

某发动机后处理装置气流再生噪声分析与改进

崔志勇^{1,2}, 陈志响^{1,2}, 王宁波³, 马庆镇^{1,2}, 翟旭茂^{1,2}

1. 潍柴动力股份有限公司, 山东 潍坊 261061; 2. 内燃机可靠性国家重点实验室, 山东 潍坊, 261061;

3. 潍坊市应急救援服务中心, 山东 潍坊 261061

摘要:为降低某发动机后处理装置气流再生噪声,采用计算流体动力学(computational fluid dynamics, CFD)建立后处理装置气流再生噪声有限元模型,进行噪声源强度分析,确定气流噪声最大声压级在出口管后排穿孔处。设计出口管穿孔结构改为插管结构和封堵后排穿孔 2 种优化方案,进行声压级及传递损失仿真对比;将采用封堵后排穿孔的后处理装置结构与原方案进行车辆加速行驶测试对比。仿真结果表明,2 种优化方案的气流噪声声压级均降低,且不影响后处理装置降噪能力。测试试验结果表明,采用封堵后排穿孔的后处理装置结构,噪声明显降低,由流体流动引起的宽频噪声几乎消失,噪声总声压级由原来的 90.4 dB 下降到 82.3 dB。

关键词:发动机;后处理装置;气流再生噪声;传递损失

中图分类号:TK421

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2024)02-0028-06

引用格式:崔志勇, 陈志响, 王宁波, 等. 某发动机后处理装置气流再生噪声分析与改进[J]. 内燃机与动力装置, 2024, 41(2): 28-33.

CUI Zhiyong, CHEN Zhixiang, WANG Ningbo, et al. Analysis of airflow regeneration noise in an engine aftertreatment device and its improvement [J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2024, 41(2): 28-33.

0 引言

柴油机尾气排放和噪声污染是亟待解决的问题,在发动机排气系统中安装具有净化和消声功能的后处理装置可有效解决排放和噪声污染^[1-2],但导致发动机排气管气体流速增大,气流再生噪声增大,影响后处理装置消声效果^[3-4],研究和降低发动机后处理装置气流再生噪声具有重要工程应用价值。

近年来,众多学者采用多种方法研究气流再生噪声。Lighthill^[5-6]从 Navier-Stokes 方程出发,利用声类比方法推导出气流运动发声的 Lighthill 方程,建立了声波传播方程与流场之间的直接联系,将声源产生和声音传播分开求解,为研究气流再生噪声奠定了基础;Curle^[7]、Ffowcs-Williams 等^[8]对 Lighthill 声类比理论进行了一定的发展,考虑了固体边界以及运动物体在流体中的声音传递。随着计算机技术的发展,很多学者使用计算流体动力学(computational fluid dynamics, CFD)方法研究气流再生噪声,通常采用瞬态 CFD 求解声源,结合声学有限元方法研究声波传播,但瞬态 CFD 计算需要高质量的离散网格和大量的计算时间,对于复杂结构流场难以保证计算收敛^[9-11]。Peter^[12]使用稳态 CFD 和声学有限元宽频噪声快速预测(stochastic noise generated randomly, SNGR)相结合的方法评估飞机起落架升降过程中的气流再生噪声,发现近场和远场的分布趋势吻合较好;赵海军^[13]搭建了流噪声测量平台,研究消声器进口管径、膨胀比、长径比及气体流速对气流再生噪声声压级的影响,但该测量平台只能评估气流再生噪声声压级,不能分析气流再生噪声产生的原因;赵冬明^[14]利用流场软件和声学软件进行联合仿真,分析了插管长度和偏心管距离对气流再生噪声的影响;王习昌^[15]利用 CFD 和 SNGR 相结合的方法研究了某车型侧窗区

收稿日期:2024-02-23

基金项目:国家重点研发计划项目(2021YFD2000302)

第一作者简介:崔志勇(1988—),男,山东德州人,工程师,主要研究方向为发动机后处理技术,E-mail:cuizy@weichai.com。

域气动噪声,对该车型后视镜相关参数进行了优化设计,探究了 SNGR 方法的可靠性,由于 SNGR 为半经验模型,很多参数由前期试验数据得出,可快速预测气流再生噪声趋势,效率高,计算速度快,可广泛应用于前期结构选型和模型优化,但不能预测声压级准确结果。

随着发动机排量增大,排气管内气体流速升高,后处理装置内气流再生噪声问题严重,本文中基于某柴油机后处理装置,利用稳态 CFD 和声学有限元结合的方法计算后处理装置内部气流再生噪声,识别气流噪声源分布位置,分析气流噪声产生原因,并优化后处理装置结构,通过 CFD 仿真和加速行驶噪声试验方法对比优化前、后后处理装置气流再生噪声的声压级,为后处理装置结构优化设计提供参考。

1 流场和声场控制方程

1.1 流场控制方程

本文中选择雷诺平均法模拟湍流流动,流体流动遵守能量守恒定律,对于稳态、不可压缩流场,控制方程包括时均连续方程、时均动量方程、时均能量方程。

时均连续方程^[16]

$$\frac{\partial \bar{u}_l}{\partial x_l} = 0, \quad (1)$$

时均动量方程

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{u}_l \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_l} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}_l}{\partial x_j} \right) - \rho_0 \frac{\partial}{\partial x_j}(\overline{u'_l u'_j}) + \bar{S}_l, \quad (2)$$

时均能量方程

$$\rho_0 \frac{\partial}{\partial x_l}(\bar{T} \bar{u}_l) = \frac{\partial}{\partial x_l} \left(\frac{k_T}{c_p} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_l} \right) - \rho_0 \frac{\partial}{\partial x_l}(\overline{T' u'_l}) + \bar{S}_T, \quad (3)$$

式中: $\bar{u}_l, \bar{u}_j$ 为流体不同方向的速度分量; x_l, x_j 为对应的物理坐标, $l, j = 1, 2, 3$, 代表对应的方向, $l \neq j$; $\bar{u}_l, \bar{u}_j$ 为时均速度分量; $\bar{p}$ 为时均压力分量; $\bar{T}$ 为时均温度分量; ρ_0 为介质密度; μ 为流体的黏性系数; $\bar{S}_l$ 为动量方程的广义源项; $\bar{S}_T$ 为流体的内热源,即由于黏性作用机械能转化为热能的部分; k_T 为流动介质的热传导系数; c_p 为等压比热容; T', u'_l, u'_j 分别为对应的波动量。求解雷诺运动应力项 $\rho \overline{u'_l u'_j}$ 和雷诺温度应力项 $\rho \overline{T' u'_l}$ 时,需激活 Realizable $k - \varepsilon$ 湍流模型控制方程。

流场计算通常将后处理装置中的催化载体按照多孔介质进行简化处理,催化载体的惯性阻力系数

$$f_1 = d / (L \varphi^2), \quad (4)$$

式中: $d = 0.41, L$ 为载体的长度, φ 为载体开孔率。

催化载体的黏性阻力系数^[14]

$$f_2 = a / (2 d_h^2 \varphi), \quad (5)$$

式中: a 为根据小孔截面形状确定的因数,理论上圆形截面为 64.0,正方形截面为 56.8; d_h 为载体小孔的边长。

1.2 声场控制方程

根据 Lighthill 声类比理论,气动声学控制方程^[17-18]为:

$$-\omega^2 \Delta_p - c^2 \frac{\partial^2 \Delta_p}{\partial x_i \partial x_i} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j}, \quad (6)$$

式中: ω 为圆频率; Δ_p 为密度变化量; c 为声速; T_{ij} 为 Lighthill 张量(即声源项);对于理想气体,假设在绝热、高马赫数、低雷诺数下, $T_{ij} \approx \rho_0 u_i u_j$ 。

根据 Von-Karman-Pao 半经验计算公式,湍动能密度谱

$$E(\kappa^n) = \frac{2k'K}{3k_e} \frac{(k/k_e)}{[1 + (k/k_e)^2]^{\frac{17}{6}}} e^{-2(k/k_{\max})^2}, \quad (7)$$

式中: κ^n 为第 n 阶速度模态的湍流波数; $k' = 1.453$; K 为稳态 CFD 计算的湍动能; k 为波数; k_e 为最大能量波数, $k_e \approx 0.747/L'$, 其中 L' 为积分长度系数, 由稳态 CFD 计算结果得出; $k_{\max}$ 为柯尔莫戈洛夫波数, $k_{\max} = (\varepsilon/\nu^3)^{1/4}$, 其中 ε 为湍动能耗散率, ν 为运动黏性系数。

将不可压湍流速度场 v_i^t 按傅里叶模态展开

$$v_i^t = 2 \sum_n \tilde{v}^n \cos(\kappa^n k_j^n x_j + \Psi^n + \omega_n \cdot t) \cdot \sigma_j^n, \quad (8)$$

式中: $\tilde{v}^n = \sqrt{E(\kappa^n) \Delta_\kappa^n}$, 其中 Δ_κ^n 为波数步长; N 为最大阶数, 通常取前 5 阶; k_j^n 为第 n 阶速度模态湍流波矢量的随机取向; Ψ^n 为第 n 阶速度模态的随机相位; ω_n 为第 n 阶速度模态湍流圆频率; σ_j^n 为第 n 阶速度模态的方向; t 为时间。

载体流阻率

$$R = - \frac{1}{u} \frac{\Delta_p}{\Delta_x} = \frac{a \cdot \mu}{d_h^2 \varphi}, \quad (9)$$

式中: u 为流体速度; Δ_p/Δ_x 为单位长度对应的压力梯度, 即压力随距离的变化率。

自定义函数

$$s = \alpha \sqrt{8\omega\rho_0/(R\varphi)}, \quad (10)$$

式中: α 为形状因子, 细管横截面分别为圆形和方形时, α 分别为 1.00、1.07。

自定义函数

$$G_c(s) = - \frac{s}{4} \sqrt{-i} \frac{J_1(s\sqrt{-i})}{J_0(s\sqrt{-i})} / \left(1 - \frac{2}{s\sqrt{-i}} \frac{J_1(s\sqrt{-i})}{J_0(s\sqrt{-i})} \right), \quad (11)$$

式中: J_0 是 0 阶贝塞尔函数, J_1 是 1 阶贝塞尔函数。

催化载体等效复密度

$$\tilde{\rho} = \rho_0 + \frac{R\varphi}{i\omega} G_c(s), \quad (12)$$

催化载体复声速

$$\tilde{c} = c / \sqrt{\left[1 + \frac{G_c(s) R \varphi}{i\omega\rho_0} \right] \left[\gamma - \frac{\gamma - 1}{1 + \frac{Pr R \varphi G_c(s \sqrt{Pr})}{i\omega\rho_0}} \right]}, \quad (13)$$

式中: γ 为空气的比热比; Pr 为普朗特数, $Pr = \mu c_p / k_T$ 。

2 模型边界条件和计算方法

2.1 模型及边界

发动机后处理装置主要由进口穿孔管、外膨胀腔、穿孔隔板、隔板、2 块催化载体和出口穿孔管组成。

发动机废气经进口穿孔管、穿孔隔板进入载体前端膨胀腔, 流经催化载体发生化学反应, 降低有害气体含量, 且各个部分连接面的扩张和收缩使声能产生反射, 降低噪声。发动机后处理装置模型示意图如图 1 所示。

气流再生噪声有限元计算模型包括 4 部分: 后处理装置通过映射流场信息计算气流噪声源; 出口延长管不包括气体流动, 可计算声学传播; 出口延长管中的监测点用于测量后处理装置气流再生噪声声压级; 将出口管端部设置为无限元单元, 模拟管道自由场空间。后处理装置气流再生噪声有限元

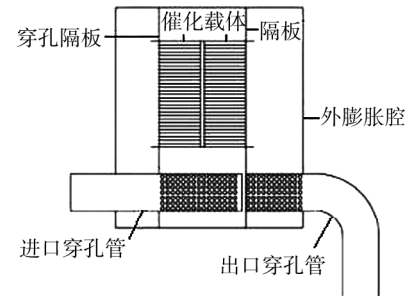


图 1 发动机后处理装置模型示意图

模型示意图如图2所示。

通常后处理装置的进口与涡后连接管直接相连,出口与大气相连,后处理装置进口边界类型为质量流量进口,边界流体单位面积的质量流量为 $20.61 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$,对应的温度为 650°C ;后处理装置出口边界类型为压力出口,边界压力为 0.1 MPa ;其余边界为静态、无滑移壁面;仿真计算忽略后处理装置进、出口温度变化,假定后处理装置温度分布均匀,催化载体目数为 400,通道形状为正方形,材质为陶瓷,壁厚为 0.1016 mm ,长度为 152.4 mm ,按照式(4)(5)计算催化载体的 f_1 、 f_2 。

2.2 计算方法

后处理装置气流再生噪声计算分为 CFD 和声学有限元两部分^[19]。通过 CFD 建立三维实体模型后,分别进行流场网格离散和声场网格离散,建立后处理装置网格模型时,最小流场网格为 0.5 mm ,最大网格不超过 5.0 mm ,流场网格数为 220 万;最小声场网格为 2.0 mm ,最大网格不超过最高频率 $1/6$ 对应的波长,为 25.0 mm ,声场网格数为 40 万。按照定义的流场边界进行 CFD 计算,将速度、湍流强度和湍流耗散率映射到声学有限元网格中计算气动声源项,定义声学边界进行声学有限元计算,得到气流再生噪声有限元响应结果。后处理装置气流再生噪声计算流程如图3所示。

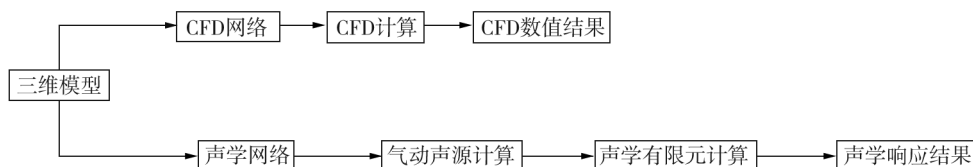


图3 后处理装置气流再生噪声计算流程

2.3 结构优化

后处理装置气流噪声源强度(以 A 计权)分布仿真云图如图4所示。由图4可知:气流噪声源集中在出口管后排穿孔处。分析原因为穿孔处掠-通混合流形成非稳定剪切层,该层作为一种激励与后处理装置背腔共振耦合,形成宽频噪声。

采用2种方案优化后处理装置内部结构,破坏穿孔处的掠-通混合流,使混合流动形式成为单一掠过流或单一通过流,降低气流再生噪声强度。优化方案1,将出口管穿孔结构改为插管结构,使出口管中的流动接近单一掠过流,但该方案出口穿孔管悬挂支撑,后端容易开裂;优化方案2,封堵后4排穿孔,使出口管流动接近单一通过流,该方案出口穿孔管两端固定支撑,结构可靠性较高。采用优化方案2,最高背压增大约 0.5 kPa ,总背压小于 30 kPa ,满足设计要求。

保持模型边界不变,仿真对比原方案、2种优化方案后处理装置气流再生噪声声压级随频率分布曲线及声压级传递损失如图5所示。

由图5a)可知:相比原方案,2种优化方案的气流噪声声压级均有所降低,且第2种优化方案气流噪声源的声压级更低一些。分析原因为优化方案2封堵后排穿孔后,穿孔数量减小,加强通过流,减弱掠过流,破坏了掠-通混合流产生流噪的机理,噪声降低。

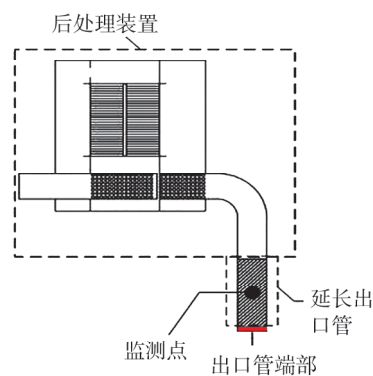


图2 后处理装置气流再生噪声有限元模型示意图

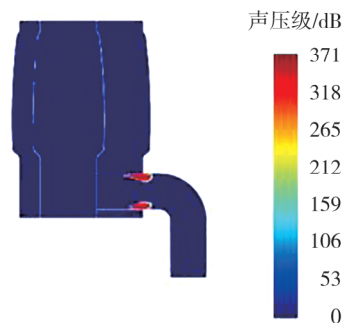


图4 后处理装置气流噪声源强度分布仿真云图

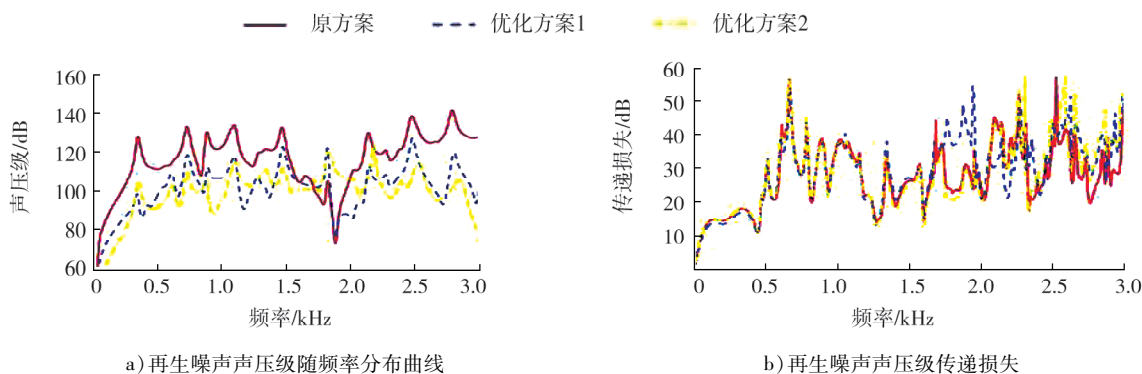


图5 仿真分析原方案、2种优化方案后处理装置气流再生噪声声压级随频率分布曲线及声压级传递损失

由图5b)可知:3种方案后处理装置的传递损失曲线趋势整体相同。传递损失与消声器的降噪性能关系密切,优化后处理装置结构,降低气流再生噪声声压级,不影响后处理装置的降噪能力。

2.4 车辆加速噪声测试与结果分析

测试车辆最大总质量大于12 t,发动机功率大于150 kW,按照文献[20]中规定的N3类车辆噪声测试方法进行加速行驶噪声测试,由于优化方案2简单易行,改动较少,将采用优化方案2的后处理装置安装在12挡手动变速箱整车上,依次选取4~12挡对应的稳定速度,靠近测量起始线后,迅速将加速踏板踩到底,保持不变,直到车尾通过测量终点线后松开踏板。按照文献[20]中A3.4声级测量方法,取发动机未超过额定转速的各挡中间结果中最大值为最大噪声级,原方案及优化方案2车辆噪声频谱声压级对比测试结果如图6所示。

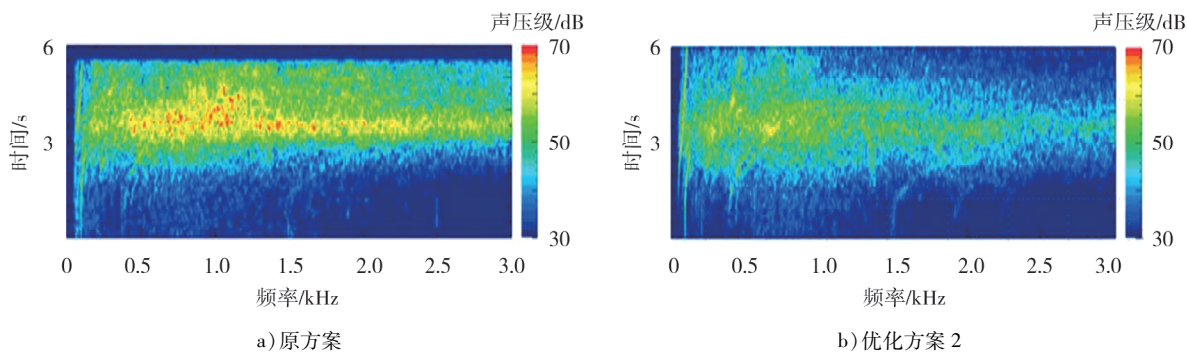


图6 原方案及优化方案2车辆噪声频谱声压级对比测试结果

由图6可知:对比原方案,优化方案2的后处理装置噪声明显降低,由流体流动引起的宽频噪声几乎完全消失;对比计算原方案、优化方案2的车辆加速行驶噪声总声压级由原来的90.4 dB下降到82.3 dB,达到文献[20]中汽车加速行驶噪声低于84 dB的限值要求,满足国家标准要求,提高了整车舒适性。

3 结论

1) 利用CFD和声学有限元仿真结合的方法可快速确定后处理装置中气流噪声源分布,后处理装置出口管后排穿孔处空气的掠-通混合流是造成宽频噪声的主要原因,该方法缩减了计算时间,在前期选型和结构优化有较大优势。

2) 采用后处理装置堵塞后排穿孔方案,流体流动引起的宽频噪声几乎消失,声压级由原来的90.4 dB下降到82.3 dB,且未减弱后处理装置的消声性能。

参考文献:

- [1] 姜文彬,肖凌翔,王雪,等.汽油机国六后处理系统评价方法[J].汽车与新动力,2020,3(5):72-76.
- [2] 夏宗宝,彭幸玲.国六标准下的重型柴油车排放后处理技术简析[J].汽车维护与修理,2019(8):72-73.
- [3] 黄虹溥.消声器声学特性计算的流声耦合方法研究[D].哈尔滨:哈尔滨工程大学,2021.
- [4] 王伟明.船舶柴油机碳烟捕集与消声一体化设计研究[D].哈尔滨:哈尔滨工程大学,2024.
- [5] Lighthill M J. On sound generated aerodynamically- I :General theory[J]. Proceedings of the Royal Society A, 1952 (211):564-587.
- [6] Lighthill M J. On sound generated aerodynamically- II :Turbulence as a source of sound[J]. Proceedings of the Royal Society A, 1954(222):1-32.
- [7] Curle N. The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound[J]. Proceedings of the Royal Society A, 1955, 231 (1187):505-514.
- [8] Ffowcs-Williams J E, Hawkings D L. Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion[J]. Proceedings of the Royal Society of London:Series A, 1969,264:321-342.
- [9] Kato C, Takano Y, Hida A, et al. Numerical prediction of aerodynamic sound by large eddy simulation[J]. The Japan Society of Mechanical Engineers, 1994(60):126-132.
- [10] Lokhande B, Sovani S, Xu J. Computational aeroacoustic analysis of a generic side view mirror[C]//Proceedings of SAE 2003 Noise & Vibration Conference and Exhibition. Michigan, USA:SAE International, 2003.
- [11] Allam S, Abom M. Acoustic modelling and testing of diesel particulate filters[J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 288(1/2):255-273.
- [12] Peter D, Bruno W, Pieter V B, et al. Prediction of noise radiation from basic configurations of landing gears by means of computational aeroacoustics[J]. Aerospace Science and Technology, 2007(6):451-458.
- [13] 赵海军.内燃机消声器气流再生噪声研究[D].重庆:重庆大学,2010.
- [14] 赵东明.消声器内流激噪声数值仿真与特性分析[D].哈尔滨:哈尔滨工程大学,2021.
- [15] 王习昌.基于SNGR方法的车辆侧窗区域气动噪声快速模拟及验证[D].太原:太原科技大学,2024.
- [16] 郭鸿志.传输过程数值模拟[M].北京:冶金工业出版社,1998.
- [17] Tonon D, Moers E M T, Hirschberg A. Quasi-steady acoustic response of wall perforations subject to a grazing-bias flow combination[J]. Journal of Sound and Vibration, 2013,332(7):1654-1673.
- [18] 苏英杰.发动机尾气净化消声装置声学及阻力特性研究[D].哈尔滨:哈尔滨工程大学,2018.
- [19] 陈志响.基于三维时域CFD方法的穿孔声学特性研究[D].哈尔滨:哈尔滨工程大学,2021.
- [20] 环境保护部.汽车加速行驶车外噪声限值及测量方法:GB 1495—2002[S].北京:中国环境科学出版社,2002.

Analysis of airflow regeneration noise in an engine aftertreatment device and its improvement

CUI Zhiyong^{1,2}, CHEN Zhixiang^{1,2}, WANG Ningbo³,
MA Qingzhen^{1,2}, ZHAI Xumao^{1,2}

1. Weichai Power Co., Ltd., Weifang 261061, China;

2. State Key Laboratory of Internal Combustion Engine Reliability, Weifang 261061, China;

3. Weifang Emergency Rescue Service Center, Weifang 261061, China

Abstract: In order to reduce the airflow regeneration noise of an engine aftertreatment device, a finite element model of the airflow regeneration noise of the post-treatment device is established using computational fluid dynamics (CFD). The intensity of the noise source is analyzed, and the maximum sound pressure level of the

(下转第64页)