

离心风机蜗壳振动声辐射的定量预测

蔡建程, 祁大同, 唐囡

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 针对离心风机蜗壳振动产生的声辐射,提出了一种基于边界元分析的声辐射定量预测方法:根据蜗壳声辐射的边界元模型布置振动测点,测量其法向振动的加速度谱;提取加速度谱中峰值较高的基频和旋转频率分量,并将其转换成速度谱后加载于数值模型的对应节点上,作为声辐射问题的速度边界条件;利用边界元法计算声场及声功率,预测蜗壳振动产生的噪声.结果表明:结构振动声比气动声小很多,相对于风机进出口的气动噪声而言,蜗壳因振动辐射的噪声可以忽略不计;当风机进出口安装消声器后,蜗壳振动的辐射噪声可能成为主要噪声源.基于边界元分析的蜗壳振动辐射噪声定量预测方法也可以应用到其他壳体振动辐射噪声的预测中.

关键词: 离心风机;蜗壳;振动;噪声;边界元法

中图分类号: TH43 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2009)09-0071-04

Quantitative Prediction of Sound Radiation by Casing Vibration of Centrifugal Fan

CAI Jiancheng, QI Datong, TANG Nan

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A method was presented to predict the sound radiation caused by the casing vibration of a centrifugal fan on the basis of the boundary element analysis (BEA). Measuring points were laid according to the casing BEA acoustic model, and the measurement of the casing normal vibration was conducted. Then the noticeable blade-passing and rotary frequency components in the acceleration spectra were extracted and converted into velocity spectra to serve as the velocity boundary conditions of the sound radiation computation. The sound field and sound power were analyzed using the boundary element method to predict the noise generated by casing vibration. The results show that sound pressure caused by the casing vibration is much smaller than its aeroacoustic counterpart. The fan casing noise radiation may be the major noise contributor near the fan if mufflers are mounted on both the inlet and outlet of the fan. It appears that the present method may be used to predict noise radiation of other kinds of casings.

Keywords: centrifugal fan; volute casing; vibration; noise; boundary element method

离心风机作为通用机械广泛应用于工业及民用中,其噪声问题得到了广泛的研究.通常把风机噪声分为气动噪声和结构噪声,目前所见的大部分研究和文献都是关于气动噪声的,关于离心风机气动噪声实验研究的一个很有价值的综述可参见文献[1].理论和实验研究都表明,旋转机械的主要噪声类型是与叶轮转动相关的基频噪声^[2-3].文献[4-6]从离

心风机内部非定常流场入手,利用广义 Lighthill 声比拟理论研究了其气动噪声.这些作者在计算风机内部气动声源辐射噪声时,都忽视了蜗壳的存在,即认为声源直接辐射声音到自由空间.事实上,蜗壳的存在会通过两个途径影响风机的噪声:一是通过对气动声的散射、反射阻碍气动声向环境的传播;二是蜗壳自身的振动会向环境辐射噪声.本文研究的主

要目的是定量估计蜗壳因振动而产生的辐射噪声。

本文的研究方法如下:首先测量蜗壳表面近千个点的法向振动加速度谱,然后从这些振动谱中提取出基频和旋转频率分量,将其转化成速度谱,再以这些速度谱作为声辐射的速度边界条件,运用边界元法分析得到振动辐射的声场。

1 结构振动声辐射的控制方程

结构振动声辐射的频域控制方程为

$$\nabla^2 p + k^2 p = 0 \quad (1)$$

给定结构速度的边界条件(Nuemann 条件),即

$$\frac{\partial p}{\partial n} = -\omega \rho_0 v_n \quad (2)$$

式中: p 为声压; k 为波数; ω 为圆频率; c 为声速; $\mathbf{n}$ 为结构的单元法向量; ρ_0 为流体平均密度; v_n 为结构表面的法向速度。对于声辐射的外声场问题,为了保证声波自由地向无穷远处传播而没有反射,声压 p 还应满足以下 Sommerfeld 辐射条件

$$\lim_{|\mathbf{r}| \rightarrow \infty} |\mathbf{r}| \left(\frac{\partial p}{\partial |\mathbf{r}|} + jkp \right) = 0 \quad (3)$$

式中: j 为虚数单元。

运用 Green 第二等式,可以得到对声压 p 的边界积分表达式(该边界积分式区域示意图见图 1)

$$\alpha(\mathbf{r}) p(\mathbf{r}) = \int_{\Omega_a} [p(\mathbf{r}_a) \frac{\partial G(\mathbf{r}, \mathbf{r}_a)}{\partial \mathbf{n}} + j\rho_0 \omega v_n G(\mathbf{r}, \mathbf{r}_a)] d\Omega(\mathbf{r}_a) \quad (4)$$

式中: $G(\mathbf{r}, \mathbf{r}_a)$ 是 Green 核函数,用下式计算(三维)

$$G(\mathbf{r}, \mathbf{r}_a) = \frac{e^{-jk|\mathbf{r}-\mathbf{r}_a|}}{4\pi |\mathbf{r}-\mathbf{r}_a|} \quad (5)$$

$$\alpha(\mathbf{r}) = \begin{cases} 0 & \mathbf{r} \notin V \\ 1/2 & \mathbf{r} \in \Omega \\ 1 & \mathbf{r} \in V \setminus \Omega \end{cases} \quad (6)$$

边界元方法的思想分为两步。第一步,确定边界表面变量的近似。该近似基于将边界表面几何形状 Ω_a 和边界变量用一系列形状函数 N_i 展开,这些形状函数局部定义在被称为边界元的子表面 Ω_{ae} 上。于

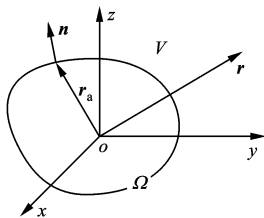


图1 外声场边界积分域示意图

是,确定边界表面上变量的原问题,就可以近似地转化成确定边界表面离散点上变量的问题。第二步,后处理。场内变量值可以用第一步得到的边界表面结果,由边界积分公式得到。

对于蜗壳振动声辐射的边界元分析:第一步,边界变量中法向振动速度(声压梯度)由测量得到,所需求解的是蜗壳表面的声压;第二步,由蜗壳表面的声压及法向振动速度,根据式(4)计算得到声场中各点的声压。

2 离心风机蜗壳表面法向振动频谱的测量

试验风机型号为 T9-19No. 4A 前向离心风机,叶轮直径为 400 mm,叶片数为 12,额定转速为 2 900 r/min。可以计算风机的基频为 580 Hz (2 900/60×12),旋转频率为 48.3 Hz (2 900/60)。蜗壳的主要尺寸见图 2,测点(蜗壳上突起的小圆球)分布见图 3。风机运行在最大流量工况下。

测量使用 LMS Test. lab 声振测试系统,用了 8 个 PCB333B 加速度振动传感器,信号由 LMS SCADA-S 采集得到。测量时,将固定在测点 425(见图 3)的传感器作为其他测量点的相位参照(相位为 0),移动其他 7 个传感器^[7]。测量得到有效的分析带宽为 8 kHz,每次采样时间为 1 s(频率分辨率为 1 Hz)。风机运行时,其叶轮转速保持在 2 900 r/min 附近。测点 501 及 425 的法向频谱见图 4 和图 5,可以看出这 2 点基频振动分量最大。应该指出,在某些蜗壳边缘上的测点频谱中,48 Hz 的旋转频率分量的振动最大。这是由于固定蜗壳的钢架并非完全刚性而引起的机壳整体摇摆造成的,可以在 48 Hz 的速度幅度分布图中看出。测得各点的法向振动谱后,用 580 Hz 和 48 Hz 附近的峰值除以 $j\omega$ 就得到相应的速度谱值。同时根据 GB/T2888-91 风机和罗茨鼓风机噪声测量方法,在西安交通大学流体机械专业实验室的消声室中测得偏离风机出口轴线 45°、距离出口 1 m 处的基频声压有 1 Pa(均方根值)。

3 蜗壳声辐射的边界元分析

提取蜗壳各测点振动加速度谱的基频和旋转频率分量,转换成速度谱后作为声辐射的速度边界,如图 6 和图 7 所示。蜗壳背部由于支撑架及电机的遮挡,许多点的振动数据由于无法贴传感器而不能测量,这些地方的速度设为 0。另外,为了进行直接边界元分析,边界表面必须是一个封闭的简单曲面,所

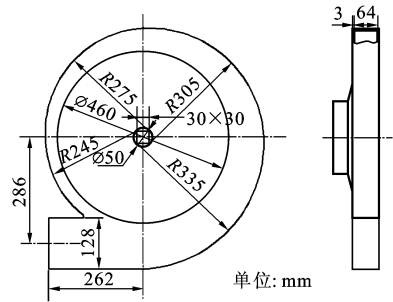


图 2 蜗壳主要尺寸示意图

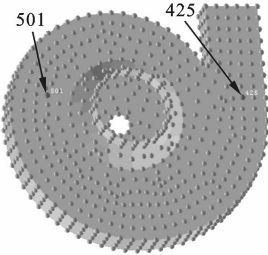


图 3 蜗壳表面振动测点布置图

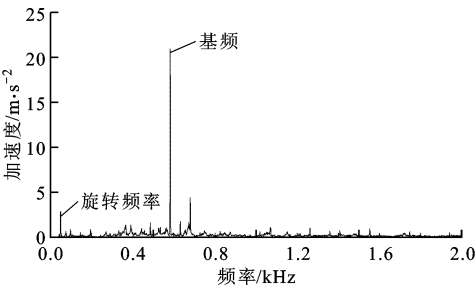


图 4 测点 425(相位参考点)的加速度频谱

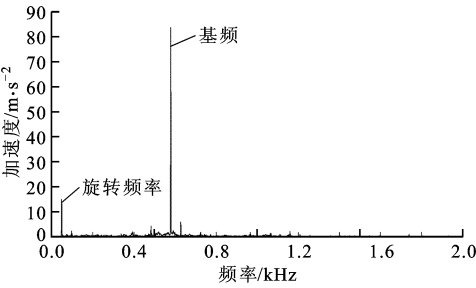
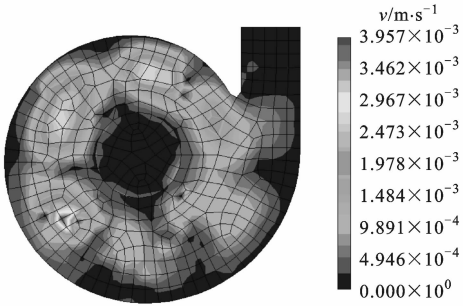


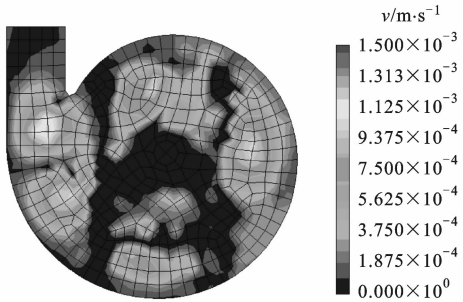
图 5 测点 501 的法向加速度频谱

以蜗壳进出口及电机轴孔处也用单元封闭,并且单元各节点的法向速度都设为 0。

从图 7 可以看出,蜗壳的上部和下部振幅较大,振动呈摇摆形状,基本上没有局部变形,可以预测旋转频率下蜗壳振动产生的声源类似偶极子。从图 6 可以看出,基频时蜗壳振动具有丰富的局部变形。根据一个声波波长内用 6 个单元逼近准则^[9],本文创建的边界元模型网格的有效计算频率是 1 231 Hz。用边



(a)正面



(b)背面

图 6 基频下蜗壳表面法向速度幅度分布图

界元法计算得到 2 个频率的声辐射情况如表 1 所示。

表 1 基频及旋转频率下蜗壳的声辐射情况

频率	输入功率/W	声功率/W	辐射效率
基频	6.592×10^{-5}	6.125×10^{-6}	9.291×10^{-2}
旋转频率	1.886×10^{-3}	6.647×10^{-8}	3.524×10^{-5}

正如文献[8]指出,对于结构声辐射其辐射效率随着振动频率的增加而增大,蜗壳基频振动的辐射效率远远超过旋转频率的辐射效率。尽管旋转频率下的振幅和输入功率都大于基频,但这个频率的振动并非是有有效辐射声源,产生的声功率比基频小很多。距离风机中心 1 m 处的球面场点网格声压分布见图 8 和图 9。从图 8 可以看出,由于蜗壳基频处振动的局部变形比较丰富,其声场指向性也比较复杂,而对于旋转频率,振动形态简单,其声场指向性比较单调,即面向蜗壳的正面和背面的场点上声压比较大,而面向蜗壳的侧面的场点,由于正面和背面在这些场点上产生的声压相位基本相反,所以相互抵消,这也可以从图 9 的指向性曲线看出。从图 8、图 9 还可以看出,基频时距离风机中心 1 m 处的声场中最大声压是 0.039 3 Pa,旋转频率时最大声压是 0.006 07 Pa,可见振动声相对气功声是非常小的。

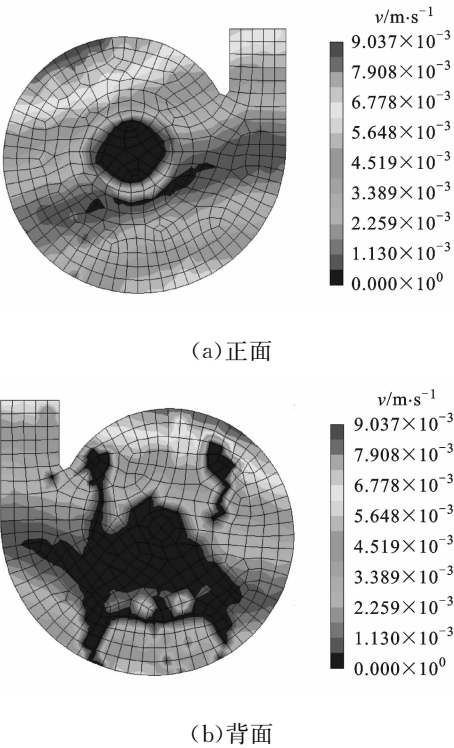


图 7 旋转频率下蜗壳表面法向速度幅度分布图

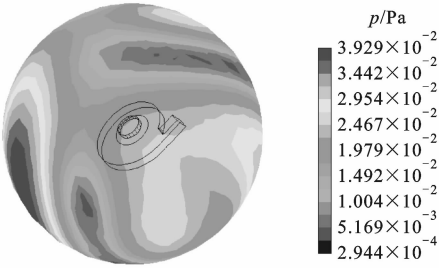


图 8 基频下蜗壳声辐射的声压场

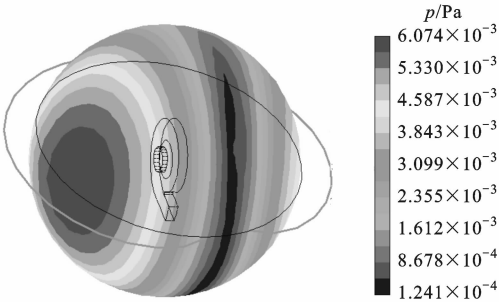


图 9 旋转频率下蜗壳声辐射的声压场

5 结 论

本文应用边界元方法,将由实验测量的蜗壳表

面法向振动谱作为蜗壳的声辐射边界条件,预测了因蜗壳振动而产生的噪声.从声辐射预测结果看出,其辐射的声能是比较小的,场点的声压值也比较小.相对于通过风机进出口管道辐射的气动噪声而言,蜗壳的辐射噪声可以忽略不计,但当风机进出口管道中安装了消声器后,这时蜗壳振动辐射的噪声有可能成为主要噪声源.另外,本文提出的定量预测蜗壳振动辐射噪声的方法,也可以应用到其他壳体振动噪声辐射的预测,特别是机壳振动非常剧烈的压缩机.

参考文献:

[1] NEISE W. Noise reduction in centrifugal fans: a literature survey [J]. Journal of Sound and Vibration, 1976, 45(3): 375-403.

[2] OHTA Y, OHTA E, TAJIMA Y. Evaluation and prediction of blade-passing frequency noise generated by a centrifugal blower [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1996, 118(3): 597-605.

[3] SUN H, LEE S. Numerical prediction of centrifugal compressor noise [J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 269(1): 421-430.

[4] YOUNSI M, BAKIR F, KOUIDRI S, et al. Numerical and experimental study of unsteady flow in a centrifugal fan [J]. Proc IMechE: J Power and Energy, 2007, 221(7): 1025-1036.

[5] 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]. Proc IMechE: J Mechanical Engineering Science, 2007, 221(7): 1321-1332.

[6] BALLESTEROS-TAJADURA R, VELARDE-SUAREZ S, HURTADO-CRUZ J P. Noise prediction of a centrifugal fan: numerical results and experimental validation [J]. ASME Journal of Fluid Engineering, 2008, 130(9): 1-12.

[7] KOOPMANN G H, NEISE W, CUNEFARE K A. Fan casing noise radiation [J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 1991, 113(1): 37-41.

[8] FAHY F. Foundations of engineering acoustics [M]. London, UK: Elsevier Academic Press, 2001.

[9] LMS International. SYSNOISE revision 5.6 users manual [M]. Leuven, Belgium: LMS International, 2003.

(编辑 王焕雪)