

叶片正弯曲对间隙流动损失的影响*

哈尔滨工业大学 黄洪雁** 韩万金 王仲奇

【摘要】 对具有2.3%相对顶部间隙的常规直叶栅和正弯叶栅的流道及间隙内的气动参数进行了详细测量,实验结果发现:顶部间隙的存在对叶栅的气动性能有较大影响,使叶栅上半翼展损失明显增高;叶片正弯曲减小了叶顶后部的横向压力梯度,削弱了泄漏流与端壁横流的相互作用,降低相对漏气量的同时也降低了叶栅的流动损失,明显改善了叶栅的出口流场。

主题词: 叶栅 弯曲 端部效应 泄漏 损失

分类号: V231.3

1 引言

在具有顶部间隙的叶栅中,流过叶栅顶部间隙的泄漏损失在总损失中占有较大的比例。在揭示间隙流损失机理方面,Betz做了开创性的工作^[1],之后Lakshminarayana^[2]、Yamamoto^[3]、Sjolander^[4]、Bindon^[5]等人做了一系列卓越的工作,综合出了有关间隙的损失、旋涡模型。弯叶片在控制二次流、减少叶栅损失、改善叶栅性能方面有其突出的作用,王仲奇教授在分析弯叶片降低损失的机理时指出,由于叶片正弯减小了叶栅两侧的气动负荷,采用正弯叶片能降低叶顶漏气损失^[6],但尚需实验验证。作者在平面低速叶栅风洞上对具有顶部间隙的常规直叶栅和正弯叶栅两套叶栅进行了详细测量,探讨了叶片正弯减小损失、降低漏气量的机理。

2 实验模型

实验是在低速平面叶栅风洞上进行的,对两套具有静止顶部间隙的低展弦比涡轮转子叶栅(见图1,(a)常规叶栅;(b)20°弯曲角的正弯叶栅)进行了详细测量。叶栅的主要几何与气动参数为:叶弦 $C=120.5\text{ mm}$;轴向弦长 $B=118.5\text{ mm}$;叶高 $H=110\text{ mm}$;节距 $s=90\text{ mm}$;叶片进口边半径 $R_1=6.75\text{ mm}$;出口边半径 $R_2=3.37\text{ mm}$;叶片数 $N=6$;叶片进口角 $\alpha_1=50^\circ$ (从轴向算起);出口气流角 $\alpha_2=-63^\circ$;叶顶相对间隙 $\tau/H=2.3\%$;栅前总压 $P^*=10730.4\text{ Pa}$;叶栅出口截面翼展中部马赫数 $Ma=0.3$;雷诺数 $Re=7.43\times 10^5$;进口附面层厚度 $\delta=24\text{ mm}$ 。为了能够准确地跟踪流道和间隙内流场参数的变化,在栅前、栅内、栅后分别设置了4、11、4共19个测量面。在流道内,沿节距方向,除保证第一点与吸力面的距离为2 mm,测点之

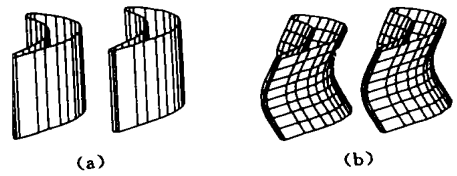


图1 实验用叶栅模型

1996年7月收稿,1996年10月收到修改稿。 * 本文系国家自然科学基金资助项目,编号:59636180

** 哈尔滨工业大学241教研室 150001

间的距离为 4 mm, 沿叶高方向有 17 个测量站, 测点的距离有变化。在顶部间隙的中分面内设置了 19 个测量站, 沿轴向, 间隙内测量站位置与流道内的测量面位置相对应, 在顶部跨叶截面内则覆盖了相邻两叶片的顶部区域及由其组成的流道顶端。测量面及测量站的详细位置如图 2 所示。流道内的气流参数用头部尺寸为 5 mm 的五孔球形测针测量, 顶部间隙的测量采用 5 孔微型束状测针, 其头部直径为 1 mm。

3 实验结果讨论

3.1 间隙流动

在间隙中分面内, 无论是常规直叶栅还是正弯叶栅, 在吸力侧 L 线附近存在着一条流体由两侧向它收拢的细长区域(见图 3), 对应该区域在端壁上存在着一条流线由两侧向它收敛的分流线, 该分离线在叶栅入口偏后处形成, 一直向远下游延伸。从端部矢量与叶片中弧线的交角来看, 在叶端前部, 两套叶栅流体流动矢量都几乎与中弧线平行, 表明在该处流体惯性力起主导作用, 横向压力梯度作用小。从 $1/3$ 轴向弦长起, 二者的横向压力梯度的作用逐渐加强, 直到使泄漏流几乎与吸力边正交地流出, 但正弯叶栅的这一交角小于直叶栅, 说明正弯叶栅中横向压力梯度作用减小。

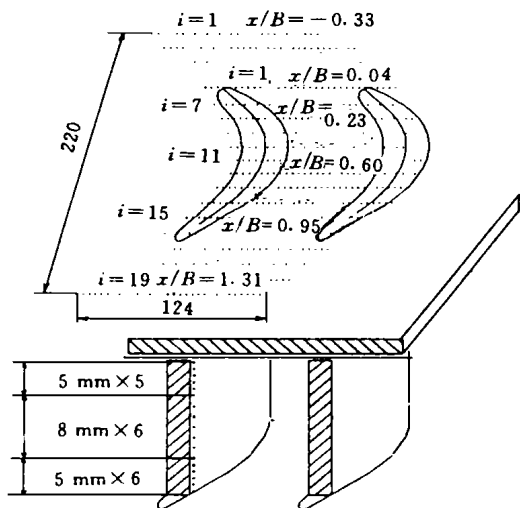
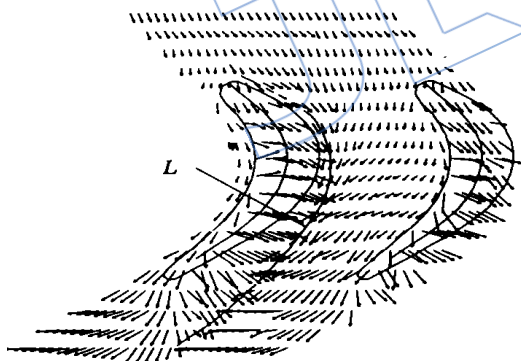
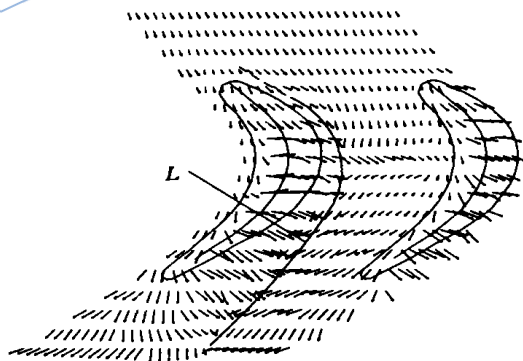


图 2 测量站(面)示意图



(a) 常规直叶栅



(b) 正弯叶栅

图 3 间隙内中分面速度矢量

从图 4 可见, 在叶顶间隙内, 正弯叶片有较大横向压力梯度的区域远小于直叶栅, 表现为: 正弯叶栅叶顶间隙前部的高压区域扩大, 尾部的低压区域减小。进一步比较两套叶栅间隙内的流动矢量还能看到, 常规直叶栅的流动矢量明显大于正弯叶栅的流动矢量。由此可见, 叶片的

正弯曲削弱了间隙内的流动。

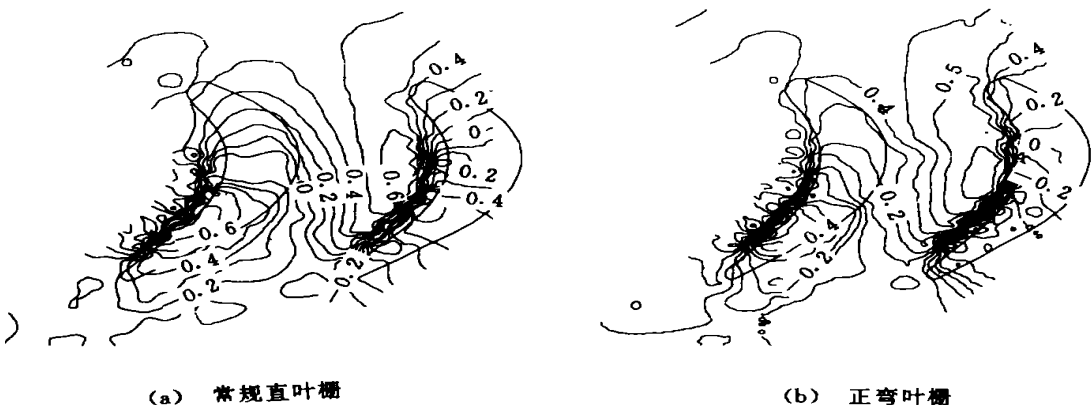


图 4 间隙内中分面静压系数等值线

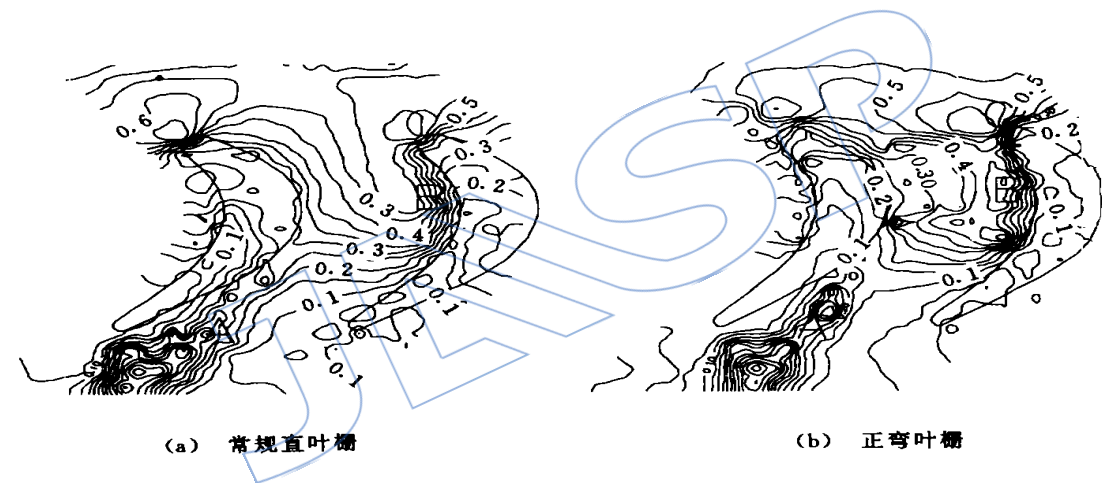


图 5 间隙内中分面损失系数等值线

从图 5 中(a)和(b)两图间隙内的损失等值线分布可以看到,两套叶栅都存在着 3 个明显的高损失区。第一个高损失区(以 A 表示)出现在吸力侧后部到尾缘出口处,在那儿,泄漏流与端壁横流相互作用并从端壁分离,为泄漏涡注入了新的能量,使泄漏涡具有较高的强度,并延伸到远下游。第二个高损失区(B)出现在叶片压力侧中部,泄漏流由此进入间隙。第三个高损失区(C)在叶片前缘,无论是在吸力侧还是在压力侧,C 区向下游延伸并与第二个高损失区连成一体。B 和 C 两个高损失区的形成与叶片压力侧和前缘对气流的滞止作用有关。比较直叶栅与正弯叶栅间隙内的损失,二者损失的峰值相差不大,但正弯叶栅的 3 个高损失区的区域大小明显减小,说明正弯叶栅减小了泄漏流损失。

3.2 栅后二次流

图 6 为叶栅出口截面二次流立体图,在栅后叶顶的高损失区(见图 7),两套叶栅都可以清晰地看到顺时针旋转的泄漏涡的存在,叶栅流道下部的通道涡也清晰可见,上通道涡由于泄漏流的影响而被挤压,拉宽,在 16-18 截面大约 70% 叶展处也能观察到交错而过的矢量。叶片正弯曲对泄漏涡的展向位置影响不大。对比两套叶栅的出口旋转矢量,可以看到,与直叶栅相

比,正弯叶栅的上、下两通道涡聚向叶展中部。但无论是直叶栅还是弯叶栅,泄漏涡一直保持

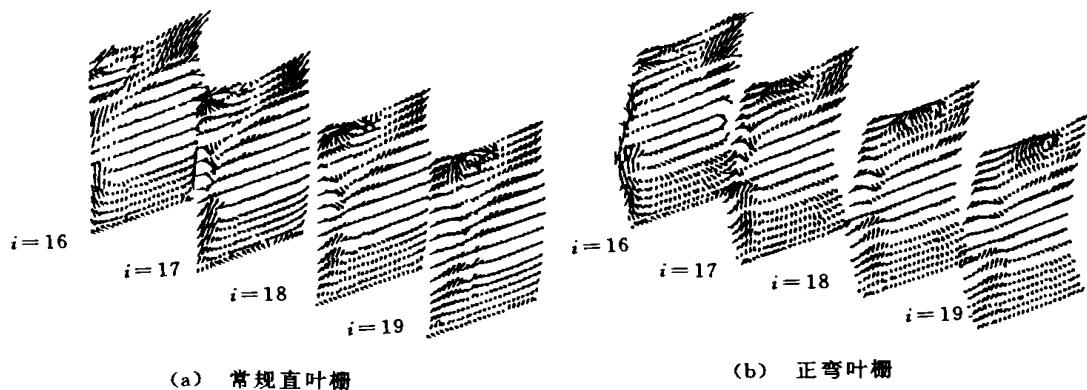


图 6 出口截面二次流立体图

在叶栅顶部,这同泄漏涡自身独特的形成方式是分不开的,它从叶顶的泄漏流(这部流体在流出叶顶时,展向分量很小,其速度矢几乎与端壁平行)获得新的能量,其能量源泉来自叶顶,且泄漏流离开叶顶不远即与端壁横流在 L 线的邻域内发生强烈的相互作用(见图 3),这些过程在端壁附近发生决定泄漏涡必然靠近端壁,但比较二者的二次流矢量,总的来看,正弯叶片的二次流速度矢比直叶片的小,表明叶片正弯曲削弱了泄漏涡的强度。

3.3 叶栅流道内损失的发展

图 7 展示了叶栅流道内损失的发展。两套叶栅入口的损失分布在下半翼展大致相同,但在上半翼展正弯叶片的损失偏大,可能是在间隙侧叶片正弯对气流的阻塞作用较大引起的。在流道内,由于横向压力梯度的作用,两套叶栅端部的低能流体从压力侧向吸力侧迁移,随着流动的发展,上下端壁的高损失区相应地从压力侧迁移到吸力侧,在 11-15 截面,迁移趋势变得非常迅速,在端部尤为明显。从叶栅壁面的曲率分布来看,在这儿流体转折比其它处大,端壁横向压力梯度大。从顶部间隙矢量来看,泄漏流横跨过叶顶后,与压力面迁移来的低能流体在 L 线处汇集后卷起离开端壁(见图 3),二者的相互作用一直向下游延伸,使 11 截面后,流道内顶部的损失都明显增高,且高损失区保持在靠近端壁的泄漏涡附近。与之相反,下端壁的高

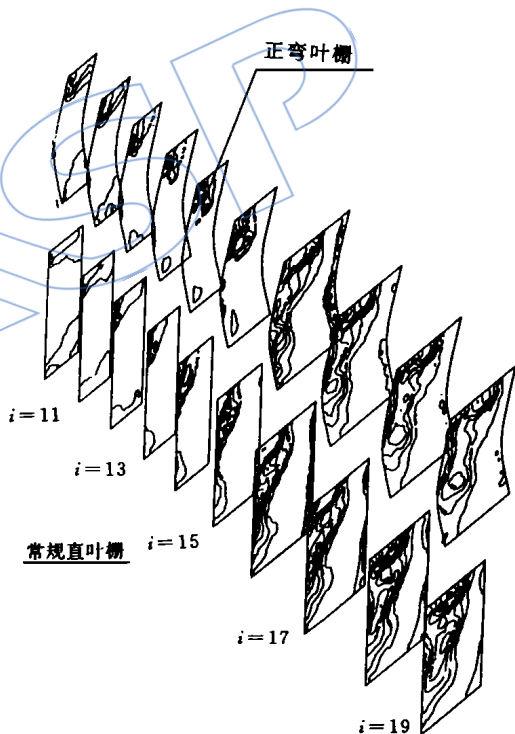


图 7 各截面内损失系数等值线

损失区并没有保持在底部端壁附近,而是向叶展中部“爬升”。从 16—19 出口截面可以看出,在顶部,直叶片与正弯叶片的损失区域相差不大,但弯叶片的损失峰值较直叶片小,从图 8 (图中*—常规直叶栅;△—正弯叶栅)也可以看出弯叶片底部的损失较直叶片小。在叶栅中部,弯叶片的损失略高于常规直叶片。

对于具有 2.3% 相对叶顶间隙的涡轮叶栅,由于叶片的正弯减小了横向压力梯度,从而削弱了跨过叶顶的间隙流速度,降低了相对漏所量。在本实验条件下,相对漏气由 3.35% (直叶栅)降到 2.9% (弯叶栅)。从流动损失方面来看,由于叶片正弯曲削弱了泄漏涡,减少下游流场的掺混损失,正弯叶片的总损失是降低的,到出口截面,正弯叶片的损失比直叶栅低 8%。

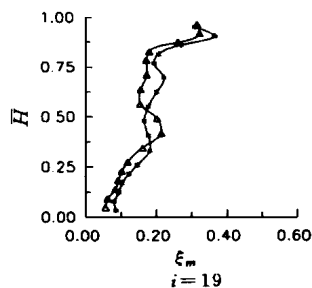


图 8 节距损失平均值沿叶高的分布

4 结 论

(1) 叶片顶部间隙的存在对栅后的损失分布有极大的影响:跨过叶顶的泄漏流与端壁横流的相互作用使叶栅上半翼展损失明显增高,增加了出口流场的不均匀性;泄漏流沿端壁分离线卷起离开端壁后形成泄漏涡,它具有很高的强度,保持在叶顶附近且向远下游延伸,支配着顶部的二次流矢量场。(2) 采用正弯叶片能够明显地减小叶顶后 2/3 轴向弦长内的横向压力梯度,使间隙内的泄漏流速度矢减小,相对漏气量减小;正弯叶片削弱了泄漏涡的强度,大大降低了叶栅下游流动的掺混损失。(3) 叶片正弯略为减小了上下翼展内的流动损失,增大了翼展中部的流动损失。

参 考 文 献

- 1 Betz A. Vorgaenge an Den Schaufelenden Von Kaplan-turbinen. in Hvdraulische Probleme, VDI Verlag, Berlin, 1926
- 2 Lakshminarayana B. Methods of Predicting the Tip Clearance Effects in Aixel Flow Turbomachinery. ASME Journal of Basic Engineering, 1970, 92: 467–490
- 3 Yamamoto A. Endwall Flow/Loss Mechanisms in a Linear Turbine Cascade with Blade Tip Clearance. ASME Journal of Turbomachinery, 1989, 111(3): 264–275
- 4 Sjolander S A, Amrud K K. Effects of Tip Clearance on Blade Loading in a Planar Cascade of Turbines Blades. ASME Journal of Turbomachinery, 1987, 109: 237–245
- 5 Bindon J P. Pressure and Flow Field Measurement of Axial Turbine Tip Clearance in a Linear Cascade. Cambridge University Engineering Department, Report No. CU ED/ A– Turbo TR123
- 6 王仲奇. 一代新型轴流式透平机械叶片—叶片的弯扭联合气动成型理论及其实验结果. 工程热物理及能源利用科学, 气动热力学发展战略研讨会专题报告汇编: 北京, 1989

(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 5mm 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