

文章编号: 1006-1355(2014)06-0051-05

# 基于上车架模态分析的挖掘机驾驶室 声振舒适性改进

米永振, 周以齐, 刘磊

(山东大学 高效洁净机械制造教育部重点实验室, 济南 250061)

**摘要:**针对某型号履带式液压挖掘机驾驶室怠速时声振舒适性较差的问题, 对其进行测试并分析发动机、驾驶室两级悬置的隔振性能及上车架的振动, 确定怠速时上车架受发动机激励产生共振。对上车架结构进行改进, 并通过有限元模态分析预测了改进效果。试制样件后再次测试, 发现驾驶室内噪声明显下降, 上车架的低频共振基本消除。以怠速时驾驶员右耳旁噪声的响度、粗糙度和抖动度为指标, 对驾驶室的声振舒适性进行了客观评价。结果表明, 上车架改进后的各参数较改进前均有所下降, 驾驶室的声振舒适性得到改善。

**关键词:** 振动与波; 挖掘机; 模态分析; 驾驶室; 声振舒适性

中图分类号: O241.82

文献标识码: A

DOI编码: 10.3969/j.issn.1006-1355.2014.06.012

## NVH Improvement of Excavator Cab Based on Modal Analysis of the Upper Frame

MI Yong-zhen, ZHOU Yi-qi, LIU Lei

(Key Laboratory of High-efficiency and Clean Mechanical Manufacture, Ministry of Education, Shandong University, Jinan 250061, China)

**Abstract:** The vibration isolation performance of the suspension system of an excavator which supports the engine and the cab, and the vibration of the upper frame, are analyzed based on the test results. It is found that a low-frequency resonance excited by the engine occurs in the upper frame. The structure of the upper frame is modified, and the validity of the modification is predicted by modal analysis simulation and is verified by the tests. The NVH character of the cab is estimated by the parameters of loudness, roughness and fluctuation intensity corresponding to the noise at the driver's right ear. It is shown that these parameters are reduced apparently after the modification of the upper frame and the NVH character of the cab is improved.

**Key words:** vibration and wave; excavator; modal analysis; cab; NVH characteristic

工程机械的使用日益普遍, 对其质量、可靠性、适应能力等性能的要求也愈加严格。同时, 在绿色设计和可持续发展理念的指引下, 工程机械的NVH (Noise, Vibration, Harshness) 特性也越来越受到重视。近年来, 人们借鉴汽车NVH问题中的经典方法<sup>[1-2]</sup>, 对工程机械的振动和噪声问题开展了广泛的研究, 使其NVH特性不断提升。在此基础上, 如何

从减振降噪的角度改善工程机械与其驾驶员的关系, 即提高工程机械的声振舒适性问题, 逐渐成为新的热点。

工程机械的振动和噪声是一个复杂的问题, 涉及发动机、冷却风扇、上车架等多个结构。然而, 驾驶员在工程机械上的主要工作环境是驾驶室。因此, 减小驾驶室的振动和内部噪声是提高工程机械声振舒适性的关键。林逸等<sup>[3]</sup>综合分析了汽车NVH特性研究中常用的CAE仿真手段, 给出了声振粗糙度的含义及其主、客观评价方法; 唐传茵等<sup>[4]</sup>建立了六自由度半车系统的数学模型并对其振动进行控制, 降低了加权加速度均方根值, 进而对基于烦恼率模型的振动舒适性评价方法进行了研究; 李智等<sup>[5]</sup>根

收稿日期: 2014-01-22

基金项目: 济南市高校院所自主创新计划(31360005081330)

作者简介: 米永振(1989-), 男, 山东济南人, 硕士生, 主要研究方向: 大型复杂结构动力学特性研究。

通信作者: 周以齐, 男, 博士生导师。

E-mail: yqzhou@sdu.edu.cn

据某型挖掘机回转平台模态分析的结果对其结构进行了改进,消除了回转平台与驾驶室的共振,降低了驾驶室的内部噪声;周贤勇等<sup>[6]</sup>针对某型汽车的车身及车内声腔,在耦合和非耦合情况下分别进行了模态分析。通过对两者结果的对比和分析,提出了汽车声振舒适性改进的评判原则。

工程机械驾驶室振声舒适性及其评价方法越来越受关注。然而,在相关研究中,结构的振动加速度幅值、驾驶员耳旁噪声声压级等仍然是评价减振降噪效果最常用的指标,而表达驾驶员主观感受的声振舒适性相关指标却较少提及。事实上,声振舒适性体现了机械与人的关系,理应作为评价减振降噪效果的指标之一<sup>[7]</sup>。本文以某型履带式液压挖掘机的驾驶室为研究对象,对与其连接的上车架进行了模态分析和结构改进,有效降低了驾驶室的结构振动和驾驶员的耳旁噪声,改善了驾驶室的声振舒适性,对各类工程机械的减振降噪工作具有一定的指导意义。

## 1 驾驶室振动噪声分析

### 1.1 振动及噪声测试

该挖掘机在运行时发现驾驶室怠速时整体振动比较强烈,以至驾驶员难以清楚地观察仪表盘,同时驾驶室内可听到明显的“轰鸣声(Booming Noise)”。驾驶员在此情况下连续工作近4个小时后,出现了头晕、心慌、手麻等症状,并伴有耳鸣、耳膜受压等不良反应<sup>[8]</sup>。进一步探查表明,当发动机转速提高时,驾驶室的振动与内部噪声有所下降,驾驶员的主观感受也趋于缓解。

为了改善驾驶室怠速时的声振舒适性,对其进行了测试。发动机是挖掘机主要的激励源,其振动经过发动机橡胶悬置、上车架、驾驶室液压悬置三级结构传递至驾驶室。在测试中,分别采集怠速时发动机减振前后、驾驶室减振前后、上车架四角的加速度信号及各转速下驾驶室地板的加速度信号、驾驶员右耳耳旁噪声的声压信号。

### 1.2 声振舒适性分析

心理声学参数是刻画不同声音信号引起的主观感受差别的物理量,常用于声振舒适性的客观评价,研究较多的参数有响度、尖锐度、粗糙度、抖动度、语音清晰度等<sup>[9]</sup>。考虑到驾驶员右耳耳旁噪声信号以低频成分为主,这里选取响度、粗糙度和抖动度进行考察。

响度考虑了人耳对声音频谱的掩蔽效应,将人对声音强弱的主观感受线性化表示,比A计权声压

级更加准确地反映声音信号的响亮程度。

粗糙度描述了声音信号主要受20 Hz~200 Hz频率调制的程度,单位为asper<sup>[10]</sup>。1 asper表示将1 000 Hz和60 dB的声音完全调制70 Hz的粗糙度,其常用计算公式为

$$R = 0.3 f_{\text{mod}} \int_0^{24 \text{ bar } k} \Delta L_E dz \quad (1)$$

式中  $f_{\text{mod}}$  为调制频率,  $\Delta L_E$  声音的掩蔽深度。

与粗糙度类似,抖动度描述了声音信号主要受20 Hz以内的频率调制的程度,单位为vacil。1 vacil表示将1 000 Hz和60 dB的声音完全调制4 Hz的抖动度。一种计算抖动度的方法为

$$F = 0.008 \frac{\int_0^{24 \text{ bar } k} \Delta L dz}{f_{\text{mod}}/4 + 4/f_{\text{mod}}} \quad (2)$$

式中  $f_{\text{mod}}$  为调制频率,  $\Delta L$  声压级调制深度。

使用Artemis软件计算低、中、高三个转速下驾驶员右耳耳旁噪声的响度(ISO532标准,B方法,扩散声场)、粗糙度和抖动度,结果如表1所示。从表中可以看出,随着发动机转速的提高,各参数均呈下降趋势,符合驾驶员的主观感受。

表1 驾驶员右耳耳旁噪声的心理声学参数

参数转速/(r/min)	响度/sonc	粗糙度/asper	抖动度/vacil
1 000	19.8	2.21	0.023 8
1 650	18.7	1.83	0.019 5
2 300	11.7	1.30	0.016 3

### 1.3 减振降噪分析

该挖掘机使用某型四缸四冲程柴油发动机,怠速为900 r/min~1 100 r/min,对应的激扰基频为30 Hz~35 Hz。此外,驾驶室内噪声主要是其壁板辐射的固体声,频率一般在250 Hz以内<sup>[11]</sup>。因此,对驾驶室进行减振降噪分析时,选取20 Hz~250 Hz为重点关注的频段。

#### 1.3.1 发动机及驾驶室悬置性能分析

发动机的橡胶悬置和驾驶室的液压悬置均为减振器,通常使用振动衰减量来评价减振器的性能,表示为激励端与响应端加速度幅值之比的分贝值,即

$$\Delta L = 20 \lg \frac{a_e}{a_r} \quad (3)$$

式中  $\Delta L$  为振动衰减量,  $a_e$ 、 $a_r$  分别为激励端、响应端的加速度幅值。

考虑到发动机激扰频率存在倍频,这里将频率的上限扩展到500 Hz。根据隔振理论,当频率继续提高时,减振器的隔振性能将提高<sup>[12]</sup>。因此,悬置在

500 Hz 以上的性能不再考察。根据测试结果,该挖掘机发动机及驾驶室悬置的平均振动衰减量分别如图1、图2所示。

根据定义,当振动衰减量达到 20 dB 时,表示从激励端到响应端加速度被衰减了 10 倍,此时认为悬置的隔振性能满足要求。观察图1,发动机悬置的振

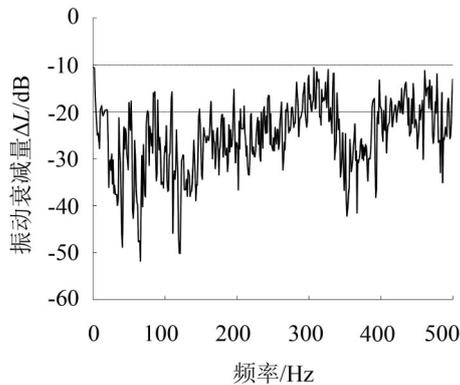


图1 发动机悬置的振动衰减量

动衰减量均在 10 dB 以上,大部分衰减量高于 20 dB,说明其隔振性能良好。然而,从图2可见,驾驶室悬置在很多频率上的振动衰减量未达到 20 dB,250 Hz 以内的衰减量大部分在 -10 dB 以上。在 30 Hz 附近,其衰减量甚至大于 0,加速度不仅未被衰减,反而被放大。可见,驾驶室悬置的低频隔振性能

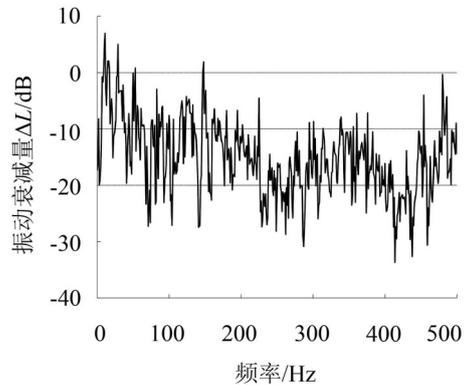


图2 驾驶室悬置的振动衰减量

欠佳。

### 1.3.2 上车架振动分析

为考察上车架本身的振动,测试中采集了怠速时上车架四角位置的加速度信号,如图3所示。

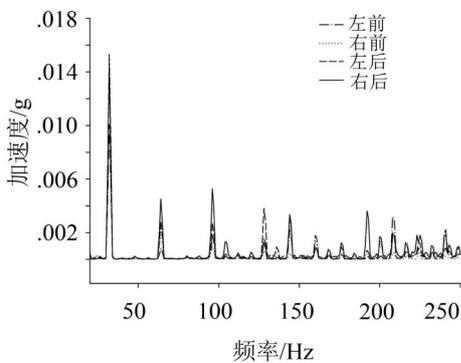


图3 上车架四角振动加速度信号

从图3可见,四个位置加速度信号的各峰值频率基本一致,分别与发动机的各阶激励频率对应。其中,31 Hz、62 Hz 及 90 Hz 处的幅值较大,尤其是 31 Hz 处的幅值远超其余峰值,应为上车架受发动机激励产生共振所致。

### 1.3.3 减振降噪措施

经过对该挖掘机从发动机至驾驶室的振动传递路径上各部分的分析,判定上车架的低频共振是造成驾驶室怠速声振舒适性较差的主要原因。此外,驾驶室悬置的隔振性能欠佳,不能有效地抑制上车架向上传递的振动,也在一定程度上降低了驾驶室

的声振舒适性。

驾驶室结构复杂,上面安装着座椅、仪表盘、液压管路等众多部件,难以对其结构做出较大改变。因此,针对驾驶室的减振降噪措施主要从两个方面进行:一是更换隔振性能更佳的悬置减振器;二是对上车架进行结构改进,消除其 30 Hz 及其倍频附近的固有频率,从而避免其受发动机激励产生共振。

## 2 上车架结构改进

### 2.1 模态分析

上车架由多块钢板及多根横梁、纵梁焊接而成,其上安装着驾驶室、发动机、动臂、液压泵等部件,是挖掘机重要的组成部分。对上车架进行模态分析时,首先将其三维模型进行几何清理并抽取中面,采用壳单元划分网格,焊接部位采用合适的焊接单元进行模拟,获得有限元模型。对有限元模型赋予材料和属性后,求解 100 Hz 内的弹性模态,结果如表2所示。

表2 改进前上车架的模态分析结果

阶数	模态频率/Hz	模态振型	最大变形/mm
1	30.8	左前一右后扭转	10.5
2	63.7	左后及右后弯曲	11.8
3	89.8	右后弯曲	20.8

从表2可知,上车架的前3阶模态频率均位于发动机激励频率附近,确易引发共振。为了确定其结构改进的具体部位,在后处理中绘制了对质量矩阵

归一的各阶振型云图,如图4所示。

模态振型并非真实的位移,但能够反映结构各部分在实际振动时形变的幅值之比。由图4(a)可见,上车架的第1阶振型相对复杂,变形主要发生在

其四角位置。值得注意的是,驾驶室安装于上车架的左前角,此时该处的位移也较大。与第1阶振型相比,第2阶振型相对简单(图4(b)),其变形主要发生在左后角及右后角。在图4(c)中,仅右后角的位置

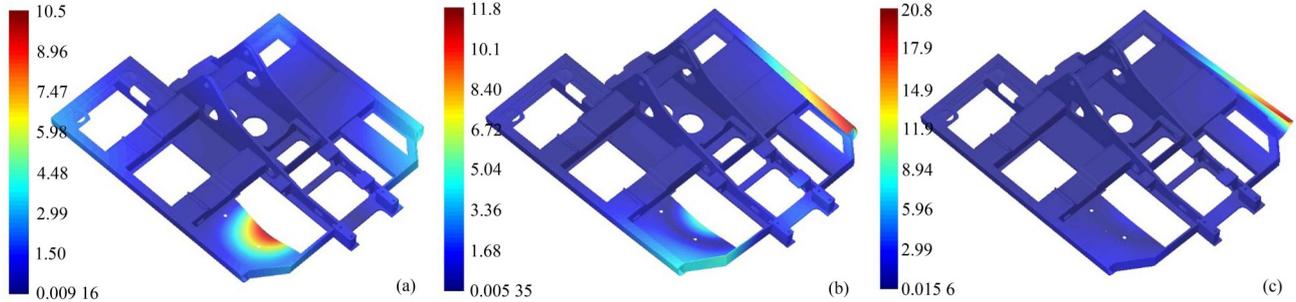


图4 改进前上车架的前3阶模态振型

移较大,变形位置更加集中。

通过以上分析可知,在前3阶模态中,上车架的大变形主要位于其四角位置及左后角附近的钢板。这些位置呈现两端固定的“简支梁”或一端固定一端自由的“悬臂梁”结构,在其跨度较长时,容易发生挠曲变形。改进这类结构时,将以提高其横向刚度为目标,通过增加支撑、增大厚度、更换材料等方式进行<sup>[13]</sup>。

## 2.2 结构改进

根据模态分析的结果,结合工程经验,对上车架结构进行了改进,如图5所示。其中,图5(a)表示将上车架左后部的钢板边缘向上折弯;图5(b)位置为上车架左前角,改进措施为将原结构中槽钢框架内的支撑钢板完全向前延伸;图5(c)、(d)分别对应上车架左后部与右后部的拐角处,原均为槽钢框架与后部钢板的焊接结构,现改为由一块钢板折弯成型的整体结构。

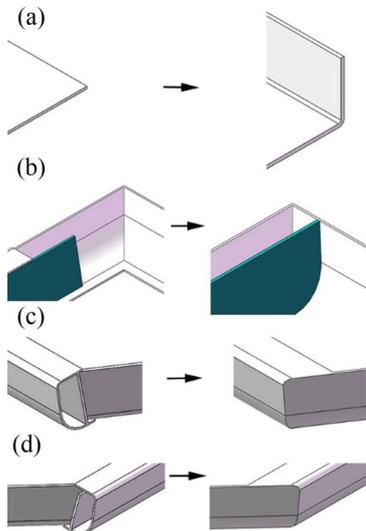


图5 上车架结构改进措施

## 2.3 效果预测

采用与之前一致的条件和步骤,对改进后的上车架进行模态分析,同样考察其100 Hz内的弹性模态。各阶振型与改进前类似,但最大变形量下降,如表3所示。

表3 改进后上车架的模态频率

阶数	模态频/Hz	最大变形/mm
1	38.8	4.4
2	67.3	8.9
3	92.4	17.3

从表3可以看出,经过结构改进,上车架的前3阶模态频率均有所提高。其中,第1阶频率为38.8 Hz,与发动机的怠速激振频率相距较远,预计其与上车架的共振已经消除。这里给出第1阶的模态振型云图(对质量矩阵归一)以观察上车架此时的变形,如图6所示。

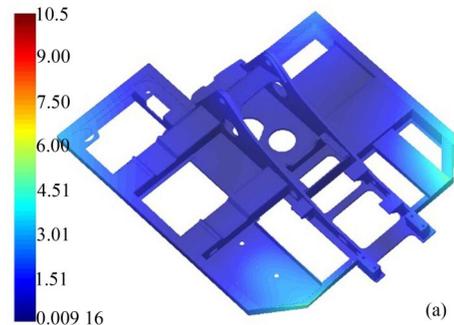


图6 改进后上车架的第1阶模态振型

图6中的位移范围设定为与图4中对应的各图相同。由图6可见,与结构改进前相比,此时上车架的各阶模态振型均有所改善,原结构中变形较大部位的位移明显降低。

### 3 试验验证

通过两次模态分析结果的对比,预测上车架结构改进措施是有效的。随后,对改进后的上车架试制样件,将其安装在同一台的挖掘机上。为验证上车架结构改进的实际效果,采用相同的试验条件,对该挖掘机再次进行了测试。

在测试中,将发动机转速从 900 r/min 逐渐提高到 1 100 r/min,并在 1 000 r/min 时采集上车架左前角振动加速度信号和驾驶员右耳耳旁噪声信号,分别与改进前相应的信号对比,如图 7、图 8 所示。

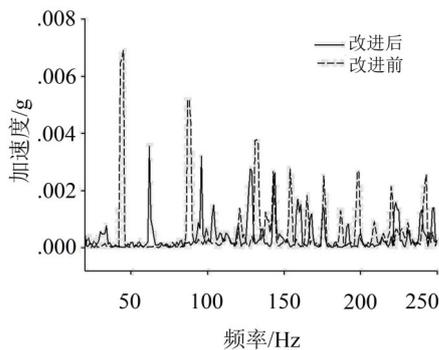


图 7 改进前后上车架左前角加速度信号

观察图 7,上车架结构改进后的振动加速度信号中各幅值明显减小,振动能量分布更加均匀。同时,从图 8 可见,驾驶员右耳耳旁噪声声压级信号中的峰值也有所下降。

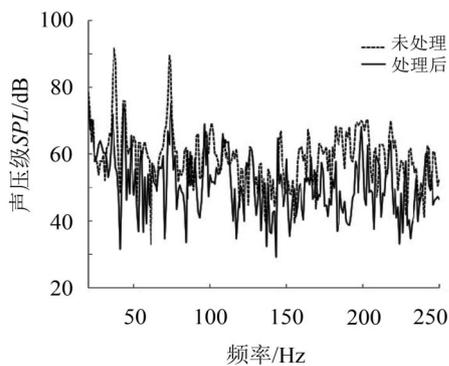


图 8 上车架改进前后驾驶员右耳耳旁噪声

在发动机增速过程中,驾驶员报告驾驶室的振动相对之前减小,内部“轰鸣声”缓解。为了客观地考察驾驶员的主观感受,计算了转速为 1 000 r/min 时的各心理声学参数,如表 4 所示。与表 1 相比,驾驶员右耳耳旁噪声的响度、粗糙度和抖动度均有所下降,响度降低最为明显。

表 4 上车架结构改进后的各心理声学参数

响度/sone	粗糙度/asper	抖动度/vacil
16.2	2.18	0.022 9

### 4 结 语

(1) 对挖掘机发动机、驾驶室两级悬置的隔振性能及上车架的振动进行了分析,在此基础上确定上车架受发动机激励而产生的低频共振是导致驾驶室怠速时声振舒适性较差的主要原因。

(2) 结合工程经验,对上车架的结构进行改进。通过对比改进前后模态分析的结果,预测了改进措施的有效性。试制样件后再次测试表明,驾驶员右耳耳旁噪声声压级幅值明显下降,上车架的共振现象基本消除。

(3) 根据驾驶员的主观感受,以其右耳耳旁噪声的响度、粗糙度和抖动度三个心理声学参数对驾驶室的声振舒适性进行客观评价。结果表明,怠速时上车架改进后的各参数较改进前均有所下降,驾驶室的声振舒适性得到改善。

参考文献:

- [1] 李伟锋,朱茂桃,陆峰,等.某SUV轿车副车架模态分析的实例研究[J].*噪声与振动控制*,2013(03):124-127.
- [2] 邹平,文桂林,杨兴发.MATV技术和声学灵敏度方法在驾驶室噪声分析中的应用[J].*噪声与振动控制*,2009(05):101-104.
- [3] 林逸,马天飞,姚为民,等.汽车NVH特性研究综述[J].*汽车工程*,2002(03):177-181+186.
- [4] 唐传茵,张天侠,李华,等.汽车振动舒适性评价研究[J].*振动与冲击*,2008(09):158-161+166+190.
- [5] 李智,丁渭平,丁伟,等.基于回转平台模态分析的挖掘机声振舒适性改进[J].*煤矿机械*,2012(01):191-193.
- [6] 周贤勇,丁渭平,王昊涵,等.基于声振模态分析的车身顶棚声学舒适性改进[J].*中国科技信息*,2009(06):132-134.
- [7] 苏丽俐.车内声品质主客观评价与控制方法研究[D].长春:吉林大学,2012.
- [8] 杜阳阳.环境振动下人体动力特性和舒适度评价[D].北京:北京工业大学,2012.
- [9] 康润程,叶常景,李青林.汽车声品质主客观评价方法研究[J].*汽车科技*,2011(03):57-61.
- [10] 侯晓蕊.工程机械声品质评价系统研究[D].济南:山东大学,2013.
- [11] 赵静,周铨,梁映珍,等.车身板件振动声学贡献分析与优化[J].*机械工程学*,2010(24):96-100.
- [12] 郭孔辉,郭耀华.液压减振器动力学模型对车辆性能的影响[J].*北京工业大学学报*,2012(01):1-6+11.
- [13] 董洪波,王高潮,章威.电动自行车主车架结构的优化设计[J].*机械强度*,2012(02):308-311.