

大转角透平叶栅叶片反弯曲 的实验研究*

哈尔滨工业大学 王仲奇** 谭春青 韩万今 周谟春

【摘要】 同常规直叶栅相比,叶片反弯曲可改善端壁前缘区流动,降低前缘涡和通道涡强度,减小前缘涡损失及通道涡粘性耗散损失,整个叶栅的通流能力提高 3.2%,质量流量平均总损失降低 19.1%,同时,叶栅出口气流条件也得到改善。因此,对于大转角透平叶栅,在进行弯曲叶片的弯扭气动联合成型时,迫切需要研究和采用这种新的叶片叠积方式,以使二次流损失降低。

关键词: 透平叶栅 反弯曲叶片 大转角 二次流

在大转角透平叶栅中,通道涡很强,通道涡以及高损失区靠近叶栅中部区域。对于这类叶栅,叶片的倾斜提高了压力面与端壁成锐角侧的通道涡强度及损失^[1],并推动它们向压力面与端壁成钝角侧发展,同时降低了钝角侧自身的通道涡强度及损失,并将其抑制在该侧端壁附近。结果,两涡在钝角侧汇合,锐角侧产生的二次流损失大部分被迁移到钝角侧。倾斜叶片叶栅的实验结果启发我们做如下推测:若采用压力面与端壁均成钝角的复合负倾斜叶片,即反弯曲叶片,有可能抑制通道涡的发展,降低叶栅的二次流损失。

1 实验装置

实验是在低速平面叶栅风洞上进行的。实验叶栅模型为: (a) 常规直叶片叶栅; (b) 在两端端倾斜角各为 -15° ; 并对称于中分面的反弯曲叶片叶栅,见图 1。在实验叶栅栅前、流道内和栅后分别设置 3 个、6 个和 1 个

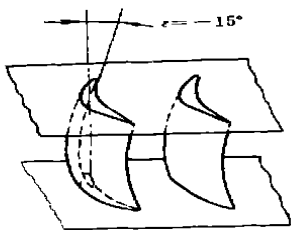


图 1 反弯曲叶片叶栅

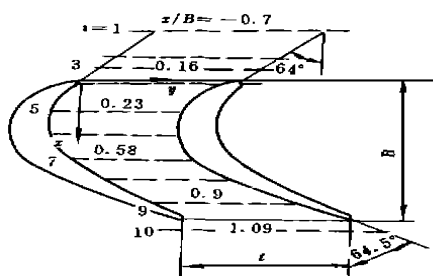


图 2 测量面位置

出口边 10mm(图 2)。叶栅的其它几何和气动参数为: 叶弦 $b = 120\text{mm}$; 轴向弦长 $B = 105\text{mm}$; 叶高 $H = 110\text{mm}$; 展弦比 $H/b = 0.917$; 相对节距 $t/b = 0.667$; 几何进气角 $\alpha_0 = 64^\circ$; 几何出气角 $\alpha_p = 64.5^\circ$; 栅前总压 $P_0^* = 5958\text{Pa}$ (表压); 叶栅出口 $Re = 6.4 \times 10^5$; 马赫数 $Ma = 0.26$ 。

2 实验结果与讨论

2.1 上游及前缘附近流动

为了给出进口流场特性及不同型式叶栅对来流的影响,在第 1 测量面分别测量了安装或不安装以及安装不同型式叶片叶栅时风洞出口段的流动。在有、无叶栅时流场都对称于中分面(位于半叶高处且平行于上下端壁的平面)。在未安装叶栅时测得的附面层厚度 $\delta = 23.6 \text{ mm}$, 平均密流 $\overline{\rho_{cx}} = 50.8 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$; 安装直叶栅时 $\delta = 26.9 \text{ mm}$, $\overline{\rho_{cx}} = 44.2 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$; 而安装反弯曲叶片叶栅时 $\delta = 24.6 \text{ mm}$, $\overline{\rho_{cx}} = 45.6 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 。 δ 及 $\overline{\rho_{cx}}$ 的变化是由于有、无叶栅以及不同型式叶栅的阻塞效应不同引起的。同直叶栅相比,叶片反弯曲后进口附面层减薄,平均密流增大,叶栅的通流能力提高 3.2%。

对于大转角透平叶栅,进口附面层绕流叶片前缘三维分离形成的前缘涡(包括马蹄涡)流动图谱,已由文献[2]的彩色氦气泡流动显示所展现。前缘涡的强弱不仅关系到进口流动损失的大小,而且关系到下游流动损失的增长。影响前缘涡强度有三要素:一是来流附面层厚度;二是指向端壁的滞止负压梯度;三是沿流向的逆向梯度。对于该两套叶栅进口段,由测量面 2 至 4 都存在着指向端壁的滞止负压梯度,但在数值上差别不大。沿流向逆压梯度和来流附面层厚度,常规直叶片叶栅都较反弯曲叶片叶栅大。因此,叶片反弯曲后在第 4 测量面测得的前缘涡强度减弱,前缘损失降低。

2.2 栅内流动

对该叶栅的流动显示指出^[2],在流道的前部由于前缘涡的压力面分支和流道入口段横向压力梯度的双重作用,使得整个节距上的进口附面层发生分离,分离形成的涡与前缘涡的压力面分支卷绕在一起,形成通道涡的粘性涡核。前缘涡吸力面分支绕过叶片前缘后,沿着该叶片的吸力面向下游延伸,并在距前缘不远处消失。

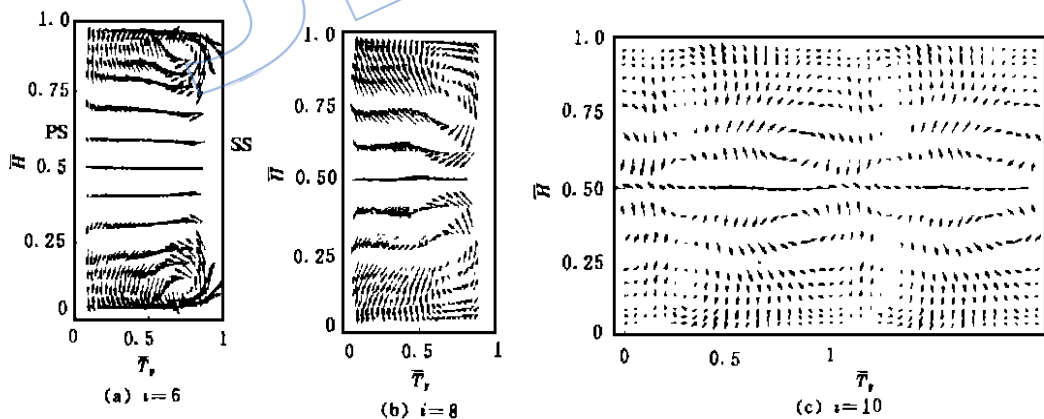


图 3 直叶片叶栅部分测量面二次速度矢量图

图 3、图 4 为两类叶栅部分测量面二次速度矢量图,这里主流方向取为测量面平均气流方向。各图取同一比例尺,但用相对坐标表示。 $T_y = y/T_y$;在栅内测量时, y 为测点距压力面周向距离, T_y 为该测量面宽度;在栅外测量时, y 为测点距起始测点周向距离, $T_y = t$ (t 为节距)。通过栅内测量可清楚看到通道涡在栅内的产生与发展过程。在距前缘较近的第 5 测量面可测

到通道涡的存在,它产生于端壁前缘压力面,并向吸力面发展,到第 6 测量面通道涡与吸力面相切(图 3(a)),强度增大,旋涡运动逐渐波及整个流道,沿流向涡心逐渐远离端壁(图 3(b)),随着通道涡逐渐接近叶栅出口,它又向压力面发展。上、下通道涡在第 9 测量面相遇。

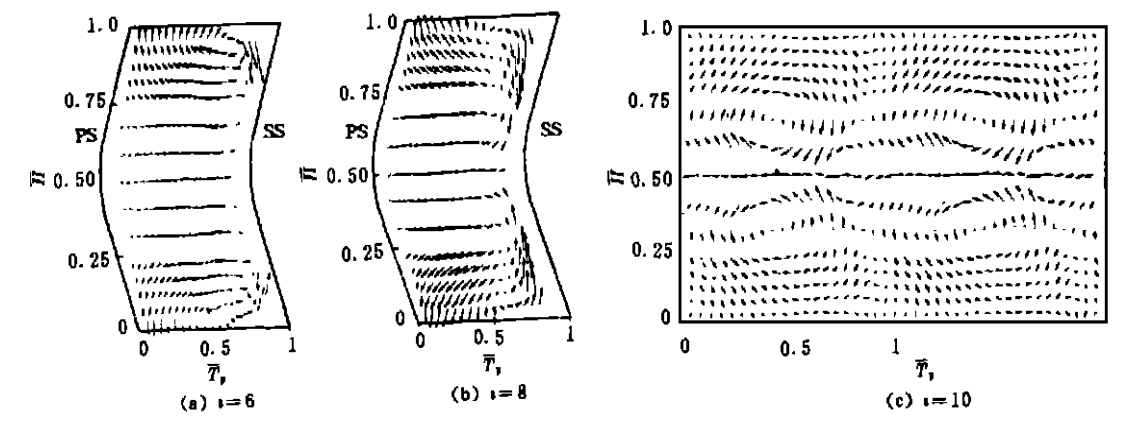


图 4 反弯曲叶片叶栅部分测量面二次速度矢量图

叶片反弯曲后,在第 5 测量面观察不到通道涡,在第 6 测量面才能观察到明显的通道涡(图 4(a)),通道涡逐渐向半叶高发展,但其程度要比直叶栅低。在第 6 至第 8 测量面之间(图 4(a)、(b)),通道涡基本被控制在吸力面角区附近;同直叶栅相比,通道涡向压力面偏移程度降低,通道涡对流道的影响也降低了。由于上、下通道涡得到抑制,在第 9 测量面两涡没有汇合。在第 9 测量面上、下通道涡涡心相距为 0.36 相对叶高,而直叶栅为 0.22 相对叶高。

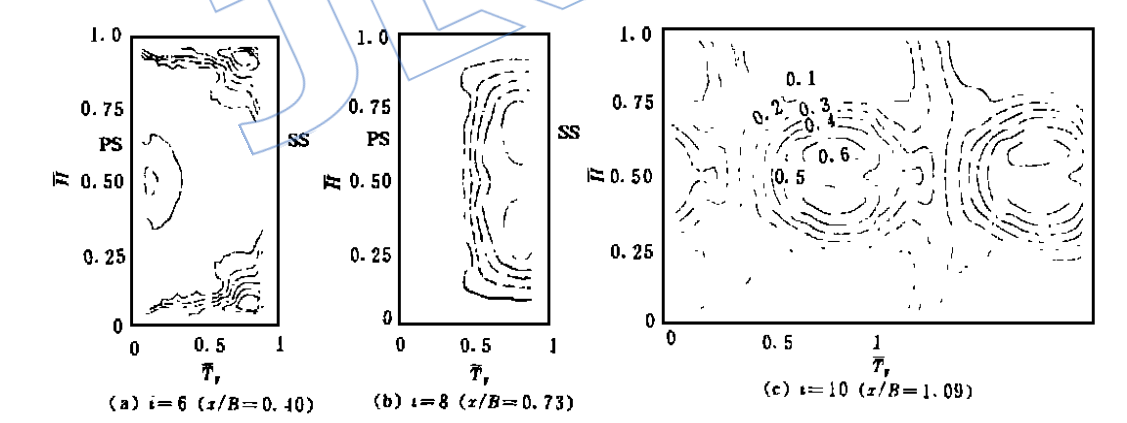


图 5 直叶片叶栅部分测量面当地能量损失系数等值线分布

由于前缘涡的产生,前缘涡区产生了较高的能量损失。随着通道涡的产生与发展,高能量损失核心与通道涡核位置基本一致,这表明通道涡确实是一个低能流体的集聚与耗散区。叶片反弯曲后,各测量面都较直叶栅的损失降低(图 5、图 6)。由于前缘涡的减弱,前缘涡区损失降低;又因通道涡强度降低,端壁附近低能流体不能立即卷吸入通道涡内,在通道涡之外仍存在高损失区。随着通道涡的发展,到第 9 测量面低能流体才能被通道涡全部卷吸,而直叶栅在

第 8 测量面之前就已实现(图 5(b))。很强的通道涡必然产生高的旋涡粘性耗散损失,这是直叶栅二次流损失高于反弯曲叶片叶栅的另一重要原因。

2.3 出口流场

在第 10 测量面,直叶片叶栅上、下通道涡涡心相距 0.20 相对叶高,而反弯曲叶片叶栅为 0.29 相对叶高(图 3(c)、图 4(c))。通过涡量计算还可看到,直叶片叶栅同反弯曲叶片叶栅相比,通道涡尺度接近,但后者涡量较小;直叶片叶栅出口存在一个尺度较大但强度较弱的尾涡,叶片反弯曲后尾涡尺度减小,但强度变化不大。另外在出口边没有测到壁角涡的存在,这同文献[2]显示结果相符。从损失分布看(图 5(c)、图 6(c)),叶片反弯曲后高损失区减小,高损失没有波及整个节距范围,最高能量损失系数也下降。如果计及质量流量的影响,直叶片叶栅出口测量面总的质量流量损失系数为 0.2181,而反弯曲叶片叶栅为 0.1764,损失下降了 19.1%。

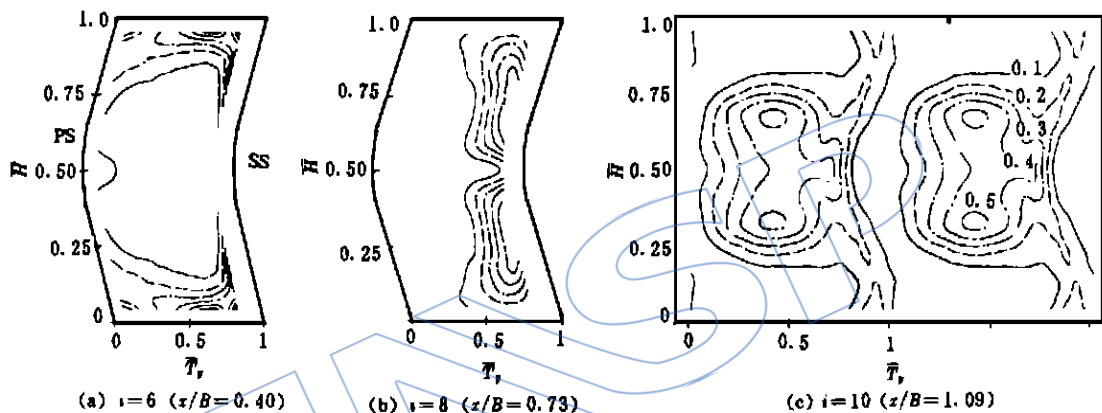


图 6 反弯曲叶片叶栅部分测量面当地能量损失系数等值线分布

最后需要提及,叶片反弯曲后出口气流角也趋向均匀,节距平均最大气流角(从周向记起)由 70.3 降为 69.7°;最小气流角由 48.8 提高到 54.9°,都向该叶栅几何出气角 64.5 靠近。

结论 (1) 在大转角透平叶栅中,叶片反弯曲可改善端壁前缘区流动,减小叶栅的前缘涡强度及其损失,叶栅通流能力提高 3.2%。(2) 叶片反弯曲可抑制通道涡形成与其强度增长,因而降低了通道涡的粘性耗散损失。(3) 直叶栅质量流量平均总损失系数为 0.2181,反弯曲叶片叶栅为 0.1764,后者比前者损失降低 19.1%。(4) 叶片反弯曲使叶栅出口气流角趋向均匀,改善了气流出口条件和对下一级叶片的冲击。

参 考 文 献

- 1 韩万今,谭春青,石红等.叶片倾斜对大转角透平叶栅流道内通道涡及损失影响的实验研究.中国工程热物理学会热机气动热力学会议论文集,1991,III-43,912034
- 2 康顺,王仲奇,徐文远等.透平叶栅中集中旋涡控制方法的研究.中国工程热物理学会热机气动热力学会议论文集,1989,892017

(责任编辑 魏星禄)

FULL- LENGTH PAPERS

AN EXPERIMENTAL STUDY ON BLADE NEGATIVE CURVING IN A TURBINE CASCADE WITH A LARGE TURNING ANGLE

Wang Zhongqi, Tan Chunqing, Han Wanjin, Zhou Mochun
(*Harbin Institute of Technology*)

ABSTRACT

Turbine rectangular cascades with conventional straight blades and negative curved ones at obtuse angles between their pressure surfaces and both endwalls were investigated in a low speed plane cascade wind-tunnel. The measuring planes with five-hole micro-spherical probes were arranged as 3 before, 6 in and 1 after the cascades. The experimental results show that the origination and development of horseshoe vortices and passage vortices as well as the meeting of the passage vortices in the midspan region almost dominate the whole flow field of conventional straight cascade. In comparison with those of conventional straight cascade, blade negative curving improves the flows around blade leading edges near both the endwalls, and reduces the intensities and viscous dissipation losses of leading edge vortices and passage vortices. As a result, the flux capability of the cascade increases by 3.2%, the mass flux averaged overall loss coefficient is cut down by 19.1%, at the same time the good inlet condition is provided for the rotor cascade.

A COMPUTER PROGRAM FOR MERIDIONAL FLOWS IN MULTISTAGE AXIAL FLOW COMPRESSORS WITH TURBULENCE AND MULTI- EFFECTS OF 3- D FLOWS

Li Shiming (*Tsinghua University*)

Chen Maozhang (*Beijing University of Aeronautics and Astronautics*)

ABSTRACT

It has been shown early by the authors that the spanwise mixing is caused by turbulent diffusion and different kinds of three-dimensional flow effects. This paper introduces a computer program based on this theory. A new kind of rotary enthalpy has been defined and its related equation has been derived to simplify the present problem. The details for modeling all the unknown correlation mixing terms involved in the computations and the numerical scheme have been also presented. The results obtained agree well with the experiments for five compressors. The results also show some improvement over the previous theories.

A BLADE ELEMENT METHOD FOR PREDICTING THE OFF- DESIGN PERFORMANCE OF COMPRESSORS

Tang Diyi (*Northwestern Polytechnical University*)

Wang Yongming (*Sichuan Aeroengine Research Institute*)

ABSTRACT

A method for predicting the off-design performance of an axial flow compressor is presented. The fundamental of the calculation is incorporation of three flow phenomena: the annulus flow, the cascade flow and the flow of annulus wall boundary layer. The calculation of the annulus flow is based on the radial equilibrium of mainstream