

涡轮直、弯叶栅冷气掺混流场结构的分析

李海滨, 冯国泰, 陈 浮

(哈尔滨工业大学 能源与工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘 要: 为了解气冷涡轮叶栅内不同叶片弯角对叶栅流场的影响, 对低速条件下不同射流条件及弯角的叶栅流场进行了数值模拟, 分析了二次流在叶栅流道中的演变过程, 用物理量 *swirl* 分析流场中的涡系及二次流分布。发现二次流集中在叶片表面、端壁、叶片尾缘和冷气孔附近; 前缘逆主流射流在内弧产生反向径向二次流, 随弯角增加现象更加明显; 多排孔喷气的弯叶栅, 其叶背的极限流线呈明显的波动式流动, 随弯角的增加, 其波动幅度加大。

关键词: 气体冷却; 涡轮叶片; 流动特性; 数值法和计算方程

中图分类号: V235.113

文献标识码: A

文章编号: 1001-4055 (2003) 02-0125-05

Flow field structure analysis in straight and bowed turbine vanes under cooling air mixture

LI Hai-bin, FENG Guo-tai, CHEN Fu

(School of Energy Science and Engineering, Harbin Inst. of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: To deeply understand the effects of different blade bowed angle on flow field structure in air cooled turbine cascade, the cascade flow field was numerically simulated under different air injections and different blade bowed angles at low speed. The development of secondary flow in cascade was analyzed. The physical quantity *swirl* was used to analyze the vortex system and secondary flow distribution. The results show that the secondary flow gather on the blade surface, endwall and nearby trailing edge and cooling air holes; the counter radial secondary flow on pressure surface was observed with injection from leading edge, this phenomenon became more obvious as the blade bowed angle increasing; with injection from multiple rows of cooling air holes, the limiting streamlines on suction surface showed obvious fluctuant flow, the amplitude of fluctuation increased as the blade bowed angle increasing.

Key words: Gas cooling; Turbine blade; Flow characteristics; Numerical method and procedure

1 引 言

气冷涡轮已有的研究成果表明^[1-4], 流道中各种涡系会显著影响气膜冷却的效果; 冷气的加入, 对叶栅流道中的各个涡系又会产生不同的影响。如在叶栅流道的不同位置喷射冷气, 有可能使通道涡增强也有可能使通道涡减弱^[5]。现有的设计方法仅根据二维的 S_1 流面计算结果凭经验确定冷气孔的数量和位置, 显然已远远不能满足现代高性能、高负荷发动机的需要。因此必须定性、定量地了解各种参数对冷却涡轮气动性能的影响。

现有叶轮机气膜冷却的研究成果中^[6-8], 大多是基于直叶片或扭叶片的, 叶片弯曲条件下气膜冷却对性能的影响很少见报道。弯叶片利用叶片力的径向分量使叶栅流道内的静压重新分布, 从而控制二次流的流动达到降低损失的目的^[9]。但用气膜冷却后, 流场的压力分布、速度分布与涡系结构均发生了变化。本文针对具有冷气掺混的直、弯两种不同叶片的涡轮叶栅, 研究冷气掺混对涡轮叶栅流场结构的影响。

2 计算条件

研究了无冷气掺混、前缘 1 排孔喷气和沿叶片周

• 收稿日期: 2002-01-24; 修订日期: 2002-04-19。基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (59976007)。

作者简介: 李海滨 (1968—), 博士, 高级工程师, 研究领域为叶轮机机械设计 & 计算流体力学。

向开设 9 排孔喷气三种冷气掺混条件,在直叶栅、弯角为 10° 和弯角为 20° 的正弯叶栅三种叶片弯曲条件下,9 个算例的叶栅流场流动状况。有气膜孔冷却的情况下,每排孔冷气的吹风比约为 1.2%。叶片的展弦比为 1.6。叶片的几何参数见文献[10]。计算中,主流进口给定总温、总压、气流角;冷气孔进口给定流量、总压、气流角;叶栅出口给定出口静压。

数值计算采用 H 型网格、C 型网格和 O 型网格相结合的结构化多块网格。叶栅主流道的计算网格数约为 12 万,每个冷气孔的计算网格数为 125 个。冷气孔与主流道的网格采用非对应的连接方式。图 1 给出了一个算例的计算网格示例。计算中的湍流模型采用标准的 $k-\epsilon$ 模型。

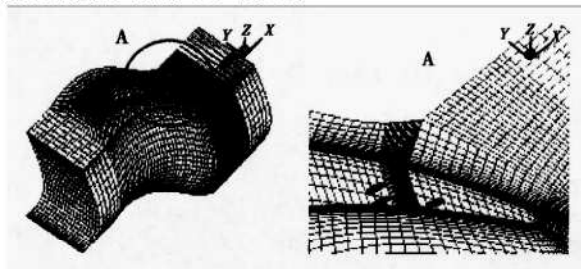


Fig.1 Grid of a case

3 叶栅内漩涡分布与涡结构分析

本文采用 $swirl$ 进行流场分析, $swirl$ 定义为

$$swirl = \omega \cdot V / \rho \|V\|^2$$

式中 ρ 为流体的密度; V 为流体的速度矢量; ω 为流体的涡量(Vorticity)矢量。

为区别通常意义的旋涡,这里“漩涡”代表 $swirl$,是一个标量,其值为一实数。当流体的涡量矢量 ω 垂直于流体的流动方向时, $swirl$ 为 0;当流体的旋转方向与流动方向相同时, $swirl$ 为正;当流体的旋转方向与流动方向相反时, $swirl$ 为负。对同样旋转速度的

漩涡,动量较小的漩涡 $swirl$ 值较大。观察叶栅槽道中的集中涡系的一种方法是使用涡量(Vorticity)来表示集中涡系,由于涡量通常用平行于坐标轴的分量表示,因此在涡量与坐标轴接近平行时就不能很好地表现叶栅槽道中的集中涡系。叶栅槽道中的集中涡系大都为沿流向的涡,使用 $swirl$ 则可以更好地观察到这些涡的变化。另外,由于 $swirl$ 主要是 ω 与 V 点积的结果,这样 ω 在 V 方向的投影就基本对应了二次流速度, $swirl$ 大小也代表了二次流的相对大小。由于通常将二次流定义为不同于主流的流动,但叶栅槽道内主流的方向很难确定,因此根据二次流的定义很难确定二次流的大小和方向,使用 $swirl$ 代表二次流,可以很好地解决这一问题。

图 2~4 为叶栅槽道内壁面附近的漩涡量沿轴向的分布。图中横轴为叶片轴向弦长百分比,纵轴为漩涡 $swirl$ 大小,将从叶根到叶尖的每个“S₁”网格截面上靠近壁面的 10 条“O”型网格线上的漩涡在同一图中画出,形成壁面附近的漩涡沿轴向的分布。由图 2 可见,在尾缘以前,对于无冷气的叶栅,叶栅槽道内的漩涡强度一直很低并均匀地变化着,只是在尾缘处突然增大,表明二次流较强,损失较大。对于有冷气喷射的叶栅,漩涡在冷气孔附近和尾缘处最强,特别是在逆主流喷气的冷气孔附近和接近尾缘时突然跳跃数个数量级,此后被逐渐耗散,而回到与无冷气掺混时相同的量级。相比之下叶栅尾缘部分顺主流方向喷气的冷气孔产生的漩涡强度较弱,表明冷气喷射引起的二次流较小。叶片弯曲后,漩涡强度沿轴向的分布有所改变,尤其是在冷气掺混条件下,改变较为明显。从这些图上仅可看到弯叶片由于两端压力升高引起漩涡量改变小两倍以上,而叶片中部的漩涡量略大一些。由于计算精度限制,图中少数地方出现非对称的奇点,这也可能与漩涡运动的非定常性有关。

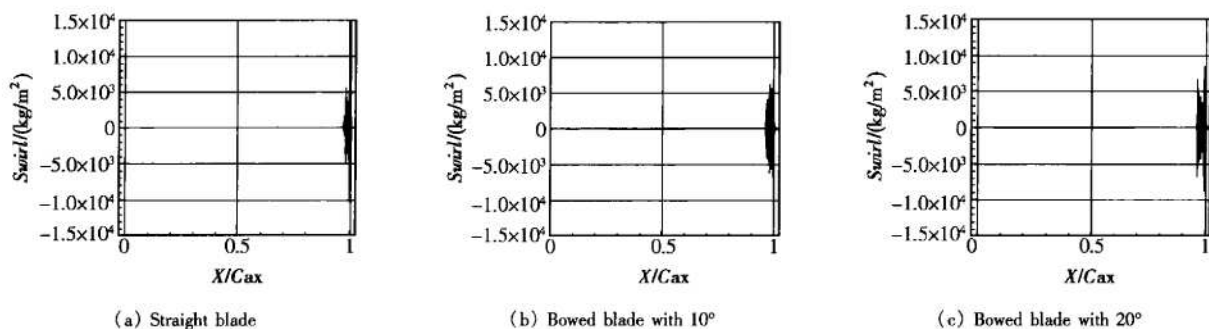


Fig.2 Swirl near blade surface along X axial chord (no film cooling)

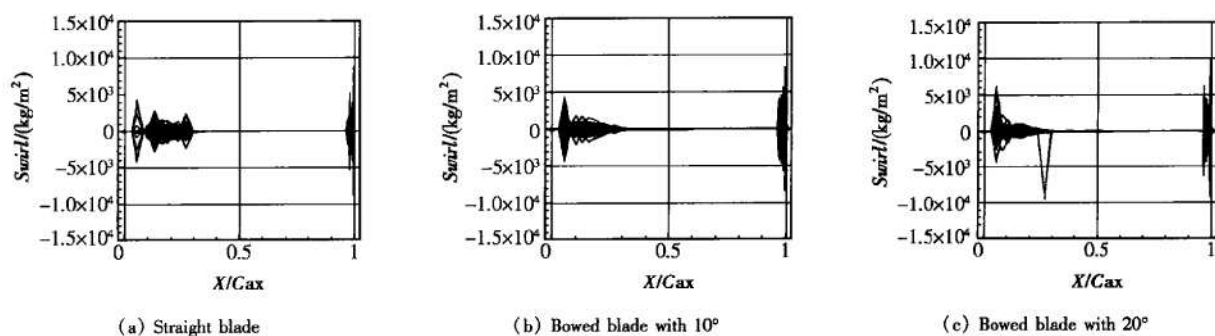
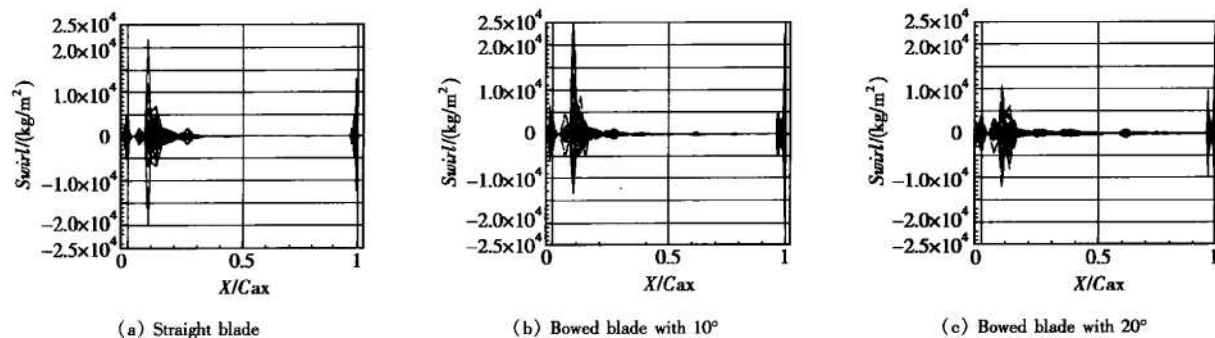
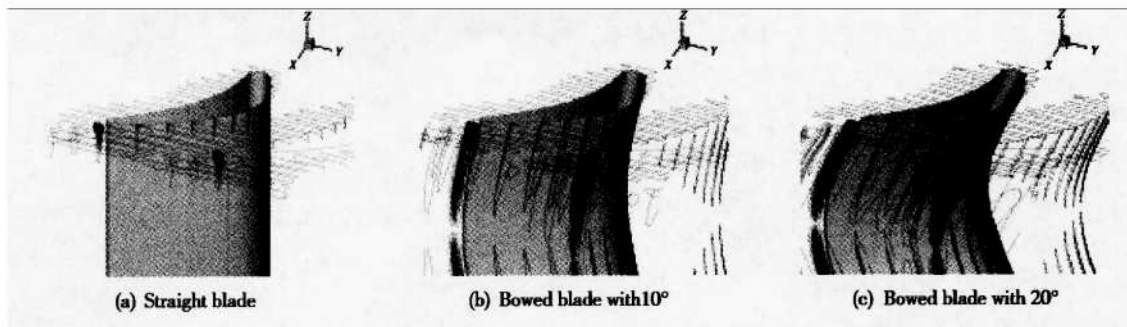
Fig.3 Swirl near blade surface along X axial chord (1 row of cooling air holes)Fig.4 Swirl near blade surface along X axial chord (9 rows of cooling air holes)

图5~7为沿轴向17个“ S_3 ”截面的漩涡量的等值线图,由于漩涡的变化范围过大,而大部分漩涡的量级较为集中,因此等值线的范围取为 $-1000(\text{kg}/\text{m}^2) \sim 1000(\text{kg}/\text{m}^2)$ 。图中每一组同心的封闭曲线表示一个漩涡。其中涡心的漩涡量绝对值最大,漩涡强度最大。由图可知,对于无冷气直叶栅,来流附面层在前缘受到阻滞,形成马蹄涡的压力面和吸力面分支。吸力面分支在向后的运动过程中诱导出吸力面壁角涡(见图8),在产生吸力面壁角涡的过程中,马蹄涡吸力面分支的能量不断被消耗,其强度逐渐减弱,而吸力面壁角涡的强度不断增强。马蹄涡的压力面分支沿压力面向后移动,由于来流附面层的动量较低,致使马蹄涡的强度也较低,在与压力面摩擦的过

程中,未能产生明显的壁角涡,但从图5可看出这种趋势。压力面分支的马蹄涡在向后的运动过程中,强度逐渐减弱,在端壁横向压力梯度作用下逐渐向吸力面方向伸长,最后与吸力面壁角涡汇合生成通道涡。图6和图7可看出冷气掺混对马蹄涡和通道涡并没有太大影响,冷气掺混的影响主要发生在叶身中部,冷气掺混造成新的涡系出现,其影响主要集中在叶身壁面附近,在随后迁移的过程中逐渐耗散。可知加入冷气后叶身中部损失加大。而在端壁附近,叶盆前缘逆主流喷气的冷气孔下游,压力面马蹄涡的一部分被卷吸到叶身中部,因此端壁损失会有所减小。比较图5~7,叶片弯曲后,其拓扑结构与未弯曲相比并没有太大变化,但端壁的涡系向叶身中部和叶栅槽道中

Fig.5 Swirl contours distribution on x cross sections (no film cooling)

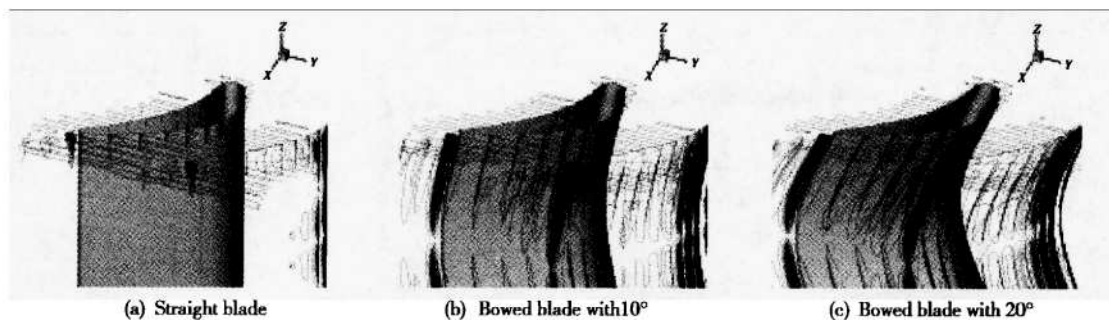


Fig.6 Swirl contours distribution on x cross sections (1 row of cooling air holes)

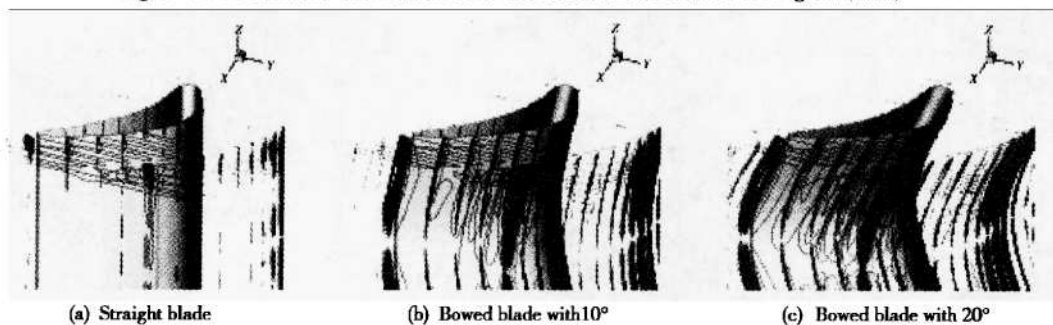


Fig.7 Swirl contours distribution on x cross sections (9 rows of cooling air holes)

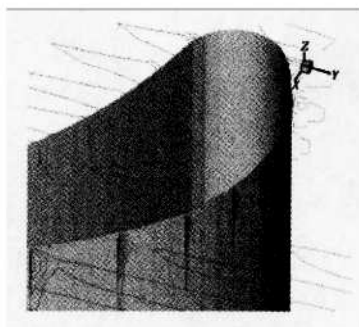


Fig.8 Detail of Figure 5 (a)

间伸展,因此可推测叶片弯曲后,中径和叶栅槽道中的损失会有所增加。

4 叶片表面的极限流线

图 9~11 为叶片表面的极限流线分布。图 9 为无冷气掺混时,叶背靠近端壁处的极限流线向中径处汇拢,表明通道涡的生成抬高过程;叶盆的极限流线条在端壁附近向端壁靠近,是由于端壁附面层由叶盆向叶背迁移。这种现象随叶片的弯角增大变得更明显。

图 10 表明吸力面的冷气喷射对压力面的影响不大,前缘逆主流喷射冷气在冷气孔排前产生分离线,在冷气孔排后产生再附线,在端壁附近产生垂直于叶片表面的强漩涡。由于受冷气孔排后面的低压区作

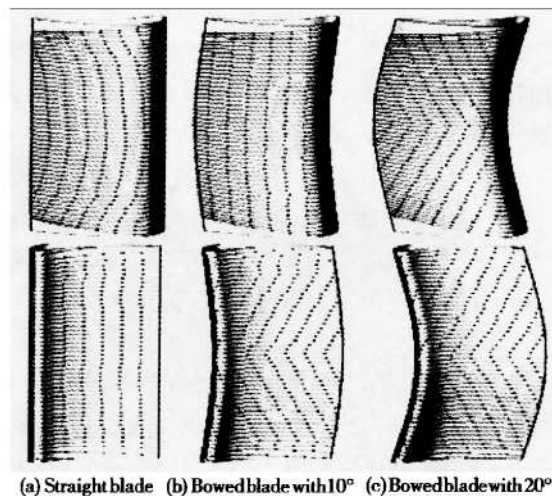
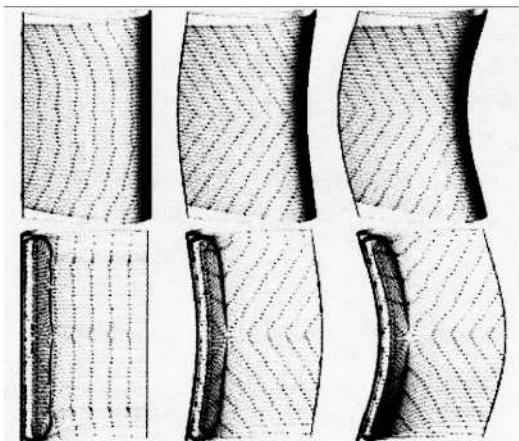


Fig.9 Limiting streamlines on blade surface (no film cooling)

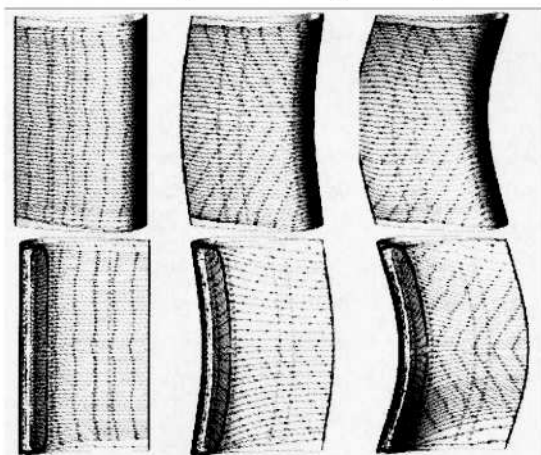
用,叶盆的极限流线向中径处汇集,出现与常规叶片相反的径向流动,随叶片弯角的增加,影响范围增大。图 11 中,叶背的极限流线受叶背冷气喷射的影响较大,产生了波动式的流动,随叶片弯曲程度的增加,波动的幅度也随之增加,这是由于端壁附面层在抬高过程中受到冷气的挤压而向下,随后又继续其升高过程,当再次遇到冷气作用时,又一次向下,随后再继续其升高过程,就这样周而复始,直到流过所有的冷气

孔,形成如图所示的波动式的极限流线的现象。当叶片弯角增加时,叶片表面的气流受到径向力的作用,径向窜流增强,表现在叶片中部径向流动加大,但叶片后部虽然弯角增加,叶片力沿叶高梯度加大并不明显,这样在冷气射流的作用下附面层内流动变得平直。这样就会看到随弯角的增加流动波动加大。



(a) Straight blade (b) Bowed blade with 10° (c) Bowed blade with 20°

Fig.10 Limiting streamlines on blade surface (1 row of cooling air holes)



(a) Straight blade (b) Bowed blade with 10° (c) Bowed blade with 20°

Fig.11 Limiting streamlines on blade surface (9 rows of cooling air holes)

5 结论

(1)在流场结构的分析中引入了物理量漩涡(swirl),通过漩涡等值线以及叶片表面附近的漩涡大小沿轴向的分布,揭示了9个方案的流场中马蹄涡、壁角涡、通道涡与二次流的演化过程和损失分布。

(2)叶栅流道内的漩涡主要集中在叶片表面和端

壁附近,最大漩涡强度集中在前缘逆主流喷射的冷气孔和尾缘附近,是其它地方漩涡强度的数个量级。尾缘顺主流方向喷气的冷气孔,产生的漩涡强度不大。弯叶片的漩涡强度分布与直叶片比有较大的区别。

(3)对叶盆前缘单排孔逆主流喷气的直/弯叶栅的数值模拟发现,叶盆极限流线与常规情况下的极限流线走向规律相反;对多排孔喷气的弯叶栅的数值模拟发现,叶背极限流线呈波动式流动图谱。

(4)气膜冷却叶片叶栅流道内的旋涡状态及分布既影响叶片的表面换热,又影响二次流分布,因此本文对气冷涡轮叶片的设计具有一定的指导意义。

参考文献:

- [1] Gladden H J, Gauntner J W. Experimental verification of film-cooling concepts on a turbine vane[R]. *ASME Paper* 75-GT-21, 1975.
- [2] Takeishi K. Film cooling on a gas turbine rotor blade[J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1992,114:828 ~ 834.
- [3] Goldstein R J, Chen H P. Film cooling on a gas-turbine blade near the end wall[R]. *ASME paper* 84-GT-42.
- [4] Abhari R S, Epstein A H. An experimental study of film cooling in a rotating transonic turbine[J]. *ASME of Journal of Turbomachinery*, 1994,116(1):63 ~ 70.
- [5] Yamamoto Y, Kondo Y, Murao R. Cooling-air injection into secondary flow and loss fields within a linear turbine cascade [J]. *ASME of Journal of Turbomachinery*, 1991,113:375 ~ 383.
- [6] Kami J, Goldstein R J. Surface injection effect on mass transfer from a cylinder in crossflow: a simulation of film cooling in the leading edge region of a turbine blade[J]. *ASME of Journal of Turbomachinery*, 1990,112:418 ~ 427.
- [7] Prust H W. Cold-air investigation of a turbine with transpiration-cooled stator blades I-performance of stator with discrete hole blading[C]. *NASA TM-X-23094*, 1975.
- [8] 杨弘,陈浮,王仲奇.在冷气干扰下的叶栅绕流的控制方程及求解方法[A].中国工程热物理学会论文集[C]. No.962009, 1996.
- [9] Wang Zhongqi, Lai Shengkai, Xu Wenyuan. Aerodynamics calculation of turbine stator cascades with curvilinear leaned blades and some experimental results[C]. *Symposium paper of 5-th ISABE, India*, 1981.
- [10] 陈浮.气冷涡轮叶栅内三维流场的实验研究与数值模拟[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,1997.

(编辑:王居信)