

# 采用倾斜叶片减小环形叶栅 及其下游流损失的实验研究<sup>※</sup>

韩万今 徐文远 王仲奇

(哈尔滨工业大学)

[提要] 本文通过小径高比透平环形静叶栅的吹风实验证明: 在内、外壁为圆柱面的叶栅中, 采用正倾斜叶片, 既能将流道根部附面层“吸入”主流区, 消除径向二次流, 显著降低叶栅内的能量损失, 又能控制下游流的分离, 减小掺混损失, 明显改善下游流的流动特性。

主题词 涡轮 环形叶栅 气动力试验

## 符 号 说 明

$b$ —叶型弦长

$B$ —叶型轴向宽度

$d$ —直径

$l$ —叶片高度

$\bar{l}$ —相对叶高 ( $\bar{l} = y/l$ )

$y$ —测量点至叶根的距离

$t$ —节距

$\bar{t}$ —相对节距 ( $\bar{t} = t/b$ )

$A$ —径高比 ( $A = d_n/l$ )

$\alpha$ —子午面内气流倾斜角

$\alpha$ —由周向测起的气流角

$x$ —测量平面至叶栅前缘的距离

$p$ —压力

$p_a$ —大气压力

$\bar{p}$ —流道内静压系数

$$\bar{p} = \frac{p_i - p_1}{p_0^* - p_1}$$

$\bar{p}_i$ —栅后静压系数

$$\bar{p}_i = \frac{p_i - p_1}{p_0^* - p_a}$$

$k$ —比热比

• 中国科学院科学基金1986—1988年资助课题。 本文收到日期1987年3月4日

• 1 •

$\xi$ —当地能量损失系数

$$\xi = \frac{(p_i/p_i^*)^{\frac{k-1}{k}} - (p_i/p_n^*)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - (p_i/p_n^*)^{\frac{k-1}{k}}}$$

$c$ —叶片倾斜角

$\Delta$ —叶片出口边厚度

$\bar{\Delta}$ —叶片出口边相对厚度

$s$ —从后缘点起始的叶型轮廓全弧长

$s_i$ —测压点至后缘点弧长

$\bar{s}$ —相对弧长 ( $\bar{s} = s_i/s$ )

$i$ —计算站数

$p.s$ —叶片压力面

$s.s$ —叶片负压面

角标:

$o$ —栅前参数

$\times$ —滞止参数

$m$ —平均直径处或沿节距平均值

$t$ —叶顶参数或按质量流量平均总参数

$h$ —叶根参数

$i$ —测量平面上参数

$opt$ —最佳值

## 引 言

在小径高比环形静叶栅中,气流具有较高的周向速度,产生较大的离心力,因此在通流部分建立起与离心力相平衡的较大的径向正压梯度。上端壁和叶片表面附面层中低动量气流,在该压力梯度的作用下,向轮毂区运动,形成较强烈的径向二次流。在叶栅的下游流中,除沿尾流区的径向二次流外,由于上、下端壁附面层及出口边涡造成的流场不均匀性,必然引起掺混损失。上述两种能量损失在流动内的总能量损失中占50%,有时甚至达70%。<sup>[1]</sup>

为了降低叶栅绕流中的能量损失,国内外同行做了许多努力。一些作者采用子午面内外壁面成型<sup>[2]</sup>。还有一些作者采用从轮毂至叶顶减小气流角的反扭曲<sup>[3]</sup>。这些方法在改善透平级性能方面取得了一些效果,但是它们都存在一些缺点。前者的流动模型没有考虑粘性的影响,当级负荷减小时可能在轮毂区产生严重的附面层脱离,这时流线可能具有正曲率,它与设计者的愿望正相反<sup>[4]</sup>。对于后者,当中径上气流角较小时,顶部气流角过小产生的损失增长不能被根部损失的减小而弥补,而且动叶进气角沿叶高更大的降低造成动叶设计复杂化及损失系数的增大。此外,反扭曲虽然能满意地消除气流核

心的反动度梯度,但是在叶根可能出现负反动度,引起从根部间隙吸气而增加损失<sup>[6]</sup>。

六十年代初期,王仲奇教授首次提出“静叶片的弯扭联合气成型”<sup>[1]</sup>,由于这种新型叶片克服了前两种方法的缺点,引起各国同行的极大关注。我们与国内外同行的大量理论与实践研究均得出了一致的结论:采用倾斜叶片不仅能减少透平静子中的能量损失,而且还能改善透平级的气动性能<sup>[6] [7] [8]</sup>。特别是在级负荷变动以及叶栅轴向、径向间隙较大时,更显示出这种叶片的优越性<sup>[9]</sup>。无论长、短还是中等叶片,采用它均能获益<sup>[6] [9] [10]</sup>。而且,从强度方面考虑,它还能减小引起大功率透平转子低频振动的循环力<sup>[9]</sup>。因此,这种叶片已开始应用于生产型涡轮上<sup>[11]</sup>。在这种情况下,研究倾斜叶片应用中的优化问题,对生产实际有重要的指导意义。本文实验研究了 $A=3$ 的透平环形静叶栅采用具有不同倾斜角的叶片对叶栅内及栅后能量损失的影响,探讨了倾斜叶片减少损失的机理、对应最小能量损失的最佳倾斜角以及保持回转面内叶型为最佳形状等问题。

## 实 验 模 型

实验是在哈尔滨工业大学开式低速环形叶栅风洞上进行的。实验叶栅由等截面叶片组成。叶栅和叶片的几何特性如下:

叶栅顶部直径  $d_1 = 404\text{mm}$

叶栅根部直径  $d_2 = 200\text{mm}$

弦长  $b = 73\text{mm}$

安装角  $\alpha_s = 41^\circ 53'$

几何进气角  $\alpha_0 = 90^\circ$

几何出气角  $\alpha_1 = 19^\circ$

叶栅轴向宽度  $B = 48\text{mm}$

叶片高度  $l = 102\text{mm}$

叶片数  $N = 18$

径高比  $A = 3$

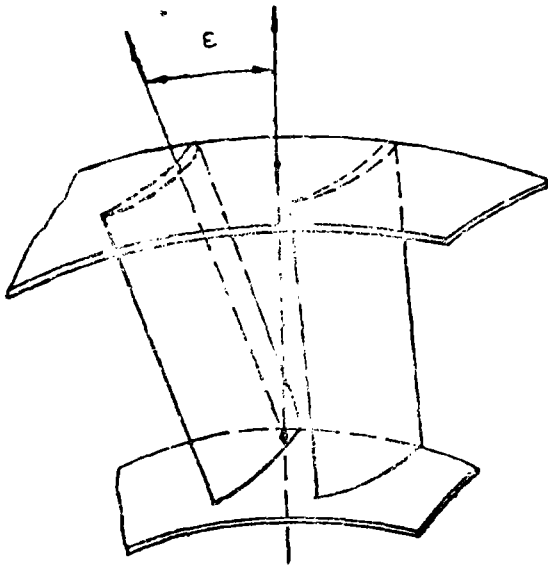


图1 叶片的倾斜角

对装有五种叶片的五套叶栅进行了实验: №.1, 径向叶片; №.2 和 №.3, 分别为 $10^\circ$ 和 $20^\circ$ 正倾斜角叶片(压力面与内壁面成锐角, 图1); №.3和 №.4, 分别为 $10^\circ$ 和 $20^\circ$ 负倾斜角叶片(压力面与内壁面成钝角)。

在叶栅后络取三个横截面作为测量平面, 它们的位置是: 平面1, 2和3距叶栅前缘的相对距离分别为 $x/B = 1.21$ ,  $1.69$ 和 $2$ 。每个测量平面上沿节距设立20个测点, 沿径向设立15个测点, 在所测平面内共有300个测点, 在每套叶栅的顶部、中部和根部沿叶型分别打有28个静

压测孔。气流的总压、静压和方向使用五孔球头测针测定。

叶栅前总压为815毫米水柱(表压), 叶栅出口平均半径处雷诺数  $Re = 4.46 \times 10^5$ 。

雷诺数应用的特征长度为  $b \left( Re = \frac{C\dot{o}}{\nu} \right)$ 。

## 实 验 结 果 讨 论

上述五种叶栅在风洞上进行了吹风试验, 详细测量了气流的总压、静压和气流出口角沿叶高和节距的分布。图2表示在叶栅出口平面(平面1)沿节距能量损失系数平均值沿叶高的分布。由此图可知, 当环形叶栅径高比较小时, 采用径向叶片, 叶栅根部的能量损失系数很大。因为在这种叶栅中存在较强的径向二次流, 上端壁和叶片表面附面层流到轮毂区, 造成那里附面层增厚和脱离, 因而能量损失增长。在此条件下, 采用正倾斜叶片, 将叶栅根部的正压梯度减小或改变成负值, 减少或消除径向二次流, 甚至将根部附面层“吸入”主流区, 根部能量损失将会大大下降。如图2所示, 具有 $10^\circ$ 正

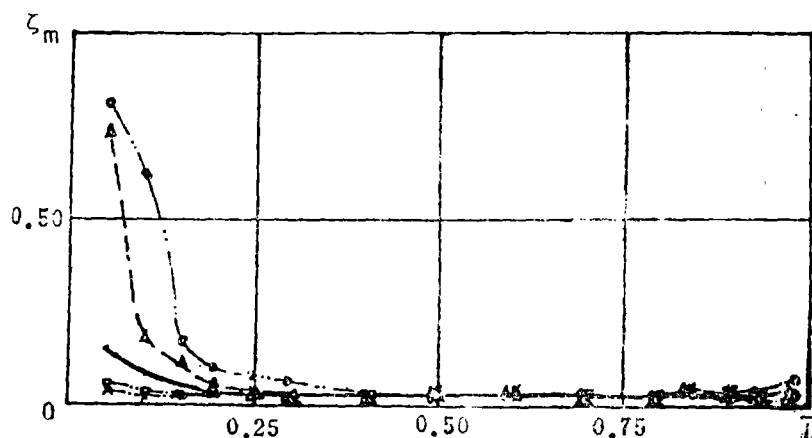


图2 沿节距平均能量损失系数沿叶高的分布(平面1)

—— 径向叶片    \* \* \* 正倾斜 $10^\circ$ 叶片    □□□ 正倾斜 $20^\circ$ 叶片    △△△ 负倾斜 $10^\circ$ 叶片    ○○○ 负倾斜 $20^\circ$ 叶片

倾斜角叶片的叶栅根部能量损失系数已下降得很低。但当采用正 $20^\circ$ 倾斜角叶片时, 根部能量损失系数不但没有继续降低, 反而有所增加。我们认为, 这是由于随着叶片倾斜角的增大, 在回转面上的叶型愈来愈偏离最佳形状, 引起叶型表面压力分布变坏, 正跨叶片截面内的逆压段增长并且逆压梯度增大(图3)。此外, 叶片出口边相对厚度 $\bar{\Delta}$ 也愈来愈厚, 当叶片倾斜角增加至 $20^\circ$ ,  $\bar{\Delta}$ 从0.11增加至0.13, 相应的尾流区必然加宽。这些变化都引起叶型损失增大。因此, 要想采用正倾斜叶片减小径向二次流损失, 同时避免叶型损失过快增大, 应该保持回转面内的叶型总是最佳形状。图4是叶栅按质量流量平均总能量损失系数随倾角的变化曲线。如图所示, 对应实验叶栅能量损失最小的最佳倾斜角是 $14^\circ$ 。当倾斜角小于最佳倾斜角时, 随着倾斜角的增大, 径向二次流减小的速度超过叶型损失增加的速度。而当倾斜角大于最佳倾斜角时, 随着倾斜角的增大, 径

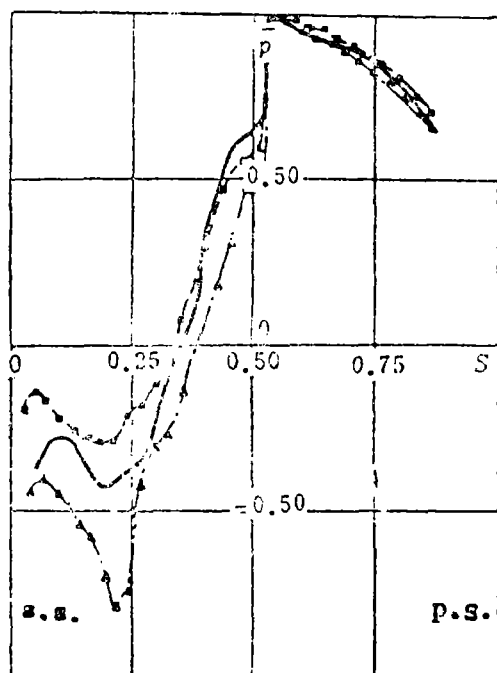


图3 在平均半径上沿叶片叶型表面  
静压系数的分布

——正倾斜10°叶片, □□□径向叶片, △△△正倾斜20°叶片

向二次流损失减小的速度则慢于叶型损失增加的速度。因此, 过大的倾斜对叶栅能量损失的降低是不利的。至于负倾斜叶片, 由于采用它增大了径向正压梯度, 无论是方案4还是方案5均使能量损失系数增加(图2, 图4)。

在揭示采用倾斜叶片能够降低叶栅损失的机理中, 许多作者认为, 反动度沿叶高的均匀分布能够减小乃至消除径向二次流。我们在文献[12]中曾指出, 反动度沿叶高的均匀化并不是降低径向二次流的决定因素。重要的是控制叶片流通内, 尤其是叶栅喉部以后流道内的静压沿叶高的分布。我们的计算和实验结果均表明, 无论叶栅具有正、负倾斜还是径向叶片, 栅后静压叶高的分

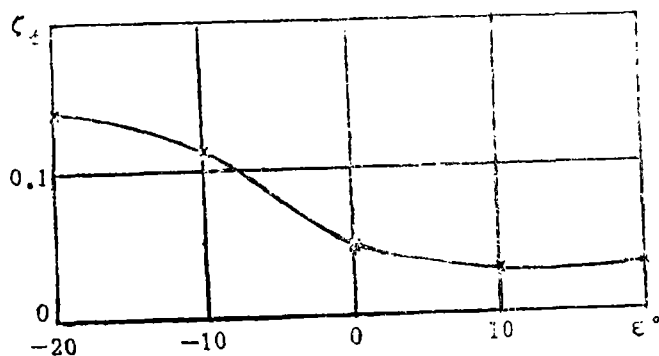


图4 质量流量平均总能量损失  
系数随倾斜角的变化

布都大致相同(图5)<sup>[6]</sup>。然而, 在叶栅流道内静压沿叶高的分布对于三类叶栅却明显不同。采用正倾斜叶片, 在流道内形成径向负压梯度(图6)。在此负压梯度的作用下, 下端壁附面层被吸入主流区, 因而该处附面层不会增厚。叶栅能量损失系数的当地

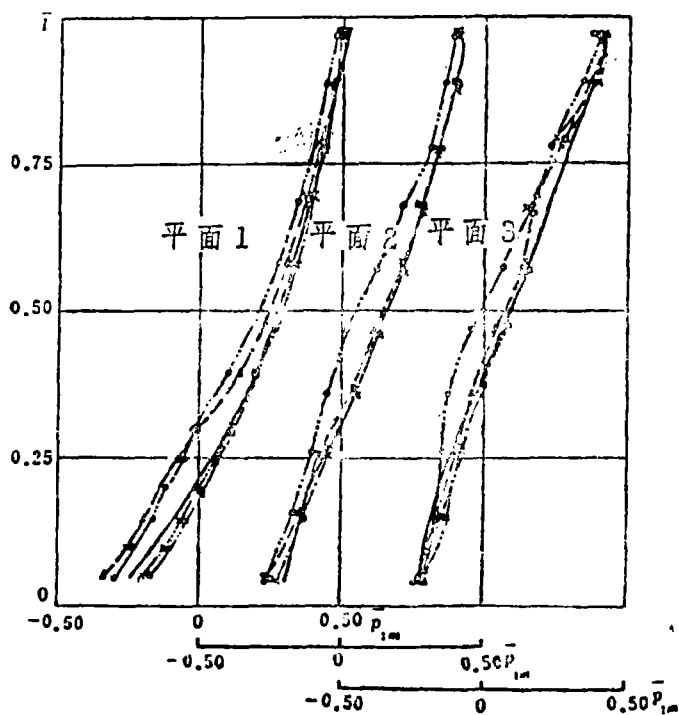


图5 沿节距平均静压系数沿叶高的分布。图例同图2。

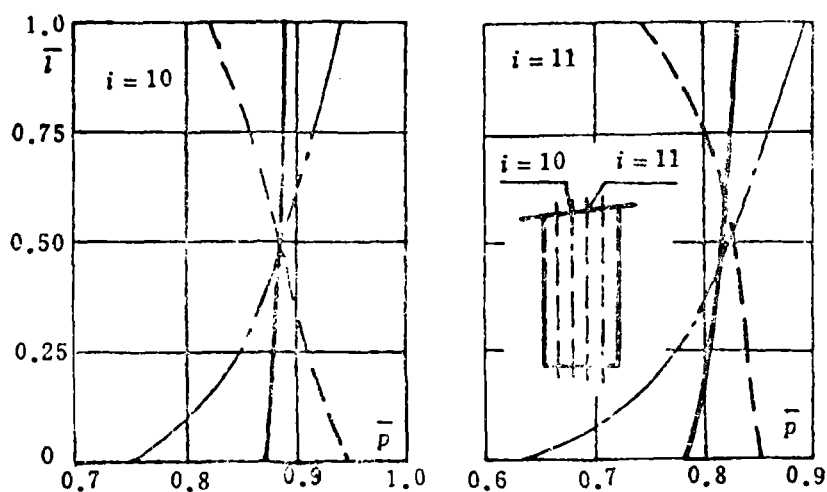


图6 叶栅流道内静压系数沿叶高的分布

——径向叶片； ---正倾斜叶片； - · - · -负倾斜叶片。

分布等值线(图7)证明了上述结论的正确性。由图可见,正倾斜叶片叶栅的根部附面层用五孔球头测针已无法测到。而随着叶片负倾斜角的增大,根部高损失区越来越大。

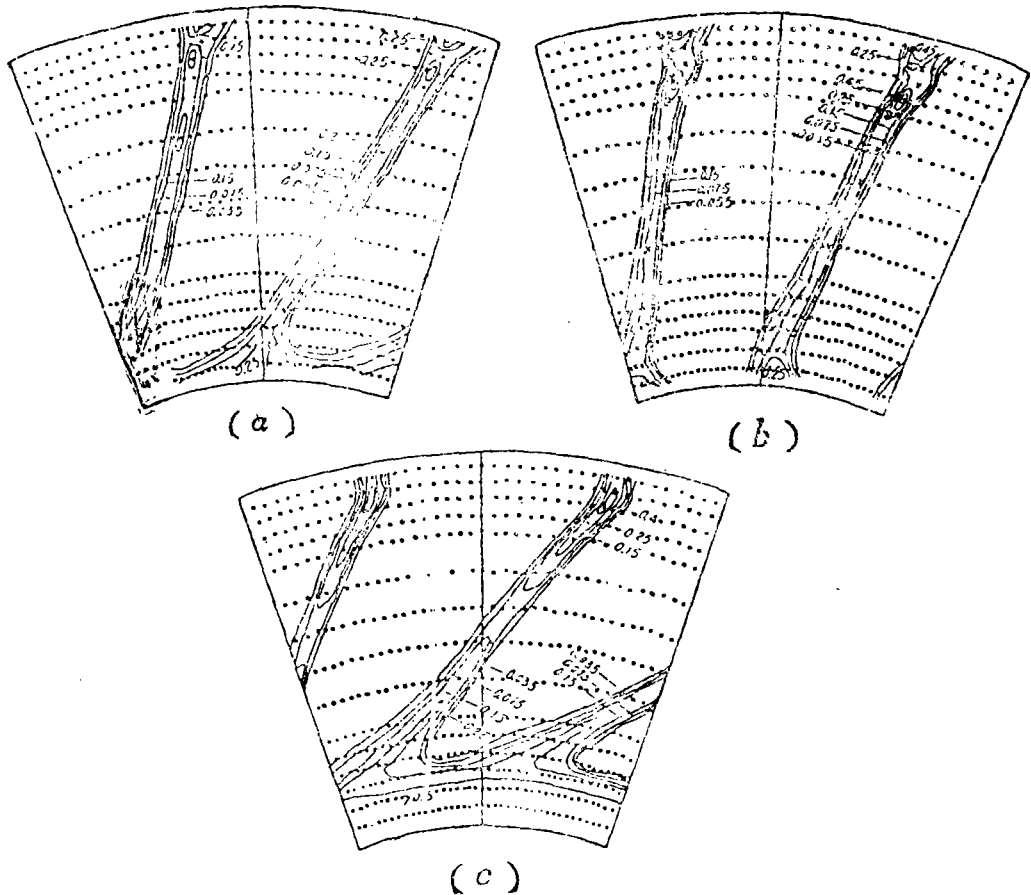


图7 能量损失系数当地分布等值线(平面1)

(a) 径向叶片 (b) 正倾斜20°叶片 (c) 负倾斜20°叶片

气流在子午面内的倾斜角  $\alpha$  的周向平均值沿叶高的分布(图8)表明,对于径向叶片,流线在叶栅出口截面有些向上偏斜。而对于正倾斜叶片,气流被压向根部,使其不易脱离。叶片的负倾斜加强了流线的向上偏斜,因而气流在叶栅根部更易脱离。叶栅出口气流角的测量表明,在20°负倾斜角叶片组成的叶栅中,在出口平面就出现了负的气流角,这表示在此类叶栅中已存在气流的回流。在正倾斜叶片叶栅中,根本看不到这种现象(图9)。

采用倾斜叶片不仅能降低叶栅内的能量损失,而且对下游流的能量损失也有显著影响。叶栅能量损失系数质量流量平均值沿轴向分布(图10)表明:对于具有正、负倾斜和径向叶片的三类叶栅,能量损失系数沿轴向的增长速率是有明显区别的。由正倾斜至负倾斜,三条曲线的斜率是增大的,因而能量损失系数增长的速率也是越来越快。由平1至平面3,径向叶片能量损失系数增加了0.1385,正倾斜叶片只增加了0.0779,是

前者增长值的 $\frac{3}{5}$ ，负倾斜叶片则增加了0.1893，是径向叶片增长值的1.37倍。我们认为，

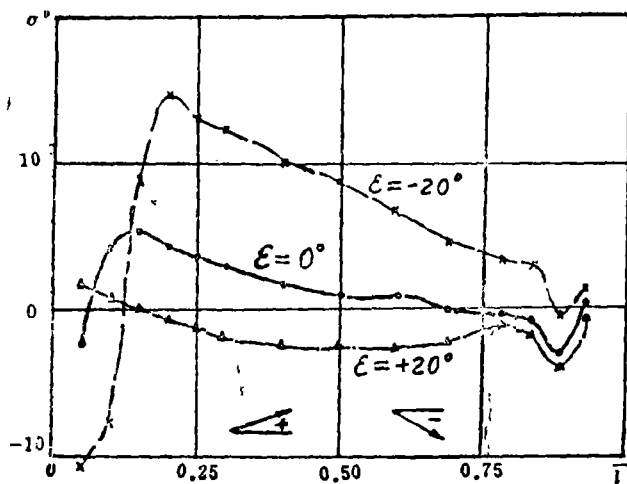


图8 子午面气流倾斜角周向平均值沿叶高分布 (平面1)

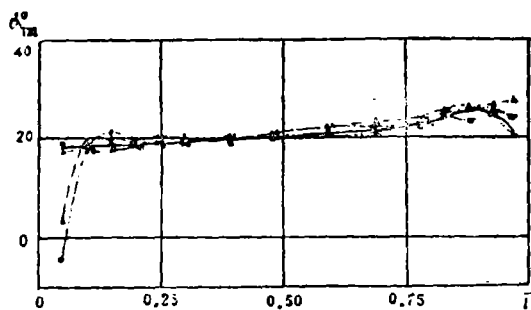


图9 沿节距平均气流角沿叶高的分布 (平面1) 图例同图2

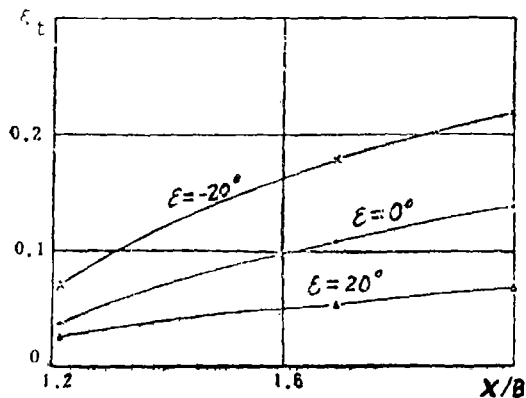


图10 质量流量平均总能量损失系数沿轴向分布

三类叶栅能量损失系数沿轴向增长速率的不同，是由于它们各自在下游流进口流入的低动量气流的数量不同而造成的。由子午面内气流倾斜角当地分布等值线 (图11) 可见，三类叶栅在尾流区的  $\sigma$  值皆为负值，这说明沿尾流区皆存在径向二次流。由图7又可知由于上、下端壁附面层及出口边涡的影响，下游流场极不均匀。高损失区低动量气流的二次动能流动过程中逐渐消散，

产生下游流的掺混损失。径向二次流和掺混是造成下游流损失的主要根源。其中径向二次流强度取决于径向正压梯度的大小。图5表明三类叶栅栅后静压梯度大致相同。因此，三者能量损失系数沿轴向增长率的差别不是由于径向二次流强弱不同造成的。而掺混损失的大小与进入下游流低动量气流的数量有关。由图7可见，在三类叶栅入口高损失区的面积大小明显不同。径向叶片高损失区占被测面积的25%，正倾斜叶片只占19%，而负倾斜叶片则占34%。显而易见，三类叶栅能量损失系数沿轴向增长速率的区别是由掺混损失增长速度不同引起的。这更进一步证明了我们的论点：叶栅下游流能量损失大小的决定因素不是反动度沿叶高的分布，而是由进入下游流，特别是进入轮毂区低动量气流的多少

来决定,而后者是由流道内,特别是流道后部静压沿叶高的分布决定的。因此,我们认为:控制流道内,特别是流道后部静压沿叶高的分布不仅是减小叶栅损失的 决定因素,而且也是改善叶栅下游流性能的决定因素。

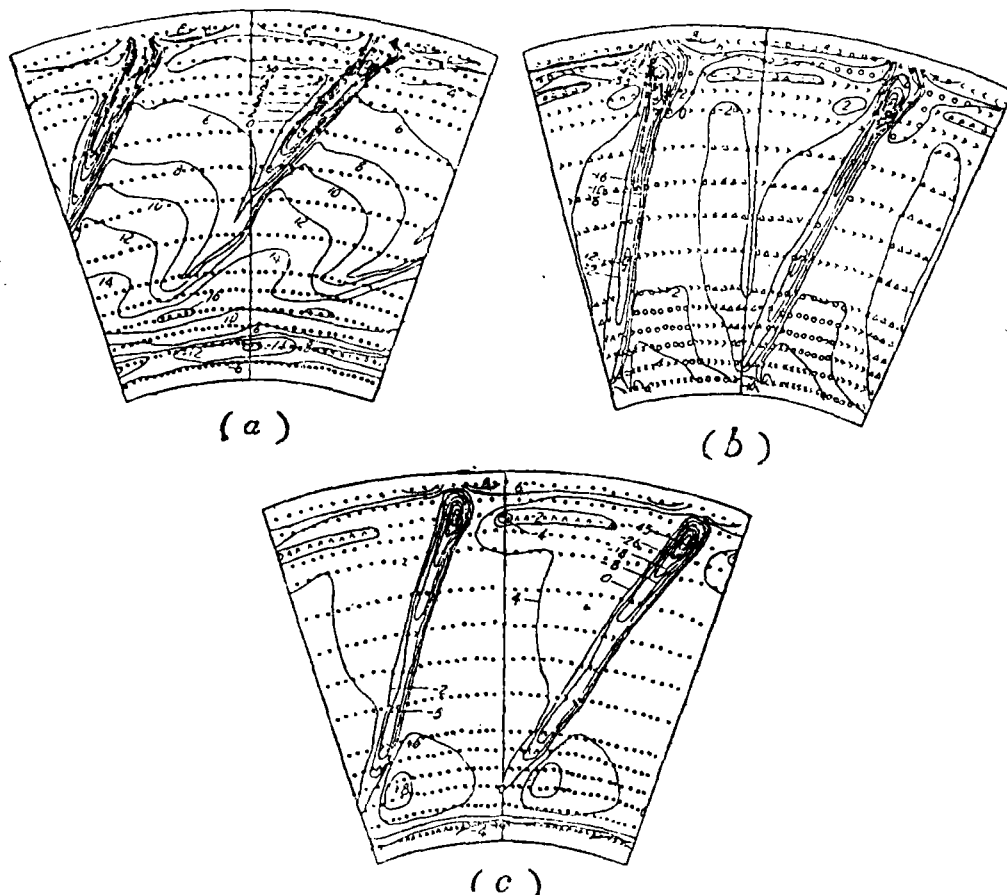


图11 子午面内气流倾角当地等值线分布(平面1)

(a) 径向叶片 (b) 正倾斜20°叶片 (c) 负倾斜20°叶片

## 结 论

1. 对于内、外壁均为圆柱面的小径高比环形叶栅,采用正倾斜叶片是降低叶栅及其下游流能量损失的有效方法。对于同一径高比的叶栅存在着一个最佳正倾斜角。在我们实验条件下,当叶片倾斜角在最佳倾斜角左右时,能量损失系数下降25%。

2. 控制静压在流道内,特别是在流道后部沿叶高的分布不仅是减小叶栅能量损失的决定因素,而且也是减少下游流能量损失的决定因素。

3. 采用正倾斜叶片可以使气流流线在叶栅出口压向轮毂区,消除根部附面层分离的可能。同时,由于减少了下游流中低动量气流的数量,削弱了作用在动叶上的循环力,有利于消除转子的低频振动。

4. 为了保证叶型损失不因叶片的倾斜而过快地增加, 要进行座标换算, 使回转面上的叶型保持为最佳形状。

### 参 考 文 献

- [1] Deich M. E., Gubalev A.B., Filopov G. A. and wang Zhong-chi. A New Method of profiling the Guide Van Cascades of Stages with Small Ratios of Diameter to Length, Теплоэнергетика, No.8(1962).
- [2] Levina M.E and Slobjarnewk L.E., A Turbine with Constant Reaction, Теплоэнергетика No.9(1956).
- [3] Dorman T. E. , Welna H. , Lindlauf R. W. , The Application of Controlled-Vortex, Aerodynamics to Axial Flow Turbines, Trans of the ASME, No.3(1968).
- [4] 王仲奇, 徐文远, 韩万今, 透平长叶片级的气动力计算及某些实验结果的讨论, 工程热物理学报, Vol.2, NO4, NOV., 1981, 328—334.
- [5] Докт. техн. наук, проф. А. Е. Лезина и другие, Комбинированный прием уменьшения радиальной разности реактивности в турбинных ступенях, Известия ВУЗОВ, Энергетика, 1982, №.5, 61—65.
- [6] Wang Zhong-qi, Xu Wen-yuan and Han Wan-jin, An Experimental Investigation into the Influence of the Blade leaning on the Secondary Flow in Annular Cascades with a Small Diameter-length Ratio, the ASME Winter Annual Meeting, November 17-22, 1985.
- [7] K. V. Batel, Investigation of a high Work Axial Gas Generator Turbine, S.A.E. paper 830618.
- [8] A. E. Kilillov and the others, Specialities of Calculation of the Turbine Stages with Peripheral Leaned Blades, Энергомашиностроение, №.7, pp.2-5, 1984 (in Russian).
- [9] Докт. техн. наук. И.И. Кириллов и другие, Характеристики турбинных ступеней средней верности со сниженным градиентом степени реактивности, Теплоэнергетика, 1981, №. 12. 35-38.
- [10] F.A.E. Breugelmans, Y. Carels, M. Demuth, Influence of Dihedral on the Secondary Flow in a Two Dimensional Compressor Cascades, Trans. ASME, J. of Eng. for Gas Turbine and Power, vol. 106, №.3, pp.578-584, 1964.
- [11] Engine Makers Lead in Computer Uses, Aviation Week and space Technology, August 29, 1983.
- [12] Wang Zhong-qi Lai Sheng-Kai and Xu Wen-yuan, Aerodynamic Calculation of Turbine Stator Cascades with Curvilinear Leaned Blades and some Experimental Results, Symposium papers of 5-th ISABE, 1981, pp.30(1)-33(9).

## AN EXPERIMENTAL STUDY ON THE APPLICATION OF LEAN BLADES TO REDUCE LOSSES IN BOTH ANNULAR CASCADES AND THEIR DOWN-STREAM FLOWS

Han Wan-jin, xu wen-yuan and Wang Zhong-qi  
(Harbin polytechnical University)

### Abstract

Through blow-down tests conducted on turbine annular stationary cascades with a small ratio

of mean-diameter/blade height, it has been proved that in cascades having inner and outer walls of a cylindrical surface, the use of positive lean blades makes it possible to "suck" the boundary layer at flow channel root portion into the main flow zone, to eliminate radial secondary flows, markedly reduce energy losses in cascades, and at the same time, to control the downstream flow separation and decrease losses due to intermingling, thus significantly improving the flow characteristics of the down-stream flows.

Key words, turbines, annular cascades, aerodynamic tests.

## 有关喷注蒸汽燃气轮机最近动态三则

### (一) 第一台喷注蒸汽的燃气轮机LM5000STIG<sup>TM</sup>已出厂交货。

1986年12月第一台喷注蒸汽的燃气轮机LM5000STIG<sup>TM</sup>在美国通用电器公司完成总装、试车、出厂。这台机组将安装在美国加利福尼亚、格罗国际蛋白技术的联合发电厂, 它将为冷藏库提供49 500千瓦电力。

燃气轮机喷注蒸汽的经验是从加利福尼亚新普松造纸厂的一台LM5000燃气轮机改造而获得的, 该机组喷注的效果比预期的要好。不喷注蒸汽LM5000的燃气轮机可发出34兆瓦功率, 如大量喷注蒸汽则能发出52.4兆瓦功率。喷注蒸汽不仅提高航空派生燃气轮机的出力, 而且提高效率20%, 控制排污物 $NO_x$ 的效果也很好, 使之不超过25 Ppm。

通用电器公司将把这一经验推广应用到LM—2500舰用燃气轮机上。

### (二) 煤气发生器——喷注蒸汽燃气轮机一体化装置的进展引人注目。

现代化的煤气发生器和喷注蒸汽燃气轮机的示范表明: 它既是经济的, 而在环境上又是可接受的动力装置, 它被列为美国能源部煤的净化技术发展项目。

煤气发生器——喷注蒸汽燃气轮机一体化装置(IGSTIG)在高温燃气净化系统中具有重要作用。它能从燃烧前的高温煤气中分离污染物, 与传统的烟气脱硫方法比较, 需要清洁的气体量大为减少, 这是一种紧凑和便宜的系统。比起传统的燃煤工厂, LM5000、50兆瓦的煤的气体化工厂的投资和建造安装时间要少得多, 它将成为未来的意义重大的电力厂系统, 这一技术十分引人注目。

### (三) 美华尔于杂志预言燃气轮机灿烂的未来。

1986年9月16日美华尔街杂志标题为“燃气轮机将解决未来的电力需要”一文中预言废除燃油应用法规的限制将使得美国燃气轮机市场变得难以对付。文章指出: “新的燃气轮机循环, 很多不为人们所熟悉。如先进的联合循环, 涡轮增压喷注蒸汽燃气轮机和中间冷却喷注蒸汽燃气轮机, 它们具有很高的效率, 可节省30—40%的燃油, 将成为未来电力厂的动力, 以代替贵的原子能和燃煤电力厂动力。美国将在这一技术领域市场进行有力的开发和竞争以取得领先地位”。

骆凤标摘自《美国GE公司HLGHLIGHTS》