

扩压叶栅端壁区旋涡流动显示研究*

北京航空航天大学 马宏伟** 蒋浩康

【摘要】 通过氢气泡流动显示,获取不同攻角、不同径向间隙下扩压叶栅端壁区内各种旋涡的发生、发展、涡-涡、涡-附面层干涉的流动图画。

主题词: 叶栅 端部效应 旋涡 流动显示

分类号: V231.3

1 引言

用探针测量增进了对叶轮机内二次流的认识^[1],但所揭示的旋涡流动画面具有平均意义。要想建立瞬时空间流场图像,需要同时获得许多点的流动数据,一般测速仪器难以做到。流场显示能清晰、直观地显示叶栅内的旋涡运动,通过连续拍照,还可测得旋涡的运动速度、发生的频率等结果。文献[2]通过流动显示,配合压气机内的测量结果,提出了一个旋转失速发生的三维流动机理。文献[3]用色液法和烟丝法对叶栅端区流动作定性观测,获得了特定负载下无径向间隙扩压叶栅壁面流型和空间旋涡结构,解释了扩压叶栅角区存在高损失的原因。深入研究叶栅内特别是端区旋涡运动,完善关于旋涡的发生、发展和相互作用以及旋涡-附面层干涉等方面的知识,对揭示叶轮机内流动机制,改善流动结构具有重要意义。本文通过氢气泡流动显示,试图获取不同攻角下不同径向间隙下扩压叶栅端壁区内各种旋涡的发生、发展,涡-涡-附面层干涉的流动图画。

2 实验设备、试验模型和显示手段

实验是在回流式水槽中完成的。水槽长 6.8 m,实验段横截面积 $0.4\text{ m} \times 0.4\text{ m}$ 。叶栅模型由 4 片 NACA-65-0010 有机玻璃叶片组成,叶片弦长 112 mm,叶片弯角 37.3° ;安装角(与轴线夹角) 18.6° ;相对栅距 0.58,展弦比 1.071。该叶栅下端板向前伸展 450 mm,实验中控制流速 0.12 m/s ,进口附面层厚 10 mm,弦长雷诺数 1.0×10^4 。采用氢气泡法显示流场,铂丝直径 0.025 mm。用每秒 16 幅的相机连续拍摄流动显示结果,共拍照 6000 张,从中整理流场图谱。

3 旋涡流动显示结果及讨论

图 1 是 0 攻角、离端壁 1% 叶高截面上的流动(无径向间隙)。叶背马蹄涡沿叶背和端壁之间的角区发展,不断地把壁面上及其周围的低能物质卷吸进来,最后形成所谓的“角涡”。压力面马蹄涡影响到压力面端壁附近的大部分区域,它不断地把端壁上的低能物质卷吸进来,并将

其输送到下游的叶背附近。这些低能物质有时被角涡卷吸, 形成较大的低能团, 一起缓慢地沿叶背向下游移动, 直至脱离叶背, 见图 1 中的(b $\rightarrow$ d) 图。这样的相互作用将增加栅内流动掺混, 造成损失。

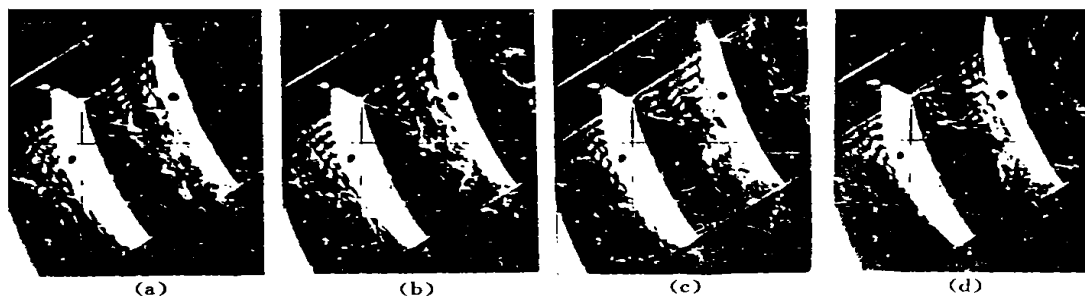


图 1 0 攻角离端壁 1% 叶高截面上的流动

攻角增大, 马蹄涡强度增大, 端区低能物质向叶背角区的周向输运增强。图 2 为 5 攻角、离端壁 1% 叶高截面的流动(无径向间隙)。压力面马蹄涡能直接作用到 0.5 弦长处的叶背上, 形成涡—叶背附面层干涉, 不仅造成了端壁附面层和叶背附面层掺混, 还在叶背局部形成大面积的低能团。低能团在逐渐向下游运动的同时, 携带叶背附面层内的部分低能物质, 缓慢地离开叶背, 向通道中部移动, 最后扩散到主流中。

图 2 还表明了压力面马蹄涡的一个重要特点, 就是它周期性地在叶栅内左右摆动, 周期约是 1.5 s, 使整个端壁上的低能物质不断地和主流掺混, 造成重要的损失。

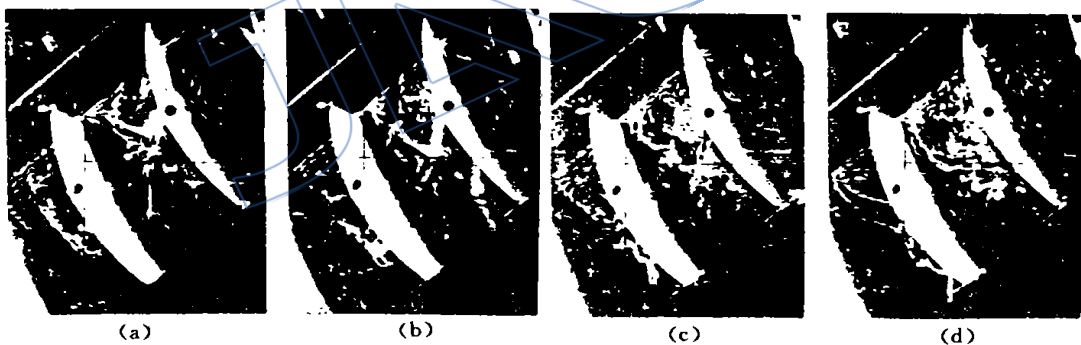


图 2 5 攻角离端壁 1% 叶高截面上的流动

图 3 是 10 攻角、离端壁 1% 叶高截面上的流动(无径向间隙)。叶背附面层在前缘就开始分离, 并且不再附着, 分离形成的大尺度旋涡在向下游运动的同时, 向压力面方向移动。叶背上出现大面积的回流区, 尾缘处流体可逐步运动到前缘。在叶栅通道中间的前半部, 发生了分离旋涡和压力面马蹄涡的相互作用, 其结果是, 分离旋涡卷吸进了更多的低能物质, 并迅速膨胀成为大面积的低能团, 在下游逐渐扩散到主流中。前缘分离泡产生周期为 0.5 s, 大面积低能团移出通道历经 1.5 s。

图 4 是 0 攻角、径向间隙为 1% 叶高、距端壁 1% 叶高截面上的流动。径向间隙较小时, 泄漏流影响面积大, 泄漏涡离叶背较远, 而且旋涡强度较小, 在中间弦长附近能观察到涡破裂现象。涡破裂后, 部分低能团能移动到叶背上, 对叶背附面层产生干涉, 并沿叶背逐渐移出通道。

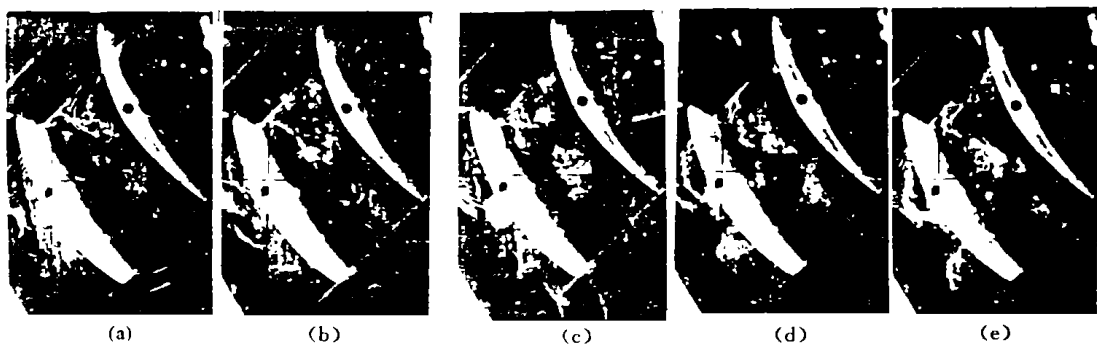


图 3 10 攻角离端壁 1% 叶高截面上的流动

泄漏涡携带的大部分低能物质一般在通道中部逐渐扩散到主流中去。因而叶栅出口中部是一个高损失, 且具有非定常性, 这有助于解释^[5,6]在转子出口测得的结果。由于漏流的吹除作用, 叶背角区已不象无间隙叶栅那样存在明显较强的角涡, 图 4 表明角涡不复存在。因此, 存在适当的径向间隙有可能改善端部流动。

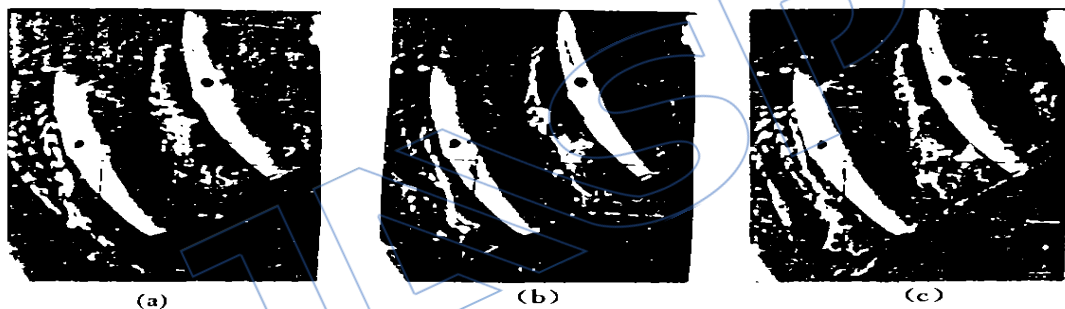


图 4 0 攻角 1% 叶高间隙距壁面 1% 叶高截面上的流动

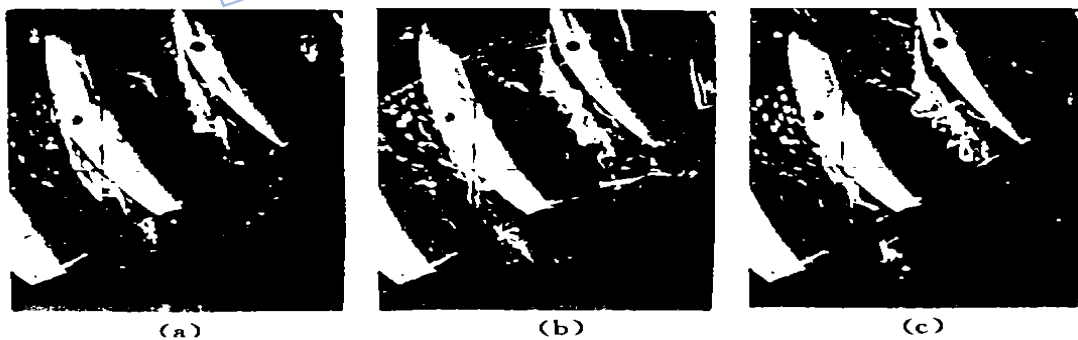


图 5 0 攻角 2% 叶高间隙距壁面 1% 叶高截面上的流动

图 5 为 0 攻角、间隙为 2% 叶高, 距壁面 1% 叶高截面的流动。径向间隙增大, 泄漏流影响面积减小, 泄漏涡距叶背较近, 旋涡强度增大, 在叶栅通道内观察不到明显的涡破裂现象, 泄漏涡能直接把叶背附面层内的低能物质卷吸进来。

存在径向间隙后, 前缘马蹄涡减弱, 但其影响并不可完全忽略。图 4、图 5 仍可见压力面马

蹄涡的影响, 它和泄漏涡的相互作用, 会增加流动损失。文献[4]用色液法显示 0 攻角、2% 弦长径向间隙叶栅端壁区流动时, 也发现了马蹄涡的存在(见文献[4]的图 3 和图 5)。

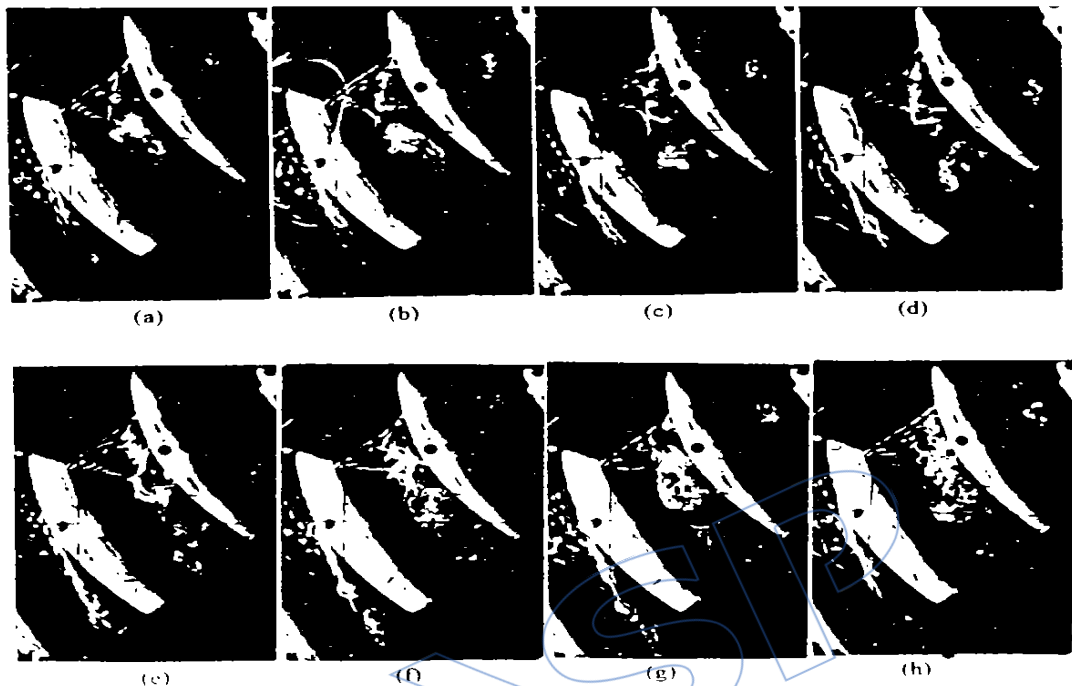


图 6 5 攻角 2% 叶高间隙距壁面 1% 叶高截面上的流动

攻角增大, 马蹄涡、泄漏流及泄漏涡强度增大, 其影响增强。图 6 为 5 攻角、2% 叶高间隙、1% 叶高截面上的流动。在近端壁区(距离壁面小于 1.5 倍径向间隙), 压力面马蹄涡发挥着重要作用, 它和泄漏涡的相互作用, 决定着端壁区的流动特点。有时两涡干涉发生在通道中间位置, 如图 6 的(a→d)所示, 形成的低能团扩散比较缓慢, 移出通道之前, 在通道中部仍较集中。有时两涡交汇发生在叶背附近, 对叶背附面层产生强烈的干涉作用, 见图 6(e→h), 形成的大面积低能团扩散较迅速, 这种涡- 涡- 叶背附面层干涉会引起较大的损失。两涡交汇的位置的不确定性, 反映出叶栅内旋涡流动的非定常性。

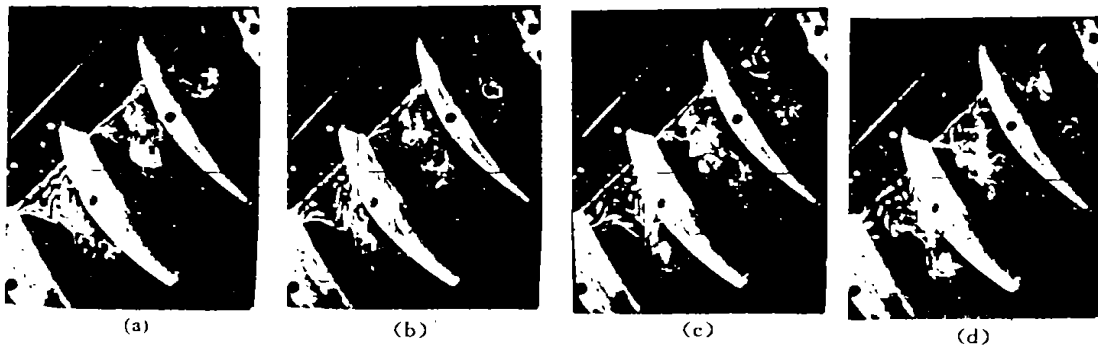


图 7 10 攻角 2% 叶高距壁面 1% 叶高截面上的流动

图 7 为 10 攻角、2% 叶高间隙、1% 叶高截面上的流动。较强的泄漏流、泄漏涡、压力面马蹄涡和叶背前缘分离旋涡在通道中部交汇, 呈现出极复杂的流态, 剧烈掺混形成的低能团能移动到压力面附近。

4 结 论

叶栅无径向间隙时, 叶背角区是一大范围的低能区, 易随攻角的增大发生分离, “角涡”部分涡量来自吸力面马蹄涡, 压力面马蹄涡的周向迁移运动, 造成端壁附面层、叶背附面层、压力面马蹄涡和吸力面马蹄涡的掺混。叶片前缘马蹄涡对近端壁区流动影响随攻角增大而增强。

叶栅有一定间隙时, 前缘马蹄涡较弱, 泄漏流及泄漏涡在端区流动中起重要作用。叶栅径向间隙小, 泄漏涡弱, 离叶背远; 径向间隙大, 泄漏涡强, 距叶背近。漏流的吹除作用使叶背角区不存在明显角涡, 在一定程度上于尖部流动有益, 但叶尖间隙太大, 泄漏带来的损失会加剧。这应该是压气机设计中存在最佳径向间隙的原因。

攻角增大, 泄漏流及泄漏涡影响增强。大攻角下泄漏流、泄漏涡、压力面马蹄涡和叶背前缘分离旋涡在近端壁区通道中部剧烈掺混, 形成的低能团能移动到压力面附近。

在叶栅端壁区, 压力面马蹄涡的运动、发展, 以及它与角涡、叶背附面层、端壁附面层、泄漏流、泄漏涡和分离旋涡的相互作用, 是叶栅近端壁区流动损失源之一。减少或避免涡—涡、涡—端壁附面、涡—叶背附面层干涉是减损的重要途径之一。

参 考 文 献

- 1 Lakshminarayana B. Techniques for Aerodynamic and Turbulence Measurements in Turbomachine Rotors. ASME Journal of Engineering for Power, 1981, 103(2)
- 2 Zhuang Ping, Lu Yajun. An Experimental Investigation on the Mechanism of Stall Margin Improvement of Casing Treatment. ASME 85- IGT- 102
- 3 唐燕平, 陈矛章. 扩压叶栅中的旋涡流动. 航空动力学报, 1990, 5(2)
- 4 Kang Shun, Hirsch Ch. Experimental Study on the Three Dimensional Flow With in a Compressor Cascade with Tip Clearance: Part I- Velocity and Pressure Fields. ASME 92- GT- 215
- 5 马宏伟, 蒋浩康. 压气机转子通道内尖区三维平均流场. 航空动力学报, 1997, 12(2): 167- 171
- 6 马宏伟, 蒋浩康. 压气机不同状态转子出口三维紊流流场. 航空动力学报, 1997, 12(3)

(责任编辑 魏星禄)

out and some measures have been proposed for elimination of the failure modes.

Key Words Engines Blades Resonance Reliability estimation

FLOW VISUALIZATIONS OF FLOW FIELD IN ENDWALL REGION OF A COMPRESSOR CASCADE

Ma Hongwei and Jiang Haokang

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

ABSTRACT

This paper describes flow visualizations of the flow field in the end-wall region of a compressor cascade. Within the cascade passage without radial clearance, it was found that many low-energy fluids exit in the corner between the suction surface and the endwall, and some vorticities of the corner vortex come from the leading edge horse shoe vortex. Tangential migration of the pressure-side horse-shoe vortex leads to flow mixing among the endwall boundary layer, suction surface boundary layer and the horse-shoe vortex. Small radial clearance leads to a weak leakage vortex that is far away from the suction surface, while large radial clearance leads to a strong one closer to the suction surface. The corner vortex is not obvious due to blowing of the leakage flow. In the endwall region, reaction among the vortices and the boundary layers result in much more flow mixing and unsteadiness.

Key Words Cascades End effects Vortex Flow visualization

EFFECTS OF BLADE CURVING ON CLEARANCE FLOW LOSSES

Huang Hongyan, Han Wanjing, Wang Zhongqi

(Power Engineering Dept. Harbin Institute of Technology, Harbin 150001)

ABSTRACT

Detailed experimental investigations of the flows in the cascades of conventional straight blades and positively curved ones, both with 2.3% tip clearance, were carried out in a low speed wind tunnel. The measuring planes were arranged as 4 before, 11 in 4 after the cascades and 1 in the middle of the tip clearance. Flows inside the clearance were searched in great detail with a micro five-hole pitot tube of 1mm head size and another of 5 mm head size in the passage. The quite detailed information about the tip leakage flows and the flows in the cascades has been obtained, such as flow vectors, pressure and loss distributions throughout the clearance and in the passage. In comparison with the conventional straight blades, positive blade curving decreases the flow vectors within the tip clearance and also reduces the strength of the leakage vortex. As a result, the mass flux crossing the tip clearance decreased, the interaction between leakage vortex and passage vortex in the curved cascade also decreased. Thereby, the total flow losses downstream of the curved blade have been cut down by 8%.

Key Words Cascades Bending End effects Leakage Losses