

某型联合收割机的多相关声源识别*

张袁元¹, 李舜酩¹, 胡伊贤¹, 郭海东¹, 雷衍斌²

(1. 南京航空航天大学能源与动力学院 南京, 210016) (2. 中航工业航空动力机械研究所 株洲, 412002)

摘要 针对某联合收割机耳旁噪声不满足国家标准限值的问题,对整车进行声源识别,结合偏相干分析、传递路径分析和相关相干分析理论发展了适合复杂机械的多相关声源识别方法。通过测试各声源部位声压,找出各声源之间相互影响的结构,对多相关声源测点进行偏相干能量处理,得到机械传动部件对耳旁噪声的能量贡献和受干涉声源结构的独立声学特性。结合传递路径分析方法得到了发动机相关声源对耳旁噪声的噪声能量贡献,经过对主要声源位置相应的改进措施,实车验证耳旁噪声能够满足国标要求。

关键词 联合收割机; 多相关; 声源识别; 偏相干; 传递路径分析

中图分类号 TH212; TH213.3

引言

联合收割机其运动部件多,执行机构间传动距离短,具有声源距离近、数目多和结构复杂等特点;同时,大部分运动部件都没有覆盖件或吸声材料,驾驶员耳旁声压基本受到所有声源的影响,很难识别主要声源位置。

随着信号处理技术和现代图像识别技术的发展,逐步发展形成了若干新的噪声源识别方法。文献[1]针对某大型装载机司机耳旁噪声的来源进行识别,采用在输入和输出信号中扣除与某一输入相干部分的偏相干分析方法识别主要频率的影响源,但对于声源数目多、频率影响范围大、具有一定相关性声源的识别还有待改善。文献[2-3]利用传递路径分析理论,研究了对象的车内噪声水平,找出影响车内噪声的重要噪声源,但需要获取所有路径的传递函数,应用在复杂机械上时建立数学模型比较复杂。

针对收割机声源测点间具有多相关的特点,笔者借鉴传递路径分析中空气声的计算方法,利用偏相干分析对干涉声源识别的优势,结合频域的能量分析,发展了适合于复杂机械的声源识别方法,该方法能够识别出主要声源结构及能量贡献,通过改进能使驾驶员耳旁噪声满足国家标准。

1 噪声源识别方法

1.1 偏相干能量分析方法

偏相干分析^[4]是在相干分析理论上发展而来的。它将信号中与其他信号相干部分去掉,计算残余信号对输出造成的影响。对于多输入相干源识别问题,偏相干函数是一种有效的识别手段。

假设 $\mu_1(t)$, $\mu_2(t)$ 为真实独立声源,偏相干模型如图1所示。

$$X_{2.1}(f) = X_2(f) - H_{12}(f)X_1(f) = X_2(f) - \left(\frac{S_{12}}{S_{11}} \right) X_1(f)$$

其中: $X_{2.1}$ 为排除 $x_2(t)$ 对 $x_1(t)$ 影响后的信号频谱; S_{12} , S_{11} 为信号互谱和自谱。

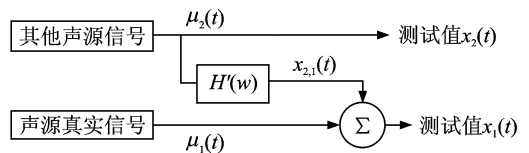


图1 声源干涉示意图

假设复杂机械各结构声源具有差异化的频率特性,有较好的独立性。在原有偏相干理论的基础上结合频率能量计算,对于干涉能量的计算分析如图2所示。对相关测点进行偏相干处理,得到相应声源点

* 国家自然科学基金资助项目(50675099);江苏省普通高校研究生科研创新计划资助项目(CX10B-094Z)
收稿日期:2011-12-08;修改稿收到日期:2012-02-23

的独立部分 $AH_{A_1}-\delta_1, BH_{B_2}-\delta_2, CH_{C_3}-\delta_3$,其中 $\delta_1, \delta_2, \delta_3$ 与干涉声源模型有关,测点之间相关的部分不仅只是一个声源造成,单个声源对各测点都有影响。例如测点1,信号部分为 $AH_{A_1}, BH_{B_1}, CH_{C_1}$,通过偏相干计算可以排除声源B和声源C的影响,但同时也会减去两个测点中相关部分 AH_{A_2}, AH_{A_3} 造成的影响,人为削弱了声源A的贡献。对受到干涉的测点信号统一处理,其相对大小是可以比较的。

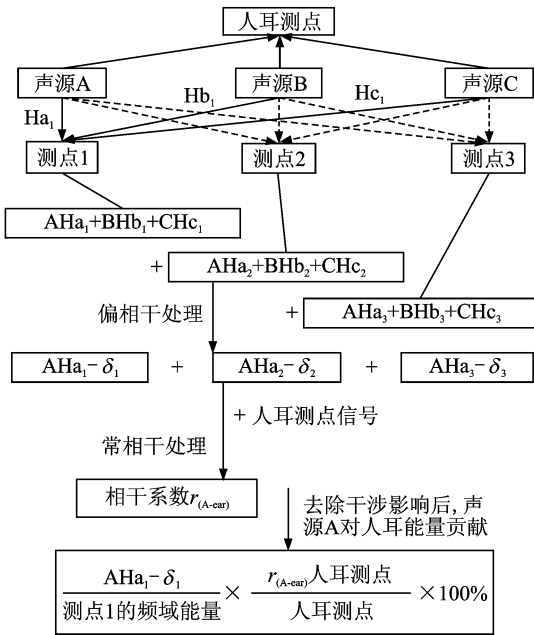


图2 偏相干计算各声源点的贡献

1.2 传递路径分析方法

传递路径分析 (transfer path analysis, 简称TPA) 方法的基本原理^[5-6]假设为来自不同路径的所有部分贡献构成了总响应。

$$P_k = \sum_{i,j} P_{ijk}$$

其中: P_k 为乘员位置 k 处的总声压; P_{ijk} 为传递途径 i 在 j 方向对乘员位置 k 总声压的部分贡献。

$$P_{ijk} = H_{ijk} \cdot S_{ij}$$

其中: H_{ijk} 为传递路径 i 上 j 方向到乘员位置 k 的传递函数; S_{ij} 为传递路径 i 上 j 方向上的实际激励。

笔者设计频域传函应用的计算流程如图3所示。通过传递路径分析,确定各途径流入的激励能量在整个问题中所占的比例,可以找出传递途径上对目标测点噪声起主导作用的环节。事实上,联合收割机运行状态不同,发动机输出功率也不同,可以认为是对耳旁噪声或其他声源结构不同的激励形式,根据不同的激励、不同的响应可以得到独立声源与耳旁噪声之间的传递关系。

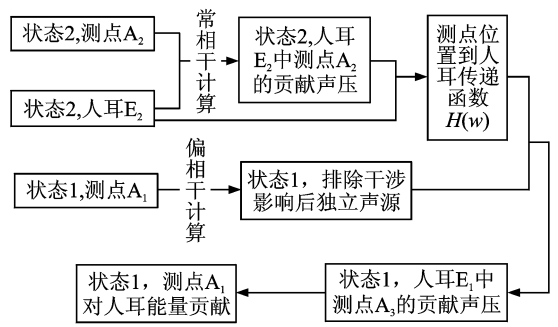


图3 频域传函应用的计算流程

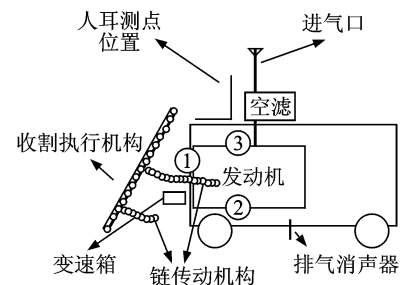
1.3 偏相干分析与TPA方法的结合

联合收割机中与发动机本体相关的声源结构其距离较近,基本都受到发动机燃烧、机械噪声影响,其同频成分高,与人耳之间的相干能量会出现重复计算,夸大发动机本体的影响,但在偏相干能量分析中又不应该相互排除,这样减小了测点之间的同频成分。针对发动机相关测点的特点,采用传递路径分析方法可以直接计算其到驾驶员耳旁的声压贡献。两种方法结合能识别出收割机中发动机与机械运动机构对驾驶员耳旁噪声的贡献。

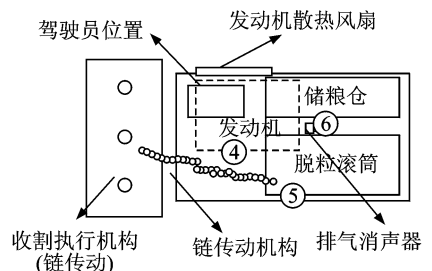
2 收割机的噪声试验与分析

2.1 噪声试验描述

如图4所示,测试位置包括了工程机械中基本



(a) 机械侧视简图



(b) 机械俯视简图

- ①为传动机构;②为油底壳;③为缸盖罩;④为发动机带轮;
- ⑤为脱粒结构;⑥为脱粒结构与粮仓间

图4 联合收割机结构描述

声源点,各声源所辐射的声功率与其结构形式、辐射的面积有关系。涉及的执行、传动机构都是齿轮链传动,同一个声源结构在测试过程中包括多个代表性的测点,准确描述测试对象的声辐射特性。

2.2 频带划分与能量比

在标准测试工况下以人左耳声压最大,噪声频域能量分布如图5所示。

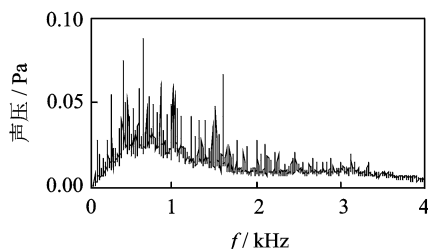


图5 驾驶员左耳频谱图

对于含发动机噪声的信号,一般将信号的低频部分经验性的认为是进气或排气引起^[7],并独立出这个频段。由图5得到在20~1 000 Hz和1~2 kHz频域范围的声压各占整个频域的53.39%和31.86%,低频段频谱不完全遵循倍频规律,不能完全理解为由进、排气引起。2 kHz以前频谱能量占据整个频域能量的90%以上,是重点分析的频段。

3 声源结构测试与分析

收割机声源结构对应的测点与人耳距离不同,不能通过声压大小直接比较对人耳的影响程度,而测点信号间的相干程度可以用来分析各测点能量贡献。

3.1 测点间的相关性分析

声源测点间的相关性可以通过时域相关系数和频域相干能量来评价,而测点声压的不同步测量会给时域相关系数的计算带来相位误差,影响分析结果^[8]。文中以测点频域中相互影响的频率能量作为测点间的相关度避免了相位问题。

将每个测点作为独立声源点与人耳进行相干性分析。频域相干能量计算原理如图6所示,首先对信号进行自相关处理,以弱化高斯型噪声影响,再对信号之间进行相干能量分析。

表1为声源结构测点与耳旁噪声声压的相关能量比,a,b,c表示对同一类型结构进行多个位置测量。各测点对人耳处的能量贡献没有明显的大小区分,从重相干函数物理意义解释,能量总和和大于1,说

明有重复的测点或测点彼此受到声源的相互干涉。

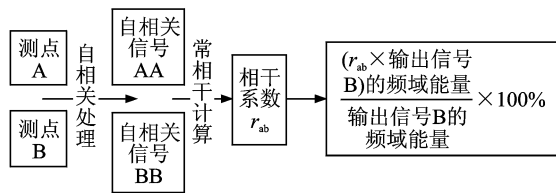


图6 频域相干能量计算原理

表1 声源测点与耳旁噪声声压的相关能量比

| 对应结构位置 | 测点与右耳的相干能量比 | 测点与左耳的相干能量比 |
|--------|-------------|-------------|
| 进气口 | 0.22 | 0.18 |
| 排气口 | 0.21 | 0.26 |
| 传动机构 a | 0.21 | 0.21 |
| 传动机构 b | 0.19 | 0.20 |
| 传动机构 c | 0.20 | 0.19 |
| 执行机构 a | 0.15 | 0.16 |
| 执行机构 b | 0.13 | 0.13 |
| 油底壳 | 0.18 | 0.19 |
| 发动机皮带轮 | 0.22 | 0.19 |
| 脱粒结构 | 0.23 | 0.27 |
| 散热风扇 | 0.13 | 0.09 |
| 总能量和 | 2.07 | 2.07 |

在研究测点的干涉声源时遵循由近及远的原则进行排除^[9]。各个测点间的干涉性类似耳旁噪声与声源测点之间的计算原理,分析得到各测点位置受到干涉的结论:进气口位置声压受到皮带轮位置声源影响;排气口位置声压受到皮带轮位置、传动机构影响;传递位置测试声压受到执行位置、油底壳位置影响;执行位置受到其传动机构、皮带轮位置的影响;油底壳未受到干涉影响;皮带轮位置处受传动机构影响。

3.2 干涉声源的独立能量分析

根据偏相干能量计算原理,对受到干涉的测点进行偏相干计算。如图7所示,传动位置b测点在排除执行位置声源影响后,大部分频谱的幅值下降,前、后能量比为0.673 1,说明干涉比较严重。若不排除将严重夸大其对耳旁声压的贡献。排除干涉声源影响后的独立声源对耳旁噪声处贡献为0.183 2,最终计算传动位置b对人耳处影响为0.067 1×0.183 2=0.123 3。

经过偏相干计算后,各声源部位对人耳噪声贡献比例总的能量比和为1.094 5(包括发动机的相关

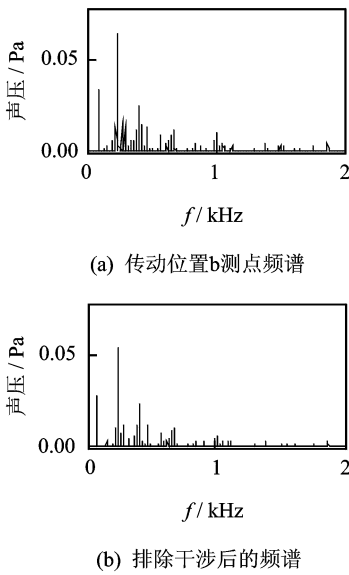


图7 传动位置测点b在排除干涉影响前、后的频谱对比

声源),其值大于1的原因可能有:在排除干涉声源的分析计算时,忽略彼此间相关性较小的某些测点,存在少量的测量重复性并未完全排除;同时,发动机不同噪声辐射面的测点具有同频成分,偏相干能量计算方法很难去除。

同传动位置b计算原理类似,基于各声源结构的相互影响结论,对收割机机械运行机构进行偏相干分析,总计机械运行机构能量贡献合计46%左右,具体各声源处占人耳能量的贡献比例大小排序为:传动机构处(0.227 1)>执行机构处(0.124 9)>脱粒机构处(0.111 9)。括号内为相应声源结构占耳旁噪声声压的贡献比例。

经过偏相干计算的发动机相关声源的能量贡献合计70%左右,包含发动机排气口处、皮带轮处、进气口处、散热风扇和油底壳处等贡献。考虑总的能量比仍存在重复性和发动机测点的特殊性,有必要对其相关声源进行TPA分析。

3.3 发动机相关声源的TPA分析

试验测试选择两种工况,为状态1作业工况(依据GBT 13802-1992 工程机械辐射噪声测量的通用方法),状态2只有发动机运行工况。

在收割机处于运行状态2时,左耳测量值为89.45 dB(A),主要声源点由发动机引起,如表2所示,测点占耳旁噪声中的能量比例和为1.03,说明在状态2下选择的测点没有遗漏和重复测量声源。状态2时的测点可以作为独立声源来研究声能量传递与距离关系。

表2 不同状态下,发动机声源占耳旁噪声能量比例

| 测点位置 | 状态2,与左耳相干能量比/dB(A) | 状态1,频域传函计算后占左耳能量比/dB(A) |
|--------|--------------------|-------------------------|
| 进气口 | 0.20 | 0.10 |
| 排气口 | 0.19 | 0.16 |
| 油底壳 | 0.20 | 0.09 |
| 发动机皮带轮 | 0.22 | 0.15 |
| 散热风扇 | 0.21 | 0.04 |
| 总能量和 | 1.03 | 0.54 |

对于状态1,经过偏相干排除干涉的计算后,与状态2相对应的发动机测点位置信号已经独立(包含发动机本体噪声的影响,但与收割机的机械运行结构噪声无关),测点彼此相对位置不变,通过TPA频域传函的计算,状态1中发动机相关声源在耳旁噪声贡献中的比例合计54%以上,如表2所示,而不是偏相干计算的70%,说明改进的偏相干方法对同一结构、具有部分相同频率的不同声源点具有一定误差,只适合不同声源结构的能量计算。

3.4 声源识别综合分析

综合相干能量计算和TPA能量分析得到主要结构的能量贡献。发动机直接引起的占耳旁噪声能量的54%左右;除发动机外收割机其他机械运动部件引起的占耳旁噪声能量的46%左右。具体各声源结构能量排序为:传动机构处>发动机排气口处>发动机皮带轮处>发动机进气口处>发动机散热风扇>执行机构处>脱粒机构处>发动机油底壳处。

4 改进措施与实车试验分析

针对各结构对耳旁测点的贡献,改进后要满足国标要求(原始状态耳旁噪声为96.24 dB,国标要求95 dB),至少需要降低声源对耳旁噪声能量贡献的25%。结合机械改进的成本和所必须实现的功能,针对噪声能量贡献较大的结构,优化措施有:a.优化排气消声器,其插入损失提高至少3 dB,降低排气噪声源对耳旁声压贡献的50%以上;b.增加覆盖件,保证覆盖件形状和面积能隔绝声源能量至少50%,其位置一为驾驶员左边割台部件的传动位置(即机械传动结构处的噪声);二为驾驶员左后位置(以隔绝部分发动机排气、发动机本体噪声)。预计改进的效果,各声源结构包括(传动机构+发动机排气+皮带轮处+部分发动机本体噪声) $\times 50\% > 25\%$ 。收割机满足国标运行状态,实车测试结果如表3所示。

表3 改进后的耳旁噪声对比 dB(A)

| 收割机测试状态 | 左耳测点 | 右耳测点 |
|---------------------------|-------|-------|
| 原始状态(改进前) | 96.24 | 93.22 |
| 其他不变,只更换设计消声器 | 95.44 | 92.65 |
| 其他不变,只更换设计消声器、加覆盖件b | 95.01 | 92.65 |
| 其他不变,只更换设计消声器、加覆盖件b、加覆盖件a | 93.53 | 92.08 |

表3为各改进方案对收割机耳旁噪声的降噪效果,左耳降噪效果明显,这与声源点大部分集中在左边有关系。对于左耳,覆盖件a能降低1.52 dB(A),覆盖件b能降低0.4 dB(A),重新设计的排气消声器能降低0.8 dB(A)。经过系列的降噪措施处理后的收割机耳旁噪声低于国家标准1.47 dB(A)。

5 结论

1) 测点间的相关性可以通过信号的相干能量来分析,避免了不同步信号相关系数计算的相位误差。

2) 发展了偏相干能量计算方法,结合TPA分析针对复杂机械的声源识别,避免了偏相干方法独立使用的缺陷。

3) 改进对噪声影响的主要路径进行预测,实车证明声源识别方法的正确性。

参 考 文 献

- [1] 练宏俊,卢耀祖,陈卫,等.基于偏相干分析法的装载机司机室噪声源识别[J].同济大学学报,2001,29(11):1313-1316.
Lian Hongjun, Lu Yaozu, Chen Wei, et al. Identification of loader cab's noise sources based on partial coherence analysis method[J]. Journal of Tongji University, 2001,29(11):1313-1316. (in Chinese)
- [2] 刘东明,项党,罗清,等.传递路径分析技术在车内噪声与振动研究与分析中的应用[J].噪声与振动控制,2007(7):73-77.
Liu Dongming, Xiang Dang, Luo Qing, et al. Applying transfer path analysis to automotive interior noise and vibration refinement and development[J]. Noise

and Vibration Control, 2007(7):73-77. (in Chinese)

- [3] 郭荣,万钢,赵艳男,等.车内噪声传递路径分析方法探讨[J].振动、测试与诊断,2007,27(3):199-203.
Guo Rong, Wan Gang, Zhao Yannan, et al. Study on transfer path analysis method of automobile interior noise[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2007,27(3):199-203. (in Chinese)
- [4] 贝达特 J S,皮尔索 A G.相关分析和谱分析的工程应用[M].北京:国防工业出版社,1983:201-208.
- [5] Oliver W, Roland S. Panel contribution analysis—an alternative window method[J]. Society of Automotive Engineers, 2005(1):2275-2280.
- [6] Whiteman X E. Fatigue failure results for multi-axial versus uniaxial stress vibration testing[J]. Shock and Vibration, 2002,9:319-328.
- [7] 张袁元.摩托车整车噪声测试与改进[D].重庆:重庆大学,2008.
- [8] 郑四发,郝鹏,李西朝,等.车外加速噪声的传递特性模型及声源识别[J].汽车工程,2010,32(5):439-442.
Zheng Sifa, Hao Peng, Li Xizhao, et al. Transfer characteristics model and noise sources identification for accelerated vehicle exterior noise[J]. Automotive Engineering, 2010,32(5):439-442. (in Chinese)
- [9] 徐浩,陈怀海,游伟清.多输入多输出冲击振动试验研究[J].振动、测试与诊断,2010,30(2):143-148.
Xu Hao, Chen Huaihai, You Weiqing. Input signal identification in multiple-input and multiple-output shock vibration test[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2010,30(2):143-148. (in Chinese)



第一作者简介:张袁元,男,1982年12月生,博士研究生。主要研究方向为车辆振动与噪声的诊断与控制、信号处理方法和传递路径分析以及车辆工程。曾发表《摩托车整车噪声分析与消声器改进》(《振动与冲击》2011年第30卷第2期)等论文。

E-mail:tangyuan@nuaa.edu.cn