

丙烯压缩机末级偶极子气动声源识别

卢傅安, 祁大同, 汤宏涛

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 使用 Helmholtz 实际气体状态方程和 Realizable $k-\epsilon$ 湍流模型, 对百万吨乙烯装备中丙烯压缩机末级三维流场进行数值模拟. 为了使计算加速收敛, 采用 6 次多项式对 Helmholtz 实际气体状态方程进行拟合并采用完全多重网格(FMG)初始化技术. 使用静压随时间的变化率 $\partial p/\partial t$ 作为识别偶极子声源的参数, 对该末级压缩机偶极子声源的空间分布及频域特性进行了细致的分析. 研究表明: 该压缩机级的主要偶极子气动声源位于叶轮和无叶扩压器相连接处, 即在轮盘和轮盖外侧及扩压器靠近叶轮的部位, 蜗壳处偶极子声源相对较弱; 随着工质沿扩压器向下游流动, 噪声的高频分量衰减很快, 而基频分量衰减较慢; 该压缩机级的气动噪声主要以基频为主.

关键词: 丙烯压缩机; 实际气体; 偶极子声源

中图分类号: TB652; TB53 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2009)09-0100-04

Dipole Source Identification in Last Stage of Propylene Compressor

LU Fu'an, QI Datong, TANG Hongtao

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

Abstract: The three-dimensional turbulent flow in the last stage of a propylene compressor in a megaton ethylene equipment was simulated with the Helmholtz real gas equation and the Realizable $k-\epsilon$ turbulence model. To accelerate convergence, full multigrid technology was used to obtain the initial solution, and a polynomial with variables to the power six was adopted to fit the Helmholtz real gas equation. The variation rate of time with the static pressure, $\partial p/\partial t$, was applied to identify dipole source. The analysis on space distribution and frequency characteristics of dipole source was performed. The results show that the maximum dipole source is located at the junction of the impeller and the diffuser. The high-frequency noise components attenuate faster than the blade passing frequency with the working fluid flowing downstream from the diffuser. In addition, the noise in the last stage of the compressor is mainly at blade passing frequency.

Keywords: propylene compressor; real gas; dipole source

大型离心压缩机广泛用于石油、化工等领域, 用来压缩乙烯、氢气、二氧化碳等实际气体. 实际气体三维黏性流场计算存在计算时间长、收敛困难等问题, 到目前为止, 采用实际气体模型来计算大型离心压缩机内部三维流场的研究工作很少, 而且都是定常的研究^[1-4]. 刘瑞涛^[1]的研究表明: 采用实际气体模型对压缩机的模型级进行数值模拟时, 压缩机的性能更接近实验值.

由气动声学著名的 FW-H 方程可知, 运动物体

与流体相互作用产生的声场是由 4 极子声源、偶极子声源以及由位移产生的单极子声源的叠加组成^[5]. Khelladi 等人^[6]对高速离心压缩机的研究表明, 离心压缩机的主要气动噪声源是偶极子源, 单极子源只在轴向不可忽略. Lowson 等人^[7]从理论上推导出偶极子气动声源对声场的贡献主要取决于静压对时间的变化率 $\partial p/\partial t$, 因此本文以 $\partial p/\partial t$ 作为识别偶极子声源的参数.

本文的研究对象为百万吨乙烯装备中丙烯压缩

16 GB 的内存资源.

2 计算结果及分析

2.1 流场计算结果及分析

从图 3 可以看出,叶轮出口气流对无叶扩压器进口的冲击很强烈,从子午面上看,在叶轮尾迹的冲击作用下出现了两个涡旋,使得该处的流场混乱,压力脉动,流动参数分布不均匀,其中轮盖侧比轮盘侧影响更大.在叶轮出口与扩压器进口间隙处的旋涡不仅强度大,而且造成叶轮轮盖外侧间隙内压力低而主流区压力高,同时这两个漩涡的存在造成了扩压器进口静压分布沿宽度方向不均匀.

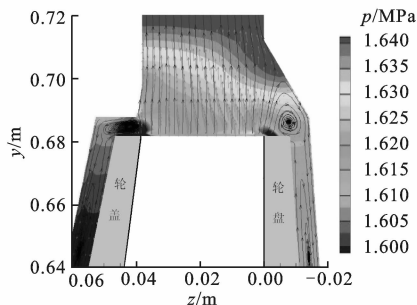


图 3 叶轮和扩压器连接处子午面静压分布及流线图

2.2 主要气动声源的识别

已有的研究表明,离心压缩机内部的噪声源主要为偶极子噪声源,单极子和 4 极子声源很小,且由于计算能力的限制,因此本文仅考虑偶极子声源,即固体壁面上的非定常压力脉动产生的噪声.

2.2.1 偶极子声源空间分布特性分析 通过对离心压缩机级进行非定常计算,可以获得离散时间点上压缩机内部固体壁面的静压数据.计算稳定后,输出每一时间步各固体壁面上的静压力,然后编程计算壁面上各节点压力对时间的导数.导数的计算采用具有以下 4 阶精度的中心差分格式

$$\left. \frac{\partial p}{\partial t} \right|_t = \frac{p_{t-2} - 8p_{t-1} + 8p_{t+1} - p_{t+2}}{12\Delta t} \quad (2)$$

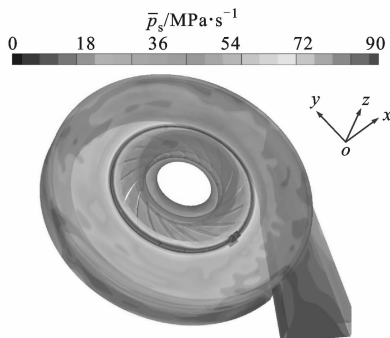
为直观地显示声源分布的具体信息,定义静压变化率的时均值为偶极子声源强度,即

$$\bar{p}_s = \left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial p}{\partial t} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (3)$$

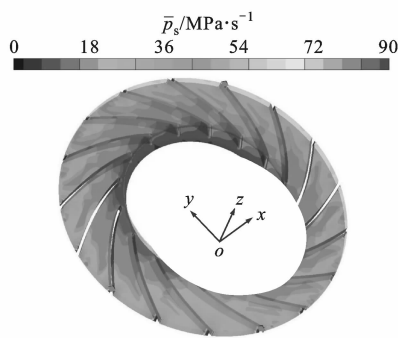
图 4 显示了该压缩机级的偶极子声源强度的空间分布,各壁面上声源强度最大的点用八面体标出.从图 4 可以看出,叶轮壁面偶极子声源强度沿径向逐渐增大,在叶轮出口部位偶极子声源强度最大.扩压器上的声源强度沿径向逐渐减小,在靠近叶轮出口一侧具有最大声源强度值.蜗壳壁面的偶极子声源强度则有随着周向角增大而降低的趋势,而且蜗壳上偶极子声源的强度总体上要比叶轮和扩压器上的偶极子声源强度小.从整级上看,声源强度最大的部位位于叶轮和无叶扩压器相连接处.

2.2.2 偶极子声源的频域特性分析 在上述声源时均强度的计算中通过对比找到各壁面上声源强度最大的点,然后提取这些观察点上 $\partial p / \partial t$ 的时域数据进行频谱分析.由于 $\partial p / \partial t$ 只是偶极子声源强度的标志,因此以下的分析中,纵坐标只能作为偶极子声源相对大小的标志,而不是偶极子声源本身的大小.该级基频 $f_0 = 830.17$ Hz.压缩机级主要壁面上声源强度最大点的功率谱如图 5 所示,图中横坐标为斯特劳哈数 $St = f / f_0$,纵坐标为各频率上 $\partial p / \partial t$ 功率的大小,用 P 表示.

从图 4 和图 5 可知:轮盖前缘壁面声源强度最大的点比较靠近叶片前缘区域,受叶轮的影响较大,具有较高的基频分量,高次谐波的影响也比较显著;叶轮表面的偶极子声源表现出近乎相同的频谱特性,能量在各频段的分布比较均匀,仅在 2、12、14 次谐波附近稍显突出,没有体现出基频及各次谐波的特征;叶轮出口间隙部位的声源强度最大,基频及各



(a) 整级壁面偶极子声源时均强度



(b) 叶轮壁面偶极子声源时均强度

图 4 压缩机级整级及叶轮壁面上的偶极子声源时均强度

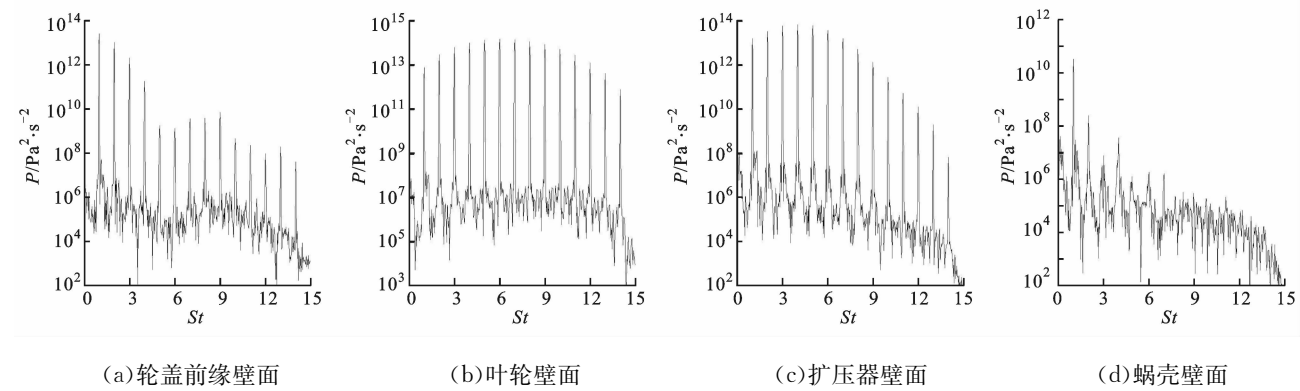


图 5 压缩机级主要壁面上偶极子声源强度最大点的 $\partial p/\partial t$ 功率谱

次谐波所具有的能量均较大;扩压器壁面离扩压器进口的距离较远的地方,高频谐波分量有所衰减,但 3、4、5 次谐波的能量仍较大;沿着扩压器半径增大的方向,各高频分量衰减很快;扩压器出口弯道部分仅基频和 2 次谐波具有相对较高的能量,但相对扩压器进口已有很大的衰减;流体对壁面施加的高频脉动压力沿扩压器半径方向衰减很快,此现象在一定程度上反映了高频噪声的传播特性;流场中噪声的基频及 2 次谐波可以通过扩压器传播至下游蜗壳流道;蜗壳各壁面声源主要以基频及其 2 次谐波为主。

3 结 论

- (1)该压缩机级的偶极子声源强度较大的部位主要位于叶轮和无叶扩压器相连接处,而不在蜗舌区域.因此,对叶轮出口及扩压器进口结合处的设计、加工及间隙控制进行改进,将有利于改进流动,同时可降低噪声。
- (2)轮盘和轮盖外侧及扩压器靠近叶轮的部位的偶极子声源在基频及基频的各次谐波上均有较强的能量分布,扩压器远离叶轮的部位则以基频及相应的 2 次谐波分量为主.随着工质沿扩压器向下游流动,噪声的高频分量衰减很快,而基频分量的衰减较慢.这说明该级的气动噪声以基频为主。
- (3)蜗壳中的偶极子声源主要以基频和 2 次谐波为主,且声源能量较扩压器中有所衰减.蜗舌处偶极子声源强度相对较弱。

参考文献:

[1] 刘瑞韬,徐忠. 离心压气机实际气体三维粘性流场分析

[J]. 西安交通大学学报,2004,38(3):317-321.
LIU Ruitao, XU Zhong. Numerical investigation to the flow of real gas in a centrifugal compressor [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University,2004,38(3):317-321.
[2] 朱永波,赵晓路. 离心压气机实际气体准三元数值计算 [J]. 工程热物理学报,1998,19(2):189-192.
ZHU Yongbo, ZHAO Xiaolu. The quasi-3D numerical computation in centrifugal compressor compressing real gas [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1998,19(2):189-192.
[3] 孙玉山,黄淑娟,徐忠. 压缩理想气体和实际气体的离心式叶轮流场分析[J]. 工程热物理学报,1994,15(3): 270-274.
SUN Yushan, HUANG Shujuan, XU Zhong. The flow field analysis in centrifugal impellers compressing perfect and real gases [J]. Journal of Engineering Thermophysics,1994,15(3):270-274.
[4] PAOLO B, FILIPPO R, ANDREA A, et al. Real gas effects in turbomachinery flows: a computational fluid dynamics model for fast computations [J]. Journal of Turbomachinery,2004,126(4):268-276.
[5] FFOVCS W J, HAWKINGS D. Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion [J]. Philosophical Transactions for the Royal Society of London: A,1969,264(7):321-342.
[6] KHELLADI S, HOUIDRI S, BAKIR F, et al. Predicting tonal noise from a high rotational speed centrifugal fan [J]. Journal of Sound and Vibration,2008,313(1/2):113-333.
[7] LOWSON M V. The sound field for singularities in motion [J]. Proceedings of the Royal Society of London: Series A,1965,286(8):559-572.

(编辑 王焕雪)