

不同导叶预旋角下离心压缩机径向间隙区 雷诺应力的测量

姜华¹, 席光²

(1. 西安科技大学能源学院, 710054, 西安; 2. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 使用 X 热膜技术, 研究了离心压缩机设计流量下 3 个不同进口导叶预旋角对径向间隙区雷诺应力的影响. 结果表明: 进口导叶为 -20° 时, 径向间隙区的湍流强度和雷诺应力最大, 0° 预旋角其次, 20° 预旋角最小; 湍动能大的区域, 相应的雷诺剪应力也较大. 在 3 个预旋角下, 10% 和 50% 叶高处的时间平均径向雷诺应力均明显大于切向雷诺应力, 显示出明显的流动各向异性, 叶轮出口处的时间平均径向雷诺应力为切向雷诺应力的 1.5 倍以上, 但在扩压器进口处减少到 1.25 倍左右; 90% 叶高处的时间平均径向雷诺应力和切向雷诺应力值相差不到 10%, 流动更接近各向同性. 0° 预旋角下流动的各向异性最强. 研究显示, 需要更好的湍流模型来预测流动中复杂的混合过程.

关键词: 离心压缩机; X 热膜; 雷诺应力; 湍流强度

中图分类号: V211.73 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2012)04-0125-07

Measurements for Reynolds Stresses under Different Inlet Prewhirl in Centrifugal Compressor

JIANG Hua¹, XI Guang²

(1. School of Energy, Xi'an University of Science and Technology, Xi'an 710054, China;

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

Abstract: The effects of inlet guide vanes (IGV) prewhirl angles on Reynolds stresses in radial gap between impeller and vane diffuser in a centrifugal compressor are experimentally investigated under design condition by X-type hot-film anemometry. The results show that the levels of the turbulence intensity and the Reynolds stresses in the radial gap get the highest under -20° of prewhirl angle, while they are moderate at 0° and the lowest at 20° of prewhirl angles. High levels of Reynolds shear stresses look to be related with high levels of turbulence kinetic energy, or vice versa. In the lengths of 10% and 50% spanwise, at three prewhirl angles, the time-average Reynolds stresses in the radial direction are obviously larger than that in the tangential direction to indicate the significant anisotropy of turbulence. At the impeller outlet, the time-average Reynolds stresses in the radial direction are above 1.5 times larger than those in the tangential direction, and this ratio decreases to 1.25 at the diffuser inlet. However, in the length of 90% spanwise, the turbulence is close to isotropy since the difference of the Reynolds stresses in two directions is less than 10%. The degree of turbulence anisotropy at 0° of prewhirl angle is higher than those under other two prewhirl angles.

Keywords: centrifugal compressor; X hot-film; Reynolds stresses; turbulence intensity

叶轮机械是当代最重要的动力设备之一,其中离心压缩机是小型燃气轮机、航空发动机的核心部件,是石油、化工、冶金等工业的核心装备。

在离心压缩机中,叶轮的进口流动是控制整个压缩机级效率的一个决定性因素,通过调节进口导叶(IGV)预旋,可使不同工况与压缩机的性能相匹配,工程中广泛采用可调进口导叶,以扩大稳定工作范围和改善非设计状态的性能. 离心压缩机的性能很大程度上取决于其内部流动情况^[1],因此要想提高效率,扩大其工况范围,提高安全性,必须对压缩机内部流场的细微结构和能量损失发生机理进行深入研究。

国内外已有一些学者研究了进口导叶预旋对压缩机性能和流动结构的影响^[2-4],但是对进口导叶预旋的研究多集中在压缩机性能方面,对详细流动结构的研究多集中在叶轮进口和内部流场^[5-6],进口导叶预旋对叶轮出口和扩压器进口间隙区流场的研究很少见到报道。

随着计算流体力学技术的迅速发展,数值模拟已经被广泛地用于离心压缩机性能预测、流动分析和控制等方面^[7-9]. 但是,离心压缩机内部的流动是三维非定常复杂流动,当前基本的湍流模型尚不能完全满足成功预测其内部复杂流动的需要,要提高计算的可靠性,就需要发展更先进的湍流模型。

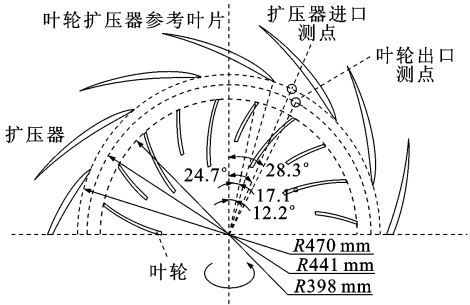
因此,本文进行进口导叶预旋对离心压缩机叶轮出口和扩压器进口间隙区流场影响的研究不但具有学术意义,而且具有实际的工程价值. 对间隙区雷诺应力的测量,可以更好地帮助理解该区域流动混合机理,并为发展更先进的湍流模型提供依据。

1 实验台与实验方法

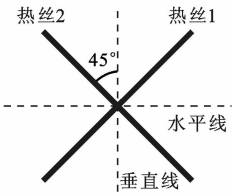
实验台为一开式的 1.5 级低速离心压缩机,其主要结构可参阅文献^[10]. 压缩机级由进口导叶、叶轮、叶片扩压器和蜗室组成. 叶轮是三元半开式离心叶轮,直径为 796 mm,有 20 个后弯叶片,其中 10 个为分流叶片. 扩压器有 13 个翼型叶片,叶片进口安装角为 17°,进口导叶有 15 个。

在导叶预旋角分别为 0°、20°和 -20°的情况下,实验叶轮转速为 3 100 r/min,流量系数等于 0. 185,测量系统如图 1 所示. 在叶轮出口和扩压器入口两个测量截面上的 3 个叶高处进行测量,3 个叶高位置分别为 10%(近轮盖侧)、50%(中间)和 90%(近轮盘侧)叶高处. 测量系统动态响应频率为 200 kHz,动叶一次通过频率为 1 033 Hz,测量系统能满足

动态测量的要求。



(a)测量位置



(b)热丝安装位置



(c)实物图

图 1 测量系统

文中预旋角的定义为进口导叶与轴向夹角,进口导叶与动叶吸力面相对时预旋角为正,与动叶压力面相对时预旋角为负. 根据上述定义及叶轮对其进口气流的先期预旋现象可知,进口导叶正预旋时动叶进口气流角为负冲角,叶片工作面与非工作面上出现边界层分离,但并不扩大,能量损失较小;进口导叶负预旋时动叶进口气流角可能为正冲角,叶片表面上出现边界层分离,分离区向叶轮出口方向逐渐扩大,能量损失很大,效率较低。

本文采用锁相采样-集平均技术,对热膜测量的瞬时信号进行处理,集平均量平均了 2 400 个叶轮位置的 1 900 个记录. 估计实验不确定性如下:平均速度为 ±1%;湍流速度为 ±5%. 计算雷诺应力的公式如下. 绝对速度瞬时量

$$c(t_i, m) = \bar{c}(t_i) + c'(t_i, m) \tag{1}$$

相对速度瞬时量

$$w(t_i, m) = \bar{w}(t_i) + w'(t_i, m) \tag{2}$$

式中: $c'(t_i, m)$ 和 $w'(t_i, m)$ 为绝对和相对脉动速度。

绝对速度集平均量

$$\bar{c}(t_i) = \frac{1}{M} \sum_{m=1}^M c(t_i, m) \tag{3}$$

相对速度集平均量

$$\bar{w}(t_i) = \frac{1}{M} \sum_{m=1}^M w(t_i, m) \tag{4}$$

湍流强度总量

$$\tilde{c}'(t_i) = \left(\frac{1}{M} \sum_{m=1}^M [c(t_i, m) - \bar{c}(t_i)]^2 \right)^{1/2} \quad (5)$$

湍流强度切向分量 $\tilde{c}'_{\tau}(t_i)$ 和径向分量 $\tilde{c}'_r(t_i)$ 的计算与式(5)类似。

雷诺正应力(切向和径向雷诺应力)

$$\widetilde{c'_k c'_k}(t_i) = \frac{1}{M} \sum_{m=1}^M [c_k(t_i, m) - \bar{c}_k(t_i)]^2 = \tilde{c}'_k{}^2(t_i) \quad (6)$$

式中: k 分别为 r (径向)或 τ (切向). 雷诺剪应力

$$\widetilde{c'_r c'_\tau}(t_i) = \frac{1}{M} \sum_{m=1}^M \frac{[c_r(t_i, m) - \bar{c}_r(t_i)]}{[c_\tau(t_i, m) - \bar{c}_\tau(t_i)]^{-1}} \quad (7)$$

时间平均雷诺正应力和剪应力

$$\overline{c'_k c'_k} = \frac{1}{I} \sum_{i=1}^I \widetilde{c'_k c'_k}(t_i); \overline{c'_r c'_\tau} = \frac{1}{I} \sum_{i=1}^I \widetilde{c'_r c'_\tau}(t_i) \quad (8)$$

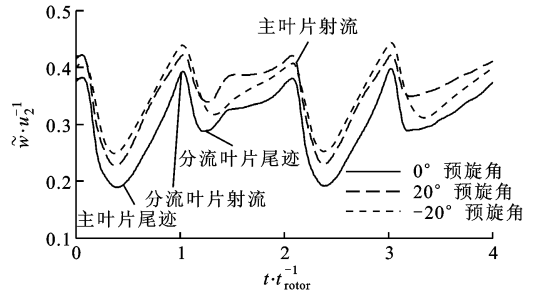
式中: m 为集平均样本记录数,即所采集的叶轮旋转周数($M=1\ 900$); t_i 为采样时间,即同一叶轮旋转周内,采集的周向位置点数($I=2\ 400$). 在后续论述中,以上各计算量用叶轮出口周向速度 u_2 归一化,时间 t 用动叶通过一个叶片通道的时间 t_{rotor} 归一化。

2 湍流强度和雷诺应力

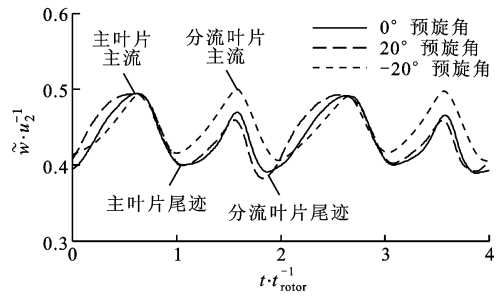
为了清楚地描绘叶片主流区和尾迹区,图2给出了在 0° 、 20° 和 -20° 预旋角下叶轮出口和扩压器进口 50% 叶高处集平均相对速度。如图2所示,按时间顺序(叶轮叶片通过顺序),先是主叶片主流,接着是主叶片尾迹,然后是分流叶片主流,最后是分流叶片尾迹。从图2可以看出,在不同预旋角下,集平均速度发生比较明显的变化,主叶片和分流叶片尾迹区位置均略有变化。

图3给出了叶轮出口 50% 叶高处的湍流强度和雷诺应力。湍流强度切向和径向分量可以反映切向和径向雷诺正应力,分别等于湍流强度切向和径向分量的平方值。从图3可以看出, -20° 预旋角的湍流强度明显高于其他两个预旋角, 0° 预旋角下湍流强度其次, 20° 预旋角下的湍流强度最小。

由图3a可以看出,湍流强度切向分量(切向雷诺正应力)在通道Ⅰ和通道Ⅱ有明显不同的分布特征。在通道Ⅰ,主叶片尾迹区偏向压力侧湍流强度切向分量出现最高峰(第1峰),其他部分湍流强度切向分量明显较小。在通道Ⅱ,分流叶片尾迹区出现一个湍流强度峰(第2峰)后,又有一个较小峰(第3



(a) 叶轮出口

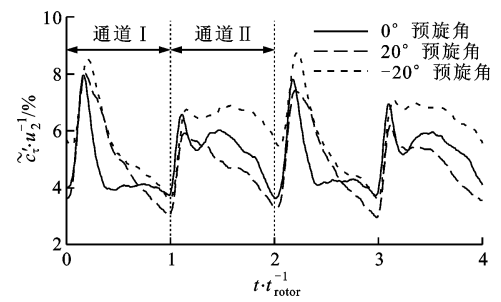


(b) 扩压器进口

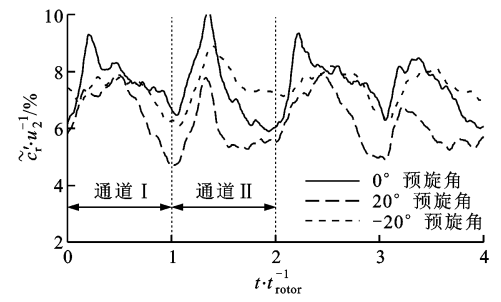
图2 进口导叶 50% 叶高处的集平均相对速度

峰)出现,接着是一个较大范围的高湍流强度切向分量区。可见,主叶片尾迹偏向压力侧湍流强度切向分量最大,切向雷诺正应力也最大,在通道Ⅰ其他部分,湍流强度切向分量则较小。在通道Ⅱ,分流叶片尾迹区附近出现2个峰,峰值幅度小于第1峰,在通道Ⅱ其他部分,湍流强度切向分量均较大,表明通道Ⅱ部分切向雷诺正应力总体大于通道Ⅰ的应力,尽管最大值出现在通道Ⅰ。

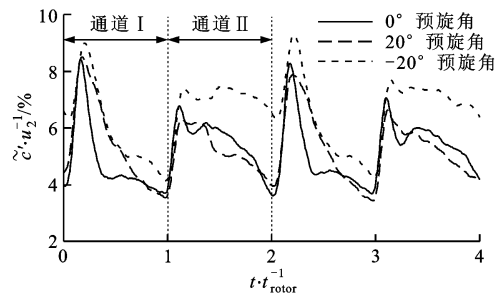
在通道Ⅱ, 0° 预旋角下湍流强度切向分量双峰特性比较明显,其他两个预旋角下不十分明显。在通道Ⅰ, 0° 预旋角下湍流强度切向分量在第1峰后急速下降,保持平稳; 20° 预旋角的第1峰与 0° 预旋角相近,而后也以较快的速度下降,到主流区后其湍流强度切向分量小于其他两个预旋角; -20° 预旋角的第1峰最大,而后下降,至主流区后与 0° 预旋角基本相同。在通道Ⅱ, 20° 预旋角在第2峰后下降较快,而 -20° 预旋角在第2峰后下降很慢;在主流区, -20° 预旋角依然保持较高的湍流强度切向分量, 0° 预旋角其次,接近通道Ⅰ主流区水平, 20° 预旋角湍流强度切向分量最低。 -20° 预旋角的湍流强度切向分量(切向雷诺应力)明显高于其他两种情况, 0° 预旋角下湍流强度切向分量其次, 20° 预旋角下的湍流强度切向分量最小。



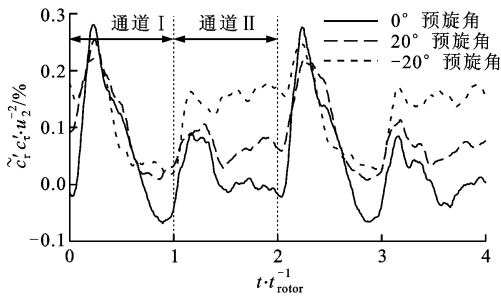
(a) 湍流强度切向分量



(b) 湍流强度径向分量



(c) 湍流强度总量



(d) 雷诺剪应力

图3 叶轮出口50%叶高处的湍流强度和雷诺应力

由图3b可以看出,湍流强度径向分量(径向雷诺正应力)与切向有所不同,其在通道Ⅰ的变化比在通道Ⅱ平缓.在通道Ⅰ,0°预旋角时在主叶片尾迹偏向压力侧湍流强度出现最高峰后,其径向分量开始下降,但比切向分量下降缓慢.20°预旋角下湍流强度径向分量最高峰出现在主叶片尾迹区偏向吸力

侧,在此以前主叶片尾迹中心有一个局部最小值,这之前可见另一个较小峰值,这极有可能就是Mailach^[11]所说的尾迹诱导速度引起的.在通道Ⅰ,−20°预旋角下湍流强度径向分量波动较平缓,在主叶片尾迹区附近湍流强度径向分量水平较高,而在主流区较低.在通道Ⅱ,3个预旋角下湍流强度径向分量均为单峰,峰值所在的位置均偏向分流叶片尾迹区吸力侧.20°预旋角下湍流强度径向分量最低,0°预旋角下湍流强度径向分量峰值最大,其他部分湍流强度径向分量均小于−20°预旋角.

图3c给出了非定常湍流强度总量,可见其分布特征与湍流强度切向分量基本类似,此处不再一一介绍.

从图3d可以看出,在通道Ⅰ,3个预旋角下的雷诺剪应力均为单峰,0°预旋角下的峰值最大,20°预旋角其次,−20°预旋角最小,而后雷诺剪应力迅速下降,到达主流区以前,雷诺剪应力降至最低,在主流区以前0°预旋角下雷诺剪应力出现负值.在通道Ⅱ,雷诺剪应力变化较通道Ⅰ平缓,0°预旋角和20°预旋角下雷诺剪应力峰接近分流叶片尾迹中心,−20°预旋角下雷诺剪应力峰偏向分流叶片尾迹压力侧.在通道Ⅱ,−20°预旋角下雷诺剪应力最大,20°预旋角其次,0°预旋角最小.这表明在通道Ⅰ,0°预旋角下主叶片尾迹区和主流区能量交换水平相差较大,20°预旋角下两者较为接近,−20°预旋角下两者相差最大.

图4给出了扩压器进口50%叶高处的湍流强度和雷诺应力分布.依然可以看出,−20°预旋角下湍流强度高于其他两个预旋角,0°预旋角下湍流强度其次,20°预旋角下湍流强度最小,雷诺剪应力也满足这种规律.

由图4a可以看出,湍流强度切向分量(切向雷诺正应力)在通道Ⅰ和通道Ⅱ类似于叶轮出口的分布特征,湍流强度切向分量峰值出现在叶片尾迹区偏向压力侧,只是峰区域相对较宽,湍流强度切向分量随时间的变化相对缓慢些,主流区和尾迹附近湍流强度切向分量波动幅值与叶轮出口相近.在通道Ⅱ,分流叶片尾迹区以后出现一个较大的湍流强度切向分量,并几乎保持恒定.

由图4b可以看出,湍流强度径向分量(径向雷诺正应力)在主流区附近幅值较大,在尾迹区附近幅值较小.与叶轮出口不同,湍流强度径向分量最大值出现在主流区偏向压力侧,最小值出现在尾迹区偏向压力侧,波动幅度(最大与最小值的差)明显减小.

在通道 I, 3 个预旋角下湍流强度径向分量较为接近,在通道 II, 3 者差别较大。

图 4c 给出了扩压器进口湍流强度总量分布,其分布特征与湍流强度切向分量基本类似。

由图 4d 可以看出, 3 个预旋角下, 雷诺剪应力最大值均出现在叶片尾迹区偏向压力侧。在分流叶片尾迹区附近, 3 个预旋角下的雷诺剪应力差别达到最大。在通道 I 的雷诺剪应力最大值(第 1 峰)大于通道 II 最大值(第 2 峰), -20° 预旋角的第 2 峰比 20° 预旋角的第 2 峰高 50% 左右, 比 0° 预旋角的第 2 峰高 25%, 显示出此区域 3 个预旋角下能量交换水

平相差很大。

比较图 3 和图 4 可见, 扩压器进口比叶轮出口湍流强度和雷诺应力最大值有所降低, 最小值却有所增大。相对于叶轮出口, 扩压器进口湍流强度和雷诺应力变化相对平缓。通道 I 的湍流强度和雷诺应力变化较大, 通道 II 的湍流强度和雷诺应力变化幅度较小。

另外, 由图 3 和图 4 可发现, 在叶轮出口和扩压器进口均有湍动能大的地方, 雷诺剪应力较大; 湍动能小的地方, 雷诺剪应力较小。从文献[12]的准稳态测量分析结果也可见到类似结论。

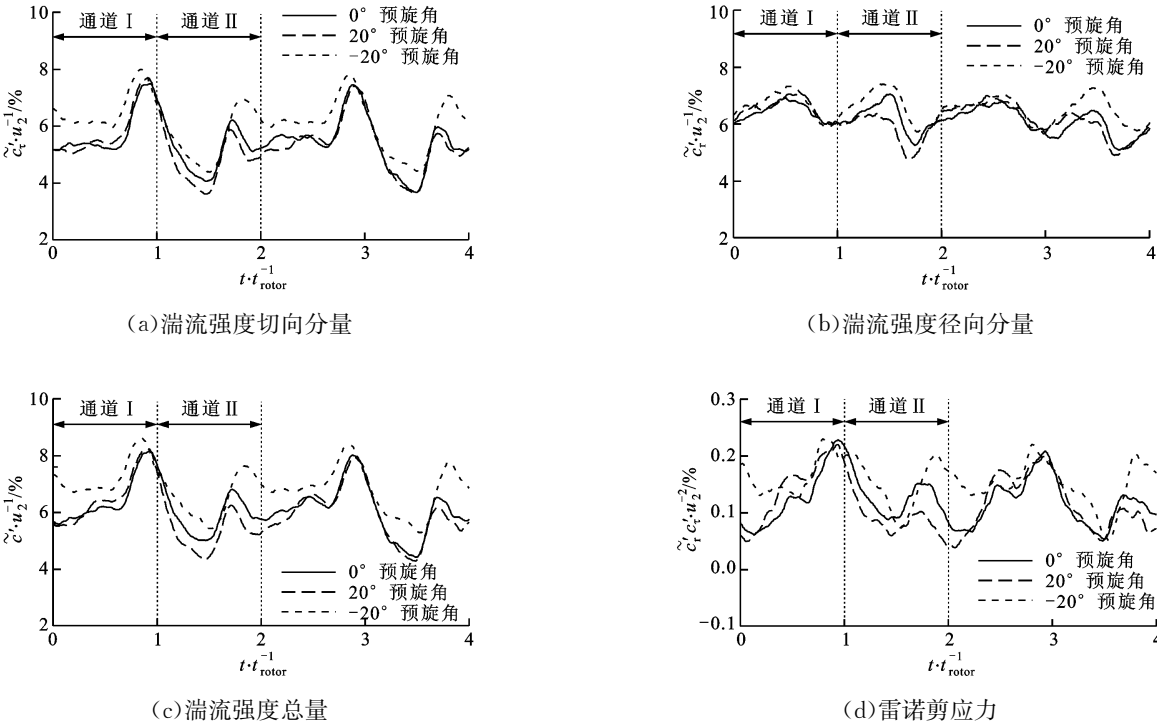


图 4 扩压器入口 50% 叶高处的湍流强度和雷诺应力

3 时间平均雷诺应力

表 1 给出了叶轮出口时间平均雷诺应力(2 个正应力和 1 个剪应力), 从中可以看出, 90% 叶高处各时间平均雷诺应力最大, 50% 叶高处其次, 10% 叶高处最小。径向雷诺应力大于切向雷诺应力, 雷诺剪应力远小于 2 个雷诺正应力。

在 3 个预旋角下, 10% 叶高处 2 个时间平均雷诺正应力均在 -20° 预旋角时最大, 0° 预旋角时其次, 为 -20° 预旋角下的 85% 左右, 20° 预旋角下最小, 为 -20° 预旋角下的 65% 左右。时间平均雷诺剪应力在 20° 预旋角时最大, 0° 和 -20° 预旋角的时间平均雷诺剪应力比较接近。

在 50% 叶高处, 2 个时间平均雷诺正应力均在 20° 预旋角时最小, 其中时间平均切向雷诺正应力在 -20° 预旋角时最大, 0° 预旋角时其次。时间平均径向雷诺正应力在 0° 和 -20° 预旋角下较为接近; 时间平均雷诺剪应力在 -20° 预旋角下最大, 20° 预旋角下其次, 0° 预旋角下最小。

在 90% 叶高处, 2 个时间平均雷诺正应力和时间平均雷诺剪应力均在 0° 预旋角时最大, -20° 预旋角时其次, 20° 预旋角时最小。可见在相同叶高处, 2 个时间平均雷诺正应力在不同预旋角下的变化表现出了几乎相同的规律, 而时间平均雷诺剪应力随预旋角的变化则未表现出与此一致的变化规律。在不同叶高处, 时间平均雷诺剪应力最大和最小值所对

应的预旋角也不相同,表现出了更多的随机性.

表 2 给出了扩压器进口时间平均雷诺应力,0°和 20°预旋角时 90%叶高处各时间平均雷诺应力最大,50%叶高处其次,10%叶高处最小,雷诺剪应力远小于 2 个雷诺正应力. -20°预旋角时切向雷诺应

力仍是 90%叶高处最大,50%叶高处其次,10%叶高处最小. 径向雷诺应力在 10%叶高处最小,但在 50%叶高处大于 90%叶高处. 雷诺剪应力在 50%叶高处最大,90%叶高处其次,10%叶高处最小.

表 1 叶轮出口时间平均雷诺应力

叶高/%	切向雷诺应力 $\overline{c'_r c'_r} \cdot u_2^{-2} / \%$			径向雷诺应力 $\overline{c'_r c'_r} \cdot u_2^{-2} / \%$			雷诺剪应力 $\overline{c'_r c'_r} \cdot u_2^{-2} / \%$		
	0°	20°	-20°	0°	20°	-20°	0°	20°	-20°
10	0.207 4	0.171 6	0.257 4	0.372 7	0.262 8	0.422 3	0.023 0	0.032 0	0.028 0
50	0.277 8	0.261 3	0.397 4	0.588 1	0.397 6	0.585 7	0.046 1	0.089 6	0.147 1
90	0.596 2	0.561 6	0.591 5	0.719 5	0.572 9	0.646 3	0.274 5	0.232 3	0.235 0

表 2 扩压器进口时间平均雷诺应力

叶高/%	切向雷诺应力 $\overline{c'_r c'_r} \cdot u_2^{-2} / \%$			径向雷诺应力 $\overline{c'_r c'_r} \cdot u_2^{-2} / \%$			雷诺剪应力 $\overline{c'_r c'_r} \cdot u_2^{-2} / \%$		
	0°	20°	-20°	0°	20°	-20°	0°	20°	-20°
10	0.197 8	0.175 1	0.225 4	0.264 6	0.217 7	0.294 9	0.054 5	0.049 7	0.055 4
50	0.314 4	0.293 4	0.382 6	0.387 4	0.376 9	0.445 5	0.126 2	0.113 8	0.158 7
90	0.440 7	0.436 1	0.443 6	0.394 0	0.398 3	0.404 3	0.083 0	0.076 7	0.064 1

在扩压器进口,2 个时间平均雷诺正应力和时间平均雷诺剪应力均表现出了较强的规律性. 在 10%和 50%叶高处,2 个时间平均雷诺正应力和时间平均雷诺剪应力均在一20°预旋角时最大,0°预旋角时其次,20°预旋角时最小.

在 90%叶高处,时间平均切向雷诺应力在一20°预旋角时最大,0°预旋角时其次,20°预旋角时最小. 时间平均径向雷诺应力也是在一20°预旋角时最大,但在 0°预旋角时略小于 20°预旋角. 时间平均雷诺剪应力在 0°预旋角时最大,20°预旋角时其次, -20°预旋角时最小.

4 流动的各向异性

各向同性的湍流流动应该有 $\overline{c'_r}$ 与 $\overline{c'_r}$ 基本相等. 比较图 3a 和图 3b 可以看出,在叶轮出口测点 50%叶高处,湍流强度径向分量(径向雷诺正应力)与切向分量(切向雷诺正应力)的分布不仅强度上有明显的不同,并且分布规律也不同. 湍流强度径向分量明显高于切向分量,其峰值点的位置也略有偏差. 在扩压器进口 50%叶高处(图 4a 和图 4b),湍流强度径向分量与切向分量的分布规律更加不同,甚至湍流强度径向分量最大值和最小值位置与切向分量刚好相反.

由表 1 和表 2 给出的平均雷诺应力可以看出,相同预旋角下,10%和 50%叶高处时间平均径向雷诺应力均明显大于切向雷诺应力,显示出较明显的流动各向异性. 叶轮出口处时间平均径向雷诺应力为切向雷诺应力的 1.5 倍以上;扩压器入口处两者差别略有减少,时间平均径向雷诺应力为切向雷诺应力的 1.25 倍左右. 在 3 个预旋角下,0°预旋角时间平均径向雷诺应力与切向雷诺应力差别最大.

在 90%叶高处,时间平均径向和切向雷诺应力值相对比较接近,两者相差小于 10%,流动更接近各向同性.

研究表明,现有的各向同性湍流模型不能很好地揭示带有叶片扩压器的离心压缩机的内部流动,需要发展更先进的湍流模型来精确预测出流的混合过程和各项损失.

5 结 论

本文在设计流量下使用 X 热膜技术,分别对 3 个进口导叶预旋角下的叶轮出口和扩压器进口不同叶高处的非定常流场进行了测量,分析了不同进口导叶预旋角下雷诺应力的分布,研究得到以下结论.

在叶轮出口和扩压器进口,进口导叶在一20°预旋角时,湍流强度和雷诺应力明显高于其他两个预

旋角, 0° 预旋角时其次, 20° 预旋角时最小. 在叶轮出口和扩压器进口, 湍动能大的地方, 雷诺剪应力较大; 在湍动能小的地方, 雷诺剪应力较小.

在 10% 和 50% 叶高处, 两个时间平均雷诺正应力均在 -20° 预旋角时最大, 0° 预旋角时其次, 20° 预旋角时最小, 但在 90% 叶高处却不符合此规律.

在 3 种预旋角下, 10% 和 50% 叶高处时间平均径向雷诺应力均明显大于切向雷诺应力, 显示出较明显的流动各向异性. 叶轮出口处的时间平均径向雷诺应力为切向雷诺应力的 1.5 倍以上; 扩压器入口处两者差别略有减小, 时间平均径向雷诺应力为切向雷诺应力的 1.25 倍左右. 在 90% 叶高处, 时间平均径向雷诺应力和切向雷诺应力值相对比较接近, 两者相差小于 10% , 流动更接近各向同性. 在 3 种预旋角下, 0° 预旋角时流动的各向异性强于其他两个预旋角.

研究表明, 现有的各向同性湍流模型不能很好地揭示带有叶片扩压器的离心压缩机的内部流动, 需要发展更先进的湍流模型来精确预测出流的混合过程和各项损失.

参考文献:

- [1] 徐忠. 离心压缩机原理[M]. 北京: 机械工业出版社, 1990: 15-35.
- [2] WELCH G E. Determination of critical sector angle of inlet swirl distortion using actuator-duct model [C]// 43rd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference, Cincinnati, OH, USA; American Institute of Aeronautics and Astronautics Inc., 2007: 595-615.
- [3] TOYOTAKA S, HEINZ-ADOLF S. Aerodynamic characteristics of supercritical outlet guide vanes at low Reynolds number conditions [J]. Journal of Turbomachinery, 2007, 129(4): 694-704.
- [4] 席光, 周莉, 王志恒, 等. 进口导叶与叶片扩压器匹配的实验研究[J]. 西安交通大学学报, 2006, 40(9): 993-995.
XI Guang, ZHOU Li, WANG Zhiheng, et al. Experimental investigation to combination of simultaneous adjustment to inlet guide vanes and diffuser[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2006, 40(9): 993-995.
- [5] KASSENS I, RAUTENBERG M. Flow measurements behind the inlet guide vane of a centrifugal compressor[C]// Proceedings of the 1998 International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition. Stockholm, Sweden; ASME Fairfield NJ United States, 1998: 1-8.
- [6] 周莉, 蔡元虎. 离心压缩机内进口导叶后面流场的实验研究[J]. 实验流体力学, 2008, 22(1): 17-20.
ZHOU Li, CAI Yuanhu. Experimental investigation of the flow field behind the inlet guide vane of the centrifugal compressor[J]. Journal of Experiments in Fluid Mechanics, 2008, 22(1): 17-20.
- [7] MARCONCINI M, PACCIANI R. Numerical investigation of wake-shock interactions and clocking in a transonic HP turbine [C]// American Society of Mechanical Engineers, International Gas Turbine Institute. Atlanta, GA, USA; American Society of Mechanical Engineers, 2003: 235-243.
- [8] GAO Limin, XI Guang, ZHOU Li, et al. Experimental and computational investigation of a centrifugal compressor stage[J]. Journal of Power and Energy, 2005, 219(1): 25-33.
- [9] ZHOU Li, XI Guang, CAI Yuanhu. Unsteady numerical simulation in a centrifugal compressor using the time-inclined operator[J]. Journal of Aerospace Engineering, 2007, 221(5): 795-804.
- [10] JIANG Hua, XI Guang, ZHANG Wei, et al. An experimental investigation on the clocking effect between inlet guide vanes and vaned diffuser in a centrifugal compressor[C]// 2008 Proceedings of ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Boston, Massachusetts, USA; American Society of Mechanical Engineers, 2009: 67-74.
- [11] MAILACH R, VOQELER K. Aerodynamic blade row interactions in an axial compressor; Part I unsteady boundary layer development [J]. Journal of Turbomachinery, 2004, 126(1): 35-44.
- [12] ALI P, GULEREN K M, OZTURK A. Measurements of Reynolds stresses in centrifugal compressor vaned diffusers[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2008, 222(8): 1487-1503.

(编辑 杜秀杰 荆树蓉)