涡轮叶片尾缘复合通道隔板结构

丁水汀 刘丽艳 李 莉

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100083)

摘 要: 采用热色液晶测温法测量涡轮叶片尾缘带隔板的复合通道的温度场. 研究复合通道中 3 种不同形状的隔板对换热和流阻的影响. 主要在矩形隔板、90°波形隔板、120°波形隔板 3 种结构之间进行换热和流阻的比较. 结果表明:在本实验评价指标下,2 种形状的波形隔板的换热均好于矩形隔板,而且相对较小的压力损失;90°隔板在第 1 通道换热上好于 120°隔板,第 2 通道两隔板的换热基本相当,但是 90°隔板相对有较大的压力损失.

关 键 词: 叶片尾缘; 液晶; 隔板; 换热

中图分类号: V 23

文献标识码: A **文 章 编 号**: 1001-5965(2006)03-0276-04

Different structure diaphragm plates in complex passages of turbine blade trailing edge

Ding Shuiting Liu Liyan Li Li

(School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: The experiment mainly conducted the effect of three different structure diaphragm plates in the complex passages on heat transfer and pressure drop characteristics of turbine blade trailing edge. A thermochromic liquid crystal method was used to measure the detailed heat transfer coefficients on the end wall surfaces. Comparison of end wall heat transfer and pressure drop characteristics was made among three kinds of diaphragm plates: rectangular diaphragm plates, 90° and 120°waved diaphragm plates in the complex passages of turbine blade trailing edge. It is found that two waved diaphragm plates produces higher heat transfer with relatively less press drop rather than the rectangular diaphragm plates, and the 90° waved diaphragm plates has higher heat transfer than the 120° waved diaphragm plates in the first passage. In the second passage the two conditions almost have the same effect, while the 90° diaphragm plates cost a higher pressure drop.

Key words: turbine blade trailing edge; liquid crystal; diaphragm plates; heat transfer

关于涡轮叶片尾缘内冷通道的研究,1999 年参考文献[1]主要围绕扰流柱以及出流方向进行了换热和流阻的研究. 得出结论:90°折转通道时不论叉排顺排平均换热都高一些,同时阻力也大一些,而在直通道时阻力系数和换热系数都相对低一些.

参考文献[2]研究了涡沦叶片尾缘出流对带叉排扰流柱阵列内冷通道传热特性的影响.

参考文献[3]研究了涡轮叶片尾缘复合通道的换热,得出结论,开孔均匀的隔板换热效果较好.

本文以某型航空发动机涡轮叶片尾缘段的内部冷却通道为模型,通过相似原理,将其简化为有隔板的复合通道. 通过两通道间的隔板上开多个孔形成射流冲击来改善尾缘的换热. 为找到更加优化的隔板结构,提高涡轮叶片的换热,从而提高涡轮前温度.

本实验主要研究隔板为矩形隔板、90°波形隔板、120°波形隔板在 3 种隔板上出流孔的总面积相等的情况下,隔板的形状对通道流阻和换热的

收稿日期: 2005-06-11

作者简介: 丁水汀(1967-),男,辽宁铁岭人,教授, dst@buaa.edu.cn.

影响,为以后更深入的研究打下基础.

1　实验装置及数据处理

1.1　实验装置

复合通道由 2 通道组成,在第 1 通道与第 2 通道之间布置隔板,隔板中均匀布置出流孔. 实验模型如图 1 ~ 图 3 所示. 实验设计了 3 种结构的隔板. 所有隔板的开孔数和孔的位置都是一样的,为 15 个孔,第 1 个孔中心距进口端为 4 mm,最后一个孔中心距末端为 6 mm. 3 种隔板上孔的总面积相等. 矩形隔板上孔径均为 1.8 mm,两波形隔板的波谷 8 个孔 Φ1.5 mm ,波峰 7 个孔 Φ2.1 mm.

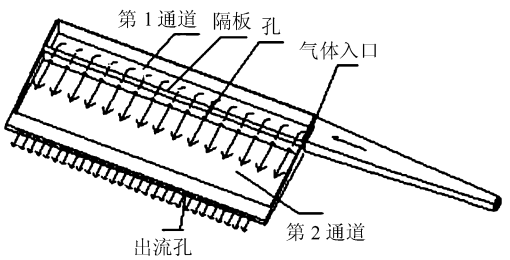


图 1　矩形隔板实验件示意图

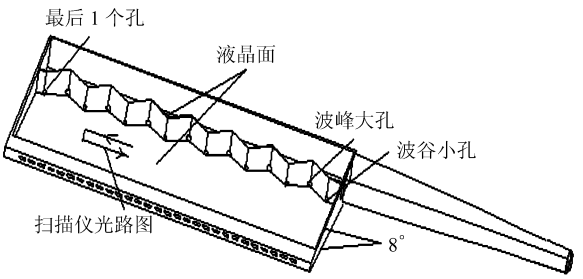


图 2　120°波形隔板实验件示意图

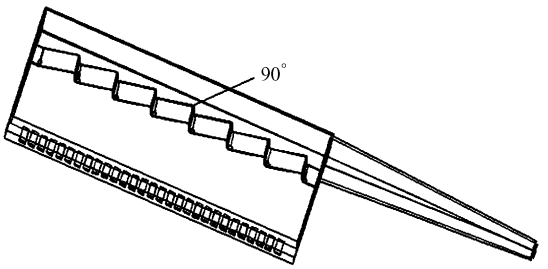


图 3　90°角波形隔板的示意图

以上 3 种模型的不同之处仅在隔板上. 本实验的气体流向是:冷气由第 1 通道进入,通过隔板上的孔不断的由径向流动变为弦向流动后,对第 2 通道形成射流冲击,最后由尾缘的劈缝排出. 如图 1 所示.

图 4 为实验台装置示意图,通道进口空气来自经过稳压后的压缩空气,经过阀门后,由浮子流量计测得气体的流量. 空气经过加热器加热到合适的温度,进入实验件. 实验取得的图片由扫描仪扫描后传入电脑后进行处理.

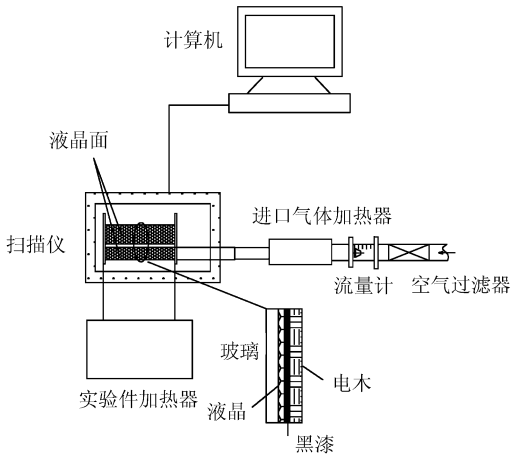


图 4　实验台装置示意图

1.2　加　热

本实验采用厚 0.04 mm 的不锈钢箔片作为加热片,以直接加热的方式对实验件进行加热. 加热片对叶背直接加热,提供等热流的边界条件,其他部分则采用导热系数很小的材料绝热. 加热片的两端通过紫铜电极与大电流调压器连接,通过调节调压器改变加热电压,以得到合适的加热热流. 并根据实验情况,把电极放置在实验件外部,避免了电极发热对测试表面加热均匀性的影响. 加热片长宽分别为 170 mm 和 59 mm,实验件测试板尺寸:长度为 150 mm,宽度为 58 mm,厚度为 1.5 mm,测试板与加热片之间放置云母片,通过绝缘导热硅胶粘结,加热片底部为电木,电木有很好的绝缘绝热性能. 在实验件的外表面使用玻璃棉和石棉布充分包裹,减少向外界的散热损失. 如图 5 所示.

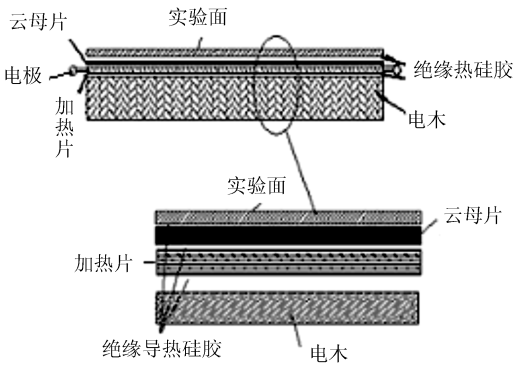


图 5　实验加热板结构示意图

1.3　温度的测量

实验采用热色液晶显色测温技术来获得冷却

通道内壁面的全场温度分布. 液晶粒子测量流体温度场是一种新型的测温方法,与其他测温方式相比有很大的优越性. 其一、因为该方法与图像处理技术紧密结合,因而具有图像处理技术的各项优点:①因为图像处理和接受的至少是二维信息,所以能够对多点进行同时测量,迅速得到二维或三维温度场的分布;②属于非接触测量,不干扰流场,并且能够得到靠近壁面的温度值,这是任何传统的测温方式都难做到的;③可获得温度的瞬态分布,能够应用于非恒定流的测量. 其二、若将液晶粒子作为测速的标记物,则利用图像处理技术,可获得流体的速度场,同时获得流体的温度场和速度场,大大提高了工作效率,也使问题的研究更加深入[4]. 本文是将实验件倒扣在扫描仪上,实验件的玻璃观察窗与扫描仪的玻璃面相结合,透过玻璃窗扫描得到温度图片,由图像处理软件和程序对图片进行处理得到换热规律. 本实验采用英国 Hallcrest 公司的液晶:SPN/R60C20W,显色范围大致为 59 ~ 89℃,超过温度范围液晶为无色,测不出温度值,所以实验中通过加热器给进口气体加热,使全场温度处于液晶显色范围内,在进口处布置热电偶测得进口气体的温度.

2 实验数据处理

实验中采用了 3 个评价指标.

1) 全场平均努塞尔数[5] $Nu_{av}=\frac{h_{av}D}{\lambda}$,其中,$h_{av}=\frac{\dot{q}}{T_{wavr}-T_0}$,$D$ 为入口的水力直径,λ 为气体的导热系数,考虑到由于气流温度的变化,气体导热系数会发生相应的变化,所以对气体导热系数作如此的修正:$\lambda=\lambda_0\left(\frac{T_0}{273}\right)^n$,其中,$\lambda_0$ 为标准状态下气体的导热系数,取值为 0.025 9 W/(m · K),n 取 0.82. $\dot{q}$ 为经热损失实验修正得到的壁面加热热流,T_0 为进口温度,平均壁温 T_{wavr} 是由壁面温度按照面积加权得到的.

2) 阻力系数 $C_f=\frac{\Delta P}{\frac{1}{2}\rho u^2}$,其中,压差为 $\Delta P=P^*-P_0$,即进口总压和出口压力的差值,本实验中出口压力为大气压力.

3) 换热效果与压力损失的比较 $\frac{Nu_{av}}{C_f}$,主要表征结构的换热性能,在本实验的条件下称为换热性能系数.

3 实验结果分析

以下通过评价指标对 3 种隔板进行换热规律分析,Re 为进口气体的雷诺数.

从图6 ~ 图10来看,2种波形隔板在换热、换

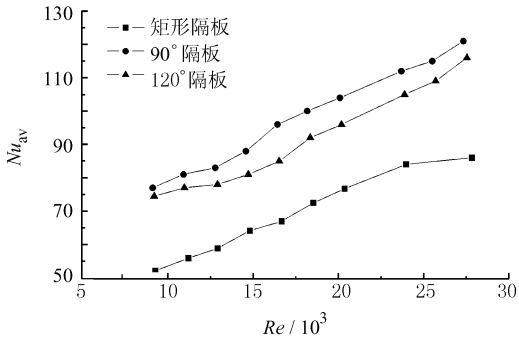


图 6 第 1 通道 Nu_{av} 随 Re 的变化

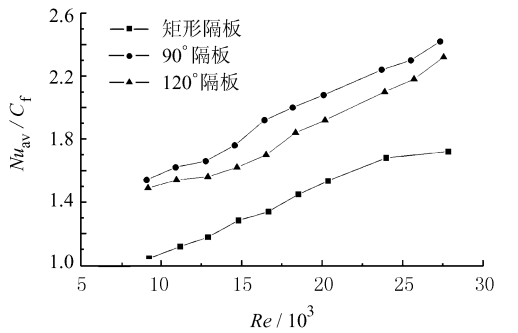


图 7 第 1 通道 Nu_{av}/C_f 随 Re 的变化

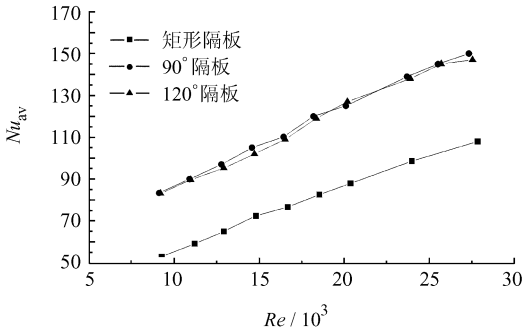


图 8 第 2 通道 Nu_{av} 随 Re 的变化

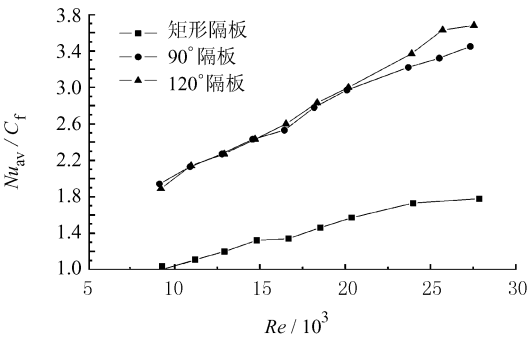


图 9 第 2 通道 Nu_{av}/C_f 随 Re 的变化

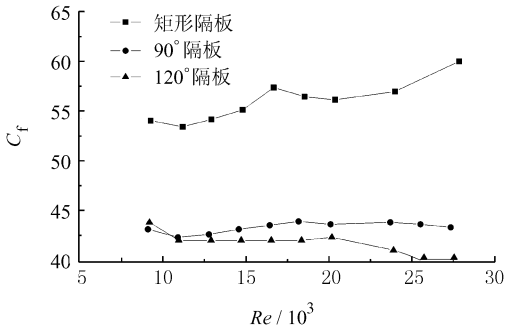


图 10　C_f 随 Re 的变化

热性能以及减少阻力损失方面,均好于矩形隔板. 这是由于气体流过波形隔板时不断的经过收缩和扩张,破坏了流体的附面层的形成,而且波形折角的角度与小孔射流的角度越接近,就更能增大冷气达到的区域,减少换热死区. 在 3 种隔板上孔的出流总面积相等的情况下,波形隔板上部分孔径大于矩形隔板,而且大孔的出流量较大,所以降低了流阻(见图 10).

由图 6 和图 8 可以看到 90°的波形隔板在第 1 通道上换热好于 120°波形隔板,而在第 2 通道上两隔板的换热基本相同. 这是由于 90°的波形隔板的结构比 120°波形隔板能更好的扩大冷气流动范围,增大了冷气到达的区域. 但是,由图 10 可以看到,90°的波形隔板比 120°波形隔板要有更大的压力损失,因此在第 2 通道 Re 大于 20 000 时,120°波形隔板的换热性能系数要高于 90°的波形隔板.

4　结　论

本实验初步研究了 3 种结构隔板上对涡轮叶片尾缘流阻和换热的影响. 在本实验范围内结果表明:

1) 在 2 个通道中 2 种波形隔板在换热上都要高于矩形隔板,而且流动阻力相对较小.

2) 在第 1 通道上 90°波形隔板换热均好于 120°波形隔板,这是 90°波形隔板的结构在第 1 通道上比 120°波形隔板可更好地破坏流体附面层,增强了对流体的扰流,同时也增加了流动阻力.

3) 2 种波形隔板在第 2 通道上换热基本相当,但是 90°的波形隔板比 120°波形隔板在整体通道上流动阻力较大.

参考文献 (**References**)

[1] Hwang J J, Lui C C. Detailed heat transfer characteristic comparison inrectangular and 90° turned trapezoidal ducts with pin-fin arrays[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1999,42:4005 ~ 4016

[2] 吉洪湖,王宝官,王代军,等. 涡轮叶片尾缘出流对带叉排扰流柱阵列的内冷通道传热特性的影响[J]. 航空动力学报, 1999,14(3):237 ~ 241
Ji Honghu, Wang Baoguan, Wang Daijun, *et al*. Effect of trailing and edge ejection of turbine blades on heat transfer of cooling passage with staggered pin fins[J]. Journal of Aerospace Power, 1999,14(3):237 ~ 241(in Chinese)

[3] 李　莉,丁水汀,陶　智,等. 涡沦叶片尾缘复合通道的换热[J]. 北京航空航天大学学报,2005,31(2):202 ~ 205
Li Li, Ding Shuiting, Tao Zhi, *et al*. Heart transfer in complex passages of turbine blade trailiing edge[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautic,2005,31(2):202 ~ 205 (in Chinese)

[4] 凌长明,闵春华,刘　斌. 涡轮叶片尾缘扰流柱最佳形状的研究[J]. 工业加热,2002,(2):16 ~ 18
Ling Changming, Min Chunhua, Liu Bing. Theoritical research on shape of pin-fin in cooling blade trailing edge[J]. Heat Industry,2002,(2):16 ~ 18(in Chinese)

[5] 杨世铭. 传热学[M]. 第三版. 北京:北京高等教育出版社, 1998
Yang Shiming. Heat transfer[M]. 3ed. Beijing:Higher Education Press,1998(in Chinese)