

气膜冷却涡轮叶片前缘 外换热系数的实验研究

孔祖开 郑际睿

(南京航空学院)

摘要: 本文利用扁圆柱头部模拟涡轮叶片前缘对四个具有不同几何角度气膜孔的模型,测定了无气膜时和有气膜时的外表面换热系数分布规律。通过比较表明:气膜冷却时由于二次流的扰动,破坏了主流的附面层,导致外换热系数增加,这种影响在气膜孔口附近表现得尤为显著,并随着吹风比的增大而增大。本文给出了四个模型的外换热系数变化与主流雷诺数、吹风比、无因次弧长的经验关系式。并认为设计气膜冷却叶片时必须考虑换热系数的变化。

主题词: 涡轮叶片, 薄膜冷却, 传热系数, 实验

一、引言

气膜冷却的原理是利用冷却空气(二次流)在燃气(主流)和叶片表面之间形成一层隔热层。由于二次流的扰动,破坏了主流原先的附面层,从而导致叶片外表面的换热系数发生变化。自六十年代以来,这个问题已引起人们的普遍关注。如果以无气膜冷却时的换热系数来计算有气膜冷却时的对流换热量,在气膜孔口附近就会产生很大的误差^[1]。但是到目前为止,这方面的研究大多数集中在平板气膜冷却上,而很少涉及弯曲表面。

本文利用扁圆柱头部来模拟涡轮叶片前缘,对四个具有不同几何角度气膜孔的模型,研究了主流雷诺数、吹风比对换热系数分布规律的影响。实验指出:离气膜孔越近,影响越大;吹风比越大,影响越大;气膜孔越靠近驻点,影响越大。本文已把实验结果整理成经验关系式。

二、实验原理和实验设备

图1是实验设备系统示意图。风洞性能在文献^[2]中有详细介绍。模型由绝热性能良好的泡桐木制成,外直径 D 为60mm,内直径为40mm,长118mm,气膜孔直径 d 为3mm,孔间距为7.5mm。模型支架由柏木制成,模型与支架组合成扁圆柱(图2)。

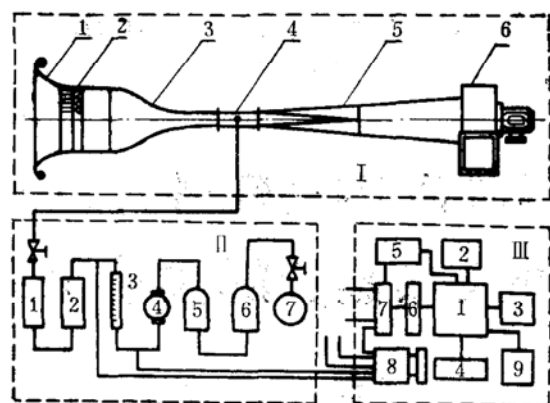


图1 实验设备示意图

- I. 风洞: 1.进气口 2.整流网 3.收缩段 4.试验段 5.扩散段 6.风机
 II. 二次流系统: 1.加热器 2.充气室 3.转子流量计 4.旋涡流量计 5.稳压箱 6.干燥器 7.空压机
 III. 测量系统: 1.Apple II微机 2.显示器 3.打印机 4.键盘 5.6522接口卡 6.AI13模数转换器 7.通道扩展器 8.压力扫描阀 9.磁盘

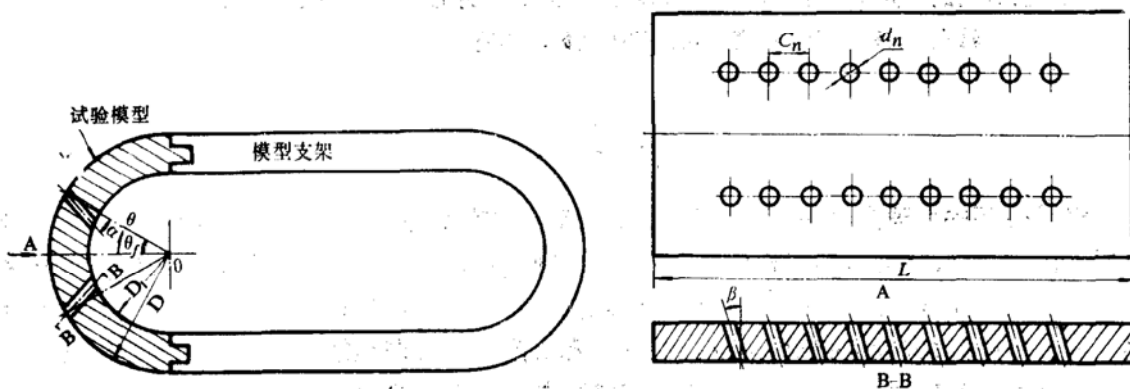


图2 模型参数示意图

二次流由进气口进入贮气室, 然后经气膜孔排向主流。其流量 m_j 由精度为1%的旋涡流量计测量。主流速度 u_∞ 通过皮托管测总压和静压获得。主流温度 T_∞ 和二次流温度 T_j 由镍铬-考铜热电偶测量。气体压力由压力扫描阀测量。主流雷诺数 Re_D 和吹风比 M 定义为:

$$Re_D = p_\infty u_\infty D / \mu R T_\infty \quad (1)$$

$$M = \rho_j u_j / \rho_\infty u_\infty = m_j R T_\infty / p_\infty u_\infty A_j \quad (2)$$

式中, R 为气体常数, A_j 为气膜孔面积。

模型表面贴有相互串联的镍片, 接直流恒流源通电加热。达到热平衡时, 每个镍片的发热量应等于被周围气流带走的热量, 即:

$$h_i = V_i I / A_i (T_{w_i} - T_\infty) \quad (3)$$

$$Nu_i = h_i D / \lambda \quad (4)$$

式中, V_i 为第 i 条镍片的端电压, I 为电流, A_i 为该镍片的面积, T_{wi} 为壁温, 可以通过测量镍片的电阻变化计算得到。 μ 和 λ 的计算式为^[2] :

$$\mu = 1.459 \times 10^{-6} [T_{\infty}^{1.5} / (T_{\infty} + 110.6)] \quad (\text{kg/m} \cdot \text{s}) \quad (5)$$

$$\lambda = 2.501 \times 10^{-3} [T_{\infty}^{1.5} / (T_{\infty} + 194.4)] \quad (\text{W/m} \cdot \text{K}) \quad (6)$$

实验参数的测量和结果的整理均由计算机数据采集与处理系统完成, 该系统的详细介绍可参见文献^[3]。

三、结果与讨论

为了更好地说明气膜冷却对外换热系数分布规律的影响, 作者首先进行了无气膜冷却时气流横掠扁圆柱时的换热系数分布规律的实验。结果见图 3。该结果与气流横掠圆柱时的分布

$$Nu_0 = 8.33 Re_D^{0.335} \left(1 - \left| \frac{\theta}{90} \right|^{3.5} \right) = 8.33 Re_D^{0.335} \left(1 - \left| \frac{4x}{\pi D} \right|^{3.5} \right) \quad (7)$$

θ 为离驻点的圆心角, x 为离驻点的弧长。

$$1.5 \times 10^5 \leq Re_D \leq 3.4 \times 10^5, \quad |\theta| < 80^\circ$$

在气膜冷却时, 二次流从气膜孔流出, 必然会对主流产生扰动, 破坏主流原先的附面层, 从而导致换热强化。在这里我们引用无因次量 ε 来表示由于气膜冷却引起的局部换热增量, 那么

$$\varepsilon = (Nu/Nu_0) - 1 = f(x/d, M, Re_D, \alpha, \dots) \quad (8)$$

模型 1、模型 2、模型 3 的 ε 与无因次弧长 x/d 的关系图见图 4、图 5、图 6。从图中

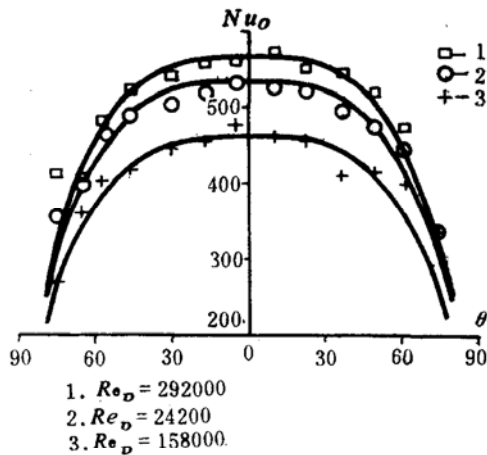


图 3 Nu_0 与 θ 关系图

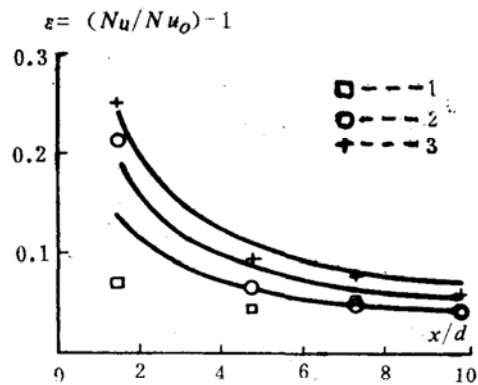


图 4 ε 与 x/d 关系图 (模型 1)

1. $Re_D = 340382$ $M = 0.217$
2. $Re_D = 212858$ $M = 0.5$
3. $Re_D = 212858$ $M = 1.089$

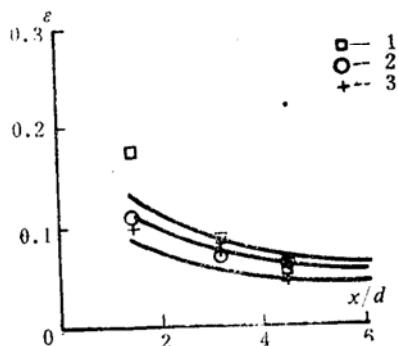


图5 ε 与 x/d 关系图(模型2)

1. $Re_D = 158746$ $M = 0.306$
2. $Re_D = 181702$ $M = 0.99$
3. $Re_D = 215284$ $M = 0.821$

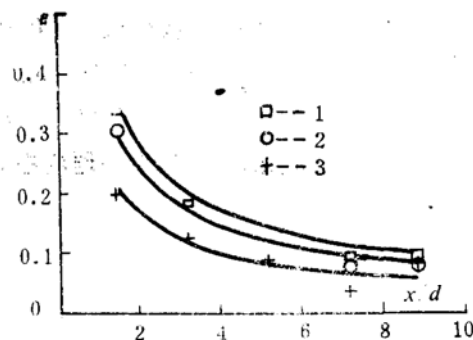


图6 ε 与 x/d 关系图(模型3)

1. $Re_D = 274753$ $M = 0.718$
2. $Re_D = 259611$ $M = 0.354$
3. $Re_D = 181702$ $M = 0.175$

可以看出,二次流对主流的扰动在紧靠气膜孔处最为强烈,并由于二股气流的不断渗混,而使扰动渐趋消失, ε 不断减少。

为了使实验结果便于比较和引用,本文利用最小二乘法对四个模型的实验结果进行了分析整理,得到了 ε 与主流雷诺数 Re_D ,吹风比 M 、无因次弧长 x/d 的经验关系式。

模型1的气膜孔参数为 $\alpha = 30^\circ$ 、 $\beta = 10^\circ$, $\theta_{f1} = 30^\circ$,其关系式为(图7)

$$\varepsilon_1 = 0.728 Re_D^{-0.074} M^{0.312} (x/d)^{-0.65} \quad (9)$$

模型2的气膜孔参数为 $\alpha = 0^\circ$, $\beta = 10^\circ$, $\theta_{f1} = 30^\circ$,其关系式为(图8)

$$\varepsilon_2 = 1.322 \times 10^7 Re_D^{-1.516} M^{0.057} (x/d)^{-0.54} \quad (10)$$

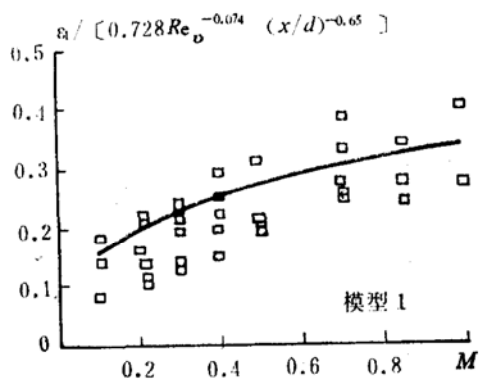


图7 ε_1 与 M 的关系图(模型1)

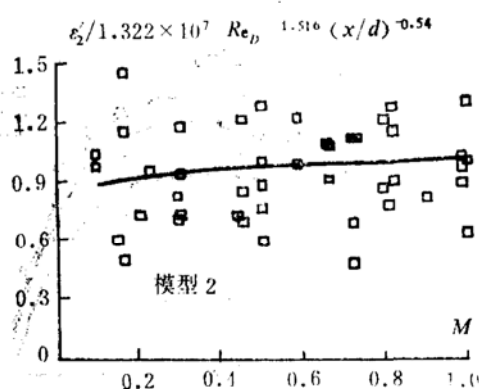


图8 ε_2 与 M 的关系图(模型2)

模型3的气膜孔参数为 $\alpha = 0^\circ$, $\beta = 10^\circ$, $\theta_{f1} = 20^\circ$,其关系式为(图9)

$$\varepsilon_3 = 8.253 \times 10^{-5} Re_D^{0.694} M^{0.175} (x/d)^{-0.712} \quad (11)$$

模型4的气膜孔参数为 $\alpha = 0^\circ$, $\beta = 10^\circ$, $\theta_{f1} = 20^\circ$, $\theta_{f2} = 45^\circ$ 。该模型模拟双排、顺列气膜冷却,前排孔与模型3相同,后排孔与模型2相同。前排孔二次流对主流的扰动增强了

换热系数,但随着主流与二次流的渗混,其增幅不断减少。在扰动未完全消失以前,后排孔二次流又对主流产生扰动,导致换热系数的又一次增强,从而在 ε 与 x/d 关系图形成二个峰值,后峰高于前峰(图10)。因此,二排孔气膜冷却的换热系数变化可理解为前排与后排气膜冷却热系数变化的叠加,即

$$\varepsilon_4 = a\varepsilon_2 + b\varepsilon_3 \tag{12}$$

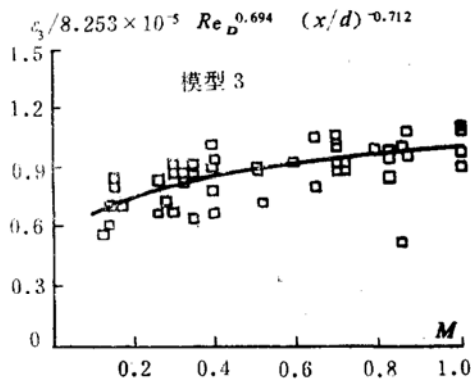


图9 ε_3 与 M 的关系图(模型3)

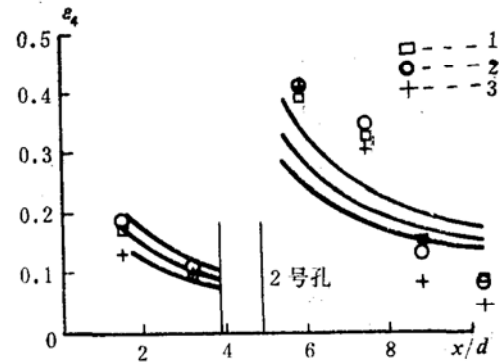


图10 ε 与 x/d 的关系图(模型4)

1. $Re = 181702$ $M = 0.295$ 2. $Re = 215284$ $M = 0.4$ 3. $Re = 259611$ $M = 0.5$

根据模型4实验结果整理得到的常数为 $a = 2.702$, $b = 0.684$ 。式(12)与实验数据的误差在15%之内。

式(9)、(10)、(11)、(12)的适用条件为:吹风比上限为1,式(9) Re_D 的下限为 2.0×10^5 以外,其余与式(7)相同。

从图7、图8、图9可以看出,吹风比越大, ε 越大。这显然是因为当吹风比增大时,二次流对主流的扰动就更为强烈。

从式(9)可以看出,如果二次流不是垂流向主流,而以一定的倾角(模型1为 30°)流入,则主流雷诺数对换热系数的影响就比较微弱,而吹风比的影响就显得较为重要。

在相同主流雷诺数和吹风比的条件下,三个模型 ε 与 x/d 的关系图见图11。从图中可以看

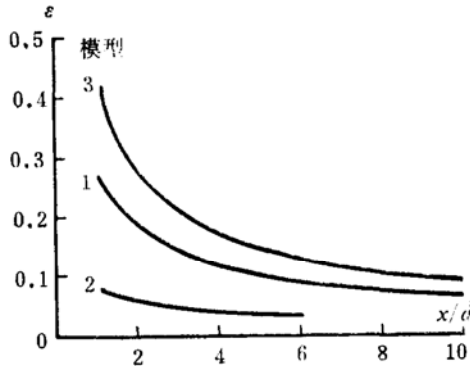


图11 三种模型的比较

出：气膜孔离驻点越近，换热系数变化越大。这是因为离驻点越近，主流附面层越薄，因此扰动对换热系数的影响就越明显，为避免换热系数的过度增加而抵消气膜层的隔热作用，在设计涡轮叶片气膜冷却时必须注意受热最严重的驻点及附近区域需要用其它冷却手段来配合，如采用冲击冷却来冷却前缘内驻点区的复合冷却叶片。

四、结 论

1. 气膜冷却时，由于二次流的扰动，将导致换热系数增加，其增幅随着二次流与主流的不断渗混而减少。

2. 吹风比越大，换热系数增加越大。

3. 如果二次流在主流方向有一速度分量，那么主流雷诺数对换热系数的影响将会减弱。

4. 气膜孔离驻点越近，二次流引起的换热系数变化就越大，从而在一定程度上将抵消气膜的隔热作用。因此驻点区的冷却须采用冲击冷却等其它冷却手段配合。

5. 本文整理得到了四个模型的四个对流换热准则关系式，并指出，对双排孔气膜冷却，换热系数的增幅有二个峰值，其计算式可采用前排孔与后排孔气膜冷却的线性叠加。

参 考 文 献

- (1) Hartnett, J.R., Birkebak, R.C. and Eckert, E.R.G.: International Developments in Heat Transfer, Pt. IV P682, ASME, New York, 1961.
- (2) 吉洪湖：涡轮叶片前缘复合冷却模拟实验研究，南京航空学院硕士论文，1985。
- (3) 孔祖开：气膜冷却叶片前缘外换热系数的模拟实验研究与数据采集处理系统的建立，南京航空学院硕士论文，1987。

inner swirl inlet under the combustion condition was carried out. The high combustion efficiency was obtained within a wide range of α , and accompanied with low pressure loss. The embedded structure of recirculation zones is available to improve the combustion efficiency.

Keywords: Dump combustion chamber, Combustion efficiency, High-temperature test

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF EXTERNAL HEAT TRANSFER COEFFICIENTS ON FILM-COOLED TURBINE BLADE LEADING EDGE

Kong Zukai Zheng Jirui

(Nanjing Aeronautical Institute)

Abstract: A semicylinder nose is used in test models to simulate a turbine blade leading edge with film cooling. Four models with ejection holes at different angles and positions for film cooling are used in this paper. The external heat transfer coefficient distributions along the leading edge region with and without film cooling are measured separately. It is observed from the experiments that the main stream boundary layer is damaged due to the existence of film jets, resulting in an enhancement of external heat transfer coefficients, especially in the vicinity of film holes. The effect of film cooling on external heat transfer coefficients increases with the blowing ratios of film jets. Four sets of empirical correlations of the enhancement of the external heat transfer coefficients showing their variations with the main stream Reynolds no., Re_D , blowing ratios, M , and nondimensional distances, x/d , are presented in this paper.

Keywords: Turbine blade, Film cooling, Heat transfer coefficient, Test

STIMULATING CALCULATION FOR THE TRANSIENT ENVIRONMENT OF THE SURFACE TENSION PROPELLANT ACQUISITION/EXPULSION DEVICES IN SATELLITE PROPELLANT TANK

Zhang Jing

(The 502nd Research Institute)

Abstract: A transient flow process in acquisition/expulsion devices (pipelines)