts Institute of Technology, 1983.
- [13] 李东阳. 受电弓振动特性试验研究[D]. 成都:西南交通大学, 2012 (LI Dongyang. Experimental study on pantograph vibration characteristics[D]. Chengdu:Southwest Jiaotong University, 2012 (in Chinese))
- [14] 克拉夫 R, 彭津 J. 结构动力学(第二版)[M]. 王光远译. 北京:高等教育出版社, 2016 (Ray Clough, Joseph Penzien. Dynamics of structures(2nd Edition)[M]. WANG Guangyuan translate. Beijing:Higher Education Press, 2016 (in Chinese))

Experimental study on equivalent damping of the lower frame of a high speed pantograph

ZHANG Zhi-qi^{1,2}, WU Meng-zhen², YAN Yong-zhao², ZHANG Hao-chen²,
WU Rong-ping³, WEI Zheng¹, XU Xiang-hong²

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China; 2. State Key Laboratory of Nonlinear Mechanics, Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China; 3. Beijing CRRC Corporation Limited CED Railway Electric Tech. Co. Ltd, Beijing 100176, China)

Abstract: An optimal pantograph-catenary relationship requires that the standard deviation of contact force is as small as possible on the premise of reaching the mean value of contact force. Previous studies show that the standard deviation of contact force can be effectively reduced as the equivalent damping of the lower frame increases. Taking the DSA380 high speed pantograph as the research object, the suspension spring method is proposed in this work. By combining with the lower spring method proposed in literatures, we realize the decoupling measurement and analysis of each component's contribution to the damping of lower frame, and propose a feasible optimal design scheme using double dampers.

Keywords: damper; joint friction; air spring; equivalent damping of the lower frame; decoupling measurement