

文章编号:1006-1355(2017)02-0080-05

基于OTPA方法的挖掘机驾驶室结构噪声源识别

齐 全¹, 周以齐¹, 崔文玲²

(1. 山东大学 机械工程学院 高效洁净机械制造教育部重点实验室, 济南 250061;
2. 北方自动控制技术研究所, 太原 030006)

摘 要:工况下传递路径分析方法(OTPA)是在传统TPA方法的基础上改进而来的。目前OTPA方法已经广泛应用于工程机械领域振动信号之间的传递特性分析中,而在振动和噪声信号之间的应用较少。应用OTPA方法,以发动机振动为主要激励源进行分析,研究某型液压挖掘机的驾驶室耳旁结构噪声,并采用奇异值分解技术对输入信号进行处理。通过对比合成信号和实测信号,验证OTPA方法的有效性。通过各路径的噪声贡献分析,对降噪措施提出建议。

关键词:声学;工况传递路径分析;奇异值分解;挖掘机;噪声贡献;结构噪声

中图分类号:TB535⁺.1

文献标识码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2017.02.017

Structure-borne Noise Source Identification of an Excavator's Cab based on Operational Transfer Path Analysis

QI Quan¹, ZHOU Yi-qi¹, CUI Wen-ling²

(1. Key Laboratory of High Efficiency and Clean Mechanical Manufacture of Ministry of Education, School of Mechanical Engineering, Shandong University, Jinan 250061, China;
2. North Automatic Control Technology Institute, Taiyuan 030006, China)

Abstract : The operational transfer path analysis (OTPA) is actually an improvement of the traditional transfer path analysis method. So far OTPA method has been widely applied to the analysis of vibration signal transmission in engineering machinery. While the application of OTPA to the analysis of transmission between vibration signals and noise signals is relatively few. In this paper, the OTPA is applied to analyze the structure-borne noise of an excavator's cab with the engine vibration as the major vibration source. The singular value decomposition technique (SVD) is applied to process the input signal. The validity of the OTPA method is verified by comparing the synthetic output signal with the measured output signal. By means of the path noise contribution analysis, some noise reduction measures are proposed.

Key words : acoustics; OTPA; SVD; excavator; noise contribution; structure-borne noise

挖掘机驾驶室内耳旁噪声是挖掘机NVH性能研究的重点之一,准确确定各振动噪声源对耳旁噪声的贡献,是制定后续降噪方案的前提。传递路径分析(TPA)作为振动噪声分析的常用手段已经被大多数技术人员采用,它能识别引起目标噪声的主要来源和传递路径,确认是激励还是系统本身主导了路径贡献,对降噪工作进行直接指导^[1-2]。

传统TPA方法虽然是研究振动噪声传递特性的经典方法,但其在建立传递路径分析模型时,需要拆

除动力系统,并且需要大量繁琐的测试工作,在实际应用中存在困难。因此工况传递路径分析(Operational Transfer Path Analysis, OTPA)方法在这一背景下应运而生,该方法只需要测试工况下的振动噪声数据,便可建立分析模型^[3]。相比于传统TPA方法,OTPA方法省去了测试过程中的繁琐操作,但由于测试数据存在一定的噪声信号、系统输入之间存在部分相关性和串扰,常常导致计算结果出现较大误差^[4]。作为一种重要的矩阵处理技术,奇异值分解^[5]被应用于去除工程中测试数据的干扰信号和相关性,从而提高OTPA方法的准确性。

OTPA方法在振动信号之间的传递特性研究中已经相对成熟,并且已经开始应用于轿车、乘用车和高速列车领域的振声传递研究。庞晓柯等人利用OTPA方法研究某型液压挖掘机发动机到驾驶室座

收稿日期:2016-10-11

作者简介:齐全(1990—),男,山西省忻州市人,硕士生,主要研究方向为挖掘机驾驶室降噪研究。

E-mail: qiquansdu@163.com

通信作者:周以齐(1957—),男,博士生导师。

Email: yqzhou@sdu.edu.cn

椅的振动传递情况^[6]。伍先俊等人将OTPA方法应用于汽车振动噪声分析,以司机左耳噪声为研究对象,研究结构振动和声激励对目标噪声的贡献量^[7]。李传兵等人应用OTPA方法对某乘用车内声源进行识别,获得了各个声源对车内噪声的贡献率^[8]。袁旻恣等人利用OTPA方法研究高速列车车厢中心响应点的噪声,分别建立结构声传递路径和空气声传递路径,最终得到不同噪声源的贡献对比结果^[9]。刘孟等人利用OTPA方法对某国产SUV车内结构噪声进行噪声源识别,发现后背门对车内结构噪声的贡献量最大^[10]。

目前应用OTPA方法对挖掘机驾驶室内噪声进行声源识别的研究较少。文中基于OTPA方法,对某型液压挖掘机驾驶室耳旁结构噪声进行分析,以司机右耳结构噪声为研究对象,研究发动机振动激励对目标噪声的贡献量,并且利用奇异值分解技术对工况测试数据进行处理。

1 OTPA方法原理

在传统TPA方法的模型中,假设系统是线性时不变的,系统的输入沿着各自的传递路径传播至输出位置,叠加而成系统的输出^[2]。其传递特性可用式(1)表示。

$$y_k = a_i \sum_{i=1}^n H_{ik} + p_j \sum_{j=1}^m H_{jk} \quad (1)$$

式中 y_k 为系统目标点响应, a_i 为激励点处的加速度, p_j 为声源处的声压, H_{ik} 和 H_{jk} 分别表示加速度和声压在目标点和激励位置之间的传递率,目标点的响应由结构声贡献和空气声贡献两部分组成。考虑到力源公式和声源公式的相似性,式(1)可写成

$$y_k = x_i \sum_{i=1}^n H_{ik} \quad (2)$$

式中 x_i 表示系统的输入(加速度、力、声压等), y_k 表示系统输出(加速度、力、声压等)。

式(2)的矩阵形式为

$$Y = XH \quad (3)$$

即

$$\begin{bmatrix} Y_1 & Y_2 & \cdots & Y_k \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} & \cdots & H_{1k} \\ H_{21} & H_{22} & \cdots & H_{2k} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{n1} & H_{n2} & \cdots & H_{nk} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 & X_2 & \cdots & X_n \end{bmatrix} \quad (4)$$

式中 Y_j 表示系统的第 $j(j \leq k)$ 个输出(加速度、力、声压等); X_i 表示系统的第 $i(i \leq n)$ 个输入(加速度、力、声压等); H_{ij} 表示 X_i 到 Y_j 的传递函数(振动传递函数、噪声传递函数、振声传递函数)。

在OTPA方法中,式(3)中的输入和输出信号都是在工况测试条件下测得,此时的传递函数 H 变为工况下的传递函数 T ,即

$$Y = XT \quad (5)$$

$$T = (X^T X)^{-1} (X^T Y) = G_{xx}^{-1} G_{xy} \quad (6)$$

式中 T 为传递函数矩阵, G_{xx} 为输入变量的自功率谱矩阵, G_{xy} 为输入变量与输出变量的互功率谱矩阵。

由式(6)可知,传递率函数 T 由工况下的测试数据直接计算得到,避免了TPA方法在测试过程中的困难。但同时由于测试信号在实际中存在一定的互相串扰、输入之间存在相关性,由式(6)计算得到的传递率函数可能会存在较大误差。

奇异值分解作为一种数学矩阵处理方法,在处理数据串扰、消除数据之间的相关性方面有很好的效果。对式(6)中的输入矩阵 X 进行奇异值分解

$$X = U\Lambda V^T \quad (7)$$

式中 U 、 V 为酉矩阵, Λ 为对角矩阵, Λ 称为 X 的奇异值矩阵,其对角线上的元素 $\sigma_i(i \leq n)$ 称为 X 的奇异值,满足 $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \cdots \geq \sigma_n \geq 0$,较小的奇异值可认为是串扰信号,应清除^[4],取奇异值累计贡献率为80%,处理之后的奇异值矩阵记为 $\hat{\Lambda}$ 。

由式(6)和式(7)可得到路径的传递率矩阵

$$\hat{T} = V\hat{\Lambda}^{-1}U^T Y \quad (8)$$

需注意式(8)中的数据是工况下的测试数据。

此时模拟的输出信号为

$$\hat{Y} = X\hat{T} \quad (9)$$

各路径的传递贡献为

$$\hat{Y}_{ij} = X_i \hat{T}_{ij} \quad (10)$$

OTPA模型虽然搭建简单,但应注意两点^[7]:

(1) 为了保证自功率谱矩阵的可逆性,要求试验工况数不少于输入路径的个数;

(2) 系统输入路径的选择要合理,避免路径之间存在耦合、串扰。

2 挖掘机OTPA模型的建立与验证

挖掘机驾驶室耳旁噪声主要来源于空气声传递和结构声传递两部分^[9],文中主要研究其结构传递噪声。在驾驶室密封良好且系统线性的假设下,可认为耳旁噪声主要来源于发动机的振动发声。故而在建立驾驶室耳旁噪声的OTPA模型时,以发动机减振后在上车架的4个安装位置的竖直方向振动加速度作为输入变量,以驾驶室右耳耳旁噪声的声压值作为输出变量,如图1所示。

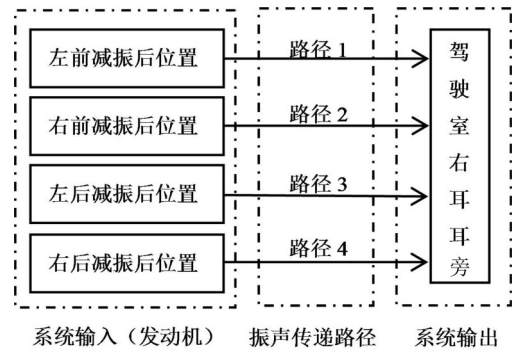


图1 OTPA模型示意图

如前所述,为保证输入矩阵自功率谱的可逆性,要求测试工况不少于系统输入个数。选取6个测试工况,转速分别为1 140 r/min、1 254 r/min、1 430

r/min、1 650 r/min、1 765 r/min、1 870 r/min,对应挖掘机2档、3档、4档、6档、7档、8档6个转速,用于计算传递率矩阵,进而得到模拟的输出信号。选取测试工况2 100 r/min为分析工况,用于验证模拟信号和实测信号的一致性,并且进行后续耳旁噪声分析。测试设备为武汉英泰斯特电子技术有限公司的8通道信号采集仪、江苏连能电子技术有限公司的加速度传感器和传声器。OTPA试验方案如表1所示,图2为试验场地和测点位置。

根据以上试验方法,对得到的测试数据进行处理,在定置试验条件且额定转速2100 r/min工况下,计算得到OTPA模型合成的耳旁噪声声压输出信号,将其与实测的输出信号对比,结果如图3所示。

表1 OTPA试验方案

测试对象	某液压挖掘机
测试条件:	1. 挖掘机试验场如图2(a)所示,工况为空载稳态,每个测试工况的转速持续15 s,采样频率为10 240 Hz; 2. 6个计算工况中转速为1 140 r/min、1 254 r/min、1 430 r/min、1 650 r/min、1 765 r/min、1 870 r/min; 3. 1个分析工况为2 100 r/min。
测试内容:	输入:发动机减振后4个位置竖直方向振动加速度(左前、左后、右前、右后); 输出:驾驶室内部司机右耳耳旁声压



图2 试验场地及测点位置

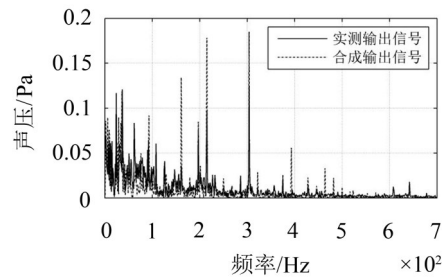


图3 合成输出信号与实测输出信号对比

因研究对象为耳旁结构噪声,故将研究频率范围定在700 Hz以内。由图3可知,OTPA模型合成输出信号与实测输出信号在绝大部分频段上基本吻合,模型的准确性得到了验证;但仍在局部频率段内存在误差,误差产生的具体原因有:

- (1) 建立模型时只考虑发动机的振动,并未考虑其他激励源,如液压系统振动、传动系统振动等;
- (2) 受测试条件的限制,驾驶室密封性有限,随

着转速增加,空气声传递的影响变大;

(3) 真实系统存在一定非线性。

当OTPA模型合成输出信号与实测输出信号在频域内的曲线吻合性很差时,应优先考虑重新选取合适的激励源,再次设计OTPA试验,直到得到理想的结果。

3 OTPA结果分析

3.1 各激励位置总声压级贡献分析

根据上述OTPA模型,由式(10)可计算得到在2 100 r/min工况下发动机各激励位置对于驾驶室耳旁结构噪声的A计权总声压级贡献,如图4所示。

从图4可以看出,发动机左后位置对耳旁结构噪声的贡献量最大,为71.9 dB(A),其次是右后位置,贡献量为71.1 dB(A),这两个位置需重点分析,待改进;左前位置的贡献量为54 dB(A),远远小于其他位置,不是主要的改进位置;右前位置的贡献量为68 dB(A),相对较小,也不作为主要考虑的改进位置。

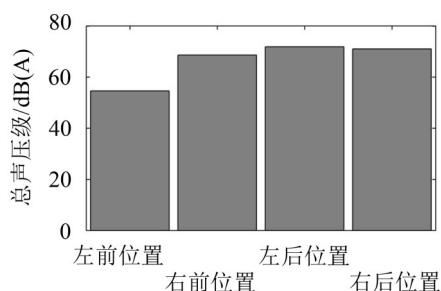


图4 各输入对耳旁结构噪声贡献量

3.2 关键频率点分析

考虑到人耳的听觉特性,在进行耳旁噪声的关键频率点分析时,首先将2 100 r/min工况下的合成输出信号转换成A计权的声压级形式得到,见图5。

从图5可以看出,在0~200 Hz内声压级较小,呈慢慢增大的趋势;在200 Hz~400 Hz频段内,声压级整体较大,其中在304 Hz处达到最大;400 Hz以后,声压级随着频率的增大逐渐减小。

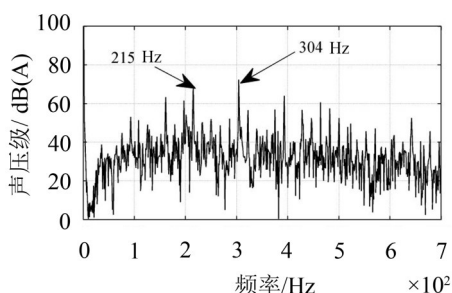


图5 合成输出信号A计权声压级

由上所述,在整个研究频率段,声压级最大的两个频率位置分别为215 Hz和304 Hz。下面将以215

Hz和304 Hz为关键频率点展开分析。

3.3 关键位置噪声贡献分析

根据3.1和3.2的分析结果,发动机的左后和右后位置对耳旁噪声的贡献最大,且造成耳旁噪声偏高的关键频率为215 Hz和304 Hz。路径3和路径4的噪声贡献频谱图如图6和图7所示。

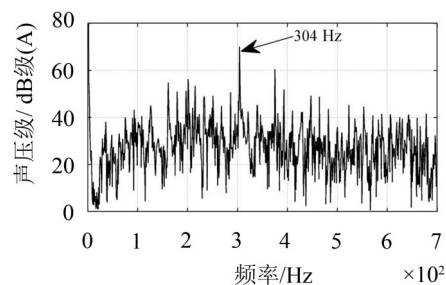


图6 路径3噪声贡献频谱图

由图6可知,路径3对于耳旁噪声的贡献量在304 Hz处达到最大,为70 dB(A),且明显高于其他频率处的声压级值,所以304 Hz是路径3的重点改进频率。

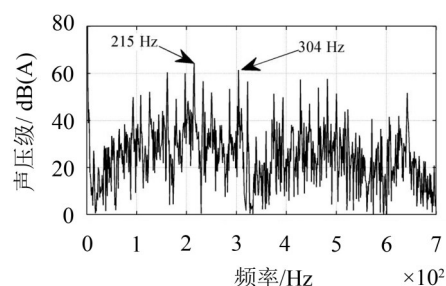


图7 路径4噪声贡献频谱图

从图7可以看到,路径4在215 Hz和304 Hz处声压级都比较大,分别为64 dB(A)和61 dB(A),2个频率都是路径4的重点改进频率。

3.4 关键路径的传递率函数与输入激励分析

各输入激励经各自的传递路径传递至目标位置处形成各自的贡献信号,通过分析系统的传递函数,可以知晓在频率内贡献信号与输入信号的幅值比,确定其传递规律。根据式(8)求得路径3和路径4的声振传递率函数,其幅值谱如图8所示。路径3和路径4的加速度输入信号如图9所示。

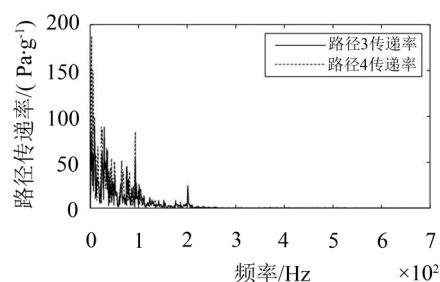


图8 系统传递率

从图8和图9可以看出,作为路径3和路径4的重点改进频率,在304 Hz处路径的传递率均较小而加速度激励均较大,因此降低路径3和路径4在304 Hz处噪声总贡献的有效手段是降低该频率各路径的系统输入。在304 Hz处,路径4的加速度大小为0.27 g,路径3的加速度大小为0.44 g,是路径4的将近2倍,所以应重点改进发动机左后位置减振器在该频率处的减振性能。

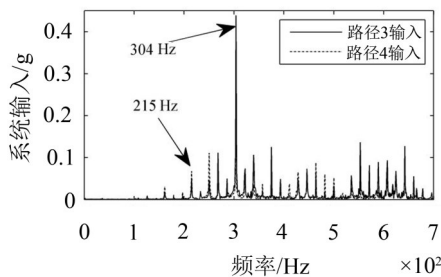


图9 系统输入

下面分析路径4的重点改进频率215 Hz。将图8中的190 Hz~250 Hz频率段放大得到图10。

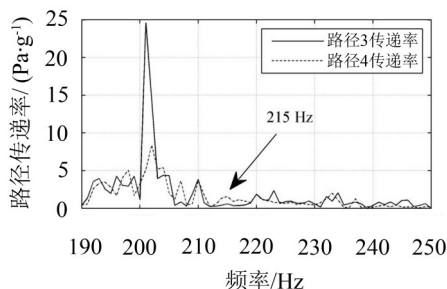


图10 传递率函数局部频段图

从图9可知,在215 Hz处路径4的加速度输入激励比较小,不超过0.1 g,而图10中路径4传递率为1.8 Pa/g,其加速度激励被放大了,所以降低215 Hz处噪声总贡献应优先降低路径4的传递率。

另从图10中可看出,在200 Hz附近传递率很大,推测该频率很可能是系统的共振频率。在2 100 r/min工况下,对于6缸4冲程柴油发动机,计算得发动机的2阶振动频率约为210 Hz,而215 Hz恰好在该振动频率附近,推测此为215 Hz处传递率较大的原因。

4 结语

应用经过奇异值分解技术改进的OTPA方法,对某型液压挖掘机驾驶室内耳旁结构噪声进行研

究。建立从发动机4点减振后到驾驶室右耳耳旁的OTPA模型,得出以下结论:

(1) 将OTPA方法应用于液压挖掘机,研究其驾驶室耳旁噪声是可行的。经OTPA模型得到模拟合成信号与实测信号在研究频段内吻合性较好,OTPA方法的准确性得到验证。

(2) 利用各路径的总声压级贡献图,可以定位待改进的重点路径;利用模拟合成的耳旁A计权声压级频谱图,可以定位重点路径的待改进频率;通过分析重点路径上待改进频率处的传递率函数和加速度激励输入,可以得到具体改进方法。

(3) 304 Hz和215 Hz是重点的改进频率点。在304 Hz处系统的加速度激励输入较大,应该改进减振器在该频率处的减振性能,尤其是改进发动机左后位置减振器的减振性能;推测215 Hz是系统的共振频率,而发动机的2阶振动频率正好为210 Hz,应该考虑改进结构,使系统的共振频率点避开215 Hz。

参考文献:

- [1] 刘东明,项党.传递路径分析技术在车内噪声与振动研究中的应用[J]. **噪声与振动控制**,2007,27(4):73-77.
- [2] 郭荣,裘刻.频域传递路径分析方法(TPA)的研究进展[J]. **振动与冲击**,2013,(13):49-55.
- [3] DE KLERK D. Operational transfer path analysis: Theory, guidelines and tire noise application[J]. **Mechanical Systems and Signal Processing**, 2010, 24(7): 1950-1962.
- [4] 付俊涵.传递路径中声源串扰消除问题研究[D].北京:北京交通大学,2012.
- [5] RENINGER P A, MARTELET G. Singular value decomposition as a denoising tool for airborne time domain electromagnetic data[J]. **Journal of Applied Geophysics**, 2011, 75(2): 264-276.
- [6] 庞晓柯,周以齐.基于工况传递路径分析的挖掘机座椅振动研究[J]. **振动与冲击**,2015,34(9):171-176.
- [7] 伍先俊,吕亚东.工况传递路径分析法原理及其应用[J]. **噪声与振动控制**,2014,34(1):28-31.
- [8] 李传兵,王彬星.运行工况传递路径分析识别车内声源[J]. **噪声与振动控制**,2013,33(2):77-81.
- [9] 袁旻恣.高速列车运行工况下噪声传递路径及声源贡献量分析[J]. **振动与冲击**,2013,34(21):189-196.
- [10] 刘孟,陆静.基于工况传递路径法的后背门振动噪声识别及模态分析[J]. **科学技术与工程**,2015(23):55-58.