

有叶扩压器内部流场的 PIV 实验测量

张 莉¹, 王启杰¹, 陈汉平²

(1. 上海电力学院 动力工程系, 上海 200090; 2. 上海交通大学 机械学院, 上海 200030)

摘 要: 采用可以获得瞬时速度场的 PIV 技术对有叶扩压器内的流动进行了实验研究, 测量了不同流量工况下的有叶扩压器内部流场, 对实验数据采用整体平均法进行了处理, 得到了显示各流量工况下的速度场分布图, 并对其进行了分析和讨论。

关 键 词: 有叶扩压器; 实验测量; PIV

中图分类号: TK313 文献标识码: A

1 引 言

在设计工况下, 有叶扩压器性能好于无叶扩压器, 对改善离心叶轮机内流动和性能有利。由于叶轮叶片与有叶扩压器叶片的相互干涉, 有叶扩压器流道内的流动就更为复杂。与无叶扩压器相比较而言, 对有叶扩压器内部流动的研究较少^[1~5], 而且实验研究也多是单点测量技术下的定常流动测量。为了能够从全场角度来了解有叶扩压器内的流动, 本文采用可以获得瞬时速度场的 PIV 技术, 对有叶扩压器内流动的瞬时速度场进行了测量, 并对测量结果进行了分析和讨论。

2 实验装置

2.1 实验台

本实验研究是在文献[6]中构建的多功能离心风机实验台上进行的, 并采用叶轮与有叶扩压器相配合的几何结构形式。有叶扩压器为平行直壁有叶扩压器。有叶扩压器的宽度与叶轮出口宽度相同, 有叶扩压器的叶片为二元叶片, 数目与叶轮叶片的数目相同。

2.2 PIV 测量系统

试验所用的 PIV 系统由丹麦的 Dantec 公司出产, PIV 系统的设置与文献[6~7]相同。片光源与

CCD 相机的布置如图 1 所示, CCD 相机的底片大小为 1018×1008 像素, 查询区大小为 32×32 像素, 查询区重叠率为 25%; 双曝光时间间隔为 $50 \mu\text{s}$, 工作时间间隔为 300 ms。加入流场中的示踪粒子为超声波加湿器产生的水雾, 粒径范围为 $1 \sim 5 \mu\text{m}$ 。

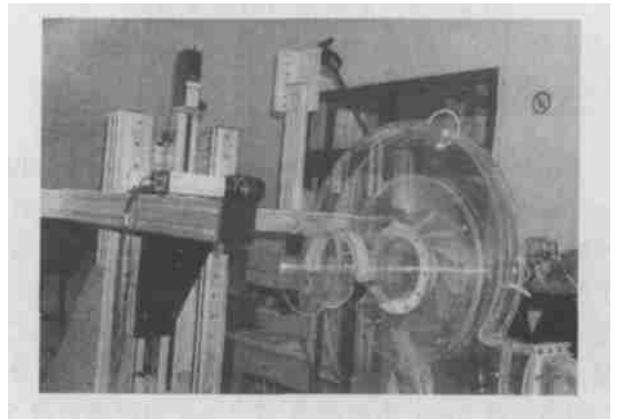


图 1 PIV 光路系统的布置

鉴于受 CCD 相机的拍摄测量区域的限制, 无法实现全面考察有叶扩压器各叶片流道内的流动, 只能实现对其内部有限区域的测量。为了便于测量的实现, 对有叶扩压器内的流动进行一定的假设, 忽略蜗壳的非对称性外形对有叶扩压器各叶片流道内流动影响的不同, 假定有叶扩压器每个叶片流道内的流动状态均相同。因此, 只需测量有叶扩压器内某一叶片流道内的流动来代表有叶扩压器内的流动。即使如此, 对于本文有叶扩压器某一完整的叶片间流道区域, 若想实现 CCD 相机的有效拍摄也是相当困难的(拍摄区域约需 $250 \text{ mm} \times 250 \text{ mm}$)。最终作者选定图 2 中的虚线矩形框作为实际测量区域, 其大小约为 $150 \text{ mm} \times 150 \text{ mm}$, 矩形框的左半侧包含了叶片流道区域的前半程, 矩形框的右半侧包含了叶片流道区域的后半程。扩压器叶片间一个完整的流

收稿日期: 2004-02-18

基金项目: 上海市教委青年发展基金资助项目(01QN58); 上海市教委重点培育学科资助

作者简介: 张 莉(1973-), 女, 河南商丘人, 上海电力学院副研究员。

道区域的获取, 通过旋转测量区域一个叶片周期位置, 将原始测量区域和旋转后的测量区域拼接在一起获得。

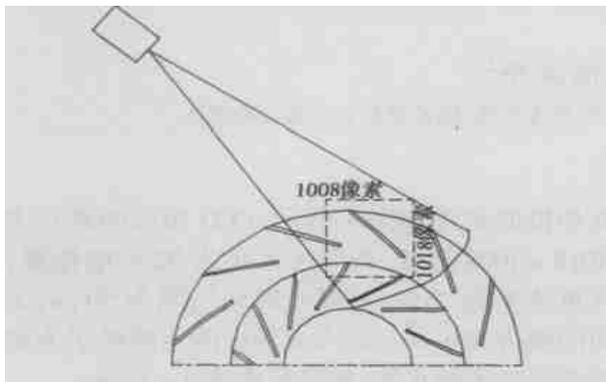


图 2 有叶扩压器内的测量区域

3 实验结果分析

在叶轮 800 r/min 转速下, 分别对 $Q = 0.149$ kg/s, 0.199 kg/s, 0.238 kg/s 三种流量运行工况下有叶扩压器内部的瞬态流场进行了 PIV 实验测量, 为了便于表述, 以下本文将称这三种工况为小流量工况、中流量工况和大流量工况。对于每一种流量工况, 在三个不同轴向位置处的面上布置了测量面, 分别距离前盘 5 mm、距离前盘 17.5 mm 和距离后盘 5 mm, 以下将称这三个位置为近前盘、中间位置和近后盘。

3.1 实验数据的处理

通过 PIV 测量技术获得的第一手实验数据是有叶扩压器内的瞬态速度矢量场分布, 这些数据包含了有叶扩压器内部流动的各种信息, 但难以直接归纳和分析。本文采用整体平均法, 对实验数据进行了归纳, 整体平均处理力图从实测流场中消除叶轮相位和非定期的影响, 显示流场的空间三维性质, 所以也可称为定常流动假设下的平均处理。关于有叶扩压器内部流场的非定常特性部分, 作者将在以后的工作再撰文加以分析, 整体平均法如下所述: 取有叶扩压器内的一个叶片通道作为周期性子域 $\Delta\theta$, 取出叶轮某一叶片经过 $\Delta\theta$ 过程中 N 个均分周向相位时的扩压器流场实测数据按式(1)进行平均:

$$\bar{C}(x, y, z) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N C(x, y, z, \theta_i) \quad (1)$$

其中: θ_i — 叶轮处于不同相位时的相位角。

3.2 小流量工况

对小流量工况下有叶扩压器内部流动的瞬时测

量结果进行了定常假设的整体平均处理, 图 3 所示为小流量工况时有叶扩压器近前盘、中间位置和近后盘 $r-\theta$ 面上的速度矢量分布图。

这里需要说明的是, 图 3 中所示的矩形框是图 2 中选取的 PIV 测量区域, 但该区域没有包含一个完整的叶片流道, 而是包含了相邻两个叶片流道的不同部分。为了获得一个完整叶片流道区域内的速度矢量, 本文在生成速度矢量图时, 将测量区域的数据旋转一个叶片周期位置, 然后将原始测量区域和旋转后的测量区域拼接在一起, 获得一个完整叶片流道区域内的速度矢量分布。图中在区域衔接处, 由于区域拼接时速度矢量的位置点不能很好地重合, 速度矢量看起来似乎不太整齐, 但仔细分析, 其速度矢量基本是一致的, 这说明所采用的获取一个完整叶片流道流场的方法是合理的。本文下面所有的有叶扩压器的速度矢量分布均采用这样的处理方法。此外, 在左叶片前缘的下面的区域和右叶片的延长线区域, 由于激光是穿过叶片后到达这些区域的, 激光在这些区域的光强要弱一些, 因此在这些区域的测量结果不如其它激光直接到达区域的测量结果稳定。由于无法保证示踪粒子能够很理想地分布在每一处, 在示踪粒子分布偏少的区域, 测量结果还呈现出速度矢量斑驳分布的现象。但总体来说, 在有叶扩压器的大部分区域得到了良好的 PIV 测量。

图 3(a)显示近前盘侧的流动状况良好, 在近前盘处的 $\gamma-\theta$ 面上速度较大, 表明有大量的气体从叶轮的前盘侧流入有叶扩压器, 而且流动的气流角与有叶扩压器叶片安装角基本保持一致, 气体在叶片的引导下从扩压器的无叶区平稳进入有叶区, 良好的流动状态一直保持到扩压器出口。图 3(b)的速度矢量图显示在扩压器中间位置处的速度低于近前盘处的速度, 表明从叶轮中间位置区域流入有叶扩压器的气体少于叶轮前盘侧; 流动在无叶区的气流角还保持与有叶扩压器叶片入口安装角相一致的趋势, 但在气体从无叶区进入有叶区之际, 气体流向似乎不再与叶片入口安装角相匹配, 表现出流动恶化的迹象, 及至到近后盘侧流动状况更加恶劣。图 3(c)所示的速度矢量图中已经无法清晰地分辨出速度矢量分布, 表明只有很少量气体从叶轮近轮盘侧流入有叶扩压器, 经仔细分辨我们可以发现, 有叶扩压器近后盘侧不仅是一个低速区, 而且有叶扩压器前半部分区域内的流动气流角与叶片安装角也相差比较大, 尤其在叶片前缘, 有气体从叶片的吸力面侧

窜入到压力面侧, 吸力面和压力面两侧均出现程度不同的流动分离; 图 3(c) 还显示叶片前缘区的流动恶化在后面的流道中没有进一步扩展, 气体进入有叶区后, 流动状况逐步得到了改善, 估计是受前盘区域较大速度气体带动的结果。

比较有叶扩压器不同轴向位置 $\gamma-\theta$ 面上速度矢量分布, 可以明显地看出在三个轴向位置 $\gamma-\theta$ 的面上的流动互不相同, 沿轴线向扩压器后盘方向推移, 有叶扩压器内的流动状况呈逐渐恶劣趋势。图中显示气体从叶轮流出时, 以轴向不均匀的分布流入有叶扩压器。叶轮出口的气流低速区在近轮盘侧。轴向不均匀的气流进入有叶扩压器后, 随着流动在扩压器内的发展, 轴向上的流动差异基本上从扩压器入口维持到扩压器的出口, 表明在叶片为二元叶片的平行直壁有叶扩压器内轴向上不均匀流动的掺混不明显, 叶轮出口的流场是决定扩压器内部流动的主要因素。

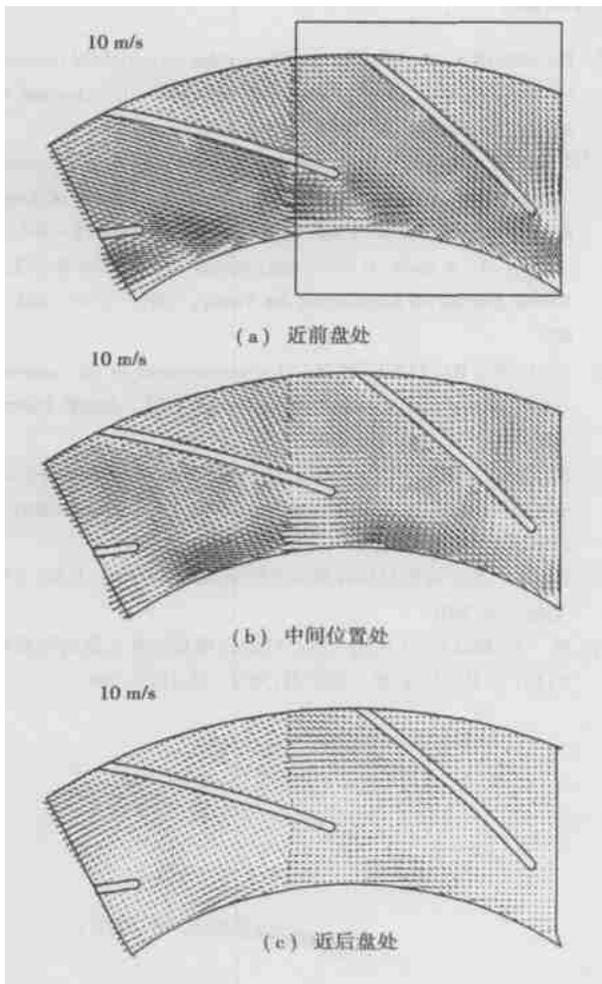


图 3 小流量工况下有叶扩压器内的速度矢量图

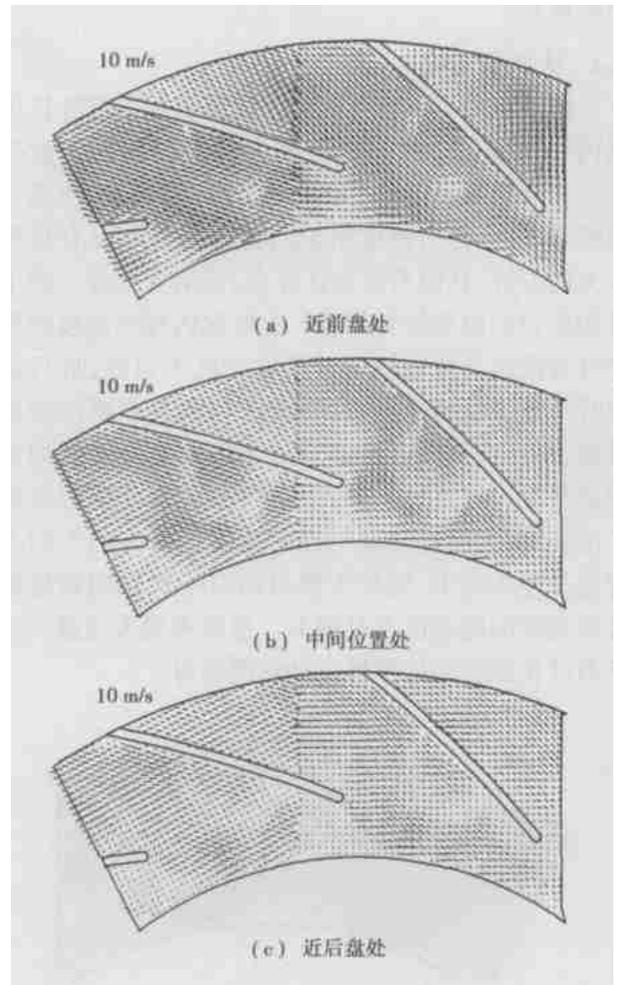


图 4 中流量工况下有叶扩压器内的速度矢量图

3.3 中流量工况

图 4 示出了试验获得的中流量工况下有叶扩压器内一组不同 $\gamma-\theta$ 平面上的平均流场速度矢量分布。中流量工况下, 无叶区内三个轴向位置 $r-\theta$ 面上的径向速度的周向分布比较均匀, 这一点与小流量工况相同, 但扩压器入口流场与小流量工况略有不同, 没有呈现明显的前盘至后盘径向速度逐渐降低的分布规律, 虽然前盘侧速度仍然较高, 但从扩压器宽度中间位置至后盘位置径向速度基本保持一致, 后盘侧附近没有明显的低速区存在, 说明中流量工况下叶轮出口气叶轮盘侧流动状况比小流量工况好。在有叶区入口, 近后盘侧叶片前缘处有流动分离的存在, 只是这种流动分离的范围不大, 说明流量的增加改善了改善了区域的流动状况。进入有叶区后, 随着扩压器半径的增加, 近后盘侧叶片前缘处的流动分离很快消失, 同时轴线方向上的差异逐步缩小, 到扩压器出口时不同轴向位置处速度间相差已

不是很大。

3.4 大流量工况

图5示出了试验获得的中流量工况下有叶扩压器内一组不同 $\gamma-\theta$ 平面上的平均流场速度矢量分布。大流量工况下,扩压器入口流场与小、中流量工况略有不同,径向速度沿轴向宽度的分布没有呈现太大的差异,且没有低速区存在,说明大流量工况下叶轮出口的流场较为平缓。无叶区内径向速度的周向分布依然是比较均匀。在有叶区入口处,近后盘侧叶片前缘处的速度有所降低,但没有出现回流的现象,再一次说明流量的增加有助于改善该区域的流动状况。气流进入叶片流道内后,与前两种流量工况相同,大流量工况下径向速度轴线方向上的差异也是逐步缩小,到扩压器出口时不同轴向位置处径向速度间相差已不是很大。总体来说大流量工况下有叶扩压器内的流体流动状况较好。

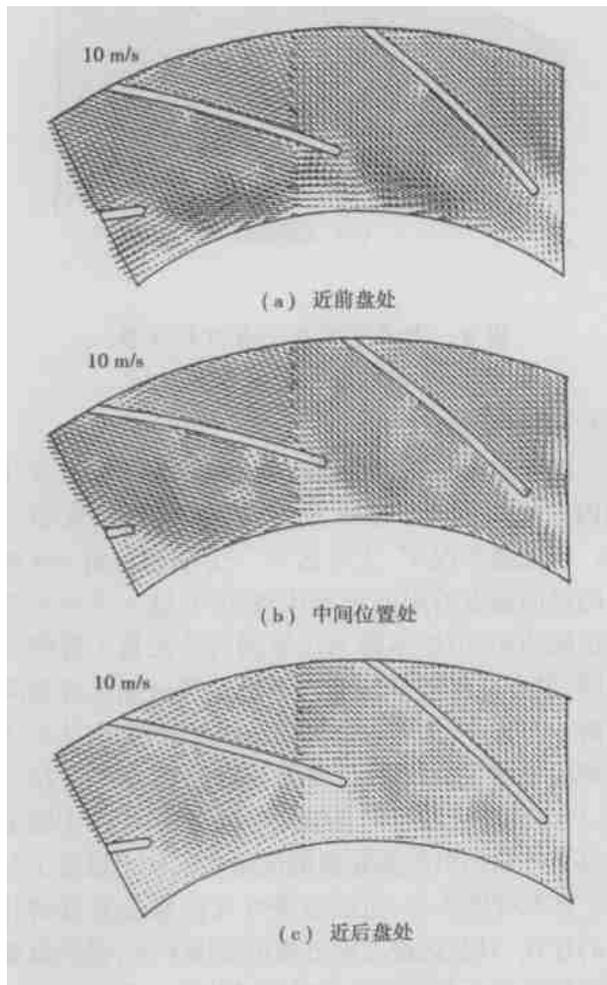


图5 大流量工况下有叶扩压器内的速度矢量图

4 结 论

利用 PIV 测量技术对不同流量工况下有叶扩压器的内部流场进行了瞬态测量,表明 PIV 技术是实验研究叶轮机械内部流动的有效实验技术手段。通过对实验数据的整体平均处理,获得了定常流动假设有叶扩压器内部的速度矢量分布场,通过对不同流量工况下有叶扩压器内部流动的分析表明,三种流量工况下,测量获得的有叶扩压器内部不同轴向位置处速度矢量图,都呈现沿轴向向扩压器后盘方向推移,有叶扩压器内的流动状况逐渐恶劣的趋势。流量的增大有利于有叶扩压器内流体流动条件的改善。不仅如此,流量的增加还进一步改善了有叶扩压器内部的流动状况,尤其是在有叶区入口处的叶片前缘区。

参考文献:

- [1] BAGHDADI S. The effect of rotor blade wakes on centrifugal compressor diffuser performance-A comparative experiment[J] . **Journal of Fluids Engineering** 1977, March, 45-52.
- [2] INOUE M, CUMPSTY N A. Experimental study of centrifugal impeller discharge flow in vaneless and vaned diffusers[J] . **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, 1984, (106): 455-467.
- [3] KRAIN H. A study on centrifugal impeller and diffuser flow[J] . **ASME Journal of Engineering for Power**, 1981; (103): 688-697.
- [4] STEIN W, RAUTENBERG M. Flow measurements in two cambered vaned diffusers with different passage widths[Z] . **ASME Paper**, 1985, 85-GT-46.
- [5] STEIN W, RAUTENBERG M. Analysis of measurements in vaned diffusers of centrifugal compressors[J] . **Journal of Turbomachinery**, 1988, (110): 115-121.
- [6] 张 莉. 离心叶轮机械内部非定常流动的研究[D] . 上海: 上海交通大学, 2001.
- [7] 张 莉, 陈汉平, 王启杰. 离心叶轮机械有叶扩压器内部流动的PIV测量[J] . **机械工程学报**, 2002 (5): 105-108.

depth analysis was conducted of the influence of thermal non-equilibrium effect, fluid physical properties, wall surface inclination angle and Reynolds number on the stability of stationary waves. The results of the study indicate that the influence of thermal non-equilibrium effect on the stability of the stationary waves is relatively significant only under small Reynolds numbers. At higher Reynolds numbers the stability is mainly dependent on inertial force and viscosity force. In the whole range of Reynolds number, fluid physical properties and wall surface inclination angle all play a very conspicuous role. **Key words:** evaporation, cooling, thermal non-equilibrium effect, thin liquid film, stationary wave, stability

汽液相变换热过程唯象系数的计算 = **Calculation of Phenomenological Coefficient in the Heat Exchange Process of Liquid-vapor Phase Transition** [刊, 汉] / WU Shuang-ying, ZENG Dan-ling (College of Power Engineering under the Chongqing University, Chongqing, China, Post Code: 400044) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(6). — 593 ~ 596.

In the light of the theory of non-equilibrium thermodynamics derived is formula for calculating the chemical potential variation and vapor bubble critical radius in the heat exchange process of liquid-vapor phase transition. On this basis, a phenomenological coefficient is proposed to evaluate the intensity of phase-transition heat exchange process. Meanwhile, a formula for calculating the phenomenological coefficient of phase-transition heat exchange process is given and a numerical calculation performed. The impact of the driving force of the phase-transition process, and bubble radius, etc on the phenomenological coefficient is also discussed. **Key words:** phase transition, phenomenological coefficient, non-equilibrium thermodynamics

有叶扩压器内部流场的 PIV 实验测量 = **PIV (Particle Image Velocimetry) Experimental Measurements of the Flow Field in a Bladed Diffuser** [刊, 汉] / ZHANG Li, WANG Qi-jie (Power Engineering Department, Shanghai Electric Power Institute, Shanghai, China, Post Code: 200090), CHEN Han-ping (Mechanical College under the Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200030) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(6). — 597 ~ 600.

By making use of PIV (particle image velocimetry) techniques capable of acquiring an instantaneous velocity field an experimental investigation is conducted of the flow in a bladed diffuser. The flow field in the diffuser at different flow conditions was measured. The test data were processed by the use of an integral averaged method and diagrams showing velocity field distribution at various flow conditions were obtained. An analysis and discussion of the above was also conducted. **Key words:** bladed diffuser, experimental measurement, particle image velocimetry

CFD 技术在汽轮机定子线圈冷却水流量测量中的应用 = **The Application of CFD (Computational Fluid Dynamics) Technology for the Measurement of Cooling Water Flow in a Turbogenerator Stator Coil** [刊, 汉] / XIAO Hui-min, YANG Jian-dong (National Key Laboratory of Water Resources & Hydropower Engineering Sciences under the Wuhan University, Wuhan, China, Post Code: 430072) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(6). — 601 ~ 604.

By using an ultrasonic flowmeter to detect and measure the flow rate of cooling water in a large-sized turbogenerator stator coil it is possible to directly ascertain whether there exists a phenomenon of cooling water jamming and leak, thus thoroughly solving the problem of cooling water blocking. However, when the ultrasonic flowmeter is used for conducting measurements in a curved tube section, errors may occur. By using CFD (computational fluid dynamics) technology the authors have calculated the cooling-water flow velocity distribution in the generator stator coil at a thermal power plant and analyzed the influence of in-tube flow on ultrasonic flow gauging. As a result, the variation tendency of measurement errors at various measuring locations was obtained. The use of CFD technology makes it possible to determine the optimum installation location for an ultrasonic flowmeter, thus providing a theoretical basis for obtaining an accurate flow rate. **Key words:** ultrasonic flowmeter, curved pipe, computational fluid dynamics