

文章编号:1006-1355(2018)06-0042-06

三通管件气动噪声不同计算方法的比较与探究

刘雅琳, 董耀诚, 赵 蕾

(西安建筑科技大学 环境与市政工程学院, 西安 710055)

摘要:由风管及局部构件中气流所产生的气动噪声一直是空调风管系统面临的主要问题之一,在系统设计阶段对管件中的气动噪声进行准确计算具有重要工程意义。对比我国与其他国家指导规范中空调风管系统气动噪声计算的相关内容后,发现主要差异集中于三通管件处气动噪声的计算。为探究各计算方法的准确性,对三通管件的气动噪声进行了测试和数值模拟。通过实验研究发现根据《ASHRAE Handbook》中噪声算法所得结果与实测数据更为接近,数值模拟也得到相似结果。同时,实验与模拟中均发现干管出口端噪声水平低于支管出口端,这与《ASHRAE Handbook》所述矛盾。故认为《ASHRAE Handbook》中三通气动噪声算法更准确,但其对干管出口端噪声的描述存在问题。

关键词:声学;空调系统;气动噪声;噪声计算;三通;数值模拟

中图分类号: TB95

文献标志码: A

DOI 编码: 10.3969/j.issn.1006-1355.2018.06.008

Comparison and Exploration of Different Calculation Methods for Airflow Noise through Branch Take-offs

LIU Yalin, DONG Yaocheng, ZHAO Lei

(School of Environmental and Municipal Engineering, Xi'an University of Architecture and Technology,
Xi'an 710055, China)

Abstract: The aerodynamic noise generated by the flow inside the ducts and their component parts is one of the main problems in the field of HVAC system. It is of engineering significance to calculate the aerodynamic noise induced by duct elements accurately in the design stage. Comparing the contents of aerodynamic noise calculation for air duct systems in HVAC design manual of China with those of other countries' manuals, it is found that the difference is mainly concentrated on the computation of the aerodynamic noise through branch take-offs. In order to explore the accuracy of each method, the experiments and numerical simulations of the aerodynamic noise of branch take-offs are carried out. It is found that the result of branch duct noise from the method in ASHRAE Handbook is closer to the measured data than those from the other methods. Meanwhile, both the experiments and simulations show that the sound pressure level at the outlet of the main duct is lower than that in the branch, which indicates a contradiction to the ASHRAE. Therefore, it is concluded that the method from ASHRAE is more accurate in the calculation of air dynamic noise in the branch take-offs, but its description of noise at the outlet of the main duct is incorrect.

Keywords: acoustics; HVAC system; aerodynamic noise; noise calculation; branch take-off; numerical simulation

对于营造舒适的室内环境,空调系统是不可或缺的,其使用已涉及到住宅、商业及工业各个领域。但在为室内提供适宜温湿度的同时,它所带来的噪声问题也普遍存在。这不仅会影响工作效率,降低生活品质,长期处于受污染的声环境中还会对

身体健康造成严重危害。随着人们对健康及生活品质要求的日益提高,噪声问题已不容忽视。气体流动所产生的气动噪声是空调系统主要的噪声问题之一,它包括风机噪声,管道噪声以及末端风口噪声。针对管内气动噪声问题,Hambric 等人^[1]研究了 90°弯头内气流导致的管道振动特性及气动噪声的声功率频谱特性,并提出了 CFD 与结构声学耦合的分析程序;Zhang 等人^[2]同样对 90°弯头的振动和气动噪声问题进行了探讨,分析了管内导流叶片的作用;Yiping Cao 等人^[3]将理论分析与数值模拟相结合,分析了管道内噪声的传播过程,推导出流场与压力梯度场之间的协同关系;许冬^[4]使用仿真方法对相同尺

收稿日期:2018-02-09

基金项目:陕西省教育厅专项科研计划资助项目(16JK1457);
国家自然科学基金资助项目(51505362)

作者简介:刘雅琳(1983-),女,西安市人,博士,主要研究方向为空调系统气动噪声的测试及治理。

通信作者:赵蕾,女,硕士生导师。

E-mail: leizhao0308@hotmail.com

寸和流速条件的矩形及圆形管道进行模拟,发现圆形直管道出口噪声略低于矩形管道;Msasski M等人^[5]使用不同壁厚的矩形截面三通管进行试验,并结合数值仿真,发现三通管内气流的噪声特性与管道结构特性有关。C. M. Mak^[6-7]分析了相邻管道元件的相互影响,并引入修正因子对管道气动噪声的计算公式进行了修正。

受C. M. Mak研究内容启发,本文将气动噪声基础理论公式作为出发点,将我国现行指导规范中的空调风管系统气动噪声计算方法与国外方法进行对比,并通过实验测试与数值模拟的方法进行探究,为我国空调风管系统噪声计算方法的完善提出合理建议,以为空调管网系统声学设计提供更加合理的指导。

1 三通气动噪声计算方法的比较

通过将我国空调行业指导手册《实用供热空调设计手册》^[8](后文简称“手册1”)与美国暖通空调制冷工程师学会编制的《ASHRAE Handbook》^[9](后文简称“手册2”)、英国皇家屋宇装备工程师学会手册《CIBSE guide B》^[10](后文简称“手册3”)以及日本空气调节卫生工学会主编的《空气调节·卫生工学便览》^[11](后文简称“手册4”)中空调风系统气动噪声理论计算的相关内容进行比较,发现主要差别集中于三通管件的气动噪声计算^[12]。对风管系统而言,三通管件使用广泛,尤其对于大、中型管网其使用更为普遍,三通气动噪声的准确计算将对系统整体的声学设计具有重要意义。因“手册4”与“手册2”中该部分内容基本相同,故将手册1—3相关内容简介如下。

1.1 《实用供热空调设计手册》算法

手册1中三通管件处气动噪声的声功率级 L_w 按式(1)计算

$$L_w = L_{wc} + 10 \lg f_b + 30 \lg d_e + 50 \lg v_a \quad (\text{dB}) \quad (1)$$

其中: L_{wc} 表示比声功率级,单位dB,由图1中查取,并根据图2修正; f_b 表示倍频带低限频率,单位Hz,通过 $f_b = f_z / \sqrt{2}$ 确定, f_z 为倍频带中心频率,单位Hz; d_e 表示支管处当量直径,单位m,由 $2ha/(h+a)$ 确定, h 和 a 分别为矩形截面长、宽; v_a 表示支管处流速,单位m/s。

图1中斯特劳哈尔数 $N_{str} = f_z \cdot d_e / v_a$;图2中 r 为支管处曲率半径,单位m。

1.2 ASHRAE Handbook 计算方法

手册2和4中三通管件处气动噪声的声功率级 L_w 按式(2)计算

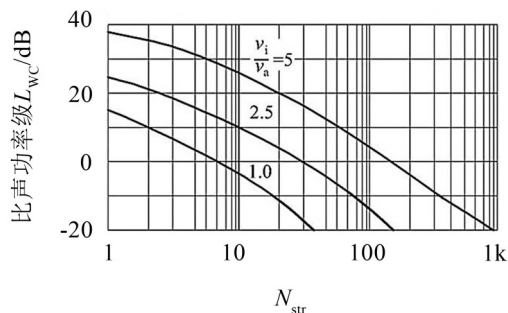


图1 三通的 L_{wc} 值

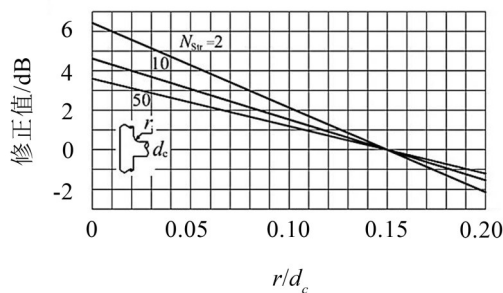


图2 三通 L_{wc} 修正值

$$L_w = F + G + H \quad (\text{dB}) \quad (2)$$

其中: F 表示流动特性决定的频谱函数,单位dB,见图3; G 表示管内流速函数,单位dB,见图4; H 表示倍频修正函数,单位dB,参考表1。

表1 修正函数 H 取值

中心频率/Hz	H/dB	中心频率/Hz	H/dB
63	16	1 000	28
125	19	2 000	31
250	22	4 000	34
500	25	8 000	37

图3中斯特劳哈尔数 $N_{str} = f \cdot D / V$, D 与 V 分别取三通干管入口处管径及流速; A^* 为所计算管段的截面积, A_1 与 A_2 分别代表干管及支管截面积;图4中 V_1 、 V_2 和 V_3 分别表示干管入口、干管出口及支管出口处气体流速,单位m/s。

1.3 CIBSE guide 计算方法

手册3附录中提供了三通气动噪声计算的经验公式,根据中心频率 f 与削减频率 f_c 的关系,分别按照式(3)、式(4)进行计算

当 $f_c > f$ 时

$$L_w = -37 + 20 \lg(K(N_{str})) + 20 \lg \zeta + 10 \lg A + 40 \lg v \quad (\text{dB}) \quad (3)$$

当 $f_c < f$ 时

$$L_w = -84 + 20 \lg(K(N_{str})) + 10 \lg \zeta + 10 \lg A + 60 \lg v + 20 \lg(N_{str}) - 40 \lg \sigma \quad (\text{dB}) \quad (4)$$

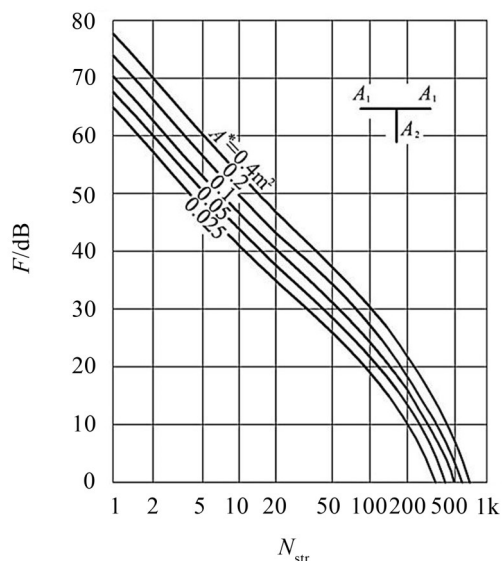


图3 三通F函数值

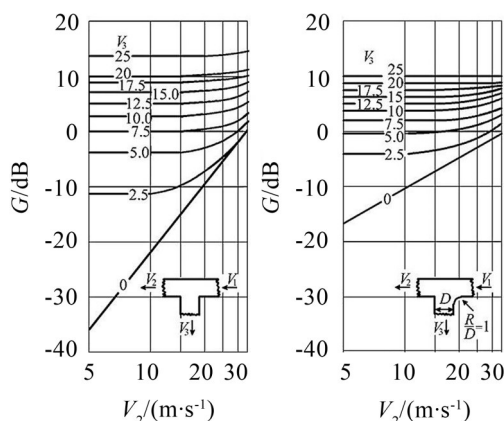


图4 三通G函数值

其中: $f_c = c/2l$, c 为声速, 单位 m/s ; l 为管件截面中最大边长, 单位 m 。 $K(N_{\text{str}})$ 表示由试验确定的与斯特劳哈尔数有关的因子; ζ 代表压力损失系数, CIBSE guide C 第四章 10.6 节中提供了几种特定尺寸三通的建议值; A 表示管道横截面积, 单位 m^2 ; σ 表示面积比, 可由 $\sigma = (\zeta^{1/2} - 1)/(\zeta - 1)$ 确定。

上述三种算法中公式的形式截然不同, 在参数 N_{str} 的计算上也存在差别, 手册 1 中 N_{str} 按支管处管径及流速计算, 手册 2 中则按干管入口处管径及流速计算。而在实际计算中, 各算法的结果存在怎样的差异, 何种算法更为合理, 需进一步研究。

2 不同三通气动噪声算法结果对比

引用手册 1 与手册 2 中的气动噪声算例, 使用不同方法对其中的三通气动噪声进行计算, 并比较结果。因手册 3 算法只提供了特定尺寸三通对应的参数 ζ , 不适用于下列三通, 且手册 2 与手册 4 所用方法相同, 故仅将手册 1 与手册 2 算法进行比较。

2.1 《实用供热空调设计手册》算例

某会议室空调送风管路系统如图 5 所示, 其中 2—3 处为一分流三通, 相应几何尺寸及流速条件已在图中标注。使用手册 1 与手册 2 算法所得结果见表 2。由表可知, 在流速及结构等条件相同情况下, 两种算法在不同频率下所得结果均存在约 20 dB 差值。

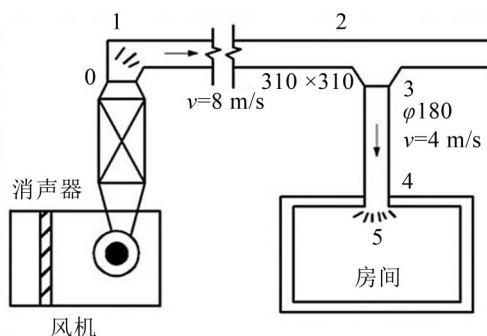


图5 空调系统布置图

2.2 ASHRAE Handbook 算例

某办公室空调送风管路系统见图 6, 2—3 处为一分流三通, 几何尺寸及气流速度已标于图中。表 3 所示为使用手册 1 与手册 2 中算法所得结果。由表可知, 在流速及结构等条件相同情况下, 不同频率下的计算结果均存在约 15 dB 差值。

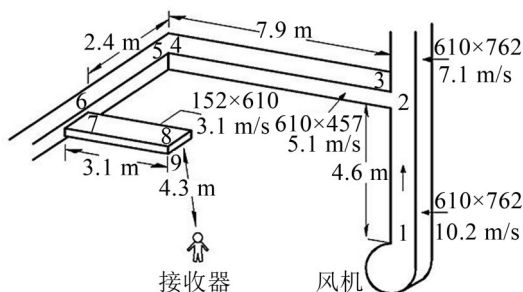


图6 空调管路系统图

2.3 计算结果对比与讨论

针对三通管件气动噪声的计算, 手册 3 中算法因受参数 ζ 限制仅适用于特定尺寸三通, 不具有普遍适用性; 其次, 对于相同条件下支管段的气动噪声, 手册 2 算法结果比手册 1 高出 20% 以上, 差异较大。经比较分析, N_{str} 的差别并不是造成最终结果差异的主要原因。

3 三通气动噪声检测实验

为探究不同算法与实际情况的相近程度, 采用实验方法对三通支管出口端气动噪声进行测试。

3.1 实验设置

三通气动噪声的实验设置如图 7 所示, 包括: 1

表2 三通2-3气动噪声计算结果

手册	计算方法	气动噪声/dB							
		中心频率/Hz							
		63	125	250	500	750	1 000	1 500	2 000
实用供热空调设计手册	式(1), $N_{\text{str}} = f \cdot d/v$, $d=0.18 \text{ m}$; $v=4 \text{ m/s}$	46.2	44.6	39.9	35.5	33.0	30.5	27.4	24.7
ASHRAE Handbook	式(2), $N_{\text{str}} = f \cdot D/v$, $D=0.35 \text{ m}$; $v=8 \text{ m/s}$	64.0	60.5	57.5	53.5	51.5	49.5	48.0	46.0

表3 三通2-3气动噪声计算结果

手册	计算方法	气动噪声/dB							
		中心频率/Hz							
		63	125	250	500	750	1 000	1 500	2 000
实用供热空调设计手册	式(3), $N_{\text{str}} = f \cdot d/v$, $d=0.60 \text{ m}$; $v=5.1 \text{ m/s}$	58.2	55.3	50.2	44.7	41.2	39.3	35.7	31.1
ASHRAE Handbook	式(4), $N_{\text{str}} = f \cdot D/v$, $D=0.77 \text{ m}$; $v=10.2 \text{ m/s}$	71.5	68.0	64.5	60.0	58.5	56.0	54.5	51.5

风机、2软连接、3消声器、4隔声板、5三通管道、6支座、7风速仪、8声级计,9处为测点。实验中选取了矩形支管三通和圆形支管三通,具体尺寸及流速条件如图8所示。

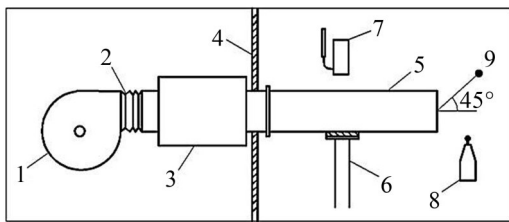


图7 实验设置示意图

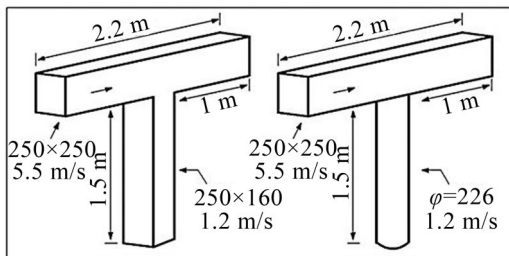


图8 三通管道结构图

测试时将风机、消声器与三通管道分置于两相邻房间,中间使用隔声板格挡,使气流经消声器降噪后进入三通管道,减小风机噪声对结果产生影响。

测点9布置在支管出口中心45°方向200 mm处,同时距地、墙面大于1 500 mm。测试背景噪声为31.8 dB(A)。

3.2 实验结果

将使用手册1和手册2中算法计算得到的三通气动噪声声功率级,依据式(5)求得其对应的声压级并进行A计权换算,叠加求得理论总A声级。各频率A计权声级及实验测试结果见表4。

$$L_p = L_w - 10 \lg(4\pi r^2) \quad (\text{dB}) \quad (5)$$

其中: L_p 为所求声压级,单位dB; r 为声源发出位置距测点的距离,单位m。

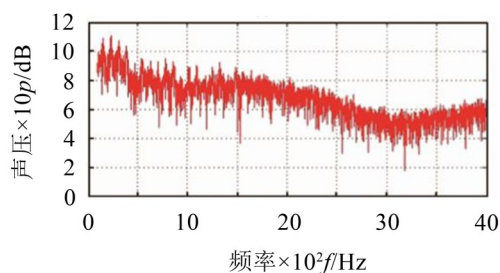
从表4可以看出:手册2算法所得结果与实验测试数据更为接近,说明手册2算法与实际情况更加符合;当量直径相同,截面形状不同的三通支管,实测所得A计权声级值相近,说明在该条件下支管截面形状对结果影响不大。此外,实测数值与手册2算法结果相差约9%,可能是受管壁振动所产生的结构噪声影响。

4 数值模拟

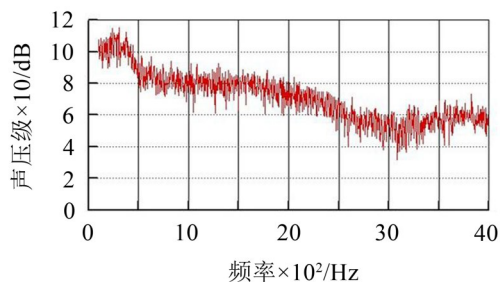
参照文献[13]的仿真思路,本文采用Fluent+LMS Virtual Lab联合模拟的方法,对三通气动噪声展开研究:先在Fluent中进行稳态及非稳态计算,将模拟结果(流场内压力分布)以cgns格式文件输出并导入Virtual Lab软件,与ICEM软件建立的声学有限元模型进行数据转移及傅里叶变换,经声学响应计算求得声场分布。本文通过与文献[14]中试验结果进行对比,验证了数值模拟的有效性,如图9所示。

表4 理论计算与实验结果

管件	算式	A 计权声级值/dB(A)							总声级/ dB(A)	实验噪声/ dB(A)	差异比例/ (%)
		频率/Hz									
		30	63	125	250	500	1 000	1 500			
矩形	(1)	0.6	11.5	19.9	22.2	22.4	20.1	17.6	27.9	56.6	102.9
支管	(2)	26.1	35.8	43.4	47.4	44.8	44.5	42.5	52.0	56.6	8.8
圆形	(1)	1.3	11.8	20.8	22.5	21.2	19.3	16.2	27.7	57.3	106.9
支管	(2)	26.6	36.3	43.9	47.9	45.3	45.0	43.0	52.5	57.3	9.1



(a) 文献原实验结果图



(b) 模拟结果图

图9 模拟结果对比图

4.1 模型建立与网格划分

模型尺寸见图10:干管为正方形截面,边长为250 mm,上下游管长为1 m;支管边长为250 mm×160 mm,管长为1.5 m。

非稳态使用LES模型,为满足Y+值~1的精度要求,边界层首层设为0.08 mm,整体使用六面体网格划分,最大网格尺度为7 mm,经网格无关性验证,最终总单元数为946 642。声学有限元模型同为六面体网格,网格尺寸为18 mm,求解上限为3 100 Hz。

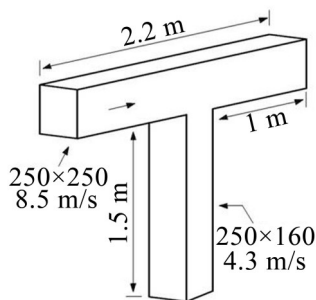


图10 管件模型结构图

4.2 边界条件及求解器设置

运用Fluent计算时,干管进口采用速度边界,为8.5 m/s;干管出口采用压力出口,为18.40 Pa;支管出口为压力出口,取-15.79 Pa。壁面条件为无滑移刚性壁面。瞬态计算步长为 2.5×10^{-4} s,对应最大求解频率2 000 Hz,经0.43 s流体从支管流出,故迭代1 720步后开始输出cgns文件。求解器相关设置见表5。气动噪声模拟云图见图11。

表5 求解器相关设置

稳态设置	设置值	瞬态设置	设置值
湍流模型	Realizable k- ϵ	湍流模型	大涡模拟
压力耦合	SIMPLE	压力耦合	PISO
压力离散	Second order Upwind	压力离散	PRESTO!
湍流离散	Second order Upwind	湍流离散	Second order Upwind

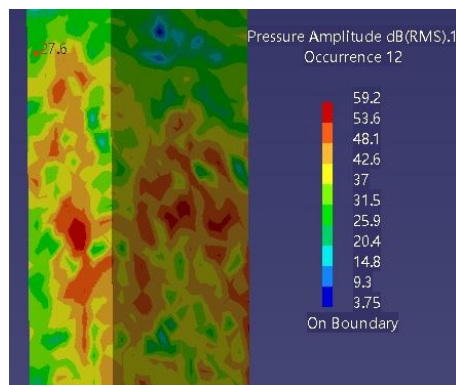


图11 气动噪声模拟云图

由于使用各手册中的噪声理论公式计算时并未具体到点,因而此处将模拟所得支管范围内噪声最大值与理论计算值作比较,比较结果见图12。

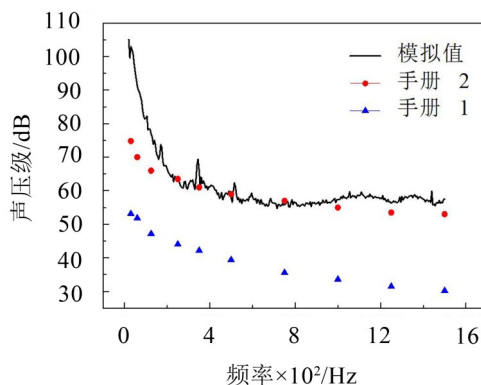


图12 模拟结果与理论计算对比图

由图12可知,数值模拟结果与两本手册算法所得结果趋势一致,但手册2算法结果与数值模拟更为接近。

5 结语

(1) 通过比较《实用供热空调设计手册》、《ASHRAE Handbook》、《CIBSE guide B》以及《空气调节·卫生工学便览》四本手册中三通管件处气动噪声的计算方法,发现手册2和手册4的方法相同,手册3通用性差,手册1和手册2具体计算中存在明显差异。

(2) 通过对三通管件支管处气动噪声的实验测量,发现在相同管件尺寸及流速条件下,手册2和手册4中所用公式计算结果与实测数据更为接近,表明这两本手册算法更符合实际,数值仿真也印证了上述结论。

(3) 通过实验确定了支管当量直径相同、截面形状不同的三通支管噪声总声压水平差异较小。实验过程中发现,干管出口端气动噪声水平低于支管出口处,在数值模拟中也发现相似问题,这与手册2中“干管出口端噪声水平大于支管端”的表述矛盾,对此将展开进一步探究。而实际应用中出现的变截面三通无法根据上述手册计算噪声水平,可对此这部分内容进行补充。

此外,手册1中的噪声计算章节完全引自1987年版《建筑声学设计手册》^[15],随着空调行业的发展,应当对其中部分内容做出更新和补充,而这凭借如今先进的技术水平与实验条件完全是可以实现的。

参考文献:

- [1] HAMBRIC S A, BOGER D A. Structure and fluid born acoustic power sources induced by turbulent flow in 90° piping elbows[J]. **Journal of Fluids and Structures**, 2010, 26: 121-147.
- [2] ZHANG T, ZHANG YO. Structural vibration and fluid-borne noise induced by turbulent flow through a 90° piping elbow with/without a guide vane[J]. **International Journal of Pressure Vessels and Piping**, 2015, 125: 66-77.
- [3] CAO YI PING, ZENG MIN, WANG QIU WANG. Investigation on the flow noise propagation mechanism in pipeline of shell-and - tube heat exchangers based on synergy principle of flow and sound fields[J]. **Applied Thermal Engineering**, 2017, 122: 339-349.
- [4] 许东. 船舶管路气动噪声数值模拟及优化设计[D]. 大连:大连理工大学,2015.
- [5] MORI M, MASUMOTO T. Study on acoustic, vibration and flow induced noise characteristics of T-shaped pipe with square cross-section[J]. **Applied Acoustics**, 2017, 120: 137-147.
- [6] CHEUK MING MAK. Development of a prediction method for flow-generated noise produced by duct elements in ventilation systems[J]. **Applied Acoustics**, 2002, 63: 81-93.
- [7] CHEUK MING MAK. A prediction method for aerodynamic sound produced by closely spaced elements in air ducts[J]. **Journal of Sound and Vibration** 2000, 229: 743-753.
- [8] 陆耀庆,章奎生. 实用供热空调设计手册(2版)[M]. 北京:中国建筑工业出版社,2008:1359-1375.
- [9] ASHRAE. ASHRAE Handbook[M]. Atlanta: ASHRAE Inc., 2015.
- [10] CIBSE. CIBSE guide B4[M]. London: CIBSE Inc., 2016: 4-96.
- [11] 日本空气调和・卫生工学会. 空气调和・卫生工学便览[M]. 2010, II: 323-330.
- [12] LIU YA LIN, DONG YAO CHENG, ZHAO LEI. Comparison of noise calculation methods of air conditioning duct system used in China and USA[J]. **Procedia Engineering**, 2017, 205: 1592-1599.
- [13] 赵威,彭旭. 变截面管道流噪声数值计算[J]. **噪声与振动控制**, 2016, 36(3): 48-52.
- [14] 杨杰,覃国周. 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.
- [15] 中国建筑科学研究院建筑物理研究所. 建筑声学设计手册[M]. 北京:中国建筑工业出版社,1987.
- [16] 范鑫,崔洪宇. 基于 Virtual Lab Acoustic 的蜂窝夹层板结构传声特性分析[J]. **噪声与振动控制**, 2017, 37(4): 34-58.
- [17] VEDAVARZ ALI, KUMAR SUNIL, HUSSAIN MUHAMMED. HVAC: Handbook of heating, ventilation and air conditioning for design and implementation[M]. New York: Industrial Press Inc., 2007, 16: 22-36.
- [18] CIBSE. CIBSE guide C [M]. London: CIBSE Inc., 2007.
- [19] 尹璐刚. 基于 CFD 的消声器气流再生噪声研究[D]. 镇江:江苏大学硕士学位论文,2016.
- [20] 詹福良,徐俊伟. Virtual Lab 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.