

文章编号:1006-1355(2018)02-0096-06

地铁车辆辅助变流器气动噪声优化控制研究

丁杰^{1,2}, 张平¹, 尚敬², 王永胜², 曾亚平²

(1. 湘潭大学 土木工程与力学学院, 湖南 湘潭 411105;

2. 株洲中车时代电气股份有限公司, 湖南 株洲 412001)

摘要:针对某地铁车辆辅助变流器噪声超标问题,提出辅助变流器气动噪声源和传播过程的数值仿真方法,分析辅助变流器气动噪声特性,在此基础上有针对性地提出增加整流网、叶片数、共振腔等优化方案。通过对比发现:增加整流网后,出口测点总声压级降低2.5 dB(A);将原叶片数由6片增加至7片后,出口测点总声压级降低1.5 dB(A);增加共振腔后,出口测点总声压级降低0.5 dB(A);采用综合优化措施后,整个频段声压级均不同程度降低,出口测点总声压级降低7.1 dB(A),降噪效果显著,所提出的优化措施可为低噪声的变流器设计与开发提供参考。

关键词:声学;地铁车辆;辅助变流器;气动噪声;数值仿真;共振腔

中图分类号:TB535;U264.3⁷

文献标志码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2018.02.020

Study on Aerodynamic Noise Optimization Control of Auxiliary Converters for Metro Vehicles

DING Jie^{1,2}, ZHANG Ping¹, SHANG Jing²,
WANG Yongsheng², ZENG Yaping²

(1. College of Civil Engineering and Mechanics, Xiangtan University, Xiangtan 411105, Hunan China;

2. Zhuzhou CRRC Electric Times Co. Ltd., Zhuzhou 412001, Hunan China)

Abstract: Focused on the excessive noise of the metro vehicle auxiliary converters, the numerical simulation method of the aerodynamic noise source and the propagation process is adapted to analyze the aerodynamic noise characteristics of the auxiliary converters. On this basis, some improvement schemes, such as adding the rectification net and resonant cavity, increasing the number of blades etc., are proposed. By comparing the results of the improvement schemes with that of the original model, it is found that the total sound pressure level of the noise at the outlet measurement point decreases by 2.5 dB (A) after adding the rectification net, and decreases by 1.5 dB(A) when the number of the blade increases from six to seven. After adding the resonant cavity, the total sound pressure level at the outlet measurement point decreases by 0.5 dB(A). When these improvement measures are combined, the sound pressure level of the entire frequency band reduces obviously and the total sound pressure level at the outlet measurement point is reduced by 7.1 dB(A). This work may provide a reference for design and development of low noise converters.

Keywords: acoustics; metro vehicle; auxiliary converter; aerodynamic noise; numerical simulation; resonant cavity

地铁车辆辅助变流器气动噪声在近年受到关注,内部冷却风机产生的气动噪声是变流器设备的主要噪声源,了解其噪声特性,明确其噪声机理,从而针对性地进行低噪声设计与开发具有重要意义。

国内外对地铁车辆辅助变流器气动噪声研究甚少。文献[1-2]通过简单实测方法得到变流器内噪

声大小及分布情况,然后依据已有经验对变流器壁面、管道进行降噪处理。地铁车辆辅助变流器气动噪声产生于自身旋转的风机,经柜体内部风道向外辐射。变流器用风机一般为离心风机,研究人员对该类风机的气动噪声控制开展了大量的研究。王嘉冰等采用逐步回归法对大量的多翼离心风机试验数据进行拟合,得到噪声与叶轮结构参数及风机性能参数间的近似关系式,并以噪声为目标函数进行了优化计算^[3]。刘国丹等针对初始设计中噪声较高的问题,提出了十种改进方案,数值仿真和实验表明优化后的风机噪声比原风机降低11.08%^[4]。刘晓良等研究了串列叶片不同叶片相对长度和不同叶片相对

收稿日期:2017-07-09

作者简介:丁杰(1979-),男,湖南省常德市人,博士生,高级工程师,主要研究方向为一般力学与力学基础、变流器结构仿真与热仿真研究。

E-mail: dj8083@126.com

周向位置对风机气动性能及气动噪声的影响^[5]。研究表明,两个参数对串列叶片式前向离心风机效率和A声级均有较大影响,合理的串列叶片设计能够在保持气动性能基本不变的情况下降低风机的气动噪声。左曙光等采用声学有限元方法对燃料电池车用漩涡风机气动噪声进行计算,研究了风机不同结构参数对气动噪声的影响^[6]。

本文以存在噪声超标问题的某地铁车辆辅助变流器为对象,通过数值仿真方法进行气动噪声优化控制研究,比较优化方案与原始模型的差异,寻找到能够解决辅助变流器噪声超标的方案,为低噪声辅助变流器开发提供参考。

1 辅助变流器气动噪声仿真方法

地铁车辆辅助变流器用于车载空调、空压机、设备通风机、照明、插座等供电,主要由柜体、变流器模块、变压器、电抗器、离心风机、接触器和传感器等组成。离心风机主要由支撑部件、电机和叶轮(包含6个径向后弯叶片)组成,空气在离心风机的作用下由柜体顶部进口流入,经风道后由柜体底部出口流出。

辅助变流器气动噪声产生于风机,经风道传播后向外界辐射,可以使用声类比方法^[7-9]进行噪声预测。图1为辅助变流器气动噪声计算流程图。

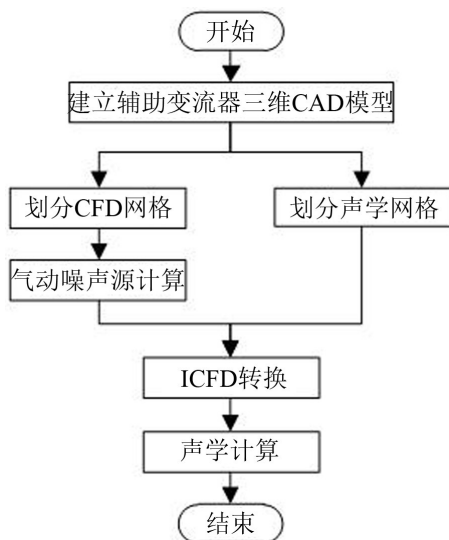


图1 辅助变流器气动噪声计算流程图

首先利用Pro/E软件建立辅助变流器3维CAD模型;然后利用ICEM-CFD软件分别划分CFD网格和声学网格;再利用FLUENT软件对CFD网格进行稳态和瞬态流场计算,获得辅助变流器的气动噪声源特性;接着进行ICFD转换,将速度和密度时域量进行快速傅立叶变换转化为频域结果,插值映射到声学网格上;最后进行声学计算,通过声类比方法得到声源在流道和外场的声传播特性。

为保证风机区域的网格质量,利用ICEM-CFD软件用精细且合理的六面体网格对风机进行划分,因辅助变流器内部流道较为复杂,采用四面体为主的网格划分方式,网格尺寸大多集中在3 mm~10 mm,生成的网格模型如图2所示。

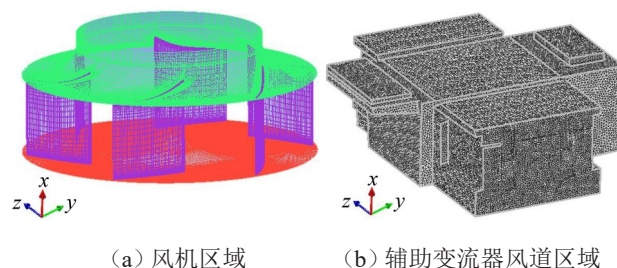


图2 CFD网格

网格数量约为1 100万。为确保流场计算结果的收敛性,首先通过稳态流场计算得到收敛的初场,再通过瞬态流场计算得到收敛的瞬态流场。稳态流场计算采用Fluent软件的RNG湍流模型并结合非平衡壁面函数和多参考坐标系法,密度通过理想气体状态方程计算得到,所有固壁给定无滑移边界条件。瞬态流场计算采用大涡模拟的S-L亚格子模型和滑移网格法,风机转速为2 900 r/min,时间步长取叶片转过2°对应的时间,即 1.149×10^{-4} s,每时间步长迭代次数为15次。从风机进入4圈开始,输出声源区域的密度和速度,直至第8圈停止流动计算的迭代。

为建立满足2 000 Hz计算要求的辅助变流器声学网格,根据声学网格需要保证每波长6~8个网格的原则,可知声学网格尺寸不超过28.3 mm,利用ICEM-CFD软件得到数量为310万的声学网格。采用声学软件Actran的直接频域响应方法进行辅助变流器内外气动噪声传播计算。风机类旋转机械气动噪声计算的声源处理方法主要有:将叶片表面作为声源和将旋转交接面作为声源。前者主要呈现旋转流动导致叶片表面非定常压力脉动而形成的偶极子声源,后者不仅能够收集到叶片表面的偶极子声源,还能够接收到旋转区域内由速度脉动而形成的四极子声源,因而更加接近实际情况。分别将风机旋转交接面和辅助变流器内部管道区域定义为面声源和体声源,因叶片通道内的涡流往外传播噪声,会通过交接面进行计算,因此考虑叶片通道内的流动对声压级的影响。辅助变流器进口和风道布置吸声材料的位置定义为与吸声系数相对应的导纳边界,其他壁面均为全反射的刚性壁面。在辅助变流器进出口设置相应的声传播区域,该区域边界定义为无限元边界。

2 气动噪声仿真与试验对比

2.1 仿真结果分析

经过稳态流场计算可以得到稳定情况下柜体内部的空气速度分布、压力分布和漩涡分布等结果,经过瞬态流场计算可以得到随时间变化的速度分布、压力脉动均方根值分布、总声压级分布等计算结果。图3为经过稳态流场计算得到的风机中心垂直截面压力分布云图。可以看出由于风机做功使空气流过风机后便可以获得一定的静压头。风机截面同时显示一团低压区域,这是由于该处有较强漩涡存在,说明当前条件风机进口流动均匀性较差,风机内部将会产生更多漩涡,从而增加了气动噪声。对瞬态数据进行统计平均处理后可知,风机的风量为 $2\,338\text{ m}^3/\text{h}$,压差为 $1\,090\text{ Pa}$,满足风量不低于 $2\,000\text{ m}^3/\text{h}$ 的设计要求。

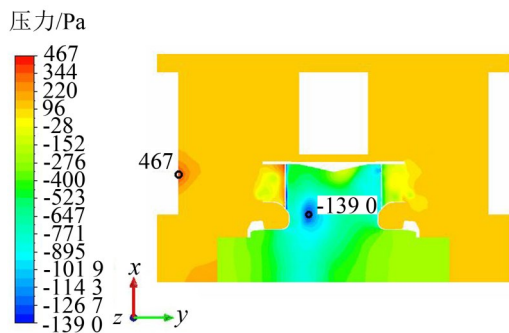


图3 风机中心垂直截面压力分布

经过声学计算后可以得到气动声源分布、声传播分布、监测点频谱曲线等结果。图4给出频率为 290 Hz 声传播的声压级分布云图。

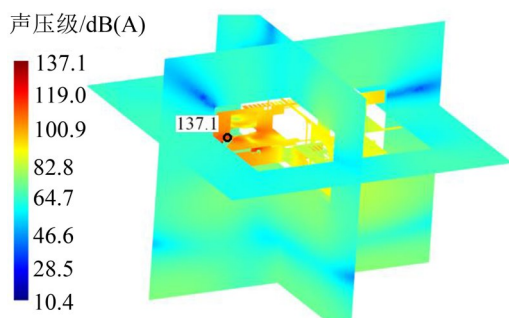


图4 声传播的声压级分布云图

由图4可知噪声从风机产生后,通过流道传播到辅助变流器进出口。由于辅助变流器两个进口有吸声材料,内外声压级差距明显,表明该吸声材料布置和吸声效果较好。出口处仅有滤网无吸声材料,内部噪声直接传递出来,出口处声压级比进口大。由于辅助变流器柜体壁板隔声,内部声压级比外部声压级约大 35.0 dB(A) 。

2.2 试验验证

为了解辅助变流器的噪声特性及验证仿真方法的可行性,进行了噪声试验。通过台架使辅助变流器柜体底面距离地面 1.05 m ,在辅助变流器周边布置传声器,试验现场如图5所示。



图5 试验现场

通过测点的试验数据分析可知,辅助变流器噪声主要集中在3倍频(基频为 290 Hz)范围内, $1\,000\text{ Hz}$ 以上声压级较低,故对比曲线仅显示 $0\sim 1\,000\text{ Hz}$ 。图6为距出口 0.4 m 测点的仿真与试验对比曲线。

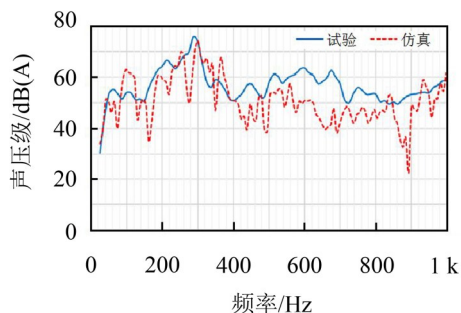


图6 声压级频谱仿真与试验对比

可以看出 290 Hz 频率处峰值相差 3.0 dB(A) ,仿真和试验总声压级分别为 79.8 dB(A) 和 82.3 dB(A) ,相差为 2.5 dB(A) 。多个测点处的仿真与试验值对比可说明仿真与试验的吻合度较高,后续优化可基于已建立的仿真预测方法进行。

3 降噪优化方案及结果

3.1 增加整流网

为改善风机进口速度不均匀性,在风机进口端增加网孔为边长为 5 mm 的正方形、厚度为 15 mm 整流网。加装整流网并经仿真计算发现,风机风量降为 $2\,033\text{ m}^3/\text{h}$,压差为 990 Pa ,但速度不均匀度得到降低,风机进口速度均匀性得到改善,进口 0.4 m 处测点总声压级降低 1.0 dB(A) ,其中风机风量和压差降低的原因是整流网改变了风机进口和出口的流动,且增加了系统阻力。

图7为增加整流网的优化模型与原始模型距出口 0.4 m 处测点声压级频谱仿真结果对比。

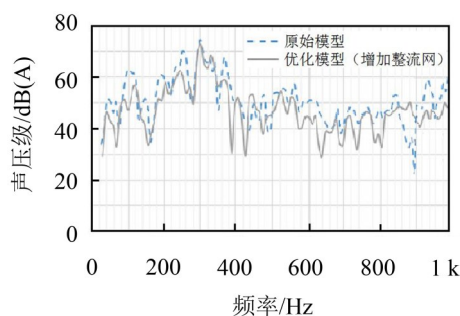


图7 有无整流网的声压级频谱对比

可以看出,增加整流网后的辅助变流器气动噪声特性仍表现为在290 Hz频率处出现峰值,然而该频率峰值由原来的74.3 dB(A)降低到72.9 dB(A),降幅为1.4 dB(A),总声压级降低2.5 dB(A)。

3.2 增加叶片数

原风机叶片数为6片,在高速旋转过程中叶片在同一条直线上且形状对称,振动能量互相传递和叠加,易发生共振,增强噪声源,因此考虑将叶片数增加为7片,通过抑制对称引起的共振来进行降噪优化。增加风机叶片后,风机风量为2 403 m³/h,压差为953 Pa。一般而言,均匀来流时,叶片数由6增加为7,保持叶型和厚度不变情况下的叶轮实度变大,若保持转速不变,则风量应减小。然而,在非均匀来流时可能有所不同,有时也会出现风量稍有增加、压升减少、风机做功能力不同的现象,因此本文的风量较原始模型有了较大幅度增加。

增加叶片数后,其他计算条件不变,进口0.4 m处测点因明显降低主要频段的噪声能量,总声压级降幅超过3.0 dB(A),降噪效果明显。图8为增加叶片数的优化模型与原始模型距出口0.4 m处测点声压级频谱仿真结果对比。

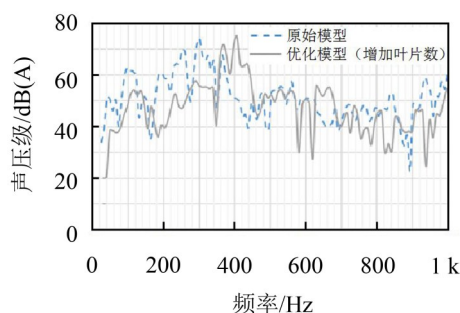


图8 调整叶片数的声压级频谱对比

可以看出原始模型对应噪声主要能量在250 Hz~350 Hz的频段上。叶片数增加到7片后,虽然峰值能量相当,但噪声主要能量对应频段变窄,为此该测点总声压级降低约1.5 dB(A)。

3.3 增加共振腔

共振腔可有效抑制单频噪声,已在工业降噪中

广泛应用。基于共振腔设计原则,可按照式(1)得到共振腔的关键参数。

$$f = \frac{(2n-1)c}{4\left(L - \frac{8r}{3\pi}\right)} \quad (1)$$

式中: f 为共振频率,Hz; n 为共振阶次; c 为声速,m/s; L 为管长,m; r 为共振腔半径,m。

考虑到柜体可用空间,确定共振腔长度为250 mm,截面的宽和高均为100 mm。图9为增加共振腔后的风机区域漩涡分布。

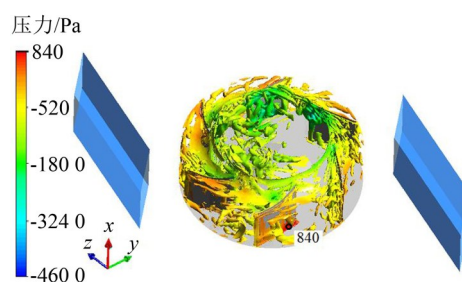


图9 风机区域漩涡分布

可以看出旋涡主要在叶片进口及底部前缘,其中叶片上端面附近漩涡分布较多。漩涡越过叶片前缘后逐渐脱离叶片表面,并向叶片的压力面扩散,扩散后的大涡经过叶片出口流至辅助变流器出口区域。增加共振腔后,风机风量为2 300 m³/h,压差为1 023 Pa,因共振腔改变了风机进口和出口的流动,且增加了系统阻力,因此较原始模型稍有降低。

增加共振腔后,进口0.4 m处测点200 Hz处声压级降低超过5.0 dB(A),总声压级降低4.0 dB(A)。图10为增加共振腔的优化模型与原始模型距出口0.4 m处测点声压级频谱仿真结果对比。

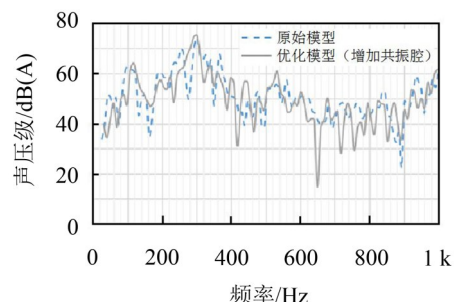


图10 有无共振腔的声压级频谱对比

增加共振腔后,虽然基频处的声压级增加0.6 dB(A),但250 Hz、360 Hz、600 Hz~800 Hz处的声压级降低,总声压级仍有0.5 dB(A)的降幅。

3.4 综合优化措施

采用将整流网、叶片数和共振腔方案综合考虑后的优化模型,对其进行仿真计算与降噪效果评估。前面分析出风机进口流速不均匀度对噪声有较

大影响,故将如图11所示不同方案的风机进口截面的流速分布进行对比分析。图11(a)表示原始模型,可知叶片吸力面附近出现了明显低速区域,这是由于流体液流角高于叶片前缘的角度,使得流体主要在叶片吸力面分离脱体。图11(b)表示增加整流网模型,可知6个叶片的吸力面附近均发生流动分离,且分离的尺寸类似,这说明当前转速下风机进口液流角大于实际流动角度,且叶片角从进口到出口变化太快,导致流动分离在尾缘处逐渐增强。图11(c)表示增加叶片数模型,可知左侧叶轮流道内有非常明显的速度梯度,叶片吸力面附近出现了明显低速区域,但相比6个叶片有所改善。图11(d)表示增加共振腔模型,可知右侧共振腔具有导流作用,使流体向变压器附近流动,但是左侧的共振腔阻碍了流体向下游变压器流动,由于风机的主要目的是用于冷却变压器,因此在左侧安装共振腔必然对变压器散热产生不利影响。图11(e)表示综合各种方案的优化模型,可知叶轮底部区域速度分布非常均匀,叶片流道内低速区域多集中在叶片上部吸力面尾缘附

近,叶片底部前缘均没有明显的速度梯度,这说明流动分离不明显。

图12为优化模型与原始模型距出口0.4 m和进口0.4 m处测点声压级频谱仿真结果对比。可以看出整个频段的声压级均有不同程度的降低,出口测点和进口测点在基频处的声压级分别降低3.5 dB(A)和3.0 dB(A),整个频段的总声压级分别降低为7.1 dB(A)和9.0 dB(A)。

一般而言,多种优化方法会互相影响,其叠加效果不好于单个优化方法效果的代数和。例如,通过改变叶片数已经减小了共振引起的噪声,再增加共振腔可能会削弱增加叶片数和共振腔各自作用的效果。然而在仿真过程中发现奇数叶片破坏了对称性,减小了叶片周围压力波动的共振,共振腔则是通过某频率的腔体共振达到消声效果,与消声器类似。由于各种方法对流场产生的作用是非线性的,综合效果并非单独的线性叠加,出现了上述综合优化措施降噪效果比3种方法各种作用结果直接叠加的效果更明显的情况。出现这种非线性情况的内

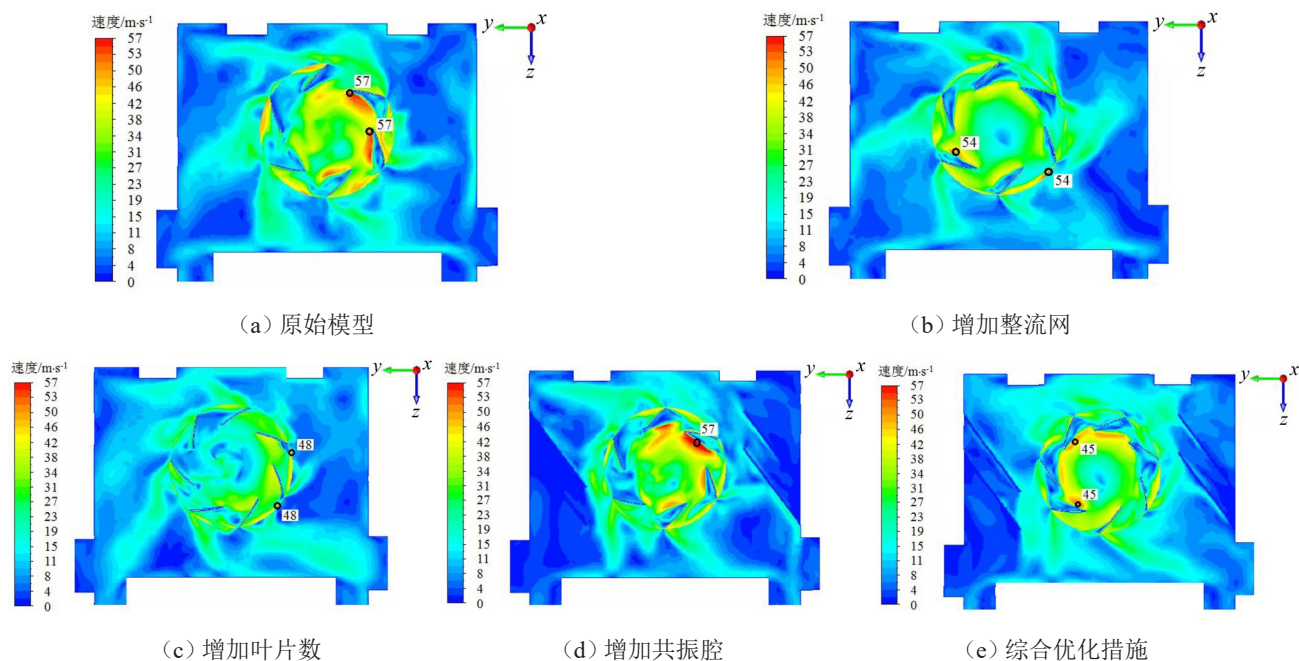


图11 不同方案的风机进口截面流速分布

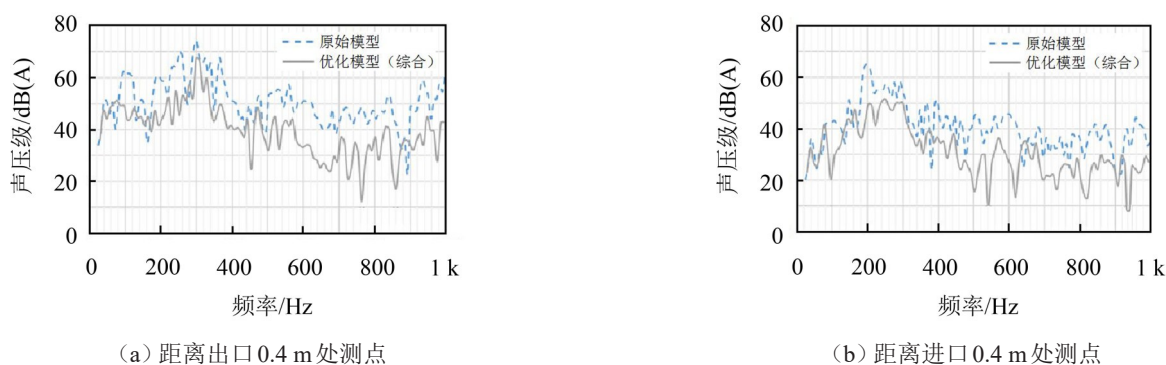


图12 采取综合优化措施前后的声压级频谱对比

在机理值得后续深入研究。

4 结 语

在试验验证采用基于声类比方法预测地铁车辆辅助变流器气动噪声的正确性后,评估了增加整流网、叶片数和共振腔等优化方案,得到以下结论:

(1)增加整流网可以改善风机速度不均匀性,进出口测点总声压级分别降低1.0 dB(A)和2.5 dB(A);

(2)将原6片的叶片数增加到7片后,进出口测点总声压级分别降低3.0 dB(A)和1.5 dB(A);

(3)增加共振腔后,进出口测点总声压级分别降低4.0 dB(A)和0.5 dB(A);

(4)采用综合优化方案可以使进出口测点总声压级分别降低9.0 dB(A)和7.1 dB(A),具有显著的降噪效果,本文的研究可有效指导地铁车辆辅助变流器的降噪工作。

参考文献:

- [1] 颜猛,贺才春,郭福林,等. 轨道车辆用变流器的气动噪声控制[J]. **大功率变流技术**, 2015(6):49-52.
- [2] 魏周艳,颜猛,刘清,等. 强迫风冷式地铁辅助变流器的噪声控制[J]. **大功率变流技术**, 2016(4):46-49.
- [3] 王嘉冰,黄宸武. 空调器中多翼离心风机的噪声研究及结构优化[J]. **噪声与振动控制**, 2003, 23(1):28-30.
- [4] 刘国丹,王刚,曹志坤,等. 多翼离心风机噪声控制方案的优化研究[J]. **噪声与振动控制**, 2007, 27(2):123-127.
- [5] 刘晓良,祁大同,毛义军,等. 串列叶片式前向离心风机气动与噪声特性的优化研究[J]. **应用力学学报**, 2009, 26(1):40-44.
- [6] 左曙光,韩惠君,苏虎,等. 燃料电池车用旋涡风机气动噪声及影响因素[J]. **吉林大学学报(工学版)**, 2013, 43(6):1453-1458.
- [7] FLOWERS W J E, HAWKINGS D L. Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion[C]. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences*, 1969, 264(1151): 321-342.
- [8] Lighthill M J. On sound generated aerodynamically. I. general theory[C]. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences*, 1952, 211(1107): 564-587.
- [9] Lighthill M J. On sound generated aerodynamically. II. turbulence as a source of sound[C]. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences*, 1954, 222(1148): 1-32.

(上接第90页)

- [3] HE BIN, XIAO XINBIAO, ZHOU QIANG, et al. Investigation into external noise of a high-speed train at different speeds[J]. **Zhejiang University- Sci A (Apply Phys & Eng)** 2014,15(12): 1019-1033.
- [4] YAMAZAKIN, TAKASHIT. Wind tunnel test on reduction of aeroacoustic noise from car gaps and bogie sections[J]. **QR of RTRI**, 2007, 48(4): 229-235.
- [5] 黄莎,梁习峰,杨明智. 高速列车车厢连接部位气动噪声数值模拟及降噪研究[J]. **空气动力学学报**, 2012, 30(30):254-259.
- [6] 杨加寿,蒋崇文. 车厢间风挡形式对高速列车气动性能的影响[J]. **铁道学报**, 2012, 34(11):29-35.
- [7] FELTEN F, FAUTRELLE Y, DU TERRALL Y, et al. Numerical modeling of electrogenetically - riven turbulent flows using LES methods[J]. **Applied Mathematical Modeling**, 2004, 28(1): 15-27.
- [8] MARTÍNEZ- LERA P, SCHRAMB C, BERIOT H. An approach to aerodynamic sound prediction based on incompressible- flow pressure[J]. **Journal of Sound and Vibration**, 2014, 333(1): 132-143.
- [9] 刘加利,张继业,张卫华. 高速列车车头的气动噪声数值分析[J]. **铁道学报**, 2011, 33(9):19-26.
- [10] 俞建阳,王若玉. 不同亚格子模型的对比分析及其运用[J]. **工程热物理学报**, 2016, 37(11):2311-2318.
- [11] LI HENG, HAO ZHIYONG, ZHENG XU, et al. LES-FEM coupled analysis and experimental research on aerodynamic noise of the vehicle intake system[J]. **Applied Acoustics**, 2017, 116(15): 107-116.
- [12] GLEGG STEWART, DEVENPORT WILLIAM. Aeroacoustics of low mach number flows[M]. Academic Press, 2017: 95-114.