

双排叉排孔气膜冷却特性研究

(一) 传热系数

西安交通大学 张鸣远 陈学俊 美国 Drexel 大学 邹福康
中国科学院工程热物理研究所 葛绍岩 美国 Temple 大学 陈时钧

【摘要】 作者在 Ludwig 风洞中研究了双排叉排孔的气膜冷却特性,首次在瞬态风洞中实现了沿主流方向和横向两个方向的传热测量,并给出了近孔区壁温和传热系数的变化细节。本文着重介绍传热系数的测量结果

一、前 言

在航空、动力、国防等工业部门中,气膜冷却得到了广泛的应用。迄今已对通过缝槽或多孔带状区域引入二次气流的冷却方法(二维气膜冷却)进行了广泛深入的研究,对通过离散孔引入二次气流方式(三维气膜冷却)的研究也日趋深入。文献 [1~3] 对双排孔下游的有效温比 Z 进行了实验研究。文献 [4] 测量了双排叉排孔下游的传热系数 h_f 和有效温比 Z 。现有的研究表明双排叉排孔比单排孔和双排顺排孔可以产生更好的冷却效果,因而具有更高的实用价值。然而对双排叉排孔的研究无论是理论分析还是实验测量都不及对单排孔那么充分。现有文献大多仅报导了有效温比的测量,传热系数的测量却不多见。文献 [4] 测量了 h_f 和 Z ,但缺乏近孔区的数据。文献 [5] 在自由活塞风洞中对双排叉排孔气膜冷却进行了研究,但其实验测量值仅是横向平均值,迄今尚未见到在瞬态风洞中沿主流方向和横向两个方向进行传热测量的报导。

三维气膜冷却中,紧靠气膜孔下游的区域里 h_f 和 Z 无论沿主流方向还是横向变化梯度都很大。在工业设计中,为了正确估计气膜冷却表面,如燃气轮机叶片表面最高温度点可能发生的位置和材料热应力分布情况,不仅需要知道远孔区的有关数据,更需要知道近孔区 h_f 和 Z 的分布情况。仅仅横向的和区域性的平均值是不够的,还需要局部值的分布细节。

作者在美国 Drexel 大学激波风洞实验室的 Ludwig 风洞中对双排叉排孔气膜冷却进行了实验研究。使用自制的微型铂膜热通量计同时测量了 h_f 和 Z 沿 x (主流方向) 和 z (横向) 两个方向的变化。提供了近孔区壁温变化和传热状况的细节。本文介绍传热系数的测量结果

二、实验设备和方法

Ludwig 瞬态风洞在美国 Drexel 大学被成功地用来进行气膜冷却研究^[6],实验中用以产

生延续十几毫秒的主气流。其结构和工作原理可参阅文献 [7]。

实验段和二次流系统如图 1 所示。实验段横截面为高 0.058m, 宽 0.127m 的矩形。实验段在入口收缩段后的上下壁面上各开有一边界层抽吸槽, 主气流经收缩段后其边界层得到一定程度的减薄。减薄后边界层内的气流对称地从上下两抽吸槽中排掉, 新的边界层从劈尖处重新形成、发展, 在主流达到稳定后不久, 其本身也达到稳定。二次气流通过位于上壁面的气膜孔进入主流边界层。气膜孔直径 $D = 8\text{mm}$, 排间距 $2.5D$, 同排孔间距 $3D$, 孔倾斜角 30° 。气膜孔板可沿上壁面燕尾槽横向滑动, 于是可以在保持测量仪器在壁面上位置固定不变的情况下, 测量横向的压力和热通量变化。以下游排孔中心为 Z 坐标原点, 横向测量位置分别为 $Z/D = 0, 0.375, 0.5, 1.25, 1.5$ 。热通量计和压力传感器的安装位置示于图 2 (热通量计位于 $X/D = 3.025, 4.311, 7.178, 11.63, 16.58, 32.16, 47.32$ 。压力传感器位于 $X/D = 4.87, 20.75, 36.62, 52.49$)。在无二次流条件下的测量表明, 实验段内主流流场均匀, 在气膜孔处主流边界层为充分发展紊流。

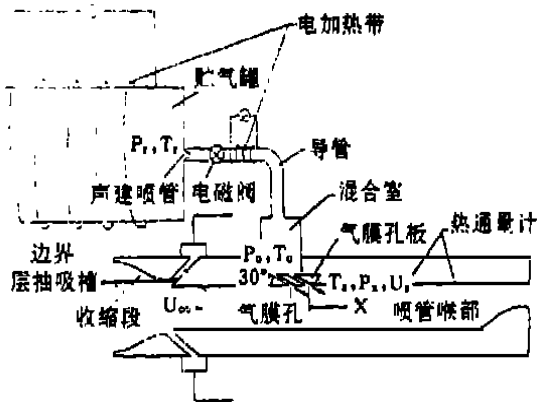


图 1 实验段及二次流系统

排孔中心为 Z 坐标原点, 横向测量位置分别为 $Z/D = 0, 0.375, 0.5, 1.25, 1.5$ 。热通量计和压力传感器的安装位置示于图 2 (热通量计位于 $X/D = 3.025, 4.311, 7.178, 11.63, 16.58, 32.16, 47.32$ 。压力传感器位于 $X/D = 4.87, 20.75, 36.62, 52.49$)。在无二次流条件下的测量表明, 实验段内主流流场均匀, 在气膜孔处主流边界层为充分发展紊流。

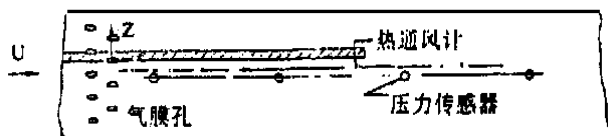


图 2 压力传感器和热通量计安装图

来自贮气罐的二次气流由 ASCO RED-HAT 电磁阀控制, 其流量大小由声速喷管确定。贮气罐和二次流导管外缠绕着电加热带, 可同时或单独通电以加热通过其中的气流。使用了两个相同的声速喷管, 沿横向均匀排列, 两股气流在混合室内混合后再经气膜孔进入实验段。无主流时的测量表明, 通过各孔的质量流速对平均值的最大偏差为 4.3%。测得罐内压力 P_T 和温度 T_T , 二次流质量流量 $\dot{m}$ 为:

$$\dot{m} = 1/4 c_d^2 \cdot 0.0404 \cdot \sqrt{P_T / T_T} \quad (1)$$

式中 d 为喷管直径, $\Gamma_1, \Gamma_2, \Gamma_3$ 分别为两喷管的流量系数。混合室内流动趋于稳定后, 二次流质量流速为:

$$d_2 U_2 = 4 \dot{m} / n \cdot c D^2 \quad (2)$$

式中 n 为气膜孔数。由理想气体状态方程得:

$$d_2 = P_\infty / R T_2 \quad (3)$$

P_∞ 为主流压力。由能量方程得:

$$\dot{q} = C_p (T_2 - T_0) + 1/2 U_2^2 \quad (4)$$

式中 T_0 为混合室气体温度, 可通过测量得到, $\dot{q}$ 为二次气流从混合室经气膜孔进入主流过程中单位质量流体与周围环境的换热。给出 $\dot{q}$ 后, 求解 (1) - (4) 式即可求得二次气流在气膜孔口处的密度, 温度和速度 d_2, T_2, U_2 。求解可参阅文献 [6]。

由于 Ludwig 风洞运行时间极短, 因此所用的测量仪器都必须具有足够快的响应速度, 压力变化由 Kistler 603B1 型石英压电压力传感器测量。壁面热通量由自制的微型铂膜热通量计测量。两者的响应时间都小于 $1\text{ }\mu\text{s}$ 。速度和温度变化则由一直径 $3\text{ }\mu\text{m}$ 的热线测头测量。一个由 LSI-11/2 微机控制的八通道 A/D, 四通道 D/A 数据采集和控制系统用来采集实验数据和控制、协调风洞隔膜刺破, 电磁阀开启及 A/D 转换器的触发等动作。该系统当同时使用八通道 A/D 时采样速度为 5 KHz , 仅使用一个通道时, 采样速度为 40 KHz 。

微型铂膜热通量计系作者经反复试验制成。铂膜长 $1.5\sim 2\text{ mm}$, 宽 $0.2\sim 0.25\text{ mm}$, 厚约 $1000\text{ }\text{\AA}$ 。壁面热通量由测得的热通量计基底表面温度变化 $T(t)$ 通过计算机进行数值积分得到^[8]。

$$q(t) = \frac{1}{(\rho c k)_b} \sum_{i=1}^n \frac{T(t_i) - T(t_{i-1})}{t_i - t_{i-1}}$$

(5)

式中 $(\rho c k)_b$ 为基底材料密度、比热和导热系数乘积的平方根, 由标定得出。微型铂膜热通量计的制作成功使得有可能首次实现在瞬态风洞中沿 X 和 Z 两个方向测量热通量的变化。图 3 给出热通量计算结果之一例。图中虚线表示对热通量 q 作平均计算的时间范围及平均 q 值。

瞬态风洞内数据处理通常采用下式:

$$q/q_0 = h_f/h_o(1-\theta) \tag{6}$$

理论分析和实验研究证明, 在常物性流体条件下同一工况时的 q/q_0 和无量纲二次流温度 θ 之间保持直线关系^[6]。实验中在某一吹风比 M

下, 相对于不同的 θ 测量壁面热通量 q , 运用式 (6) 从一组 $q/q_0-\theta$ 数据即可同时求出相应的有效温比 Z 和传热系数 h_f 。

实验有关参数如下: 主流速度 $U_\infty = 106\text{ m/s}$, 壁温与主流温差 $T_w - T_\infty = 17.6^\circ\text{C}$, 大气压与主流压力之差 19.7 KPa , $Re_D \left[= \frac{\rho U_\infty D}{\mu} \right] = 4.8 \times 10^4$, $\frac{W}{D} = 0.078$, 主流紊流强度 0.6% , 二次流紊流强度 (无主流时) 16% , $M = 0.2\sim 1.0$, $\theta = 0.21\sim 2.3$ 。

三 实 验 结 果

图 4 示出不同 M 数时的无量纲传热系数 h_f/h_o 随 X/D 的变化。从总的趋势看, 近孔区 h_f/h_o 沿横向变化较大, 随 X/D 增大, 这一变化逐渐减小。这反映了二次射流随 X/D 的增加, 由于相互间的掺混和作用, 横向冷却作用渐趋于均匀。 M 增大, 近孔区的 h_f/h_o 升高, $M = 0.2$ 时 $X/D = 3.025$ 处 h_f/h_o 最大最小值分别为 1.25 和 0.987 , $M = 1.0$ 时, 相应值增大为 2.15 和 1.0 。

气膜孔中心线上的传热系数与相邻点相比较低。 $Z/D = 0$ 和 $Z/D = 1.5$ 处的 h_f/h_o 分别低于 $Z/D = 0.375$ 和 1.125 处的相应值。最大值 $(h_f/h_o)_{\max}$ 出现在 $Z/D = 0.375$ 和 0.75 处, 最小值出现在 $Z/D = 1.5$ 处。两孔之间的位置或者是处于二次射流的边缘处, 或者是处于两股射流的交接汇合处。在这些地方, 二交射流与主流, 射流与射流之间相互作用, 紊流强度较高,

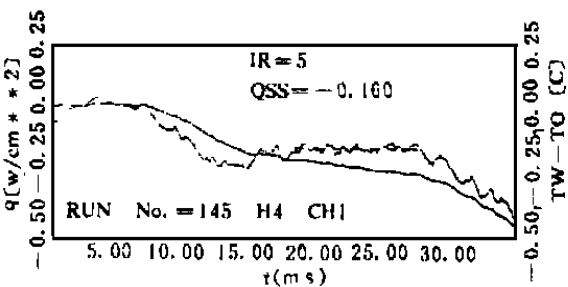


图 3 壁面热通量随时间的变化
($M = 0.42$, $\theta = 0.6$, $X/D = 11.63$, $Z/D = 1.5$)

因而也导致比较高的传热系数。值得注意的是,当 $X/D < 11.63$, $(h_f/h_o)_{max}$ 在 $Z/D = 0.375$; 当 $X/D > 11.63$, 则转移到 $Z/D = 0.75$ 这一变化反映了从后排孔喷出的射流沿 X 向流动时向横向不断扩展的过程。在 $M \geq 0.8$ 时,近孔区 ($X/D < 7.178$) h_f/h_o 从大到小依次出现在 $Z/D = 0.375, 0.75, 1.125, 1.5$ 。

仔细分析图 4, 下述特点值得注意: (1) $M = 0.2$ 和 0.4 时, $Z/D = 0.75$ 处 $h_f/h_o - X/D$ 区保持平坦, 而其它横向位置上 h_f/h_o 随 X/D 增加有所降低。(2) $M = 0.82$ 时, $Z/D = 1.5$ 处曲线也变得平坦起来。(3) $M = 1.0$ 时, $Z/D = 1.125$ 处和 1.5 处的 h_f/h_o 随 X/D 增加出现先上升, 达到极值后下降的趋势, 特别是在 $Z/D = 1.5$ 处这一趋势尤为显著。这些现象是与二次射流的脱壁和重新贴附壁面过程相联系的。下篇文章将说明前排孔射流易于脱离壁面进入主流, 即使在很小的 M 数下, 也会在 $Z/D = 0.75$ 处脱壁。 $M = 0.2, 0.4$ 时, 在其它横向位置气流贴附壁面流动, 气流中紊流强度随 X/D 加大而逐渐减弱; 然后在 $Z/D = 0.75$ 处, 由于脱壁二次射流在重新贴附壁面过程中与主流相互作用, 其紊流强度随着 X/D 加大并无明显降低, 导致平坦的 h_f/h_o 的分布。同样的推理适用于 $M = 0.82$ 时 $Z/D = 1.5$ 处 h_f/h_o 的分布。 $M = 1.0$ 时, 前排孔的二次射流在 $Z/D = 1.5$ 处严重脱壁, 由于脱壁距离较长以及向壁面靠近过程中与主流及来自后排孔的射流的强烈混合, 该处的紊流强度逐渐上升, h_f/h_o 也在一段距离上升。单排孔气膜冷却研究中有过类似的报导^[9]。

横向平均传热系数 $\bar{h}_f$ 定义如下:

$$\bar{h}_f(X/D) = \bar{q}/(T_{sk} - T_k) \quad (7)$$

式中 T_{sk} , T_k , $\bar{q}$ 均表示横向平均值,

$$\bar{q}\left(\frac{X}{D}\right) = \frac{1}{1.5} \int_0^{1.5} q\left(\frac{X}{D}, \frac{Z}{D}\right) d\left(\frac{Z}{D}\right) \quad (8)$$

T_{sk} 和 T_k 算法同 (8) 式。

横向平均传热系数 $\bar{h}_f/h_o$ 相对于 X/D 变化示于图 5。 $X/D < 25$, $\bar{h}_f/h_o$ 随 M 变化而变化, M 大 $\bar{h}_f/h_o$ 也大; $X/D > 25$ 时, M 对 $\bar{h}_f/h_o$ 变化已无显著影响。 $\bar{h}_f/h_o$ 随 X/D 增加而减小。 $M = 1.0$ 时, $X/D = 3.025$ 处 $\bar{h}_f/h_o$ 高达 1.76; $X/D = 47.30$ 处各个 M 数下的 $\bar{h}_f/h_o$ 相互接

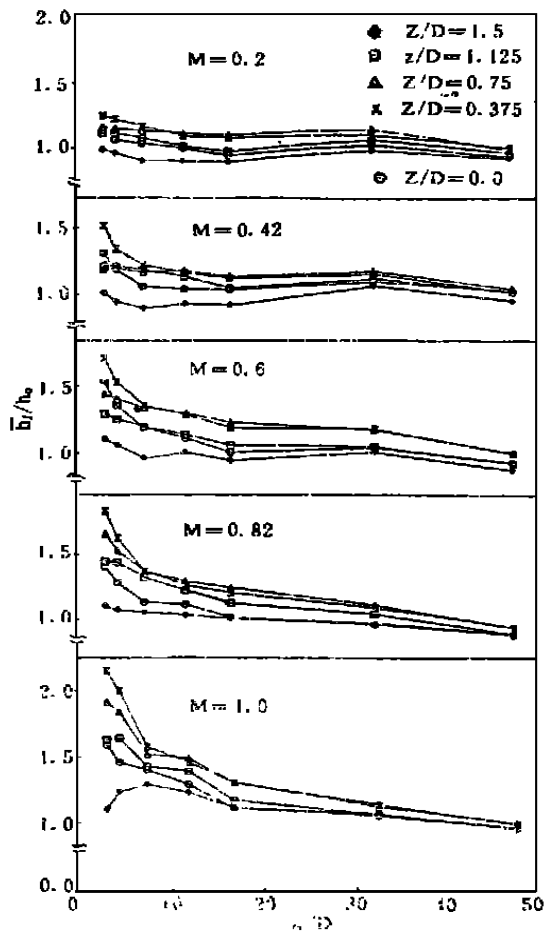


图 4 局部传热系数分布图

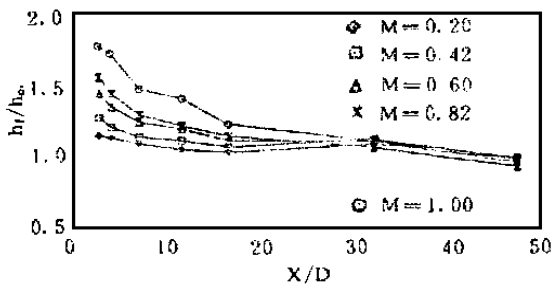


图 5 横向平均传热系数随 X/D 的变化

近, 比 1 小 2~8%。

$\bar{h}_f / h_o$ 随 M 变化规律的分析表明, X/D 小时 $\bar{h}_f / h_o$ 随 M 增大而有显著增加; X/D 增加时, $\bar{h}_f / h_o$ 随 M 增大而增大的速率减小。 $X/D=47.30$ 处 M 从 0.4 继续增加时, $\bar{h}_f / h_o$ 有少许减小。没有发现文献 [4] 所指出的 $M < 0.5$ 时, M 增加 $\bar{h}_f / h_o$ 会稍微减少的趋势。

与文献 [4] 的结果相比, 本文传热系数值较高: $M=1.0$ 时 $X/D=7.178$ 处的平均传热系数 $\bar{h}_f / h_o$ 与文献 [4] $X/D=7.11$ 处的相应值相比高 18%, 而 $X/D=32.16$ 处的 $\bar{h}_f / h_o$ 比文献 [4] $X/D=36.76$ 处高 3%。这可能是由下述原因造成的: (1) 本实验二次紊流强度较高, 无主流时为 16% 左右, 高的二次流紊流强度导致高的传热系数^[10]。(2) 本实验中 $Re_D=4.8 \times 10^4$, 文献 [4] $Re_D=1 \times 10^4$ 和 2×10^4 。单排孔实验报导, Re_D 高时平均传热系数也高^[9]。(3) 本实验中 $M=1.0$ 时, 二次流总流量约占主流总流量的 3%, 主流由于二次流的引入而导致的总质量流量的增加在一定程度上增加传热系数。

四、结 论

- (1) 传热系数 $\bar{h}_f / h_o$ 在近孔区沿横向变化较大: $(\bar{h}_f / h_o)_{max}$ 在 $Z/D=1.5$; $X/D < 11.63$, $(\bar{h}_f / h_o)_{max}$ 转移到 $Z/D=0.75$ 。随着 X/D 加大, 这一横向差距逐渐减小。
- (2) $M=1.0$ 时, 前排孔二次射流脱壁现象引起近孔区 $Z/D=1.5$ 和 $Z/D=1.125$ 处 $\bar{h}_f / h_o$ 沿 X/D 分布出现先增后减变化。
- (3) $\bar{h}_f / h_o$ 随 X/D 增大而减小。
- (4) $\bar{h}_f / h_o$ 随 M 增大而增大; X/D 增大, $\bar{h}_f / h_o$ 随 M 增大而增加的速率减小。在 $X/D=47.30$ 处, M 从 0.4 继续增加时 $\bar{h}_f / h_o$ 有少许减小。

参 考 文 献

- [1] G. Bergeles et al, "Double-Row Discrete-hole Cooling: an Experimental and Numerical Study," J. of Engineering for Power, Vol. 102, 1980, pp. 499-503.
- [2] R. J. Goldstein et al, "Effect of Surface Roughness on Film-Cooling Performance," J. of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 107, 1985, pp. 111-116.
- [3] 姚永庆等, "弯曲壁上离散孔气膜冷却均匀性的实验研究," 航空动力学报, 第 3 卷第 2 期, 1988 年 4 月, 161-163 页。
- [4] M. Y. Jabbari et al, "Adiabatic Wall Temperature and Heat Transfer Downstream of Injection Through Two Rows of Holes," J. of Engineering for Power, Vol. 100, 1978, pp. 303-307.
- [5] P. M. Ligrani et al, "Adiabatic Film Cooling Effectiveness from Heat Transfer Measurements in Compressible, Variable-Property Flows," J. of Heat Transfer, Vol. 107, 1985, pp. 313-320.
- [6] F. K. Tsou et al, "The Effect of Unsteady Main Flow on Film Cooling," ASME/JSME Thermal Engineering Joint Conference, Honolulu, Hawaii, 1983, Vol. 3, pp. 181-187.
- [7] 张鸣远, 运用瞬态流动技术测量三维气膜冷却的绝热有效温比和传热系数, 博士学位论文, 西安交通大学, 1988 年 8 月。
- [8] D. L. Schultz et al, "Heat-Transfer Measurements in Short-Duration Hypersonic Facilities," AGARD-AG-165, 1973.
- [9] V. L. Eriksen et al, "Heat Transfer and Film Cooling Following Injection Through Inclined Circular Tubes," J. of Heat Transfer, May 1974, pp. 239-245.
- [10] S. J. Chen and F. K. Tsou, "Experimental Studies of Injection-Stream turbulence on Film-Cooling Using a Short-Duration Technique," ASME Paper 86-WA/HT-47, 1986.

AN INVESTIGATION ON FILM-COOLING FROM TWO-STAGGERED ROWS OF HOLES— (1) HEAT TRANSFER COEFFICIENTS

Zhang Mingyuan, Chen Xuejun (*Xian Jiaotong University*)

Tsou Fu-Kang (*Drexel University, U. S. A.*)

Chen Shih-Jiuh (*Temple University, U. S. A.*)

Ge Shaoyan (*Engineering Thermophysics Institute, Chinese Academy of Sciences*)

ABSTRACT The film-cooling performance downstream of injection from two-staggered rows of holes were investigated in a Ludwig tube wind tunnel. For the first time, heat transfer measurements were conducted in both streamwise and spanwise directions in a short duration flow facility. The details of wall temperature and heat transfer coefficient in region close to injection holes have been obtained.

AN INVESTIGATION ON FILM-COOLING FROM TWO-STAGGERED ROWS OF HOLES— (2) EFFECTIVENESS

Zhang Mingyuan, Chen Xuejun (*Xian Jiaotong University*)

Tsou Fu-Kang (*Drexel University, U. S. A.*)

Chen Shih-Jiuh (*Temple University, U. S. A.*)

Ge Shaoyan, Xu Jingzhong

(*Engineering Thermophysics Institute, Chinese Academy of Sciences*)

ABSTRACT The experimental results and numerical computation of film-cooling effectiveness downstream of injection from two-staggered rows of holes are presented in this paper. On the basis of measured effectiveness in both streamwise and spanwise directions, especially in the region close to injection holes, the different heat transfer behaviors of the jets from upstream and downstream rows are analyzed. In the computation, a three-dimensional calculation procedure is used to solve the related elliptic equations and the results agree well with present measurements far downstream. The discrepancies are increased in the near-injection region.

PREDICTION FOR FLOW AND HEAT TRANSFER OF IMPINGEMENT IN A SEMICIRCULAR CLOSURE

Zhu Gujun, Qiu Xuguang, Chen Zhongjun

(*Beijing University of Aeronautics and Astronautics*)

ABSTRACT Calculation for two dimensional flow and heat transfer of impingement in a semicircular closure has been completed with a Finite Element Method. It is found