

◇ 研究报告 ◇

基于传递路径的变速箱噪声分析

石教华[†] 罗挺 田鑫 刘年

(东风汽车集团有限公司技术中心 武汉 430058)

摘要: 变速箱噪声是常见的噪声问题。该文建立了变速箱噪声的传递路径分析模型,分析得出左传动轴是某车型变速箱阶次噪声的主要传递路径。研究左传动轴的振动传递特性并开展模态试验分析,识别出传动轴弯曲模态和问题频率耦合。通过增加吸振器降低了传动轴的响应,并开展道路试验和主观评价,表明问题得到有效解决。

关键词: 变速箱噪声;传递路径;传动轴

中图分类号: TB535 文献标识码: A 文章编号: 1000-310X(2023)01-0051-06

DOI: 10.11684/j.issn.1000-310X.2023.01.007

Study of transmission gear noise based on transfer path analysis

SHI Jiaohua LUO Ting TIAN Xin LIU Nian

(Dongfeng Motor Corporation Technology Center, Wuhan 430058, China)

Abstract: Transmission noise is a common problem in vehicle NVH. In this paper, the transfer path analysis model of transmission noise is established, and it's found that the left transmission shaft is the main transfer path of this problem. By studying the vibration transmissibility of the left drive shaft, the vibration of the gearbox is amplified by the left drive shaft. The vibration transmissibility of the transmission shaft is reduced by adding a vibration absorber. Subjective evaluation and road test show that the gear whine noise is improved significantly.

Keywords: Transmission noise; Transfer path; Drive shaft

2021-11-13 收稿; 2022-01-18 定稿

作者简介: 石教华 (1986-), 男, 湖北阳新人, 硕士, 研究方向: 汽车噪声与振动。

[†] 通信作者 E-mail: shijh@dfmc.com.cn

0 引言

由于齿轮啮合刚度的时变特性,以及制造精度、装配工艺等原因,变速箱不可避免地会产生振动噪声。变速箱噪声是常见的噪声,主要有两种类型:齿轮敲击噪声(Gear rattle)和齿轮阶次噪声(Gear whine)。变速箱噪声问题属于典型的“源→路径→响应”模型问题,其本体振动噪声的控制属于源控制范畴,此类研究非常多^[1-4],不再赘述。本文主要从传递路径方面研究齿轮阶次噪声问题。2018年,Tosun等^[5]利用扩展工况传递路径分析(Operational-X transfer path analysis, OPAX)方法分析了3档小油门加速变速箱齿轮阶次噪声问题,指出该噪声的主要传递路径为发动机悬置X向、变速箱悬置Y向、Z向和抗扭悬置X向、Z向,并通过增加质量的手段,验证了分析的正确性,但文中未考虑传动轴路径的影响。传动轴连接变速箱和轮毂,轮毂又通过转向机、减震器、稳定杆和车身相连。理论上,传动轴也是变速箱噪声问题的传递路径,是分析变速箱振动噪声问题不可或缺的路径。

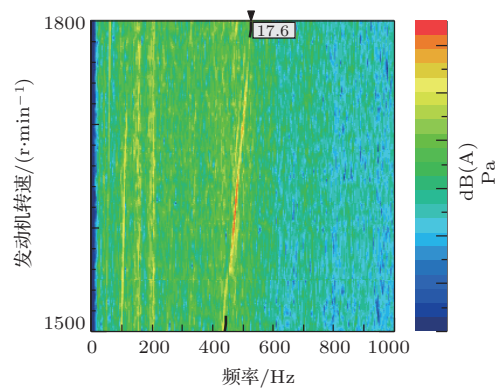
1 问题特征

本文研究的试验样车在5档中小油门加速时,发动机转速在1600 r/min附近车内存在明显的“呜呜”声。用声学传感器记录车内声压数据,经过小波变换后转化为频域数据,如图1(a)所示。分析可知,在1600 r/min附近存在明显的17.6阶噪声,设置中心阶次为17.6、阶次宽度为0.5、衰减量为40 dB的阶次滤波器,对比回放滤波前后车内噪声声频,可以明显感知滤波后“呜呜”声消失,确定“呜呜”声为17.6阶噪声。同时对车内噪声进行阶次切片分析,17.6阶噪声切片如图1(b)所示,该曲线在1620 r/min左右存在明显峰值,频率为475 Hz。

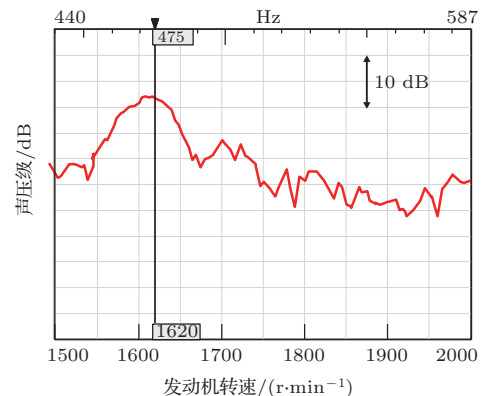
样车采用双离合变速器,其在5档工作时动力传递链如图2所示,该传动链相关齿轮齿数见表1。5档时主减齿轮工作阶次计算公式为

$$\text{Order} = N_1 \cdot N_3 / N_2, \quad (1)$$

其中, N_1 为输入轴5档主动齿轮齿数, N_2 为5档被动齿轮齿数, N_3 为主减主动齿轮齿数。通过计算,变速箱在5档工作时主减齿轮啮合阶次为17.6阶,和问题噪声阶次吻合。



(a) 车内前排噪声



(b) 17.6阶噪声切片

图1 5档小油门加速车内噪声

Fig. 1 Cab noise during 5th gear

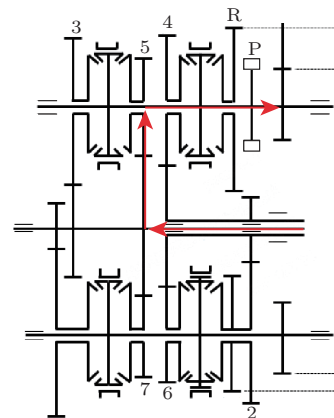


图2 变速箱示意图

Fig. 2 Schematic diagram of gearbox

表1 变速箱齿轮齿数

Table 1 The fifth gear number of transmission

齿轮名称	齿数/个	齿轮名称	齿数/个
5挡主动齿轮	47	5挡被动齿轮	40
主减主动齿轮	15	主减被动齿轮	71

2 传递路径分析 (TPA)

2.1 TPA 原理

对线性时不变系统,假设系统输入为 $x(t)$, 输出为 $y(t)$, 对输入输出函数进行拉普拉斯变换, 二者相除, 即可得到该系统的输出和输入的关系函数, 即传递函数:

$$H(\omega) = \frac{Y(\omega)}{X(\omega)}, \quad (2)$$

其中, $Y(\omega)$ 为 $y(t)$ 的拉氏变换, $X(\omega)$ 为 $x(t)$ 的拉氏变换。

在上述基础上, 假设一个系统存在 m 个输入, 则 m 个输入产生的总输出为

$$Y(\omega) = \sum_{i=1}^m H_i(\omega) F_i(\omega), \quad (3)$$

其中, $H_i(\omega)$ 为传递路径 i 的传递函数, $F_i(\omega)$ 为传递路径 i 的激励力。

本文研究的变速箱噪声问题, 传递路径可以分为两大类, 一类是变速箱本身直接辐射出来的噪声, 透过整车孔隙、吸隔声材料传递至车内, 该部分称为空气传播路径; 另一类是变速箱振动通过悬置、传动轴等路径, 将振动传递至车身, 激励起车身钣金振动从而向车内辐射噪声, 该部分称之为结构传递路径。系统总响应可以用下述公式表示^[6]:

$$Y(\omega) = \sum_{i=1}^m H_i(\omega) F_i(\omega) + \sum_{j=1}^n H_j(\omega) Q_j(\omega), \quad (4)$$

其中, $H_j(\omega)$ 为空气传递路径 j 的传递函数, $Q_j(\omega)$ 为路径 j 的声学激励。

2.2 变速箱噪声的传递路径

变速箱齿轮系统的振动通过“齿轮 → 齿轮轴 → 轴承座 → 变速箱壳体”传递至变速箱壳体。之后, 一方面直接向空气辐射噪声, 并透过孔隙、车身吸隔声传递至车内; 另一方面, 壳体振动通过动力总成和车身连接的零部件, 比如悬置、传动轴和管路, 将振动传递给车身, 从而激励起车身钣金的振动向车内辐射噪声。本文分析的试验车为前置前驱, 变速箱本体振动通过动力总成的3个悬置传递给车身, 也可以通过左传动轴、右传动轴传递给轮毂, 最后通过减震器、转向机、稳定杆等传递给车身, 其主要传递路径示意图如图3所示。

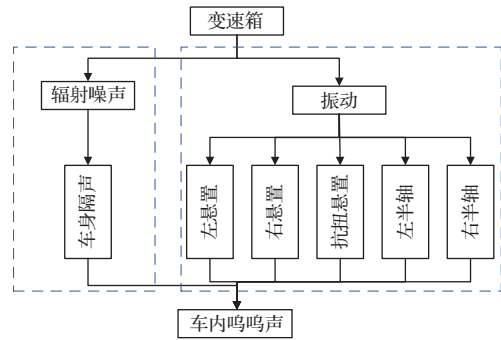


图3 变速箱噪声 TPA 模型

Fig. 3 TPA model of transmission noise

2.3 变速箱噪声传递路径分析

本文第1节在测试车内噪声特征时, 同步测量了变速箱近场噪声, 其频谱特征如图4所示。分析可知变速箱近场噪声数据17.6阶并不明显, 可以确定空气传播不是本问题的主要传递路径。为了减小工作量, 节省建模时间, 本文仅建立变速箱噪声结构传递部分模型。测试动力总成3个悬置以及左右前轮 X 、 Y 、 Z 三个方向到驾驶员右耳的噪声传递函数 (Noise transfer function, NTF), 通过逆矩阵法求得3个悬置和左、右传动轴传递给车身的激励力^[7-8]。根据公式(3), 计算出结构传递的15条路径对车内17.6阶噪声贡献。结果如图5(a)所示, TPA合成总值和实测总值基本吻合, 证明本次 TPA 模型的准确性。各路径对车内17.6阶次噪声贡献的能量占比如图5(b)所示, 左轮心 Z 向、 Y 向、 X 向贡献量分别为67%、11%、7%, 可知左传动轴为该问题的主要传递路径。

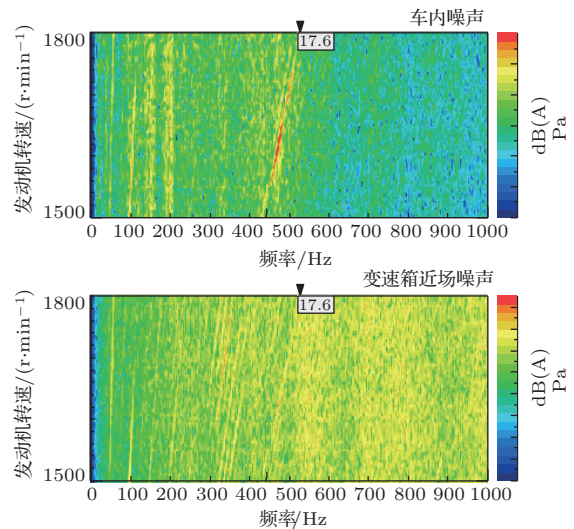


图4 车内及变速箱近场噪声

Fig. 4 The noise of cab noise and gearbox

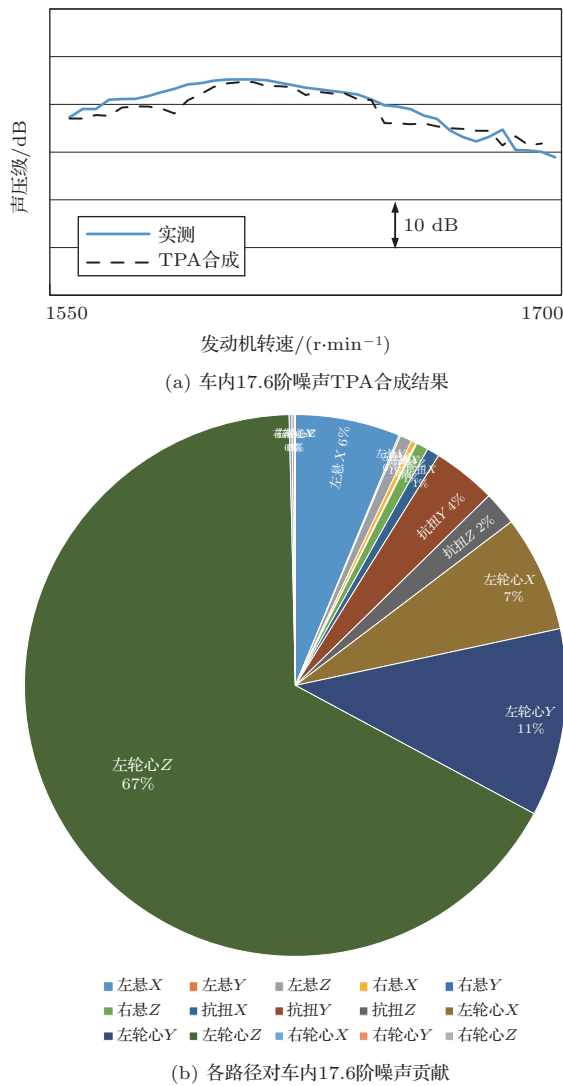


图5 传递路径分析结果
Fig. 5 TPA results

3 传动轴振动传递特性和模态分析

左轮心 X、Y、Z 三个方向到车内 NTF 数据如图 6 所示，其对应的幅值不大，该问题可能是变速箱传递给左轮心的激励力过大。为进一步分析问题原因，在整车装配状态下研究左传动轴的振动传递特性。在左传动轴内球节和外球节处分别布置加速度传感器，同时用力锤敲击内球节，如图 7(a) 所示，记录下内外球节振动响应情况。傅里叶变换转化为频域后的结果如图 7(b) 所示，红线为锤击点处内球节的振动响应，绿线为外球节的振动响应。传动轴外球节 475 Hz 振动比内球节大 11 dB，且外球节在 475 Hz 处存在明显的峰值。该试验结果表明，左传动轴对变速箱传递给它的 475 Hz 振动非常灵敏。继续在整车装配状态下对左半轴开展模态分析试验，

结果如图 8 所示，该传动轴存在 479 Hz 模态，和问题频率 475 Hz 基本一致。至此，该问题原因基本明确：变速箱主减齿轮阶次振动传递至左传动轴，激起左传动轴 479 Hz 模态产生共振，进一步通过左轮心传递至车身产生“呜呜”声。

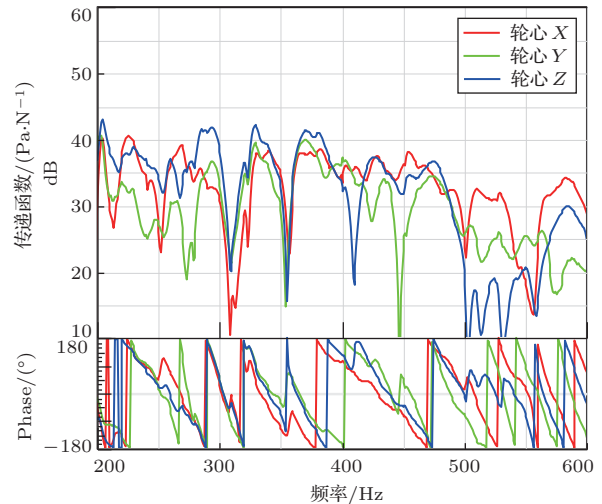
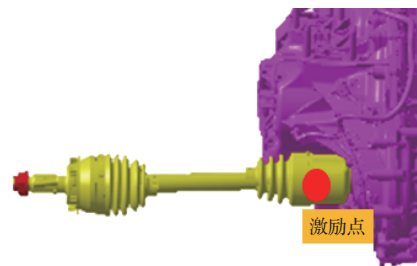
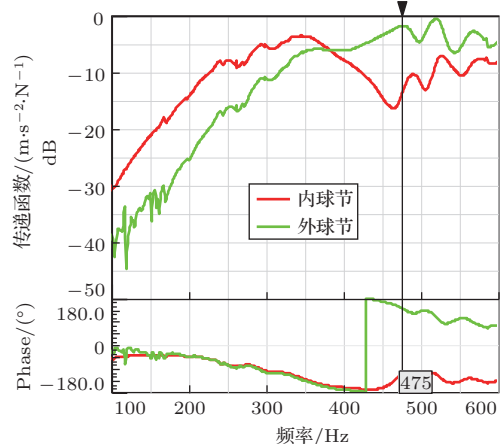


图6 左轮心到车内噪声传递函数
Fig. 6 NTF of the left drive shaft to the cab noise



(a) 左传动轴锤击点



(b) 传动轴内外球节响应

图7 左传动轴振动传递函数分析

Fig. 7 Vibration transfer function analysis of the left drive shaft

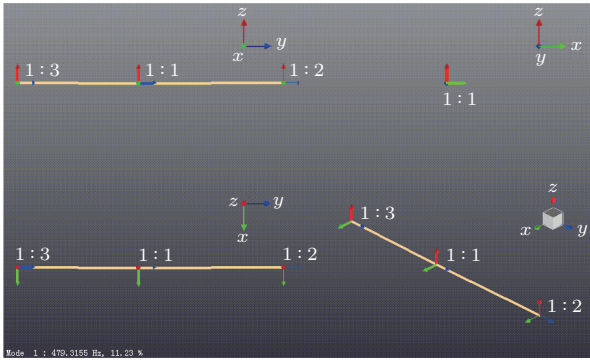


图 8 左传动轴 479 Hz 模态

Fig. 8 Left drive shaft modal at 479 Hz

4 改善验证

为进一步论证上述分析结论，可以在左传动轴上增加 475 Hz 动态吸振器，但实验室只有 450 Hz 吸振器，因此尝试采用 450 Hz 的吸振器 (如图 9 所示)。测试增加吸振器后的传动轴在整车装配状态下的振动传递函数 (Vibration transfer function, VTF)，结果如图 10 所示，红线为原状态，绿线为增加吸振



图 9 左传动轴增加吸振器

Fig. 9 Installing the dynamic vibration absorber to the left drive shaft

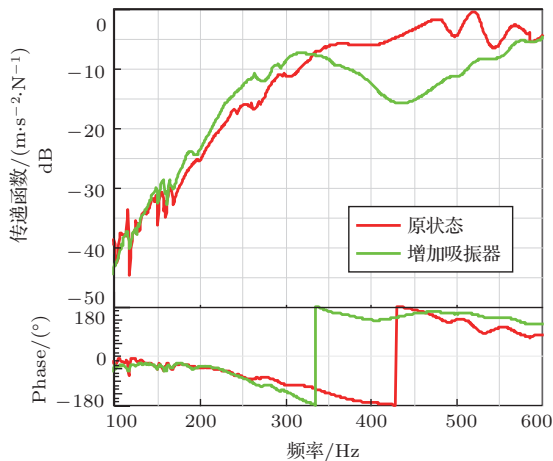


图 10 增加吸振器前后 VTF 对比

Fig. 10 VTF before and after installing absorber

器后响应，VTF 在 475 Hz 幅值降低 12 dB，结果较理想。继续开展道路试验验证，主观评价“呜呜”声消失。车内噪声对比结果如图 11 所示，17.6 阶噪声基本消失，改善非常明显。左轮心 Z 向振动如图 12 所示，增加吸振器后左轮心的 17.6 阶振动显著降低。

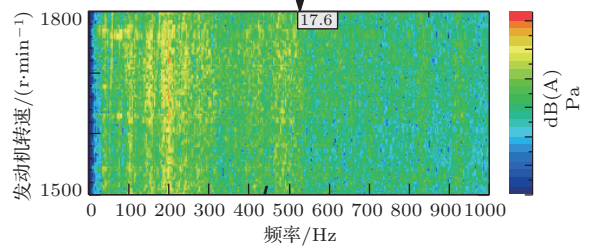
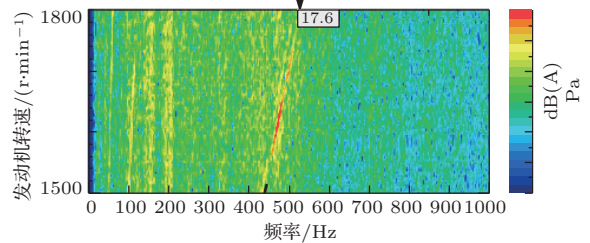


图 11 增加吸振器前后车内噪声

Fig. 11 Cab noise before and after installing absorber

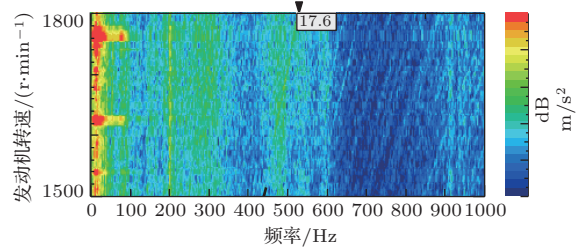
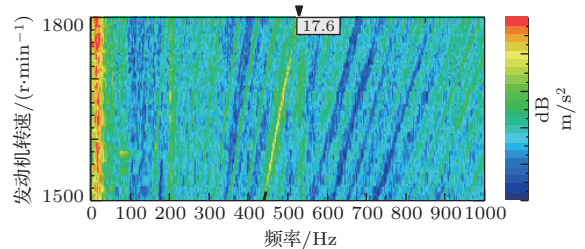


图 12 增加吸振器前后左轮心 Z 向振动

Fig. 12 Z direction vibration before and after installing absorber

5 结论

本文采用 TPA 方法分析了某车型变速箱噪声问题，识别出主要传递路径是左传动轴，并研究了左传动轴的振动响应特性，最后在左传动轴上安装

动态吸振器进行了试验验证,较好地解决了该问题。可以得出如下结论:

(1) 本文建立的包含传动轴路径的变速箱噪声分析模型,其合成值和实测结果较为一致,该模型对分析问题具有较好的指导意义。

(2) 分析模型准确地识别出左传动轴是该变速箱噪声问题的主要传递路径,表明在分析变速箱噪声问题时传动轴不可被忽视。

(3) 本文分析的传动轴会放大变速箱的激励,因此在设计传动轴时应将其振动响应纳入管控。

参 考 文 献

- [1] 焦映厚,孔霞,蔡云龙,等. 基于FEM和BEM法的大型立式齿轮箱振动噪声计算及测试分析[J]. 振动与冲击, 2012, 31(3): 123-127.
Jiao Yinghou, Kong Xia, Cai Yunlong, et al. Vibration noise calculation and testing analysis of large vertical planetary transmission gearbox based on FEM and BEM[J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(3): 123-127.
- [2] Bozca M. Transmission error model-based optimization of the geometric design parameters of an automotive transmission gearbox to reduce gear-rattle noise[J]. Applied Acoustics, 2018, 130: 247-259.
- [3] Dogruer C U, Pirsoltan A K. Active vibration control of a single-stage spur gearbox[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2017, 85: 429-444.
- [4] Guo Y, Eritenel T, Ericson T 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.
- [5] Tosun M, Yıldız M, Özkan A. Investigation and refinement of gearbox whine noise[J]. Applied Acoustics, 2018, 130: 305-311.
- [6] 邓支强,黄文兵,金明,等. 逆子结构法传递路径分析方法研究[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版), 2019, 42(3): 461-466, 569.
Deng Zhiqiang, Huang Wenbing, Jin Ming, et al. Research on transfer path analysis based on inverse substructuring method[J]. Journal of Hefei University of Technology(Natural Science), 2019, 42(3): 461-466, 569.
- [7] 陈智伟. 基于传递路径的某车型低频噪声分析与优化[D]. 长春: 吉林大学, 2020.
- [8] 张龙飞. 基于传递路径分析的某SUV车内振动噪声分析[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2020.