

文章编号:1006-1355(2015)02-0137-04

声学与CFD分析用于小型挖掘机的噪声控制

俞松松¹, 韩国胜¹, 季振林², 邢树鑫¹

(1. 广西柳工机械股份有限公司, 广西 柳州 545007;
2. 哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 哈尔滨 150001)

摘要:针对某小型挖掘机辐射噪声较大的现状,应用频谱分析方法,识别主噪声源为发动机排气噪声。对原消声器进行了三维声场与流场分析,结果表明对100 Hz~160 Hz频段消声量明显不足。对三管迷路消声器进行了参数优化,分析了穿孔率、穿孔孔径、中间管管径及进气管插入深度等对传递损失的影响,穿孔率与穿孔孔径对传递损失影响不大,中间管管径越小、插入深度越大,中低频消声效果越好。实测结果表明,优化后消声器中低频消声量明显提高,与分析结果非常吻合,机外辐射噪声降低了3.1 dB(A)之多,且背压降低达86.1%。

关键词:声学;小型挖掘机;机外辐射噪声;频谱分析;排气消声器;传递损失

中图分类号:TB53

文献标识码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2015.02.031

Acoustic and CFD Analyses for Noise Control of a Small Excavator

YU Song-song¹, HAN Guo-sheng¹, JI Zhen-lin², XING Shu-xin¹

(1. Guangxi Liugong Machinery Co. Ltd., Liuzhou 545007, Guangxi China;
2. School of Power and Nuclear Energy Engineering, Harbin Engineering University,
Harbin 150001, China)

Abstract: In view of the large radiation noise of a small excavator, the exhaust noise was found to be the main noise source using spectrum analysis method. The sound field and CFD of the original muffler of the excavator were simulated. The simulation results showed that the noise elimination of the original muffler was obviously insufficient in the frequency range from 100 Hz to 160 Hz. Then, the parameters of the impedance mixed muffler with three tubes were optimized. The effects of perforation rate, diameter of the holes, diameter of the middle tube and insertion depth of the inlet on transmission loss were analyzed. The results show that perforation rate and diameter of the holes have little effect on the transmission loss. Small diameter of the middle tube and large insertion depth can lead to good noise elimination effect in low and median frequency ranges. The test results show that after the optimization of the muffler, the noise elimination effect is raised obviously in low and median frequency range, which is consistent with the results of the analysis. The radiation noise has been reduced by 3.1 dB (A), and the back pressure of the exhaust has been reduced by 86.1 %.

Key words: acoustics; small excavator; radiated noise; spectrum analysis; exhaust muffler; transmission loss

发动机的排气噪声为挖掘机主要噪声源之一^[1],而小型挖掘机尤为突出,因其大多采用三缸或四缸发动机,排气基频及谐波噪声频率较低,基频一般低于80 Hz^[2]。消声器能阻碍声音传播且容许气流通过^[3],其消声量直接影响液压挖掘机的机外辐射

噪声,但由于排气温度较高,内部声速较快,导致一般的消声器对低中频噪声的消声量不足,较难满足以中低频噪声为主的小型挖掘机的消声需求^[4]。因此,针对小型挖掘机的噪声特性,须设计一种中低频消声量大、排气背压小的消声器,不仅可降低其机外辐射噪声,同时可提高发动机的动力性能,降低整机能耗^[5]。阻抗复合式消声器综合了抗式和阻式两种消声器的优点,普遍用于工程机械领域^[6]。

本文采用三管迷路式结构,通过分析穿孔孔径、穿孔率、中间管管径及进气管插入深度对传递损失

收稿日期:2014-10-02

基金项目:国家863计划资助(2014AA041502)

作者简介:俞松松(1987-),男,江西南昌人,硕士,主要研究方向为挖掘机的振动噪声诊断与分析。

E-mail: yuss0417@163.com

(Transmission Loss, 简称 TL) 的影响, 对比识别得到关键参数, 提高了中低频的消声量。结合吸声材料对的高频吸声特点, 设计了一款消声频率范围广的复合式消声器, 排气背压降低达 86.1 %。实验结果表明, 机外辐射噪声降低 3.1 dB(A)。

1 主噪声源识别

按 GB/T 25614-2010 土方机械声功率级的测定动态试验方法, 在整机外布置六个测点, 如下图 1 所示。对于小型挖掘机, 测量球面半径 $r=10$ m。图 2 为 6 个测点的实测频谱, 其中, right_rear 为 1 号测点名称, left_rear 为 6 号测点名称, 以此类推。由图 2 可知, 125 Hz 附近的中心频段噪声最为突出, 且对机外辐射噪声的贡献最大。为了识别整机的主噪声源, 首先对发动机排气、风扇及液压主泵等的噪声基频及谐频进行理论计算, 如下式 1—3^[7]。

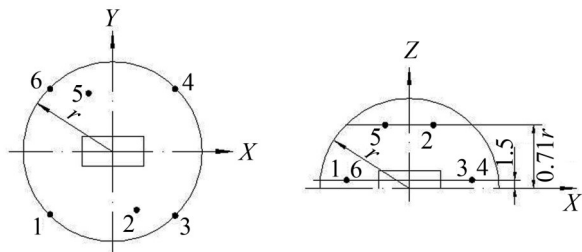


图 1 噪声测点位置

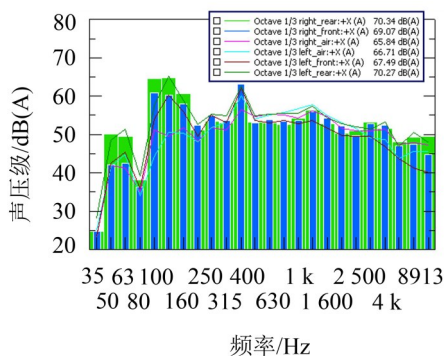


图 2 机外辐射噪声频谱图

$$f_{\text{fire}} = \frac{N \cdot n}{60 \xi} i \quad (1)$$

式中 f_{fire} 为发动机的排气噪声频率; N 为发动机的汽缸数; n 为发动机的转速, 单位为 r/min; ξ 为行程系数, 对于四冲程发动机, $\xi=2$; $i=1, 2, 3, \dots$ 。

$$f_{\text{fan}} = \frac{\eta_{\text{fan}} \cdot n \cdot z_{\text{fan}}}{60} i \quad (2)$$

式中 f_{fan} 为风扇的旋转噪声频率; η_{fan} 为风扇与发动机的转速比; z_{fan} 为风扇叶片数

$$f_{\text{pump}} = \frac{n \cdot z_{\text{pump}}}{60} i \quad (3)$$

式中 f_{pump} 为液压主泵的噪声频率; z_{pump} 为液压主泵的柱塞数。

机器相关参数如表 1 所示, 将其代入上式 1—3, 可计算得各部件噪声的基频及谐频, 如表 2 所示。

表 1 机器的相关参数

N	n	η_{fan}	z_{fan}	z_{pump}
3	2340	1.0	8	10

表 2 各部件噪声频率

频率	基频/Hz	2 阶谐频/Hz	3 阶谐频/Hz
排气	58.5	117	175.5
风扇	312	624	936
液压主泵	390	780	1 170

观察图 2 所示的频谱可知, 各测点声能量主要集中在 100 Hz~160 Hz 等频段; 由表二可识别 400 Hz 为液压主泵的基频, 但由于液压系统为日本进口的低噪声液压系统, 液压主泵噪声无法降低; 而发动机的本体辐射噪声被 2.5 mm 厚钢制机罩阻隔, 透射至外界的噪声较小。由此判断机外辐射噪声的主噪声源为排气噪声, 且以排气噪声的 2 阶与 3 阶谐频为主, 说明消声器对 100 Hz~160 Hz 的中低频消声量严重不足。

2 结构优化

2.1 结构设计

原消声器的内部结构如图 3(a) 所示, 为双节式结构, 气流通过进气管的小孔后, 绕过进气管中间的隔板, 再次穿过小孔由进气端腔体流入进气管, 最后经过排气管的小孔由排气管排出。在声学上, 声波多次穿过小孔, 可提高中高频噪声的消声量^[8], 但对提高低频消声量作用不大, 且背压变大^[9]。

三管迷路消声器具有对中频消声量大的优点, 尤其在 100 Hz~500 Hz^[10], 其结构如图 3(b) 所示。气流由进气管直接流入排气端腔体, 再由中间管返回进气端腔体, 最后由进气端腔体进入排气管排出, 具有流动阻力小的优点, 可克服排气背压与消声量相矛盾问题^[11]。同时, 在中间腔内填充吸声材料, 以增加中高频的吸声量。

2.2 参数优化

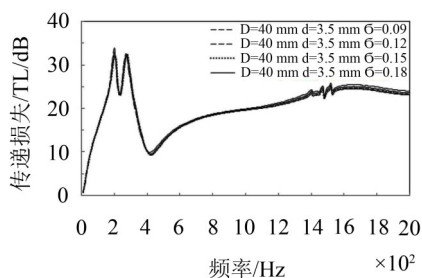
TL 可评价消声器本身的消声性能, 但多用于声学仿真与对比分析^[12]。而插入损失 (Insertion Loss, 简称 IL) 可评价包括连接管在内的整个排气系统的消声效果, 主要通过试验进行对比。为了尽可能提高 100 Hz~160 Hz 的消声量, 分别对消声器的穿孔率 σ 、穿孔直径 d 、中间管直径 D 及进气管插入深度 l , 进行三维声学仿真对比^[13], 分析其对 TL 的影响, 识别得到关键参数, 为优化设计提供依据。其中, 消声器内部温度取 673 K, 进气管及排气管定义为平面



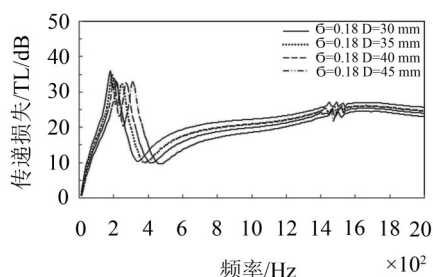
图3 内部结构对比

波。

由于进气管与发动机相连,直径为定值40 mm,先将各管的直径取40 mm,穿孔的孔径 d 取3.5 mm,穿孔率 σ 分别取0.09、0.12、0.15与0.18,得到的TL曲线如图4所示。由图可知,在各频率处,不同 σ 得到的TL基本相同。同理,各管的直径不变,穿孔率 $\sigma=0.18$ 时, d 分别取2.5 mm、3.5 mm、4.5 mm与5.5 mm进行对比,发现 d 值不同,TL变化也非常小,说明 σ 、 d 对消声频率及消声量均无明显影响。

图4 穿孔率 σ 对TL的影响

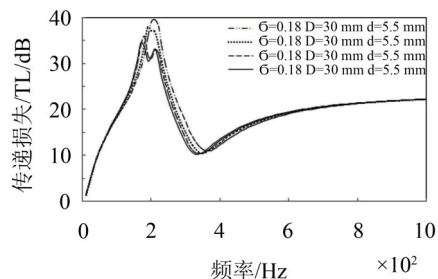
基于上述分析,为了提高吸声材料的高频吸声效果,取 $d=5.5$ mm,且 $\sigma=0.18$ 。中间管的直径 D 分别取30 mm、35 mm、40 mm与45 mm,对比分析得到的TL曲线如下图5所示。

图5 中间管径 D 对TL的影响

观察TL曲线发现, D 值越小,TL曲线越向低频方向移动,对100 Hz~160 Hz的噪声消声效果越好,且各频率处的消声量也有所提高。但 D 值不能太小, D 值越小,消声器的背压越大,将损失发动机的动力性与经济性^[12]。

同理,在 $\sigma=0.18$, $d=5.5$ mm, $D=30$ mm的前提下, l 分别取30 mm、50 mm、70 mm与90 mm,得TL对比曲线如下图6所示。观察可发现 l 值越大,TL曲线越向低频方向移动,但最大消声量却有所减小,且

l 值的变化对500 Hz以上频率几乎无影响,故取 $l=50$ mm。

图6 进气管插入深度 l 对TL的影响

3 性能对比

3.1 声学对比

根据上述优化结果,消声器参数分别取 $d=5.5$ mm、 $\sigma=0.18$ 、 $D=30$ mm及 $l=50$ mm,图7为原消声器与优化后消声器的TL对比。由图可知,中低频消声量明显大于原消声器,尤其在100 Hz~400 Hz频率段。虽然在400 Hz以上频率段消声量稍有减小,但由于排气主噪声成分为100 Hz~160 Hz频率段,不仅不影响消声器的消声量,且增加了TL与排气噪声的匹配性。

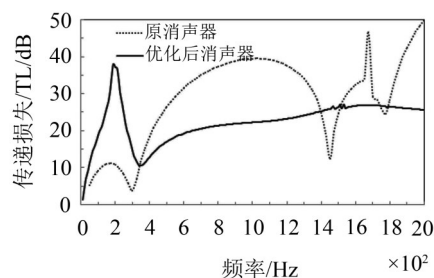


图7 优化前后TL对比

3.2 空气动力学对比

过高的流速会造成气体摩擦再生噪声,故利用计算流体动力学(CFD)方法^[14],对优化前后消声器进行对比。进气口定义为mass-flow-inlet,根据发动机排量得流量约为0.03 kg/s,内部温度取673 K,空气密度取0.523 kg/m³;排气口为pressure-outlet^[15],高斯压力为0。对比结果见表3,原消声器的背压值高达28.53 kPa(一般应小于10 kPa),不满足设计要求。而优化后消声器背压仅为3.97 kPa,降幅达86.1

表3 空气动力学对比

评价指标	背压	最高流速	降幅
	kPa	m/s	%
原消声器	28.53	76.8	86.1
优化后消声器	3.97	60.2	21.6

%之多,有利于提高发动机的动力性能,以此同时,内部流速也有所降低,可减小由于高速气体摩擦产生的二次噪声,有利于降低排气高频噪声。

3.3 试验对比

优化设计的消声器实物如图8所示,为了评价其IL及实际消声效果,按GB/T 4759-2009内燃机排气消声器测量方法,在距消声器排气口0.5 m远处进行对比测试,在最大油门满载工况下,测试的结果如下图9所示。



图8 优化后消声器实物

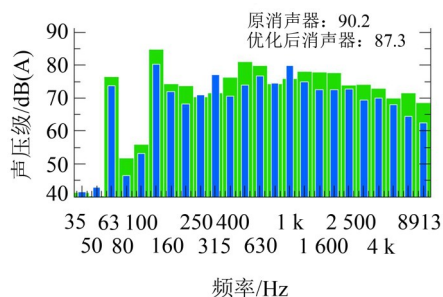


图9 排气口0.5 m处噪声对比

由图9可知,在排气口0.5 m处,声压级降低了2.9 dB(A),降噪效果明显,尤其体现在125 Hz附近的中低频段,与仿真分析结果非常吻合(见图7)。同时,由于最高流速的控制,减小了摩擦产生的二次噪声,因此,在500 Hz以上的高频段,消声量也普遍提高。图10为10 m测量半径的左后测点(消声器在左侧)声压级,降幅达5.1 dB(A)之多,同时,按国标GB/T 25614-2010综合计算6个测点噪声值,可得机外辐射噪声降低达3.1 dB(A)。

4 结语

(1) 原机机外辐射噪声过大,缘由为原消声器与发动机排气噪声不匹配,说明消声器的设计应该根据发动机排气噪声的频率特性,量身定制;

(2) 穿孔率、穿孔孔径对TL影响不大;中间管

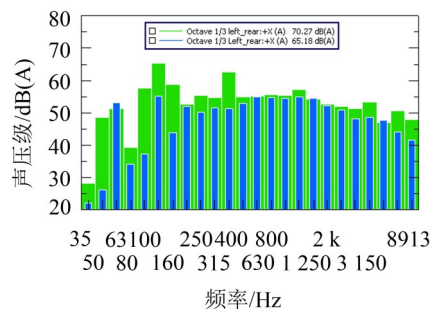


图10 左后测点噪声对比

管径越小,中低频消声效果越好,且消声量更大,但背压增大;进气管插入越深,越利于中低频消声,但消声量减少;

(3) 实验证明搭载优化后消声器的整机,机外辐射噪声降低了3.1 dB(A),验证了设计与仿真方法的正确性。为中低频噪声问题消声器的设计,提供了参考。

参考文献:

- [1] 温学芹,贺元成,洪震,等. 挖掘机噪声分析与控制[J]. 机械管理开发, 2011, 2: 23-25.
- [2] 张德满,李舜酩,尚伟燕,等. 工程机械机外噪声声源分析及降噪处理[J]. 振动、测试与诊断, 2011, 31(3): 363-365.
- [3] 史文献,左言言,刘海波,等. 排气消声器声学性能仿真分析[J]. 拖拉机与农用运输车, 2007, 34: 57-61.
- [4] 陈斌. 汽车排气系统的降噪特性理论研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2010.
- [5] 肖其亚. 排气消声器与发动机匹配设计系统研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2007.
- [6] 庞剑,湛刚,何华,等. 汽车噪声与振动理论与应用[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2006.
- [7] 姚杰. 基于多腔的消声器气流再生噪声研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2012.
- [8] Lee I. Acoustic characteristics of perforated dissipative and hybrid silencers[D]. The Ohio State University, 2005: 108-139.
- [9] 苏胜利,季振林. 三通穿孔管消声器声学性能的有限元分析[J]. 船舶工程, 2007, 29(2): 179-181.
- [10] 刘丽萍,肖福明,陶莉莉,等. 消声器结构对气流再生噪声的影响[J]. 农业机械学报, 2005, 36(4): 48-50.
- [11] 马大猷. 现代声学理论基础[D]. 北京: 科学出版社, 2004.
- [12] 毕嵘,刘正士,王敏,等. 排气消声器声学及阻力特性数值仿真研究[J]. 噪声与振动控制, 2008: 111-115.
- [13] 袁守利,辛超,刘志恩,等. 汽车排气消声器三维声场分析[J]. 噪声与振动控制, 2014, 34(1): 113-117.
- [14] 胡效东,周以齐,方建华,等. 基于CFD的挖掘机消声器结构优化研究[J]. 系统仿真学报, 2007, 19(13): 3126-3129.
- [15] 吕金水,陈剑,袁正,等. 基于DOE的挖掘机排气消声器结构优化设计[J]. 噪声与振动控制, 2014, 34(5): 210-213.