

文章编号: 1000-8055(2010)02-0336-07

具有发散冷却功能的曲面结构边界层 特性实验和数值研究

贾 闪, 王晓春, 王建华

(中国科学技术大学 工程科学学院 热科学与能源工程系, 合肥 230027)

摘 要: 用实验测量和理论计算相结合的方法, 研究了具有发散冷却功能的曲面结构边界层流动和换热特性. 半球形实验件由高温合金钢粉末烧结的多孔材料制成, 孔隙率和特征尺寸分别为 0.37 和 $20\mu\text{m}$. 实验件外部的热流温度及速度由热风洞的控制系统给定, 内部的冷气流量由数字式质量流量控制器给定, 外表面温度由 NEC TH5104 远红外热像系统测量. 利用 FLUENT 软件中的二维、稳态、局部热平衡模型, 对实验件进行发散冷却特性数值模拟, 并通过与实验数据的比较, 验证数学模型和数值方法.

关 键 词: 发散冷却; 曲面结构; 多孔介质; 红外热像; 数值计算

中图分类号: V231.1

文献标识码: A

Experimental and numerical investigations of boundary layer performances on curve structure surfaces with transpiration cooling function

JIA Shan, WANG Xiao-chun, WANG Jian-hua

(Department of Thermal Science and Energy Engineering, School of Engineering Science,
University of Science and Technology of China, Hefei 230027, China)

Abstract: With the combined approach of experimental investigation and numerical simulation, the fluid flow and heat transfer performances within the boundary layers of a curve structure with transpiration cooling function were studied. The specimen used in the experiments was made of sintered refractory steel, which has a porosity of 0.37 and a character length of $20\mu\text{m}$. The temperature and velocity of free stream were controlled by two control systems of a hot gas wind tunnel, and the Reynolds number of gaseous coolant was given by a digital mass flow rate controller. The surface temperature on the specimen was measured by an infrared thermal imaging system, NEC TH5104. Using a two-dimensional, steady and local thermal equilibrium model of the commercial software FLUENT 6.3, the transpiration cooling performance of the specimen was numerically simulated under the same conditions with the experiments. Through comparison of the numerical results with the experimental data, the numerical program was validated. With the help of the validated program, the fluid flow and heat transfer performances within the boundary layer of the curve structure were discussed.

Key words: transpiration cooling; curve structure; porous media;
infrared imaging technique; numerical simulation

收稿日期: 2009-01-15; **修订日期:** 2009-03-31

基金项目: 国家自然科学基金(90305006, 10772175)

作者简介: 贾闪(1984-), 男, 浙江浦江人, 硕士生, 主要从事多孔介质发散冷却的研究.

早期的发散冷却研究可以追溯到 20 世纪中期. Green 和 Duwez^[1]对多孔材料内流体的传热和传质特性进行了讨论; Tewfik 等^[2]对覆盖多孔滤网的圆柱体表面进行了冷却特性实验,分析了圆柱表面的温度变化; Gollnick^[3]对嵌入多孔材料的半球形结构的热扩散效应进行实验研究,并讨论了不同气态冷却介质的换热情况.但是,这些早先的研究均受到检测技术和计算方法的局限.

近年来,随着航空航天技术对高效冷却需求的增加,发散冷却基础理论及实验技术研究再次成为人们关注的焦点. Bellettre 等^[4]采用不同气体作为冷却介质,对平板结构的发散冷却特性进行了理论和实验研究; Lacy 等^[5]用数值方法研究了在多孔材料弹头结构中添加固体铵盐的冷却特性,计算了高温下固体铵盐蒸发带走的热量,但是他们的计算工作仅局限在平板结构中; Wang^[6-7]利用红外热像技术,对烧结合金材料构成的圆柱形结构外表面发散冷却特性进行实验研究,并比较了液态和气态冷却介质所表现的特点; Glass 等^[8]以数值分析的方法,研究了以液氢燃料为冷却介质的火箭发动机衬套发散冷却特性; Greuel 等^[9]利用商业软件 ANSYS,研究了液氢在碳-碳材料微孔中的流动及传热特性; Andoh 和 Lips^[10]用解析解,预测了平板结构发散冷却和渗流冷却的热防护特性.

现实中,发散冷却大多是针对曲面结构高热流密度的,例如:重返大气层飞行器高温表面,液体火箭发动机燃烧室或拉瓦尔喷管,燃气轮机叶片等.但是,目前发散冷却理论研究却大多局限在一维平板模型^[11-12]. 发散冷却功能主要由三部分构成^[10]:热传导及扩散、流体与固体之间的热对流、冷却介质在固体高温表面形成的热边界层作用. 现有的发散冷却研究大多针对前两项功能. 在本文的前期工作中^[13],以纯数值方法,用一维、稳态、局部热平衡模型,研究了具有发散冷却功能的平板层流边界层特性. 作为后续工作之一,本文将以实验和理论计算相结合的方式,研究二维、稳态、局部热平衡模型下的曲面发散冷却结构的边界层特性. 为了避免冷却介质相变及固体结构烧蚀等复杂因素,本文以压缩空气作为冷却介质,在较低的来流温度和速度条件下,应用红外热像技术,对半球形结构表面发散冷却特性进行实验研究;同时,利用商业软件,对结构表面附近的冷却介质与高温热流的相互作用进行数值模拟,并通

过数值结果与测量数据的比较,确认数学模型和数值程序. 虽然实验室能够提供的热环境受到设备的限制,但经过实验数据检验的数学模型和数值程序却有广泛的应用价值.

1 实验件的制造及特性检测

烧结多孔材料所用粉体主要为高温不锈钢合金 316L (00Cr17Ni14Mo2). 将粉体和造孔剂按一定比例调配均匀,在 200 MPa 的压力下成型后,放入真空炉中进行缓慢的加热. 当造孔剂挥发完后,将温度上升到 1 200 °C,持续加热 2 h. 成型后测得材料的孔隙率和特征尺寸分别为: 0.37 ± 0.01 和 20 μm.

根据达西定律,多孔材料的渗透率 K 可以用体积流量 Q 、特征表面积 S 及长度 L 、流体动力黏性系数 μ 及压差 Δp 表示

$$K = \frac{Q L}{S \Delta p} \quad (1)$$

通过实验,可用数字式质量流量控制系统、高精度压力及温度测量仪,获得体积流量随压力变化规律,如图 1 所示. 由实验数据计算可得材料的渗透率为: $1.2 \times 10^{-12} \text{ m}^2$

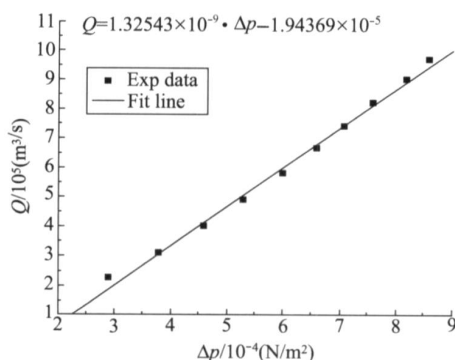


图 1 体积流量随压力变化规律

Fig. 1 Relation of volume flux with pressure

图 2 展示了实验件的构造,半球形头部是多

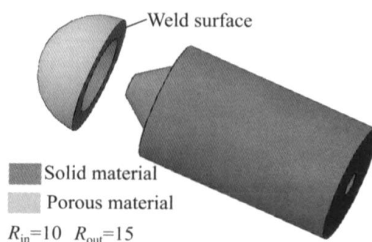


图 2 实验件结构及尺寸

Fig. 2 Specimen's configuration and dimension

孔材料制造,内外半径分别为 10 mm 和 15 mm,后面的空心圆柱体由实心不锈钢材料制造.用焊接工艺将两部分连接起来.冷却气体从高压储气罐经质量流量控制系统注入圆柱内通道,然后经圆柱前面的喷嘴正对滞止点注入半球结构的微孔.

2 实验装置及数据处理

实验装置如图 3 所示,来自风洞的热流速度由另一套大量程数字式质量流量控制系统设定,温度则由瑞典 KANTHAL 热电阻丝和日产数字式温度控制系统设定,风洞内最高加热温度可达 1573 K. 热流雷诺数由平均速度和圆柱直径定义,冷气流雷诺数则由多孔材料平均颗粒直径和微孔中的平均速度定义.

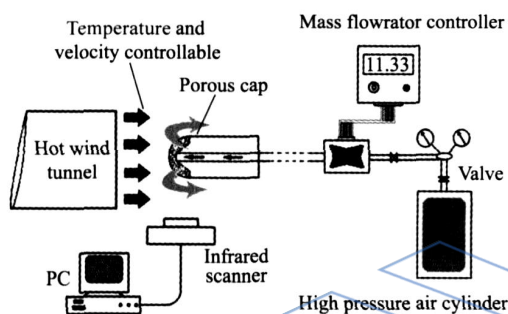


图 3 实验装置简图
Fig. 3 Sketch of experimental set

远红外热像技术是一种非接触式表面温度场测量方法.利用这种方法可以获得二维曲面上的温度分布,并且可以通过数字图像处理直接得到冷却效率分布.本文采用 NEC TH5104 红外热像系统记录实验件表面温度,引用 Wang 等^[6]建议的红外热像测温校正方法处理数字图像及下面的冷却效率定义描述局部传热特性

$$\eta_{oc} = \frac{T_{iw} - T_{cw}}{T_{\infty} - T_c} \quad (2)$$

其中 T_{iw} 和 T_{cw} 分别为没有冷气注入时的表面温度和注入冷气后的表面温度, T_c 和 T_{∞} 分别为冷气温度和热流温度.这一定义可以体现冷却前后曲面上的局部温度差.

3 实验结果及分析

3.1 半球头部热像图

图 4 展示了热流总温为 419 K;雷诺数为 1769;冷气流雷诺数分别为:0,0.095,0.278 及 0.419 时红外热像系统所记录的外表面温度分布.由图

可见:冷气流直接影响表面温度分布.以 a 点为例,当无冷气流时, a 点温度约为 396 K;而在上述 3 种冷气流雷诺数下, a 点温度分别约为 379 K,373 K 和 371 K.从降温的幅度来看,第一幅图到第二幅图降温非常明显,但当冷气流雷诺数继续增大后,降温幅度逐渐减小.

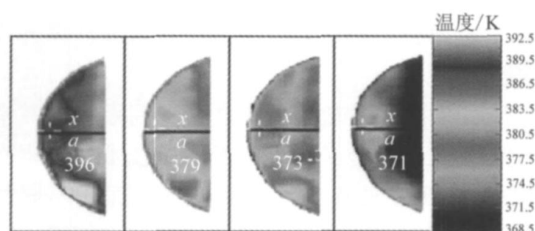


图 4 不同冷气雷诺数下的表面热像图

$Re_c = 0, 0.095, 0.278, 0.419$

Fig. 4 Thermal images at different coolant Reynolds numbers, $Re_c = 0, 0.095, 0.278, 0.419$

3.2 滞止点附近的冷却效率

热流总温保持为 419 K,通过改变质量流量给定 3 种热流雷诺数 1769,2695 和 3201,改变冷气流雷诺数,用红外热像系统记录表面温度分布.在滞止点附近取 3×3 个像素,对其所记录的温度取平均,计算滞止点附近的平均冷却效率.图 5 展示了滞止点附近冷却效率随热流及冷气流雷诺数变化的实验数据.由图可见:在相同的冷气流雷诺数下,热流雷诺数较小时,容易获得较高的冷却效率;相反,当热流雷诺数一定时,冷却效率随着冷气流雷诺数增大而增大.在低热流雷诺数 1769 时,冷却效率随冷气流雷诺数增加迅速从 0 增加到一个稳定的位置,之后就几乎不变了.这是由于当冷气流雷诺数越来越大时,冷却气体未经充分换热就从多孔材料流出,因此冷却效率不再提高.而当热

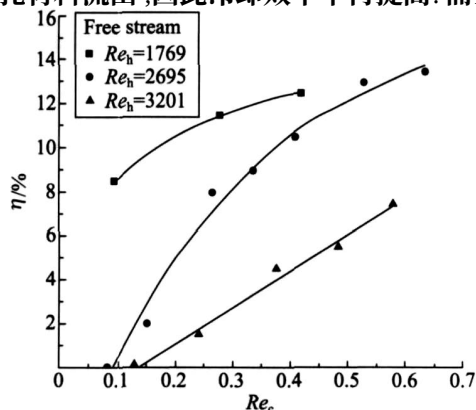


图 5 滞止点附近的冷却效率变化

Fig. 5 Cooling effectiveness near stagnation point

流雷诺数为 2695 和 3201 时,冷气雷诺数在 0 到 0.1 左右的区间内,冷却效率几乎为零.这是由于少量的冷气雷诺数相对于较大的热流雷诺数,没有足够的吸热量来起到降温作用.由此可见,在发散冷却结构设计中,要获得所需冷却效率,冷、热流雷诺数之比是一个重要参数.

3.3 曲面上的冷却特性

在曲面上沿回转母线邻近点取 5 组像素,计算平均温度,可得图 6(a) 和 (b). 由图可见:在没有冷气注入时,滞止点附近温度最高,沿水平轴向右平均温度逐渐降低.显然,此实验结果是合理的.注入冷气后,由于滞止点受到冷气流冲击,反而比右边点温度低,这说明针对滞止点设计的冷却结构是有效的.随着热流雷诺数的增大,曲面上的平均温度也随之增高,说明此时冷气流量不足以带走结构内的热量.

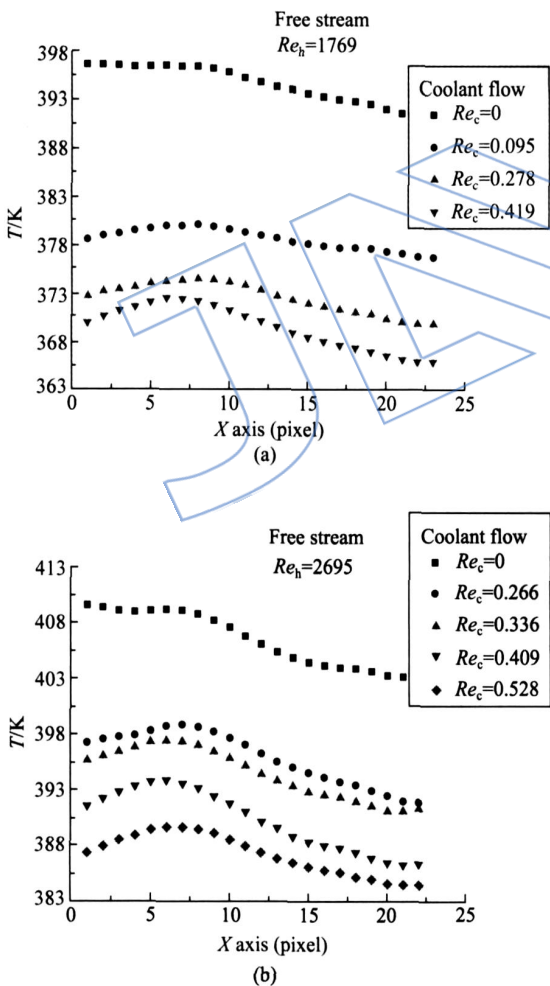


图 6 曲面上平均温度变换

Fig. 6 Average temperature profile on curve surface

通常,曲面上的平均温度并不能直接描述换

热特征.为此,可利用像素的平均温度,计算平均冷却效率,如图 7(a) 和 (b) 所示.由图可见如下现象:①相同冷气雷诺数下,较大热流雷诺数对应较低冷却效率,在相同热流雷诺数下,较小冷气雷诺数对应于较低冷却效率;②由于冷气喷口正对曲面滞止点,因此在靠近滞止点的地方冷却效率明显高,从顶点沿着 x 轴线向右,冷却效率逐渐降低,显然冷气在这部分的出流量相对较少;③在图 7(a) 中,3 条曲线都有明显的回升转折点,而图 7(b) 中却不明显.这种现象可以理解为:在低热流雷诺数下,大冷气流雷诺数相对冲击力强,但是冲击的有效区域小.随着冷气雷诺数降低,冲击作用减缓,冷气通过多孔结构向远离滞止点的方向扩散,冷气均匀覆盖高温表面.但是在高热流雷诺数下,这种冷气冲击力相对变弱,因此图 7(b) 中的转折点不明显.

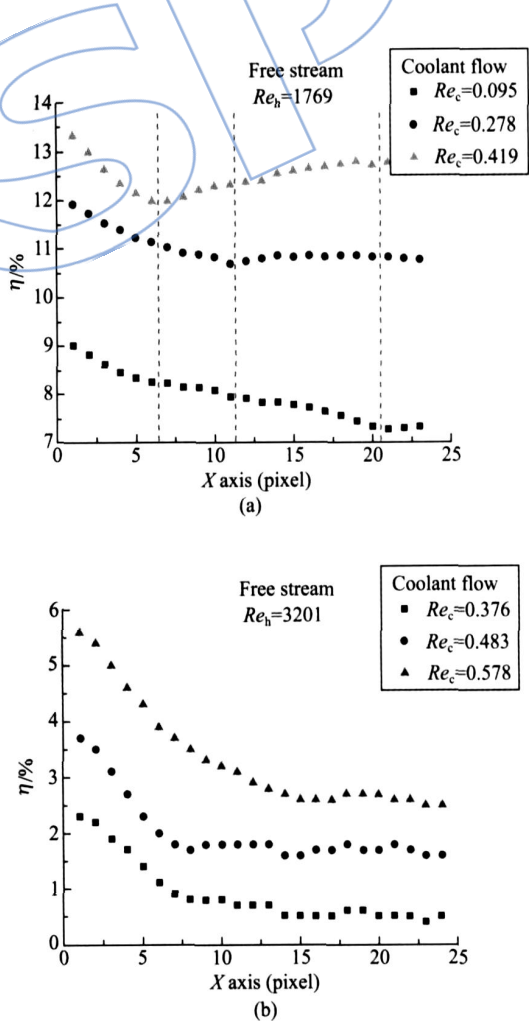


图 7 曲面上的平均冷却效率变化

Fig. 7 Average cooling effectiveness on curve surface

4 数值计算方法及结果

热流的计算区域为向外延伸 10 倍的实验件尺寸,在单相流体区域采用非结构化四边形网格,在单相固体及流固混合区域都采用非结构化三角形网格,在变化梯度大的地方应用局部加密技术,计算网格如图 8 所示。

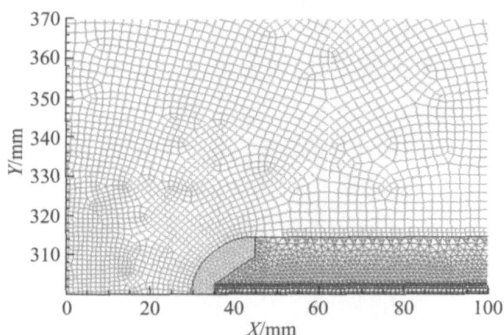


图 8 数值网格

Fig. 8 Numerical grid

4.1 FLUENT 6.3 中多孔介质流动与换热模型

4.1.1 质量守恒方程

$$\varepsilon \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (3)$$

方程(3)中的 $\mathbf{u}$ 为 Darcy 速度。

4.1.2 动量守恒方程

在传统动量方程中增加耗散项来描述黏性和惯性损失,即:方程(4)右端的第三和第四项。

$$\rho \left[\frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \frac{1}{\varepsilon} \nabla \cdot \left(\frac{\mathbf{u} \mathbf{u}}{\varepsilon} \right) \right] = - \frac{1}{\varepsilon} \nabla (\varepsilon p) + \frac{\mu}{\varepsilon \rho} \nabla^2 \mathbf{u} - \frac{\mu}{K} \mathbf{u} - \frac{\rho F}{K^{1/2}} |\mathbf{u}| \mathbf{u} \quad (4)$$

式中 K 为渗透率,函数 F 由雷诺数和多孔材料的结构决定,可以从经验结果得到。

4.1.3 能量守恒方程

当冷却介质流速较低时,可以假设流体和固体的局部温度相等。Wang 和 Wang^[11] 通过简化局部热非平衡模型的解析解构造了由这一假设引入的误差表达式,并给出局部热平衡模型的使用准则。在此准则的约束下,能量守恒可用下式描述:

$$(\rho c_p)_m \frac{\partial T}{\partial t} + (\rho c_p)_f \mathbf{u} \cdot \nabla T = \nabla \cdot (k_m \nabla T) + \dot{q}_m \quad (5)$$

式中

$$(\rho c_p)_m = (1 - \varepsilon) (\rho c_p)_s + \varepsilon (\rho c_p)_f$$

有效热导率

$$k_m = (1 - \varepsilon) k_s + \varepsilon (k_f + k_d)$$

$\rho, c_p, k_d, \varepsilon$ 和 $\dot{q}_m$ 分别为密度、比定压热容、热弥散系数、孔隙率及源项;下标 f 和 s 分别为流体和固体参数。

4.2 数学模型及数值方法的验证

实验件是一个回转体,因此流场和温度场都具有轴对称性,可选用二维、稳态、局部热平衡模型进行数值计算。图 9 展示了实验数据与数值计算结果的比较。由图可见:计算结果与实验数据基本吻合,变化趋势也大致相同,但实验数据普遍略高于计算结果。造成这个现象的原因是所用能量方程中没有考虑流体与固体在微孔内的换热。尽管如此,数值计算结果是否合理的判断标准是变化趋势,因此这个数学模型和计算方法是可用的。

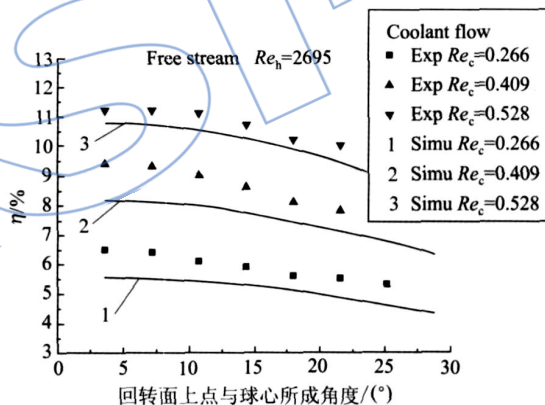


图 9 实验冷却效率与计算结果的比较

Fig. 9 Cooling effectiveness comparison of experimental results with numerical calculation

4.3 速度边界层特性

利用已验证的数学模型和数值方法,可以研究具有发散冷却功能的固体壁面速度边界层和热边界层特点。图 10(a)~(c) 分别展示了当来流速度为 100 m/s,无冷气注入、冷气以压力 5 MPa 流量 0.188 kg/s 和压力 10 MPa 流量 0.316 kg/s 时的速度场。由图可见,在来流速度一定的情况下,冷气注入量将影响滞止点的位置,随着冷却流量的增加,速度为 0 的等值线逐渐向外移动,速度边界层也逐渐增厚。

4.4 热边界层特性

为了模拟热边界层特性,计算了主流温度和

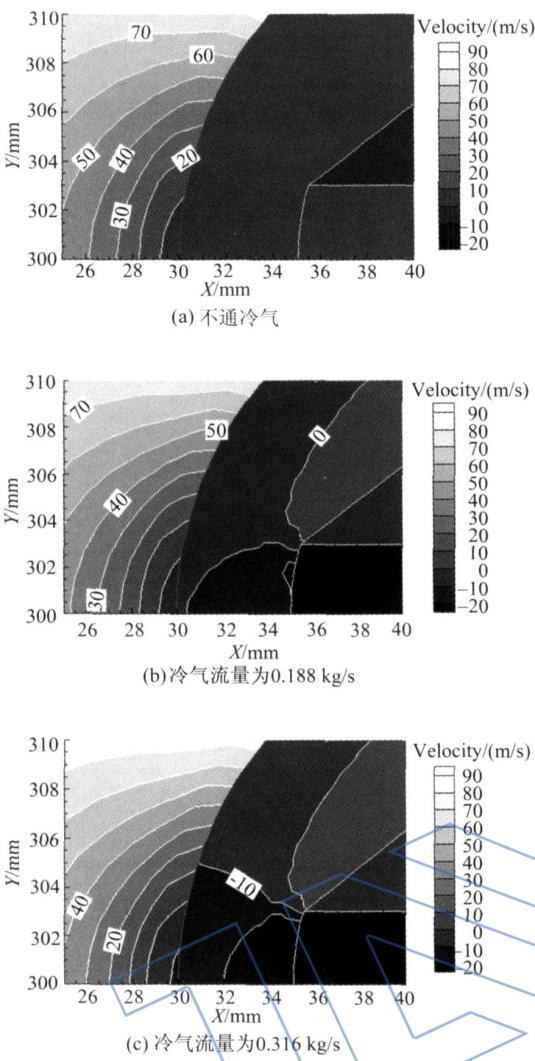


图 10 来流速度为 100 m/s 不同冷气流量下的速度场
Fig. 10 Velocity contour when free stream velocity 100 m/s, coolant mass flow rate 0, 0.188 kg/s, and 0.316 kg/s

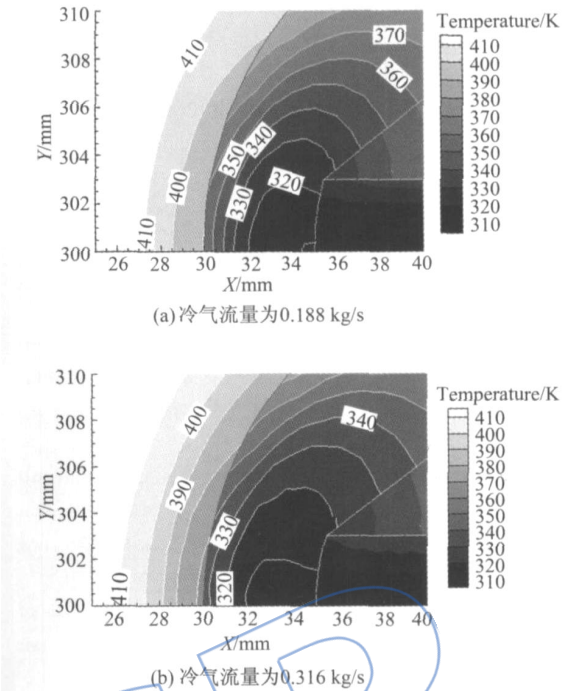


图 11 来流速度为 100 m/s 时不同冷气流量下的温度场
Fig. 11 Temperature contour when free stream velocity 100 m/s, coolant mass flow rate 0.188 kg/s and 0.316 kg/s

速度分别为 419 K 和 100 m/s 时不同冷气注入量下的温度分布,图 11(a)及(b)展示了数值计算结果.由图可见:①热边界层随着冷气流量的增加逐渐扩大,410 K 的等温线大约从 X 坐标为 27 mm 移到 26 mm,曲面结构顶点温度由 363 K 降到 339 K;②从这两幅图中均可看到曲面结构的表面上有温度转折点出现,而且转折点的位置随着冷气注入量的增加逐渐向滞止点靠拢.这个现象与前面的实验测量结果是相符合的,见图 6(b)和图 7(a).

5 结 论

本文展示了一种理论与实验相结合的方式,并以此方式研究了具有发散冷却功能的曲面边界

特性.通过自制实验件,利用精确控制的实验环境及远红外热像系统获得实验数据.以实验数据作为二维、稳态、局部热平衡模型及相应计算方法的验证源.以经过验证的数学模型和数值方法,对曲面边界层流动和换热特性进行了数值模拟.通过研究可得如下结论:

- 1) 采用二维、稳态、局部热平衡模型所得计算结果与实验数据基本吻合.因此,可用此数值程序研究曲面边界的流动及换热特性.
- 2) 实验和计算都表明,这种曲面发散冷却结构在热流雷诺数较小时,速度边界层和热边界层随着冷却流雷诺数的增加而向外移动,而且滞止点附近冷却效率明显的高于周围区域.
- 3) 冷却介质从滞止点反面冲击结构,可能在结构的外表面出现冷却效率变化转折点,而且转折点的位置依赖于冷却介质注射强度.

参考文献:

[1] Green L ,Duwez P. Fluid flow through porous metals[J]. J. Applied Mech. ,1950 ,18:39-45.
[2] Tewfik O E ,Eckert E R G ,Jurewicz L S. Diffusion-thermo effects on heat transfer from a cylinder in cross flow[J]. AIAA Journal ,1963 ,1(7) :1537-1543.
[3] Gollnick A F. An experimental study of thermal diffusion

- effects on a partially porous mass transfer-cooled hemisphere[J]. *Int. Journal Heat and Mass Transfer*, 1964, 7: 699-708.
- [4] Bellettre J ,Bataille F ,Lallemand A. Prediction of thermal protection of walls by blowing with different fluids[J]. *Int. Journal of Thermal Sciences*, 1999 ,38(6) :492-500.
- [5] Lacy B P ,Varghese P L ,Wilson D E. Unsteady effects of dissociative cooling under high-stagnation-point heat loads [J]. *Journal of Spacecraft and Rockets*, 1998 , 35(5) : 633-638.
- [6] Wang J H ,Messner J ,Stetter H. An experimental investigation of transpiration cooling: Part **I**—Application of infrared measurement technique[J]. *Int. Journal of Rotating Machinery*, 2003 ,9(3) :153-161.
- [7] Wang J H ,Messner J ,Stetter H. An experimental investigation of transpiration cooling: Part **II**—Comparison of cooling methods and media[J]. *Int. Journal of Rotating Machinery*, 2004 ,10(5) :355-363.
- [8] Glass D E ,Dilley A D ,Kelly H N. Numerical analysis of convection/ transpiration cooling[J]. *Journal of Spacecraft and Rockets*, 2001 ,38(1) :15-24.
- [9] Greuel D ,Herbertz A ,Haidn O J ,et al. Transpiration cooling applied to C/ C liners of cryogenic liquid rocket engines [R]. AIAA 2004-3682 ,2004.
- [10] Andoh Y H ,Lips B. Prediction of porous walls thermal protection by effusion or transpiration cooling an analytical approach [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2003 , 23: 1947-1958.
- [11] Wang J H ,Wang H N. A discussion of transpiration cooling problems through an analytical solution of local thermal non-equilibrium model [J]. *ASME Journal of Heat Transfer*, 2006 ,128 :1093-1098.
- [12] Wang J H ,Shi J X. A discussion of boundary conditions of transpiration cooling problems using analytical solution of L TNE model[J]. *ASME Journal of Heat Transfer*, 2008 , 130(1) :0145041-0145048.
- [13] Wang J H ,Shi J X. A numerical investigation on the laminar boundary layer with transpiration cooling[J]. *Transport in Porous Media*, 2008 ,78(1) :37-46.