

对旋轴流风机降噪措施的实验研究

北京航空航天大学 冯毓诚* 赵秀华

【摘要】 针对一台自行设计的高效对旋轴流风机噪声高的缺点, 分析了主要噪声源及噪声的频率特征; 并用消声声衬及适当增加管道长度的方法进行了大量的实验研究, 取得了良好的效果。总声压级由 101 dB (A) 降至 88 dB (A)。

主题词: 频率特性 噪声控制 轴流式鼓风机

分类号: TU 834. 41 V 216. 54

1 前言

与普通风机相比, 对旋式轴流风机最大的缺点是噪声大, 一般都大于 100 dB (A)。实验发现其噪声与叶型、转/静叶片数目比、两转子间的轴向距离、稠度、前、后级转速比等有较大影响。因此应合理选择叶片参数, 寻求新的降噪方法, 在保持高效率的同时, 使噪声下降。

所用的对旋风机^[1]是采用了前掠叶片等新技术自行设计的, 风机流量 $Q = 11700 \text{ m}^3/\text{h}$, 全压 $P = 1300 \text{ Pa}$ 。前、后级叶轮外径 $D_{tI} = D_{tII} = 450 \text{ mm}$, 前、后级转速 $n_I = n_{II} = 2900 \text{ r/min}$, 前、后级静子(电机支杆)叶片数 $B_{sI} = B_{sII} = 3$, 前级动叶数 $B_{rI} = 7$, 后级动叶数 $B_{rII} = 8$ 。其效率为 85.14%。但噪声达 101 dB (A)。分析了噪声源, 研究了管道内对旋转子的频率特征, 还进行了在风机前加装消声声衬, 以及增加管长的降噪实验研究, 取得了良好的效果。总声压级由 101 dB (A) 降至 88 dB (A)。宽频噪声的影响因素较复杂, 常用经验公式估算, 本文不作讨论。离散噪声是由于叶片与来流周期性相互作用引起的。在对旋风机中不仅有前后级静叶与转子叶片间的干涉噪声, 而且还有前后级动叶之间的干涉噪声, 因而其噪声值比普通风机大。

2 实验结果及分析

2.1 声学测量系统

声学测量系统为若干个 CH13 电容传声器, 分别布置在进口外 1 m 处, 45° 方向各 1 个, 还在管道上水平安装了几个。传声器探头与管道内壁齐平安装。传声器记录的声信号经 FDC-2A 型传声放大器放大后, 记录在 TEAC SR-50C 磁带机内, 经实时数据采集系统采集, 再由 FFT 频谱分析仪作频谱分析。由活塞发生器标定和计算机处理后, 得到声场分布频谱图和有关声学数据。由传声放大器量程挡、量程倍乘挡、衰减挡和表头读数及传声器导线修正系数得到声场总声压级。实时数据采集系统、频谱分析系统由软、硬件和计算机组合而成。实时采集系统与磁带机并行联结, 采集系统从磁带机采集的数据可直接转换到分析系统进行频谱分析。

2.2 原型机实验

传声器布置见图 1。由传声器 1 得到的总声压级为 101 dB (A), 其频谱图见图 2。由传声器

3 得到的总声压级为 128 dB (A)。由图可见该风机不仅宽频噪声高,而且离散噪声也比一般风机大。这些离散噪声主要由以下几种干涉引起的。

(1) 前级静叶与前级动叶干涉,以下简称为 $B_{S\text{I}}/B_{R\text{I}}$ 。其频率参数为叶片通过频率 BPF 及其谐波。 $f_{\text{I}} = (SB_{R\text{I}}\Omega_{\text{I}})/(2\pi)$, ($S = 0, \pm 1, \pm 2, \dots$)。式中 Ω_{I} 为前级动叶的转动角速度,即 $B_{S\text{I}}/B_{R\text{I}}$ 干涉引起的气动噪声离散地分布在叶片通过频率及其谐波处。

图 1 原型机扬声器布置图

(2) 后级动叶与后级静叶干涉,简称为 $B_{R\text{II}}/B_{S\text{II}}$ 。其频率参数为叶片通过频率 BPF 及其谐波。 $f_{\text{II}} = (SB_{R\text{II}}\Omega_{\text{II}})/(2\pi)$, ($S = 0, \pm 1, \pm 2, \dots$)。式中 Ω_{II} 为后级动叶的转动角速度。

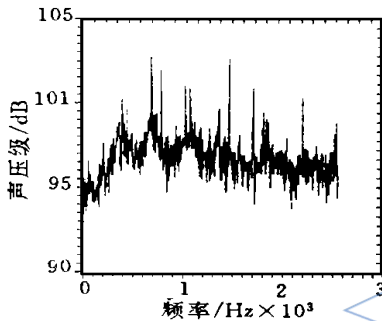


图 2 原型机 1 号传声器频谱图

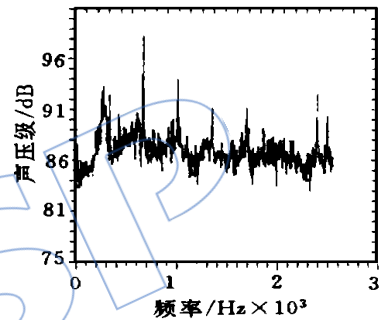


图 3 原型机单独前级 1 号传声器频谱图

以上两种静/转干涉、转/静干涉所引起的气动噪声,其发声机制都是由于上游叶片尾迹与下游叶片相互作用形成非定常脉动力,以偶极子源特性向外传播的结果。表 1 为 $B_{S\text{I}}/B_{R\text{I}}$ 、 $B_{R\text{II}}/B_{S\text{II}}$ 干涉噪声的频率 f_{I} 、 f_{II} 。

表 1 $B_{S\text{I}}/B_{R\text{I}}$ 、 $B_{R\text{II}}/B_{S\text{II}}$ 的 f_{I} 、 f_{II}

谐波 S	1	2	3	4	5
f_{I}	338.3	676.7	1015	1353.3	1691.7
f_{II}	386.7	773.7	1160	1546.7	1933.3

(3) 前、后级动叶之间的干涉,以下称为 $B_{R\text{I}}/B_{R\text{II}}$ 。其发声机制类似于转/静干涉噪声。但由于两个转子均旋转,其频率参数将完全不同^[2]。

$$f_{\text{T}} = (qB_{R\text{I}}\Omega_{\text{I}} - NB_{R\text{II}}\Omega_{\text{II}})/(2\pi) ; \quad (q = 0, \pm 1, \pm 2, \dots, N = 0, \pm 1, \pm 2, \dots)$$

$B_{R\text{I}}/B_{R\text{II}}$ 间的干涉,引起了附加的多种频率成份。由于 N 、 q 的不同组合,可以得到各种频率成份的声波。除非 N 或 $q = 0$, 这些频率间均不能满足倍频程关系。

为了对比,除进行原型机实验外,还进行了单独前级的实验。由传声器 1 得到的频谱见图 3。可以看出,前级噪声谱中,离散噪声已大大减少。且由于没有后级的紊流噪声,宽频噪声也有所下降。由传声器 1 测得的总声压级为 97 dB (A)。文献[3, 4]指出,一般地说,两个不同转向的转子间的干涉是主要的噪声源。本实验证实了这一观点。

3 加装消声声衬的实验

一般的玻璃棉阻性消声器在潮湿、粉尘多的矿井下很快失效,且易燃,一旦被吹落还会造成二次污染,不适于煤矿。特别是超级瓦斯矿井更不宜采用。

微穿孔板消声声衬是综合了阻性消声器和抗性消声器的优点。其消声频带宽、压力损失小、再生噪声低、耐腐蚀、耐高温、潮湿、具有洁净并可经受较高气流的冲击。

本实验在原型机前级与进口集流器之间加装了两段微穿孔板消声声衬^[5],声衬 I、声衬 II。其穿孔率分别为 $\sigma_I =$

2.45%, $\sigma_{II} = 5.09\%$ 。它是有有机玻璃面板、蜂窝结构(空腔)组成。每一空腔就是一个 Helmholtz 谐振腔,从而形成多元 Helmholtz 谐振腔复合体。

加消声声衬后,传声器的布置见图 4。传声器 1 的总声压级为 88 dB(A),比原型机下降 13 dB(A)。传声器 4 为 113 dB(A),比声源处的传声器 3 下降 15 dB(A)。传声器 1 的频谱见图 5。可见各阶频率处声压级均有下降。特别是中、高频段($f > 800$ 以后)更加明显,且宽频噪声的平均值也有较大幅度的降低。但低频段的离散峰值仍较突出。这是因为此消声声衬不是针对本风机设计的。

除进行两段声衬的组合实验外,还进行了分段实验。对声衬 I ($\sigma_I = 2.45\%$)由传声器 1 测出的声压级为 91.5 dB(A),声衬 II ($\sigma_{II} = 5.09\%$)为 93.5 dB(A)。与原型机相比,噪声也下降了。声衬 II 在二阶 BPF 后衰减量较大,而声衬 I 在 BPF 处较大。所以两段声衬组合后其消声频段加宽,效果也明显优于单段声衬。

在两段声衬前后,还有两段锥形转接段。锥形段除能反射声波外,还有抗性消声器的作用。声衬和锥段共组成 4 段不同声阻抗的声衬组件。除了各段自身的效果外,还由于各段间在连接面上声阻抗不同,为了满足动量与压力连续的条件(即必须保持连接面上声压和速度的连续),声波必然会在连接面上反射,从而使噪声衰减^[5]。当然,考虑反射后,管内声场将更为复杂,引起了声模态的重新分布。因而恰当地选择声阻抗,利用连接面上的分布来抑制噪声是一种很好的方法。但应注意声阻抗的匹配,否则将起不到预期的效果。此外,锥段的设计也要注意不应使效率有较大的下降。

4 加装硬壁直管的实验

在原型机前级与进口集流器之间装一段长 300 mm,与实验段等直径的硬壁圆管。并在圆管进口处布置传声器 6。这种方案由 1 号传声器测得的总声压级为 95 dB(A)。比原型机减少 6 dB(A)。1 号传声器得到的频谱见图 6。从图 6 可以看出经直管后无论是离散噪声还是宽频噪声都有较大幅度的减小。这主要是利用管道长度以充分衰减那部分随距离呈指数递减的离散噪

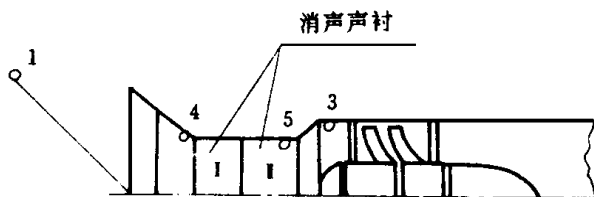


图 4 加消声声衬后传声器布置图

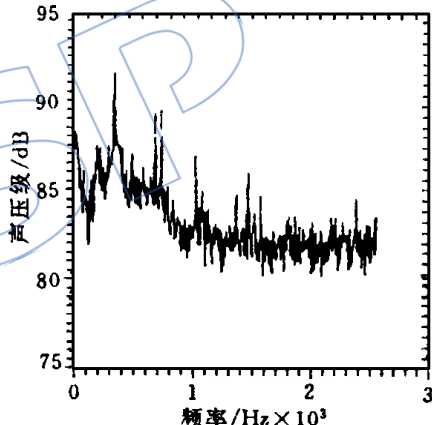


图 5 加消声声衬后 1 号传声器频谱图

声。当然管长增加会引起损失增加,但即使管长增加 1 m,其效率下降不到 1%。本实验中管长为 300 mm,总声压级下降 6~7 dB(A),效率几乎没有下降。因而,在对风机传播模态进行充分分析的基础上,适当增加管长,对风机噪声的控制是有利的。

5 结束语

(1)对旋风机噪声源除了与一般风机相同外,还增加了前、后级动叶之间的干涉噪声。分析表明,这是该种风机的主要噪声源。(2)增加声衬后,总声压级下降。多段声衬与锥段组成串接声衬组件,其效果优于单段声衬。总声压级下降 13 分贝就是这种联合共同作用的结果。(3)在分析传播模态基础上,适当增加管长,利用声波在管道中的截止条件,可以有效地降低噪声。

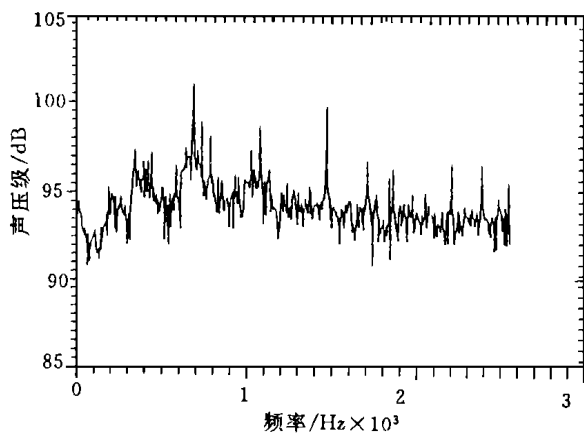


图6 硬壁直管后1号传声器频谱图

参 考 文 献

- 1 钟榕斌,陆亚钧 对旋双级轴流风机的研究 全国首届风机和泵系统节能技术交流会文集,1992
- 2 孙晓峰,周盛 气动声学 北京:国防工业出版社,1994
- 3 Dipl - Ing F. Holste and Dr - Ing W. Neise. Experimental Determination of Main Noise Source in a Propfan Model by Analysis of the Acoustic Spinning Modes in the Exit Plane DGLR/AIAA 92- 02- 138
- 4 Hanson D. H. Noise of Counter- Rotation Propellers J. Aircraft, 1985, 22(7): 609- 617
- 5 吕亚东 航空发动机短舱管道气动声学研究 [学位论文] 北京航空航天大学博士学位论文,1993

(责任编辑 魏星禄)

FULL - LENGTH PAPERS

NUMERICAL COMPUTATION OF 3D TURBULENT FLOW IN A TRANSONIC SINGLE ROTOR COMPRESSOR

Chen Naixing, Huang Weiguang, Zhou Qian

(Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100080)

ABSTRACT The 3D turbulent flow in a transonic single rotor is computed numerically by use of an explicit 3D turbulent time-marching Navier-Stokes solver in finite volume form with the option of applying Baldwin-Lomax turbulent model. This rotor served as the blind test case organized by the ASME Turbomachinery Committee. Its purpose was to provide a forum for a careful assessment of the ability of the various turbomachinery CFD codes available to predict the flow field in modern blading. The computational results by the authors' method were compared with the experiment and presented in the present paper. It is demonstrated that the present method can be used for checking the aerodynamical design.

Key words Rotors Transonic compressors Numerical computation Three-dimensional flow

EXPERIMENTAL RESEARCH ON NOISE REDUCTION OF A COUNTER-ROTATING VENTILATOR

Feng Yucheng and Zhao Xihua

(4th Dept, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083)

ABSTRACT A counter-rotating ventilator with high efficiency has been made, but its noise level is too high. This paper analyzes the noise generation and noise frequency characteristics. A lot of noise experimental researches on noise suppression have been carried out successfully by the aid of acoustic liner or appropriate increase of the duct length. As a result, overall sound pressure level is reduced from 101dB (A) to 88dB (A).

Key words Axial ventilator Frequency characteristic Noise control

STUDY ON AEROELASTIC STABILITY OF ROTOR BLADE IN HOVER

Zhang Chenglin

(1st Dept, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016)

Yu Lin

(Chinese Helicopter Research and Development Institute)

ABSTRACT The aeroelastic stability of coupled flap-lag-torsion dynamics of rotor blades in hover is studied in this paper. According to Hamilton principle, nonlinear partial differential equations of motion for elastic flap bending and torsion of the blade are derived. The spatial dependence of the partial differential equations is discretized by use of the Galerkin finite element method. The effects of some structural parameters are taken into ac-