

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2016.08.006

考虑流场和温度场影响的内燃叉车 排气消声器改进设计

王志刚¹, 游红武¹, 翁浩², 朱甫宏³, 翁泽宇^{1*}

(1. 浙江工业大学 机械工程学院, 浙江 杭州 310014; 2. 贵阳市城市轨道交通有限公司, 贵州 贵阳 550081; 3. 中国人民解放军 73021 部队, 浙江 杭州 310023)

摘要:针对某内燃叉车最高速排气噪声过大的问题,利用 Fluent 软件对排气消声器内流场进行了计算,并通过建立内流场数据与声学网格间的耦合关系,在声学仿真软件中计算得出了排气消声器在流场和温度场同时作用下的传递损失;依据声学仿真结果,针对内燃叉车排气消声器消声能力的不足,进行了改进设计和仿真计算,并通过内燃叉车排气噪声试验验证了排气消声器的改进效果。研究表明,改进后的排气消声器使内燃叉车排气噪声下降 3.07 dB(A);气流流速的增大和温度的升高会使消声器的传递损失曲线向高频方向移动,且随着频率的增大偏移量变大,同时高频处的传递损失也有所增大。

关键词:内燃叉车;排气消声器;流场;温度场;改进设计

中图分类号:TK402;TH122

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2016)08-0944-06

Improvement of internal combustion forklift exhaust muffler considering the influence of flow and temperature fields

WANG Zhi-gang¹, YOU Hong-wu¹, WENG Hao², ZHU Fu-hong³, WENG Ze-yu¹

(1. College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China;

2. Guiyang Urban Rail Transit Co., Ltd., Guiyang 550081, China; 3. The Chinese People's

Liberation Army 73021, Hangzhou 310023, China)

Abstract: Aiming at the problem of an internal combustion forklift with excessive exhaust noise during high speed, the software Fluent was used to calculate the flow field inside exhaust muffler. Through the establishment of the coupling relationship between the flow field data and acoustic grid inside the muffler, the transmission losses were calculated in presence of flow and temperature fields using acoustic simulation software. According to the acoustic simulation results, the improvement and simulation of muffler were made aiming for the inadequacy of noise eliminating capability of the internal combustion forklift exhaust muffler. Finally, the exhaust noise of the internal combustion forklift was tested to verify the noise eliminating effect of the improved exhaust muffler. The results indicate that the improved exhaust muffler can make the internal combustion forklift exhaust noise decrease by 3.07 dB(A), the air flow velocity and temperature increase produce a movement to high frequency of transmission losses curve and a large offset of curve with the increasing of frequency, meanwhile the transmission losses at high frequency also rise.

Key words: internal combustion forklift; exhaust muffler; flow field; temperature field; improvement

0 引言

排气消声器是减小内燃叉车排气噪声的主要手

段^[1],其消声性能的提高对于降低内燃叉车排气噪声有重要的作用。在实际工况中,排气消声器内部通过的是高速高温气流且实际结构往往比较复杂,气流流

收稿日期:2016-04-18

作者简介:王志刚(1992-),男,河南新乡人,硕士研究生,主要从事机械振动与噪声控制方面的研究. E-mail:wangzg213@126.com

通信联系人:翁泽宇,男,教授,硕士生导师. E-mail:wengzy8888@163.com

速和温度变化较大,对消声器的声学性能有很大的影响^[2]。

计算机技术的发展使得有限元仿真方法为分析消声器的声学性能提供了便利。宫建国^[3]利用有限元仿真方法分析了常温常压状态下一汽车排气消声器的声学性能,并进行了结构改进。袁启慧^[4]在对某车排气消声器进行优化设计时,利用有限元仿真方法分别分析了平均流速、恒温状态下的声学性能。董红亮^[5]以消声器内部平均温度相近($\pm 5^\circ\text{C}$)的单元为一个集合,将温度数据考虑进声学计算中,利用有限元法研究了温度对某内燃机排气消声器声学性能的影响。袁守利^[6-7]将消声器内部温度场数据和声学网格耦合,利用有限元仿真方法分析了某汽车排气消声器的声学性能,并对消声器结构进行了优化设计。

但是,对于最高速工况下内燃叉车排气消声器的

声学性能仿真分析,将消声器内流场及温度场进行简化处理,或仅考虑气流、温度单一因素的影响,会产生较大的误差。

本研究针对某内燃叉车最高速排气噪声过大的问题,采用 Fluent 软件对消声器在该工况下的内流场进行计算,并将内流场数据和声学网格耦合,以避免流场数据的简化,更加准确地计算考虑气流和温度影响时消声器的传递损失,研究气流和温度同时作用时对消声器声学性能的影响。依据仿真分析结果,对消声器内部结构进行改进设计,改善其声学性能。

1 内燃叉车排气消声器结构

笔者研究的内燃叉车排气消声器内部结构示意图如图 1 所示。

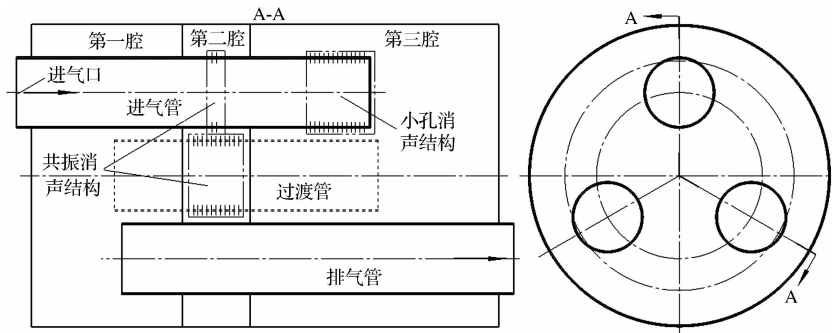


图 1 内燃叉车排气消声器内部结构

该消声器内部有 3 个腔室,并通过进气管、过渡管和排气管连通在一起。第二腔分别与进气管前段穿孔、过渡管穿孔形成两个共振消声结构;进气管后段穿孔为小孔消声结构。左端为消声器进气口。

2 排气消声器内流场仿真分析

2.1 流场分析理论

消声器结构内部气体流动一般是采用湍流模型来进行计算分析^[8]。反映湍流脉动量对流场影响的湍流动能方程和湍流应力方程可通过标准 $k-\varepsilon$ 湍流方程得到,其表达式为:

$$\begin{aligned} \rho \frac{dk}{dt} &= \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] - \rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \\ &\quad \beta g_i \frac{u_i}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} - \rho \varepsilon \quad (1) \\ \rho \frac{d\varepsilon}{dt} &= \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \cdot \end{aligned}$$

$$\left(-\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + G_{2\varepsilon} \beta g_i \frac{u_i}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2)$$

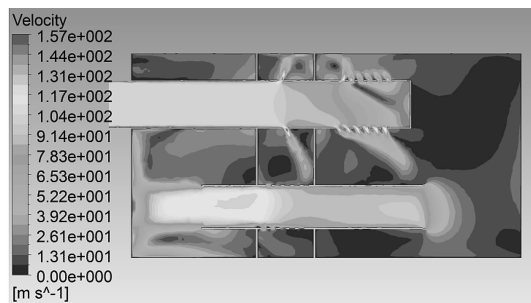
式中: k —湍动能, m^2/s^2 ; ε —湍动能耗散率, m^2/s^3 ; μ —动力粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; μ_t —湍流粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; u_i, u_j —时均速度, m/s ; u'_i, u'_j —湍流的脉动速度, m/s ; ρ —介质密度, kg/m^3 ; Pr_t —湍动 Prandtl 数,可取 0.85; g_i —重力加速度在第 i 方向上的分量, m/s^2 ; β —热膨胀系数; $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}$ —经验常数; $\sigma_k, \sigma_\varepsilon$ —湍动能 k 和耗散率 ε 对应的 Prandtl 数。

根据 Launder 等推荐值^[9],它们的取值分别为: $C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92; \sigma_k = 1, \sigma_\varepsilon = 1.3$ 。

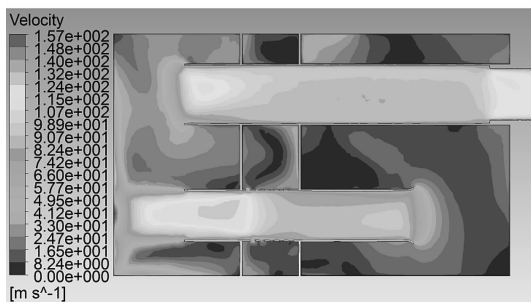
2.2 仿真计算及结果分析

本研究以 Fluent 软件作为仿真分析工具,划分排气消声器流体域的网格模型,单元最大边长为 9.01 mm,并在网格模型上施加相应的边界条件。入口处定义气流速度为 100 m/s,进气温度为 503 K;出口处定义相对大气压的参考压力为 0 Pa;管壁视为无滑移壁面,设置壁面粗糙度和对流换热系数分别为

$0.5 \mu\text{m}$ 和 $30 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。计算收敛后得到排气消声器在截面 I (经过进气管和中间过渡管的轴向截面) 和截面 II (经过中间过渡管和排气管的轴向截面) 上的速度分布云图如图 2 所示, 温度分布云图如图 3 所示。

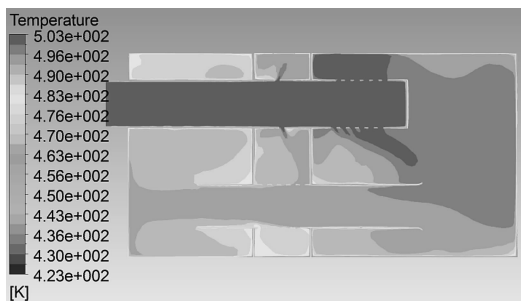


(a) 截面 I 速度分布云图

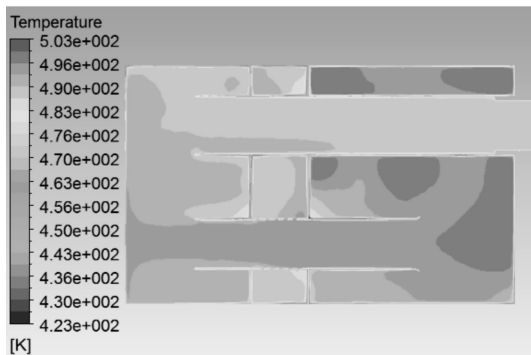


(b) 截面 II 速度分布云图

图 2 排气消声器内部速度分布云图



(a) 截面 I 温度分布云图



(b) 截面 II 温度分布云图

图 3 排气消声器内部温度分布云图

由图 2 可以看出, 气流以 100 m/s 的速度由消声器入口流入进气管, 由于管上穿孔和管末端封闭, 一部分气体从离入口最远的几排小孔平均以 111 m/s 速度沿

径向流出到第三腔内, 并经过复杂运动后流进中间过渡管。另一部分气体直接流到封闭端面, 并因端面的阻力作用形成了回流, 回流的气体又从离封闭端面较远的小孔以 150 m/s 速度流入第二腔内, 然后撞击壁面及隔板后流进中间过渡管上的小孔中。这样从进气管内流出的两部分气体在中间过渡管内交汇, 并使得中间过渡管的出口处气流速度达到 120 m/s 左右。从中间过渡管出来的气体在第一腔内沿着前端面板和侧壁分散流入排气管, 排气管入口处的流速分布不太均匀, 高的一侧达到了 103 m/s , 低的一侧则只有 59 m/s , 不过离入口越远速度越趋均匀, 最终气流以 93 m/s 的速度进入大气。

由图 3 可以看出, 排气消声器内各个区域温度变化较大, 进气管内的温度高达 502.9 K , 随着气体的流动, 温度逐渐减小, 并出现较大的温度梯度。第三腔中的温度由进气管流出时的 501 K 降到 489 K 。过渡管内的气流温度在轴向上温度变化不是很大, 只有 2°C 左右, 在径向从穿孔开始位置到出口处温度变化幅度较大, 达到 11°C 左右。第一腔内温度梯度变化较大, 在中间过渡管的出口区域温度稍高, 在 494 K 左右, 在中间过渡管的出口与排气管入口之间靠近中间隔板区域温度最低到 483 K 。此外, 第二腔内由于气流量少, 温度变化梯度只有 4°C , 排气管内的温度基本保持一致, 在 489 K 左右。

3 声学性能分析

3.1 内流场数据和声学网格耦合关系的建立

本研究将内流场分析网格和声学网格叠加到同一个坐标系中, 建立内流场数据和声学网格的耦合关系。声学网格上的节点称为目标节点, 以目标节点为球心, 半径为 D 的球面范围内的 N 个内流场网格节点上的数据作为源数据求得目标节点上的值^[10]。节点数据之间的关系可以表示为:

$$T_{\text{target}} = \frac{\sum_{i=1}^N \frac{T_i}{d_i}}{\sum_{i=1}^N \frac{1}{d_i}} \quad (3)$$

式中: T_{target} —目标节点值; T_i —源节点上的值; d_i —目标节点和源节点间距, mm。

这个数据的耦合过程也称为内流场数据向声学网格上的映射过程。为保证映射的准确性, 常常在流场计算和声学计算中采用同一套网格, 即在对排气消声器进行声学仿真计算时, 采用流场分析的网格模型, 这样使数据映射的过程中节点相对应, 可以直接采用流场

网格节点的流速和温度数据,保证边界的准确性。

进行声学计算时,声学网格模型的最大单元尺寸 $L_{\max}$ 应小于分析求解的最高频率 $f_{\max}$ 对应最小波长的 $1/6$,即 $L_{\max}$ 应满足下式:

$$L_{\max} \leq \frac{1}{6} \frac{c_0}{f_{\max}} \tag{4}$$

式中: c_0 —消声器中声波的速度,m/s。

试验得到仿真分析的最高频率为 2 100 Hz,对应的最大单元尺寸为 26.98 mm。流场分析的网格模型满足声学计算要求。

3.2 传递损失

本研究选择传递损失 TL 作为排气消声器声学性能的评价指标。传递损失表示出口为无反射端时,消声器进口处的入射声功率级 L_{W_i} 与出口处的透射声功率级 L_{W_t} 之差。传递损失体现的是消声部件本身的固有属性,不受声源以及外界环境的影响,只与消声器本体有关。

$$TL = L_{W_i} - L_{W_t} = 10\lg \left| \frac{W_i}{W_t} \right| = 10\lg \left| \frac{S_i p_i^2}{S_t p_t^2} \right| \tag{5}$$

式中: W_i, W_t —消声器进口和出口处入射声功率和透射声功率,W; p_i, p_t —消声器进口和出口处的入射声压和透射声压,Pa; S_i, S_t —消声器进口和出口的截面积,m²。

3.3 仿真计算及结果分析

本研究利用声学有限元软件分别对常温常压状态和耦合内流场数据两种情况下的排气消声器声学性能进行仿真计算。笔者应用管道声模态作为入口边界条件,即以管道声模态形式的一束压力波入射到管道端口来模拟声源;出口定义为无反射边界层^[11];不考虑排气消声器壁面吸声性能,即壁面视为刚性壁面。

耦合内流场数据下排气消声器的传递损失曲线与常温常压下的相比,整体向高频移动,且随着频率的增大偏移越明显。其中,低频处的两个消声低谷分别从 200 Hz 和 540 Hz 移动到 260 Hz 和 720 Hz,低频处的一个消声峰值从 260 Hz 移动到320 Hz。此外,耦合内

流场数据后消声器中低频处的峰值消声量基本没有变化,高频处的峰值消声量变化明显,原 1 600 Hz 处的峰值消声量为 19 dB,由于温度的影响,偏移到 1 980 Hz,相应的消声量增大到 80 dB,因为气流的作用引起穿孔声阻抗变大,导致高频区域有较大的消声量。

分别计算得到上述两种情况下排气消声器的传递损失如图 4 所示。

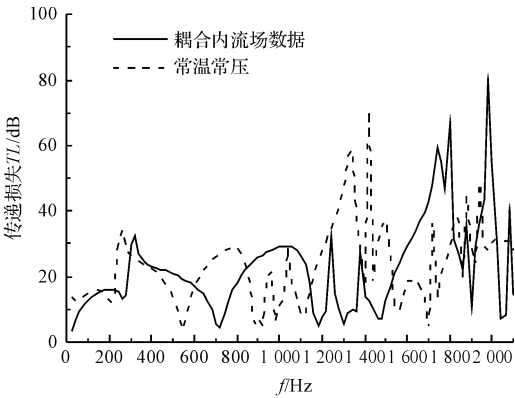


图 4 常温常压和耦合内流场数据下的消声器传递损失

由耦合内流场数据下的消声器传递损失曲线发现,消声器高频区域传递损失较大,消声效果较好;但是中、低频区域的消声量普遍偏低,传递损失多数在 20 dB 以下,并且在 720 Hz 处出现明显的通过频率,整体的消声效果较差,说明该排气消声器在设计方面存在一些不足。

4 排气消声器改进设计

本研究依据该内燃叉车排气消声器声学性能仿真分析结果,对排气消声器内部结构进行改进设计。针对共振消声结构,重新排列穿孔位置,并减小穿孔孔径及穿孔率,同时在排气管壁上开孔增加一个共振消声结构;针对小孔消声结构,增加小孔消声穿孔管的长度,重新排列小孔位置,增加小孔间距,并减小小孔直径。改进后排气消声器的结构如图 5 所示。

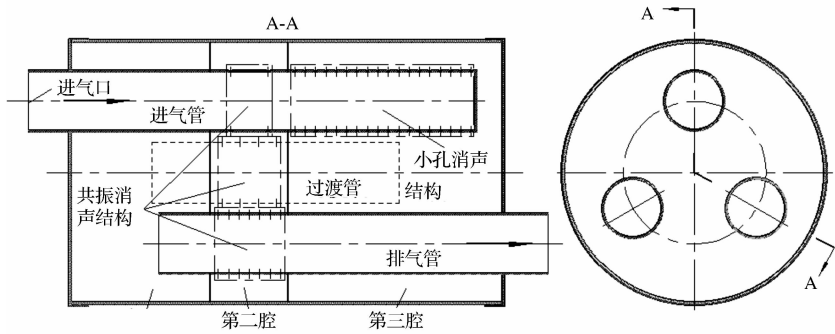


图 5 改进后的排气消声器

本研究对改进后排气消声器的流场、温度场和声学性能进行计算,得到耦合内流场数据下的传递损失,并与相同条件下的原排气消声器传递损失对比,对比结果如图 6 所示。

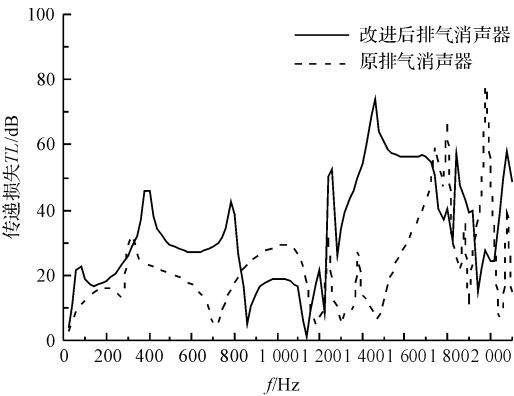


图 6 改进前、后排气消声器的传递损失对比结果

改进后排气消声器的传递损失曲线在 350 Hz ~ 820 Hz、1 240 Hz ~ 1 660 Hz 频段明显高于原排气消声器,但在 860 Hz ~ 1 140 Hz 频段的消声能力变差。但是,从整体上看,改进后的排气消声器的消声效果要明显优于原排气消声器。

5 内燃叉车排气噪声测试试验

依据标准“内燃机排气消声器测量方法”(GB/T 4759.2009)^[12],本研究采用现场测量法,对内燃叉车排气噪声进行测试分析。测试设备采用比利时 LMS 公司的 LMS Test. lab 测试分析系统。传声器布置在排气管口,与排气管轴线成 45° 夹角,距管口的距离 $d = 0.5\text{ m}$ 处,并指向排气口。传声器的测量位置如图 7 所示。

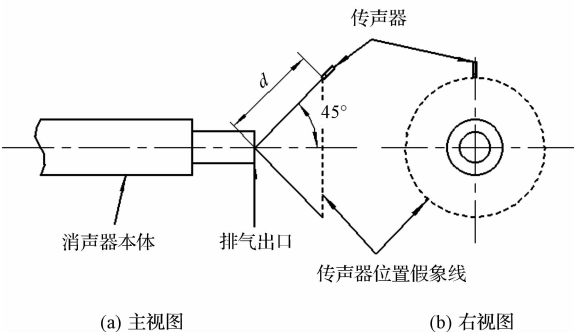


图 7 传声器的测量位置

本研究取 3 组测试数据的平均值作为排气口噪声 A 计权声压级的试验结果如表 1 所示,并对排气口噪声信号进行谱分析。

安装原排气消声器与改进后排气消声器的内燃叉车排气噪声的 A 计权声压级如表 1 所示,排气噪声由原来的 86.46 dB 降低到 83.39 dB,降了 3.07 dB,排气

消声器的改进效果明显。

表 1 安装改进前、后排气消声器的内燃叉车排气噪声的 A 计权声压级(单位: dB)

	第一次	第二次	第三次	均值
改进前	86.12	86.73	86.54	86.46
改进后	83.43	83.35	83.39	83.39

安装原排气消声器与改进后排气消声器的内燃叉车排气噪声的频谱图如图 8 所示。

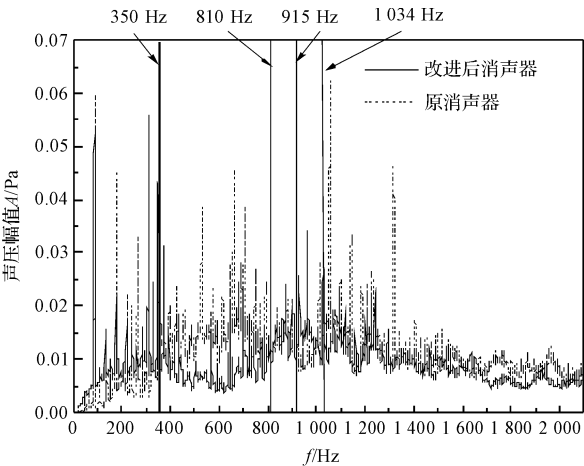


图 8 内燃叉车排气噪声频谱图

内燃叉车的排气噪声主要集中在 1 600 Hz 频率以内,其中,在 350 Hz ~ 810 Hz 频段,安装改进后消声器的排气噪声声压幅值降低。这与图 6 中用耦合内流场数据下的仿真结果在 350 Hz ~ 820 Hz 频段传递损失曲线上升是对应的,间接地验证了仿真计算的正确性,同时也说明了在消声器声学性能仿真分析时,不能忽略气流和温度因素的影响。

6 结束语

本研究对某内燃叉车排气消声器的内流场、温度场和声学性能进行了计算,根据计算结果对排气消声器内部结构进行了改进设计,并试验测试了叉车的排气噪声,得出以下结论:

- (1)改进后的排气消声器消声效果优于原排气消声器,排气噪声降了 3.07 dB(A),说明了分析方法和设计方法的正确性。
- (2)通过将消声器内流场数据与声学网格直接耦合后进行声学计算的方法,避免了流场和温度场数据的简化,可以得到排气消声器在实际工作状态下的传递损失。
- (3)气流流速的增大和温度的升高会使消声器的传递损失曲线向高频方向移动,随着频率的增大偏移量增大,且高频处的传递损失增大,在消声器声学性能

仿真分析中,必须要同时考虑气流和温度因素的影响。

参考文献(References):

- [1] 孙光英,孙维乙,吴海曙,等. 新型内燃叉车阻抗复合式消声器的设计与评价[J]. 工程机械,2011,42(12):33-37+8.
- [2] ULE H, NOVAK C, SPADAFORA T, et al. Comparison of experimental and modeled insertion loss of a complex multi-chamber muffler with temperature and flow effects[J]. **Canadian Acoustics-acoustique Canadienne**, 2004, 32(3): 102-103.
- [3] 宫建国,金涛,马宇山,等. 汽车消声器声学特性的数值分析与结构改进[J]. 噪声与振动控制,2011,31(2):59-62.
- [4] 袁启慧. 基于 Virtual. Lab 汽车排气消声器性能仿真研究[D]. 重庆:重庆交通大学交通运输学院,2013.
- [5] 董红亮,邓兆祥,来飞. 考虑温度影响的消声器声学性能分析及改进[J]. 振动工程学报,2009,22(1):70-75.
- [6] 袁守利,武明飞,刘志恩. 考虑温度场影响的排气消声器

性能仿真优化[J]. 武汉理工大学学报:信息与管理工程版,2014,36(5):627-630,635.

- [7] 王瑞星,刘斌,申志远,等. 单流程蒸发器表面温度场均匀性的影响因素研究[J]. 流体机械,2015,43(1):57-62,22.
- [8] 张德满,李舜酩,门秀花. 单缸发动机消声器压力损失的CFD研究[J]. 华南理工大学学报:自然科学版,2010,38(3):129-132.
- [9] 龙天渝. 计算流体力学[M]. 重庆:重庆大学出版社,2007. 03.
- [10] 詹福良,徐俊伟. Virtual Lab Acoustics 声学仿真计算从入门到精通[M]. 西安:西北工业大学出版社,2013.
- [11] 郭军丽,吴亚锋,徐俊伟,等. 基于管道声模态的消声器传递损失计算[J]. 噪声与振动控制,2013,33(5):179-183.
- [12] GB/T 4759. 2009, 内燃机排气消声器测量方法[S]. 北京:中国标准出版社,2009.

[编辑:李辉]

本文引用格式:

王志刚,游红武,翁浩,等. 考虑流场和温度场影响的内燃叉车排气消声器改进设计[J]. 机电工程,2016,33(8):944-949.

WANG Zhi-gang, YOU Hong-wu, WENG Hao, et al. Improvement of internal combustion forklift exhaust muffler considering the influence of flow and temperature fields[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2016,33(8):944-949.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>

(上接第943页)

参考文献(References):

- [1] LONG C F, COLE J J, MCCAULEY P F, et al. Electro-hydraulic control system in a power transmission: US, 5601506A[P]. 1997-2-11.
- [2] 房建军,房建东,赵于东. 比例控制放大器在电液比例技术中的应用与发展. 机床与液压,1999,27(4):22-23.
- [3] 付强. 基于DSP的可编程比例控制放大器研究[D]. 杭州:浙江大学机械与能源工程学院,2008.
- [4] 卢文辉,李胜,吕敏健,等. 电液比例阀的结构原理与研究现状[J]. 机床与液压,2014,42(5):166-172.
- [5] 李运华,刘源,何刘宇. 对电液比例阀几个基本问题的讨论[J]. 液压气动与密封,2013,33(4):25-27.
- [6] DRON S M. Linear Displacement Transducer: US,4339739[P]. 1982-07-13.
- [7] 万海兵,张春华,王伟. 挖掘机反铲铲斗电液比例位置控制器设计[J]. 兵工自动化,2015,34(7):33-36.
- [8] 陈曦. 电液比例阀控缸位置控制系统的分析及优化[D]. 天津:天津理工大学机电工程学院,2013.
- [9] 陈遵荣,钟灵. 基于数字开关比例阀的机械液压型水轮

机调速器改造设计[J]. 机械,2014,41(11):69-73.

- [10] JIN Bo, ZHU YA-guang, LI Wei, et al. A differential control method for the proportional directional valve[J]. **Journal of Zhejiang University (English Edition)**, 2014, 15(10):892-902.
- [11] 吴根茂,邱敏秀. 新编实用电液比例技术[M]. 杭州:浙江大学出版社,2006:37-81.
- [12] 张德盛. 基于ARM的数字式比例放大器的研究[D]. 杭州:浙江大学机械工程学院,2012.
- [13] FU Lin-jian, WEI Jian-hua, QIU Min-xiu. Dynamic Characteristics of Large Flow Rating Electro-hydraulic Proportional Cartridge Valve[J]. **Chinese Journal of Mechanical Engineering (English Edition)**, 2008, 21(6):57-62.
- [14] JIN B, ZHU Y G, LI W. PID parameters tuning of proportional directional valve based on multiple orthogonal experiments method: method and experiments[J]. **Appl. Mech. Mater.**, 2013, 2418(325):1166-1169.
- [15] 金波,朱世强,张光琼,等. 用正交试验法整定PID控制器参数[J]. 中国机械工程,2000,11(6):682-683.

[编辑:李辉]