

# 集成式动力总成振动噪声分析与主动控制研究

赵玲玲, 魏 静, 张爱强, 潘 卓

(重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

**摘要:** 以电动汽车集成式动力总成为研究对象, 综合考虑时变啮合刚度、啮合误差、啮合阻尼和齿侧间隙等影响, 建立其机电耦合数学模型, 采用变步长 Runge-Kutta 算法求解微分方程并获得轴承动载荷。以轴承动载荷为边界条件, 通过有限元与边界元联合仿真的方法分析其振动噪声, 并与试验对比分析。结果表明: 箱体振动加速度和辐射声压在齿轮两级啮频及其倍频处产生峰值, 仿真结果与试验结果保持了较好的一致性。针对集成式动力总成电机与齿轮箱直接耦合造成的轴系扭振问题, 提出了一种基于自抗扰电流补偿的主动控制方法, 用来抑制动力总成的扭振, 并通过仿真验证了控制方法的有效性。

**关键词:** 振动主动控制; 噪声; 齿轮; 动力总成; 机电传动

**中图分类号:** TB535; TH132.41 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2021)04-0828-10

**DOI:** 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2021.04.020

## 引 言

随着人们对于汽车振动噪声的愈加重视, 汽车的 NVH (Noise, Vibration and Harshness) 特性已成为衡量汽车舒适性的一个重要指标。未来汽车的发展趋势是由传统燃料汽车转变为新能源汽车, 其中包括电动汽车, 但是由于电动汽车集成式动力总成的电机轴直接驱动传动系统, 导致冲击变大, 在提高效率减少空间的同时, 所带来的振动噪声相较于分布式结构也更加严重。

目前国内外对于齿轮箱的振动噪声分析主要采用有限元/边界元联合仿真的方法, 通常将有限元法求得的振动速度或振动加速度作为声学边界条件, 而后采用声学边界元法求解其辐射噪声。Emre 等<sup>[1]</sup>研究了风场和温度场对风力发电机噪声的产生和传播的影响。Kim 等<sup>[2]</sup>提出了一种基于频响函数研究电动汽车开关噪声能量的实验方法, 分析了不同输入信号下的开关噪声能量。Guo 等<sup>[3]</sup>建立了实际齿轮箱的系统级振动声学模型, 利用集中参数模型和有限元法预测了齿轮箱的振动噪声, 并研究了改进型轴承对辐射噪声的影响。张霖霖等<sup>[4]</sup>综合考虑了齿轮时变啮合刚度及齿轮误差等内部激励影响, 建立了单对齿轮扭转振动模型, 分析了齿轮几何参数对齿轮啮合的振动噪声影响, 并采用修正 Kato 公式对噪声进行了定量计算。张金梅等<sup>[5]</sup>建立了单级人字齿轮减速器的动力学模型, 研究了负载、啮合

刚度和误差对减速器辐射噪声的影响规律。以上这些研究均只分析了单独的齿轮箱振动噪声特性, 没有考虑电气部分以及电机与机械传动系统耦合作用后的振动噪声特性。

关于减振降噪技术, 目前学者们主要从机械和电气两个方面进行研究, 已经有大量学者从结构优化和增设阻尼材料等机械方面对齿轮传动系统进行振动噪声抑制。Pierre 等<sup>[6]</sup>提出了一种多目标优化齿轮宏观和微观几何参数的方法, 通过分析 1000 个随机制造的齿轮误差样本进而评估齿轮制造误差的鲁棒性, 为减小齿轮啮合过程中的误差和波动提供参考。Sun 等<sup>[7]</sup>对结构阻尼进行了拓扑优化, 找到一种有效的阻尼处理方法, 可以得到更高的模态损耗因子, 并通过模态损耗因子试验验证了其拓扑优化的数值模型。Zhang 等<sup>[8]</sup>将阻尼材料的相对密度作为设计变量, 研究结构阻尼层的优化布置。徐忠四等<sup>[9]</sup>采用齿形修形和齿向修形的方法, 提出一种齿轮传递误差和齿面接触应力双目标函数优化模型, 对电动汽车减速器的啸叫噪声进行了控制。

随着科技的进步以及电传动系统批量化生产的需求, 电气主动控制技术的强灵活性、针对性和低成本等优势愈加突出<sup>[10]</sup>。Ho 等<sup>[11]</sup>提出了一种自适应主动控制噪声的算法 (MFU-LMS), 可有效应用于汽车发动机进气或排气系统等短管道情况, 并通过仿真和实验验证了其算法的性能, 可以保证控制的稳定性和变步长, 具有较快的收敛速度。John 等<sup>[12]</sup>通过使用扭转振动减振器, 减轻由于风力涡轮机传

动系统振动引起的过度疲劳负载。Goran等<sup>[13]</sup>通过发电机转矩控制减小小齿轮箱的机械应力,其控制方法可使得由风速变化引起的动力传动系统的共振扭转振动减小,进而延长齿轮箱寿命,并提高可靠性。Zhu等<sup>[14]</sup>设计了一种基于自抗扰控制的飞艇水平模型轨迹跟踪控制器,其能够克服模型不确定项和外界干扰影响,并能快速、稳定地跟踪期望轨迹。

本文重点研究电动汽车集成式动力总成的振动噪声特性,综合考虑齿轮时变啮合刚度、啮合误差、啮合阻尼和齿侧间隙的影响,建立其机电传动系统弯-扭-轴耦合动力学模型,采用变步长Runge-Kutta算法求解微分方程并获得轴承动载荷。建立齿轮箱结构有限元和声学边界元模型,以轴承动载荷为边界条件,通过有限元与边界元联合仿真的方法分析其振动噪声并与试验对比分析。由于集成式动力总成取消了联轴器,电机与齿轮箱直接耦合会造成轴系扭振问题。为此,本文在最后提出了一种基于自抗扰的电流补偿主动控制方法以抑制系统扭振。

### 1 动力总成建模及激励计算

某电动汽车集成式动力总成的传动系统模型如图1所示。驱动电机为三相内置式永磁同步电机(PMSM),动力由电机转子直接传递到减速器上,减速器由两级斜齿轮进行传动,其中三个传动轴的两端均由滚动轴承支撑。传动系统参数如表1所示。

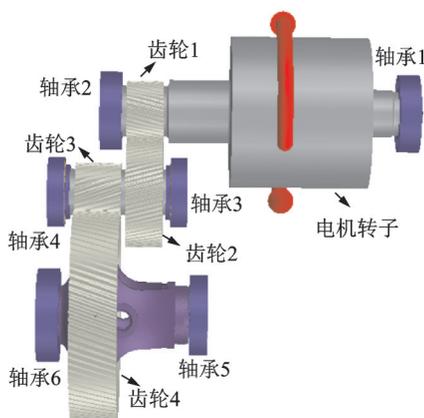


图1 传动系统模型

Fig. 1 Transmission system model

表1 传动系数参数

Tab. 1 Transmission system parameters

级数	齿数 Z	模数 $m_n/mm$	压力角 $\alpha_n/(\circ)$	螺旋角 $\beta/(\circ)$	齿宽 B/mm
第一级	35/67	1.22	18	16	29
第二级	23/90	1.68	20	20	36

### 1.1 永磁同步电机数学模型

忽略电机铁芯饱和以及涡流和磁滞损耗,并假设电机中电流为对称三相正弦波电流<sup>[15]</sup>。在自然坐标系下PMSM的a相电压方程为

$$u_a = R_s i_a + \frac{d}{dt} \psi_a \quad (1)$$

磁链方程为

$$\psi_a = L_{m3} \left( i_a + i_b \cos \frac{2}{3} \pi + i_c \cos \frac{4}{3} \pi \right) + L_{l3} i_a + \psi_f \sin \theta \quad (2)$$

转矩方程为

$$T_m = \frac{1}{2} P \psi_f \left[ i_a \cos \theta + i_b \cos \left( \theta - \frac{2}{3} \pi \right) + i_c \cos \left( \theta + \frac{2}{3} \pi \right) \right] \quad (3)$$

式中  $L_{m3}$  为定子互感;  $L_{l3}$  为定子漏感;  $\psi_f$  为永磁体转子磁链;  $P$  为极对数;  $i_a, i_b, i_c$  分别为 a, b, c 三相绕的电流。由于三相PMSM的原理相同,仅在相位上相差  $120^\circ$ ,故对 b, c 相方程不再赘述。

### 1.2 机电耦合动力学模型

综合考虑齿轮时变啮合刚度、啮合误差、啮合阻尼和齿侧间隙的影响,建立传动系统的动力学模型。斜齿轮副的啮合单元模型如图2所示。

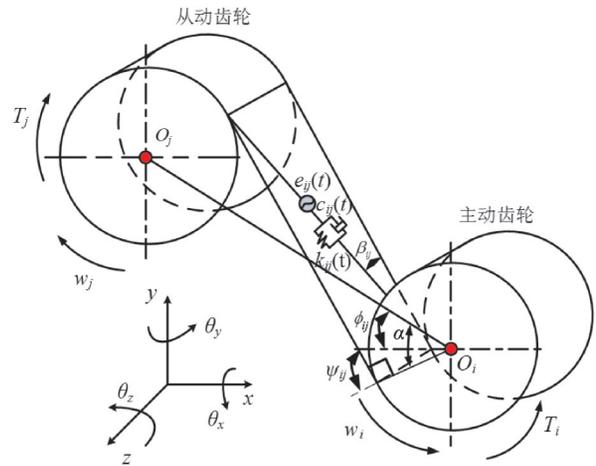


图2 斜齿轮副的啮合单元模型

Fig. 2 Helical gear meshing unit model

考虑齿轮  $x, y, z$  三个方向的移动自由度和扭转自由度  $\theta$ , 以及电机端和负载端的扭转自由度, 设啮合刚度为  $k_{mij} (ij=12 \text{ 或 } 34)$ , 啮合阻尼为  $c_{mij} (ij=12 \text{ 或 } 34)$ , 支撑刚度为  $k_{ab} (a=1, 2, 3, 4; b=x, y, z)$ , 支撑阻尼为  $c_{ab} (a=1, 2, 3, 4; b=x, y, z)$ , 轴的扭转刚度为  $k_n (n=p, g, r)$ , 扭转阻尼为  $c_n (n=p, g, r)$ , 齿侧间隙为  $g_{ij} (ij=12 \text{ 或 } 34)$ , 啮合误差为  $e_{ij} (ij=12 \text{ 或 } 34)$ 。设齿轮副中心线与 X 轴正向的夹角为  $\varphi_{ij} (ij=12 \text{ 或 } 34)$ , Y 轴与齿轮接触线的夹角为  $\phi_{ij} (ij=12 \text{ 或 } 34)$ 。

所有下标的含义为:下标 1, 2, 3, 4 依次表示第一级主、从动齿轮和第二级主、从动齿轮,下标 m 表示电机端,下标 l 表示负载端,下标 p, g, r 依次表示输入轴、中间轴和输出轴。

由于主动轮正反转时齿轮啮合面不同,故引入数学中 sgn 函数,规定

$$\text{sgn} = \begin{cases} 1, & \text{主动轮顺时针} \\ -1, & \text{主动轮逆时针} \end{cases} \quad (4)$$

则 Y 轴正方向与齿轮接触线的夹角  $\phi_{ij}$  为

$$\phi_{ij} = \alpha - \text{sgn}\phi_{ij} \quad (5)$$

定义系统广义位移矩阵为

$$\delta = \{\theta_m, x_1, y_1, z_1, \theta_1, x_2, y_2, z_2, \theta_2, x_3, y_3, z_3, \theta_3, x_4, y_4, z_4, \theta_4, \theta_l\}^T$$

以第一级主从动齿轮为例,假设第一级主动轮右旋逆时针转动,得到第一级啮合线位移为

$$\delta_{12} = \cos\beta_1 \sin\varphi_{12} x_1 + \cos\beta_1 \cos\varphi_{12} y_1 + \sin\beta_1 z_1 + R_1 \cos\beta_1 \theta_1 - \cos\beta_2 \sin\varphi_{12} x_2 - \cos\beta_2 \cos\varphi_{12} y_2 - \sin\beta_2 z_2 - R_2 \cos\beta_2 \theta_2 - e_{12} + g_{12} \quad (6)$$

根据牛顿第二定律,第一级齿轮运动方程为

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_{1x} \dot{x}_1 + k_{1x} x_1 + \cos\beta_1 \sin\varphi_{12} (c_{m12} \dot{\delta}_{12} + k_{m12} \delta_{12}) = 0 \\ m_1 \ddot{y}_1 + c_{1y} \dot{y}_1 + k_{1y} y_1 + \cos\beta_1 \cos\varphi_{12} (c_{m12} \dot{\delta}_{12} + k_{m12} \delta_{12}) = 0 \\ m_1 \ddot{z}_1 + c_{1z} \dot{z}_1 + k_{1z} z_1 + \sin\beta_1 (c_{m12} \dot{\delta}_{12} + k_{m12} \delta_{12}) = 0 \\ I_{1z} \ddot{\theta}_{1z} + c_p (\dot{\theta}_{1z} - \dot{\theta}_m) + k_p (\theta_{1z} - \theta_m) + R_1 \cos\beta_1 (c_{m12} \dot{\delta}_{12} + k_{m12} \delta_{12}) = T \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_{2x} \dot{x}_2 + k_{2x} x_2 - \cos\beta_2 \sin\varphi_{12} (c_{m12} \dot{\delta}_{12} + k_{m12} \delta_{12}) = 0 \\ m_2 \ddot{y}_2 + c_{2y} \dot{y}_2 + k_{2y} y_2 - \cos\beta_2 \cos\varphi_{12} (c_{m12} \dot{\delta}_{12} + k_{m12} \delta_{12}) = 0 \\ m_2 \ddot{z}_2 + c_{2z} \dot{z}_2 + k_{2z} z_2 - \sin\beta_2 (c_{m12} \dot{\delta}_{12} + k_{m12} \delta_{12}) = 0 \\ I_{2z} \ddot{\theta}_{2z} + c_g (\dot{\theta}_{2z} - \dot{\theta}_{3z}) + k_g (\theta_{2z} - \theta_{3z}) - R_2 \cos\beta_2 (c_{m12} \dot{\delta}_{12} + k_{m12} \delta_{12}) = -T \end{cases} \quad (7)$$

式中  $m$  表示质量,  $I$  表示转动惯量,  $R_1$  和  $R_2$  表示主、从动轮基圆半径,  $T$  表示扭矩。

第二级齿轮动力学方程同理。在齿轮啮合刚度的计算中,采用文献[16]中考虑齿面误差和修形的斜齿轮啮合刚度解析方法。啮合误差和齿侧间隙分别采用简谐函数和分段式函数模拟<sup>[17]</sup>。啮合阻尼计算公式参见文献[18]。

电机端动力学方程为

$$I_m \ddot{\theta}_m + k_p (\theta_m - \theta_l) + c_p (\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_l) - T_m = 0 \quad (8)$$

负载端的动力学方程为

$$I_l \ddot{\theta}_l + c_l (\dot{\theta}_l - \dot{\theta}_4) + k_l (\theta_l - \theta_4) + T_l = 0 \quad (9)$$

将以上各式整理成矩阵形式,有

$$M \ddot{\delta} + C \dot{\delta} + K \delta = P \quad (10)$$

式中  $M, C, K$  分别为质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵,  $\delta$  为广义位移矩阵,  $P$  为广义力矩阵。

### 1.3 轴承动载荷求解

本文的分析工况为输入扭矩 36 N·m, 输入转速 2000 r/min。图 3 和 4 分别为电机输出转矩和输出转速,可以看出在电机启动阶段,由于系统负载发生突变,输出转矩急速增大到约 150 N·m 并在附近波动,0.1 s 后迅速回落又逐渐增大,0.2 s 开始稳定在 36 N·m 的小范围内波动。电机输出转速从 0 开始增大,到达 2000 r/min 后由于系统惯性继续增加并逐渐回落,之后开始稳定在 2000 r/min 附近。

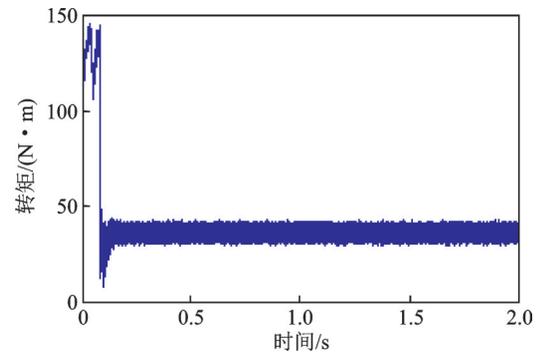


图 3 电机输出转矩

Fig. 3 Output torque

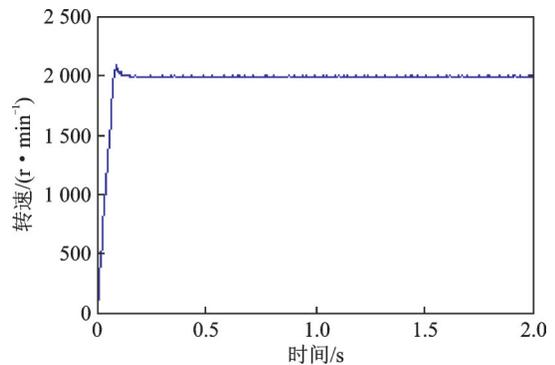


图 4 电机输出转速

Fig. 4 Output speed

本文模型为两级平行轴斜齿轮传动,结构较为简单,为了保证机电耦合模型建模和计算的高效性,在集中质量法基础上,将齿轮位移作为轴承位移<sup>[5,19]</sup>。采用变步长 Runge-Kutta 算法求解微分方程(10),得到齿轮的位移和速度响应,利用下式计算轴承动载荷时域激励。

$$F = k\delta + c\dot{\delta} \quad (11)$$

式中  $k$  为轴承支撑刚度,  $c$  为轴承阻尼。

基于 RomaxCLOUD 得到滚动轴承的支撑刚度,如表 2 所示。其中,轴承 3 和轴承 4 为圆锥滚子轴承,其余均为深沟球轴承。

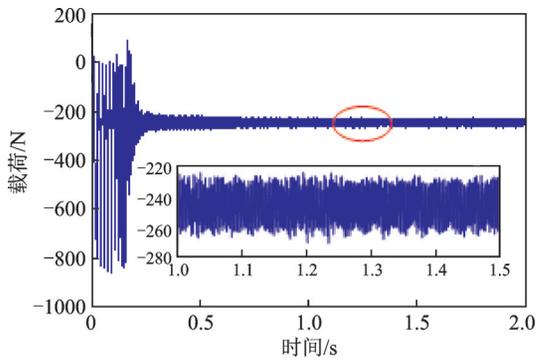
表 2 轴承刚度  
Tab. 2 Bearing stiffness

轴承	轴承刚度 / ( $10^8 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$ )					
	1	2	3	4	5	6
$x$ 方向	1.348	0.780	2.593	1.408	1.533	1.709
$y$ 方向	1.548	0.772	8.422	6.386	1.856	1.404
$z$ 方向	2.401	0.121	0.997	0.821	0.269	0.419

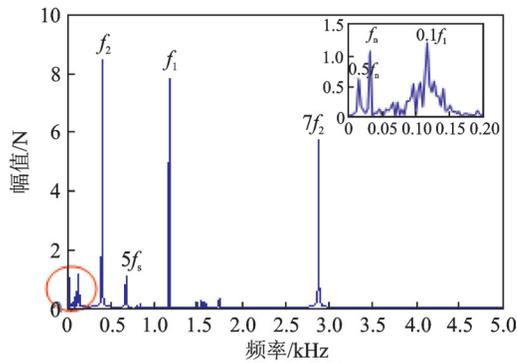
通过傅里叶变换得到轴承动载荷的频谱,以轴承 3 为例,  $x, y, z$  方向上的时域和频域激励如图 5 所示。

从轴承时域激励图 5(a), (c) 和 (e) 中可知:在电机启动阶段,由于系统不稳定,轴承激励在较大范围内波动,最大峰值约为稳定值的 4 倍。在系统稳定运行后,轴承激励便保持在一个较小范围内波动。

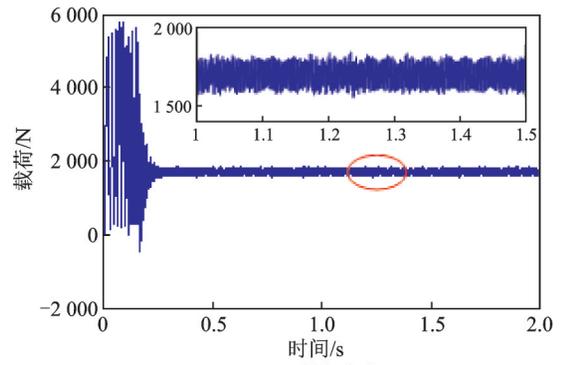
在轴承频域激励图 5(b), (d) 和 (f) 中,  $f_n$  为电机转子转频,  $f_s$  为电流基频,  $f_1$  为第一级齿轮啮频,  $f_2$  为第二级齿轮啮频。从图中可知,每个方向的轴承激励均存在两级啮频成分,且幅值较高。此外,还包括有转子基频及其倍频、电流基频及其倍频,和转子基频、电流基频与啮频相互叠加的频率成分,这些频率处幅值小于啮频处幅值。



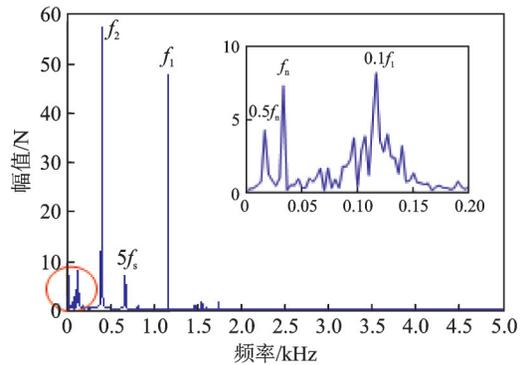
(a) 时域  $x$  方向  
(a) The time domain of  $x$  direction



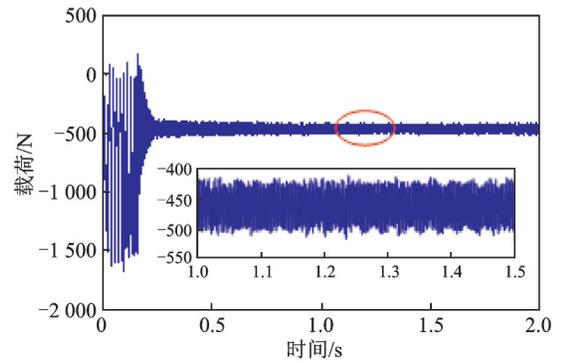
(b) 频域  $x$  方向  
(b) The frequency domain of  $x$  direction



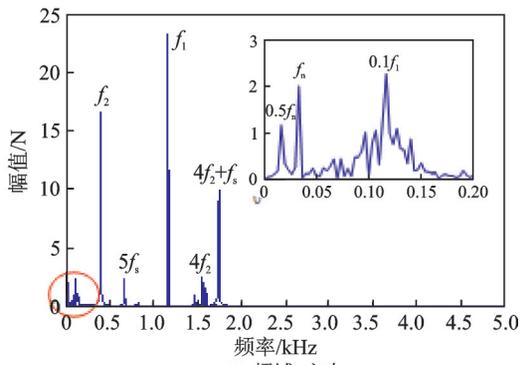
(c) 时域  $y$  方向  
(c) The time domain of  $y$  direction



(d) 频域  $y$  方向  
(d) The frequency domain of  $y$  direction



(e) 时域  $z$  方向  
(e) The time domain of  $z$  direction



(f) 频域  $z$  方向  
(f) The frequency domain of  $z$  direction

图 5 轴承 3 动态激励

Fig. 5 The dynamic load of the bearing 3

## 2 动力总成振动噪声分析

以所有轴承的频域载荷为边界条件,采用

FEM/BEM联合仿真求解振动噪声,并与试验结果对比分析。

## 2.1 动力总成噪声求解

建立箱体有限元模型,施加其边界条件时,在各个轴承孔中心分别建立一个节点,在中心节点与轴承孔壁面建立耦合关系,将轴承 $x, y, z$ 三个方向的频域载荷均施加在其对应轴承中心节点上,如图6所示。采用模态叠加法,求解动力总成振动加速度。

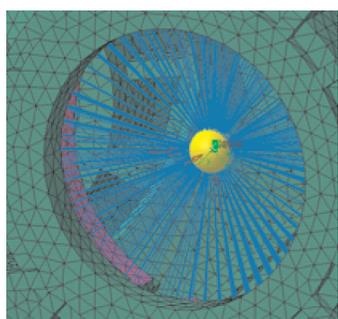


图6 箱体轴承孔耦合

Fig. 6 The coupled bearing of gearbox

图7为箱体在400 Hz(第二级齿轮啮频)处振动加速度云图。可以看到在箱体右端的轴承孔处振动加速度达到最大,其最大值为 $0.681 \text{ m/s}^2$ 。

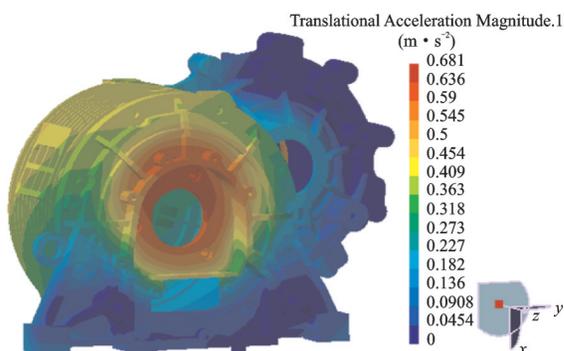


图7 箱体振动加速度云图

Fig. 7 Vibration acceleration of gearbox

根据标准 ISO 3744<sup>[20]</sup>,建立动力总成的声学包络面网格模型,如图8所示。以求得的振动加速度为边界条件,运用Maximum Distance算法映射网格数据,采用直接边界元法求解动力总成的辐射噪声。图9为箱体在400 Hz(第二级啮频)处辐射声压级云图,其辐射噪声声压级最大值为44.4 dB。

为了更加准确地与试验结果进行对比,在距离动力总成中心为1 m的位置处建立声学点场点,该场点用来模拟试验过程的噪声传感器,最终将声学场点处计算的辐射噪声和试验测得的噪声数据进行对比分析。

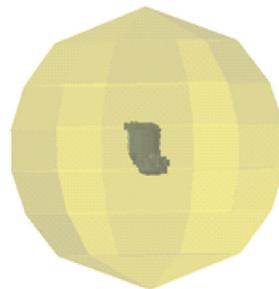


图8 声学包络网格

Fig. 8 Acoustic envelope mesh

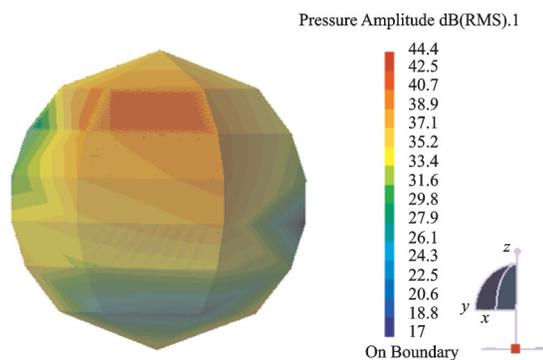


图9 箱体辐射声压级云图

Fig. 9 Sound pressure level of gearbox

## 2.2 试验结果对比分析

为验证仿真结果,根据标准 QC/T 1022-2015<sup>[21]</sup>,搭建试验台系统如图10所示。

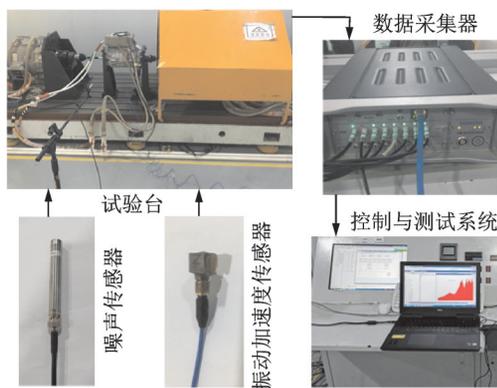


图10 试验台系统

Fig. 10 Experimental setup

试验过程中,在与仿真同等工况下测量该动力总成振动加速度和辐射噪声,噪声传感器放置在距离动力总成中心1 m的位置处。振动加速度传感器固定在动力总成的右端盖处,测点如图11所示。传感器参数如表3所示。

仿真和试验工况均为稳态:扭矩 $36 \text{ N}\cdot\text{m}$ ,转速 $2000 \text{ r/min}$ 。对试验数据进行滤波等处理,仿真结果取齿轮箱测点对应位置处的振动加速度值,以X向为例,仿真和试验振动加速度对比如图12所示。

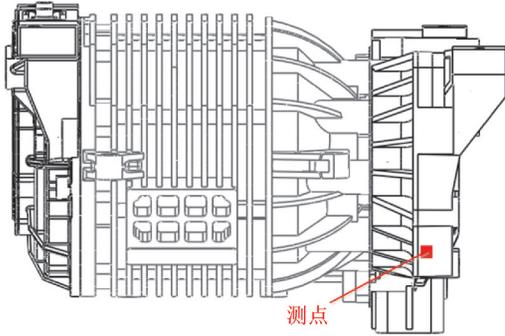


图11 振动加速度传感器试验测点

Fig. 11 Test point of vibration acceleration sensor

表3 传感器的参数

Tab. 3 Sensor parameters

传感器类型	型号	量程/Hz	灵敏度
声压	378B02	3.15-20k	50 mV/Pa
振动加速度	356A33	2-10k	10 mV/g

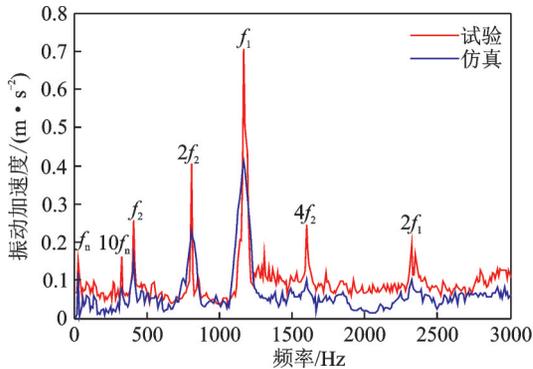


图12 振动加速度

Fig. 12 Vibration acceleration

由图12可知,振动加速度峰值主要发生在转子基频及其10倍频,第一级啮频及其2倍频,第二级啮频及其2倍频和4倍频处。试验和仿真结果在振动加速度的峰值频率处均能够较好吻合,且都在第一级啮频处达到最大值。

试验辐射噪声声压如图13所示。由于人耳听到的声强范围很大,通常采用对数标度即声压级度量声压。转换关系如下式所示

$$LP = 20\lg(P/P_0) \quad (12)$$

式中  $P$  为声压,  $P_0$  为基准声压 ( $P_0=2 \times 10^{-5}$  Pa), 对应 1000 Hz 声音人耳刚能听到的最低声压。

将试验测得的噪声与仿真得到的辐射噪声数据绘制成声压级图,如图14所示。

由图14可知,对于振动激励产生的噪声,仿真结果与试验结果吻合较好,均在两级啮频及其倍频处产生了峰值。由于建模没有考虑电磁力作用,在电机转子转频及其倍频、电流基频及其倍频处,仿真结果并没有产生明显峰值。此外,由于试验结果包含了动力总成的低频结构噪声和低频空气噪声,因

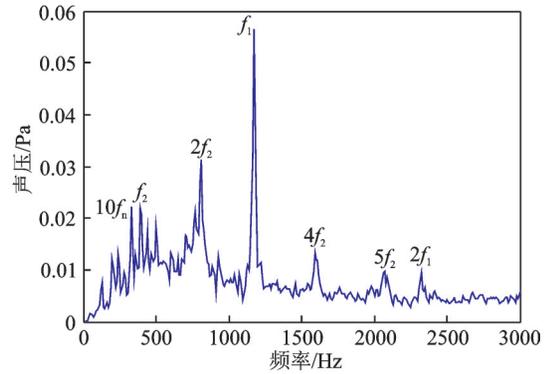


图13 箱体辐射噪声声压

Fig. 13 The radiated sound pressure of gearbox

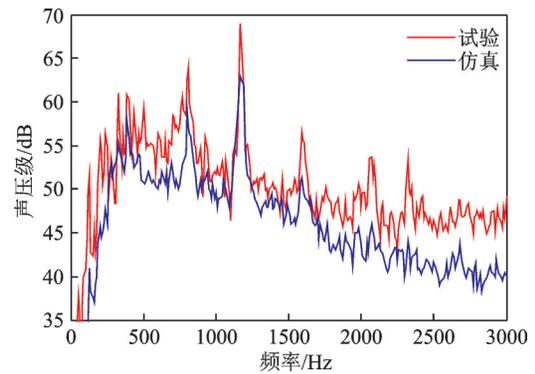


图14 箱体辐射噪声声压级实验与仿真对比

Fig. 14 Comparison of the sound pressure level between test and simulation

此在高频区间内,试验得到的箱体辐射声压大于仿真结果。

### 3 振动噪声抑制

由于集成式动力总成取消了联轴器,电机与齿轮箱直接耦合会造成轴系扭振问题。为此,本文提出一种自抗扰电流补偿控制算法,以抑制系统扭振。自抗扰控制(ADRC)是一种新型控制算法,源自于对经典PID调节的改进,通过将系统的模型作用和外扰进行跟踪和补偿,达到一种抗扰作用<sup>[22]</sup>。

#### 3.1 基于自抗扰电流补偿主动控制

当动力总成结构一定时,在电动机输出电磁转矩的基础上叠加补偿转矩即可抑制传动系统的动态载荷<sup>[23]</sup>。同时,基于永磁同步电机矢量控制原理,控制交轴电流便可控制电磁转矩。本文提出一种基于一阶自抗扰电流补偿的主动控制方法,利用状态观测器估计扰动,并进行实时动态反馈补偿,在原有交轴电流的基础上叠加补偿电流,实现动力总成振动噪声的抑制。结合线性与非线性自抗扰控制的优点,采用线性状态扩张观测器(ESO)估计扰动,采用非线性状态误差反馈(NSLEF)消除扰动,其一阶

混合型自抗扰控制原理如图15所示。

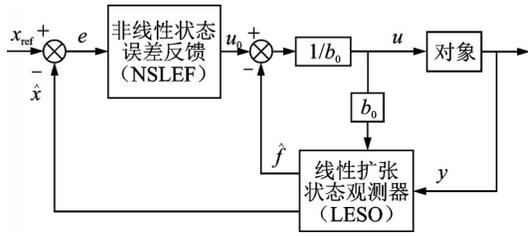


图15 混合型自抗扰控制原理  
Fig. 15 Principle of hybrid ADRC

线性扩张状态观测器被控对象为<sup>[24]</sup>

$$\dot{y} = f(y, \omega, t) + bu \quad (13)$$

式中  $y, u$  分别为输出与输入,  $\omega$  为外扰作用,  $f(y, \omega, t)$  为包括了外扰和内扰的总扰动。

选取状态变量:  $x_1 = y, x_2 = \dot{y}$ , 将式(13)转化为连续的扩张状态空间

$$\begin{cases} \dot{x} = Ef \\ y = Cx \end{cases} \quad (14)$$

式中  $E = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}^T, C = \begin{bmatrix} 1 & 0 \end{bmatrix}$ 。

对应的连续线性扩张状态观测器为

$$\begin{cases} \dot{z} = -LCz + Lu_c \\ y_c = z \end{cases} \quad (15)$$

式中  $u_c = [u \ y]^T, y_c$  为输出。观测器带宽为  $\omega_0$ , 经过参数化, 取增益矩阵  $L = [2\omega_0 \ \omega_0^2]^T$ , 则观测器特征方程为

$$\lambda(s) = |sI + LC| = (s + \omega_0)^2 \quad (16)$$

式中  $I$  为单位矩阵。

采用非线性状态误差反馈消除扰动, 形式如下

$$\begin{cases} u_0 = \beta \cdot fal(e, \alpha, \delta) \\ fal(e, \alpha, \delta) = \begin{cases} \frac{e}{\delta^{(1-\alpha)}}, & e \leq |\delta| \\ \text{sgn}(e)|e|^\alpha, & e > |\delta| \end{cases} \end{cases} \quad (17)$$

式中  $\alpha (0 < \alpha \leq 1)$  为非光滑系数,  $\delta$  为线性范围,  $\beta$  为比例系数,  $e$  为误差值。

自抗扰控制器输出为

$$u = (u_0 - \dot{f}) / b_0 \quad (18)$$

式中  $u_0$  为非线性状态控制输出,  $\dot{f}$  为状态观测器观测的扰动,  $b_0$  为补偿因子。

由于电机轴两端转速差是衡量系统扭振的重要参数, 并且在加速和稳态工况下, 其均值始终在0附近波动, 便于观测。因此将电机轴两端的转速差作为观测目标, 以转速差  $\Delta\omega = 0$  作为控制目标, 实时观测转速差并估计系统扰动, 计算出系统所需的补偿电流将其直接叠加在转速环的输出电流上, 实现抑制扭振的目的。控制框图如图16所示。

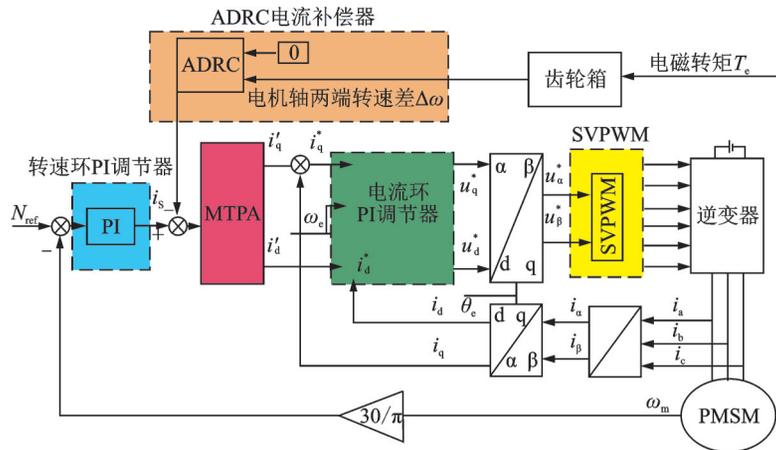


图16 自抗扰电流补偿的主动控制框图  
Fig. 16 ADRC current compensation active control

### 3.2 结果分析

扩张状态观测器对于扰动的估计以及对状态变量的跟踪能力直接影响着控制系统的性能。扩张状态观测器对转速差估计跟踪值与实际值的对比如图17所示。结果表明: 在电机启动初期, 由于负载突变导致转速差在短时间内急速增大, 扩张状态观测器无法紧急收敛跟踪, 所以观测值小于实际值; 在系统稳态阶段, 观测值与实际值几乎重合。因此, 本文

所设计的扩张状态观测器不仅具有良好的跟踪估计性能, 并能快速估计扰动且对时变参数不敏感。

自抗扰电流补偿前后, 电机转矩、转速对比分别如图18的(a), (b)所示, 电机轴两端的转角差和转速差对衡量系统振动具有重要参考意义, 这两个参数的对比如图18(c), (d)所示, 两级齿轮动态啮合力对比如图18(e), (f)所示。从图18中可知: 与传统PI调节相比, 在电机启动阶段, 这些参数在经过自抗扰电流补偿控制后的幅值均得到明显抑制, 并

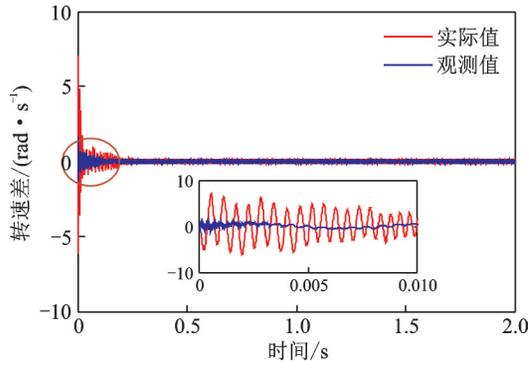
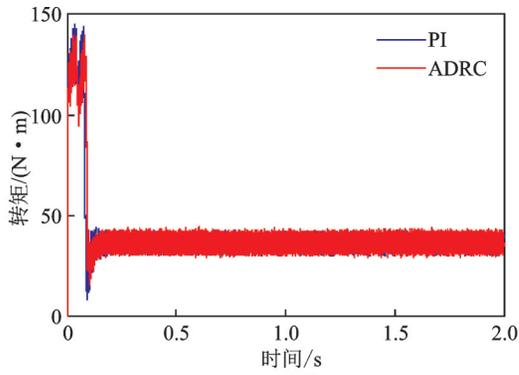


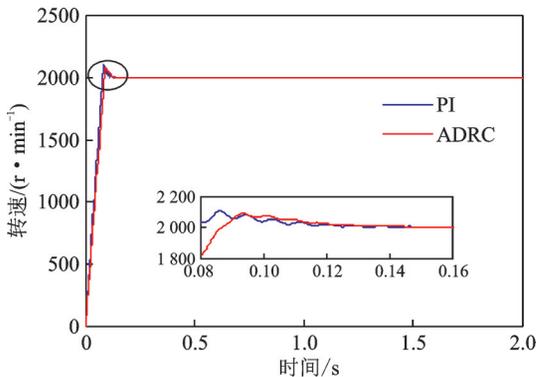
图17 转速差观测值与实际值对比

Fig. 17 Comparison between the observed value and the actual value of rotational speed difference

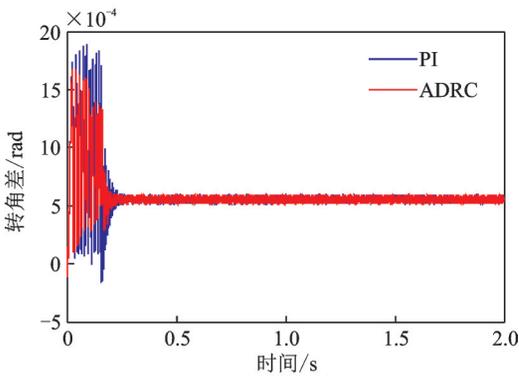
且收敛时间更短。在电机稳定运行阶段,自抗扰电流补偿控制前后的参数幅值相差不大,均稳定在较小范围内波动。



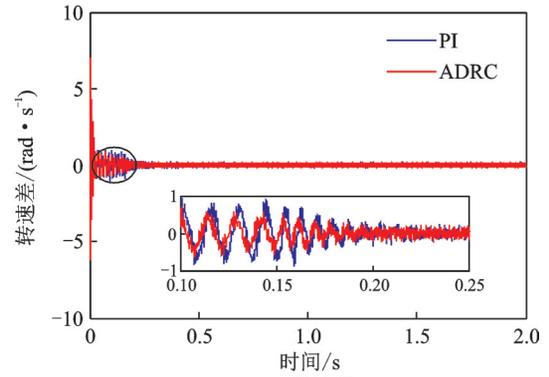
(a) 转矩  
(a) Torque



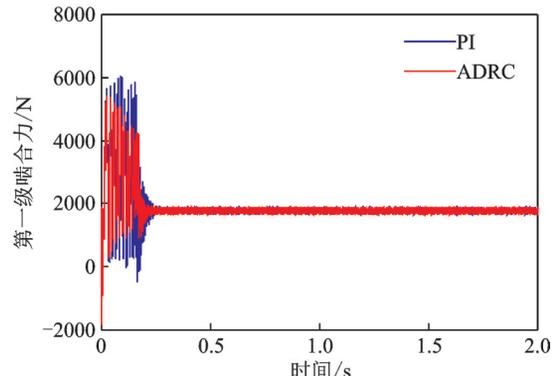
(b) 转速  
(b) Speed



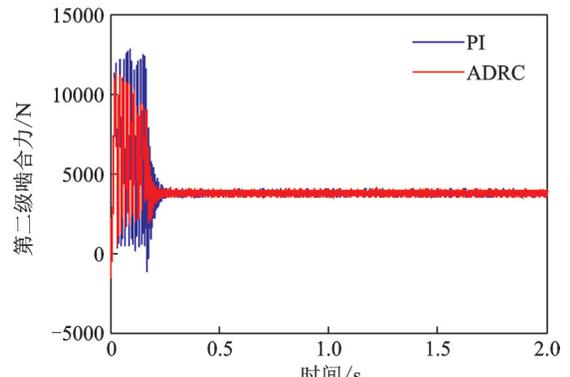
(c) 转角差  
(c) Angle difference



(d) 转速差  
(d) Speed difference



(e) 第一级啮合力  
(e) The first meshing force



(f) 第二级啮合力  
(f) The second meshing force

图18 ADRC电流补偿前后的对比

Fig. 18 Comparison with and without ADRC current compensation

为了评价自抗扰电流补偿控制器控制性能,这里采用绝对值积分的方法,即通过积分计算控制前后系统参数曲线与坐标轴所围面积,记为 $S$ 为

$$S = \int_{t_0}^t f(t) dt \quad (19)$$

式中  $S$  表示面积,  $t_0$  表示开始时间,  $t$  表示结束时间,  $f(t)$  表示系统参数曲线。

这里分别计算转速差、转矩和两级啮合力曲线与坐标轴所围成的面积,面积越小表明系统波动越小,即控制性能越好。计算结果如表4所示。

由表4可知,与传统PI调节相比,经过自抗扰电流补偿控制,系统控制性能更好。因此,以转速差

$\Delta\omega=0$ 作为控制目标的自抗扰电流补偿控制方法可以通过补偿电流抑制系统扭振,减小系统波动,对机电系统振动噪声及系统波动具有较好的抑制作用。

表4 控制性能对比

Tab. 4 Comparison of performance index

控制方法	转矩/ (N·m)	转速差/ (rad·s <sup>-1</sup> )	第一级啮合力/N	第二级啮合力/N
PI	81.3135	0.0065	$3.7182 \times 10^3$	$7.9535 \times 10^3$
ADRC	79.8073	0.0059	$3.3079 \times 10^3$	$7.4316 \times 10^3$

## 4 结论

本文以电动汽车集成式动力总成作为研究对象,建立了机电传动系统弯-扭-轴耦合动力学模型,研究了其振动噪声特性并提出了一种主动控制方法。研究结论如下:

(1) 建立了机电传动系统弯-扭-轴耦合动力学模型,计算得到的轴承激励峰值频率成分不仅包含两级啮频及其倍频,还包含电机转频、电流基频及其倍频。

(2) 动力总成的辐射噪声是由电机和齿轮箱共同作用的结果,且齿轮箱对动力总成的辐射噪声贡献更大。振动噪声峰值主要发生在两级啮频及其倍频处,且在第一级啮频处的噪声值达到最大。

(3) 提出了一种基于一阶自抗扰电流补偿的主动控制方法。结果表明,扩张状态观测器不仅具有良好的跟踪估计性能,并能快速估计扰动且对时变参数不敏感。自抗扰电流补偿控制能够抑制系统扭振,减小系统波动,控制性能更好。

### 参考文献:

- [1] Emre B, Ka L W, Wei Zhujun, et al. Variability of wind turbine noise over a diurnal cycle[J]. Renewable Energy, 2018, 126:791-800.
- [2] Kim H, Yoon J Y. Frequency response function of motors for switching noise energy with a new experimental approach[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2017, 31(6):2671-2677.
- [3] Guo Yi, Tugan E, Tristan M, et al. Vibro-acoustic propagation of gear dynamics in a gear-bearing-housing system[J]. Journal of Sound and Vibration, 2014, 333(22):5762-5785.
- [4] 张霖霖,朱如鹏,靳广虎,等. 内激励作用下的单对齿轮振动噪声分析[J]. 振动工程学报, 2014, 27(6):915-919.
- [5] Zhang Linlin, Zhu Rupeng, Jin Guanghu, et al. Vibration and noise analysis of internal excitations of single pair of gears [J]. Journal of Vibration Engineering, 2014, 27(6):915-919.
- [6] 张金梅,刘 更,周建星,等. 人字齿轮减速器振动噪声影响因素仿真分析研究[J]. 振动与冲击, 2014, 33(11):161-166.
- [7] Zhang Jinmei, Liu Geng, Zhou Jianxing, et al. Simulation analysis of influencing factors on vibration and noise of a herringbone gear speed-reducer[J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(11):161-166.
- [8] Pierre G, Joel P L, Emmanuel R. NVH robust optimization of gear macro and microgeometries using an efficient tooth contact model[J]. Mechanism and Machine Theory, 2017, 117:78-95.
- [9] Sun Y K, Chris K M, Yong K. Optimal damping layout in a shell structure using topology optimization[J]. Journal of Sound and Vibration, 2013, 332(12):2873-2883.
- [10] Zhang Xiaopeng, Kang Zhan. Topology optimization of damping layers for minimizing sound radiation of shell structures [J]. Journal of Sound and Vibration, 2013, 332(10):2500-2519.
- [11] 徐忠四,承忠平,高立新,等. 电动汽车减速器啸叫噪声的双目标优化[J]. 汽车工程, 2018, 40(1):76-81.
- [12] Xu Zhongsi, Cheng Zhongping, Gao Lixin, et al. Bi-objective optimization of reducer whine noise in electric vehicle[J]. Automotive Engineering, 2018, 40(1):76-81.
- [13] Nithin V G, Ganapati P. Advances in active noise control: A survey, with emphasis on recent nonlinear techniques[J]. Signal Processing, 2013, 93(2):363-377.
- [14] Ho W K, Hong S P, Sang K L, et al. Modified-filtered-u LMS algorithm for active noise control and its application to a short acoustic duct [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2011, 25(1):475-484.
- [15] John L, Carlos E U L, Janaka B E, et al. Comparison of the performance and stability of two torsional vibration dampers for variable-speed wind turbines[J]. Wind Energy, 2015, 18(9):1545-1559.
- [16] Goran M, Adel N, Eduard M, et al. Active torque control for gearbox load reduction in a variable-speed wind turbine [J]. IEEE Transactions on Industry Applications, 2012, 48(6):2424-2432.
- [17] Zhu Erlin, Pang Jinfeng, Sun Na, et al. Airship horizontal trajectory tracking control based on active disturbance rejection control (ADRC) [J]. Nonlinear Dynamics, 2014, 75(4):725-734.
- [18] 袁 雷,沈建清,肖 飞,等. 插入式永磁低速同步电机非奇异终端滑模观测器设计[J]. 物理学报, 2013, 62(3):45-53.

- Yuan Lei, Shen Jianqing, Xiao Fei, et al. Nonsingular terminal sliding-mode observer design for interior permanent magnet synchronous motor drive at very low-speed[J]. *Acta Physics Sinica*, 2013, 62(3):45-53.
- [16] Wei Jing, Zhang Aiqiang, Wang Gangqiang, et al. A study of nonlinear excitation modeling of helical gears with modification: Theoretical analysis and experiments [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2018, 128: 314-335.
- [17] 成大先. 机械设计手册 [M]. 第4版. 北京: 电子工业出版社, 2007: 93-123.  
Cheng Daxian. *Mechanical Design Manual*[M]. 4th ed. Beijing: Electronic Industry Press, 2007: 93-123.
- [18] 李润方, 王建军. 齿轮系统动力学—振动、冲击、噪声 [M]. 北京: 科学出版社, 1997: 59-68.  
Li Runfang, Wang Jianjun. *Gear System Dynamics — Vibration, Impact, Noise*[M]. Beijing: Science Press, 1997: 59-68.
- [19] 任朝晖, 谢吉祥, 周世华, 等. 斜齿轮-转子-轴承弯扭轴耦合振动特性分析[J]. *机械工程学报*, 2015, 51(15):75-89.  
Ren Zhaohui, Xie Jixiang, Zhou Shihua, et al. Vibration characteristic analysis of helical gear-rotor-bearing system with coupled lateral-torsional-axial [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2015, 51(15):75-89.
- [20] ISO 3744: 2010, Acoustics—Determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure—Engineering methods for an essentially free field over a reflecting plane [S]. 2011.
- [21] 中华人民共和国工业和信息化部. QC/T 1022-2015, 纯电动乘用车用减速器总成技术条件[S]. 北京: 中国标准出版社, 2015.  
Ministry of Industry and Information Technology of the People's Republic of China. QC/T 1022-2015, Technical specification for reduction gearbox of battery electric passenger cars[S]. Beijing: Standards Press of China, 2015.
- [22] 韩京清. 自抗扰控制器及其应用[J]. *控制与决策*, 1998,(1):19-23.  
Han Jingqing. Auto-disturbances-rejection controller and its applications [J]. *Control and Decision*, 1998, (1):19-23.
- [23] John L, Carlos E U L, Janaka B E, et al. Damping of torsional vibrations in a variable-speed wind turbine[J]. *IEEE Transactions on Energy Conversion*, 2013, 28(1):172-180.
- [24] 朱 斌. 自抗扰控制入门[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2017: 21-23.  
Zhu Bin. *Introduction to ADRC*[M]. Beijing: Beihang University Press, 2017: 21-23.

## Vibro-acoustic analysis and active control of integrated powertrain systems

ZHAO Ling-ling, WEI Jing, ZHANG Ai-qiang, PAN Zhuo

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

**Abstract:** A coupled electromechanical dynamic model based on the integrated powertrain system of electric vehicle is developed in this study with the time-varying meshing stiffness, meshing error, meshing damping and tooth-side clearance. The differential equations are solved by the algorithm of variable step size Runge-Kutta and the dynamic load of bearings is calculated. The vibration and noise are analyzed by FEM/BEM with the boundary condition of dynamic load of bearings, which are compared with the test. The results indicate that the vibration acceleration and radiant sound pressure of the gearbox peak at the meshing frequency with its multiplication, and the simulation results are in good agreement with the test results. A current compensation active control method based on active disturbance rejection control (ADRC) is proposed to suppress the torsional vibration that is caused by the direct coupling between the motor and gearbox of integrated powertrain. Furthermore, the effectivity of the method is verified through simulation

**Key words:** active vibration control; noise; gear; powertrain system; electromechanical transmission

**作者简介:** 赵玲玲(1996-),女,硕士研究生。电话:13370723640;E-mail:zhaoll9999@163.com

**通讯作者:** 魏 静(1978-),男,教授,博士生导师。电话:13629752837;E-mail:weijing\_slmt@163.com