

高湍流度对平板边界层传热的热影响*

南京航空航天大学 夏春林** 潘新良 刘德彰

【摘要】 在雷诺数为 $10^6 - 10^7$ 之间对 0.1%—25% 湍流度的自由来流流过平板边界层传热问题进行了实验与数值研究。实验是在吸入式风洞内进行, 用自由来流冷却加热平板, 自由来流的湍流度可高达 30%。计算模型针对二维定常流, 采用代数应力 (热流) 湍流模型, 用 SIMPLE 算法进行计算。结果表明: 高湍流度自由来流可使平板的平均 Stanton 数增加 85%。

主题词: 湍流 传热 边界层 加热 流动

分类号: O357.5 TK124

自由来流湍流度对边界层换热的影响一直是人们关注的课题, 它在发动机燃烧室设计、涡轮叶片外流、紧凑式换热器等领域有着重要工程应用背景。增加湍流度能否增强换热似乎意见不一, 但近来 Simonich 和 Bradshaw^[1], Blair^[2,3], Young 和 Han 等^[4,5] 给出的结论似乎都是肯定的。本文目的试图通过计算和实验相比较的方法, 调查自由来流湍流流过平板, 其湍流度对边界层传热的影响。

1 实验与数值分析

自由来流湍流度对平板边界层传热影响的实验是在吸入式风洞内进行的, 风洞试验段过流截面为 70 mm × 70 mm。试验平板采用长为 175 mm、宽为 65 mm、厚为 16 mm 的铜板制成, 该铜板的前后两端具有截面为半椭圆形的有机玻璃柱体 (见图 1, 该柱体沿流动方向的长半轴

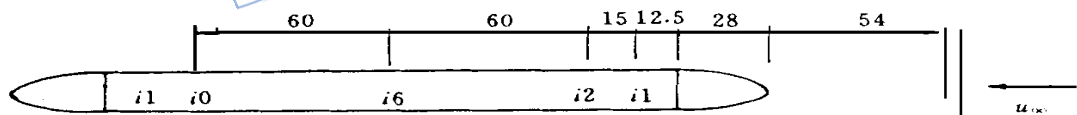


图 1 实验平板示意图

尺寸为 28 mm), 用作为平板的前后缘。在铜板表面中心线上离上表面 1 mm 处等间距埋入 11 对镍铬—康铜热电偶以测量板表面温度分布。在每两测温点中间布置静压孔。铜板中间层布有水流通道, 采用通热水的方法加热铜板, 自由来流冷风冷却平板。热水由自动恒温池 ($\pm 1^\circ\text{C}$) 产生, 由给水泵输入板中并维持其循环。水流量为 30.6 ml/s ($\pm 1^\circ\text{C}$)。在出入口处放置镍铬—镍铝热电偶测量水温, 自由来流冷风的温度控制由风洞前置电加热器完成, 其电功率最大可达 20 kW, 实验中来流温度从室温到 70°C 范围内连续可调。自由来流湍流度由平板

上游的湍流发生器产生,使用的湍流发生器有两类:一是密集开孔板式,二是可调螺杆群式。

采用热水加热法测得铜板的温度时间常数,即板温达到平衡值的 $(1 - 1/e)$ 倍所需时间,为 1.2 min。铜板试验板安装在风洞试验段中间,把试验段分为上下两层,可近似认为上下层是几何对称,流量是准对称分配的。

分两种情况进行实验:一是不加湍流发生器;二是在试验平板上游 54 mm 处装上密集开孔 ($\Phi 8$) 的板或可调螺杆群来产生湍流,研究湍流度的影响。本实验所用湍流发生器可产生高达 30% 湍流度的湍流,湍流度在 0.1% - 25% 范围内连续可调。通过调节试验段下游风洞的分流阀使得平板上游 100 mm 处两点测得的速度平均值在以上两种情况下差值小于 0.1 m/s。采用 TSI 双通道热线风速仪在湍流发生器下游 100 mm、160 mm、220 mm 处分别测量主流沿流向和沿法向的湍流度 I_x 、 I_z ,并在此之处测量主流速度和温度边界层分布。静压和动压均采用装水 U 型管压差计读数,其分辨率为 0.5 mm。热电势采用毫伏计测量,最小读数为 0.01 mV,热电偶标定准确度为 0.1°C。

为便于实验与数值计算工作相互验证,数值模型针对实验段建立。取试段板的上半部为数值计算对象,并假定流场为二元定常流场,其控制方程为:

$$\operatorname{div}(\rho U \Phi) = \operatorname{div}(\Gamma \operatorname{grad} \Phi) + S_{\Phi} \quad (1)$$

其中 Φ 、 Γ_{Φ} 、 S_{Φ} 表达式见源项表 (表 1), U 为速度矢量。

表 1 源项表

Φ	σ_{Φ}	Γ_{Φ}	S_{Φ}
u	1.0	μ_{eff}	$(\partial/\partial x) [\mu_{eff} (\partial u/\partial x)] + (\partial/\partial y) [\mu_{eff} (\partial v/\partial x)]$
v	1.0	μ_{eff}	$(\partial/\partial x) [\mu_{eff} (\partial u/\partial y)] + (\partial/\partial y) [\mu_{eff} (\partial v/\partial y)]$
T	0.7	μ_{eff}/σ_T	0
K	0.9	μ_{eff}/σ_K	$G_K + G_b - \rho \epsilon + S'_k(K)$ 其中 $G_K = \mu_T [2 (\partial u/\partial x)^2 + 2 (\partial v/\partial y)^2 + (\partial u/\partial y + \partial v/\partial x)^2]$ $G_b = -\beta \rho [g_x (\mu_T/\sigma_T) (\partial T/\partial x) + g_y (\mu_T/\sigma_T) (\partial T/\partial y)]$
ϵ	1.1	$\mu_{eff}/\sigma_{\epsilon}$	$C_{\epsilon 1} (\mathcal{E}/K) (G_K + G_b) (1 + C_{\epsilon 3} R_f) - C_{\epsilon 2} \rho \epsilon^2/K + S'_{\epsilon}(\epsilon)$

注: (1) $\mu_{eff} = \mu + \mu_T$, $\mu_T = C_{\mu} \rho K^2/\epsilon$

(2) $S'_k(K) = (\partial/\partial x_i) [\rho C_{\epsilon} (K/\epsilon) \overline{viv_c} (\partial \Phi/\partial x_c)] - (\partial/\partial x_i) [\Gamma_i (\partial \Phi/\partial x_i)]$; $R_f = -G_b/G_K$, 其中 $\Gamma_i = C_{\mu} \rho K^2/(\epsilon \Phi)$;

(3) u 、 v 方程中的压力项作特别处理,不在源项中列出;

(4) 由于本课题的宗旨是要考虑湍流与加热之间的相互作用,必须考虑(热流)浮力影响等各向异性效应因素,因此决定采用扩展的 $k-\epsilon$ 模型,即代数应力(热流)模型; G_b 为浮力源项;

(5) 各参数取值如下: $C_{\mu} = 0.09$, $C_{\epsilon 1} = 1.44$, $C_{\epsilon 2} = 1.92$, $C_{\epsilon 3} = 0.8$, $C_{\epsilon} = 0.15$, $R = 0.8$, $C_s = 0.24$, $C_1 = 2.2$, $C_2 = 0.55$, $C_3 = 0.55$ 。

进口条件采用均匀来流分布,壁面采用无滑移,出口处参数沿流程一阶导数为零,近壁处采用考虑附面层 3 层结构的壁面函数^[6]。在交错网格上,用 SIMPLE 方法^[7]离散上述控制微分方程,用 SIMPLE^[7]程序求解离散方程。

2 结果及其分析

图 2 是根据计算结果绘出的在不同湍流度下, 来流掠过平板换热时的速度边界层分布。从图可见, 随着来流湍流度的增加, 速度分布变得更加饱满, 速度变化愈加集中于壁面附近。在高湍流度时 ($I_x = 10\%$), 速度分布 u 在 $Y = 4 \sim 6$ mm 之间出现最大值区, 且最大值略高于 u_∞ 。经过反校核、验证可确定引起该现象的不是计算模型问题。目前正通过实验实测验证该现象是确实存在, 还是因为计算误差等因素造成的。

图 3 是根据计算结果得出的从平板前缘到 x 处的平均 Stanton 数与雷诺数的关系曲线。随着来流雷诺数的增加, Stanton 数下降, 这与图 5 的实验结果是一致的。从图中还可看出, 随着来流湍流度的增加, 在同一雷诺数下 Stanton 数也增加。在相同雷诺数下, 湍流度分别为 1%、5%、8% 的自由来流的实验研究结果与数值计算结果两者吻合良好, 从侧面进行了相互验证。

根据实验测得的湍流强度沿平板的分布见图 4, 其中曲线 I_z 由单丝热线测得, I_x 由 X 型双丝测得。可以看出 $I_x > I_z$, 即湍流不是各向同性的。由于试验段上游安置了测速管, 所以在不加湍流发生器时, I_x 仍在 1.7%~1.9%。为比较起见, 图中画出了 Blair^[2] 给出的经验公式 $I_x = 0.78 (x/b)^{-5/7}$ 。这里 I_x 为沿流向的湍流强度, x 是平板上某一点到湍流发生器的距离, b 是湍流发生器的开孔直径。尽管经验公式中的湍流发生器与本实验中所用的不完全相同, 但两者所得曲线还是很接近的, 最大偏差为 5%。

图 5 为实验获得的从平板前缘到 x 处的平均 Stanton 数与距离雷诺数 $\rho u x / \mu$ 的关系, 其中 $St = h / \rho u C_p$, $h = (q - q_{\text{loss}}) / (t_w - t_{wa})$ 。 q 为试验板的热流密度, q_{loss} 只计及板的热辐射损失, 根据实测结果取铜板的热辐射系数为 0.22, q_{loss} 在加湍流发生器和不加湍流发生器时分别占 q 总值的 2% 与 3%, t_w 是板表面温度, t_{wa} 为来流的绝热滞止温度, 确定该滞止温度的恢复系数取 $\sqrt{3 Pr}$ 。图 5 说明了在相同来流速度下, 高湍流来流大大强化了平板边界层的换热能力。在本实验中平均 St 数增加了约 85%, 这一结果比本文所列举的文献结果都高。在图 5 中也将 Simonich 与 Bradshaw^[1] 的经验公式作了比较, 其值小于实验值, 但考虑经验公式中系数的不确定度为 20%, 它们的结果与本实验值还是很

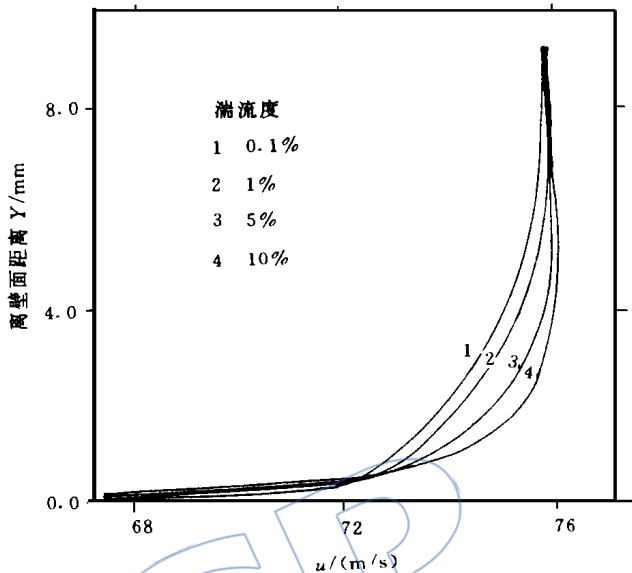


图 2 不同来流湍流度时速度边界层分布

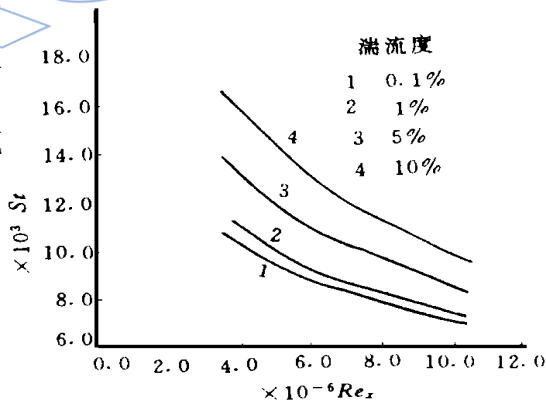


图 3 计算的 Stanton 数与雷诺数关系

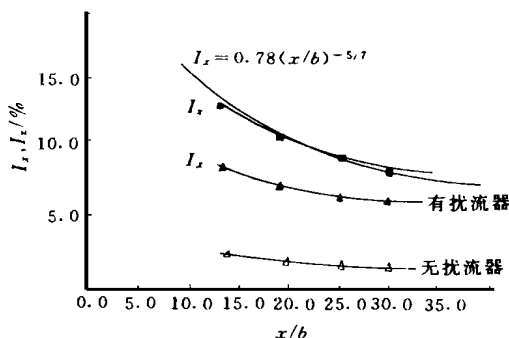
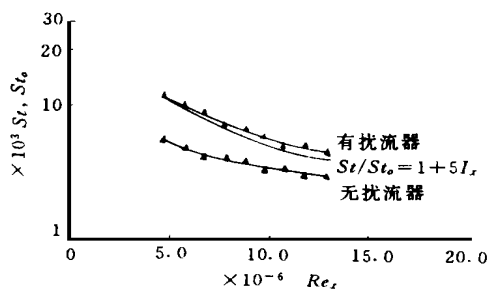


图 4 湍流强度沿平板的分布 (实验结果)

图 5 $Stanton$ 与雷诺数的关系 (实验结果)

接近的。

3 结 论

通过实验与数值计算得知: 采用密集开孔板与可调螺杆群湍流发生器能在下游不远处连续产生从低湍流度到高湍流度湍流 (30%), 湍流度增加可提高平板的对流传热能力; $Stanton$ 数最大可增加 85%。

参 考 文 献

- 1 Simonich J C, Bradshaw P. J. of Heat Transfer, 1978: 671- 677
- 2 Blair M F. Influence of Free Stream Turbulence on Turbulent Boundary Layer Heat Transfer and Mean Profile Development. Part- I, J. of Heat Transfer, 1983, 105: 33- 40
- 3 Blair M F. Influence of Free Stream Turbulence on Turbulent Boundary Layer Heat Transfer and Mean Profile Development. Part- II, J. of Heat Transfer, 1983, 105: 41- 47
- 4 Mehendale A B, Han J C, Ou S. Influence of High Mainstream Turbulence on Leading. Edge Heat Transfer, J. of Heat Transfer, 1991, 113: 843- 850
- 5 Young C D, Han J C, et al. J. of Heat Transfer, 1992: 65- 72
- 6 Launder B E, Spalding D B. Numerical Computations of Turbulent Flows. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1974, 3: 269- 289
- 7 Patankar S V, Spalding D B. A Finite Difference Procedure for Solving the Equation of the Two- Dimensional Boundary Layer. Int. J. Heat Mass Transfer, 1967, 10: 1389- 1411

(责任编辑 杨再荣)