

文章编号:1000-8055(2011)09-1975-06

改进的瞬态实验方法对涡轮转子 端壁换热的研究

余 鲲, 罗 翔, 闻 洁

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院,
航空发动机气动热力国家级重点实验室 北京, 100191)

摘 要: 改进瞬态实验方法,使实验件的初始温度在上下表面间形成线性分布,降低了对实验设备和操作的要求.以此方法研究涡轮转子端壁的流动和换热情况,实验结果表明,端壁表面的换热强度受来流雷诺数和端壁二次流结构的共同影响.来流雷诺数增加,端壁整体换热增强;二次流的影响,导致端壁表面存在若干局部传热强化的区域,包括前缘马蹄涡形成的区域、马蹄涡分支覆盖的区域、靠近吸力面一侧通道涡生成的区域、以及角涡产生的位置.实验测得的结果符合对端壁二次流结构的现有认识.

关 键 词: 涡轮转子端壁; 传热系数分布; 瞬态实验; 二次流; 马蹄涡

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Heat transfer study on a turbine rotor endwall by an improved transient experiment method

YU Kun, LUO Xiang, WEN Jie

(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engines on Aero-thermocolynamics, School of Jet Propulsion,
Beijing University of Aeronautics Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: Based on a new scheme of transient experiment, the test item has a linear initial temperature distribution between the upper and lower surfaces, so the equipment and operation could be simplified. Studies were done on the flow and heat transfer of a turbine rotor endwall. Results show that the endwall heat transfer is determined by the mainstream Reynolds number, together with the complex secondary flow pattern in the cascade passage. The overall heat transfer rate of the endwall is intensified with the improvement of the mainstream Reynolds number, while the secondary flow induces locally higher heat transfer rate in some regions, including: the region of horseshoe vortex near the leading edge, region where branches of horseshoe vortex pass by, the region downstream near the suction side where passage vortex occurs, and the region where corner vortex occurs. Results show good accordance with current knowledge of the endwall secondary flow.

Key words: turbine rotor endwall; heat transfer distribution; transient experiment; secondary flow; horseshoe vortex

随着发动机涡轮进气温度和压力的增加,高压涡轮级部件的热负荷不断增加,其冷却问题显

得越发重要,受到国内外学者的广泛关注.在涡轮部件中,叶片端壁区域由于存在复杂的二次流结

收稿日期:2010-10-20; 修订日期:2011-01-19

作者简介:余鲲(1985—),男,福建福州人,硕士生,主要从事涡轮部件传热及冷却研究.

构,导致端壁流动和换热呈现三维特性.二次流造成涡轮效率下降,端壁部分区域的换热增强^[1],使得这些区域的冷却变得困难.因此,研究端壁的冷却,必须首先对其流动结构和换热分布情况有清晰的认识.

目前,已公布的研究公认端壁区域存在以下几种主要的二次流结构^[2-6]:叶片前缘附近的边界层翻卷分开形成的马蹄涡、马蹄涡在叶片的两侧形成的分支、通道涡、吸力面与端壁的接合处的角涡.

本文利用低速大尺度转角风洞实验台,对放大的线性叶栅通道模型进行瞬态实验,研究端壁的换热特性,实验中保证来流的雷诺数 Re 与发动机工况相似.由于叶栅通道内复杂的流动情况主要是由于叶栅的几何形状决定的,因此低速直叶栅实验的研究能够合理的反映端壁流动与换热特性.

测量表面传热系数的第三类边界条件下的瞬态实验方法,通常有以下几种实施方式:①加热来流,使其温度突变;②实验件加热到均匀温度,突然通入常温的主流;③对壁面突然施加稳定的热流.加热实验件到均匀温度和使大流量的主流发生温度阶跃,对加热的设备和工艺都有很高的要求;突然施加热流的方法,适用于换热强度差别不大的表面,且端壁实验件由于形状不规则以及上部叶片的遮挡,难以施加稳定的热流.因此本实验对传统的瞬态方法进行改进,使实验件的初始温度在上下表面间是线性分布的,简化了加热的过程,节省实验时间.同时使用液晶测温技术,不破坏流场结构,提高了实验精度,使换热过程可视化,实验过程中能够直观的观察端壁表面各处换热的强弱分布情况.

1 实验原理与设备

1.1 实验原理

对于处于热平衡状态的物体,从某一时刻起,突然使其表面与流体发生对流换热.记录下物体表面各点的温度随时间的变化,便可了解表面换热强弱的分布^[7].这是经典的第三类边界条件下瞬态导热实验原理,对这一问题加以数学描述^[8]

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \quad (\infty > x > 0, \quad \tau > 0) \quad (1)$$

$$\tau = 0, \quad t(x, 0) = t_0 \quad (2)$$

$$x = 0, \quad -\lambda \frac{\partial t(0, \tau)}{\partial x} = h(t_{aw} - t_w), \quad t_i \neq t_0 \quad (3)$$

$$x \rightarrow \infty, \quad t(x, \tau) = t_0 \quad (4)$$

推导得到解析式如下:

$$\frac{t_w - t_0}{t_{aw} - t_0} = 1 - \exp\left[\frac{h^2 a \tau}{\lambda^2}\right] \operatorname{erfc}\left[\frac{h \sqrt{a \tau}}{\lambda}\right] \quad (5)$$

式(1)~(3)中 $\alpha = \frac{\lambda}{\rho c}$ 为物体的热扩散率, λ , ρ 和 c

分别是物体的导热系数、密度和比热容; t_i 和 t_0 分别是来流温度和物体的初始温度; t_{aw} 是气膜冷却的绝热壁温.当没有气膜冷却、测量在低速气流流动下的端壁换热时,绝热壁温可认为是来流温度,即 $t_{aw} = t_i$.通过温度测量,测得物体达到温度 t_w 所需的时间 τ ,则可以从式(5)中计算出表面传热系数 h .这种瞬态测试方法称为“单点法”,对单点法的误差分析可见文献^[9].

本实验改进了传统的瞬态实验方法,使得实验的初始温度条件发生改变.具体的说,在实验件下方布置加热器,加热器产生的热量经由一块铜板传递至实验件的下表面,由于铜的强导热能力,使实验件下表面形成均匀的初始温度 t_d ,而实验件的整个上表面均与室温下的空气接触.因此在初始状态下,实验件的上、下表面的热边界条件各自都均匀一致,其内部形成沿厚度方向的稳态的一维导热,故实验件上、下表面间的温度分布是线性的^[10].若上表面的初始温度为 t_0 ,此时式(2)和(4)变为

$$\tau = 0, \quad t(x, 0) = kx + t_0 \quad (6)$$

$$x = x_1, \quad t(x_1, \tau) = kx_1 + t_0 \quad (7)$$

其中温度梯度 $k = \frac{t_d - t_0}{\delta}$, δ 为实验件厚度使用单点法测量传热系数时,新的解析式为

$$\frac{t_w - t_0}{t_i - t_0 + \frac{\lambda}{h} k} = 1 - \exp\left[\frac{h^2 a \tau}{\lambda^2}\right] \operatorname{erfc}\left[\frac{h \sqrt{a \tau}}{\lambda}\right] \quad (8)$$

与式(5)相比,式(8)多了一个线性温度项,解析式的形式没有变化,也没有引入新的未知量.

1.2 实验设备与操作

本实验在低速大尺度转角风洞实验台上进行.实验台如图1所示.风洞是开式循环吸气式的,由一个7.5kW轴流风机提供动力.入口处的气流经过一个收缩比约为7的收缩段后,在实验段入口处气流速度最大可达到19.6m/s,实验采用放大10倍的直叶栅模型,弦长为320mm.布置

4个叶片形成叶栅通道,在中间两个叶片设置端壁实验件,实验段进口处最大雷诺数为 4×10^5 。

将图1中的端壁实验件放大,如图2所示。本文对端壁表面传热系数的初步实验研究,所测量的区域范围如虚线框所示。端壁实验件材质为有机玻璃,上述理论推导中的线性温度分布,是在端壁实验件的上下表面之间形成的。

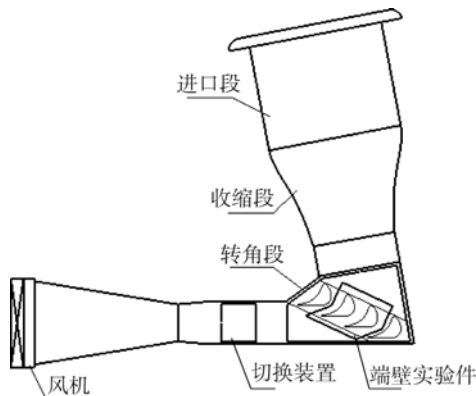


图1 风洞实验台简图

Fig.1 Schematic of wind tunnel

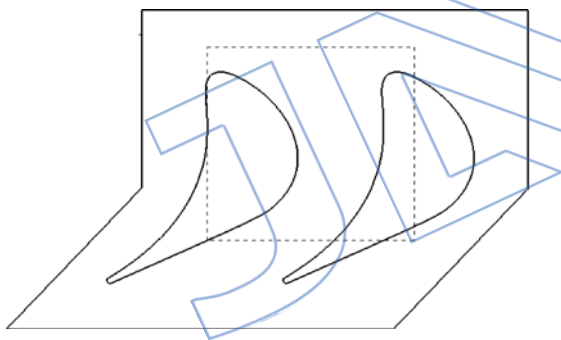


图2 端壁实验件及观察区域示意图

Fig.2 Schematic of endwall experiment piece and investigated region

为了对实验件进行加热和观察,还需要布置相关的加热和温度测量设备,如图3所示。在实验件的下表面布置加热器,并结合铜板将实验件下表面加热至均匀温度,布置若干热电偶,测量下表面的温度 t_d 。实验件上表面的温度使用 $30 \sim 60^\circ\text{C}$ 宽幅液晶来测量。在工作温度范围内,液晶会随着温度的变化显示不同的颜色。记录液晶的颜色再将其转换为色度(Hue)值,通过标定获得 Hue 值与温度的单值对应关系,则可用摄像头拍摄来测量实验件上表面的温度 t_0 。

实验开始阶段,加热实验件直至温度稳定,记录其初始状态的上、下表面温度 t_0 和 t_d 。启动风

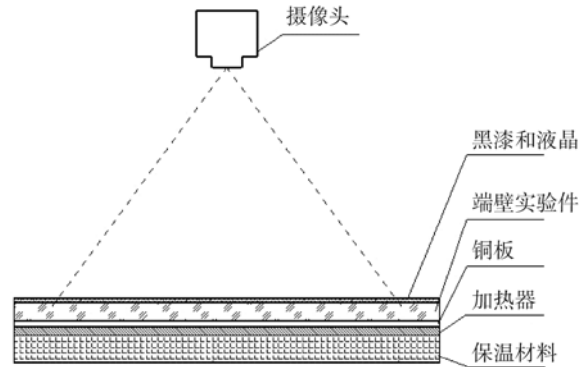


图3 加热、测试设备及布置示意图

Fig.3 Schematic of heating and measuring equipments

机,此时风机产生的气流被旁通,不流经实验段;在 $\tau=0$ 时,关闭加热,通过流场切换装置,将气流引入实验段,实验件表面开始发生对流换热。记录表面温度降至 t_w 时所经历的时间 τ ,计算(8)式可得表面传热系数 h 。

2 实验结果

初步的实验选择了主流雷诺数不同的三个工况,分别是: 2.4×10^5 , 3.3×10^5 和 4×10^5 ,测量了端壁实验件的前缘及通道中部的表面传热系数 h 。从得到的实验结果中能够看出由端壁二次流结构影响形成的换热分布特性,以及不同主流雷诺数大小对换热强度的影响。

图4显示了雷诺数 $Re=4 \times 10^5$ 时所观察的端壁区域表面传热系数 h 的分布。从图中可以看出,主要的强换热区域存在于以下几个位置:①叶片前缘区域的端壁处;②叶片吸力面侧靠近尾缘的位置,存在面积较大的强换热区域;③在压力面与吸力面的中部区域,出现了小面积的强换热区。

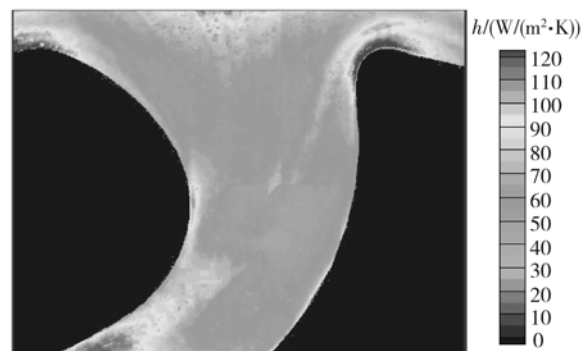


图4 $Re=4 \times 10^5$ 时端壁整体传热系数分布

Fig.4 Heat transfer distribution of endwall at $Re=4 \times 10^5$

不受二次流影响到的区域换热较弱,可归纳为:相邻两个叶栅前缘直接的楔形区域,以及叶栅通道中部靠近压力面侧的区域,这些区域的表面传热系数 h 都在 $60 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 以下。

图5将图4中的强换热区域分别详细显示,以便进一步分析前缘区域、靠近前缘的吸力面位置、以及叶栅通道区域。图5(a)显示了端壁在前缘附近的传热系数分布情况。从图中可以看出,主流在前缘处滞止,从而产生了沿叶片壁面法线向外的压力梯度。此压力梯度迫使端壁处的边界层翻卷,在前缘形成换热最强烈的区域,传热系数 h 可达到 $140 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$;同时,滞止和翻卷使得在端壁附近,流向前缘的主流气体向压力面和吸力面分开形成马蹄涡。马蹄涡所在位置的端壁表面传热系数增大, h 约为 $80 \sim 100 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

马蹄涡在叶片的压力面和吸力面形成两个分支,分别随主流向下迁移,在马蹄涡分支的移动路径上,端壁的传热系数较周围区域提高大约20%。由于叶栅通道特殊的几何形状,气流的方向发生转折,且在叶片的压力面与吸力面形成不同的速度压力分布,由此引起叶栅通道中从压力面

指向吸力面的横向压力梯度。在此横向压力梯度的作用下,两个马蹄涡分支的移动路径有截然不同的特点。

图5(b)中显示,吸力面侧的马蹄涡分支是紧贴吸力面向下游运动的,并且从前缘处开始是靠近端壁的。但是横向压力梯度将迫使吸力面气体向上移动,因此吸力面马蹄涡分支对端壁换热的强化作用,随着向下游移动是不断减弱的;当达到吸力面上的分离线,即位置1时,马蹄涡分支离开端壁。

对于压力面的马蹄涡分支,从图5(a)和(c)中可以看出,压力面分支在其运动过程中逐渐向吸力面侧靠近,这也是横向压力梯度作用的结果。而在这个过程中,压力面侧的马蹄涡分支逐渐演变成通道涡,并最终到达吸力面,在与马蹄涡的吸力面分支汇合后,在吸力面的后部形成一个面积较大的强换热区,此区域内, h 可达到 $120 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,接近前缘的换热强度。从图5(c)中还可以看出,在位置2和3处还存在着小范围的高换热区,这是由叶片与端壁角落处的角涡引起的。文献[11]对一种涡轮直叶栅端壁表面的换热特性

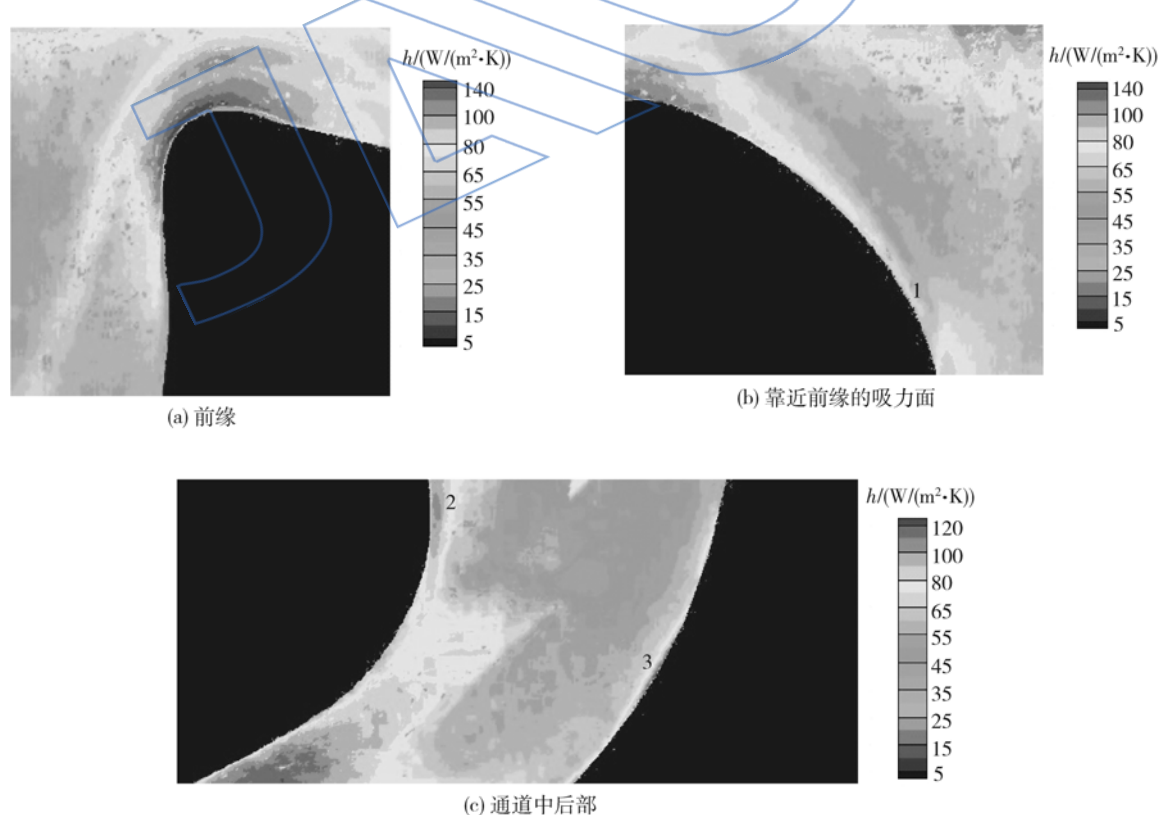


图5 $Re=4 \times 10^5$ 时局部传热系数分布

Fig. 5 Local heat transfer distribution at $Re=4 \times 10^5$

进行了风洞实验研究,文献[12]则同时提供了对端壁表面换热的数值模拟以及实验测量的结果,与已公布的文献相对照,本实验所得的结果显示了相似的分布规律。

图6显示了雷诺数 $Re=2.4 \times 10^5, 3.3 \times 10^5$ 时的换热情况。从中不难看出,随着主流雷诺数的减小,流动能量降低,通道中各种二次流的强度都随之减弱。在 $Re=3.3 \times 10^5$ 时,叶片前缘换热最强的区域, h 值降至 $120 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 左右;马蹄涡生成并开始分支的位置, h 大约为 $75 \sim 85 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。当 $Re=2.4 \times 10^5$ 时,前缘区域的换热强度进一步下降。

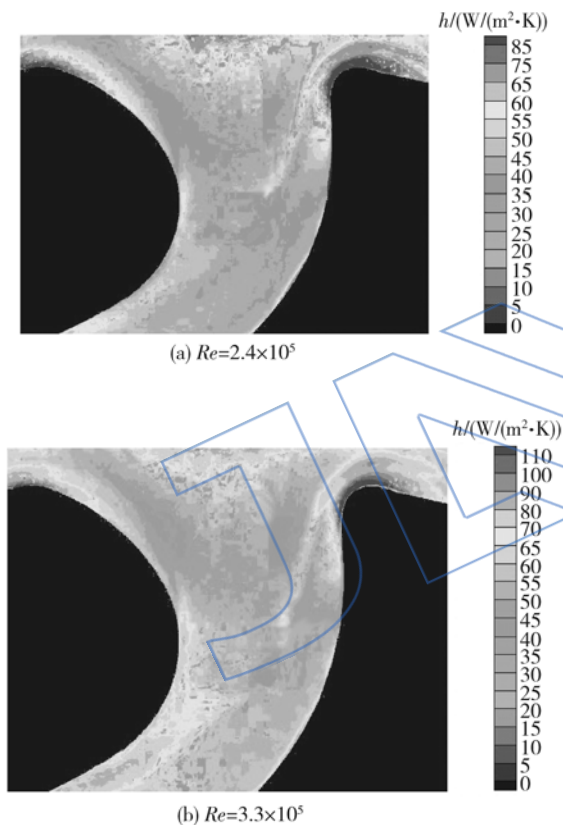


图6 端壁表面传热系数分布

Fig. 6 Heat transfer distribution of endwall

主流雷诺数的减小使得通道涡的强度大幅减弱,可以观察到: $Re=3.3 \times 10^5$ 时,马蹄涡的两个分支在吸力面后部汇合之后造成的强换热区域依然明显可见,但是其核心区域的 h 值仅为 $80 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 左右;而 $Re=2.4 \times 10^5$ 时,这一区域的传热系数降至 $60 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 以下,且覆盖范围显著减小。同时可以看出,角涡的影响也明显减弱了。

3 结 论

通过改进的第三类边界条件下的瞬态实验方法,在低速大尺度转角风洞实验台上对放大的涡轮叶栅通道进行实验,实验获得了涡轮转子端壁上的换热强度及其分布特性,考察了叶栅通道中二次流结构对端壁换热的影响,得到以下结论:

1) 对瞬态实验方法进行改进,推导出物体为线性温度分布情况下的换热方程,实验得到的传热系数分布规律与理论分析相符,可以观察到各种二次流结构对端壁换热产生的影响,并且符合对二次流结构现有的认识,该方法可以应用于传热系数的测量。

2) 本文所研究的涡轮转子端壁,其强换热区位于叶片前缘马蹄涡产生的位置、马蹄涡分支运动所经过的位置、通道涡产生的位置,以及角涡产生的位置。

3) 端壁的换热强度与主要受来流的雷诺数和二次流结构影响,随着来流雷诺数的增加,端壁整体换热增强。在二次流各种漩涡产生的位置,端壁换热的增强更为显著。

参考文献:

- [1] Graziani R A, Blair M F, Taylor J R, et al. An experimental study of endwall and airfoil surface heat transfer in a large-scale turbine blade cascade[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1980, 102: (2) 257-267.
- [2] Wang H P, Olson S J, Goldstein R J, et al. Flow visualization in a linear turbine cascade of high performance turbine blades[J]. Journal of Turbomachinery, 1997, 119(1): 1-8.
- [3] Langston L S. Crossflows in a turbine cascade passage[J]. ASME Journal of Engineering for Power, 1980, 102(3): 866-874.
- [4] Sharma O P, Butler T L. Predictions of endwall losses and secondary flows in axial flow turbine cascades[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1987, 109(2): 229-236.
- [5] Goldstein R J, Spores R A. Turbulent transport on the endwall in the region between adjacent turbine blades[J]. ASME Journal of Heat Transfer, 1988, 110(4a): 862-869.
- [6] 董志锐, 刘松龄, 张玉金, 等. 涡轮叶栅端壁区流动的实验研究[J]. 航空动力学报, 1999, 14(3): 275-280.
DONG Zhirun, LIU Songling, ZHANG Yujin, et al. Experimental investigation of endwall flow in a turbine cascade [J]. Journal of Aerospace Power, 1999, 14(3): 275-280. (in Chinese)
- [7] 曹玉璋, 邱绪光. 实验传热学[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998.
- [8] 曹玉璋. 航空发动机传热学[M]. 北京: 北京航空航天大学

- 出版社,2005.
- [9] Yan Y, Owen J M. Uncertainties in transient heat transfer measurements with liquid crystal[J]. *Journal of Heat and Fluid Flow*, 2002, 23(1): 29-35.
- [10] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1998.
- [11] 董志锐, 刘松龄, 杨林, 等. 涡轮叶栅端壁表面换热系数的测量[J]. *航空学报*, 2000, 21(5): 437-438.
DONG Zhirun, LIU Songling, YANG Lin, et al. Experimental measurement of heat transfer coefficients over the endwall surface of a turbine cascade[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2000, 21(5): 437-438. (in Chinese)
- [12] Papa M, Goldstein, R J, Gori F. Numerical heat transfer predictions and mass/heat transfer measurements in a linear turbine cascade[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2007, 27(4): 771-778.

JALSP