

汽车发电机冷却风扇旋转噪声预测方法

王媛文, 董大伟, 闫 兵

(西南交通大学 机械工程学院, 成都 610031)

摘 要: 以汽车发电机冷却风扇为对象, 针对其修改叶片分布角度前后的旋转噪声预测问题, 提出一套较精确且节约计算机时的预测方法. 该方法结合了声类比法和矢量合成方法, 首先, 用大涡模拟 (LES) 和 Ffowcs-Williams 和 Hawkings (FW-H) 方程相结合的声类比方法对原风扇总噪声和主要阶次旋转噪声幅值进行预测; 然后, 针对只改变叶片分布角度情况下, 提出一种矢量合成方法, 用于对修改叶片分布前后主要阶次旋转噪声变化量的预测; 最后, 得到修改后主要阶次旋转噪声的幅值. 计算和实验结果表明, 原风扇总噪声最大预测误差 4.3 dB, 第 12 阶和第 18 阶主要阶次旋转噪声幅值预测误差为 1.24 dB 和 4.26 dB; 修改后风扇第 12 阶和第 18 阶主要阶次旋转噪声分别变小了 9.3 dB 和 10.5 dB, 其变化量预测误差分别为 0.36 dB 和 0.43 dB. 结果表明, 这一整套对修改前后风扇旋转噪声进行预测的方法是可行的, 且大大节省计算时间, 为风扇叶片周向分布角度设计提供了很好的依据.

关 键 词: 风扇; 旋转噪声预测; 声类比方法; 矢量合成方法; 大涡模拟

中图分类号: V211.3; TB535; TK83

文献标志码: A

Prediction method of vehicle alternator cooling fan rotation noise

WANG Yuan-wen, DONG Da-wei, YAN Bing

(School of Mechanical Engineering,

Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

Abstract: A set of accurate and time-saving methods were proposed to predict the rotation noise of vehicle alternator cooling fan. First, to predict the overall noise and main order noise magnitudes of the original fan, an acoustic analogy method combined with large eddy simulation (LES) and Ffowcs-Williams and Hawkings (FW-H) equations was applied. Second, to predict the change of rotation noise caused by blade angle modification, a vector composition method was proposed in case only the blade distribution angle was changed. The main order noise magnitudes of the modified fan were eventually calculated. Calculations and experimental results indicate that the maximum prediction error of the overall noise of the original fan is 4.3 dB, and the prediction errors of main rotation noise magnitudes in orders 12 and 18 are 1.24 dB and 4.26 dB, respectively. The rotation noises of the modified fan in orders 12 and 18 are decreased by 9.3 dB and 10.5 dB, while the prediction errors of their sound pressure level (SPL) variations are 0.36 dB and 0.43 dB, respectively. The results show that this set of methods can effectively predict the rotation noise of fan, providing a significant guide to the design of blade distribution angles.

Key words: fan; rotation noise prediction; acoustic analogy method; vector composition method; large eddy simulation (LES)

收稿日期: 2014-03-06

基金项目: 汽车噪声振动和安全技术国家重点实验室开放基金课题 (NVH SKL-201007)

作者简介: 王媛文 (1984-), 男, 江苏淮安人, 博士生, 主要从事流体机械气动噪声研究.

叶片机械在工业生产中应用较为广泛,其气动噪声的预测是气动声学在工程领域中的研究焦点之一.汽车发电机冷却风扇(下称风扇)气动噪声可分为湍流噪声和旋转噪声^[1].湍流噪声属宽频带噪声,旋转噪声属离散频率噪声.风扇旋转过程中,叶片与空气周期性的作用使得其噪声频谱图上叶片通过频率及其谐波成分处有明显的峰值,此即为离散的旋转噪声.与宽频带噪声相比,这种离散的旋转噪声更易引起人的“厌烦”,造成严重的风扇噪声问题,进而影响车内噪声、振动与声振粗糙度(NVH)性能.要改善风扇的旋转噪声特性,最好能够先对风扇的旋转噪声进行预测.

目前,风扇旋转噪声的预测工作,一般采用由Lighthill首次提出的声类比法,声类比法假设声音的产生和传播过程不产生耦合,这种方法将流场和声场分别进行计算.首先通过求解N-S方程得到声源信息,再采用FW-H方程进行声场预测^[2-3].N-S方程求解过程中,为了减少计算量,大多采用Reynolds averaged Navier-Stokes(RANS)、LES等湍流模型计算非定常流动,最终得到声源相关信息^[4-5].而FW-H方程的求解,则大多采用Green函数法,对具有复杂边界的声场,采用规则空间的Green函数进行近似^[6].声类比法求解具有较高精度,但是其计算量较大.计算量较大的环节是N-S方程的求解过程.在目前常见的湍流模型中,以LES模型求解精度最高,适用的频率范围最宽,但其计算量也最大.Liu, Qi等在文献[7]的对比中也得出了类似的结论,LES模型的计算量甚至达到其他湍流模型的几倍.另外LES模型对计算域网格密度要求非常高,进一步增加了计算所需时间.对于叶片机械气动噪声性能的改进,国内外学者主要从叶形、长短叶片、叶片数量以及叶片周向不等距分布等方面展开^[8-14].其中叶片周向不等距分布对旋转噪声的治理较为有效,在工程实践中应用也较为广泛,但尚未形成较好的叶片周向不等距分布角度设计方法^[15].要设计出合理的叶片排布方案,不仅要能够预测原叶片分布角度方案(或者是最基本的叶片均布方案),同时还要能够预测修改叶片分布角度后风机的旋转噪声.目前最常用的方法就是,运用声类比法分别对叶片分布角度原方案和修改后的方案进行仿真计算,从而得到修改前后旋转噪声及其变化情况.针对汽车发电机冷却风扇这种特殊流场结构的气动噪声问题,国外已有个别学者,用声类比法对汽车发电机冷却风扇气动噪声

问题展开研究^[16],Kim等用标准 $k-\epsilon$ 模型,对有13个叶片的该种风扇进行了气动噪声研究,得出的改进方案使得总噪声A声级降低了4 dB,其中没有针对旋转噪声性能做预测和相关说明.而在国内尚未见有公开文献对该种风扇的气动噪声(尤其是旋转噪声)问题进行相关研究.声类比法计算精度较高,唯一的不足就是计算量过大,对计算机硬件要求较高,与传统的实验方法相比较,设计周期并未得到明显提升.因此,发展一套简便而又准确的旋转噪声预测方法有重大意义.

本文将风扇气动噪声的预测分为两个阶段.第1阶段,采用声类比法进行风扇气动噪声计算,得到风扇气动噪声总级,以及旋转噪声较大阶次(下称主要阶次)的噪声幅值.第2阶段,针对改变叶片分布角度这种常用措施,运用矢量合成原理,对修改前后主要阶次噪声幅值的变化量进行预测,结合第1阶段的预测结果,得到修改后主要阶次的噪声幅值.该预测过程中只需一次运用声类比法进行气动噪声计算,在保证一定计算精度的情况下,节约了大量的计算时间.同时第2阶段中使用的矢量图可以直观快捷地判断某一叶片分布角度方案下,旋转噪声分布情况,特别适合工程现场对旋转噪声进行初步分析.该方法也为叶片分布角度优化设计提供了一个新思路,有较强的理论和实用价值.

1 汽车发电机风扇及冷却系统介绍

汽车发电机外部和内部视图如图1所示,主要有前端盖、后端盖、定子、转子(包括前后扇叶、爪极、骨架、磁场绕组,集电环等组成)、电压调节器、整流器、电刷、绝缘套和罩盖等构成.汽车发电机的散热系统设计有前后两个离心风扇,前扇叶主要冷却磁场绕组线圈和爪极,后扇叶主要冷却整流器等电子器件.在后扇叶的背面对两个风扇形成的流场进行了部分阻隔,以便前扇叶的部分高压气流顺利流入爪极中,以增强爪极和转子线圈部分的散热效果.与普通风扇较规则的进出口形状不同,汽车发电机冷却风扇的进出口都是由分布在前后端盖轴向和径向的诸多小孔组成,这些小孔结构也会对气动噪声有影响.这样的进出口设计,使得整个发电机流场计算域中既包含内流场也包含外流场,内流场呈半开放式,计算域有别于一般离心风机.半开放式的流场结构、电子器件部分形状的复杂性以及转子与定子之间较小的间隙(仅0.35 mm)使得流体计算域较为复

杂,造成非定常计算收敛速度非常缓慢,消耗大量计算机时,这也是计算中最显著的困难。

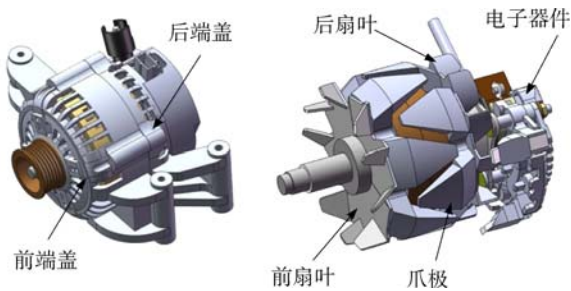


图 1 发电机整体和转子结构图

Fig. 1 Structure of alternator and its rotor

2 风扇气动噪声预测的声类比方法

2.1 声源流场预测方法

常用的湍流模型中,大涡模拟的亚格子模型比雷诺平均模型更具有普遍性,同时又比直接数值模拟节省很大的计算量.因此本研究中采用大涡模拟方法来预测声源相关信息.大涡模拟通过 LES 低通滤波,过滤掉流场中包括脉动运动在内的湍流瞬时运动中小于某尺度的涡旋,直接利用 N-S 方程精确求解所有大尺度湍流涡旋的运动;而对于过滤掉的小尺度涡旋通过亚格子模型计算其运动. LES 控制方程为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \overline{u_i}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \overline{u_i u_j}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} \right] - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \overline{u_i}) = 0 \quad (2)$$

其中 ρ 为流体密度; $\overline{u_i u_j}$ 为过滤后的速度分量; p 为过滤后的压强; μ 为湍流黏度; τ_{ij} 为亚格子尺度应力。

2.2 声场预测方法

计算声学(CAA)中普遍使用声类比法,声比拟理论最初由 Lighthill 提出,经 Curle, Ffowcs-Williams 和 Hawkings 推广后,称为 FW-H 方程。

$$\left[\frac{1}{a_0} \frac{\partial^2}{\partial t^2} - \frac{\partial^2}{\partial x_i^2} \right] p' = \frac{\partial}{\partial t} [\rho v_n \delta(f) \nabla f] - \frac{\partial}{\partial x_i} [n_i p \delta(f) \nabla f] + \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} [T_{ij} H(f)] \quad (3)$$

其中 p' 为气体压强; ρ 为流体体密度; n_i 为法向方向; a_0 为声速; v_n 为法向速度; p 为静压强; $T_{ij} = \rho u_i u_j + p \delta_{ij} - a_0^2 \rho \delta_{ij}$ 为 Lighthill 应力张量; $\delta(f)$ 为 δ 函数分布; $H(f)$ 为亥维赛德分布。

式(3)的右端 3 项分别为单极子、偶极子和四极子声源, Neise 在 1992 的研究表明^[17], 风扇噪声主要由旋转扇叶与气流之间的非稳态波动力形成的偶极子声源产生. 因此, 研究中只考虑偶极子声源所产生的噪声, 并将各叶片非稳态波动力简化为点力^[18], 式(3)可简化为

$$p' = \frac{x_i - y_i}{4\pi a_0 r^2 (1 - Ma_r)^2} \cdot \left[\frac{\partial F_i}{\partial t} + \frac{F_i}{1 - Ma_r} \cdot \frac{\partial Ma_r}{\partial t} \right] \quad (4)$$

其中 F_i 为各叶片上周期性波动的点力; r 是声源点到观察点的距离; x, y 是观察点和声源的位置. Ma_r 为观察点 r 方向上的对流马赫数。

式(4)表明由点力引起的气动噪声是力对时间 1 阶偏导数的函数. 对每个扇叶应用方程并进行叠加即可计算出自由场中的声压. 本计算过程中忽略了端盖等结构的散射、反射和折射对声场计算的影响。

2.3 流场和声场之间的数据传递

研究中, CFD 方法计算声源信息与 CAA 方法计算声场是分离的, 没有考虑声场对流场计算的影响. 首先, 在 CFD 计算过程中, 将非定常计算得到的各时间步各扇叶表面压力等声源面相关数据保存成一个中性文件. 然后, 在 CAA 计算过程中, 直接读取中性文件中的声源数据, 用 FW-H 方程进行声场求解. 最后得到所预测声场。

3 原风扇模型求解及结果分析

原扇叶分布角度(或者为周向均匀分布)的风扇气动噪声预测使用上节所述的 CFD 和 CAA 相结合的方法。

3.1 模型参数及网格

汽车发电机冷却风扇扇叶结构如图 2 所示, 其结构参数如下: 叶片数量为 9; 风扇直径为 100



图 2 汽车发电机冷却风扇扇叶结构图

Fig. 2 Blade structure of vehicle alternator cooling fan

mm;叶片厚度为1.6 mm;发电机转子与定子之间间隙为1.5 mm. 三维模型中,除了对电子器件部分小于0.5 mm的结构进行了简化,其余均按实际结构尺寸建模.

针对汽车发电机这种复杂结构流场,为了能够更好地反映实际流场结构,计算模型选择贴体性较好的四面体非结构网格. 网格总体分为外流场网格和内流场网格两部分. 外流场网格采用向外辐射逐渐变大的网格,发电机外表面网格为2 mm,最大网格为30 mm,如图3(a). 内流场则采用局部加密的网格. 其中扇叶表面是声源面,需要加密附近网格,以精确描述其表面流场,最小网格尺寸0.04 mm,最大网格尺寸为0.4 mm,如图3(b);转子和定子之间间隙尺寸较小,需要加密处理,网格尺寸为0.3 mm,如图3(a). 内流场其余部分网格尺寸为0.5 mm. 整个计算域网格节点总数为1438万.

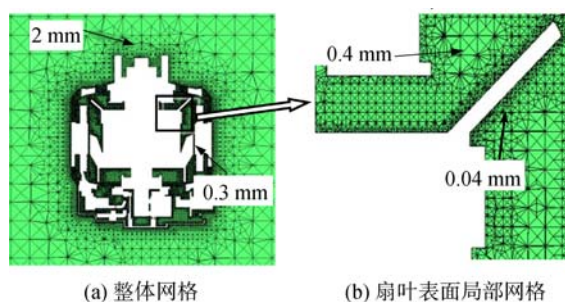


图3 网格示意图

Fig. 3 Grid diagram

3.2 边界条件

建模中取风扇直径为特征长度,流场计算域为球形. 为了使得流动能够充分发展,球形计算域直径取特征长度的7倍,如图4(a)所示. 球形计算域的边界设定为压力入口边界条件,并将其初始化为一个大气压,即相对总压和表压均为0 Pa. 动域(转子,包含风扇)与静域之间的数据交换通过7对Interface面之间的插值来实现,如图4(b)所示. 另外还需设定动域旋转速度为12000 r/min.

3.3 模型计算方法

为了加快收敛速度,首先,进行三维黏性可压缩流定常计算;然后,再将定常计算的结果作为非定常计算的初值进行非定常流场计算,直到物理场稳定后,开始提取声源信息,并将提取的声源信息存放在中性文件中;最后,读取中性文件中的声源信息,用FW-H方程求解声场观察点噪声值.

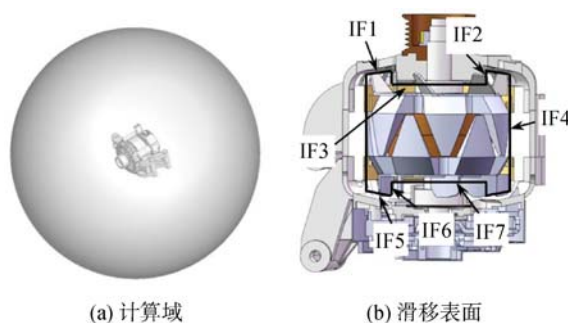


图4 边界条件

Fig. 4 Boundary conditions

定常计算采用 renormalization group(RNG) $k-\epsilon$ 湍流模型,压力速度耦合采用 semi-implicit method for pressure linked equation(SIMPLE)算法,近壁面采用标准壁面函数,连续性方程采用标准格式离散,动量方程、湍动能方程和湍流耗散率方程采用2阶迎风格式. 交界面采用多参考坐标系(MRF)模型处理.

非定常计算采用 LES 湍流模型,小尺度涡的模拟采用基于混合长度理论的 Smagorinsky-Lilly 亚格子模型,时间差分格式为2阶隐式,压力速度耦合采用 pressure implicit with splitting of operators(PISO)算法,连续性方程采用 PRESTO! 格式离散,压力项、动量项、湍动能及湍流耗散率项的离散都采用2阶迎风格式. 交界面采用滑移网格处理.

定常和非定常计算都需要满足残差和物理场稳定条件,即残差小于 10^{-3} ,且设置在端盖上的进出口流量的变化呈现稳定的周期性,方可结束该阶段计算.

非定常计算时间步长的选取主要取决于关注的频率成分以及计算的收敛性两个方面. 当风扇转速为12000 r/min时,关注前20阶噪声,则对应的频率为 $f_{\max} = 12000 \times 20 / 60 = 4000$ Hz,根据采样定理可知,对应的时间步长 $\Delta t \leq 1 / (2 \times f_{\max}) = 1.25 \times 10^{-4}$. 结合收敛性,经过试算,最终确定 $\Delta t = 10^{-5}$ 作为时间步长.

非定常计算分为两个阶段,两个阶段的时间步数不同,判断的原则也不同. 第1阶段,一直计算到收敛且物理场稳定;第2阶段,生成声场计算需要的非定常声源信息,根据实际需要的频域分辨率确定,本研究需要对旋转噪声进行预测,对频域分辨率要求相对较高,如研究中频域分辨率 $\Delta f \leq 20$ Hz,需要的时间步为 $N_{\text{step}} \geq 1 / (\Delta f \times \Delta t) = 5000$.

整个计算在一台拥有 16 核心 2.8 Hz CPU 和 48 G 内存的工作站上进行,总共花费时间约为 55 天,可见大涡模拟对计算机资源的消耗较大。

3.4 原风扇计算结果分析

图 5 为发电机纵向剖面速度云图,从中可以看出在爪极内部有较大的流动速度,有利于转子线圈的散热,符合该型发电机散热系统的设计初衷。图 6(a)、图 6(b)分别为发电机纵向剖面 and 转子表面相对压力分布云图,其中转子表面压力较大,应为转子与定子之间间隙较小造成;转子与定子之间压力分布不均匀,应为前扇叶的不对称分布方式造成。图 6(c)为前扇叶表面相对压力分布云图,叶片外缘处扇叶压力面与吸力面之间存在较大的压力差,说明扇叶表面声源应该是气动噪声的重要来源之一。

3.5 原风扇计算结果实验验证

实验在西南交通大学汽车工程研究所的电动机声功率测试实验室内整机状态下进行。该实验室经中国测试技术研究院检测,实验室的声学环境已达到标准 GB/T6882-2008 的要求。仪器主要包括朗德公司的 DATaRec-4 数据采集卡、Arte-

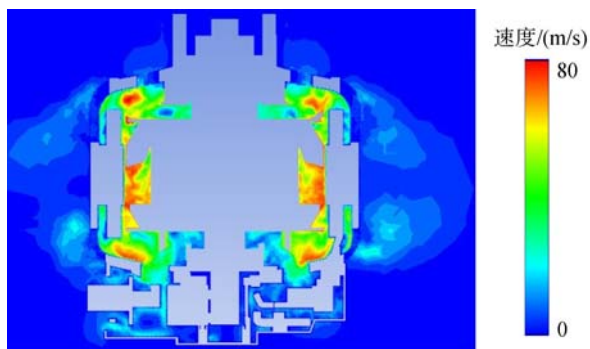
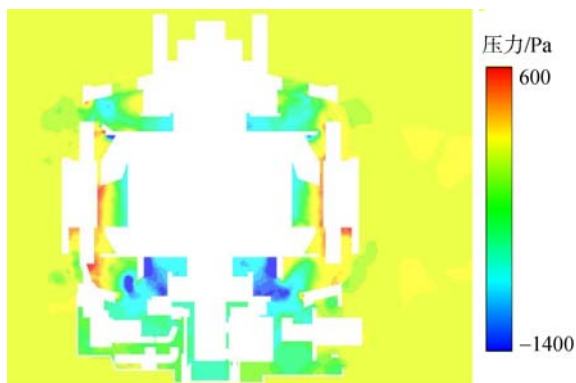
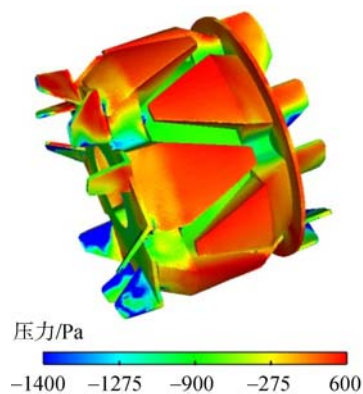


图 5 纵向剖面速度云图

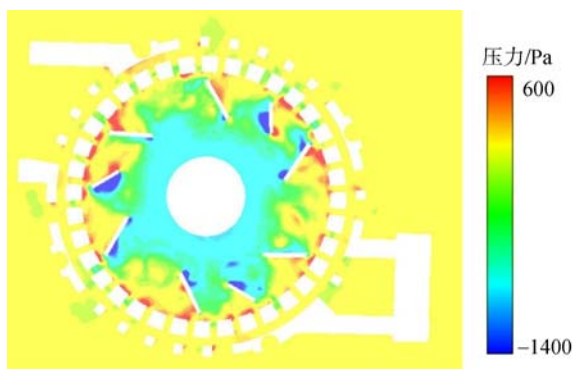
Fig. 5 Longitudinal profile speed cloud



(a) 纵向剖面相对压力云图



(b) 转子相对压力云图



(c) 前扇叶相对压力云图

图 6 压力云图

Fig. 6 Pressure cloud

mis 采集分析系统,丹麦 B&K 麦克风。其中 5 个测点分布在半径为 0.5 m 的球上,如图 7 所示。各测点声压级测试与仿真结果如表 1 所示,各测点计算值与实验值基本吻合,最小误差 1.8 dB,最大误差 7.7 dB,预测较为准确。左测点、右测点和上测点误差相对较大的原因应为端盖出气口外侧结构简化所致。

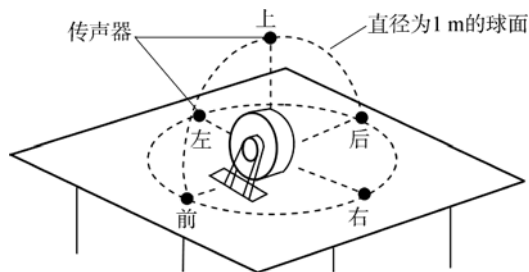


图 7 实验台架示意图

Fig. 7 Experimental bench

图 8 为高转速情况下噪声贡献最大的第 6 阶、第 12 阶和第 18 阶声压级曲线,其中对比了有无前扇叶时发电机的噪声情况,对第 12 阶、第 18

表1 发电机气动噪声实验与仿真对比分析表(单位: dB)

Table 1 Comparison of generator aerodynamic noise obtained by test and simulation (unit: dB)

项目	前测点	右测点	后测点	左测点	上测点
实验值	99.5	96.3	99.0	59.9	99.8
仿真值	96.7	91.9	97.2	93.2	92.7
误差	2.8	4.4	1.8	7.7	7.1

阶旋转噪声,无后扇叶声压级基本不变,无前扇叶引起声压级明显减小;而对第6阶旋转噪声,无后扇叶引起的声压级变化则较为明显.因此可以判断旋转噪声较大的第12阶、第18阶主要由前扇叶引起,也就是说总噪声中最主要的成分由前扇叶引起,这点也验证了3.4节中前扇叶叶片表面为气动噪声重要声源的结论.有关噪声源识别更详细的过程见文献[19].

图9为原风扇12000 r/min时前测点实验和仿真频谱图.与实验结果相比,低频部分总体幅值水平及频谱趋势计算较为准确,高频部分计算误差相对较大.计算得到第6阶、第12阶和第18阶旋转噪声最为明显,与实验结果相吻合,各阶次的幅值则有一定误差,分别为4.20,1.25,4.26 dB,最小为1.25 dB,最大为4.26 dB,预测结果较为准确.

总噪声幅值及噪声频谱图两方面的对比表明,以上计算方法能够较准确地预测原风扇旋转噪声.

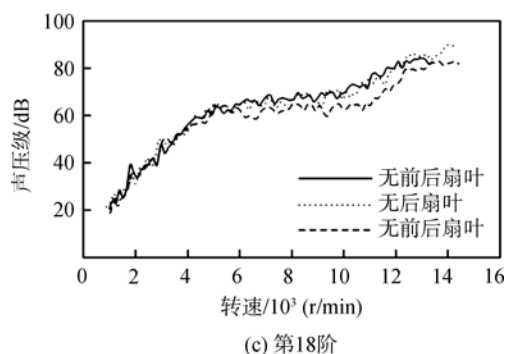
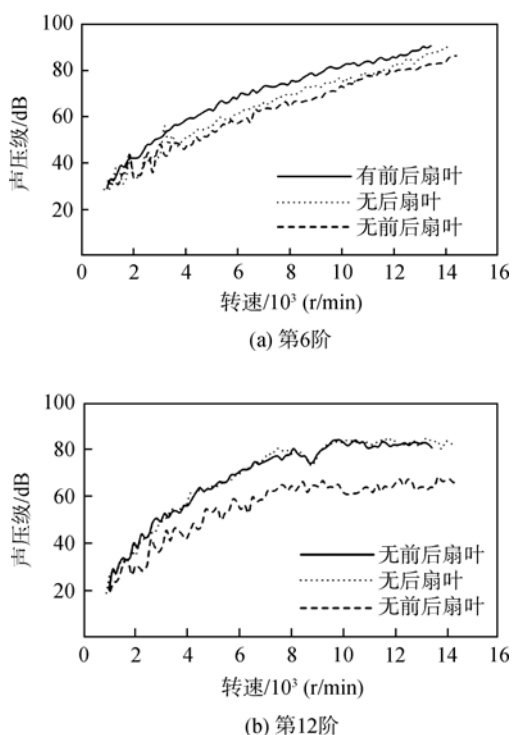


图8 有无扇叶时,第6阶、第12阶和第18阶声压级对比
Fig. 8 Comparison of the sound pressure levels of the 6th, 12th and 18th orders, with or without blades

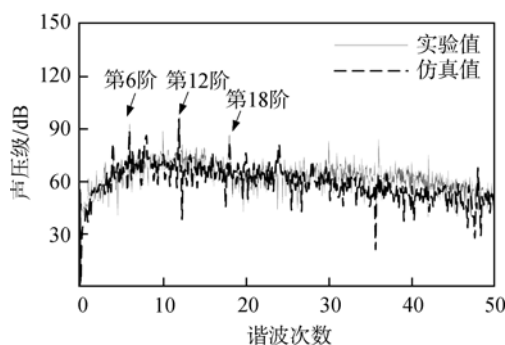


图9 原风扇前测点实验和仿真计算频谱图
Fig. 9 Original fan front point spectrum obtained from experiment and simulation calculation

4 修改后风扇旋转噪声声压级变化量预测

4.1 矢量合成方法

文献[7]和3.3节的计算都表明,大涡模拟计算消耗较多计算机资源与计算时间,这对风扇改进工作中频繁的气动噪声计算来说是不经济的.对于风扇,旋转噪声是最为重要的噪声,改变叶片的周向分布角度则是改善旋转噪声最为普遍有效的措施.为了节省计算时间,在只改变叶片分布角度情况下,提出一种主要阶次旋转噪声变化量计算方法.

将各叶片上的波动力简化为点力,并对该力做傅里叶变换^[20],则第*i*个叶片的第*v*次谐波对应的旋转矢量如式(5)表示,亦可表示成图10(a)中的矢量图形式.

$$\mathbf{P}_{i,v}(t) = A_{i,v}[\cos(v\omega t + \phi_{i,v}) + j\sin(v\omega t + \phi_{i,v})] = A_{i,v}e^{j(v\omega t + \phi_{i,v})} \quad (5)$$

其中 $A_{i,v}$ 为第*i*个叶片所产生声压的第*v*次谐波

的幅值; $\phi_{i,v}$ 为第 i 个叶片所产生声压的第 v 次谐波的初相位; v 为谐波次数; ω 为转频 ($2\omega = \pi n/60$, n 为转速)。

各叶片产生的第 v 次谐波声压矢量以相同的角速度 $v\omega$ 旋转, 这些声压矢量的相对位置不变。将各叶片依次编号 (如图 10(b) 所示), 以第 1 个叶片为基准叶片, 则相对声压矢量定义如式 (6) 所示。其中相对声压矢量只是三角函数的矢量形式, 并非真正物理意义上的矢量, 其大小表示谐波的幅值, 其方向表示谐波的相位。

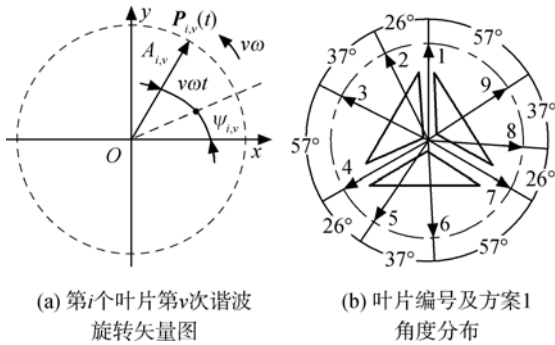


图 10 矢量图和原风扇角度分布

Fig. 10 Vector map and angular distribution of original fan

$$\mathbf{P}_{c,i,v} = \frac{\mathbf{P}_{i,v}(t)}{\mathbf{P}_{1,v}(t)} = \alpha_{i,v} e^{j(\phi_{i,v} - \phi_{1,v})} \quad (6)$$

其中 $\alpha_{i,v}$ 为第 i 个叶片第 v 次谐波相对声压幅值, $\alpha_{1,v} = 1$, 则测点处第 v 次谐波相对声压 $\mathbf{P}_{c,v}$ 为

$$\mathbf{P}_{c,v} = \frac{\mathbf{P}_v(t)}{\mathbf{P}_{1,v}(t)} = \sum_{i=1}^m \frac{\mathbf{P}_{i,v}(t)}{\mathbf{P}_{1,v}(t)} = \sum_{i=1}^m \alpha_{i,v} e^{j(\phi_{i,v} - \phi_{1,v})} = \sum_{i=1}^m \alpha_{i,v} e^{j(v\theta_i)} \quad (7)$$

由平行四边形法则 (如图 11) 知

$$\mathbf{P}_v(t) = |\mathbf{P}_{c,1,v}(t)| |\mathbf{P}_{c,v}| e^{j(v\omega t + \varphi_{\mathbf{P}_{c,v}} + \phi_{1,v})} \quad (8)$$

$$|\mathbf{P}_{c,v}| = \left\{ \left[\sum_{i=1}^m \alpha_{i,v} \cos(v\theta_i) \right]^2 + \left[\sum_{i=1}^m \alpha_{i,v} \sin(v\theta_i) \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (9)$$

$$\varphi_{\mathbf{P}_{c,v}} = \arctan \frac{\sum_{i=1}^m \alpha_{i,v} \sin(v\theta_i)}{\sum_{i=1}^m \alpha_{i,v} \cos(v\theta_i)} \quad (10)$$

从式 (8) 可以看出, 在基准叶片各次谐波幅值未知的情况下, 无法用相对声压矢量完全代替声压矢量。但由于相对声压矢量在原坐标系中的相位角与声压矢量相同, 所以相对声压矢量的合成结果仍然能说明各叶片声源的叠加效果。以均匀

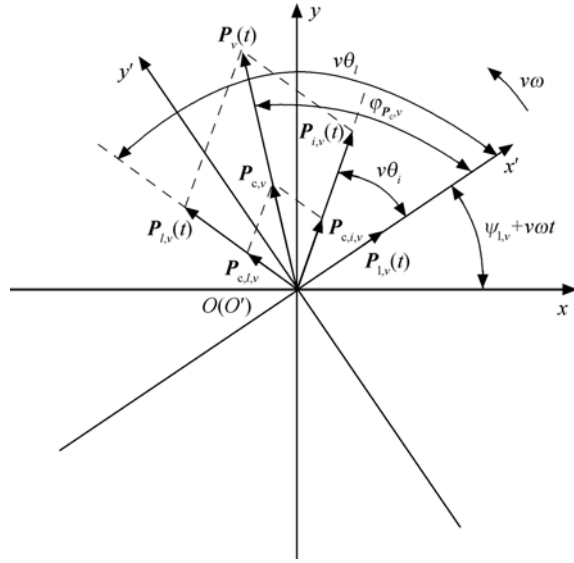


图 11 相对声压矢量合成的平行四边形法则

Fig. 11 Parallelogram law of relative sound pressure vector composition method

分布的 3 个叶片为例 (矢量图如图 12 所示), 第 1 和第 2 阶谐波各叶片对应的声压矢量互成 120° , 则叠加后的效果是相互抵消。第 3 阶谐波各叶片对应的声压矢量方向一致, 则叠加后的效果是增强, 所以在 3 阶及其倍数阶会出现旋转噪声问题。由分析知, 通过矢量图可快速判断出某特定叶片分布角度方案下各叶片声源合成效果, 从而判断旋转噪声存在的阶次及各阶之间的相对大小关系。

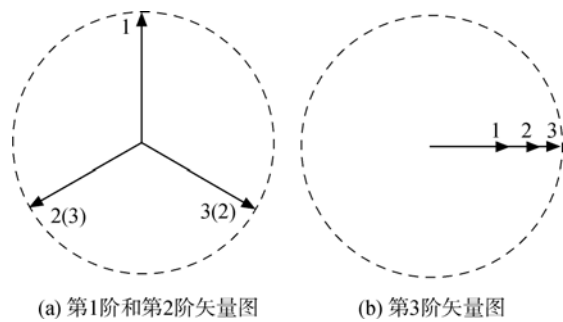


图 12 均匀分布 3 叶片风扇对应的前 3 阶矢量图

Fig. 12 First three order vector maps of fan with 3 blades evenly distributed

如认为各叶片产生的声压幅值 $|\mathbf{P}_{i,v}(t)|$ 不变, 则改变叶片分布角前后, 测点处第 v 次谐波声压级变化量 ΔL_{P_v} 为

$$\Delta L_{P_v} = 20 \lg \frac{|\mathbf{P}_{1,v}(t)| |\mathbf{P}'_{c,v}|}{|\mathbf{P}_{1,v}(t)| |\mathbf{P}_{c,v}|} = \Delta L_{P_{c,v}} \quad (11)$$

其中 $\Delta L_{P_{c,v}}$ 为改变叶片分布前后第 v 次谐波相对

声压级的变化量。

4.2 矢量合成方法计算实例及实验验证

本计算实例以第1部分所述风扇为对象,在只修改叶片分布角度情况下,对修改前后两种叶片分布角度方案主要阶次噪声变化量进行计算,并验证计算结果的正确性。原风扇(方案1)存在第12阶和第18阶次旋转噪声过大问题,改变叶片分布角度后方案(方案2)是一组针对方案1问题的改进方案。优化方案设计并非本文重点,对于方案2的得出过程不做详述,更详细的过程见文献[20]。两种方案的叶片分布角度见表2。

表2 各方案叶片分布角

Table 2 Blade distribution angle of schemes

方案	叶片分布角/(°)								
	叶片号								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	26	37	57	26	37	57	26	37	57
2	26	50	57	13	50	44	26	37	57

分析方案1叶片分布角度(如表2和图10(b)):9个叶片分为3组,3组均匀分布(图10(b)中黑色粗线三角标注的3个部分)。每组内不均匀分布,其中有两个叶片的夹角接近均匀分布,如叶片1和叶片3的夹角为 63° ,叶片3和叶片4的夹角为 57° 。这样就有叶片1,3,4,6,7,9这6个叶片分布趋向均匀,那么6阶的倍数阶噪声应较为突出。以12阶为例,根据式(7),各叶片相对声压矢量对应的相位角为 $0^\circ, 684^\circ, 1128^\circ, 1440^\circ, 2124^\circ, 2568^\circ, 2880^\circ, 3564^\circ, 4008^\circ$,在矢量图上只有3个主矢量位(见图13),且同向趋势,是叠加效果。第6和第18阶合成效果分析同上。按式(9)计算方案1的第1到第20阶相对声压幅值如表3所示,其中第12和18阶最大,第6阶次之,这与实验频谱图上(如图14)得出的结论相同。可见,通过矢

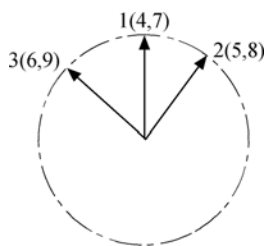


图13 方案1第12阶矢量合成图

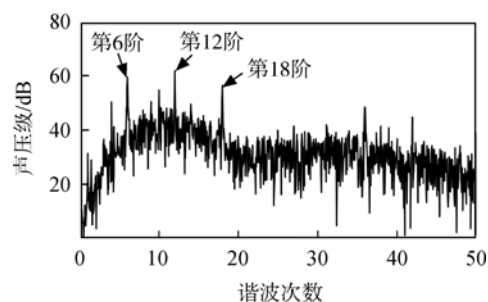
Fig. 13 12 order vector map of scheme 1

量图可快速判断出某特定叶片分布角度方案下,各叶片声源合成效果。

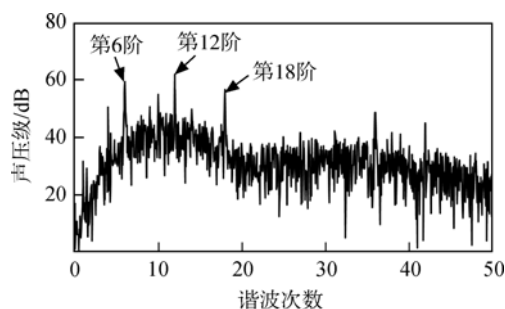
表3 方案1相对声压数据

Table 3 Relative sound pressure data of scheme 1

阶次	相对声压	阶次	相对声压
1	0	11	0
2	0	12	7.4490
3	2.5521	13	0
4	0	14	0
5	0	15	3.5318
6	3.7813	16	0
7	0	17	0
8	0	18	6.5267
9	4.0521	19	0
10	0	20	0



(a) 方案1在12000 r/min时频谱图



(b) 方案2在12000 r/min时频谱图

图14 频谱图

Fig. 14 Spectrum

按式(11)计算方案1到方案2的相对声压级变化量,计算和实验得到的主要阶次声压级变化量对比如图15所示。从中可以看出,计算得到的声压级变化趋势与实验值相同。其中,第12阶次计算声压级变化量为 9.3035 dB ,比实验值小 0.3629 dB ,误差较小;第18阶次计算声压级变化

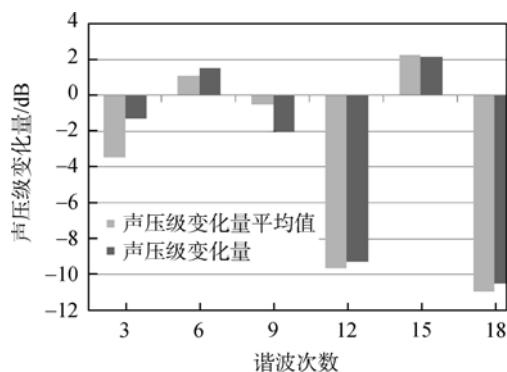


图15 方案1到方案2声压级变化平均值与相对声压级变化

Fig. 15 Mean of SPL variation and RSPL variation from scheme 1 to scheme 2

量为 10.5375 dB, 比实验值小 0.4333 dB, 误差较小. 实验结果表明, 用计算得到的声压级变化量定性表征声压级变化趋势, 定量预测主要阶次声压级变化量是可行的. 预测出修改叶片分布角度前后声压级变化量后, 结合第 3 节原风扇旋转噪声的预测结果, 即可求解出修改叶片排布后, 第 12 和第 18 阶主要阶次的旋转噪声幅值, 分别为 $97 - 9.3 = 87.7$ dB 和 $97 - 10.5 = 86.5$ dB, 这对扇叶周向分布角度设计有重要指导意义.

5 结 论

1) 大涡模拟和 FW-H 方程相结合的声类比法, 可以很好地预测汽车发电机冷却风扇的总噪声和旋转噪声的幅值. 总噪声预测误差最小为 1.8 dB, 最大为 7.7 dB, 第 12 和第 18 阶主要阶次旋转噪声预测误差分别为 1.25 dB 和 4.26 dB.

2) 通过将各阶相对声压矢量图可方便地判断各叶片声源的叠加效果, 适合工程现场初步分析旋转噪声的形成原因, 对叶片分布角进行初步设计也有指导作用. 矢量合成方法可计算得到改变叶片分布角后各主要阶次声压级变化量, 计算值与实验值吻合较好.

3) 用大涡模拟和 FW-H 方程相结合的方法预测原风扇的气动噪声, 用矢量合成方法预测修改叶片分布角之后主要阶次旋转噪声的变化量, 进而获得修改后主要阶次旋转噪声幅值. 这一套对主要阶次旋转噪声预测的方法是可行的, 可大大减少计算量, 同时也能保证较高的预测精度. 为风扇叶片周向分布角度设计提供了很好的依据.

参考文献:

[1] Schmitz S. Reducing pump noise in cooling tower

applications[J]. World Pumps, 2004, 456: 24-29.

[2] 毛义军, 祁大同, 刘晓良, 等. 离心风机气动噪声的数值预测[J]. 西安交通大学学报, 2009, 43(3): 65-69.

MAO Yijun, QI Datong, LIU Xiaoliang, et al. Numerical prediction of aerodynamic noise for centrifugal fan[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2009, 43(3): 65-69. (in Chinese)

[3] 康强, 左曙光, 韩惠君. 汽车空调系统离心风机气动噪声数值计算[J]. 江苏大学学报: 自然科学版, 2013, 34(1): 1-6.

KANG Qiang, ZUO Shuguang, HAN Huijun. Simulation of aerodynamic noise from centrifugal fan of HVAC in automobile[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2013, 34(1): 1-6. (in Chinese)

[4] Velarde-Suárez S, Hurtado-Cruz J P, Santolaria-Morros C. Numerical calculation of pressure fluctuations in the volute of a centrifugal fan[J]. Journal of Fluids Engineering, 2006, 128: 359-369.

[5] Liu Q, Qi D, Mao Y. Numerical calculation of centrifugal fan noise[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2006, 220(8): 1167-1177.

[6] Goldstein M E. Aeroacoustics[M]. New York: McGraw-Hill, 1976.

[7] Liu Q, Qi D, Tang H. Computation of aerodynamic noise of centrifugal fan using large eddy simulation approach, acoustic analogy, and vortex sound theory[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2007, 221(11): 1321-1332.

[8] Lowson M V. Reduction of compressor noise radiation[J]. Journal of the Acoustical Society of America, 1968, 43(1): 37-50.

[9] Mellin R C, Sovran G. Controlling the tonal characteristics of the aerodynamic noise generated by fan rotors[J]. Journal of Basic Engineering, 1970, 92(1): 143-154.

[10] Ewald D, Pavlovic A, Bollinger J G. Noise reduction by applying modulation principles[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1971, 49(5): 1381-1385.

[11] Duncan P E, Dawson B. Reduction of interaction tones from axial flow fans by suitable design of rotor configuration[J]. Journal of Sound and Vibration, 1974, 33(2): 143-154.

[12] 黄俊雄, 耿少娟, 吴瑞, 等. 不同叶轮形式下离心泵噪声特性对比研究[J]. 声学学报, 2010, 35(2): 113-118.

HUANG Junxiong, GENG Shaojuan, WU Rui, et al. Comparison of noise characteristics in centrifugal pumps with different types of impellers[J]. Acta Acustica, 2010, 35(2): 113-118. (in Chinese)

[13] 孙晓峰. 不等节距叶片风机气动声学特性的研究[J]. 北京航空学院学报, 1986(4): 137-145.

SUN Xiaofeng. The aeroacoustic nature of unequally spaced fan[J]. Journal of Beijing Institute of Aeronautics and Astronautics[J]. 1986(4): 137-145. (in Chinese)

[14] 伍先俊, 朱石坚, 李志明. 低 A 声级贯流风机叶片周向角不等距优化设计[J]. 应用声学, 2004, 23(6): 40-44.

WU Xianjun, ZHU Shijian, LI Zhiming. An optimization

- model by using unequal spacing blades for turbine noise reduction[J]. Journal of Applied Acoustics, 2004, 23(6): 40-44. (in Chinese)
- [15] 毛义军, 祁大同. 叶轮机械气动噪声的研究进展[J]. 力学进展, 2009, 39(2): 189-202.
- MAO Yijun, QI Datong. Review of aerodynamic noise in turbomachinery[J]. Advances in Mechanics, 2004, 23(6): 40-44. (in Chinese)
- [16] Kim W, Jeon W, Hur N, et al. Development of a low-noise cooling fan for an alternator using numerical and doe methods[J]. International Journal of Automotive Technology, 2011, 12(2): 307-314.
- [17] Neise W. Review of fan noise generation mechanisms and control methods[R]. Seulis, France: International Symposium on Fan Noise, 1992.
- [18] Lowson M V. The sound field for singularities in motion [J]. Proceedings of the Royal Society of London: Series A Mathematical and Physical Sciences, 1965, 286 (1407): 559-572.
- [19] 惠颖男. 车用交流发电机噪声测试及降噪方法研究[D]. 成都: 西南交通大学, 2011.
- HUI Yingnan. Study on vehicle alternater noise testing and noise reduction method[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2011. (in Chinese)
- [20] Tyler J M, Sofrin T G. Axial flow compressor noise studies [R]. SAE Technical Paper 620532, 1962.

(编辑: 秦理曼)