

集成驱动式结构的永磁同步电机振动噪声特性

方 源^{1,2}, 章 桐^{1,2,3}, 于 蓬^{1,2}, 郭 荣^{1,2}

(1. 同济大学 新能源汽车工程中心, 上海 201804; 2. 同济大学 汽车学院, 上海 201804;
3. 同济大学 中德工程学院, 上海 201804)

摘要: 以电机-减速器集成化的电动车动力总成作为研究对象, 建立了动力总成有限元模型, 并对比了有无减速器结构时的电机模态. 分析了电动车动力总成振动噪声的产生机理, 综合考虑齿轮动态啮合激励以及电机电磁激励, 对动力总成进行动态响应数值仿真分析. 通过频域分析研究了系统的振动噪声特性, 得到了集成化结构对电机动态特性的影响. 对动力总成进行声振试验, 验证了理论与仿真分析所得结论的正确性. 结果表明: 集成减速器后, 电机的模态和振动噪声特性均会发生变化.

关键词: 动力总成; 永磁同步电机; 齿轮激励; 电磁激励; 振动噪声

中图分类号: U463.2

文献标志码: A

Noise and Vibration Performance of Permanent Magnet Synchronous Motor for Pure Electric Vehicle Integrated Drive System

FANG Yuan^{1,2}, ZHANG Tong^{1,2,3}, YU Peng^{1,2}, GUO Rong^{1,2}

(1. New Clean Energy Automotive Engineering Center, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. School of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China; 3. Sino-German College of Applied Sciences, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: Based on the dynamic finite element model of electric powertrain, modal analysis was implemented with and without a reducer. After analyzing the mechanism of vibration and noise of the powertrain, dynamic responses of the reducer was calculated by numerical simulation method, which takes the internal dynamic excitation of gears and electromagnetic excitation into consideration. The effects of integrated structure on motor dynamic characteristics were obtained by using frequency domain analysis upon the motor vibration and

noise. Finally, an experimental bench was used to test the vibration acceleration and radiation noise of the powertrain in semi-anechoic room, verifying conclusions reached by theoretical analysis. The results show that the modes and the performance of noise, vibration and harshness (NVH) have changed after integrating with the reducer.

Key words: electric powertrain; permanent magnet synchronous motor; gear excitation; electromagnetic excitation; vibration and noise

纯电动汽车作为未来汽车的发展方向, 得到了国内外各大主机厂和研究机构的广泛、深入研究. 随着电动汽车朝着高速重载的方向发展, 其振动噪声问题逐渐引起关注. 人们发现, 电动车并不如想象中的那样, 没有了内燃机就不存在振动噪声的问题. 相反, 在某些时候电动车的噪声问题比传统车更让人烦躁难受.

目前对电动车用驱动电机的电磁振动与噪声的研究已有很多. Islam 等^[1]研究并分析了永磁同步电机的噪声和振动, 研究表明噪声和振动的根源是径向力引起的电磁振动. He 等^[2]使用有限元法分析电机的振动特性, 并通过边界元法得到电机的声场分布. 但是, 电动汽车的核心部件——电驱动系统正朝着集成高效的方向发展, 电机-变速器一体化驱动系统就是典型的集成式驱动模式之一, 而一体化的驱动系统也给振动噪声的研究提出了新的难题. Li 等^[3]对纯电动车驱动系统进行声振特性试验, 对振动噪声的贡献部件和产生原因进行了分析, 试验结果表明减速器是产生振动噪声的主要贡献部件. 以上研究工作的不足之处是缺少相应的仿真分析, 没

收稿日期: 2014-08-01

基金项目: 国家“八六三”高技术研究发展计划(2011AA11A265); 国家自然科学基金(51205290); 中央高校基本科研业务费专项资金(1700219118)

第一作者: 方 源(1989—), 男, 博士生, 主要研究方向为电动汽车动力总成 NVH 特性. E-mail: fang_yuan1101@163.com

通讯作者: 章 桐(1960—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为整车集成设计及能源汽车动力系统.

E-mail: tzhang@fcv-sh.com

有对工程实际中产品初期振动噪声(NVH)特性的研究工作提供有利指导. Humbert 等^[4]提出电机的切向电磁力对减速器的振动特性产生影响,但缺少具体的研究分析. James 等^[5]认为减速器的存在使得电机的振动噪声特性发生变化,但没有给出考虑减速器前后的对比分析.

本文考虑电机与减速器的相互耦合作用,分析集成减速器后电机的模态特性变化.在此基础上,通过动响应仿真分析和声振试验进一步研究了减速器对电机振动噪声特性的影响,表明了综合考虑电机与减速器的必要性.

1 动力总成结构特点

集中式电驱动汽车动力总成是由电机与减速器直接耦合而成,电机通过减速器的减速增扭作用向汽车提供动力.电机壳体与减速器壳体通过螺栓连接,使两个对应端面之间产生接触关系从而实现相互关联,并且在实际运转过程中不会产生分离现象,其结构如图1所示.因此,驱动电机不仅固有特性受到结构的集成化而发生改变,而且还会受到齿轮啮合力的作用而产生振动并辐射噪声.

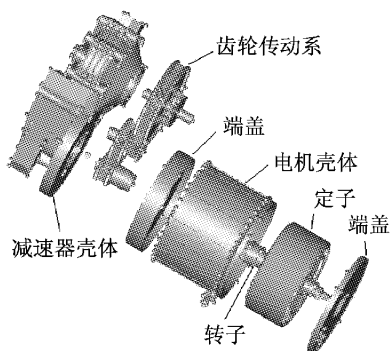


图1 电机动力总成实体几何模型

Fig.1 Electric powertrain geometric model

2 传动系统动力学模型

动力总成齿轮传动系由两级齿轮传动组成,均采用斜齿轮传动,电机转子通过轴的内花键与电动机输出轴相连接,动力由电动机输出,通过二级减速器将动力传递到半轴及车轮.

斜齿轮动力学系统除具有扭转、横向振动外,还会引起轴向振动,形成综合考虑误差激励、时变啮合刚度激励、啮入冲击激励的斜齿轮副啮合型弯-扭-轴耦合振动模型.齿轮副相互作用的动力学模型如

图2所示,图中 β 表示啮合角.

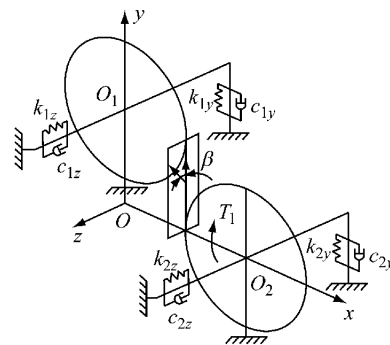


图2 斜齿轮副动力学模型

Fig.2 Dynamical model of helical gear system

根据达朗贝尔原理,利用集中参数法建立齿轮传动系统的耦合动力学模型,如下所示:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{y}_1 + c_{1y} \dot{y}_1 + k_{1y} y_1 = -F_{12y} \\ m_1 \ddot{z}_1 + c_{1z} \dot{z}_1 + k_{1z} z_1 = -F_{12z} \\ J_1 \ddot{\theta}_1 = T_m - F_{12y} r_1 \\ m_2 \ddot{y}_2 + c_{2y} \dot{y}_2 + k_{2y} y_2 = F_{12y} \\ m_2 \ddot{z}_2 + c_{2z} \dot{z}_2 + k_{2z} z_2 = -F_{12z} \\ J_2 \ddot{\theta}_2 + c_{23} (\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3) + k_{23} (\theta_2 - \theta_3) = -F_{12y} r_2 \\ m_3 \ddot{y}_3 + c_{3y} \dot{y}_3 + k_{3y} y_3 = -F_{34y} \\ m_3 \ddot{z}_3 + c_{3z} \dot{z}_3 + k_{3z} z_3 = F_{34z} \\ J_3 \ddot{\theta}_3 + c_{23} (\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_2) + k_{23} (\theta_3 - \theta_2) = -F_{34y} r_3 \\ m_4 \ddot{y}_4 + c_{4y} \dot{y}_4 + k_{4y} y_4 = F_{34y} \\ m_4 \ddot{z}_4 + c_{4z} \dot{z}_4 + k_{4z} z_4 = -F_{34z} \\ J_4 \ddot{\theta}_4 = -T_1 - F_{34y} r_4 \end{cases} \quad (1)$$

式中: T_m 为电机转矩; T_1 为负载转矩; J_i 为各齿轮的转动惯量; m_i 为各齿轮的质量; θ_i 为各齿轮扭转角位移; r_i 为各齿轮基圆半径; y_i 和 z_i 分别为齿轮 y 和 z 方向平移位移; k_{23} 和 c_{23} 分别为中间轴的扭转刚度和阻尼; k_{iz} 和 c_{iz} 分别为轴承轴向刚度和阻尼; k_{iy} 和 c_{iy} 分别为轴承径向刚度和阻尼; F_{ijy} 和 F_{ijz} 分别为齿轮径向和轴向动态啮合力.

将式(1)化简后,写成如下矩阵形式:

$$\begin{bmatrix} m_g \\ J_g \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\delta}_g \\ \ddot{\theta}_g \end{bmatrix} + C_g \begin{bmatrix} \dot{\delta}_g \\ \dot{\theta}_g \end{bmatrix} + K_g \begin{bmatrix} \delta_g \\ \theta_g \end{bmatrix} = F_g \quad (2)$$

式中: m_g 为齿轮系质量矩阵; J_g 为齿轮转动惯量; C_g 为齿轮系阻尼矩阵; K_g 为齿轮系刚度矩阵; F_g 为齿轮系所受的激励矩阵; δ_g 为齿轮系位移; θ_g 为齿轮

转角。

动力总成箱体会受到齿轮啮合力和电磁力的作用,其动力学方程可表示为

$$\begin{bmatrix} m_h \\ J_h \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\delta}_h \\ \ddot{\theta}_h \end{bmatrix} + C_h \begin{bmatrix} \dot{\delta}_h \\ \dot{\theta}_h \end{bmatrix} + K_h \begin{bmatrix} \delta_h \\ \theta_h \end{bmatrix} = F_h \quad (3)$$

式中: m_h 为箱体质量矩阵; C_h 为箱体阻尼矩阵; K_h 为箱体刚度矩阵; F_h 为箱体所受外力矩阵; δ_h 为箱体位移; J_h 为箱体转动惯量; θ_h 为箱体扭转角度。

结合式(2)和(3)可以得到动力总成系统动力学模型,如下所示:

$$\begin{bmatrix} m \\ J \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\delta} \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix} + C \begin{bmatrix} \dot{\delta} \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} + K \begin{bmatrix} \delta \\ \theta \end{bmatrix} = F \quad (4)$$

式中: C 为系统阻尼矩阵; K 为系统刚度矩阵; F 为系统受力矩阵; m 为系统质量; J 为系统惯量; δ 为系统位移; θ 为系统转角。

3 模态分析

本文对不同模型部件采用不同单元类型相结合的方法进行划分。根据模型的几何特征、分析类型和精度要求,本文对体部分采用四面体和六面体单元,薄壳部分采用壳单元,体单元与壳单元通过共节点连接,而总成内部的齿轮传动系通过 rigids 单元与壳体相连接来模拟轴与轴承的接触,最后得到有限元模型。赋予材料属性后,分别对电机与动力总成进行模态分析。

图3左侧为驱动电机的模态振型,右侧为考虑减速器后动力总成的模态振型。由图3b,c,d的左右两侧可见,减速器的集成使得系统不再是简单圆柱结构,尽管驱动电机的振型没有变化,但系统的振型变得复杂。值得注意的是,图3a中,在3900 Hz处,集成化后电机的振型由原来的第1模态振型变为第2模态振型。由此可知,集成减速器后的电机模态发生改变,而单独考虑电机往往无法解释实际中所有的NVH问题。

4 动态响应分析

4.1 多源动态激励

电机-变速器一体化的结构决定了动力总成不仅受电磁激励还受齿轮啮合激励的作用^[6],其受力

位置示意图如图4所示。

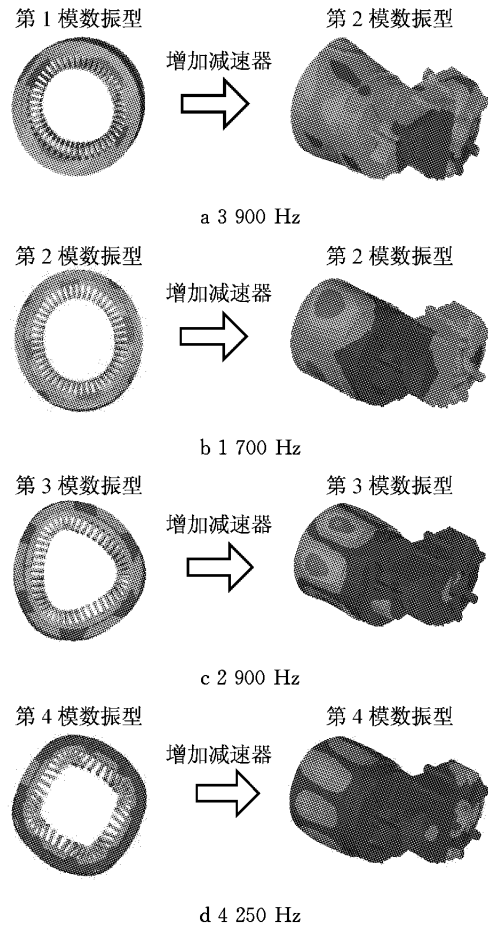


图3 有无减速器时电机振型的变化

Fig.3 Finite element method results of mode shapes for the motor with and without reducer

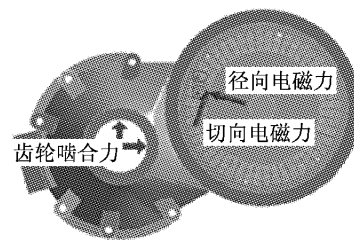


图4 激励作用位置示意图

Fig.4 Example of forces on the powertrain

电磁力由电机气隙磁场产生,并作用于定子铁心内表面单位面积上,利用麦克斯韦定律可求出定子铁心内表面单位面积上的径向电磁力和切向电磁力,如下所示:

$$F_r = \frac{1}{2\mu} (B_r^2 - B_t^2) \quad (5)$$

$$F_t = \frac{1}{2\mu} B_r B_t \quad (6)$$

式中: F_r 和 F_t 分别为作用在铁磁物质表面上的径向和切向麦克斯韦电磁力; μ 为铁磁物质交界面上

一侧介质的磁导率; B_r 和 B_t 分别为一侧介质中的径向、切向磁通量密度。

齿轮系统内部的动态激励是由啮合齿对数的变化、轮齿的受载变形、齿轮误差等引起的。齿轮啮合力通常分为误差激励、时变啮合刚度激励和啮合冲击力。

轮齿啮合误差是由齿轮加工误差和安装误差引起的, 可以表示为

$$e(t) = e_0 + e_r \sin(2\pi/T_s + \varphi) \quad (7)$$

式中: e_0 和 e_r 分别为齿轮副综合啮合误差的常值和幅值; T_s 为齿轮的啮合周期, $T_s = 60/(nZ)$, 其中 n 为转速, Z 为齿数; φ 为相位角。

刚度激励是齿轮啮合过程中, 参与啮合的轮齿对数随时间作周期变化, 同时轮齿弹性变形也不断变化而产生的。刚度激励表达式如下所示:

$$d(t) = d_0 L(\tau) \quad (8)$$

式中: d_0 为单位接触线长度的啮合刚度; $L(\tau)$ 为时变齿轮副接触长度。

啮合冲击激励是由齿轮的误差和受载弹性变形引起啮入点偏离啮合线上的理论啮入点而产生的, 其可以表示为

$$F_m = v_s \sqrt{\frac{b}{q_{El}}} \sqrt{\frac{J_1 J_2}{J_1 r_{g2}^2 + J_2 r_{g1}^2}} \quad (9)$$

式中: v_s 为冲击速度; q_{El} 为幅角啮合齿轮副的柔度; J_1 和 J_2 分别为齿轮惯性矩; b 为齿宽; r_{g1} 和 r_{g2} 分别为齿轮的当量基圆半径。

4.2 振动噪声特性分析

基于场路耦合电磁学和刚柔耦合多体动力学计算得到的动力总成多源激励^[6], 对电动车动力总成进行动态响应分析, 得到模型各节点或单元的位移、速度、加速度, 并将振动结果作为边界条件施加在动力总成的声学边界元模型上, 计算系统的声场分布。本文的仿真在电机转速 $3\,000\text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$, 扭矩 $12\text{ N} \cdot \text{m}$ 工况下进行动态响应分析。动态响应时间为 0.016 s , 时间步为 200 步。

考虑了减速器的动力总成集成结构后, 分析电磁激励作用下动力总成的振动特性。从图 5a 中可以看出, 在 $2\,400\text{ Hz}$ 和 $4\,000\text{ Hz}$ 处电机表面径向振动存在峰值, 这分别是由 12 阶和 20 阶电流谐波引起的。事实上, 不仅减速器结构会对电机产生影响, 齿轮传动啮合力同样会作用于电机。图 5b 为电磁力与齿轮啮合力共同作用下动力总成电机处径向振动频域曲线, 其中在齿轮啮合频率 $1\,450\text{ Hz}$ 及其 2 倍频率 $2\,900\text{ Hz}$ 处产生明显峰值。由此可知, 齿轮啮合

力对电机处产生不可忽视的作用, 这在单纯考虑电机的情况下是预测不到的。图 6 为电磁力与齿轮啮合力共同作用下, 动力总成电机处声压频域曲线。结合图 5b 可知, 齿轮啮合力对电机近场声压有很大的影响。

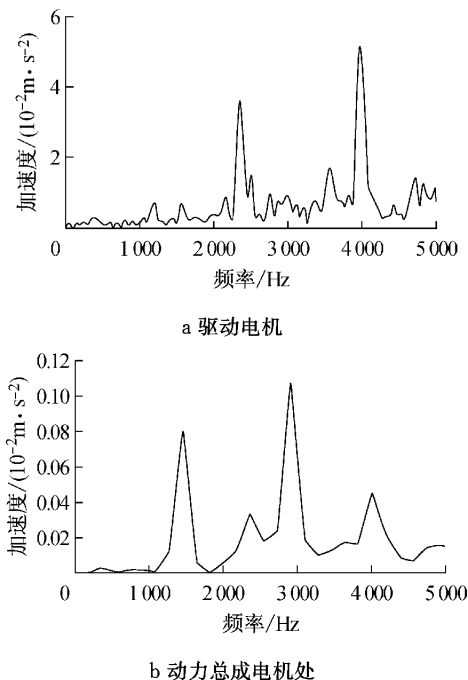


图 5 电机表面径向加速度

Fig.5 Radial acceleration of motor

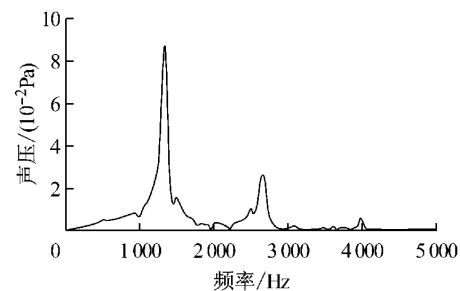


图 6 动力总成电机处近场声压

Fig.6 Sound pressure near motor

5 试验验证

在半消声室内对某集中驱动式纯电动车动力总成进行振动噪声测试。其中, 三个声压传感器分别布置在电机端部、减速器输入、输出级三个位置。四个三向加速度传感器贴在动力总成表面不同位置。试验装置及传感器测点布置如图 7 所示。工况为转速 $3\,000\text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$, 扭矩 $12\text{ N} \cdot \text{m}$ 。

图 8a 为转速 $3\,000\text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 时, 电机表面径向振动情况, 可以看出与图 5b 所示的仿真结果较为吻

合.图8b所示的 $3\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时动力总成电机近场声压的试验结果,与图6所示的仿真结果也相吻合.因此,集成式驱动结构改变了系统的振动特性,在后续的研究中需要整体考虑电动车动力总成.

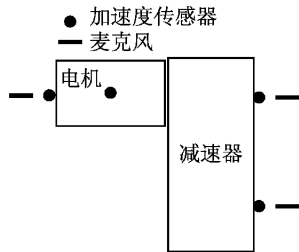
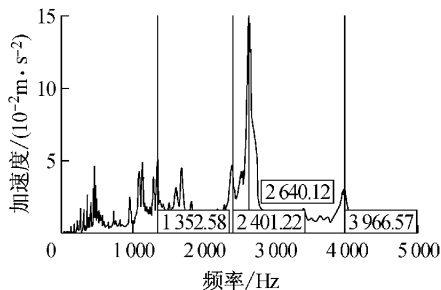
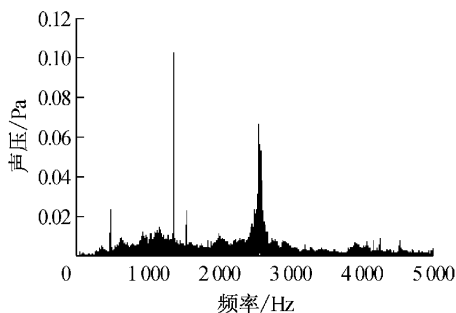


图7 传感器布置

Fig.7 Layout of sensors



a 电机表面振动加速度



b 电机表面声压

图8 动力总成振动噪声测试(转速 $3\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$, 扭矩 $12\text{ N}\cdot\text{m}$)

Fig.8 Noise and vibration test of the powertrain (revolving speed $3\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$, torque $12\text{ N}\cdot\text{m}$)

图9为动力总成电机处径向振动阶次图.第16,24,29,36阶次均与电磁激励有关,分别由电流的第4,6,7,9阶次谐波引起的.第21阶次是由被动级齿轮啮合引起的;第29,58阶次则分别对应主动级齿轮的啮合频率及其2倍频率.因此,电磁激励与齿轮啮合激励对动力总成振动特性均有影响.

图10为电机端部噪声阶次图,结合图9可以看出,部分振动阶次在声场中也得到体现:既有电磁激励产生的第24,36阶次,也有齿轮啮合激励产生的第21,29,58阶次.

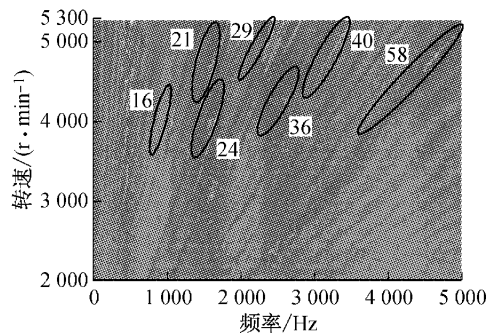


图9 动力总成电机处振动阶次图

Fig.9 Vibration order of electric motor

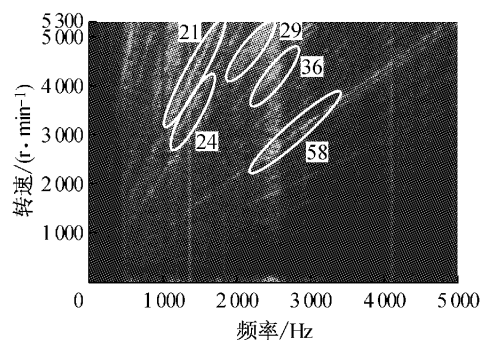


图10 电机端部噪声阶次图

Fig.10 Motor noise order

6 结论

(1) 对比有无减速器结构前后电机的模态振型变化发现,减速器的集成使得系统不再是简单圆柱结构,其中一部分驱动电机的振型产生变化.例如,在 $3\,900\text{ Hz}$ 处由原来的第1模数振型变为了第2模数振型.由此可知,单独考虑电机可能无法完全解释实际中所有的NVH问题.

(2) 分析了集成驱动式结构永磁同步电机的多源激励,指出其不仅受到电磁激励的作用,还受到齿轮啮合力的影响.分析了永磁同步电机振动噪声特性,发现在振动噪声的频谱图中均存在由齿轮啮合力产生的峰值,证明了考虑电机与减速器集成化结构的必要性.

(3) 为了验证仿真分析的正确性,利用声振试验研究了动力总成表面动态响应,辨识出动力总成主要的振动噪声源,发现电机既受到第4,6,7,9阶次电流谐波产生的电磁激励的作用,又受到减速器输入级齿轮啮合频率及其倍频的作用.

参考文献:

- [1] Islam R, Husain I. Analytical model for predicting noise and

- vibration in permanent-magnet synchronous motors[J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2010, 46(6): 2346.
- [2] He G, Huang Z, Qin R, *et al.* Numerical prediction of electromagnetic vibration and noise of permanent-magnet direct current commutator motors with rotor eccentricities and glue effects[J]. IEEE Transactions on Magnetics, 2012, 48(5): 1924.
- [3] Li Z, Sui L, Wang G. Experimental study on vibration and noise of pure electric vehicle (PEV) drive system [C]//Electric Information and Control Engineering (ICEICE), 2011 International Conference on. Wuhan: IEEE, 2011: 5914-5917.
- [4] Humbert L, Pellerey P, Cristaudo S. Electromagnetic and structural coupled simulation to investigate NVH behavior of an electrical automotive powertrain[J]. SAE International Journal of Alternative Powertrains, 2012, 1(2):395.
- [5] James B M, Hofmann A. Simulating and reducing noise excited in an EV powertrain by a switched reluctance machine[R]. Graz: SAE, 2014.
- [6] 方源,章桐,于蓬,等. 电动车动力总成内部激励的研究分析[J]. 振动、测试与诊断, 2014, 34(3):496.
- FANG Yuan, ZHANG Tong, YU Peng, *et al.* Research and analysis of the internal excitations of electric powertrain[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2014, 34(3): 496.

~~~~~

(上接第 1007 页)

- [6] Loganathan N, Poulos H G. Analytical prediction for tunneling-induced ground movements in clays [J]. Journal of Geotechnical and Geoenvironmental Engineering, 1998, 124(9):846.
- [7] Yu H S, Rowe R K. Plasticity solutions for soil behaviour around contracting cavities and tunnels [J]. International Journal for Numerical and Analytical Methods in Geomechanics, 1999, 23(12):1245.
- [8] Park K. Elastic solution for tunneling-induced ground movements in clays [J]. International Journal of Geomechanics, 2004, 4(4):310.
- [9] Mair R J, Taylor R N. Prediction of clay behavior around tunnels using plasticity solutions [C] // Proceedings of the Wroth Memorial Symposium, Predictive Soil Mechanics. Oxford: TRB, 1993: 449-463.
- [10] Yu H S. Cavity expansion methods in geomechanics [M]. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 2000.
- [11] Ong C W. Centrifuge model study of tunnel-soil-pile interaction in soft clay [D]. Singapore: National University of Singapore, 2009.
- [12] Pang C H. The effects of tunnel construction on nearby pile foundation [D]. Singapore: National University of Singapore, 2006.
- [13] Cheng C Y, Dasari G R, Chow Y K, *et al.* Finite element analysis of tunnel-soil-pile interaction using displacement controlled model [J]. Tunnelling and Underground Space Technology, 2007, 22(4): 450.
- [14] Lee K M, Ji H W, Shen C K, *et al.* Ground response to the construction of Shanghai metro tunnel-line 2 [J]. Soils and Foundations, 1999, 39(3):113.