

doi:10.11835/j.issn.1000-582X.2021.024

车用爪极发电机的不同部件对气动噪声的影响

黄泰明¹, 李伟平², 纪念洲², 管成林¹, 岳万昊²

(1. 湖南理工学院 机械工程学院, 湖南 岳阳 414006;

2. 湖南大学 汽车车身先进设计制造国家重点实验室, 长沙 410082)

摘要:为了明确车用爪极发电机在高转速下不同部件对气动噪声的影响,对车用爪极发电机的气动噪声进行了数值模拟研究,并进行了车用爪极发电机的空载声功率实验,验证了数值模拟的准确性;采用有无前后风扇、爪极,采用圆柱包络体代替爪极方案确定各阶次噪声的来源,明确了前后风扇、爪极对不同阶次噪声的贡献水平。结果表明:在高转速下偶极子是主要噪声源类型;前风扇主要影响8,10,12和16阶次气动噪声,去除前风扇12,16阶次噪声分别降低了6.54 dB(A)和9.04 dB(A);后风扇主要影响6,8和10阶次噪声,去除后风扇噪声分别降低了11.75,2.42,7.38 dB(A);有无爪极对气动噪声影响较小,但采用圆柱包络体代替爪极对气流流动会产生影响,使8阶次噪声有一定变化,这也表明前后风扇是气动噪声产生的重要源头。

关键词:气动噪声;发电机;风扇;爪极

中图分类号:U46

文献标志码:A

文章编号:1000-582X(2023)03-071-013

Influence of different parts of the claw alternator on aerodynamic noise

HUANG Taiming¹, LI Weiping², JI Nianzhou², GUAN Chenglin¹, YUE Wanhao²

(1. Department of Mechanical Engineering, Hunan Institute of Science and Technology, Yueyang, Hunan 414006, P. R. China; 2. State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacturing for Vehicle Body, Changsha 410082, P. R. China)

Abstract: In order to understand the effects of different parts on the aerodynamic noise of the claw alternator for vehicle at high rotational speeds, the aerodynamic noise characteristics of the claw alternator were studied by numerical simulation. The no-load acoustic power level experiments of the claw alternator for vehicle were carried out to verify the accuracy of the numerical simulation. The noise sources of each order were determined by removing front fan or rear fan, or claw, and replacing claw with cylinder envelope. The contribution levels of front and rear fans and claw to noises at different orders were clarified. The results show that dipole was the main noise source at high rotational speed. The front fan

收稿日期:2021-07-19 网络出版日期:2021-09-07

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51976055);湖南省自然科学基金面上项目(2019JJ40103);湖南省大学生创新创业训练计划项目((2021)197)。

Supported by National Natural Science Foundation of China (51976055), Natural Science Foundation of Hunan Province (2019JJ40103), and College Student Research and Innovative Experiment Program of Hunan Province (2021(197)).

作者简介:黄泰明(1982—),男,副教授,硕士生导师,主要从事空气动力学及气动噪声等研究,(E-mail) htm426@163.com。

mainly influenced the aerodynamic noise at 8th, 10th, 12th and 16th order. When the front fan was removed, the aerodynamic noise at 12th and 16th order was reduced by 6.54 dB(A) and 9.04 dB(A), respectively. The rear fan mainly affected the aerodynamic noise at 6th, 8th and 10th order. When the rear fan was removed, the aerodynamic noise at 6th, 8th and 10th order was reduced by 11.75 dB(A), 2.42 dB(A) and 7.38 dB(A), respectively. With or without claw had slight influence on the aerodynamic noise, but when the cylinder envelope was used to replace the claw, the flow field was affected, causing a certain change of the noise at the 8th order and also verifying that the front and rear fans were main sources of the aerodynamic noise.

Keywords: aerodynamic noise; alternator; fan; claw

随着影响汽车车内噪声的主要噪声源的性能不断改善,车内噪声已大大降低,而诸如爪极发电机等次要噪声源的影响逐渐凸显出来。在高转速条件下(8 000 r/min 以上)爪极发电机的气动噪声成为发电机噪声中主要部分^[1,2]。因此,如何降低高转速条件下爪极发电机的气动噪声成为研究的热点问题。

目前,针对爪极发电机的气动噪声问题有学者采用不同方法进行了研究。Frederick 等^[3]从实验和理论角度对交流发电机的气动噪声源进行了描述。Brungart 等^[4]对交流发电机内部与周围的流场进行了研究。张凡等^[5]对反射面、端盖及定子对车用交流发电机的气动噪声的影响进行了研究,结果表明定子对各点的影响最小,而反射面影响最大。张亚东等^[6]采用实验方法对某交流发电机前、后风扇对各主要阶次噪声的贡献进行了研究。左曙光等^[7]采用实验与仿真相结合的方法对爪极电机主要阶次噪声的产生机理进行研究,从声源表面压力分布等角度对不同部件对不同阶次噪声产生的影响进行了分析。上述研究表明:爪极发电机的气动噪声主要是由于前后扇叶表面压力周期性脉动、气流流动等所引起的;气动噪声的大小与发电机转子结构、定子结构、气隙大小等密切相关。但是,主要阶次对总噪声贡献量、气动噪声传播途径等问题尚没有进行系统的研究。同时,还有学者^[8-11]采用不同方法对车用交流发电机的扇叶空间分布角度进行气动噪声优化,经过优化后都实现了较好的优化目标。在这些研究中,没有揭示发电机的不同部件及其之间的关系对气动噪声的影响。

因此,笔者基于转子表面不同阶次下的压力分布情况及采用去除部件的方法对 12 000 r/min 工况下车用爪极发电机主要阶次噪声来源进行分析,揭示爪极发电机相应阶次噪声来源以及贡献水平,分析噪声源部件与阶次噪声的对应关系及噪声的传播途径,为车用爪极发电机的气动噪声分析及改进等问题提供理论基础。

1 模型介绍

采用某公司生产的某型号原型机,其结构如图 1 所示。该样机特征参数如下:8 对爪极,5 相,80 槽发电机;非对称风扇设计,前后风扇分别由 12 片和 10 片扇叶组成。

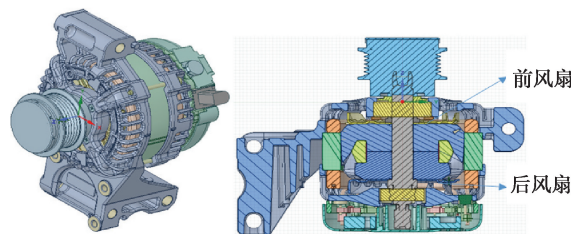


图 1 爪机发电机

Fig. 1 Claw alternator

2 发电机气动噪声计算方法

在进行流场计算时常用的湍流模型有 RANS、SAS 和 LES 等,其中 LES 会消耗大量时间,对计算机内存要求也较大;RANS 对小尺度涡流计算精度稍低,但计算时间相对较短,对计算机内存要求相对较低;而 SAS 湍流模型在传统的 RANS 湍流模型中增加了对湍流涡频率的描述,计算时间相对适中,计算较为准确^[12,13]。因此,在流场计算时选择 SAS 湍流模型。

气动噪声预测方法一般包括直接计算方法和声比拟法^[14],直接计算方法直接求解流体动力学控制方程和声传播方程,适用于近场气动噪声且噪声主要是由于局部流动压力产生的情况;而基于 Lighthill 方程的声比拟法解耦了噪声的产生和传播,先计算近场声源信息再通过一定的方法求解从近场到远场的传播^[15]。因此,针对发电机气动噪声的特点,选用声比拟法进行计算。

2.1 Scale Adaptive Simulation 模型

SAS 模型控制方程如下^[16]:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j k) = P_k - \rho c_\mu k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right], \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \omega) = \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \rho \beta \omega + Q_{SAS} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + (1 - F_1) \frac{2\rho}{\sigma_{\omega^2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, \quad (2)$$

$$Q_{SAS} = \max \left[\rho \xi_2 k S^2 \left(\frac{L}{L_{vk}} \right)^2 - C \frac{2\rho k}{\sigma_\varphi} \max \left(\frac{1}{\omega^2} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{k^2} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right), 0 \right], \quad (3)$$

式中: Q_{SAS} 为添加了包含湍流涡频率 ω 的输运方程, $\xi_2 = 3.51$, $\sigma_\varphi = 2/3$, $C = 2$, L 是被构建的模型的长度尺度: $L = \sqrt{k} / (c^{1/4} \cdot \omega)$ 。

2.2 FW-H 方程

Lighthill 通过研究射流噪声,并基于 Navier-Stokes 流体控制方程,采用声比拟方法,得到了 Lighthill 方程^[17]

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial^2 \rho'}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j}. \quad (4)$$

Fowcs-Williams 等进一步考虑运动表面边界的影响,得到了 FW-H 方程^[18]:

$$\frac{1}{a_0^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \nabla^2 p' = \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \left\{ T_{ij} H(f) \right\} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ [P_{ij} n_j + \rho u_i (u_n - v_n)] \delta(f) \right\} + \frac{\partial}{\partial t} \left\{ [\rho_0 v_n + \rho (u_n - v_n)] \delta(f) \right\}, \quad (5)$$

式中:右边的第 1 项为四极子;第 2 项为偶极子;第 3 项为单极子。从式中可知,气动噪声的基本声源类型包括了四极子、偶极子和单极子。而一般马赫数 $Ma < 0.3$ 且存在固体边界的情况下,偶极子是主要的噪声辐射声源类型,单极子和四极子可忽略。

2.3 流场计算模型

为了节约计算资源提高计算效率,同时考虑到在相同条件下球体计算域所产生的网格数量比同尺寸的正方体计算域网格相对要少,因此采用球形计算域,如图 2(a)所示。计算域尺寸为发电机特征尺寸的 8 倍。在计算过程中,根据爪极发电机的运动特点将相关部件分为两部分:其中旋转部分包括前风扇、后风扇和爪极等,按照给定转速运动;固定部分包括前端盖、后端盖、定子等,在数值模拟时保持静止状态。为了实现转子与定子间的相对运动,采用了滑移网格技术,相对运动区域,如图 2(b)所示。

计算域中的出口边界属于闭边界条件,已知边界条件只有旋转速度,旋转速度设置为交流发电机的恒定转速。由于给定的计算区域要保证交流发电机的湍流流场充分发展,因此将计算区域入口初始化条件设定为:压力出口,相对总压为 0,相对表压为 0。

为了更好的获取爪极发电机周围的流场,对发电机周围不同区域采用不同网格尺寸控制策略。发电机表面网格最大尺寸控制在 2 mm 内,如图 3 所示。对流体影响明显区域,最大网格尺寸控制在 1 mm 内;前后风扇区域的网格最大尺寸为 0.3 mm,并对爪极靠近气隙侧进行局部加密。由于转子与定子间径向间距非常

小,只有 0.25 mm,为了保证数值模拟能够捕捉更多的流场信息,网格最大尺寸控制在 0.1 mm 内,计算域网格数约为 3 200 万。



图 2 流场计算模型

Fig. 2 Computational model of the flow field

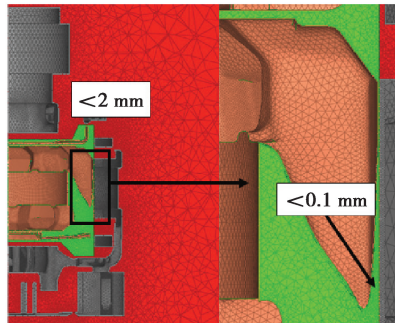


图 3 网格示意图

Fig. 3 Computational mesh

2.4 声场计算模型

采用商用软件 LMS-Virtual.Lab Acoustics 进行声场计算。假设声音在某流体介质中的传播速度是 c , 要求最高计算(采样)频率为 f_{smax} , 则单元长度 L 应满足^[19]:

$$L \propto \frac{c}{6f_{\text{smax}}} \quad (6)$$

由于爪极电机最高频率 $f_{\text{smax}} = 16\ 000$ Hz, 则单元长度:

$$L \propto \frac{c}{6f_{\text{smax}}} = \frac{340}{6 \times 2 \times 16\ 000} \approx 1.8 \text{ mm} \quad (7)$$

为了提高计算精度及节省计算资源,声学计算的网格进行缩放(如图 4(a)所示),将网格尺寸调整在 1.0~1.5 mm 范围内。为了与实验相对应,按 ISO-3745-2003 要求建立声功率场点网格(如图 4(b)所示)。



图 4 声学网格模型

Fig. 4 acoustic grid model

2.5 声学网格无关性验证

声学计算时间随着计算单元数的增加而快速增长,对计算资源要求也更高,计算效率也不断降低^[20]。因此,为了确定合适网格数量,将发电机转子表面划分不同密度的单元,对其计算时间及不同主要阶次噪声的计算误差对比,如表1所示。

表1 声学网格无关性验证

Table 1 Acoustic grid independence verification

网格数	CPU 核数/线程	计算时间/h	8/12 阶次误差/%
53 120	24/48	10	7.32/6.26
64 130	24/48	24	2.37/3.33
75 996	24/48	34	5.67/4.57
84 382	24/48	42	5.60/4.52
95 213	24/48	55	5.40/4.42

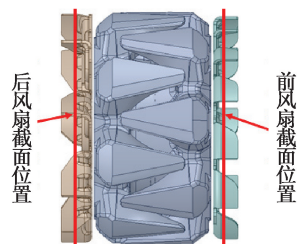
从表1中可以发现:主要阶次噪声计算误差并不是随着网格数增加一直增大的,考虑到计算效率和计算精度,声学网格数量控制在64 130左右。

3 模型验证

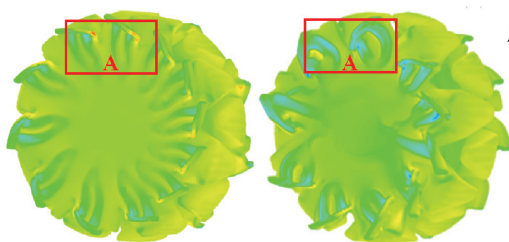
3.1 流场特性分析

图5为发电机在12 000 r/min转速下,0.03 s时定子和爪子周围压力及流线分布情况。后续分析中前后扇叶的截面位置都在同一位置,具体位置如图5(a)所示。从图5(b)可以看出靠近风扇中心处压力分布主要是负压,在风扇叶片内侧达到一个较大的负值,表明气流沿轴向被吸进发电机内部,在扇叶外边缘处有局部正压极值。同时,压力在转子表面呈现不均匀分布。尤其在风扇局部位置A处,压力分布呈现出明显的不均匀性,容易造成流经此处的气流发生漩涡、分离流,这也是产生气动噪声的重要源头之一。

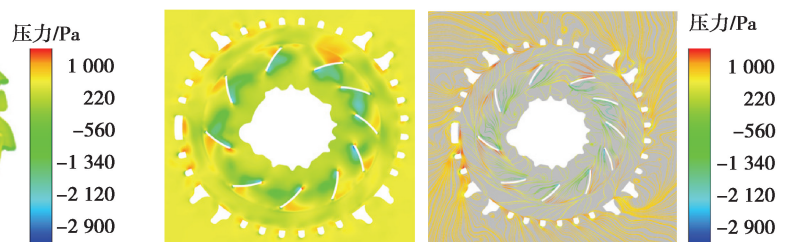
从图5(c)和5(d)可以发现:在后风扇截面上压力分布不均性相对于前风扇截面更明显;并且从前、后风扇截面的流线图中可以发现,气流的漩涡、分离流主要发生在前、后端盖的进出气口以及扇叶外沿处,同时后风扇处中有更多的漩涡、分离流,这与压力分布呈现明显的不均匀性一致。从图5(e)可以看发现:除了靠近爪极与定子气隙位置处的流场压力梯度较大外,定子大部分区域压力梯度相对较小,压力分布均匀性相对较好,回流也相对较少。因此,这部分对噪声辐射影响相对较小。



(a) 前后风扇的截面示意图



(b) 转子



(c) 前风扇

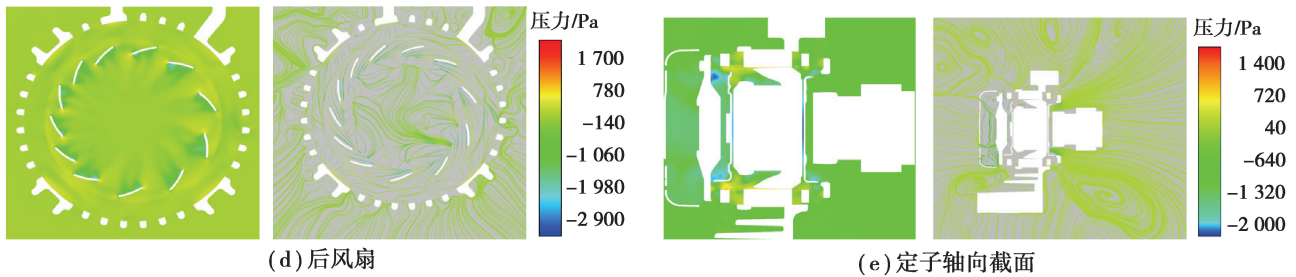


图 5 压力云图及流线图

Fig. 5 Pressure contour and streamline

3.2 噪声频谱特性分析

对该车用爪极发电机的原型样机进行升速冷态空载声功率实验,其转速的变化范围为 $800 \sim 18\,180$ r/min, 变速率为 20 (r/min)/s。该实验在半消音室中进行,背景噪声约为 $25 \sim 27$ dB(A),在 1.25 m 的测量半径上,各主要 $1/3$ 倍频带环境修正量不大于 2 dB。实验测试环境满足 ISO-3745-2003 机械设备声功率测试国际标准,自由场中的麦克风位置阵列布置了 20 个监测点,如图 6 所示。

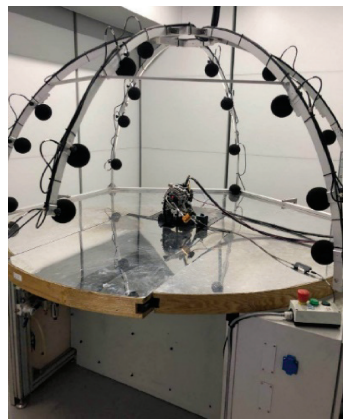


图 6 实验现场

Fig. 6 Experimental site

图 7 为发电机在空载工况下各典型转速工况下不同阶次声功率级的对比曲线图,从图中可以发现随着发电机转速的不断提升,各阶次声功率级依次升高;在前 128 阶中 $8, 16, 24, 64, 72, 80$ 和 88 阶次是主要噪声阶次。当转速达到 $8\,000$ r/min 时, 24 阶后噪声能量衰减的幅度非常明显。

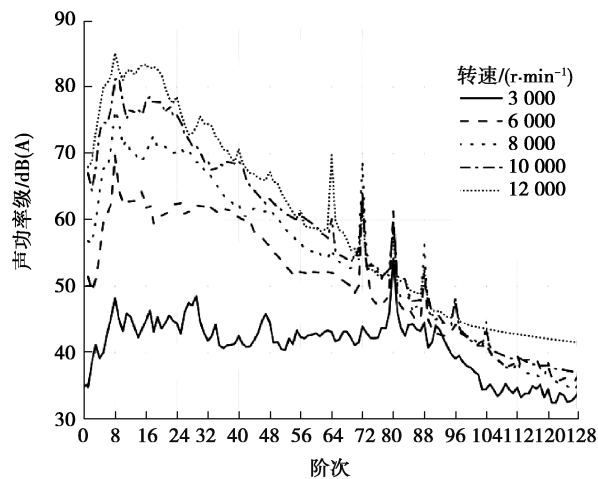


图 7 空载工况各阶次声功率级曲线

Fig. 7 Curves of acoustic power level of each order under no-load conditions

图 8 和表 2 所示为 3 000 r/min 时实验与数值模拟的声功率级,从图及表中可以发现:在转速 3 000 r/min 时,只有 6 和 12 阶次有着较好的拟合精度,相对误差分别为 1.06%,2.25%;8,10,14 阶次相对误差都超过 5%,精度较差。从 17 阶次开始,相对误差超过 12.5%,并且随着分析频率的增加而不断增加。在转速为 3 000 r/min 时超过 8 阶以后误差较大的主要原因是:在进行流场分析时仅仅提取了旋转偶极子噪声源,而忽略了单极子和四极子噪声源,这是造成上述误差重要来源。这也表明偶极子噪声源在转速较低的 3 000 r/min 工况下并不是主要噪声源。

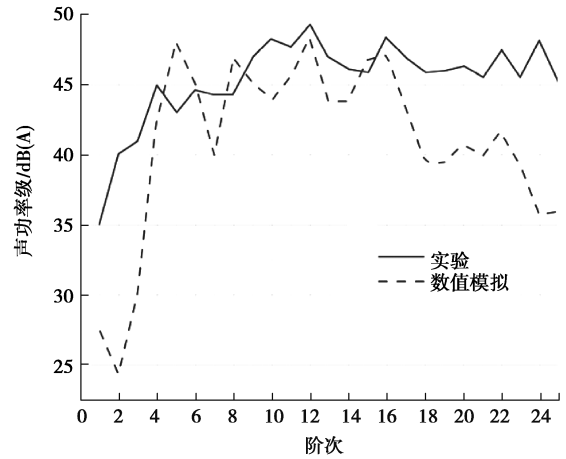


图 8 3 000 r/min 时声功率级
Fig. 8 Acoustic power level at 3000 r/min

表 2 3 000 r/min 时主要阶次噪声数值模拟和实验相对误差值
Table 2 Relative errors of main order noise in simulation and experiments at 3 000 r/min

阶次	实验/dB(A)	数值仿真/dB(A)	相对误差/%
6	43.01	43.47	1.06
8	42.52	45.50	6.55
10	46.87	42.13	11.25
12	48.15	47.09	2.25
14	44.46	41.99	5.88

图 9 和表 3 所示为 8 000r/min 时实验与数值模拟的声功率级,从图及表中可以发现:可以发现:在 16 阶次以下,主要阶次数值模拟与实验有着较好的一致性,最大误差出现在 10 阶次,为 4.56%,最小误差是 16 阶次时,仅为 0.16%,这也验证数值模拟准确性。同时根据实验数据进行噪声源类型分析可知在转速较高时偶极子噪声源为主要噪声源类型。

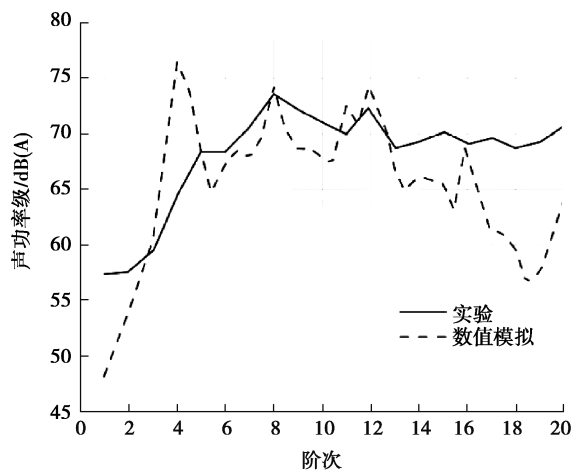


图 9 8 000 r/min 时声功率级
Fig. 9 Acoustic power level at 8 000 r/min

表 3 8 000 r/min 时主要阶次数值模拟和实验相对误差值

Table 3 Relative errors of main order noise in simulation and experiments at 8 000 r/min

阶次	实验/dB(A)	数值仿真/dB(A)	相对误差/%
6	68.39	67.45	1.37
8	73.51	74.54	1.40
10	71.12	67.88	4.56
12	72.64	74.78	2.95
14	69.24	66.54	3.90
16	69.26	69.15	0.16

3.3 爪极发电机气动噪声来源分析

图 10 所示为不同阶次时前、后风扇表面压力分布图,从图中可以发现:除了 14 阶次的前、后风扇压力分布较为均匀外,在 6,8,10 和 12 这几个阶次前、后风扇的压力分布均匀性都较差,这也表明在这几个阶次里前、后风扇对这些阶次的气动噪声有不同程度的影响。在扇叶外沿部分存在明显的高低压分布区域,压力梯度变化较大,这主要是由于这部分周围有强旋流以及分离流等复杂的气流流动,因此这部分是诱发气动噪声的重要源头。

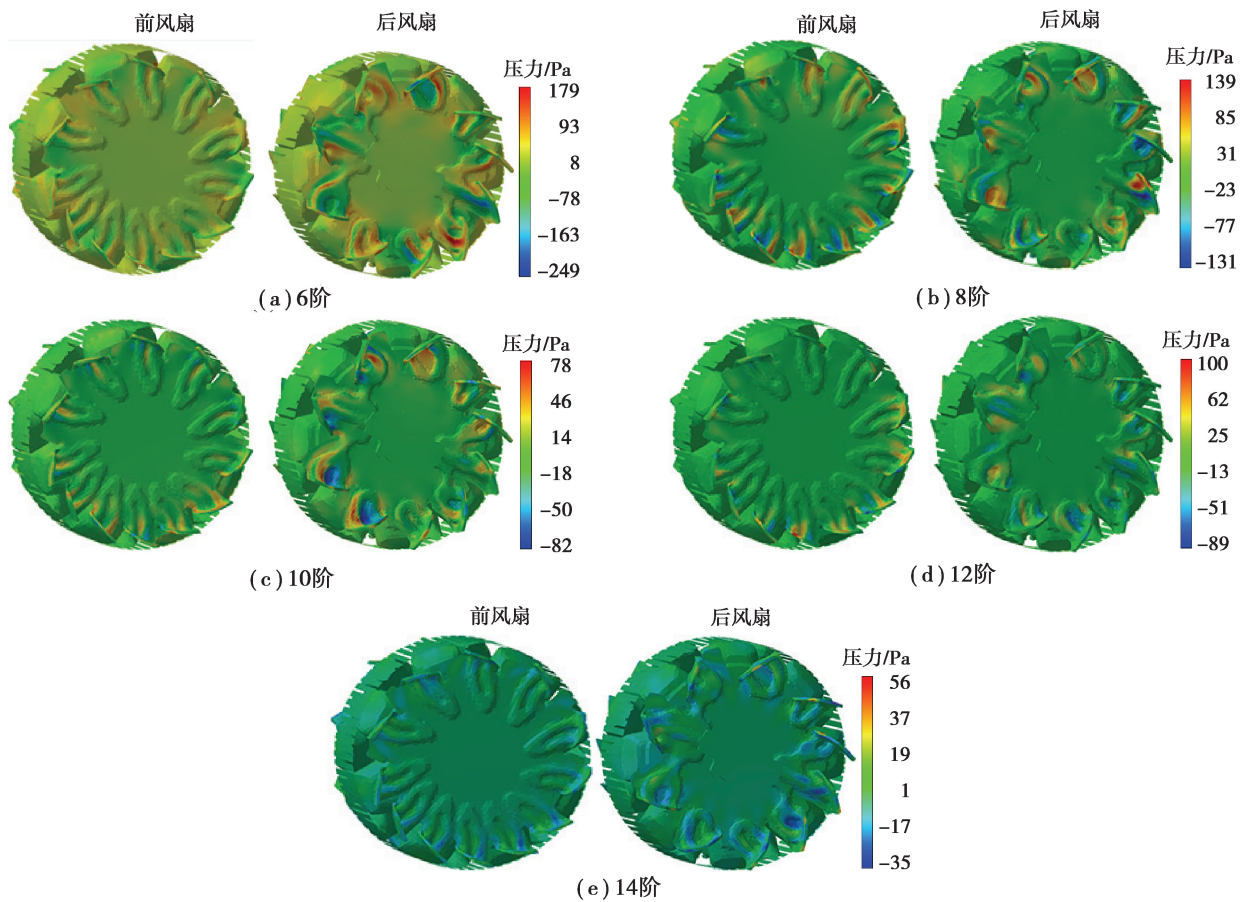


图 10 不同阶次前后风扇表面压力分布

Fig. 10 Surface pressure distribution of front and rear fan in different orders

由于前后风扇叶片夹角都是不均分布,除了与前、后风扇相对应的 12,10 阶次及其倍数阶外,还会产生其它谐阶次噪声,如前风扇会辐射 10 阶次噪声,后风扇也会辐射 12 阶次噪声。因此,从数值模拟结果中可知前风扇主要对 8,10 和 12 阶次产生影响,而对 14 阶次的影响最小;后风扇对 6,8 和 10 阶次气动噪声影响较大,对 14 阶次的影响也是最小的。

4 基于去除部件的阶次噪声分析

由于受实验条件及可操作性的影响,采用传统实验分析法很难具体的定位到某阶次气动噪声与哪些特定部件相关或者是具体位置。因此,通过数值模拟方法对发电机转速为 12 000 r/min 时去除转子前后风扇、爪极等进行研究,定量的分析相关部件对气动噪声阶次的影响程度,再进一步定性分析影响某一阶次气动噪声的部件及相对应位置,为爪极发电机气动噪声优化提供基础及理论依据。

4.1 去除部件方案

采用以下 4 种去除部件方案(如图 11 所示)。其中,(d)方案主要是考虑到爪极部件在转子部分所占空间位置较大,采取直接去除爪极的方案时,可能会导致发电机中气流流动状态和流路路径发生较大的变化。因此,为了探究爪极对相关结果的影响程度,采用圆柱包络面代替爪极部分的空间位置来对比两者对流场和声场结果的影响。

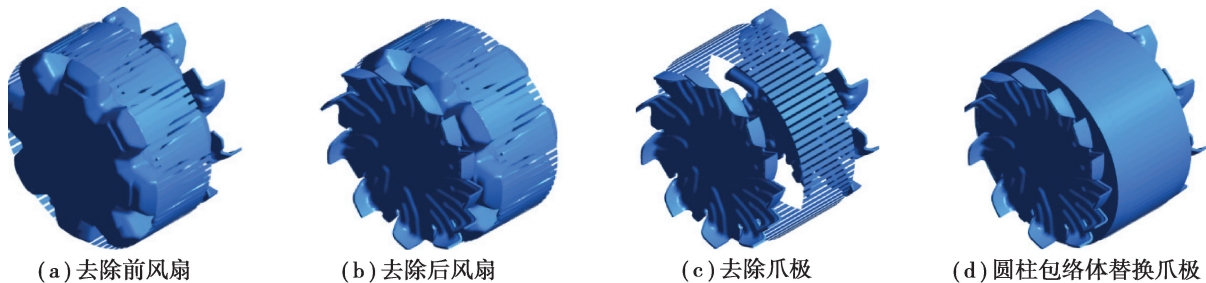


图 11 去除部件方案

Fig. 11 Component removal scheme

4.2 流场特性分析

4.2.1 去除前风扇流场分析

图 12 所示为前风扇截面及转子的流线及压力云图。从图中可以发现:当转子高速旋转时,气流流动在前风扇截面位置处出现明显的变化;特别是当前风扇去除时,爪极迎风面上出现了 8 个明显的正压区,并且这 8 个正压区的压力梯度变化也较为明显。导致这种现象的主要原因是,去除前后风扇后气流流路路径发生变化,进而使得气流直接与爪极碰撞。同时,由于每个爪极的 8 个磁极是等角度分布,因此会产生新的 8 阶次及其倍数阶次气动噪声。

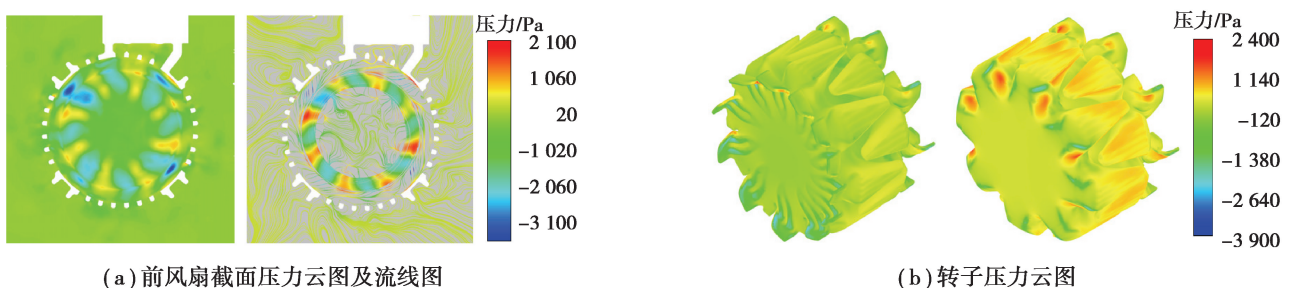


图 12 流线图及压力云图

Fig. 12 Streamline and pressure contour

图 13 为去除前风扇前、后在后风扇截面上压力云图及流线图。从图中可以发现:去除前风扇前后,在后风扇截面位置处的整体压力及流线分布情况基本相似,虽然压力分布有一定变化,但变化量相对较小,其主

要原因是定子和转子之间的气隙较小,对气流沿轴向流路径形成了较大的阻碍作用。因此,去除前风扇对后风扇位置处的局部气流流动状态影响不大,只有少部分气流会通过爪极与定子间的气隙沿轴向流到后风扇处,去除前风扇后,气流流动阻碍更小,流动相对去除之前也更为顺畅,但由于流通的气流非常少这也导致压力分布与气流流线变化不大。

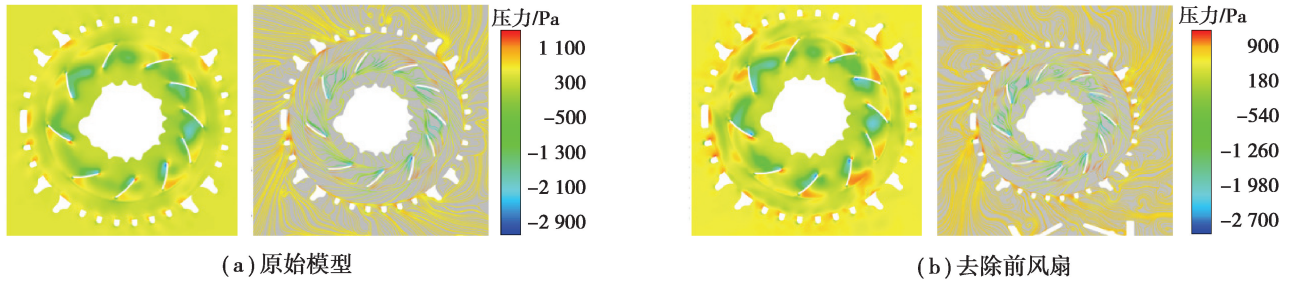


图 13 后风扇截面处压力云图及流线图

Fig. 13 Pressure contour and streamline of the section at rear fan

4.2.2 去除后风扇流场分析

图 14 所示为去除后风扇前、后在前风扇截面上压力云图及流线图。从图中可以发现:去除后风扇前、后,前风扇截面位置压力分布和气流流动分布特征都基本一致。压力分布变化相对较小,和去除前风扇时后风扇截面位置的压力变化基本一致,主要原因是爪极与定子间较小的气隙阻碍了气流轴向流通,使得前后风扇区域气流流动特征基本保持不变。

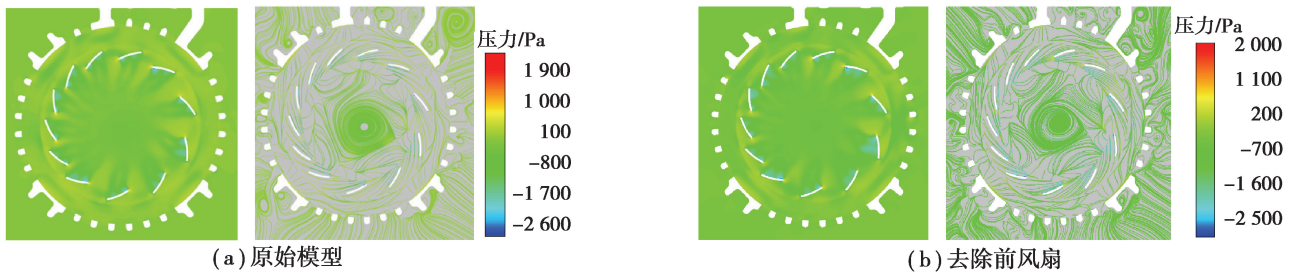


图 14 前风扇截面压力云图及流线图

Fig. 14 Pressure contour and streamline of the section at front fan

图 15 所示为后风扇截面及转子的流线及压力云图。从图中可以发现:去除后风扇前、后,后风扇截面位置处气流流路路径发生较大变化,和去除前风扇时前风扇截面位置处的压力及流线分布相似。由于在轴向没有后风扇对部分气流的阻碍,导致气流直接接触爪极迎风面根部,进而使得爪极背部形成了局部负压区域,进一步使得在爪极和磁极间形成局部的正压区域。而这种正、负压交替区域会使得气流形成漩涡、分离流等现象,进而会向外辐射阶次特性明显的气动噪声。

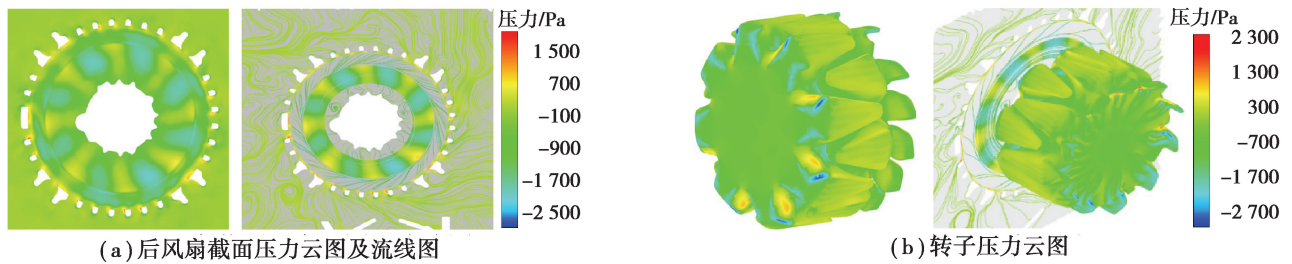


图 15 流线图及压力云图

Fig. 15 Streamline and pressure contour

4.2.3 去除爪极及爪极替换流场分析

图 16 为去除爪极和爪极替换时前风扇截面处压力云图及流线图。从图中可以发现:前风扇截面处正压变化相对较小,而负压也有一定变化,但整体上变化不大。从流线图中漩涡的分布可发现,流动状态基本保持一致。因此,有无爪极对前风扇所在区域的气流流动影响不大。

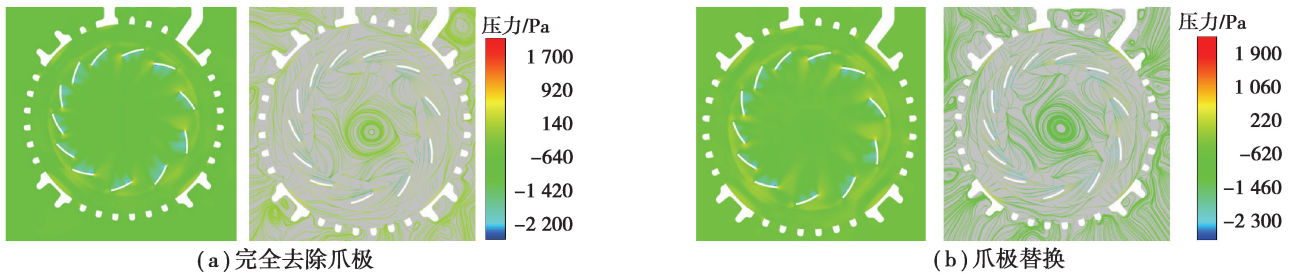


图 16 前风扇截面处压力云图及流线图

Fig. 16 Pressure contour and streamline of the section at front fan

图 17 为去除爪极和爪极替换时后风扇截面处压力云图及流线图。从图中可以发现:有无爪极工况下,都对后风扇截面位置处的压力分布有着较明显的影响,用圆柱包络体代替爪极比完全去除爪极时,正压变化更为明显。从压力分布图中可以看出,前者风扇附近的压力梯度相对更大;同时从流线图中可以发现前者的漩涡、分离流现象更明显,这也可能产生更大的气动噪声。

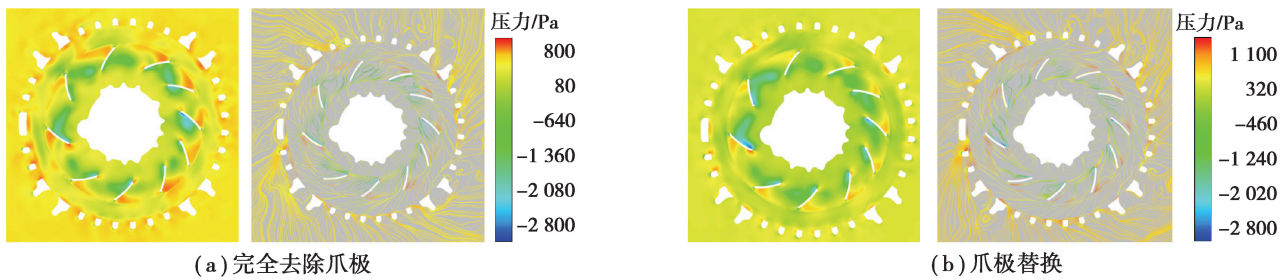


图 17 后风扇截面处压力云图及流线图

Fig. 17 Pressure contour and streamline of the section at rear fan

4.3 声场分析

图 18 为发电机在去除前后风扇、爪极等部件时,4~21 阶次下的声功率级分布曲线图。从图中可以发

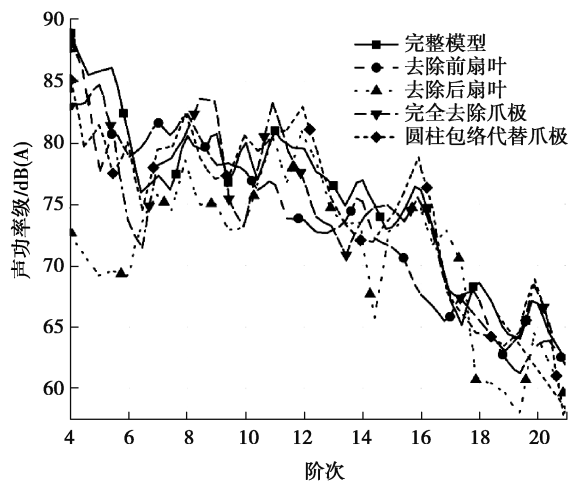


图 18 去除部件后声功率级曲线

Fig. 18 Acoustic power level curve after removing components

现:在 6 和 8 阶次下,与原始模型相比,去除后风扇后,声功率级都处于相对最小的状态。其中在 6 阶次时变化最为明显,下降了约 11.75 dB(A);在 8 阶次时下降了约 2.42 dB(A)。在 10 阶次时,完全去除爪极和去除后风扇的影响基本一致,两种工况下声功率分别下降了 7.53 dB(A)和 7.38 dB(A)。在 14 阶次时,采用圆柱包络体替换爪极和去除后风扇的影响效果也是基本一致的,两种工况下声功率都降了约 5.17 dB(A)。在 12 和 16 阶次时,去除前风扇对声功率的影响较为明显,在两个阶次下声功率级分别降低了 6.54 dB(A)和 9.04 dB(A)。

在完全去除爪极工况下,只剩前后风扇时在 8 阶次下声功率级仅减小了约 0.27 dB(A),声功率级基本保持不变。这表明当爪极和前后风扇装配在一起时,爪极对轴向气流流路有着一定影响,但其对向外辐射的 8 阶次噪声很小,基本可以忽略。同时,这也表明 8 阶次噪声主要的噪声源为发电机的前后风扇。

在去除前风扇工况时,8 阶次噪声比完整模型高,产生这种现象的主要原因是其周围流场变化所导致的,爪极迎风面根部没有了前风扇对轴向气流的阻碍作用,气流就会直接撞击在爪极的迎风面上,形成压力梯度较大的局部区域,从而产生了 8 阶次噪声。但是,去除后风扇后声功率级达到了最低值,这也表明后风扇去除而产生的 8 阶次噪声比有后风扇时贡献的 8 阶次噪声要小。

在采用圆柱包络体的方式替换爪极工况时,8 阶次噪声相比原始模型增大了 1.43 dB(A)。导致噪声增大的主要原因是采用包络体替换爪极后,爪极和定子之间的平均气隙比原始模型有较大幅度的缩小,平均气隙的缩小会进一步加剧对轴向流通气流的阻碍作用,进而导致压力梯度增大,使得辐射噪声能力更强。

5 结 论

通过对典型工况下车用爪极发电机流场特性和噪声频谱特性进行分析,得到以下结论:

- 1)前后风扇叶片的前端和后端外沿处有着较大的压力梯度,是气动噪声产生的重要源头。
- 2)偶极子噪声源在 3 000 r/min 工况下并不是主要噪声源;而在 8 000,12 000 r/min 等高速工况时,偶极子噪声源是主要的噪声源类型。
- 3)前风扇主要影响 8,10,12 和 16 阶次气动噪声,对 14 阶次的影响最小;后风扇对 6,8 和 10 阶次噪声影响较大,对 14 阶次的影响最小。
- 4)去除前、后风扇两种工况,会改变气流流路,产生新的 8 阶次噪声;去除后风扇后对 6,8 和 10 阶次噪声有着更大的影响,分别下降了 11.75,2.42,7.38 dB(A);在 12 和 16 阶次时,去除前风扇有着最好的降噪效果,分别降低了 6.54,9.04 dB(A)。

参考文献:

- [1] 张亚东. 车用交流发电机气动噪声特性分析与降噪研究[D]. 成都:西南交通大学,2014.
Zhang Y D, Analysis of aerodynamic noise characteristics and noise reduction of vehicle alternator [D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2014. (in Chinese)
- [2] 沈建荣. 汽车爪极发电机噪声分析及降噪研究[D]. 杭州:浙江工业大学,2016.
Shen J R. Noise analysis and noise reduction research of automobile Claw-pole Alternator [D]. Hangzhou: Zhejiang University of Technology, 2016. (in Chinese)
- [3] Frederick D M, Lauchle G C. Aerodynamically-induced noise in an automotive alternator[J]. Noise Control Engineering Journal, 1995, 43(2): 29-37(9).
- [4] Brungart T A, Meyer G A, Lauchle G C. Flow in automotive alternators[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering, 1996, 210(44): 283-292.
- [5] 张凡, 黄燕, 柳琦, 等. 近场项对车用交流发电机气动噪声影响分析[J]. 振动与冲击, 2020, 39(7): 232-237, 267.
Zhang F, Huang Y, Liu Q, et al. Effects of near field terms on aerodynamic noise of the vehicle alternator [J]. Journal of Vibration And Shock, 2020, 39(7): 232-237, 267. (in Chinese)
- [6] 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(3):107-110, 123.
Zhang Y D, Dong D W, Yan B, et al. Experimental research on aerodynamic noise of vehicle alternator [J]. Noise and Vibration Control, 2014(3):107-110, 123. (in Chinese)

- [7] 左曙光,李悦姣,吴旭东,等.爪极电机气动噪声数值模拟及机理分析[J].浙江大学学报(工学版),2017(51):619.
Zuo S G, Li Y J, Wu X D, et al. Numerical simulation and mechanism analysis of claw-pole motor aerodynamic noise [J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2017(51): 619. (in Chinese)
- [8] Zhang J, Chu W, Zhang H, et al. Numerical and experimental investigations of the unsteady aerodynamics and aero-acoustics characteristics of a backward curved blade centrifugal fan[J]. Applied Acoustics, 2016, 110: 256-267.
- [9] Wang Y W, Dong D W, Xie X, et al. Spectral optimization of fan rotation noise based on vector composition method[J]. Key Engineering Materials, 2014, 584: 131-136.
- [10] Hua C, Zhang Y, Dong D, et al. Aerodynamic noise numerical simulation and noise reduction study on automobile alternator[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2017, 31(5): 2047-2055.
- [11] 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 Y D, Dong D W, Yan B, et al. Numerical simulation analysis for aerodynamic noise of a vehicle alternator[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(1): 174-182. (in Chinese)
- [12] Ki H K, Gil H Y. Aeroacoustic topology optimization of noise barrier based on Lighthill's acoustic analogy[J]. Journal of Sound and Vibration, 2020, 483(29): 115512.
- [13] Li T, Qin D, Zhang W H, et al. Study on the aerodynamic noise characteristics of high-speed pantographs with different strip spacings[J]. Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics, 2020, 202: 104191.
- [14] 胡兴军,张扬辉,郭鹏,等.汽车侧窗风振噪声特性研究[J].华南理工大学学报(自然科学版),2020,48(11):64-71.
Hu X J, Zhang Y H, Guo P, et al. Research on buffeting noise characteristics of automobile side window [J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2020, 48(11): 64-71. (in Chinese)
- [15] 蒋树杰,刘菲菲,陈刚.流固耦合振动效应对机翼气动噪声辐射的影响研究[J].振动与冲击,2018,37(19):7-13.
Jiang S J, Liu F F, Chen G. Influences of fluid-structure coupled vibration effect on airfoil aerodynamic noise radiation[J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 37(19): 7-13. (in Chinese)
- [16] Li W, Yue W, Huang T, et al. Optimizing the aerodynamic noise of an automobile claw pole alternator using a numerical method[C]. Applied Acoustics, 2021, 171: 1-22.
- [17] Lighthill M J. On sound generated aerodynamically general theory[J]. Proceedings of Royal Society of London Ser A, 1951, 211(1107): 564-587.
- [18] Williams J E F, Hawkings D L. Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion[J]. Philos Trans R Soc London, 1969, 264(1151): 321-342.
- [19] Zuo S, Xie C, Wu X, Li Y, et al. Numerical simulation and optimization of aerodynamic noise for claw pole alternator[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2019, 233: 857-879.
- [20] Le Goff V, Vidal V, Fakes M, et al. Flow-induced noise predictions of an automotive alternator using a Lattice Boltzmann method[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2014; Turbine Technical Conference and Exposition, June 16-20, 2014, 2014, Düsseldorf, Germany. ASME, 2014: 1-10.