

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2024.06.017

通风管道弯头加装导流片对流噪声的影响

王景文¹, 温华兵¹, 陈聪², 郑镜华²

(1. 江苏科技大学 振动噪声研究所, 江苏 镇江 212003;

2. 中船邮轮科技发展有限公司 研究开发部 上海 201208)

摘 要:针对空调通风系统部件弯头流噪声问题,以管道出口处的流噪声为分析对象,基于有限元方法研究通风管道弯头内布置导流片对管道内部流场及出口流噪声的影响,探明导流片形状及数量参数的作用规律。模拟分析结果表明:管道出口处的流噪声是由于管道中湍流产生的漩涡以及压力脉动所产生的,加装直导流片反而会使出口流噪声增大,而弧形导流片可以起到稳流的作用,能减少壁面的漩涡结构和大小,减小脉动压力强度,降低出口流噪声的声压级水平;随着弧形导流片数量增加,出口流噪声的声压级下降明显。

关键词:空调器;导流片;弯头;漩涡;湍流;流噪声

中图分类号:TB535 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2024)06-0088-05

Influence of Ventilation Duct Elbows with Deflectors on Flow Noise

WANG Jingwen¹, WEN Huabing¹, CHEN Cong², ZHENG Jinghua²

(1. Institute of Vibration and Noise, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang 212003, China;

2. Research and Development Department, China Ship Cruise Technology Development Co., Ltd., Shanghai 201208, China)

Abstract:For the flow noise at the elbow of air conditioning and ventilation system components, with the flow noise at the outlet of the duct taken as the research object, the influence of the flow guide sheet arranged inside the elbow of the ventilation duct over the internal flow field and the outlet flow noise is studied based on the finite element method, and the action law of the shape and number parameters of the flow guide sheet is explored. The results show that the flow noise at the outlet of the duct is caused by the vortex and pressure pulsation generated by the turbulent flow in the duct, and the addition of straight deflectors will increase the outlet flow noise, while the curved deflectors can play a role in stabilizing the flow, which reduces the vortex structure and size of the wall, the pulsation pressure intensity, and the sound pressure level of the outlet flow noise. The more the number of curved deflectors increases, the more obviously the sound pressure level of flow noise at the outlet decreases.

Keywords:air conditioner; deflector sheet; elbow; vortex; turbulence; flow noise

0 引言

空调通风系统中管道的特点是尺寸大而且复杂,是由许多直管道和弯管所组成的。流体流过弯管是一种比较复杂的现象。在弯管区域,靠近弯管内侧的流体具有较高的速度,而靠近弯管外侧的流体具有较低的速度,从而会产生比较大的压力梯度,由于压力梯度的产生,在流体中产生了一些不平衡的力。比较大的压力梯度会在流动中产生涡流,这就会增加湍流的水平,从而会导致通风管道的结构振动和流体引起的流噪声。

目前,国内外一些研究人员对管道内的流场情况进行了大量的研究,并且对管道内的流体特性进行了数值模拟和实验。通过对管道流噪声的

实验研究可以得到其内部的传递、衰减特性及影响因素的作用规律。考虑到现场采样等实验方法受客观条件限制,难以得到完整的物理信息,故很难从根源上分析流噪声的机制。研究人员从流场的角度对管道流场进行了研究分析,GAO 等^[1]研究了在空调通风分流三通中安装导流叶片的减阻方法,提出了安装导流叶片的合理位置,优化了导流叶片的形状,分析了分流三通在不同流速和长径比下的阻力特性,通过实验验证了分流三通的优化效果。JURAEVA 等^[2]利用数值模拟和实际应用研究了导流板对地铁隧道内风道均匀流动的影响。结果表明:在地铁隧道两侧安装导流板可以获得均匀的流动。AI 等^[3]通过数值模拟和实验研究了 5.75 m 长直管道内部的压力损失,提出

第一作者简介:王景文(1996—),男,江苏镇江人,硕士研究生,研究方向为船舶轮机设备及系统的振动噪声控制, zachary1631996@163.com。

了一种预测压力损失的数值模拟方法。SUN 等^[4]通过数值模拟研究了加装和未加装导流片的 90°弯头对圆形管道的影响,分析了流场特性,并提出导流叶片应设置在弯管中的最佳位置。CRAWFORD 等^[5]对 90°弯头中湍流的压降进行了实验调查。所有的测量数据表明流动显示出轴向对称的特点,与充分发展的管道流动相比,湍流的法向应力分布更加均匀,弯头曲率的影响是加速管道流动中的漩涡衰减。魏立明等^[6]采用数值仿真模拟的方式,对于直板式节流阀阀芯进行数值模拟,得到不同阀孔的压降曲线、流场曲线、速度变化云图等。经过定量分析得到恒定流速下直板式节流阀的压降规律。数值模拟结果表明,在相同的开度下,随着平板式节流阀阀芯长轴长度的增加,管道截面的最大流速有下降的趋势,随着开度从 20%增大到 40%,压降的曲线趋于平缓。MODI 等^[7]在背景噪声低于 30 dB(A) 情况下,测量了不同流速下管口监测点噪声频谱特性。在数值计算方面,MORI 等^[8]利用计算流体软件和声学计算软件相结合的方法,对空调系统内部流噪声进行了数值计算研究。WU 等^[9]通过计算流体动力学(CFD)和计算流体动力声学(CAA)软件来模拟分体式空调室内机的空气动力学和声学性能,提出了一种可以提高流速但不增加流噪声的声压级优化方法。

目前已经有很多关于减少空调通风管道局部组件的阻力和减少压力损失的研究,但是还没有明确的管道系统加装导流片的声学优化设计方案。

本文以空调通风管道弯头作为研究对象,运用 Lighthill 方程对弯头出口由气流所引发的流噪声源进行分析。采用计算流体力学和声学有限元联合仿真的方法,将弯管加装和未加装导流片非稳态流场边界脉动压力导入声学有限元网格,转换为在流场中的等效理论声源,对弯管内部空间是否加装导流片的流体自辐射声场进行数值仿真,为空调通风部件弯头流噪声的控制提供设计参考依据。

1 气动声学理论

1.1 Navier-Stokes 方程

本文主要通过分析弯管中的压力分布、速度分布等流场信息研究加装导流片下弯管的流动行为。采用不可压缩 Navier-Stokes 方程来描述流体区域的连续性、动量和能量:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial (\rho V)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V V) = \rho f + \nabla \cdot \sigma \quad (2)$$

$$\frac{\partial (\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V E) = \rho f \cdot V + \nabla \cdot (\sigma \cdot V) + \nabla \cdot (k \nabla T) + S \quad (3)$$

式中: ρ 为流体密度; V 为速度; f 为单位质量流体的质量力向量; E 为能量; σ 为应力张量; S 为计算误差。

1.2 大涡模拟(LES)湍流模型

大涡模拟湍流模型如下所示。

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \\ \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \end{cases} \quad (4)$$

式中: u_i 和 u_j 为过滤后速度分量; μ 为湍流黏度系数; τ_{ij} 为亚格子尺度应力。

为使控制方程封闭,目前采用较多的亚格子模型是漩涡黏性模型。

$$\tau_{ij} - \frac{1}{3} \tau_{kk} \delta_{ij} = -2 u_T s_{ij} \quad (5)$$

式中: δ_{ij} 为克罗内克函数; u_T 为亚格子涡黏性系数; s_{ij} 为雷诺尺度应力张量。

1.3 FW-H 方程

在 Lighthill 声类比理论基础上,推导出 FW-H 方程:

$$\begin{aligned} \frac{1}{c_0^2} \cdot \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \nabla^2 p' &= \frac{\partial}{\partial t} \{ [\rho_0 v_n + \rho(u_n - v_n)] \delta(f) \} - \\ \frac{\partial}{\partial x_i} \{ [p_{ij} n_j + \rho u_i (u_n - v_n)] \delta(f) \} &+ \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} (T_{ij} H(f)) \end{aligned} \quad (6)$$

式中: c_0 为远场声速; p 为观测点声压; u_i 为 x_i 方向的流体速度分量; u_n 和 v_n 分别为垂直于积分面的流体速度分量和积分面移动速度分量; $\delta(f)$ 为 Dirac 函数; $H(f)$ 为 Heaviside 函数; p_{ij} 和 T_{ij} 分别为应力张量和 Lighthill 张量。

2 弯管流场模拟结果分析

2.1 验证方法的正确性

文献[10]中对突扩、突缩变截面管道的传声特性进行了实验。实验工况中空气流经突变管道时由于湍流产生的流噪声是唯一的噪声源,可看作一段存在气流通过的突扩、突缩变截面管道,这是由于局部构件引起的管道形式突变对流场所产生的影响。

图1所示为突变管道的结构示意图。参数为:入口段 $L_1 = 200 \text{ mm}$; 出口段 $L_2 = 500 \text{ mm}$; $d_1 = d_2 = 38 \text{ mm}$; 扩张腔的长度 $L = 280 \text{ mm}$; $d = 200 \text{ mm}$ 。实验中管道入口流速为 45 m/s 。

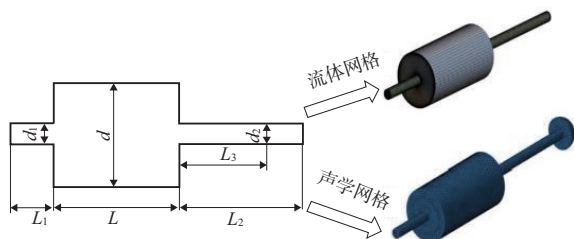


图1 突变管道几何模型示意图

对图1所示物理模型使用 ANSYS ICEM 进行六面体结构化网格划分,并且对边界层进行加密。壁面法向距离的无量纲值 y^+ 约为 1, 网格总数约为 70 万。采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型通过 Fluent 软件进行管道内流场计算,边界条件为入口速度、出口压力,壁面采用绝热无滑移边界。

Virtual.Lab 进行声学计算时,声学网格尺寸的划分依据为声学模型需要的最大频率,计算结果的精度需要通过控制最大网格尺寸来实现,可以参考式(7)。

$$L \leq c / (6f_{\max}) \quad (7)$$

式中: L 为单元划分尺寸, m ; c 为当地声速, m/s ; $f_{\max}$ 为需要求解的最大噪声频率, Hz 。

采用本文的数值模拟方法进行仿真复现。首先在 Fluent 中进行流场计算,生成格式为 CGNS 的压力脉动时域计算结果,导入 LMS Virtual.Lab 中通过傅里叶变换转换为频率边界条件进行声场计算。图2为突变管道出口监测点处的声压级频谱图和本文通过数值模拟方法所得结果,数值模拟结果与文献结果在各个频段上峰值分布几乎一致,表明数值模拟方法计算管道气动噪声的可行性。

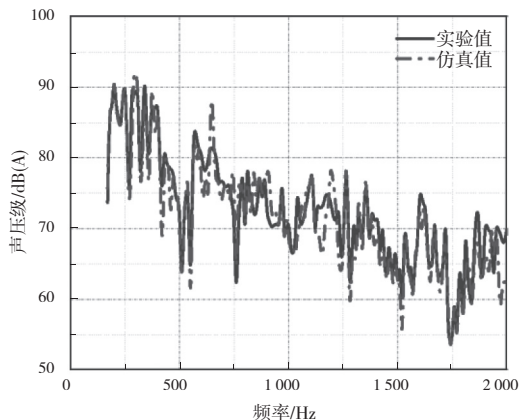


图2 数值仿真与文献对比

2.2 弯管及导流片模型

空调通风管道系统路径长,分布广,形式复杂,且大多为直管、弯管、T型管和三通等管道形式。管道入口段长度约为 2 m ; 出口段的长度约为 1.5 m ; 管道的半径约为 200 mm ; 弯头半径 $R = 150 \text{ mm}$ 。由于所选弯头位于空调通风管道主管道,流速较大,管道流速为 14 m/s ,导流片的厚度为 5 mm ,形状分为弧形导流片和直导流片。模型参数及监测点示意图如图3所示。

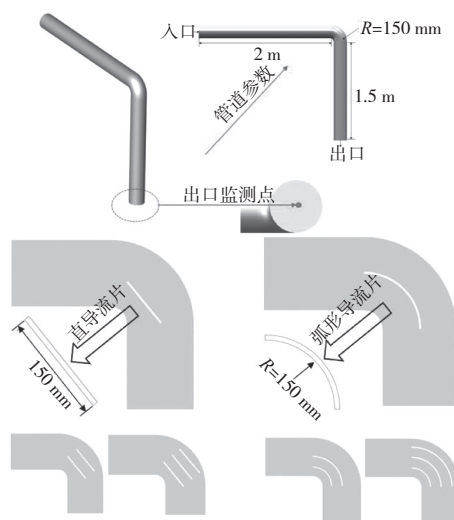


图3 模型参数及监测点示意图

2.3 通风管道管内流场分析

为了分析流体在弯头流场中的动态信息,分别计算无导流片、弧形导流片和直导流片弯头的流场分布,如图4所示。空气在弯头中流动的时候,弯头外侧压力增大,内侧压力减小,导致边界层与壁面分离形成回流区。轴向通道的截面由压力分布呈现不同的着色,流线表示瞬时流场的信息。如图4(a)所示,在无导流片的情况下,气体流过弯头,弯头外壁压力增大,内侧压力减小,形成压差,靠近弯头内壁的一侧形成大量的漩涡和较强的脉动压力。图4(b)为弧形导流片数量 $N=1$ 弯管的流线图。由图可知在弧形导流片数量 $N=1$ 的情况下,A截面处没有弧形导流片的分流作用,径向截面的漩涡结构较大;B截面由于弧形导流片的作用,流线分布均匀,流场稳定;C截面经过弧形导流片的稳流,减涡作用,所以C截面的漩涡结构减小,漩涡数量降低。由于弧形导流片的作用,弯头内外壁的压差减小,弯头处流场更稳定,流线更均匀,弯头内壁没有过多的漩涡。由

图 4(c)、图 4(d) 可以看出,随着弧形导流片数量的增多,漩涡的数量减少,所以弧形导流片的数量越多,流场就越稳定。图 4(e)、图 4(f) 和图 4(g) 分别为直导流片数量为 1、2 和 3 的弯头的流线图。可以看出直导流片会导致弯管内外壁的压力差、靠近壁面的脉动压力和漩涡数量的增加。随着直导流片数量的增加,漩涡尺度增加,漩涡数量增多,湍流强度和脉动压力增大。从 3 种不同数量直导流片弯头处均可以看出:C 截面处的漩涡结构尺度比 A 截面大,漩涡数量比 A 截面多,说明直导流片不能起到减涡和优化流场的作用。

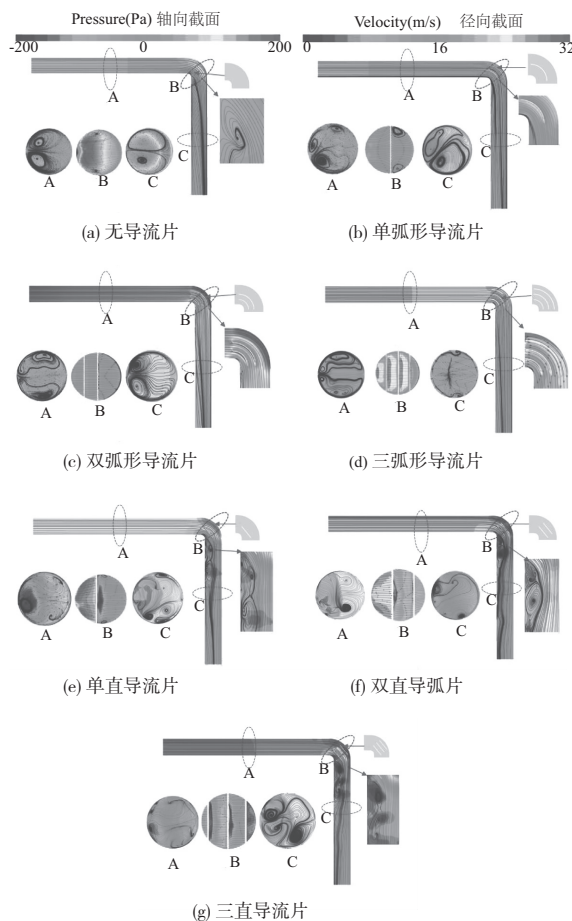


图 4 不同弯头的流场分布

3 弯管声场模拟结果分析

建立两种不同类型的导流片,一种为直导流片,一种为弧形导流片,厚度均为 5 mm。直导流片的长度为 150 mm,弧形导流片半径为 150 mm。

为了分析和验证通风管路内部加装导流叶片的降噪效果,建立 7 种不同类型的弯头模型。基于声学有限元方法(FEM),利用 Virtual.Lab 软件对弯头声场和出口相同位置处监测点场点进行声

学计算。

3.1 导流片的形状对流噪声的影响

图 5 所示为不同形状导流片的出口声压级。3 种不同类型导流片的声压级频率峰值出现在 400 Hz 附近,直导流片弯头出口处总声压级为 63 dB(A),主要原因为直导流片导致弯头流场紊乱,湍流强度增大和漩涡增多,弯头出口处的流噪声值比无导流片高,弧形导流片由于增加了一个弧形结构,所以弧形导流片弯头壁面脉动压力、湍流强度和漩涡大小降低,弯头出口处的声压级水平降低。

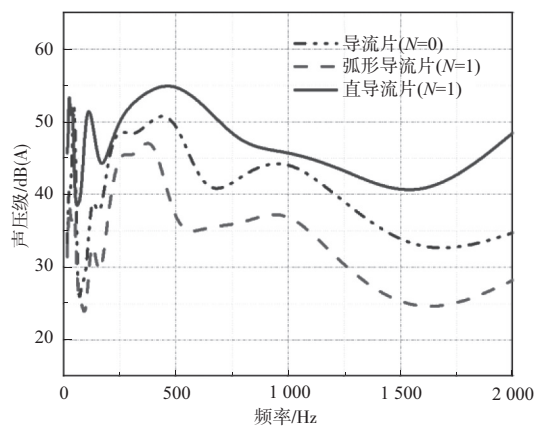


图 5 不同形状导流片弯头出口声压级

3.2 导流片的数量对流噪声的影响

图 6、图 7 分别为不同数量直导流片和弧形导流片弯头出口声压级。经过 A 声级计权和 1/3 倍频程处理后,峰值频率在 400 Hz 左右。无导流片情况下,弯头出口总声压级为 60 dB(A)。如图 8 所示,直导流片数量 $N=1$,弯头出口总声压级为 63 dB(A)。总声压级增加,说明加装直导流片会增加弯头流场漩涡数量和湍流强度,出口流噪声声压级增加;直导流片数量越增加,出口流噪声声压级越大,说明直导流片不能降低弯头出口流噪声水平。加装一个弧形导流片后,弯头出口总声压级为 54 dB(A),比无导流片弯头降低 6 dB(A),说明弧形导流片有降噪效果。由图 7 可以看出不同数量弧形导流片弯头的出口声压级频谱曲线的峰值在 400~500 Hz,弧形导流片数量 $N=2$ 时,总声压级降低 5 dB(A);弧形导流片数量 $N=3$ 时,出口气动噪声声压级比无导流片的情况时,下降 30 dB(A)。由此可以得出如下结论:在管道空间允许的情况,加装的弧形导流片越多,弯头出口流噪声的声压级越低。

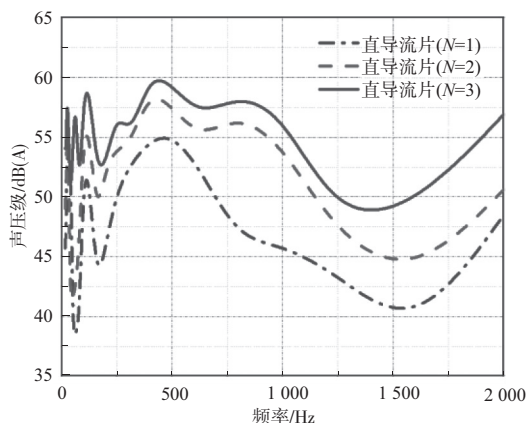


图6 不同数量直导流片弯管出口声压级

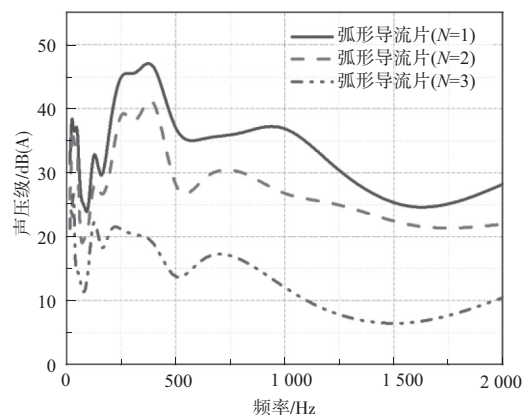


图7 不同数量弧形导流片弯管声压级

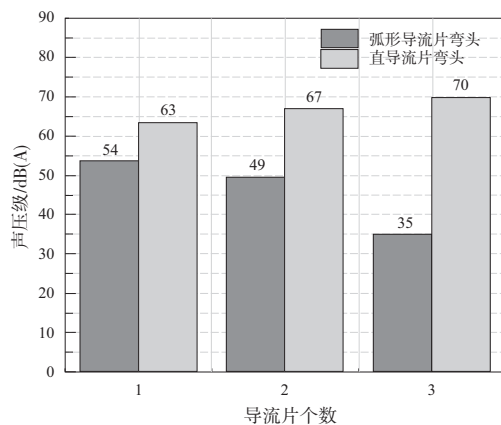


图8 不同导流片弯头出口总声压级

4 结语

本文采用有限元方法分析了不同类型导流片对空调通风系统弯头对于出口流噪声的影响,得出如下结论。

1) 在无导流片的情况下,当气体流经弯头时,

弯头外侧压力增大,内侧压力减小,从而形成压差,靠近弯头内壁的一侧形成了较多的涡流,产生流噪声。流噪声声压级的频率峰值与是否加裝导流片以及导流片的数量无关。

2) 加裝直导流片时,导致弯头外壁的压力差进一步增大,形成了较多的涡流,出口流噪声的声压级反而提高,且随着直导流片的增加而提高。

3) 相较于直导流片,加裝弧形导流片能够有效地调节管道内部的流场,降低弯头处的湍流强度和压力脉动水平,减小弯管肘部的漩涡数量和大小,降低管道流噪声,且随着弧形导流片增加,出口流噪声的声压级降低。

参考文献:

- [1] GAO R, LIU K K, LI A G, et al. Biomimetic duct tee for reducing the local resistance of a ventilation and air-conditioning system [J]. Building and Environment, 2018, 129: 130-141.
- [2] JURAEVA M, RYU K J, JEONG S H, et al. Influences of the train-wind and air-curtain to reduce the particle concentration inside a subway tunnel [J]. Tunnelling and Underground Space Technology, 2016, 52: 23-29.
- [3] AI Z T, MAK C M. Pressure losses across multiple fittings in ventilation ducts [J]. The Scientific World Journal, 2013, 2013: 195763.
- [4] SUN T, ZHANG Y, WANG Z Y. Research on flow in 90° curved duct with round section [J]. Physics Procedia, 2012, 24: 692-699.
- [5] CRAWFORD N M, CUNNINGHAM G, SPENCE S W T. An experimental investigation into the pressure drop for turbulent flow in 90° elbow bends [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 2007, 221 (2): 77-88.
- [6] 魏立明, 李伟华, 王兴义, 等. 基于 CFD 的直板式节流阀压降特性研究 [J]. 机械制造与自动化, 2022, 51(4): 85-88.
- [7] MODI P P, JAYANTI S. Pressure losses and flow maldistribution in ducts with sharp bends [J]. Chemical Engineering Research and Design, 2004, 82 (3): 321-331.
- [8] MORI M, MASUMOTO T, ISHIHARA K. Study on acoustic, vibration and flow induced noise characteristics of T-shaped pipe with a square cross-section [J]. Applied Acoustics, 2017, 120: 137-147.
- [9] WU C J, WANG X J, TANG H B. Transmission loss prediction on a single-inlet/double-outlet cylindrical expansion-chamber muffler by using the modal meshing approach [J]. Applied Acoustics, 2008, 69(2): 173-178.
- [10] 杨杰, 覃国周, 刘万里. 存在气流时消声器传声损失的数值计算 [J]. 车辆与动力技术, 2015(1): 42-46.

收稿日期: 2023-03-28