

一种基于V模型下针对三合一电驱总成的NVH优化型研发方案

施绍有*, 郁开宇, 钟泽成

上海电气集团中央研究院, 上海

Email: *shishy2@shanghai-electric.com, yuky2@shanghai-electric.com

收稿日期: 2021年2月20日; 录用日期: 2021年5月24日; 发布日期: 2021年5月31日

摘要

本文针对新能源车用三合一电驱总成NVH系统研发, 提出了一种基于V模式的优化型研发方案。通过建模与仿真不仅复现了电磁力和齿轮啮合刚度波动从激励源到传递路径(三合一电驱总成的结构)再到振动、噪声响应上的表现, 而且追溯到了非声源的控制器的主板金属部件是噪声放大的主要原因。针对该现象, 通过拓扑优化提升固有频率300~500 Hz, 使平板件的噪声由结构噪声传递为主向空气噪声传递为主转变, 再加上声学包裹等措施, 综合性的降低噪声10~20 dB (A)。建模与仿真、测试和优化通过这种基于V模式的优化方案有机的结合到一起, 节省了在子系统所占用的开发时间和开发成本。

关键词

V模型, NVH (噪声、振动及声振粗糙度), 电驱动, MBS (多体动力学), 电磁噪声, 齿轮啮合, 拓扑优化, PEU (控制单元), ODS (工作变形分析)

A Based on V-Model Research and Development Optimizing Strategy for NVH Performance of Electrical Powertrain

Shaoyou Shi*, Kaiyu Yu, Zecheng Zhong

Shanghai Electric Group Co., Ltd. Central Academe, Shanghai

Email: *shishy2@shanghai-electric.com, yuky2@shanghai-electric.com

Received: Feb. 20th, 2021; accepted: May 24th, 2021; published: May 31st, 2021

*通讯作者。

文章引用: 施绍有, 郁开宇, 钟泽成. 一种基于V模型下针对三合一电驱总成的NVH优化型研发方案[J]. 建模与仿真, 2021, 10(2): 609-619. DOI: 10.12677/mos.2021.102061

Abstract

This article has provided a based on V-model research and development optimizing strategy for NEV (New Energy Vehicle) electrical powertrain NVH system development. Modelling and simulation not only reproduce the performance of noise and vibration responses, which are generated by electromagnetic force and gearmesh stiffness fluctuation as excitation acting on the transfer path (structure of electrical powertrain), but also identify that the metal plate components of PEU are the cause of noise amplification. Multiple measures such as increasing eigenfrequency of metal plate components around 300~500 Hz by topology optimization, which forces the noise transfer changing from structure-born to air-born dominant and acoustic packaging help reducing noise around 10~20 dB (A). Modeling and simulation, validation and optimization combined together organically based on this optimizing strategy, which saves the development cost and time of sub-systems.

Keywords

V-Model, NVH (Noise Vibration and Harshness), Electrical Powertrain, MBS (Multi-Body Dynamic System), Electromagnetic Noise, Gear Mesh, Topology Optimization, PEU (Power Electric Unit), ODS (Operation Deformation Shape)

Copyright © 2021 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

新能源汽车运行时，驱动总成的部分能量会以电磁噪声和齿轮啮合噪声的方式通过自身的结构路径及周围的空气路径传递出来。这三类分总成在机械性能上的较大差异使得三合一电驱总成 NVH 性能开发成为一项复杂的系统工程开发。

综合新能源电驱总成 NVH 特性、汽车零配件开发体系复杂的特点和量产开发时间的限制，在系统集成开发上，通常会通过引入开发模型来指导产品研发，常见的有瀑布模型、螺旋模型、快速原型模型和 V 模型等等。

鉴于 V 模型本身的开发、验证的对称性和广泛应用于系统工程的经验，本文提出了一种基于 V 模型下针对三合一电驱总成的 NVH 优化型研发方案来指导新能源汽车三合一电驱动总成的研发。

2. 方案

2.1. V 模型

Forsberg 等[1]在 1990 年为系统开发提出一套 V 模式开发方法，从系统需求出发到系统验证结束。在其需求定义及概念设计端，通过分解来得到子系统甚至到单元组件的需求。同时，在该模型的另一侧通过逐渐升级的验证，最终满足整个系统开发需求的验证。

2.2. 优化型研发方案

针对更为复杂的新能源汽车三合一电驱总成，本文提出了一种基于 V 模型的优化型研发方案，见图 1。

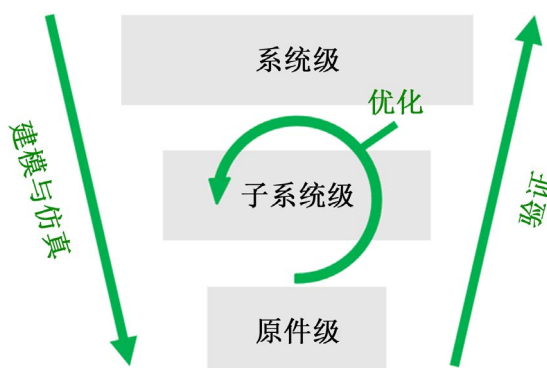


Figure 1. A based on V-model research and development optimizing strategy

图 1. 一种基于 V 模型的优化型研发方案

该方案从仿真建模出发复现了电机电磁力和齿轮啮合刚度波动在整个传递路径上的振动、噪声响应的表现,从系统级仿真结果,即 ODS 运行变形直接反映了声源虽然是在电机和齿轮箱内,通过传递路径,噪声和振动在控制器的平板金属件上提现一个较为明显。在这基础上,通过对部件进行拓扑优化提升约 300~500 Hz,迫使其结构噪声传声为主的形式转变为空气传声,同时,采用声学包裹,以这样一种综合手段来达到降低噪声约 10~20 dB (A)。该优化方案将建模与仿真和验证优化有机结合在一起,节约了子系统开发时间和开发经费。

3. 仿真

新能源汽车三合一动力总成 NVH 仿真主要激励源来自减速箱齿轮啮合以及电机电磁激励。本文以某款三合一动力总成为研究对象,它由单档减速器,48 槽 8 极永磁同步电机和控制器组成,建立永磁同步电机和减速器的三合一动力总成有限元模型,分别通过施加电磁力和齿轮扭矩,进行多物理场耦合振动噪声分析。

3.1. 多体动力学

3.1.1. 动力学方程

三合一电驱动力总成符合运动学方程

$$\overline{\overline{M}}(x)\ddot{x} - Q_v - C_x^T \lambda = F \quad (1)$$

$$C(x, \dot{x}) = 0 \quad (2)$$

式中: $M(x)$ 是其质量方程; C 是坐标相关的限制条件; λ 是拉格朗日乘数; Q_v 二次速度矢量。

3.1.2. 动力学仿真

建立声学模型之前,首先必须建立减速箱齿轴的刚柔耦合分析的多体动力学模型,在 Simcenter 3D 仿真环境中,齿轮和轴被作为刚体建模,动力总成壳体根据 Craig 等[2]提出的用于动力学分析结构的耦合方法来作为柔性体建模。通过多体动力学仿真,我们可以得到动力总成受到齿轮激励下的瞬态振动情况,便于进一步进行声学仿真分析。如图 2 所示。首先根据模型实际参数,依次完成轴系建模,齿轮建模,齿轴是参数化的刚体(输入轴齿轮 1 齿数为 31,中间轴齿轮 2 齿数为 20,中间轴齿轮 3 齿数为 80,输出轴齿轮 4 齿数为 77)。通过两级齿轮副减低速增大输出扭矩。此外壳体,电机冷却水套以及定子根据材料属性建立有限元柔性体。模型中齿轴刚体和壳体柔性体之间由轴承模型连接,仿真模型一共包含 8 个轴承,分别位于电机轴,输入轴,中间轴和差速器输出轴两侧。传动系统由于齿轮啮合,通过轴承

将产生的振动作用在壳体上,从而产生振动噪声。如图 3 所示,动力学仿真基于 POT 工况(1000~8000 rpm 升速工况),其中输入轴施加电机转速,输出轴根据齿轮速比施加相应扭矩,壳体悬置点施加约束。

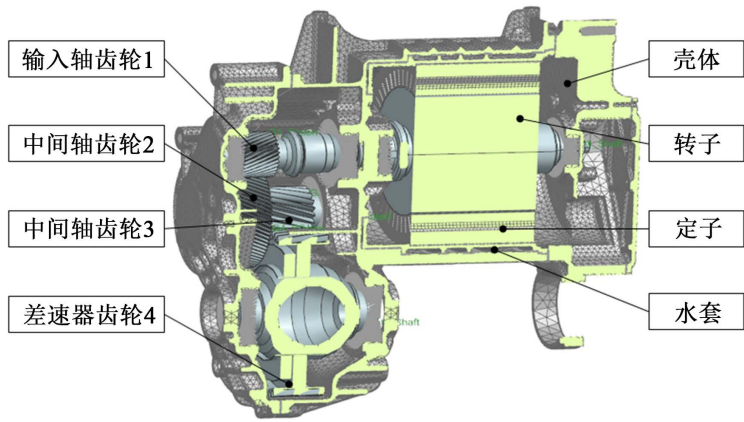


Figure 2. Multi body simulation model
图 2. 多体动力学刚柔耦合分析模型

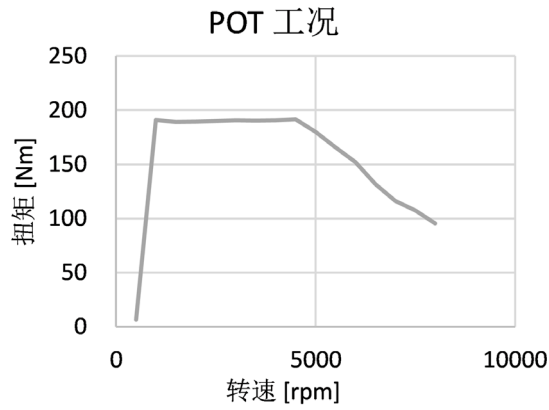


Figure 3. Simulation load condition
图 3. 仿真工况

通过动力学仿真计算可得到壳体轴承在仿真工况下由齿轮啮合激励所受时域载荷。图 4 展示了差速器轴承处载荷时域曲线。

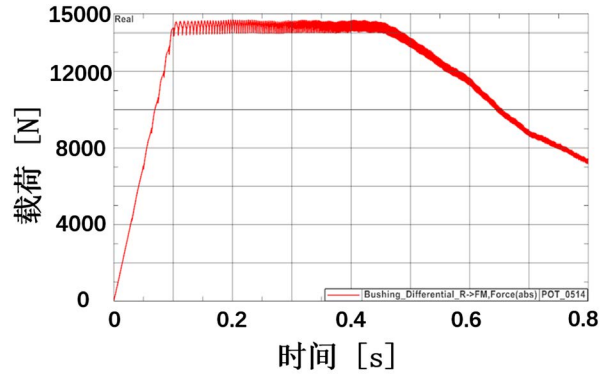


Figure 4. Differential bearing load in time domain
图 4. 差速器轴承时域载荷

3.1.3. 声学仿真

由于 Simcenter3D 软件基于电磁力的声学仿真要求在频域下计算, 那么由多体动力学刚柔耦合分析计算的动态时域载荷必须经过傅里叶变换得到频域载荷才能施加到后续声学模型之中。整个声学仿真模型, 主要有三部分组成: 第一, 傅里叶变换后频域下的轴承激励加载在壳体轴承座表面结构网格凝聚节点处, 如图 5, 图 6 所示; 第二, 计算壳体结构体的自由模态结果, 如图 7 所示; 第三, 在壳体结构体

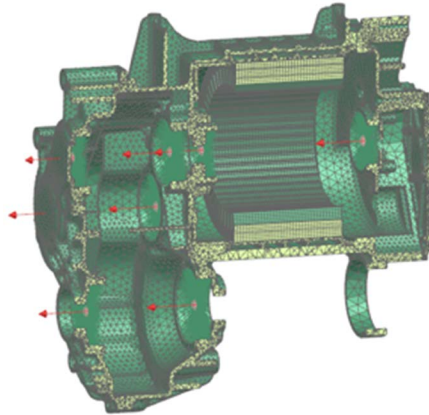


Figure 5. Bearing coupling nodes distribution

图 5. 轴承座凝聚节点分布

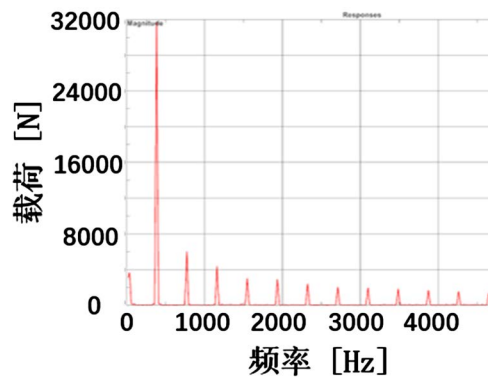


Figure 6. Bearing load in frequency domain

图 6. 频域下的轴承载荷

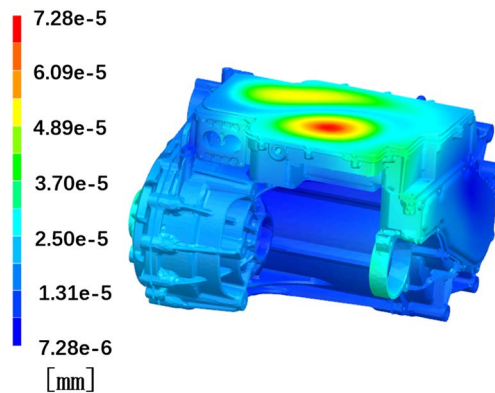


Figure 7. Modal simulation result

图 7. 模态结果

外建立声学网格，并且设置声场麦克风测点，用于记录仿真结果。其次计算壳体网格表面到外部声场麦克风测点的声学传递向量(ATV)结果，如图 8 所示，该传递函数体现了麦克风测点的压强与壳体表面振动的关系。对于多转速的计算工况，整个声学仿真只需要计算一次声学网格的传递函数。最后进行声学仿真得到声场麦克风测点的声压结果。

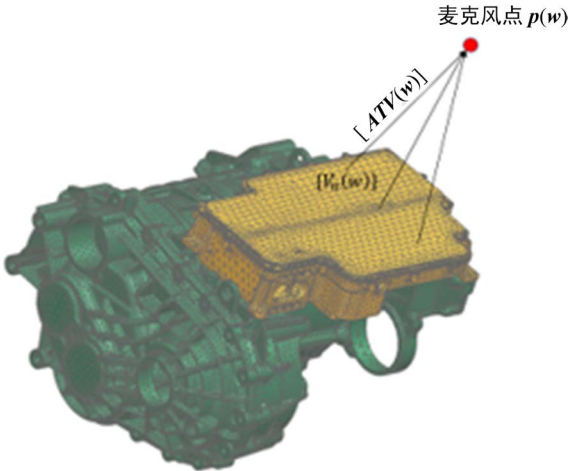


Figure 8. Acoustic transfer vector
图 8. 声学传递向量(ATV)结果

图 9 展示了控制器上方 0.1 m 处麦克风测点的声压结果瀑布图。在齿轮啮合激励作用下，二级齿轮啮合 7.75 阶和一级齿轮啮合 31 阶的声压在中高速区域(5000~7000 rpm)比较突出。其中 7.75 阶对应的频率在 646 Hz 到 904 Hz 之间，31 阶对应的频率在 2583 Hz 到 3617 Hz 之间，说明壳体在此频率区间的固有模态会引起较大的共振。

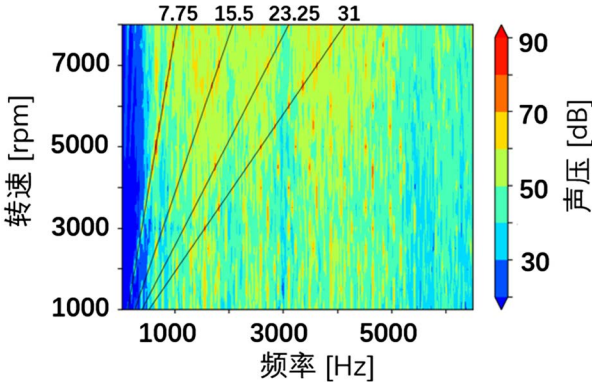


Figure 9. Acoustic pressure result of microphone measure point above PEU (0.1 m)
图 9. 控制器上方(0.1 m)麦克风测点声压结果

3.2. 电磁激励及声学仿真

3.2.1. 电磁激励

永磁同步电机是通过定子绕组电流产生的气隙旋转磁场与转子永磁磁场相互作用，产生转矩。气隙磁场中，也产生作用于定子铁芯的电磁力波，通过传递引起整个铁芯与壳体的结构振动，并对外辐射噪声。根据麦克斯韦定律，可以得到单位面积的径向电磁力和单位面积的切向电磁力，即：

$$F_n = \frac{B_n^2 - B_t^2}{2\mu_0}$$

$$F_t = \frac{B_n \times B_t}{\mu_0}$$

式中： μ_0 代表磁导率； B_n 代表径向磁通密度； B_t 代表切向磁通密度； F_n 代表单位面积径向电磁力； F_t 代表单位面积切向电磁力。其中径向电磁力是引起电机定子和壳体产生振动的主要因素，切向电磁力影响相对较小。电磁力可通过电磁仿真软件计算，并施加在电机定子铁芯齿部。

3.2.2. 声学仿真

电磁激励下的声学仿真也主要有三个部分，除了壳体结构体的自由模态结果和结构体表面到外部声场麦克风点的声学传递向量结果。如图 10 和图 11 所示，还需在电机定子齿面映射傅里叶变换后各转速频域下的电磁力激励。然后利用声学网络的传递函数，进行声学仿真得到声场麦克风测点的声压结果。

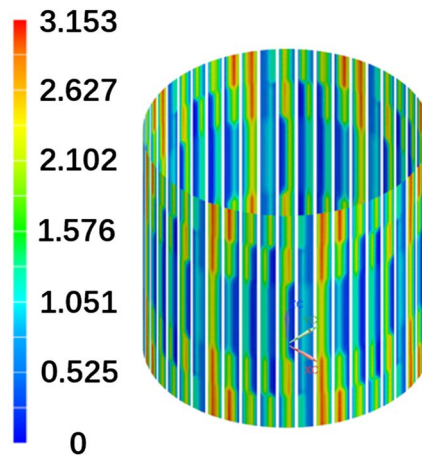


Figure 10. Electric magnetic force in frequency domain
图 10. 各转速下频域上的电磁力

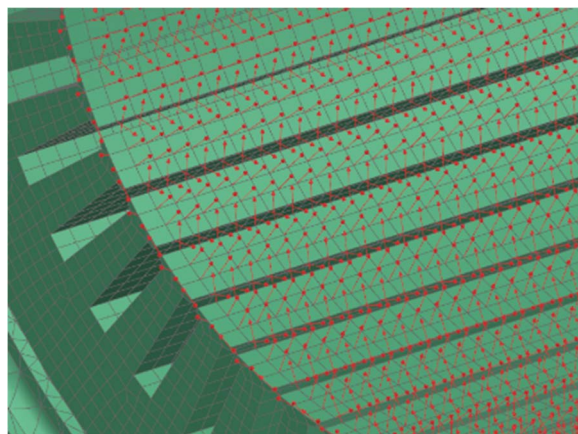


Figure 11. Electric magnetic force mapping on mesh
图 11. 映射到结构网格的电磁力

图 12 展示了控制器上方 0.1 m 处麦克风测点的声压结果瀑布图，其中 24 和 48 阶在高速区间(6000~8000 rpm)的声压比较突出。

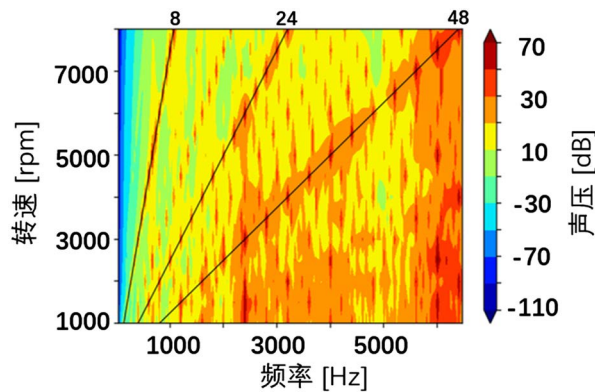


Figure 12. Acoustic pressure result of microphone measure point above PEU (0.1 m)
图 12. 控制器上方(0.1 m)麦克风测点声压结果

4. 优化

4.1. 拓扑优化

通过仿真中的 ODS 分析，控制器的平板件在工作运行状态下表现出相对较为明显的变形，其主要原因是这些冲压平板件结构薄弱，一阶约束下的固有频率都低于 800 Hz，见表 1。在振动噪声传递中，它们体现主要为结构传声为主导的噪声传递，在后期很难通过一些隔声的声学包裹策略来减低该噪声，因此在这里采用了拓扑优化方法来提升其固有频率。

Table 1. Improvement of eigenfrequency
表 1. 固有频率提升

零件	固有频率(优化前)	固有频率(优化后)	提升比例
上盖板	516Hz	806 Hz	35.9%
屏蔽板	314 Hz	800Hz	60.7%

以上盖板为例，见图 13，对初始设计仿真发现其固有频率在 516 Hz，然后通过填补材料提升至 845 Hz，然后优化材料质量分布，最终可以实现其固有频率达到 806 Hz，即超过 800 Hz 的目标。

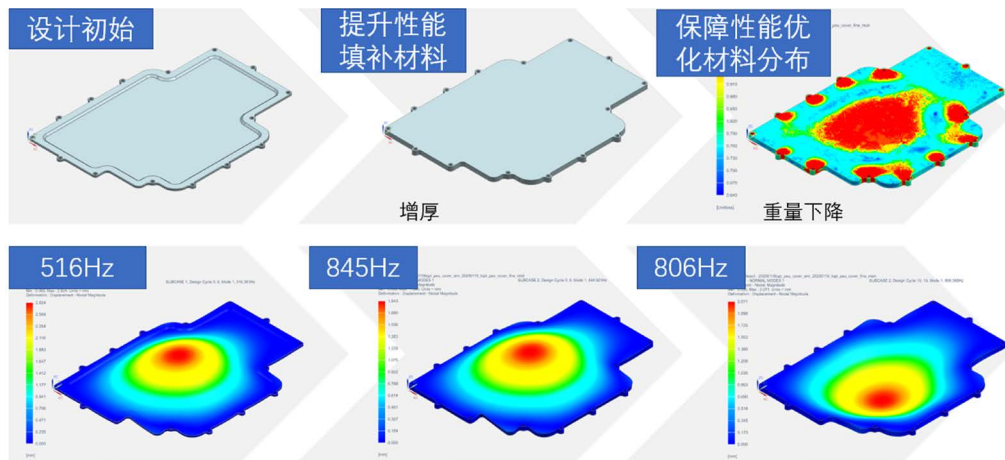


Figure 13. Topology optimization of upper cover plate
图 13. 上盖板的拓扑优化

4.2. 声学包裹优化

通过拓扑优化的方法, 将三合一电驱总成主要噪声放大部件由结构噪声传递为主导转变为空气噪声传递为主导之后, 采用声学包裹方案, 可以最大程度的提升降低噪声传递的效果。

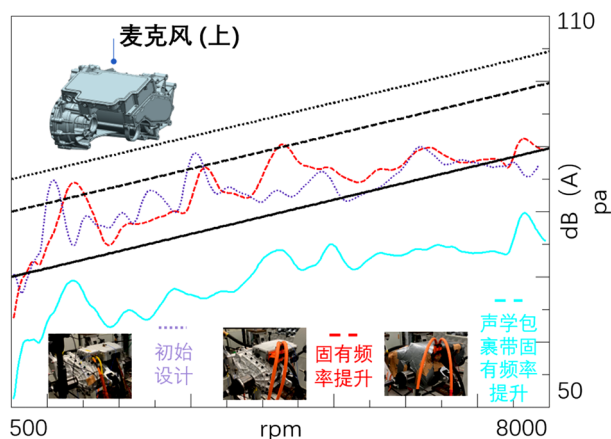


Figure 14. Comparison of initial state, stiffness improvement and acoustic package combined with stiffness improvement
图 14. 初始状态、刚度加强和声学包裹配合刚度加强下的对比

从图 14 中可见, 通过先提升固有频率再做声学包裹的综合方案, 控制器上盖板的测点声压级下降约 10~20 dB (A)。

5. 测试验证

5.1. 三合一电动力总成 NVH 测试

三合一电动力总成的 NVH 性能验证通过在半消声实验室的环境中, 对其主要的行车工况: 小油门、中油门、大油门和制动能量等多种工况进行考核。通常采用 5 点法布置传声器, 分别考察近场 10 cm 和远场 1 m 处的声压, 见图 15。

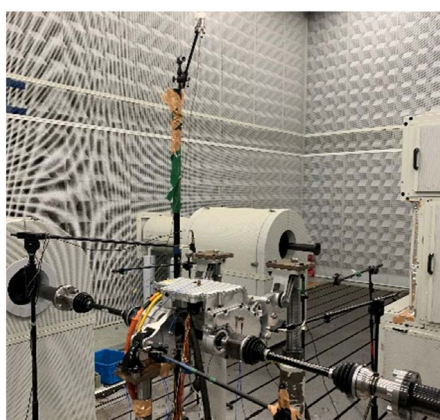


Figure 15. Shanghai Electric 160 kW EDS in Anechoic laboratory of CATARC
图 15. 上海电气 160 kW 电动力总成在中汽研半消声实验室

通过在中油门工况下采集近场声压数据, 后处理成为瀑布图, 可以观察到三合一电驱总成各个声源阶次的分布, 见图 16。

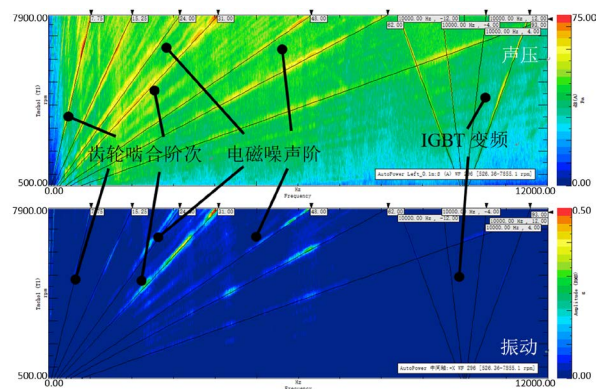


Figure 16. Noise characteristic of EDS
图 16. 三合一电驱总成噪声特性

由于是二级减速，共有两组齿轮啮合，产生 7.75 和 31 阶次啮合及其谐波阶次的噪声。电机主要产生 24 和 48 阶次噪声。控制器的变频噪声主要表现在基于载波频率 10 kHz 的阶次。以电机电磁力阶次为例，见图 17，总压级的部分峰值点是由阶次噪声贡献的。

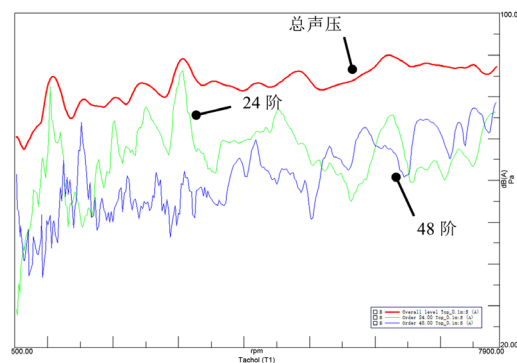


Figure 17. Overall noise sound pressure and order contribution
图 17. 总压和阶次贡献

5.2. 声源定位和仿真对比

在相同工况下通过声源定位测试，同样发现一级齿轮啮合 31 阶噪声和 48 阶电磁噪声在控制器上盖位置较为明显，同仿真 ODS 分析结论一致，见图 18 和图 19。

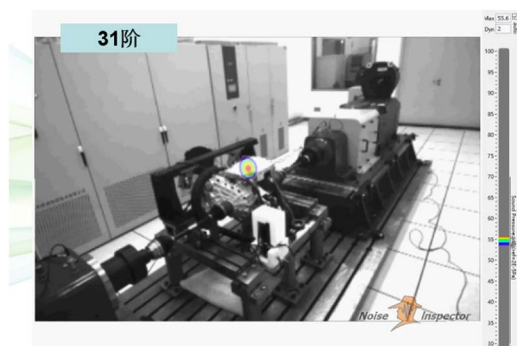


Figure 18. 31th order noise source localization
图 18. 31 阶次噪声声源定位

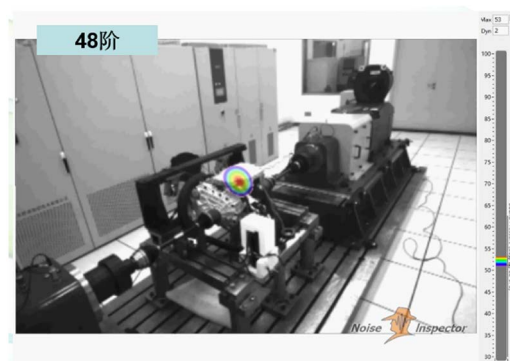


Figure 19. 48th order noise source localization

图 19. 48 阶次噪声声源定位

6. 结论

本文介绍了一种基于 V 模型下针对三合一电驱总成的 NVH 优化型研发方案，首先通过仿真和建模还有测试上找到了对应的阶次噪声，并分析其机理从而进行产品优化，下一步可以把电磁激励和齿轮激励源耦合在一起进一步完善建模和仿真流程。

参考文献

- [1] Forsberg, K. and Mooz, H. (1990) The Relationship of System Engineering to the Project Cycle. *Proceedings of the First Annual NCOSE Conference*, Cupertino, 5.
- [2] Craig, R. and Bampton, M. (1968) Coupling of Substructures for Dynamic Analyses. *AIAA Journal, American Institute of Aeronautics and Astronautics*, 6, 1313-1319. <https://doi.org/10.2514/3.4741>