

电动汽车及其驱动永磁电机声振特性试验*

相龙洋, 左曙光, 何吕昌, 胡佳杰, 张孟浩

(同济大学新能源汽车工程中心 上海, 201804)

摘要 在电动汽车整车声振特性分析的基础上进行了其驱动电机的声振特性台架试验, 运用频谱分析和相干分析相结合的方法对试验数据进行分析。试验结果明确了电机振动和噪声对车内振动和噪声的贡献和电机振动噪声的主要特征频率及其引发原因, 研究成果为电动汽车整车振动噪声特性优化改善提供了试验支持。

关键词 电动汽车; 永磁直流无刷电机; 振动噪声特性; 频谱分析

中图分类号 TM 351

引言

相比于传统的内燃机汽车, 人们往往在主观上首先会认为纯电动汽车噪声会有很大的改善, 但工程师对没有经过细致隔声和减振处理的试验样车的测试发现, 车内外噪声的声压级水平仍处在一个较高的水平, 其驱动电机系统与电动汽车的动力性、经济性、安全性以及噪声振动等密切相关。这也决定了电动汽车的电机系统必须高效区宽、功率密度和转矩密度大、调速范围宽、低速重载性能好、可靠性高、噪声低^[1-2]。实际上在部分工作区域, 尤其在高负载和高转速区噪声尤为严重, 影响乘坐舒适性。以往研究主要集中在对内燃机车辆中的电机或者是其他工业用途电机进行噪声分析, 对驱动电机的振动噪声测试还处于初步探讨阶段^[3-5]。张春香等^[6]对纯电动汽车的电机系统进行了噪声频谱特性试验分析, 仅给出了不同工况下的噪声频段分布, 没有明确电机振动噪声峰值与电磁激励的关系。

为了详细分析纯电动汽车及其驱动电机声振特性, 笔者对某电动小车在半消声室中的转鼓试验台上进行整车声振测试和分析, 并在电机声振测试台上进行其永磁驱动电机的声振特性分析。

1 整车声振测试及其特征分析

为研究电动小车的振动噪声特性, 笔者对电动

小车进行了整车声振测试。本次试验在同济大学新能源汽车工程中心的半消声室内进行, 试验对象如图 1 所示。



图 1 试验用电动小车

Fig. 1 Electric vehicle for experiment

1.1 试验工况及测点布置

试验过程参照国家标准 GB/T14365-93《机动车辆噪声测量方法》和 GB/T18697-2002《汽车车内噪声测试方法》, 在车内外布置麦克风和振动加速度传感器, 各测点的整体布置如表 1 所示。测试工况主要分为两类: a. 在转鼓上模拟电动小车的加速工况, 将踏板踩到底模拟电动汽车以最大加速度加速, 采集电动汽车转速从 10 km/h 到 40 km/h 动态变化过程中的振动噪声信号, 分析电动汽车加速过程中的振动噪声特性; b. 汽车转速在 10~40 km/h 区间内, 每隔 5 km/h 作为一个稳态工况进行各测点的信号采集, 得到各个稳定转速下的振动噪声水平。

* 国家自然科学基金资助项目(51075302); 教育部博士点基金资助项目(20100072110027)
收稿日期: 2012-11-02; 修改稿收到日期: 2012-12-13

表 1 各测点位置

Tab. 1 Positions of measure points

传感器类别	编号	测点位置
声压传感器	1	车内防火墙处测点
	2	电机近场测点
	3	主减速器近场测点(与电机相连处)
	4	主减速器近场测点(差速器处)
	5	轮胎近场测点
单向振动加速度传感器	1	驾驶员座椅地板垂向加速度
	1	车前主车架中部三向加速度
	2	车前副车架中部三向加速度
	3	电机处三向加速度
	4	主减速器(与电机相连处)轴承连接处三向加速度
	5	主减速器(中间齿轮轴处)轴承连接处三向加速度
	6	主减速器(差速器处)轴承连接处三向加速度
	7	减振器上三向加速度
8	轮胎处三向加速度	

1.2 车内噪声特性分析

对车内参考点(防火墙近场)的噪声时域信号进行频谱分析有助于对车内噪声的噪声源进行识别^[7]。各稳态工况下其频谱图如图 2 所示,各车速下车内总体噪声声压级如图 3 所示。

由图 2 可知,车内噪声峰值频率与转速之间存在明显的倍频关系,且峰值随着车速的增加而增大。根据各工况下车内噪声 A 计权声压图可看出:各工况下声压级都在 75 dB(A)以上,且随着车速的增加逐渐增大;当车速为 40 km/h 时,其噪声声压级甚至达到了 89.5 dB(A);声压级在车速为 30~40 km/h 之间增速较快。在此过程中试验人员能听到电机发出明显的高频噪声。由文献^[8]可知,高频噪声主要以空气形式传播,该新型纯电动小车属于旅游观光车,电机安装在副车架上,直接裸露在空气中,车身未设计车门和车窗,电机处辐射出的高频噪声直接传递到驾驶员人耳附近。由此推测在以较高车速行驶时,电机产生的高频电磁噪声是车内噪声的主要来源。

为了进一步确定车内噪声的最主要源头,对车内噪声信号、电机和减速器等可能源头的近场噪声信号进行偏相干分析,各稳定工况车内噪声在其主要峰值频率处与各噪声源测点的偏相干分析结果如表 2 所示。由表 2 可知,在车速为 20 km/h 及以下时,在峰值频率处差速器噪声与车内防火墙处噪声

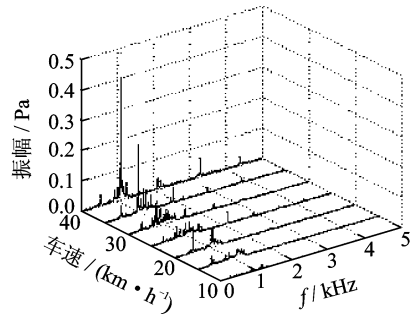


图 2 车内防火墙处噪声频谱图

Fig. 2 Noise spectrum of the point near the firewall in the vehicle

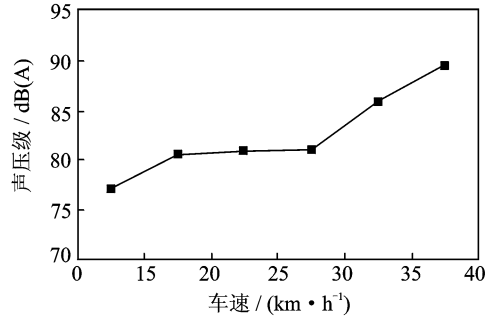


图 3 各工况下车内防火墙处 A 计权声压级

Fig. 3 A-weighted sound pressure level of the point near the firewall in the vehicle under various working conditions

的偏相干系数较高,数值都在 0.75 以上,而其余位置的偏相干系数都较低。可见在这一类工况下,差速器产生的噪声为车内噪声的主要来源;当车速在 20 km/h 以上时,电机近场噪声与车内防火墙处噪声的偏相干系数较高,都在 0.7 以上,而其他噪声位置的偏相干系数都在 0.5 以下。可以判断当该电动汽车中高速行驶时,电机噪声是车内噪声的主要源头。

表 2 车内防火墙噪声峰值频率处与各噪声源的偏相干系数
Tab. 2 Partial correlation coefficients of noise peaks of the point near the firewall to different noise sources

车速/ (km · h ⁻¹)	峰值频率/ Hz	电机	减速器	差速器	车轮
15	440	0.66	0.57	0.88	0.56
20	552.9	0.2	0.3	0.75	0.42
25	709	0.73	0.53	0.1	0.2
30	798.8	0.71	0.18	0.29	0.28
35	952.7	0.78	0.31	0.36	0.27
40	1 099.4	0.77	0.27	0.46	0.18

1.3 车内振动测试结果分析

因为主车架与车身刚性连接,所以把与车身相

连的主车架上的测试点选为车内振动参考点。在稳态工况下主车架振动测点的频谱图如图4所示。

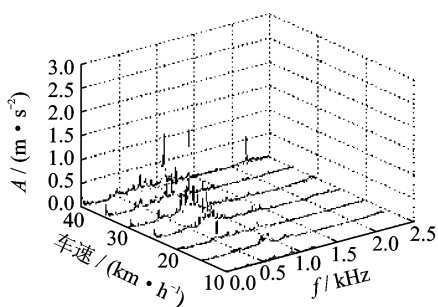


图4 各工况主车架振动频谱图

Fig. 4 Vibration spectrum of main frame of the vehicle

主车架分别通过悬置和减震器与副车架和轮胎相连。减震器和副车架是主车架的主要振源,同时由于轮胎通过摆臂连接在副车架上,轮胎振动对副车架的振动也有一定的影响。由图4可知,主车架的振动频率有明显的峰值。为了明确车内振动的最主要振源,采用偏相干分析方法对车内振动加速度信号和副车架及轮胎的振动加速度信号进行处理。各峰值频率及该处的偏相干系数如表3所示。

表3 车内振动的峰值频率及其与各振动源的偏相干系数

Tab. 3 Partial correlation coefficients of vibration peaks of the point on the main frame to different vibration sources

车速/(km·h ⁻¹)	峰值频率/Hz	副车架	车轮
15	439.8	0.87	0.29
20	575	0.98	0.2
25	706.1	0.86	0.01
30	798.8	0.48	0.77
35	941.3	0.78	0.98
40	1 103	0.5	0.85

从表3可以看出,随着车速的增加,车内振动的主要振源也发生了改变。当车速在30 km/h以下时,主副车架间的偏相干系数都在0.8以上,与车轮处的偏相干系数则较低,都在0.3以下,由此可得车内振动主要来源于副车架。当车速在30 km/h以上以较高车速行驶时则刚好相反,车内振动与车轮处的偏相干系数要明显高于主副车架间的偏相干系数。轮胎振动是车内振动的主要来源。

副车架的振动主要来源于电机、减速器、差速器和车轮,车内振动主要来源于副车架。为了进一步分析副车架振动的主要来源,笔者采用偏相干分析法分析了副车架振动信号和其他各振动测点的振动信号,各峰值频率及该处的偏相干系数,如表4所示。

由表4可知,中低转速时,在各峰值频率处,副车架振动与电机表面振动测点的偏相干系数都在0.8以上,明显高于其与减速器,差速器和车轮等测点的偏相干系数,因此可得当车速在30 km/h以下时,电机振动是车内振动的主要来源。

表4 副车架和各振动测点在峰值频率处的偏相干系数

Tab. 4 Partial correlation coefficients of vibration peaks of the point on the subframe to different vibration sources

车速/ (km·h ⁻¹)	峰值频率/ Hz	电机	减速器	差速器	车轮
15	439.8	0.91	0.53	0.002	0.3
20	575	0.96	0.35	0.2	0.2
25	706.1	0.80	0.1	0.5	0.21

2 永磁直流无刷驱动电机噪声测试

为了对电机的声振特性进一步分析,笔者在自建的电机振动噪声测试台架上,通过对电机施加负载扭矩来模拟电动小车的实际运行工况,对电机进行了声振测试。确定了电机噪声的主要谐波成分及电磁噪声在电机噪声中的地位以及引发电机噪声的主要原因。

2.1 试验介绍

根据国家电机噪声测试标准,传统的电机噪声测量都是在空载情况下进行的。对于车载驱动电机而言,它的工况伴随着各种不同的负载,而载荷的变化对于电机的机械、电磁噪声有着很大的关系。因此,想要客观地反映车用驱动电机的噪声水平就必须突破传统方法,加入电机负载进行测试,且在电机噪声测量过程中要杜绝其他噪声源的引入。

笔者建立了一种电动汽车驱动用电机噪声测量系统,如图5所示。它包括由电涡流测功机、测功机控制器、冷却水箱等组件组成的加载系统和防护罩、吸声材料组成的隔声系统。试验过程参考国标GB2806《电机噪声测定方法》,在电机周围布置了9个声压测点,各麦克风空间布置如图6(a)所示(图中黑点处),还有4个振动加速度传感器布置在电机壳体及端盖周围,如图6(b)所示。

为了更好地体现车载电机的实际噪声水平,试验电机的测试工况应该与实际的汽车工况相一致,因此有必要对匹配该驱动电机的汽车进行车速、扭矩和功率的计算,从而确定电机测试工况。电动汽车运行工况主要分为稳态工况与非稳态工况两大

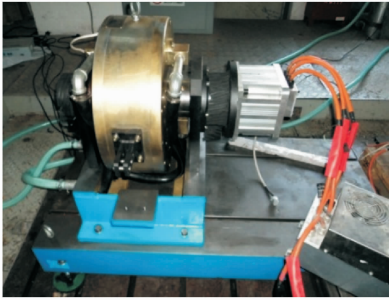


图 5 电机振动噪声测试台架

Fig. 5 Test bench of motor noise and vibration

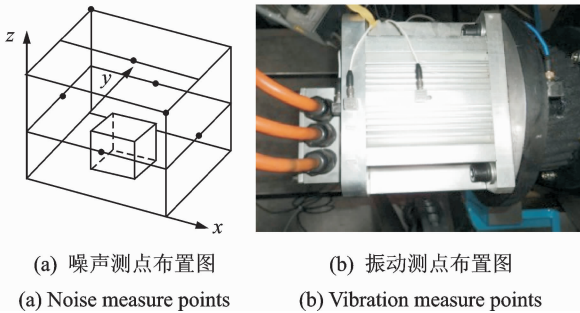


图 6 电机噪声和振动测点布置

Fig. 6 Positions of measure points of motor noise and vibration

类。稳态工况是指电动小车在不同的道路阻力系数下,车速在 5~40 km/h 范围内的匀速运动;非稳态工况为电动汽车的加速工况。实车行驶工况与电机运行工况的对应情况如表 5 所示。根据实车运行工况计算出电机对应工况的转速、扭矩,在电机台架测试中施加相应的扭矩并控制电机转速,以此来模拟电机实际工况进行振动噪声测试。

表 5 匀速稳态工况下电动小车与电机对应表

Tab.5 Comparison of electric vehicle and its driven motor under steady working conditions

电动小车行驶工况		电机运行工况	
车速 $u_a /$ ($\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$)	5,15,20,25, 35,40	转速/ ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	$116.356u_a$
道路坡度 i	0,0.087, 0.132,0.258	扭矩 $T_{eq} /$ ($\text{N} \cdot \text{m}$)	$4.5 + 300i + 0.0014u_a^2$
滚动阻力 系数 f	0.015	功率 $P_e /$ kW	$T_{eq}n/9550$

2.2 试验数据分析和处理

对采集到的信号采用工程信号处理技术中的频谱分析、相干分析等手段进行处理。本次试验的背景噪声为 55 dB(A)。

2.2.1 断电法在电机振源分析中的应用

电机振动主要来源于由转子不平衡引起的机械振动和电磁力波引起的振动。电磁力波引起的振动与驱动电流相关,突然断电后,驱动电流瞬时消失,引起电磁力波引起的振动频率能量瞬时下降。由于惯性,电机转速基本不变,因此由转子不平衡引起的振动频率成分和幅值基本不变^[9]。通过观察断电前后的各谐频幅值的变化,能明显判断出电机表面的各振动谐频是否来源于电磁激励。图 7 和图 8 分别为断电前后的时域图和瀑布图。

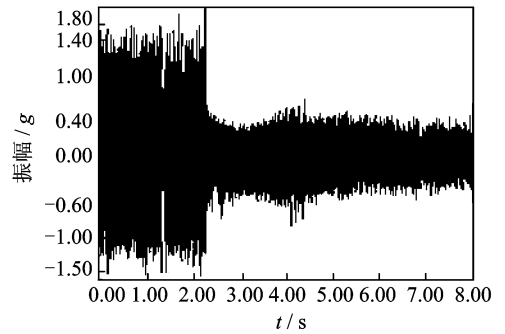


图 7 电机突然断电前后振动时域图

Fig. 7 Vibration signals of the motor surface before and after power off

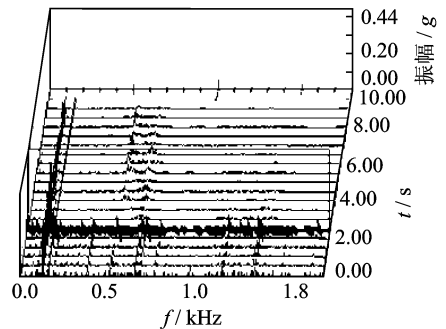


图 8 突然断电前后振动瀑布图

Fig. 8 Vibration waterfall curves of the motor surface before and after power off

由图 7 可知,在 2.28 s 时,电机振动幅值突然下降,由此可推断出电机在该时刻被突然断电。从图 8 可以看出,在断电前后电机振动的成倍频关系的中高频成分幅值突然下降。在 0~200 Hz 的低频段,突然断电前后电机振动能量没有突变,只是随着电机转速下降而逐渐降低。

可见,电机振动的低频谐波主要来源于由电机转子的不平衡等机械作用产生的激励,而中高频振动主要来源于与电机控制电流直接相关的电磁激励。

2.2.2 电机振动分析

为了分析电机表面振动特性随电机转速增加的

变化情况,在 LMS 软件中对电机表面的振动加速度试验信号进行了频谱分析。电机 y 向与 z 向统称为电机径向,是电磁径向力的作用方向。 y 向和 z 向振动频谱基本一致,电机径向振动瀑布图如图 9 所示。由图 9 可知,在各转速下电机振动明显存在随转速变化而变化的倍频成份,且峰值能量随着转速的增加而增加。这与断电法分析所得的电机的高频振动主要由电磁径向力波作用在定子上引起定子振动的现象相一致。

由于在各转速下电机各向振动都明显存在随转速变化而变化的倍频成份,且倍频出现规律基本相同,因此在振动分析过程中可取某一工况进行谐波分析,以反映电机振动频谱谐波分布情况。笔者选取转速为 2.4 kr/min、负载扭矩为 30 N/m 的工况进行分析,该工况电机振动频谱图如图 10 所示。

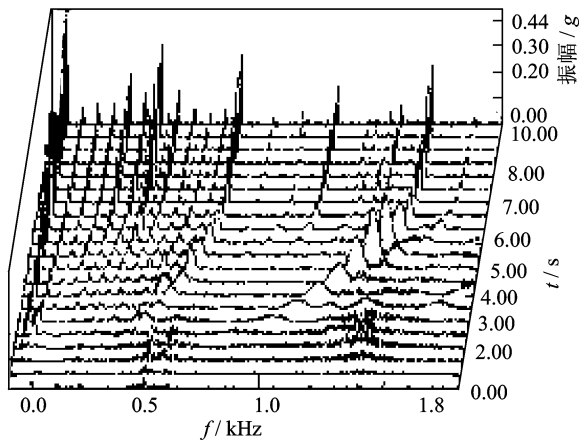


图 9 电机径向振动瀑布图

Fig. 9 Radial vibration waterfall curves of motor surface

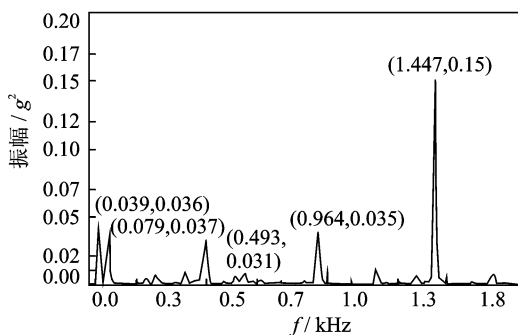


图 10 电机振动频谱图

Fig. 10 Motor surface vibration spectrum under rated condition

由图 10 可知,电机机壳表面振动主要集中在以 40 Hz 为基频的 1 倍、2 倍频处和以 240 Hz 为基频的 2 倍、4 倍、6 倍谐波频率处。40 Hz 为电机的转频 ($f = n/60$), 240 Hz 为控制电流频率 ($f_1 = np/60$), 电机转速 $n = 2.4$ kr/min, 电机的极对数 $p = 6$,

其中电流频率的 6 倍频振动分量最为突出。分析结果验证了断电法分析中低频振动主要来自于机械激励,中高频振动主要来自于电磁力波激励的结论。

2.2.3 电机噪声源识别

加速过程中电机噪声频谱随转速变化的瀑布图如图 11 所示。可见,电机噪声能量主要集中在 2 kHz 以内,在中高频段有明显的倍频成分,该倍频成分与电机径向振动相一致,但幅值较低。由于在各转速下倍频出现规律基本相同,因此与振动相一致选取转速为 2.4 kr/min,负载扭矩为 30 N/m 的研究工况。电机径向测点得到的噪声信号如图 12 所示。

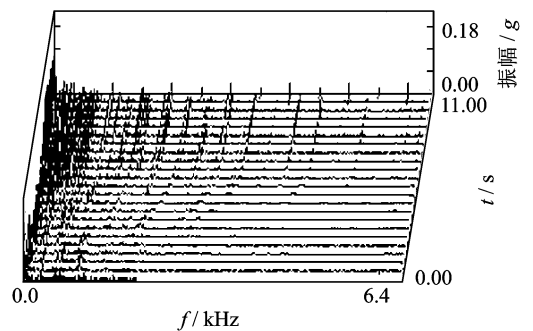


图 11 电机噪声瀑布图

Fig. 11 Motor noise waterfall curves under rated condition

由图 12 可知,电机噪声主要集中在 40, 243, 480 和 1 445 Hz,将该噪声信号与电机径向振动信号进行相干分析,在各主要峰值频率处相干系数如表 6 所示。可知,在电机噪声的各主要峰值频率为 40, 243, 480 和 1 445 Hz 处,电机噪声信号与电机机壳表面径向振动信号的相干系数都在 0.98 以上。由此可以断定,电机噪声通过机壳表面振动向外辐射,即电机振动是电机噪声的主要来源。结合电机振动分析的相应结果可得,电机噪声主要来源于转子不平衡引起的 40 Hz 基频振动以及电磁径向力波作用在电机定子产生的激励电流基频 240 Hz 及其 2

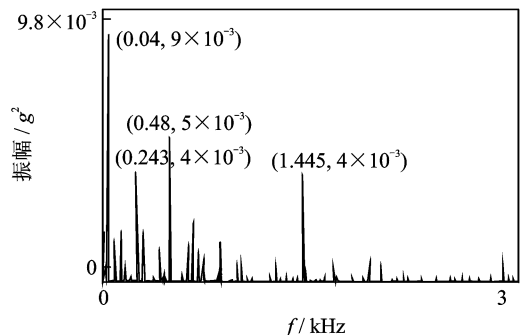


图 12 电机噪声频谱图

Fig. 12 Motor noise spectrum under rated condition

倍及 6 倍频处。

表 6 噪声与径向振动主要峰值频率处相干系数

Tab.6 Correlation coefficients of noise peaks to radial vibration signals

f/Hz	40	243	480	1 445
相干系数	1	1	0.98	0.99

3 结 论

1) 当车速在 20 km/h 及以下时,差速器产生的噪声是车内噪声的主要来源;当车速在 20km/h 以上时,电机噪声是车内噪声的主要来源。

2) 当车速在 30 km/h 以下时,电机振动是车内振动的主要来源;车速在 30 km/h 及以上时,轮胎振动是车内振动的主要来源。

3) 电机振动的低频谐波主要来源于由电机转子的不平衡等机械作用产生的激励;中高频振动主要来源于与电机控制电流相关的电磁激励。

4) 电机噪声通过机壳表面振动向外辐射。电机噪声主要来源于转子不平衡引起机械振动以及电磁径向力波作用在电机定子产生的电磁振动及其倍频成分。

5) 基于以上结论,针对电机振动噪声特性的进一步研究可从以下几个方面开展:对电机的转子偏心等机械因素进行研究,改善电机的低频振动噪声特性;对电机内部的电磁力波产生机理及影响因素进行研究并优化电磁参数,最大程度降低作用在电机壳体的电磁激励,改善中高频振动噪声特性;对电机壳体进行结构优化,改善其声辐射特性。

参 考 文 献

[1] 何吕昌. 电动汽车用永磁直流无刷驱动电机电磁噪声研究[D]. 上海:同济大学,2012.

[2] Winter U. Comparison of diferent drive system taechnology for evs[C]//The 15th International Electric Vehicle Symposium. Belgium:[s. n.],1998.

[3] 伍先俊,李志明. 汽车电机噪声机理和降噪声方法[J]. 微特电机,2003(1):14-16.

Wu Xianjun, Li Zhiming. Automobile dynamo's noise generation principle and some ways to cut noise down [J]. Small & Special Electrical Machines,2003(1):14-

16. (in Chinese)

[4] 程发斌,汤宝平,赵玲. 声强法在电动机噪声测试中的应用[J]. 重庆大学学报:自然科学版,2004,27(11):11-14.

Cheng Fabin, Tang Baoping, Zhao Ling. Application of sound intensity technique to measure the noise of electric motor[J]. Journal of Chongqing University: Natural Science Edition,2004,27(11):11-14. (in Chinese)

[5] 王再宙,张承宁,宋强. 纯电动汽车驱动用直流电机噪声测试分析[J]. 微电机,2007,40(2):82-83.

Wang Zaizhou, Zhang Chengning, Song Qiang. Noise measurement and analysis of direct traction motor system for electric vehicle[J]. Micromotors,2007,40(2):82-83. (in Chinese)

[6] 张春香,焦仁普,王再宙. 纯电动汽车用电动机系统噪声频谱特性实验研究[J]. 微电机,2009,42(2):72-73.

Zhang Chunxiang, Jiao Renpu, Wang Zaizhou. Research of noise spectrum characteristics of traction motor system for electric vehicle[J]. Micromotors,2009,42(2):72-73. (in Chinese)

[7] 张德满,李舜酩,尚伟燕. 工程机械机外噪声声源分析及降噪处理[J]. 振动、测试与诊断,2011,31(3):362-365.

Zhang Deman, Li Shunming, Shang Weiyan. Qutside noise analysis and control for construction machinery [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2011,31(3):362-365. (in Chinese)

[8] 陈永校,诸自强,应善成. 电机噪声的分析和控制[M]. 杭州:浙江大学出版社,1987:213-216.

[9] 宋志环. 永磁同步电动机电磁振动噪声源识别技术的研究[D]. 沈阳:沈阳工业大学,2010.



第一作者简介:相龙洋,男,1988 年 8 月生,博士研究生。主要研究方向为汽车振动与噪声控制。曾发表《基于试验的汽车手动变速器噪声源识别》(《振动、测试与诊断》2012 年第 32 卷第 3 期)等论文。

E-mail: xlongyang10@126.com

通信作者简介:左曙光,男,1968 年 6 月生,教授、博士生导师。主要研究方向为汽车系统动力学控制、汽车振动与噪声控制。

E-mail: sgzuo@tongji.edu.cn