

双排离散孔在凸表面上 气膜冷却有效温比的传质实验研究

姚永庆, 夏彬, 葛绍岩 邹福康

(中国科学院工程热物理研究所) (美国德克萨斯大学)

摘 要

本文采用传质实验的方法, 对叉排双排离散孔在凸表面上的气膜冷却特性, 做了精确地测量, 以大量实验数据为依据, 总结出在凸表上气膜冷却有效温比分布特征, 为设计者提供了有实际参考价值的依据。

一、前 言

迄今为止, 尽管气膜冷却的应用大都联系到曲面, 但是, 大量的研究工作却都是在平板上进行的, 只是近几年来, 曲面上的研究工作才得到应有的重视。而对于在整个曲面上有效温比分布规律, 前后排孔流量不等时有效温比的分布等, 所开展的工作却不多^[1]。

本文是采用传质类比传热的实验方法, 取得了大量的试验数据, 定量地给出前后排孔流量相等和流量不等时, 在整个凸表面上气膜冷却效果分布的全貌, 呈现出在不同条件下, 气膜冷却在凸表面上的特征。为设计者在考虑射流孔的大小、间距、流量分配等方面, 提供了有实际价值的依据。

二、基 本 原 理

传质过程和传热过程所遵循的基本方程是类似的, 因而可以利用传质过程来类比传热过程^[2,3]。

对于气膜冷却, 其冷却效果 η_T , 主要取决于流动状态、物性及几何参数, 即

$$\eta_T = (T_{aw} - T_\infty) / (T_2 - T_\infty) = f(Re, Pr, \text{几何参数}) \quad (1)$$

用传质来模拟传热的方法是在射流中加入异性气体, 并已知主、射流中异性气体的浓度为 C_∞ 和 C_2 , 那么只要测出壁面上测点的异性气体的浓度 C_{iw} , 则相应的有效温比 η_m 可由下式表达:

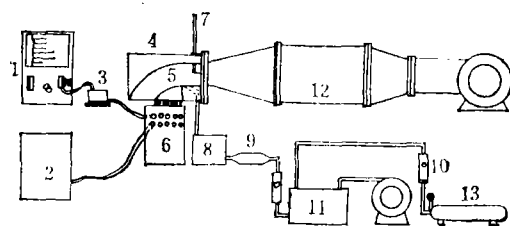
$$\eta_m = (C_{iw} - C_\infty) / (C_2 - C_\infty) = f(Re, Sc, \text{几何参数}) \quad (2)$$

如果 Re 相等, 几何参数一样, $Sc = Pr$, 并且在传质过程中没有热交换, 即主、射流温度相等, 那么就有, $\eta_m = \eta_T$ 。已有的实验表明, 当 $Sc = 0.226 \sim 1.54$ 范围内, 用传质的方法得到的有效温比 η_m 值的误差可以忽略^[4]。本文中的试验有 $Sc \approx 0.94$, $Pr \approx 0.708$ 。

三、实验装置及试验件

传质试验是在小型风洞上进行的, 风洞出口的截面积为 $70\text{mm} \times 100\text{mm}$, 最大风速为 60m/s , 在速度 $10 \sim 60\text{m/s}$ 范围内, 试验段任意截面上速度不均匀度不大于 5% , 湍流度 $\varepsilon \leq 4\%$ 。

主流是空气, 射流由压气机供气, 并掺有 10% 左右的 CO_2 。射流按比例首先进入混合箱充分混合, 经电加热器到配气箱, 最后经流量计进入射流孔, 见图1。电加热器的加热功率可以任意调节, 以保证在整个试验过程中主、射流温度相等。同时分别用流量计来控制 and 调节每个射流孔所需的进气量。



1. 色谱仪 2. 微压计 3. 抽气泵 4. 试验段 5. 试验件
6. 采样板 7. 皮托管 8. 配气箱 9. 加热器 10. 流量计
11. 混合箱 12. 鼓风机 13. CO_2 气瓶

图1 实验装置系统图

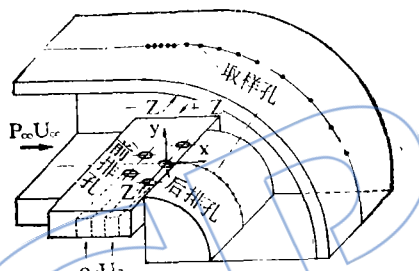


图2 试验件示意图

用有机玻璃制作的组合试验件, 见图2。它的特点是凹凸两个曲面可以相互更换, 排孔块可以沿 Z 向移动。试验件的具体尺寸如下:

凹面的曲率半径 $R_c = 140\text{mm}$, 并在曲面中部的圆周上布置了34个取样孔; 凸面的曲率半径 $R_v = 70\text{mm}$, 在其曲面上也布置了22个取样孔。取样孔的布置是靠近射流孔处较密, 远处则较疏。取样孔的直径为 0.5mm 。由凹凸两个曲面组成一个截面积为 $70\text{mm} \times 100\text{mm}$ 的等截面、等曲率弯曲通道。在排孔块上布置了两排孔, 第一排两个孔, 称为前排孔, 下标符号为 f 。第二排三个孔, 称为后排孔, 下标符号为 S 。气膜孔的直径 $D = 8\text{mm}$; 倾角 $\alpha = 30^\circ$, 孔间距及排孔间距, 均为气膜孔直径的三倍, 即 $H = 24\text{mm}$ 。并以后排中间孔的中心为座标原点, 建立一个三维坐标系, 见图2。

试验过程中, 用皮托管监测主流速度, 用浮子流量计控制射流流量, 用四对铜—康铜热电偶监视主、射流的温度, 用精度为 0.2% 的SP-2304型气相色谱仪测定 CO_2 的浓度。

三、实验结果与分析

为了更形象地表达 η 值在凸表面上分布的全貌, 本文将三维座标中的 x 轴, 转换为圆弧的 θ 轴, θ 角与 X/D 值的相应数值如下:

θ	0°	20°	40°	60°	80°
X/D	1.25	4.304	7.359	10.413	13.467

$\theta = 0^\circ$ 的位置距后排孔中心（即座标原点）的距离为 10mm。

为了论述方便，把排孔的下游划分为三个区域： $Z = 0 \sim 4\text{mm}$ ，称为后排孔的孔区； $Z = 4 \sim 8\text{mm}$ 称为孔间区； $Z = 8 \sim 12\text{mm}$ ，称为前排孔的孔区。

双排孔流量相等时的实验结果示于图 3。不难看出，当吹风比（射流与主流的密流比） $M = 0.3$ 时，沿 θ 向（X 向）有效温比是逐渐下降的。这一趋势表明， $M = 0.3$ 时，在射流孔的边缘处具有 η 的最大值。由于前排孔气膜的作用，沿 Z 向 η 值开始时是下降，经过孔间区之后， η 值又变成上升的。当 $M \geq 0.5$ 时，无论是沿 θ 向还是 Z 向， η 值都有一个开始上升而后才逐步下降的特点，并且随着 M 值的加大，这一特点更为显著，这种规律与在平板上所得结

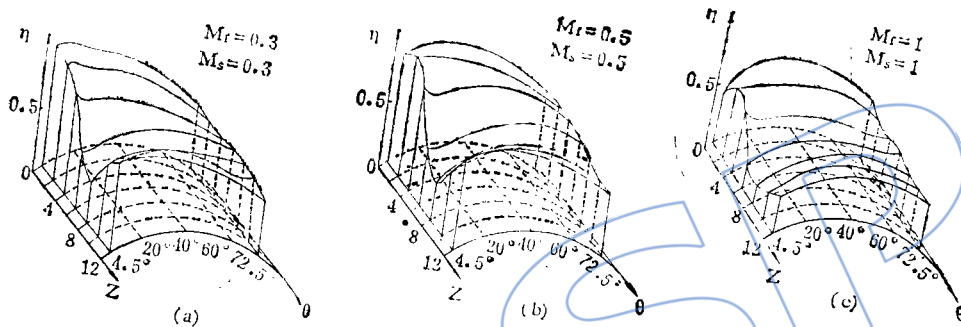
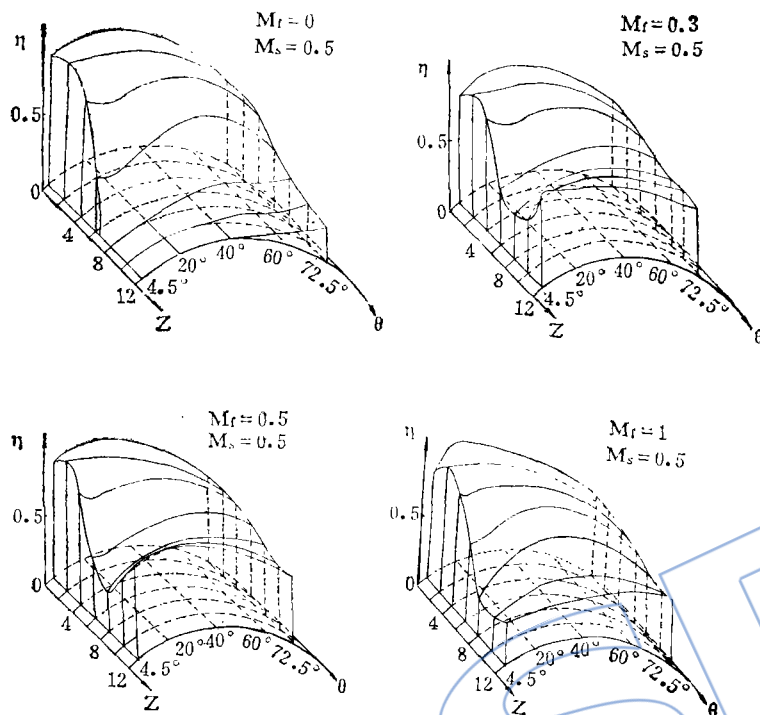
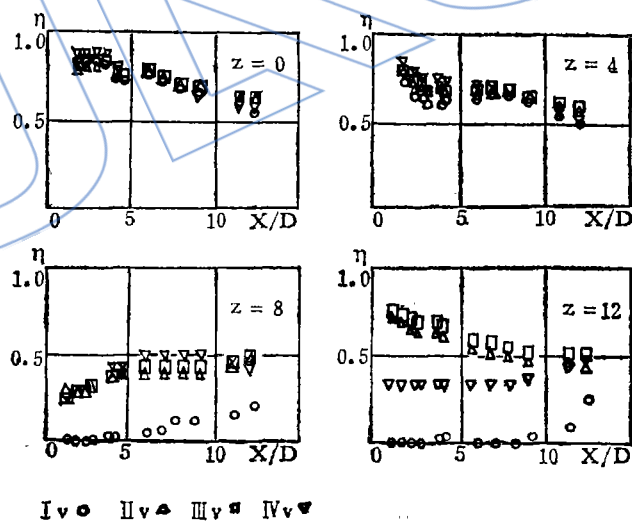


图 3 双排孔流量相等时有效温比的分布

果十分相似。也就是说，随着 M 值增加，气膜脱离壁面的趋势就更加明显。从 Z 向来看，无论 M 值大小，在 $Z = 8\text{mm}$ 附近，都具有 η 的最小值。这正反映出，在凸表面上，沿 Z 向扩散性差这一由其流动特性所决定的气膜冷却特征。由图 3 可见，当 $M \leq 0.5$ 时， η 值的大小及其分布规律无显著差异。而当 $M = 1$ 时，不仅分布规律有所变化，而且 η 值明显下降，甚至到达 $\theta = 72.5^\circ$ 处，仍是比在 $M \leq 0.5$ 时的 η 值要小，再次证明了气膜冷却并不是采用冷却气量愈大其冷却效果就愈好。在气膜冷却中，射流以一定角度射向主流，当 M 值大时，射流“穿透”主流的能力增强，脱离壁面的趋势增大，对于凸表面来讲，这种趋势比在平板上更为显著。这个现象的存在，就表明在凸表面上应采用 $M < 0.5$ 值，过大的 M 值，不仅浪费冷却气量，而且也使 η 值显著下降。

当后排孔的流量不变，而改变前排孔的流量，这时在凸表面上的气膜冷却特性示于图 4。前后排孔流量配比方案如下： $M_s = 0.5$ 不变时， M_f 在 I、II、III、IV 上分别为 0、0.3、0.5 和 1。

图 5 是综合不同工况时 η 值的分布，可以明显地看出，在后排孔的流量是一定值的情况下（ $M = 0.5$ ），无论前排孔的流量如何变化（从 $M = 0$ 直到 $M = 1$ ），对于后排孔孔区范围内的 η 值没有影响，这一点充分地反映出，在凸表面上离散孔气膜冷却的特征，就是沿孔的横向（ Z 向）扩散性差，各个气膜孔之间互不相干，各行其是，这个特点是设计者必须重视的。同样也可以看出，盲目地加大前排孔的流量，例如 $M_f = 1$ ，不仅不能改善冷却效果，而且使前排孔孔区范围内的冷却效果恶化，在近孔区内如此，就是在 $\theta = 72.5^\circ$ 处也是如此。而

图4 前后排孔流量不等时 η 值在凸表面上的分布图5 不同工况的 η 值在凸表面上的分布

在减小前排孔的流量时,例如 $M_f = 0.3$,不仅不影响后排孔区范围内的 η 值,反而使前排孔区范围内的 η 值提高。这一现象说明了,在选择前、后排孔流量不等的冷却方案时,有一个最佳的匹配值,这个值的趋势是前排孔的流量要偏小一些。无论前、后排孔的流量相等与

否, 在 $Z = 8\text{mm}$ 附近总是具有 η 的最小值, 约为 $Z = 0$ 处 η 值的 $1/2 \sim 1/3$, 并且这个差距随着 M_f 值的增加而增加。很明显, $Z = 8\text{mm}$ 附近是冷却的薄弱环节。对于热防护来讲, 不仅仅是希望被防护的表面温度要降低, 而且也希望冷却均匀。对于燃气轮机的透平叶片, 冷却均匀是十分重要的。

四、结 论

1 气膜冷却并不是射流流量愈大愈好, 它有一个最佳值, 这和所有的实验, 包括在平板上的实验所得到的结果是一致的。对于凸表面来讲, 不论其前后排孔的流量相等与否, 大的 M 值, 例如 $M = 1$, 是不可取的。因为在这种情况下, 不仅仅是浪费冷却气量, 而且 η 值显著下降。一般情况下其最佳值是 $M \leq 0.5$ 。

2 当采用前、后排流量不等的冷却方案时, 前排孔的流量应略小一些, 例如是 $M = 0.3$, 前、后排孔流量匹配得当, 可以实现用最少的冷却气量达到最佳的冷却效果。

3 沿 Z 向扩散性差, “各行其是”是在凸表面上气膜冷却的主要特征。因此在设计射流流量时, 就可以前、后排孔单独考虑, 这是设计者必须重视的。从冷却均匀性来考虑, 气膜孔沿 Z 向之间的距离应当小, 本实验所选用的 $H = 3D$, 看来是偏大。

采用小的孔间距, 选用小的 M 值, 这是在凸表面上离散孔气膜冷却结构的主要特征。

4 关于在 $M \geq 0.5$ 以后, 沿 Z 向也出现 η 值先上升而后下降的现象, 这是主、射流相互作用的结果, 是一个二股流的复杂运动, 关于这一问题, 作者将另文专述。

参 考 文 献

- [1] 葛绍岩, 刘登瀛, 徐靖中, 李静, “气膜冷却”, 科学出版社, 1985。
- [2] Kay, W.M., Crawford, M.E., “Convective Heat and Mass Transfer” 2nd Edition, 1960.
- [3] Goldstein, R.J., Sparrow, E.M., “Natural Convection Mass Transfer Adjacent to Horizontal Plates”, Int.J.Heat and Mass Transfer, Vol.16, 1973, pp:1025-1035.
- [4] Pedersen D.R., Eckert E.R.G., Goldstein R.J., “Film Cooling with Large Density Differences Between the Mainstream and the Secondary Fluid Measured by the Heat-Mass Transfer Analogy”, J. of Heat Transfer, Vol.99, 1977.

(责任编辑 杨帆)

vibrator of 60% or more.

A design method of uncentralized squeeze-film dampers is also recommended, which gives the bearing parameter $B=0.1$ to 0.2 and the gravity parameter $W=0.05$ to 0.1 . The theoretical results and the experimental data have been found in good agreement.

LOW CYCLE FATIGUE LIFE TESTING RESEARCH OF AN AEROENGINE CASE

Pu Ruigang

(Shenyang Aeroengine Research Institute)

Abstract

This paper presents in detail the method of low cycle fatigue life testing research on engine cases in connection with the following aspects: the determination of standard cycle load, testing samples and the design of its connection, stress testing and cycle testing under the synchronously loaded conditions at several points of a fully-sized case, the determination of approved cycle life and usage life.

MASS TRANSFER EXPERIMENTAL STUDIES ON THE FILM COOLING EFFECTIVENESS OVER THE CONVEX SURFACE WITH DOUBLE-ROW DISCRETE HOLES

Yao Yongqing, Xia Bing, Ge Shaoyan

(Institut of Engineering Thermophysics)

F.K.Tsou

(Drexel University)

Abstract

The distribution of film cooling effectiveness for staggered double-row discrete holes has been measured extensively over the whole area of convex surface. It has been found that whether or not the blowing ratio of first row is equal to

that of the second one, higher blowing ratio causes stronger separation of the film jet, the cooling effect is thus reduced remarkably, and the optimized value of the blowing ratio for better film cooling effectiveness is $M \leq 0.5$.

Experimental results show that for convex surface the blowing ratio of first row should be smaller than that of second row in order to get better cooling results, for example $M_f = 0.3$. The distance between cooling holes as well as the blowing ratio M should be both smaller on the convex surface.

DIMENSIONLESS PARAMETERS ON ENHANCED HEAT TRANSFER IN FLUIDS BY HIGH-FREQUENCY OSCILLATIONS WITHIN PIPES

Zhao Lingde and Cao Yuzhang

(Beijing Institute of Aeronautics and Astronautics)

Abstract

Enhanced heat transfer in fluids by high-frequency oscillations within a capillary bundle is a new interesting phenomenon. A new method to describe this phenomenon has been developed. Authors have obtained the same dimensionless expression by means of three different methods: experimental data analysis, dimensionless analysis of differential equations and transformation of laminar hydrodynamic theoretical expression. It shows that the ratio of the effective thermal conductivities to normal conductivities of fluids is proportional to a certain power of Prandtl number, second power of the ratio of tidal displacement to capillary radius and nearly first power of Womersley number. This dimensionless expression is convenient for calculating and experimenting.