考虑影响声传播因素的车用交流发电机气动噪声预测

柳 琦[1]，闫 兵[1]，张胜杰[2]，张 川[2]
(1. 西南交通大学机械工程学院，四川成都 610031；
2. 成都华川电装有限责任公司，四川成都 610106)

摘要：为了更准确地预测车用交流发电机的气动噪声，基于计算流体力学及声类比理论，考虑影响声传播的因素，对实验室安装条件下的某型车用交流发电机气动噪声进行研究。利用大涡模拟方法计算了交流发电机内部三维非稳态流场；依据 Lighthill 声类比思想，将转子表面的压力脉动等效为旋转偶极子源点集；考虑发电机机壳及实验台面对声传播的影响，建立了以机壳内表面为声源边界的半自由声场计算模型，进而预测了发电机的远场气动噪声；最后，利用实测数据对发电机气动噪声仿真结果进行了验证。结果表明：交流发电机气动噪声的辐射声场具有明显的偶极子指向特性；仿真计算结果与实验测试结果具有很好的一致性。所提的研究方法能更准确地预测发电机的气动噪声，同时可为实车安装条件下的车用交流发电机气动噪声预测提供参考。

关键字：交流发电机；气动噪声；声类比；旋转偶极子；边界元法
中图分类号：TB535 **文献标识码**：A **文章编号**：1000-3630(2017)-04-0363-08
DOI 编码：10.16300/j.cnki.1000-3630.2017.04.012

Aerodynamic noise prediction of vehicle alternator considering the factors affecting acoustic propagation

LIU Qi[1], YAN Bing[1], ZHANG Sheng-jie[2], ZHANG Chuan[2]
(1. *School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu* 610031, *Sichuan, China*;
2. *Chengdu Huachuan Electric Parts Co., Ltd., Chengdu* 610106, *Sichuan, China*)

Abstract: In order to predict the aerodynamic noise of vehicle alternators more accurately, an approach based on computational fluid dynamics (CFD) and acoustic analogy theory is proposed for aerodynamic noise prediction of a vehicle alternator under the mounted condition in laboratory and considering the factors affecting acoustic propagation. The large eddy simulation (LES) method is adopted to calculate the three-dimensional unsteady flow field inside the alternator firstly. Then the surficial pressure fluctuation of rotating components is equivalent to rotating dipole sources based on Lowson's fan source theory. After that, a half free field acoustic computational model is established to predict the outer radial acoustic field of the alternator by taking the inner face of alternator enclosure as the boundary of sound sources and considering influences of the enclosure and experimental rig desk on the acoustic propagation. Finally, prediction results are validated by experiment data. It shows that there is an obvious dipole directivity of the radial acoustic field of aerodynamic noise of the alternator, and the prediction results agree with experimental ones quite well. The approach in this work can predict the aerodynamic noise of alternators more accurately. Furthermore, it provides a reference for aerodynamic noise prediction of alternators mounted on vehicles where more obstacles need to be considered.

Key words: alternator; aerodynamic noise; acoustic analogy; rotating dipole; boundary element method

0 引 言

随着人们对汽车舒适性要求的提高，交流发电机噪声问题得到广泛关注。发电机噪声包括机械噪声、电磁噪声和气动噪声，其中气动噪声是发电机高速运行时(6 000 r/min 以上)最突出的部分，而转子(包括前、后风扇和爪极)是最主要的气动噪声源[1]。气动噪声由离散噪声和宽频噪声组成。离散噪声由转子叶片与非定常来流或静止部件相互作用引起；宽频噪声来源于作用在叶片上的随机载荷，包括边界层分离、叶间气流再循环等[2]。

目前，针对交流发电机流场特性和气动噪声的

收稿日期：2016-11-01；**修回日期**：2017-03-09
作者简介：柳琦(1992－)，女，陕西咸阳人，硕士研究生，研究方向为电机空气动力学噪声。
通讯作者：闫兵，E-mail: yanbingwd@163.com

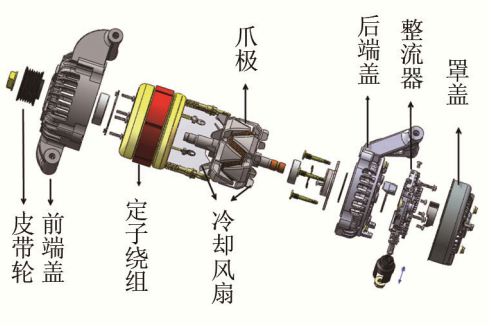
预测问题，一般采用 Lighthill 声类比法及其特殊方程形式(Curle、FW-H 方程)，通过建立流场参数与声学物理量之间的联系，实现气动噪声的预测[3-4]。文献[5]采用商用计算流体力学(Computational Fluid Dynamics，CFD)软件 SC/Tetra 和声学计算软件 FlowNoise S/W，在计算发电机的流场参数的基础上预测了发电机冷却风扇的气动噪声频谱。文献[6]采用矢量合成法对发电机前端冷却风扇谐次(转频的倍数)噪声进行了预测和优化，得到了最优的前扇叶分布角度，并利用实验验证了优化方法的正确性。文献[1]应用滑移网格技术和大涡模拟方法研究了交流发电机气动噪声特性，确定了发电机气动噪声的主要声源及其频率成分。文献[7]基于计算流体力学瞬态研究方法及 FW-H 声传播模型，预测了某型发电机直叶片冷却风扇的气动噪声。

上述针对交流发电机气动噪声的预测研究均基于 Lighthill 声类比积分解法，这种方法适用于计算自由声场，但是无法模拟声源周围含障碍物的情形或半自由声场[8]。事实上，对于实验室环境下的交流发电机而言，机壳、定子及反射面相对于空气而言具有极大的声学阻抗，对内部声音向外部传播具有很大的影响[9]。对于考虑声传播影响因素的车用交流发电机气动噪声研究，目前尚未发现相关文献提及。

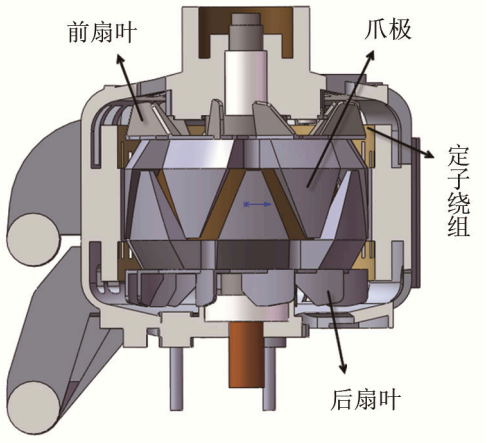
基于上述原因，本文采用基于 Lighthill 声类比边界元方法，在考虑机壳、定子和反射面的影响条件下求解交流发电机远场气动噪声。首先，采用大涡模拟方法计算发电机流场参数，得到声源表面的压力脉动并等效为旋转偶极子声源。其次，考虑发电机机壳、定子和反射面的影响，建立发电机半自由声场计算模型。最后利用边界元法计算发电机远场气动噪声并对仿真分析结果进行实验验证。

1 交流发电机基本结构介绍

交流发电机基本结构如图 1(a)所示。本文研究的交流发电机忽略对气动噪声影响较小的后端电子器件部分，简化后的模型如图 1(b)所示。主要包含：前端盖、后端盖、定子(36 个孔槽)、前风扇(9 片扇叶，3 片一组，分为相同的 3 组)、后风扇(10 片扇叶，5 片一组，分为相同的 2 组)、爪极(均匀布置的 6 对)、支架等。端盖上数量较多的栅格、双内置风扇、爪极表面复杂的槽孔以及定子与转子之间细小的间隙使得交流发电机流场尤为复杂。



(a) 交流发电机基本结构爆炸图



(b) 仿真简化模型

图 1 交流发电机三维结构图

Fig.1 3-D configuration of alternator

2 数值计算理论

2.1 大涡模拟及其控制方程

大涡模拟(Large Eddy Simulation，LES)的基本思想是：通过建立滤波方程，把紊流瞬态运动分为大、小尺度漩涡两部分。所谓小尺度指小于计算设定的网格尺度。LES 利用瞬时 N-S 方程求解紊流中大涡的瞬时运动，并使用滤波模型来体现小涡对大涡的影响[10]。

假定过滤过程和求导过程可交换，将 N-S 方程做过滤，可得大涡模拟的控制方程为[10]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \overline{u}_i)=0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial \overline{u}_i}{\partial t}+\frac{\partial \overline{u}_i \overline{u}_j}{\partial x_j}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i}+\frac{\mu}{\rho}\frac{\partial^2 \overline{u}}{\partial x_i \partial x_j}+\frac{\partial \overline{\eta}_{ij}}{\partial x_j} \tag{2}$$

其中：ρ 为流体密度；$\overline{u}_i$ 及 $\overline{u}_j$ 为沿 i、j 方向过滤后的速度分量；p 为过滤后的压强；μ 为湍流粘性系数；$\overline{\eta}_{ij}$ 为亚格子尺度应力，它是过滤掉的小尺度脉动和大尺度脉动之间的动量运输，要实现大涡数值模拟，必须构造亚格子应力的封闭模式。

2.2　气动噪声计算方法

考虑运动固体边界对声音影响的 FW-H 方程的表达式如下[4]：

$$\left(\frac{1}{c_0}\frac{\partial^2}{\partial t^2}-\frac{\partial^2}{\partial x_i^2}\right)p'=\frac{\partial^2}{\partial x_i\partial x_j}T_{ij}-\frac{\partial}{\partial x_i}\left[p_{ij}\boldsymbol{n}_j\delta(f)\right]+\frac{\partial}{\partial t}\left[\rho_0 v_j\boldsymbol{n}_j\delta(\zeta)\right] \tag{3}$$

其中：p' 为压力波动(远场时即为声压)；c_0 为声速；t 为时间；v_i 及 v_j 分别为 i、j 方向的流体速度分量；T_{ij} 为 Lighthill 应力张量，$T_{ij}=\rho v_i v_j+\left(p'-c_0^2(\rho-\rho_0)\right)\delta_{ij}-\tau_{ij}$；$\delta_{ij}$ 为 Kronecker 符号，τ_{ij} 为黏性应力张量；$p_{ij}=p'\delta_{ij}-\tau_{ij}$；$\boldsymbol{n}_j$ 为物体表面法矢量分量；ρ 和 ρ_0 分别为流体密度及平均密度；$\delta(\zeta)$ 为 δ 函数分布。

根据“声类比”思想，方程(3)的右端项即气动噪声的声源项。第一项为四极子体积源项，分布在控制面之外的流场区域。第二项为偶极子表面源项，是流体与运动物体相互作用的结果。第三项为单极子表面源项，其大小由控制面表面加速度确定。

由于交流发电机各表面可以看作是刚性的，体积脉动量几乎为零，所以单极子声源项可不予考虑。由于发电机流场处于亚音速，四极子的强度远小于偶极子，故四极子项亦可忽略[11]。又由于交流发电机中静止偶极子对气动噪声贡献较小[12]，因此本文只考虑旋转偶极子声源引起的气动噪声，旋转偶极子的强弱和分布规律决定了相应气动噪声的特性。

2.3　半自由声场气动噪声求解方法

交流发电机的声场视作转子外部半封闭的空间区域，其主要气动噪声源为转子(前端冷却风扇、爪极、后端冷却风扇)，其表面的压力脉动可等效为旋转偶极子源点集，进一步转化成扇声源边界条件，进而对 Helmholtz 方程求解得到远场声学特性。本文采用边界元法求解发电机远场气动噪声时考虑了声传播的反射、散射效应。

只考虑运动偶极子声源时，FW-H 方程的时域解为[9]

$$p'(\boldsymbol{r}_0,t)=-\frac{1}{4\pi}\iint_S\frac{r_i}{c_0Dr^2}\frac{\partial}{\partial\tau}\left(\frac{F_i}{D}\right)\mathrm{d}S \tag{4}$$

其中：$r=|\boldsymbol{r}_0-\boldsymbol{r}_s|$，$\boldsymbol{r}_0$ 及 $\boldsymbol{r}_s$ 分别代表观察点和声源的位置矢量；r_i 为 $\boldsymbol{r}$ 沿 $\boldsymbol{e}_i$ 方向的分量(i=1，2，3)；S 为声源积分面；$\tau=t-r/c_0$；F_i 为物体作用给流体的沿 $\boldsymbol{e}_i$ 方向的力；$D=|1-M_r|$ 为多普勒放大因子，M_r 为运动声源在观察者方向上的马赫数。由于叶片作用于流体的力具有周期性，因此可利用周期函数的傅里叶级数展开，从而方程(4)转化为

$$P'(\boldsymbol{r}_0,m)=-\frac{\mathrm{i}m\omega^2}{8\pi^2c_0}\iint_S\int_0^{\frac{2\pi}{\omega}}\frac{r_iF_i}{r^2}\mathrm{e}^{\mathrm{i}m\omega\left(\tau+\frac{r}{c_0}\right)}\mathrm{d}\tau\mathrm{d}S \tag{5}$$

其中：i 为虚数单位；m 为阶数；ω 为叶片旋转角速度；偶极子声源 $\boldsymbol{F}$ 围绕 $\boldsymbol{e}_3$ 以 ω 旋转，如图 2 所示。$\boldsymbol{F}$ 及 $\boldsymbol{r}$ 均可分为径向、轴向和切向三个分量。

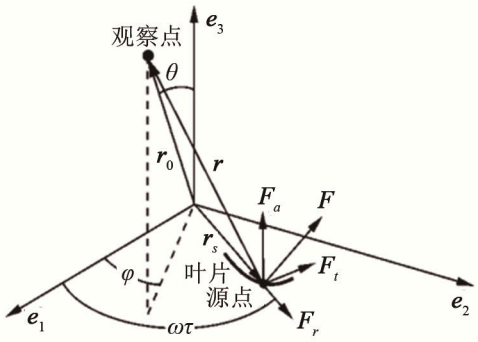


图 2　叶片坐标系[9]

Fig.2　Coordinate system of moving blade[9]

利用 Jacobi-Anger 表达式

$$\mathrm{e}^{-\mathrm{i}z\cos\beta}=\sum_{m=-\infty}^{\infty}(-\mathrm{i})^mJ_m(z)\mathrm{e}^{-\mathrm{i}m\beta} \tag{6}$$

其中：$J_m(z)$ 为第一类 m 阶贝塞尔函数；z 为贝塞尔函数中的自变量；β 为某一角度。将式(5)中的 $\mathrm{e}^{\mathrm{i}m\omega\left(\tau+\frac{r}{c_0}\right)}$ 采用式(6)的变换方法，可得叶片噪声的频域表达式如下[13]：

轴向：

$$P_a'(\boldsymbol{r}_0,f)=\frac{-\mathrm{i}f\mathrm{e}^{-\mathrm{i}f r_0/c_0}}{4\pi c_0r_0}\cos\theta\times\sum_{m=-\infty}^{\infty}\mathrm{i}^mJ_m\left(\frac{fr_s}{c_0}\sin\theta\right)\mathrm{e}^{\mathrm{i}m\varphi}F_a(f+m\omega) \tag{7}$$

径向：

$$P_r'(\boldsymbol{r}_0,f)=\frac{f\mathrm{e}^{-\mathrm{i}f r_0/c_0}}{4\pi c_0r_0}\sin\theta\times\sum_{m=-\infty}^{\infty}\mathrm{i}^mJ_m'\left(\frac{fr_s}{c_0}\sin\theta\right)\mathrm{e}^{\mathrm{i}m\varphi}F_r(f+m\omega) \tag{8}$$

切向：

$$P_t'(\boldsymbol{r}_0,f)=\frac{\mathrm{i}\mathrm{e}^{-\mathrm{i}f r_0/c_0}}{4\pi c_0r_0}\times\frac{1}{r_s}\times\sum_{m=-\infty}^{\infty}\mathrm{i}^mJ_m\left(\frac{fr_s}{c_0}\sin\theta\right)m\mathrm{e}^{\mathrm{i}m\varphi}F_t(f+m\omega) \tag{9}$$

其中：f 为由转速 ω 决定的各阶频率；F_r、F_t 及 F_a 分别是径向、切向及轴向分力的大小。

使用旋转点偶极子声源等效替代转子表面压力脉动时，转子需满足“紧致声源”要求[14]。由于转子尺寸较大，可将其进行分段以使每一分段满足

上述要求。分段过程中最大频率尽可能取大值，以实现分段最大尺寸远小于声源距接收点的距离。考虑到计算量及人耳声范围，仿真过程中计算最大频率取 20 kHz，分段最大尺寸为 4.25 mm，见图 3。

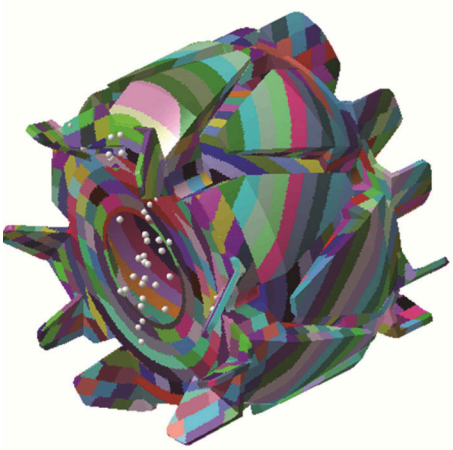


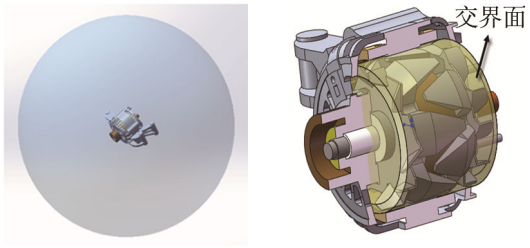
图 3 转子分段结果
Fig.3 Segments of rotation parts

对转子每个分段表面的压力波动进行积分，可得到流体作用于转子表面的三个方向的时域力，傅里叶变化后得到相应的频域力，再由式(7)、(8)、(9)得到自由场辐射声。将上述计算结果作为扇声源边界条件求解 Helmholtz 方程得到远场噪声。

2.4 数值计算分析流程

2.4.1 计算域及数值分析网格

本文研究的交流发电机转速为 14 000 r/min，选择球体为交流发电机的计算域，球心位于发电机内部，直径为发电机特征长度(发电机轴向最大距离)的 8 倍，以充分实现湍流。流场空间包含旋转区域和静止区域，两者之间的相对运动及数据交换依托滑移网格“interface”交界面来实现，见图 4。



(a) 计算域 (b) 交界面

图 4 流场区域
Fig.4 Flow field

由于交流发电机结构复杂，因此选择具有良好模型自适应性的非结构四面体网格。对于计算结果影响较大的区域(如旋转流域附近)定义较小的网格尺寸，反之定义较大的网格尺寸。爪极与定子之间的气隙仅 1.5 mm，设定气隙处网格最大尺寸为 0.3 mm，并对爪极面及其相对的交界面进行局部加密，相应的计算网格如图 5(a)及图 5(b)所示。对数值模型采用三种网格方案进行了试算，总数分别为 685 万、913 万、1100 万不等，发现第三种方案与第二套方案相比，五点平均声压级误差在 2%之内，因此认为计算结果与网格无关。



(a) 发电机表面网格 (b) x-z 截面网格

图 5 数值计算网格
Fig.5 Numerical calculation grids

2.4.2 流场参数计算

为捕捉流场中细小的压力脉动，仿真过程中采用可压缩流体模型。首先进行稳态计算并以其终值作为瞬态计算的初值，以实现快速收敛。同时选择残差和交界面处的质量流量作为评判各阶段收敛的标准。

稳态计算时选择以漩涡流为主的 RNG (Renormalization Group)k-ε 两方程湍流模型，取标准壁面函数。压力速度耦合采用 SIMPLE 算法求解，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 Second Order Upwind 格式离散，旋转流域运动方式为 Frame-motion。

瞬态计算采用 LES 湍流模型，亚格子模型为 Smagorinsky-Lilly 模型。压力速度耦合采用 PISO (Pressure Implicit with Splitting of Operators)算法进行求解，连续性方程采用 PRESTO!格式离散，动量方程采用 Bounded Central Differencing 格式离散。旋转流域运动方式改为 Mesh-motion。稳态及瞬态计算过程中设置压力入口边界条件，转子表面设置旋转运动边界条件。

瞬态计算需设定时间步长及迭代步数，其取决于所关注的最大频率及计算的收敛性。本文所研究的交流发电机气动噪声最大分析频率 f_{max}=5 000 Hz，根据采样定理可知，对应的时间步长 $\Delta t<=1/(2f_{max})=10^{-4}$，考虑到计算的收敛性，试算后取 $\Delta t=10^{-5}$。通常认为计算 3～5 个流动循环可以达到非定常流动的稳定状态，这里选取 4 个流动循环，结合发电机转速 ω，可知瞬态过程模拟时间

t_T=60/ω×4=17.142 ms，由迭代步数 $N=t_T/\Delta t$ =1 714.2，可知 N 取 1 715 符合计算要求。

2.4.3　半自由声场计算模型

交流发电机旋转偶极子半自由声场计算模型如图 6 所示。建模过程考虑到定子、端盖及反射面对声波的散射、反射等作用。由于转子发出的声音主要受到端盖内表面的作用，且考虑到边界元网格数目对仿真计算量有很大影响，因此声学边界元网格由定子表面及端盖内表面组成。仿真过程中机壳、定子及反射面均设为刚性壁面。场点布置模拟实验室环境，取半径为 500 mm 的半球面。反射面与发电机中心垂向距离为 120 mm。边界元网格需满足最大单元的边长小于最高计算频率点处波长的 1/6，最大单元边长为 5.43 mm，因此计算上限频率为 10 446 Hz，对于本文所研究的频段 5 000 Hz 以内完全满足。

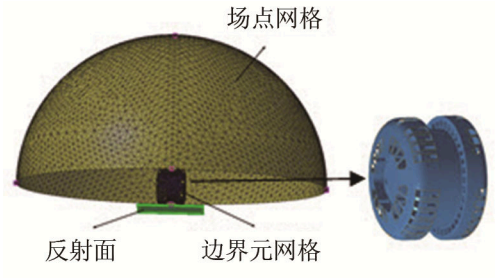


图 6　半自由声场仿真模型
Fig.6　Simulation model of half-free field

3　仿真结果分析

采用大涡模拟得到的发电机旋转区域旋涡分布结果如图 7 所示。扇叶周围的空气介质在冷却风扇的高速运转作用下开始运动，随后向周围扩散开来，因此扇叶周围为主要的涡核区域。对于爪极而言，其表面零星分布的小涡来源于扇叶周围气体扩散引起的大涡破裂及爪极周围较为平缓的气流运动。

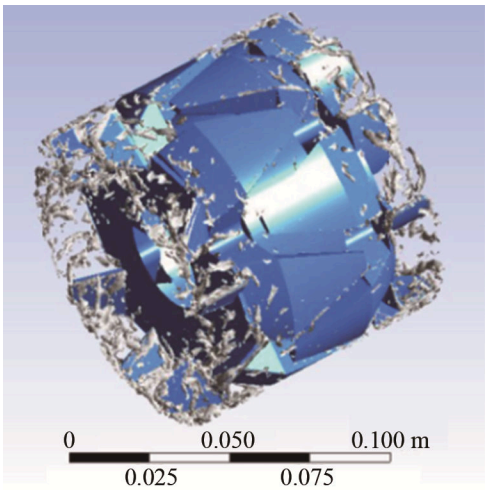


图 7　Q-creterion=0.05，转子周围旋涡分布图
Fig.7　Distribution of vortexes around the rotor, when Q-creterion=0.05

图 8 给出了转子表面的静压力云图，可以看出叶片背面(吸力面)及爪极表面为高压区，而转子线圈表面与风扇正面(压力面)处于低压区，压差推动气流运动实现线圈表面的散热。靠近旋转轴的区域压力较小，这是因为此位置流体颗粒线速度较小。此外，气流在风扇叶片作用下运动使得相邻爪极根部连接处受吸力作用处于负压状态。

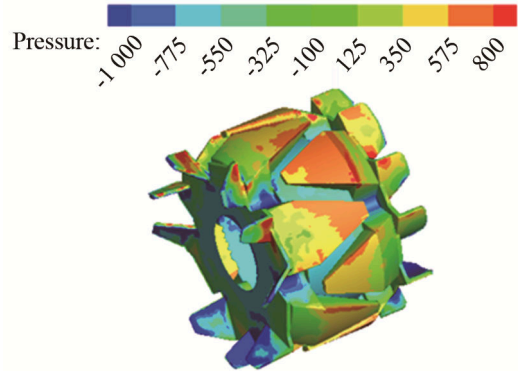


图 8　转子表面静压力云图
Fig.8　Contour of static pressure on the rotor surface

图 9 给出了基频时(233 Hz)半球面在 y-z 平面投影后的声压级分布云图，声压级分布在 36.5～80.7 dB 之间且具有逐层递增的现象。发电机存在轴向声压级最小值，与圆心等距离处，偶极子指向性明显。

图 10 为发电机在三个平面的基频偶极子指向性图，由图 10 可知，发电机所处的 y-z 平面及 x-y 平面，基频偶极子分布均明显指向发电机侧面(y 轴)，且该两个平面上的偶极子分布具有一定的对称性，这是由于在这两个平面，发电机结构的对称性较好。而发电机前后部分差异较大使得在 x-z 平面没有明显对称特征。

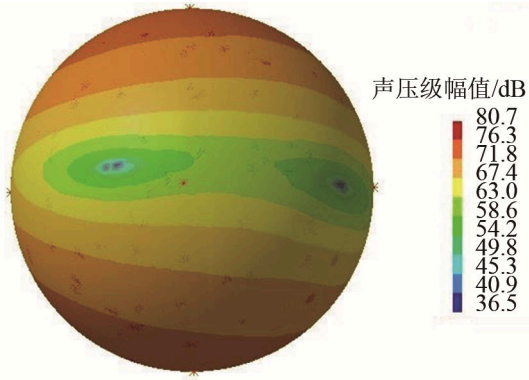
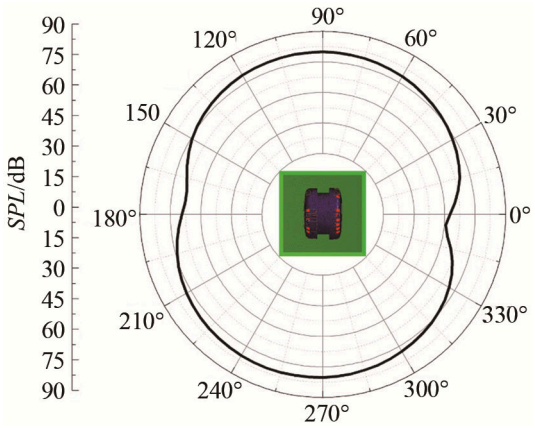
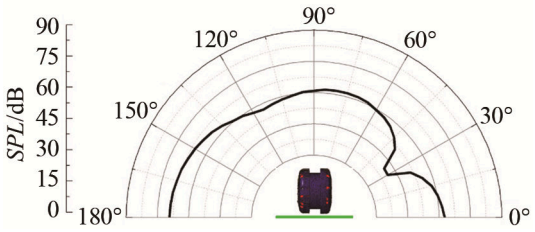


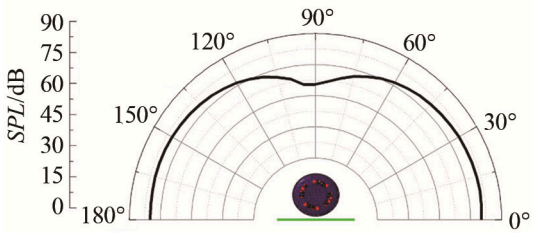
图 9　半球面场点基频声压级云图
Fig.9　Contour of sound pressure level on half-sphere field



(a) BPF, *z*-*y* 平面



(b) BPF, *z*-*x* 平面



(c) BPF, *y*-*x* 平面

图 10 基频偶极子的三个平面指向性图

Fig.10 Three polar diagrams of the fundamental dipole

4 交流发电机气动噪声实验验证

4.1 实验平台

为验证交流发电机气动噪声数值模拟的正确性，在西南交通大学汽车电机声功率测试实验室进行了相关实验，该实验室满足 GB/T6882－2008 要求[15]。实验设备包括：DATaRec-4 数据采集卡、Artemis 采集分析系统、GRAS 麦克风。测试大纲依据“某汽车厂五点法发电机噪声测试标准”执行。试验平台如图 11 所示，发电机以 14 000 r/min 的转速运行在空载状态(不存在电磁噪声)下，测点位于半径为 500 mm 的半球面上，具体位置如表 1 所示。

4.2 仿真及实验测试结果对比

图 12 为频响曲线实测值与仿真值的对比结果，可以发现在所研究的频率范围内(≤5 000 Hz)，仿真值与实测值具有良好的一致性。由表 2 可知总声压级符合度较好，最大误差为 6.5 dB (6.3 dB(A))，5 个测点声压级平均误差仅为 2.6 dB (2.4 dB(A))，验证了仿真过程的正确性。同时，由表 2 可以发现，无论是实验值还是仿真值，5 个测点之间的总声压级差异均未超过 5 dB，因此用 5 点法测试结果表征

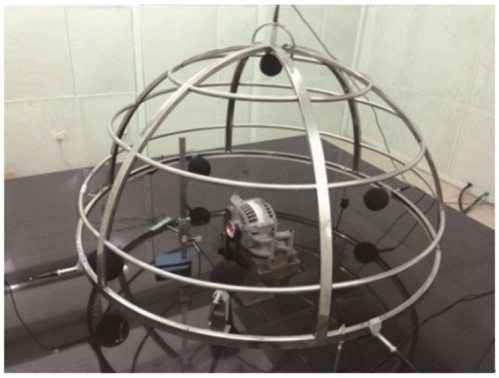


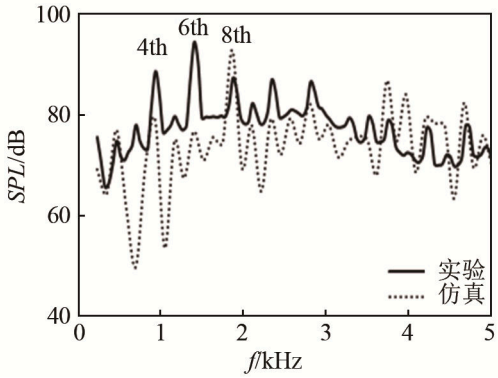
图 11 实验台布置

Fig.11 Arrangement of the experiment rig

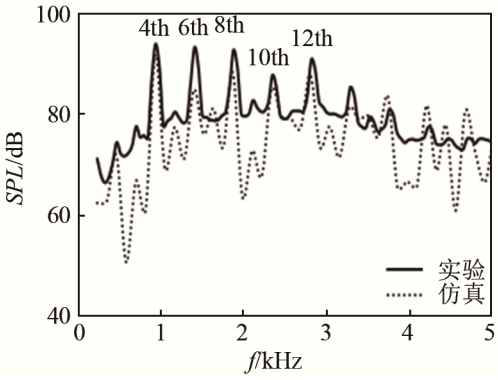
表 1 麦克风测点位置

Table 1 Measuring points/mm

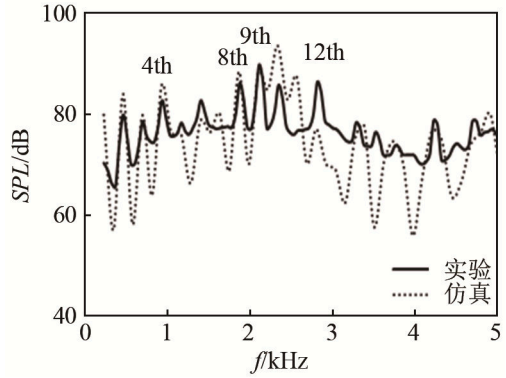
测点	*x*	*y*	*z*
前	0	0	500
后	0	0	−500
右	0	500	0
左	0	−500	0
上	500	0	0



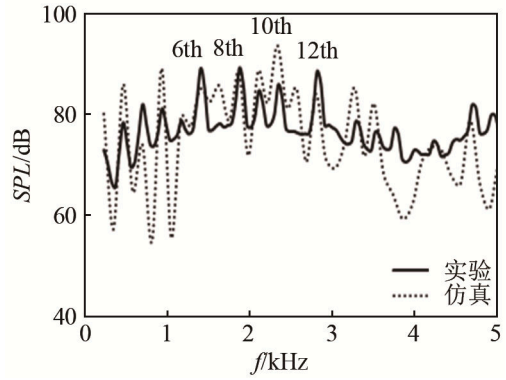
(a) 前测点频响曲线



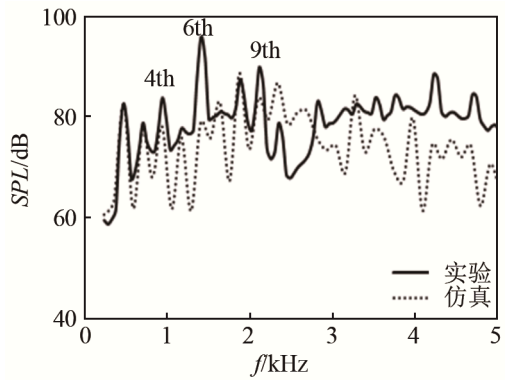
(b) 后测点频响曲线



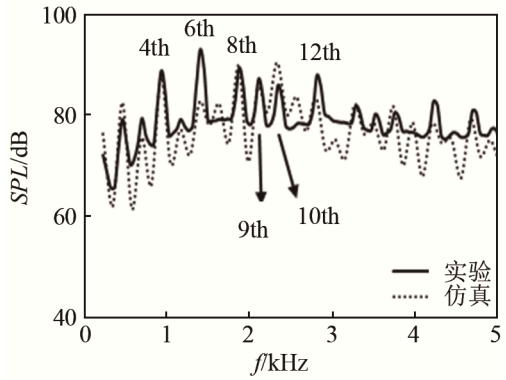
(c) 右测点频响曲线



(d) 左测点频响曲线



(e) 上测点频响曲线



(f) 5 点平均测点频响曲线

图 12　在 5 个测点的仿真与实验频响曲线(a – e)以及 5 点的平均频响曲线(f)对比

Fig.12　Comparisons between simulation and experiment for the spectral responses at 5 measuring points (a – e) and their average (f)

表 2　5 个测点仿真与实验总声压级对比

Table 2　Comparison of overall *SPLs* at 5 measuring points between simulation and experiment

	前	后	右	左	上	5 点平均
实验值/dB	100.2	100.6	98.9	97.8	101.9	100.1
仿真值/dB	96.6	97.4	98.2	98.9	95.4	97.5
误差/dB	3.6	3.2	0.7	-1.1	6.5	2.6
实验值/dB(A)	100.9	101.1	99.5	98.4	102.5	100.7
仿真值/dB(A)	97.5	98	99	99.8	96.2	98.3
误差/dB(A)	3.4	2.3	0.5	-1.4	6.3	2.4

发电机气动噪声是合适的。由频响曲线可知，交流发电机在 5 000 Hz 以内，其 4、6、8、9、10、12 等谐次是交流发电机的主要峰值谐次。利用文献[6]中的矢量合成法，可知气动噪声的峰值噪声出现在发电机转频的 3k 阶、2k 阶及 6k 阶(k=1、2、3…)，解释了上述峰值谐次的合理性。

尽管各测点总声压级误差较小，但是频响曲线与实验值还存在一定差距，可能原因有：实验过程中存在机械噪声，仿真未考虑其影响；CFD 计算过程中捕获的流场信息有限；仿真过程中采用的边界元网格只考虑了机壳内表面，试验中机壳外表面也有一定影响；仿真模型在实验的基础上做了一定简化，例如定子线圈的简化使得原本含有大量孔隙的线圈被填充，引起峰值谐次幅值衰减；仿真过程中忽略了静止偶极子的影响。

5　结 论

本文基于计算流体力学及声类比理论，研究了车用交流发电机转子表面旋转偶极子声源产生的气动噪声，并将计算所得结果与实验测试结果进行对比，得出以下结论：

(1) 交流发电机气动噪声的辐射声场具有一定的偶极子指向性，声压级最大值基本沿发电机侧面所在的 y 轴，最小值基本沿发电机轴向所在的 z 轴。同时偶极子分布具有一定的对称性，这是由发电机结构的部分对称性决定的；

(2) 采用大涡模拟与边界元法相结合的手段能够成功预测交流发电机在中低频率(5 000 Hz 以内)的气动噪声。

参 考 文 献

[1] 张亚东, 董大伟, 闫兵, 等. 车用交流发电机气动噪声数值分析[J]. 振动与冲击, 2016, **35**(1): 174-182.
ZHANG Yadong, DONG Dawei, YAN Bing, et al. Numerical simulation analysis for aerodynamic noise of a vehicle alternator[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, **35**(1): 174-182.

[2] Sorguven E, Dogan Y. Acoustic optimization for centrifugal

fans[J]. Noise Control Engineering Journal, 2012, **60**(4): 379-391.

[3] Lighthill M J. On sound generated aerodynamically. I. general theory[J]. Proceedings of the Royal Society of London Series A, Mathematical and Physical Sciences, 1952, **211**(1107): 564-587.

[4] Ffowcs-Williams J E，Hawkings D L. Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion[J]. Philosophical Transactions for the Royal Society of London Series A, Mathematical and Physical Sciences, 1969, **264**(1151): 321-342.

[5] 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.

[6] 王媛文, 董大伟, 闫兵. 汽车发电机冷却风扇旋转噪声预测方法[J]. 航空动力学报, 2015, **30**(7): 1711-1720.
WANG Yuanwen, DONG Dawei, YAN Bing. Prediction method of vehicle alternator cooling fan rotation noise[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, **30**(7): 1711-1720.

[7] Agrawal H, Kakade A A, Singh A K, et al. Noise prediction of an alternator fan: Numerical results and experimental validation[J]. SAE Technical Papers, 2015, 2015-26-0137, doi: 10. 4271/2015-26-0137.

[8] 张建华, 楚武利, 张皓光, 等. 离心风扇非定常气动力和气动噪声特性数值研究[J]. 航空动力学报, 2015, **30**(8): 1888-1899.
ZHANG Jianhua, CHU Wuli, ZHANG Haoguang, et al. Numerical investigation of unsteady aerodynamics and aero-acoustics in a centrifugal fan[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, **30**(8): 1888-1889.

[9] 蔡建程, 祁大同, 卢傅安, 等. 离心风机基频气动偶极子噪声的数值研究[J]. 西安交通大学学报, 2009, **43**(11): 66-70.
CAI Jiancheng, QI Datong, LU Fuan, et al. Numerical study on blade-passing frequency noise of aerodynamic dipole in a centrifugal fan[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2009, **43**(11): 66-69.

[10] Garnier E, Adams N, Sagaut P. Boundary conditions for Large-Eddy simulation of compressible flows[M]//Large Eddy Simulation for Compressible Flows. Berlin: Springer-Verlag. 2009: 155-184.

[11] 郑拯宇, 李人宪. 高速列车表面气动噪声偶极子声源分布数值分析[J]. 西南交通大学学报, 2011, **46**(6): 996-1002.
ZHENG Zhengyu, LI Renxian. Numerical analysis of aerodynamic dipole source on high-speed train surface[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2011, **46**(6): 996-1002.

[12] 张亚东, 董大伟, 闫兵, 等. 车用交流发电机气动噪声试验研究[J]. 噪声与振动控制, 2014, **34**(3): 107-110, 123.
ZHANG Yadong, DONG Dawei, YAN Bing,et al. Experiment study on aerodynamic noise of an automotive alternator[J]. Noise and Vibration Control, 2014, **34**(3): 107-110, 123.

[13] Siemens PLM Software. LMS Virtual.Lab On-line help 13.6 [EB/OL]. 2016[2017-03-09]. file:///D:/Program%20Files%20(x86)/LMS/LMS%20Virtual.Lab%20OLH%2013.3/OnLineHelp/English/online/aco-bem/index.htm.

[14] Khelladi S, Kouidri S, Bakir F, et al. Predicting tonal noise from a high rotational speed centrifugal fan[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, **313**(1): 113-133.

[15] 郝豫川, 周远波, 谢荣基. 西南交通大学汽车电机声功率测试实验室检测报告[R]. 成都: 中国测试技术研究院, 2010.
HAO Yuchuan，ZHOU Yuanbo，XIE Rongji. Test reports of motor vehicle sound power measurement laboratory for Southwest Jiaotong University[R]. Chengdu: National Institute of Measurement and Testing Technology, 2010.