

模化设计对离心压气机气动噪声的影响

刘晨¹, 张文平¹, 曹贻鹏¹, 刘扬², 明平剑¹

(1. 哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 哈尔滨 150001;

2. 中国船舶重工集团有限公司 重庆江增船舶重工有限公司, 重庆 402263)

摘 要: 采用数值计算方法研究了模化设计对压气机气动噪声的影响, 三维流场计算结果表明模化设计压气机与原始机型满足相似准则, 整机性能参数误差在 2% 以内; 流场结构的分析进一步证实了模化机型与原始机型流场相似。基于非定常雷诺平均方法和声学边界元方法的混合气动声学方法对模化前后的压气机气动噪声进行了数值预测, 结果表明: 压气机气动噪声主要由离散单音噪声和宽频噪声组成, 且离散单音噪声占主导。模化机型总声压级随着模化比减小逐渐减小, 相比于原始机型, 模化机型离散单音噪声峰值仅略有降低, 而宽频噪声大幅提高。压气机气动噪声在进气管口有明显指向性, 模化机型声压幅值和指向性较原始机型降低, 且变化趋势与模化比成正比。

关 键 词: 离心压气机; 模化设计; 气动噪声; 边界元法; 声学指向性

中图分类号: V231.3; TK474.8

文献标志码: A

Effects of modeling design on centrifugal compressor aerodynamic noise

LIU Chen¹, ZHANG Wenping¹, CAO Yipeng¹,
LIU Yang², MING Pingjian¹

(1. College of Power and Energy Engineering,

Harbin Engineering University, Harbin 150001, China;

2. Chongqing Jiangjin Shipbuilding Industry Company Limited,

China Shipbuilding Industry Corporation, Chongqing 402263, China)

Abstract: The effects of modeling design on compressor aerodynamic noise were studied by numerical method, the calculation results of the three-dimensional flow field indicated that the modeling designed compressors and the original model satisfied the similarity criterion, and the relative error of the global performance parameters were less than 2%. The analysis of compressor flow structure further confirmed that the flow field of the modeling designed compressor was similar to that of the original model. The compressor aerodynamic noise was investigated by a hybrid computational aero-acoustic method, which combined unsteady Reynolds averaged Navier-Stokes equations and boundary element method. The results showed that the compressor aerodynamic noise was mainly composed of discrete tones and broadband noise, and the discrete tones dominated in the spectrum. The total sound

收稿日期: 2018-03-21

基金项目: 高技术船舶科研计划

作者简介: 刘晨(1994—), 男, 博士生, 主要从事涡轮增压器振动噪声研究。

通讯作者: 曹贻鹏(1980—), 男, 副教授, 博士, 主要从事动力装置振动噪声控制研究。E-mail: yipengcao@hrbeu.edu.cn

引用格式: 刘晨, 张文平, 曹贻鹏, 等. 模化设计对离心压气机气动噪声的影响[J]. 航空动力学报, 2019, 34(2): 486-494. LIU Chen, ZHANG Wenping, CAO Yipeng, et al. Effects of modeling design on centrifugal compressor aerodynamic noise[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(2): 486-494.

pressure level of modeling designed compressor gradually reduced with the decreasing scale factor, the peaks of modeling designed compressor discrete tones were slightly lower than those of the original model, but the broadband noise was greatly enlarged. Compressor aerodynamic noise showed obvious acoustic directivity in the inlet duct nozzle, the sound pressure amplitude and directivity of the modeling designed compressor was weaker than the original model, and the trend was proportional to the scale factor.

Key words: centrifugal compressor; modeling design; aerodynamic noise; boundary element method; acoustic directivity

随着压气机设计技术和材料科学的发展,高压比压气机广泛应用于航空、船舶和机车等领域^[1]。但由于压气机技术复杂,且压气机内部复杂流动尚存在部分机理需要进一步研究,因此一台性能良好的压气机往往从成熟的母型发展而来,且当前叶轮机械行业系列化设计成为趋势,因此模化设计成为一种重要的大型压气机设计手段^[2-3]。国内外研究者针对压气机低速模化设计已经取得了大量成果。美国 GE 公司借助其低速大尺寸试验台进行了众多叶片的低速模化试验, Wisler 等基于此总结提出了压气机低速模化设计方法和保证模化压气机(简称为模化机型)气动相似性的设计准则^[4-7]。NASA、罗罗公司、韩国首尔大学、上海交通大学、南京航空航天大学以及北京航空航天大学等国内外研究机构和高校均基于低速压气机试验台进行了相关研究,验证了 Wisler 所述理论的准确性和可行性^[8-13]。上述研究多是通过在压比较低的母型机基础上采用前后加级等措施提高压比和流量来进行新机型设计,因此其应用在航空发动机和燃气轮机中的轴流压气机上,较少有研究涉及到高压比离心压气机模化设计。

单级高压比离心压气机因其共同转速和流量下,比功传输能力更高的优点得到了大量应用,但其在运行过程产生的气动噪声问题也日益凸显。大量的试验和仿真研究证实压气机气动噪声具有声压级大、频率高等特性,是整机的主要噪声源之一^[14-17]。当前气动噪声研究主要针对特定压气机或部分压气机结构参数的影响进行,而模化设计对压气机气动噪声的影响鲜有研究涉及。

基于上述原因,本文针对某型大流量、高压比离心压气机,通过相似准则原理进行模化设计,在保证压气机整级几何相似的前提下,得到了模化比分别为 0.875 和 0.75 的模化机型,借助 CFD 数值模拟了压气机流场结构并验证了模化设计的准确性。在原始机型设计工况点及相应的模化

点,基于混合计算气动声学方法预测了模化机型和原始机型的气动噪声,对比分析了模化对压气机气动噪声的影响。

1 原始机型及模化设计

1.1 模化设计准则

模化设计是对叶轮机械相似准则的应用,一般在原始机型特性曲线上选择一个偏离喘振区、高效率的工况点作为模化点,以该点的压比、转速、流量等基本参数作为输入条件,结合模化机型的预期性能指标,计算得到模化机型几何参数,同时保证模化前后压气机内部流场特性相似^[18]。模化设计最基本的参数是模化比 m_1 ,由下式表示:

$$m_1 = \sqrt{\frac{q'_m \sqrt{T_0'^*}}{q_m \sqrt{T_0^*}}} \cdot \frac{p_0'^*}{p_0^*} \tag{1}$$

式中 q_m 、 T_0^* 和 p_0^* 分别为原始机型的质量流量、进气总温和进气总压; q'_m 、 $T_0'^*$ 和 $p_0'^*$ 分别为模化机型的质量流量、进气总温和进气总压。

借助模化比可以通过几何相似求出模化机型的几何尺寸,而模化机型中涉及的角度参数常与原始机型保持一致。一般情况下,模化得到的模化机型压比和效率与原始机型相同,转速 N' 则由下式确定:

$$N' = \frac{p_0'^*}{p_0^*} \cdot \frac{1}{m_1} \sqrt{\frac{T_0'^*}{T_0^*}} N \tag{2}$$

式中 N 为原始机型转速。

1.2 原始机型数值模型验证

原始机型为某型大流量、高压比离心式压气机,单级最高压比为 5.2,基本几何参数见表 1。母型机数值模型如图 1 所示,由进口管、转子、静子和蜗壳组成,并考虑叶顶间隙、压气机封头等结构的影响,同时在近壁面设置边界层并在叶片尾缘等位置局部加密。

表 1 压气机几何参数
Table 1 Geometrical parameters of compressor

参数	数值
主叶片数	8
分流叶片数	8
扩压器叶片数	18
设计转速/(r/min)	23 500
设计压比	4.2
叶轮进口半径/mm	149
叶轮出口半径/mm	210
扩压器进口半径/mm	230
蜗壳进口进口半径/mm	295

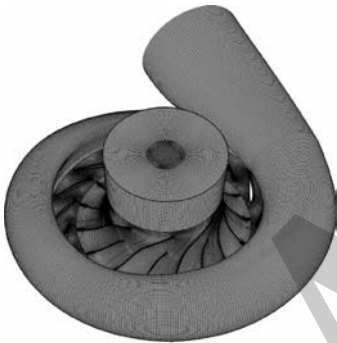


图 1 压气机数值模型
Fig.1 Compressor numerical model

借助商用数值计算软件 CFX 对压气机原始机型进行流场计算,并与试验结果对比验证数值模型。其中,湍流模型选择 RNG (renormalization group) $k-\epsilon$ 模型;压气机原始机型进口给定均匀的总温、总压和轴向均匀进气;计算时,逐渐提高出口背压,到压气机压比增长缓慢时改为给定质量流量,直至无收敛解。

借助前述数值计算方法得到了压气机原始机型设计转速下的特性曲线,如图 2 所示。

从图 2 中可以看出,仿真计算与试验测量的压比基本吻合,仅在个别工况点略有差异。在近堵塞区仿真与试验效率基本一致,而最高效率则要大于试验值,但计算效率随着体积流量的减小快速降低。尽管数值计算和试验测量存在一定误差,但在整个流量范围内,仿真计算结果与试验值的误差小于 2%。考虑到数值模型对压气机结构做了一定简化,且边界条件均设置为理想边界,因此认为原始机型数值模型可以保证计算的准确性。

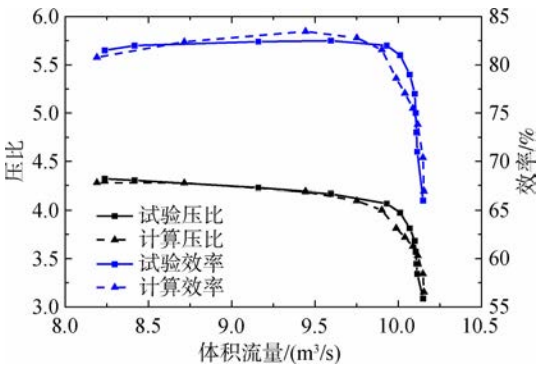


图 2 原始机型设计转速下的特性曲线
Fig.2 Characteristics line of original model at design rotating speed

1.3 模化设计

本文针对原始机型通过相似准则原理进行模化设计,以原始机型设计点作为模化点,保证压气机压比和效率不变,得到了模化比分别为 0.875 和 0.75 的模化机。设计时遵循压气机整级几何相似原则,以原始机型几何参数作为输入条件获取了模化机的几何尺寸,同时保证相应的角度参数一致,转子和静子叶片叶型也保持不变。同时,考虑到模化前后压气机进气总温和总压相同,因此依据式(1)和式(2)可得模化机的整级性能参数,如表 2 所示。

表 2 压气机整级性能参数理论值
Table 2 Theoretical value of compressor global performance parameters

参数	数值		
	原始机型	模化机型 1	模化机型 2
压比	4.2	4.2	4.2
效率/%	83.46	83.46	83.46
转速/(r/min)	23 500	26 857	31 333
体积流量/(m³/s)	9.44	7.23	5.31

2 流场分析

2.1 整级性能参数

表 2 中原始机型参数是试验测量值,相应的模化机整级性能参数则为理论计算值。根据模化设计得到的参数对模化机进行几何建模,得到与原始机型相似的数值模型。采用文中第 1.2 节中所述的计算方法对模化机整级性能参数进行仿真计算,同样计算了其模化设计转速的特性曲线,如图 3 所示。

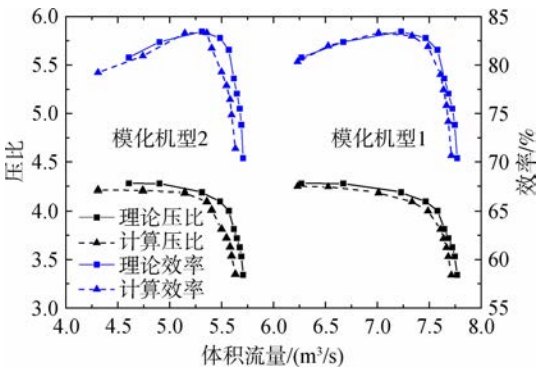


图 3 模化机设计转速下的特性曲线

Fig. 3 Characteristics line of modeling compressor at designed rotating speed

为了更好地说明模化设计效果,通过文中第 1.1 节给出的物理量关系式和原始机型设计转速下的特性曲线测量值,计算得到相应的模化机理论特性曲线。从图中可以看出,仿真计算得到的压比略小于理论压比,而效率值则基本吻合。模化机性能曲线向低体积流量偏移,一定程度上拓宽了压气机运行范围,这在模化比较小时更为明显。

压气机气动噪声分析选择原始机型的设计点和对应的模化点进行,表 3 给出了各工况点计算得到的整级压比和效率,可以看出各机型计算结果基本一致,说明模化设计较好地保证了压气机整级性能。

表 3 压气机整级性能参数计算值

Table 3 Calculation value of compressor global performance parameters

参数	数值		
	原始机型	模化机型 1	模化机型 2
压比	4.19	4.20	4.19
效率/%	83.46	83.30	83.32

2.2 流场结构分析

进一步对压气机内部流场结构进行分析,图 4

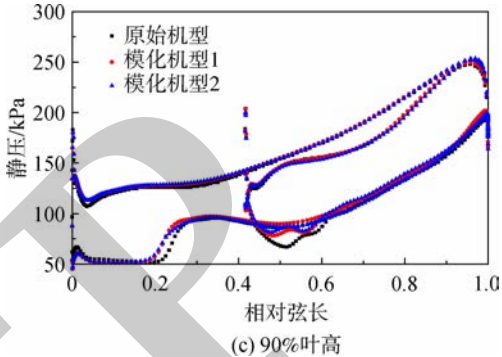
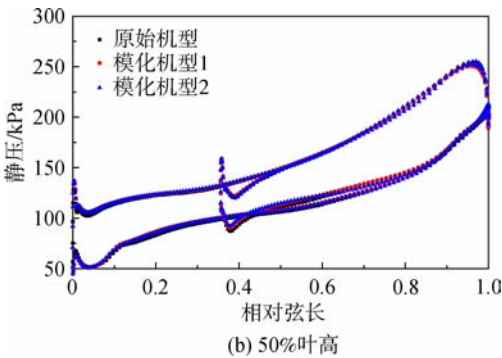
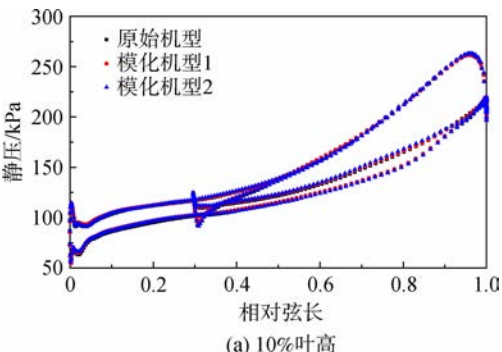
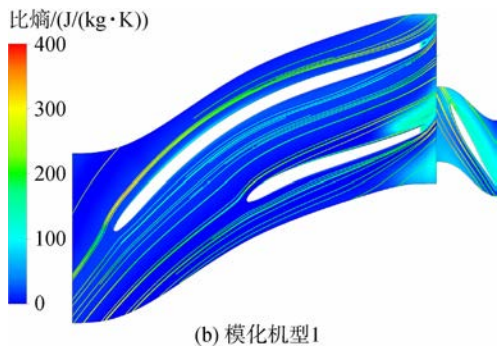
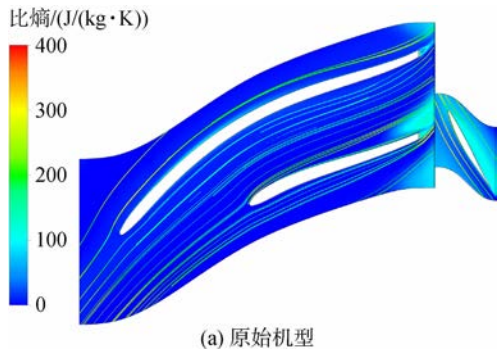


图 4 压气机转子表面静压分布对比

Fig. 4 Comparison of static pressure distribution on compressors rotor blade surface

给出了各机型转子叶片表面静压分布,图中横坐标是无量纲的相对弦长。从图中可以看出压气机转子表面的静压分布基本相符,仅在 90%叶高位置有微小差别,说明模化设计满足相似准则。

图 5 是压气机 50%叶高 S_1 截面比焓云图及



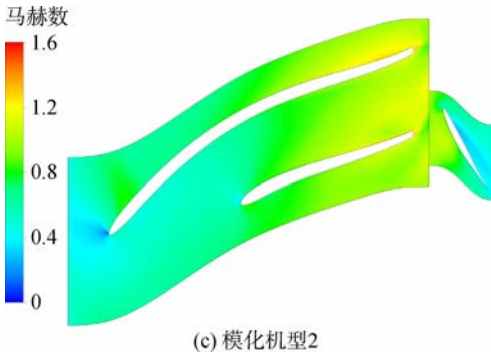
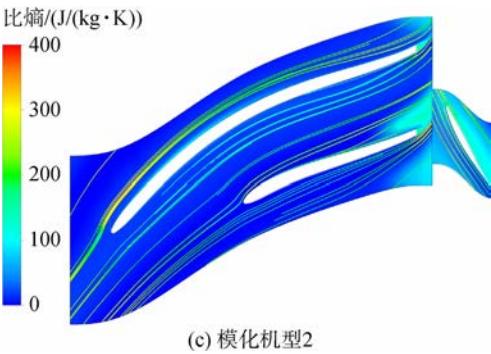


图 5 压气机 50%叶高 S_1 截面比熵云图及流线图
Fig. 5 Specific entropy contours and streamlines distribution of compressors at 50% span, S_1 section

图 6 压气机 50%叶高 S_1 截面马赫数分布图
Fig. 6 Mach number distribution of compressors at 50% span, S_1 section

流线图,从图中可以看出原始机型和模化机型比熵分布基本一致,仅在转子尾缘和静叶处存在较大的比熵增。从速度流线可以看出各机型压气机流动都较为均匀、稳定,无流动分离等现象出现,模化设计保证了流动状态相似。

压气机 50%叶高 S_1 截面马赫数分布如图 6 所示,因为模化机模化比接近于 1,因此其转速相较于原始机型变化不大,故而模化机型和原始机型的马赫数基本相同,各机型均无速度突变出现,仅在转子主叶片及静子叶片尾缘处存在马赫数变化。

通过以上的整级性能参数和压气机内部流场结构对比可以看出,模化设计的压气机在对应工况与原始机型设计点工况基本一致,可以与原始

机型保持相同的流动状态,因而认为模化机型可用于后续的气动噪声分析。

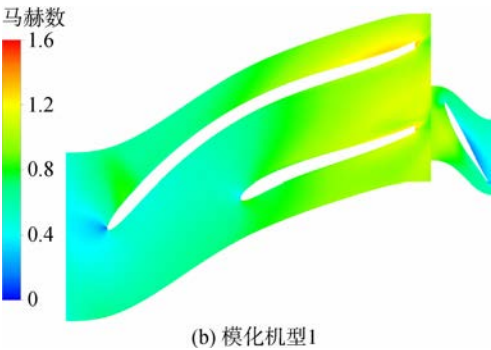
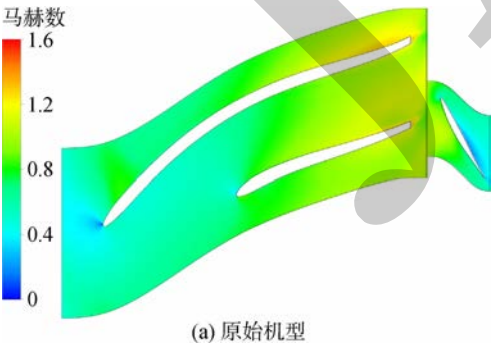
3 模化对气动噪声影响

3.1 气动噪声预测方法

压气机气动噪声源依据气动声学理论可以分为单极子声源、偶极子声源和四极子声源。单极子声源又称为叶片厚度噪声,但其噪声辐射量级小,因此单极子声源经常被忽略。流体噪声源的量纲分析说明由偶极子声源引起的脉动力辐射噪声声功率与流速的 6 次方成正比,而四极子声源引起的脉动应力辐射噪声声功率与流速的 8 次方成正比,因而在压气机气动噪声计算中偶极子声源是主要噪声源,四极子声源也可以被忽略。

偶极子声源又可以被进一步分为定常叶片力声源和非定常叶片力声源,两者都会诱导产生离散单音噪声(发生在叶片通过频率及其倍频处的叶片谐波噪声),同时非定常叶片力声源还会诱导产生宽频噪声。压气机作为典型的叶轮机械,其旋转的叶片表面使得气动噪声主要体现为旋转偶极子声源和空间四极子声源,故而本文计算时将声源简化为偶极子声源。

压气机气动噪声模拟采用混合计算气动声学方法,该方法使用流场数值计算得到的声源信息,再借助声类比等气动噪声计算方法进行噪声预测。本文首先计算压气机非定常流动特性,提取选定声源面的时域脉动压力作为声源进行相应的噪声计算。非定常流场模拟时间步长取为 5×10^{-6} s,以保证在每个时间步内叶片旋转不超过 1° ,从而确保非定常脉动压力周期性波动^[19]。根据奈奎斯特采样定律中的时域采样定理,该时间步长所能计算到的噪声最大频率为 100 kHz,满



(a) 原始机型

(b) 模化机型1

足分析需要。压气机气动噪声主要噪声源是离散单音噪声,其峰值对应频率的计算公式如下:

$$f_{\text{bpf}} = \frac{N_0 Z}{60} \tag{3}$$

其中 N_0 为压气机转速, Z 为主叶片数。

压气机气动噪声计算中选择叶轮进口面作为声源面,非定常流动计算中得到的具有稳定周期性的时域压力脉动信息经傅里叶快速变换后被简化为偶极子声源。原始机型和模化机型的非定常流动计算时间步长均为 5×10^{-6} s,为保证叶片通过频率在计算得到的噪声频点内,各机型对应的噪声频谱分辨率分别为 65.3、67.4、67.6 Hz。

3.2 气动噪声预测模型

如图 7 所示,压气机气动噪声数值预测模型由压气机边界元网格、场点网格和声学指向性网格组成。压气机边界元网格包括压气机进口管壁面、叶轮罩壳、扩压器两侧平壁以及蜗壳。本文主要计算压气机在自然进气状态下的管口气动噪声,因此边界元网格中压气机进口设置为敞口形式;而压气机蜗壳出口与管路相连,因此在声学边界元网格中蜗壳出口封闭,且设置为反射边界;同时,压气机转子封头结构也被考虑在内,并设置为刚性壁面,以保证声学模型更接近真实情况。

场点网格是一个半径为 1 m 的球形包络计算域,球心为压气机叶轮 50% 弦长与转子轴线交点,如图 7(b) 所示。在场点网格上布置有 5 个声压监测点 $P_{s1} \sim P_{s5}$ 。声学指向性网格布置在相互垂直的三平面上,半径同样为 1 m,圆心与场点网格球心相同。

压气机有 8 个主叶片,其设计转速 23 500 r/min 对应的叶片通过频率为 3 133 Hz,因此 10 kHz 的计算频率上限可以涵盖离散单音噪声前 3 阶峰值,因此选定压气机气动噪声频率计算范围为 0~10 kHz。声学边界元计算中通常假设在最小波长范围内至少有 6 个单元,取 298 K 时声速

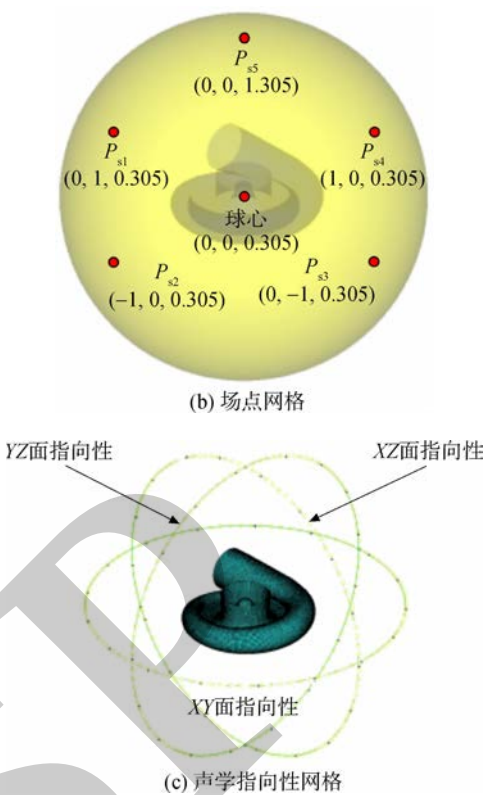


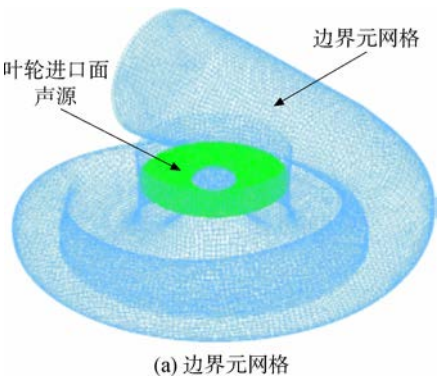
图 7 压气机气动噪声预测模型(单位:m)
Fig. 7 Compressor aerodynamic noise prediction model
(unit:m)

为 344 m/s,则对应最高计算频率 10 kHz 的最大单元长度为 5.7 mm,因此本文所用边界元网格与场点网格单元长度均小于 5 mm,以保证数值计算的准确度。

3.3 气动噪声特性

声压监测点在各机型声场数值计算中得到的气动噪声频谱如图 8 所示,可以看出压气机气动噪声主要由发生在叶片通过频率及其倍频处的离散单音噪声和涵盖整个频带的宽频噪声组成,且离散单音噪声占主导。相比于原始机型,模化机型离散单音噪声声压级峰值仅略有降低,声场计算中已将声源简化为偶极子声源,故而可诱导产生离散单音噪声的激励源包括(非)均匀定常流动、二次流动以及涡脱落等,结合图 5 和图 6 可知压气机流场并无明显的二次流动和涡脱落现象,且非定常计算保证了脉动压力周期性波动,因此可以进一步确认模化设计保证了压气机几何和流场结构相似。

但与离散单音噪声不同,压气机宽频噪声声压级大幅提高。非均匀非定常流动、二次流动、涡脱落和湍流边界层流动会诱导产生宽频噪声。考虑到压气机流场并无明显的二次流动和涡脱落,



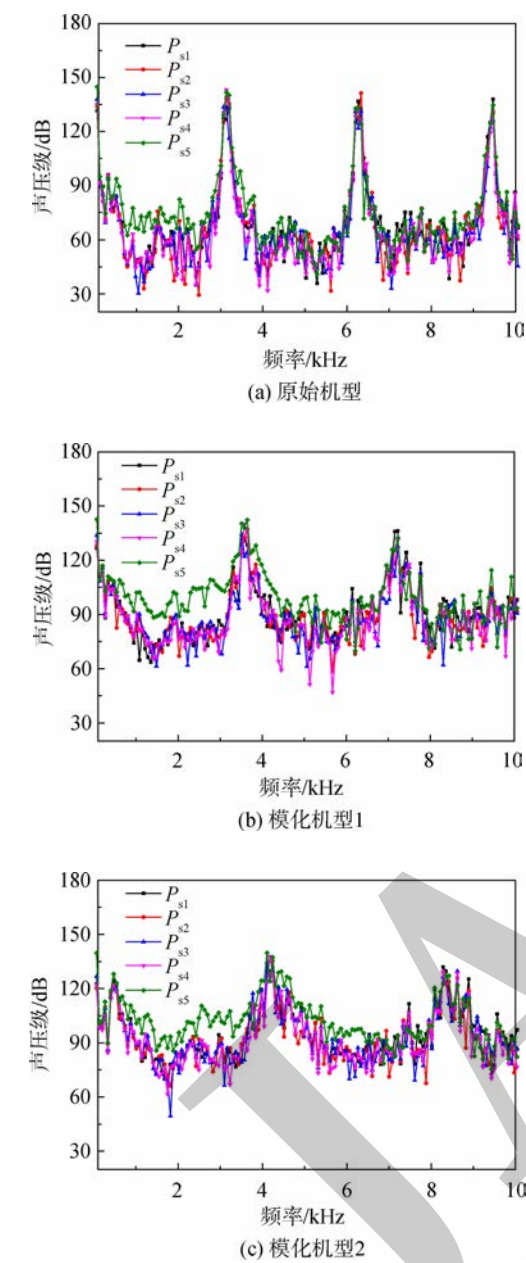


图 8 压气机气动噪声频谱

Fig. 8 Compressor aerodynamic noise spectrum

推断宽频噪声增大的原因可能是模化机型叶型及叶片角度均与原始机型相同,未做进一步优化,使得湍流边界层流动恶化导致。

进一步对压气机气动噪声的总声压级进行讨论,图 9 给出了各机型在声压监测点得到的 0~10 kHz 总声压级,可以看出模化机型总声压级降低,且模化比越小,总声压级越小。各监测点之间总声压级差别较大,这主要是因为压气机气动噪声传播过程中受压气机壳体等结构影响,发生发射和折射。

从图 8 和图 9 可以看出,压气机气动噪声自进气管口传播到外界环境时声压分布并不均匀,

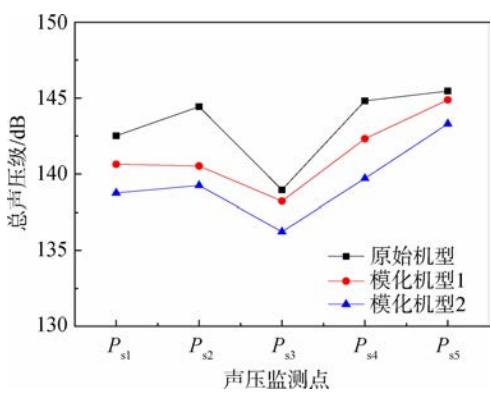


图 9 压气机气动噪声总声压级

Fig. 9 Total sound pressure level of compressor aerodynamic noise

因而在气动噪声数值计算的基础上进一步讨论压气机气动噪声的辐射指向性。图 10~图 12 是声学指向性网格在 3 个坐标平面内获取的叶片通过频率及其 1 阶谐频下的声压指向性。从图中可以看出 XZ 面和 YZ 面在压气机管口一侧有明显的指向性,这说明压气机气动噪声传播能量主要集中在管口的一个锥形区域内。随着压气机频率增大,指向性和声压幅值都减弱,同时 XY 面则无指向性。相比于原始机型,模化机型声压幅值小,指

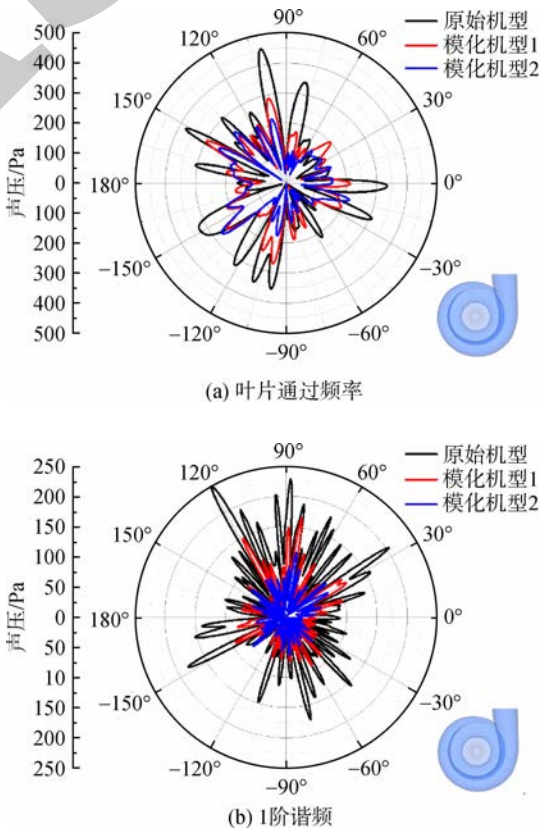
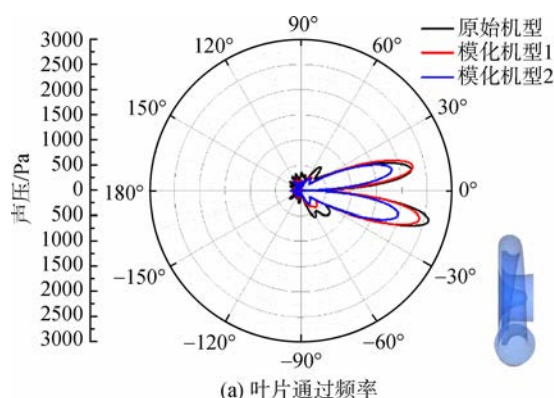
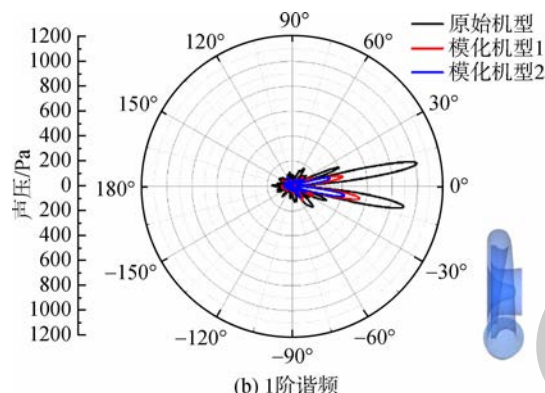


图 10 XY 面声学指向性

Fig. 10 Acoustic directivity on XY surface



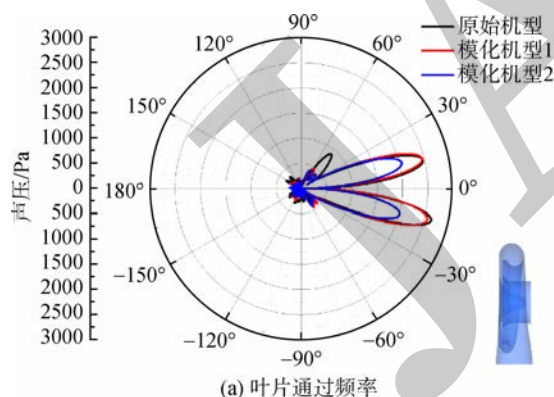
(a) 叶片通过频率



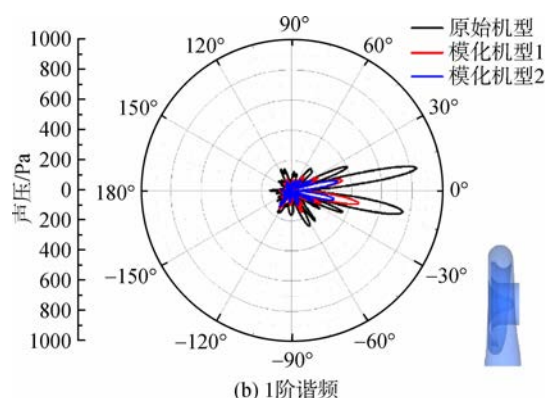
(b) 1阶谐波

图 11 XZ 面声学指向性

Fig. 11 Acoustic directivity on XZ surface



(a) 叶片通过频率



(b) 1阶谐波

图 12 YZ 面声学指向性

Fig. 12 Acoustic directivity on YZ surface

向性弱,且模化比越小这一趋势越明显,这与压气机气动噪声总声压级的变化吻合。

4 结 论

本文针对大流量、高压比离心压气机采用数值计算的方法分析了模化对压气机气动噪声的影响,结果表明:

1) 基于相似准则设计的模化机型可以保证与原始机型几何和流场相似,整级性能参数误差在 2% 以内。

2) 压气机气动噪声主要由发生在叶片通过频率及其倍频处的离散单音噪声和涵盖整个频带的宽频噪声组成,且离散单音噪声占主导。相比于原始机型,模化机型离散单音噪声声压级峰值仅略有降低,而宽频噪声声压级大幅提高。模化机型总声压级与原始机型相比有所降低,且模化比越小,总声压级越小。

3) 压气机气动噪声在进气管口有明显指向性,相比于原始机型,模化机型声压幅值小,指向性减弱,且模化比越小这一趋势越明显。

参考文献:

- [1] JAPIKSE D. Centrifugal compressor design and performance[M]. White River Junction, Vermont: Concepts ETI, 1996.
- [2] 于成海. 低速相似模化原理在高负荷轴流压气机设计中的应用[D]. 北京: 中国科学院大学, 2016.
YU Chenghai. Application of the low-speed similitude modeling principle in highly loaded axial compressor design [D]. Beijing: University of Chinese Academy of Science, 2016. (in Chinese)
- [3] 黄天豪. 压气机低速模化设计及机匣处理研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2014.
HUANG Tianhao. Low-speed model design and casing treatment study for compressor [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2014. (in Chinese)
- [4] 陈光. GE 公司的低转速研究用压气机与涡轮试验器[J]. 燃气涡轮试验与研究, 1995, 8(4): 1-3.
CHEN Guang. Low-speed research compressor and turbine facility at GE[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 1995, 8(4): 1-3. (in Chinese)
- [5] WISLER D C. Core compressor exit stage study: Volume I blading design[R]. NASA CR-135391, 1977.
- [6] WISLER D C. Loss reduction in axial flow compressors through low-speed testing[R]. ASME Paper 84-GT-184, 1984.
- [7] WISLER D C, HALSTEAD D E, BEACHER B F. Improving compressor and turbine performance through cost-effective low-speed testing[R]. International Symposium of

Air Breathing Engine ISABE 99-7073,1999.

[8] BARANKIEWICZ W S, HATHAWAY M D. Effects of stator indexing on performance in a low speed multistage axial compressor[R]. ASME Paper 97-GT-496,1997.

[9] GALLIMORE S J, BOLGER J J, CUMPSTY N A, et al. The use of sweep and dihedral in multistage axial flow compressor blading: Part II low and high speed designs and test verification[J]. Journal of Turbomachinery, 2002, 124(4):49-59.

[10] LIM H S, LIM Y C, KANG S H, et al. Experimental analysis about the magnitude of the draft frequency growth near stall in the axial compressor[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2011, 25(5):1317-1324.

[11] 李艳开, 黄天豪, 孟德君, 等. 压气机转子叶片叶尖流场的低速模化设计[J]. 航空动力学报, 2015, 30(1):237-247.

LI Yankai, HUANG Tianhao, MENG Dejun, et al. Low-speed modeling design for tip flow field of compressor rotor blade[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(1): 237-247. (in Chinese)

[12] 蒋浩康, 李雨春, 张洪, 等. 研究转子内流动的大尺寸轴流压气机实验装置和动态测量技术[J]. 航空动力学报, 1992, 7(1):1-8.

JIANG Haokang, LI Yuchun, ZHANG Hong, et al. Experimental device and dynamic measurement technology of large size axial compressor for studying rotor internal flow [J]. Journal of Aerospace Power, 1992, 7(1):1-8. (in Chinese)

[13] 王志强. 高压压气机低速模拟方法研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2010.

WANG Zhiqiang. Research on the method of low-speed model testing for high pressure compressor[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2010. (in Chinese)

[14] RAITOR T, NEISE W. Sound generation in centrifugal compressor[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 314 (3/4/5):738-756.

[15] HYOSUNG S, SOOGAB L. Numerical prediction of centrifugal compressor noise[J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 269(1/2):421-430.

[16] 温华兵, 徐文江, 鲍苏宁, 等. 柴油机废气涡轮增压器噪声机理及性能试验研究[J]. 内燃机工程, 2013, 34(1):76-80.

WEN Huabing, XU Wenjiang, BAO Suning, et al. Experimental research on noise characteristics and mechanism of marine diesel engine turbocharger[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2013, 34(1):76-80. (in Chinese)

[17] STEFANO F, STEFANO P, GIUSEPPE C. CFD analysis of the acoustic behavior of a centrifugal compressor for high performance engine application[R]. Bologna, Italy: 68th Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association, 2014.

[18] 李燕生, 陆桂林. 向心透平与离心压气机[M]. 北京: 国防工业出版社, 1987.

[19] NAVARRO R. A numerical approach for predicting flow-induced acoustics at near-stall conditions in an automotive turbocharger compressor[D]. Valencia, Spain: Universitat Politecnica de Valencia, 2014.

(编辑: 陈 越)