

液态水相变发散冷却的实验

马 杰, 林 佳, 王建华

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

摘 要: 以液态水为冷却介质, 采用高温合金粉末烧结多孔材料制造平板实验件, 实验研究了具有液态水相变的发散冷却特性. 用远红外热像系统记录实验平板热端表面温度分布, 通过热电偶及压力传感器监控冷却腔内温度和压力变化, 从而分析液态水的相变过程. 实验表明: 随着液态水注入率的增大, 平均冷却效率不断提高; 当液态水在暴露于高温主流的平板表面发生气液相变时, 平均冷却效率趋于稳定且不再大幅上升; 主流温度与液态水注入率决定了液态水的相变位置, 并对冷却腔内压力变化产生影响.

关 键 词: 热防护; 发散冷却; 气液相变; 风洞实验; 红外热像; 多孔介质

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Experiment on transpiration cooling with phase change of liquid water

MA Jie, LIN Jia, 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: An experimental investigation of transpiration cooling characteristics with phase change of liquid water was carried out. The specimen used in the experiments was made of porous materials sintered by refractory steel powder. The surface temperature of the specimen was measured by an infrared thermal imaging system. The variety of pressure and temperature in coolant chamber detected by the thermocouples and pressure sensor were used to analyze the phase change process of cooling water. The results indicate that average cooling efficiency is improved gradually with the increase of cooling water injection rate; but when liquid vapor phase change happens on the specimen surface exposed in hot gas, average cooling efficiency tends gradually to be stable; main flow temperature and cooling water injection rate determine the phase change position of cooling water, thus affecting pressure variation in the coolant chamber.

Key words: thermal protection; transpiration cooling; liquid vapor phase change; wind tunnel experiment; infrared thermal imaging; porous medium

随着近空间高超声速飞行器技术的发展, 暴露在极端热环境中的飞行器头锥、机翼前缘以及燃烧室壁面的热防护问题愈加严峻. 例如, 当飞行

器在 28 km 高空以 8 倍声速飞行时, 发动机燃烧室内的温度将达到 3 200 K^[1]; 根据 Jackson 等^[2]的研究报道, 当飞行器马赫数达到 10 时, 飞行器

收稿日期: 2013-01-06

基金项目: 国家自然科学基金(91016016)

作者简介: 马杰(1988—), 男, 上海人, 硕士生, 主要从事多孔介质发散冷却研究.

的总温则可达到 3 889 K. 显然, 这种热负载远远超出现有高温材料的耐热极限. 因此, 面对未来高超声速飞行的需要, 更加高效的主动热防护技术的研发显得尤为重要.

发散冷却技术作为一种极为高效的热防护方式出现于 20 世纪中期. 近年来, 这种技术因其极高的冷却效率(最大冷却能力可达 $6 \times 10^7 \sim 1.4 \times 10^9 \text{ W/m}^2$)^[3], 得到高超声速飞行器研发者的高度重视. LIU 等^[4]使用烧结不锈钢多孔材料制成鼻锥形结构实验件, 先后用不同的冷却气体(空气, N_2 , He, Ar 和 CO_2), 在主流温度为 425 K、雷诺数为 10^4 下, 实验研究工质比热容对冷却效率的影响; Langener 等^[5]用碳/碳复合多孔材料, 以空气, He 与 Ar 为冷却介质, 在主流温度为 523 K 的条件下, 实验研究平板结构的发散冷却特性; Bellettre 等^[6-7]采用空气及酒精作为冷却介质, 对平板结构发散冷却特性进行了理论和实验研究; WANG^[8-9]利用远红外热像技术, 实验研究了烧结合金材料制造的圆柱结构外表面的发散冷却特性, 并定量比较了液态水和空气在不同部位(前缘、尾部及凸面)上的发散冷却特性.

与气体相比, 液态水不仅比热容高, 并且可以产生巨大的相变潜热, 因此具有极高的单位质量冷却能力, 可以大幅减少飞行器冷却系统质量与体积. 同时, 液态水作为冷却介质具有无毒、低成本、物理性质熟悉、易于处理等优势, 因而在高效主动热防护领域, 已引起广泛关注. 相对于气体发散冷却技术的广泛研究, 以液态水为介质的发散冷却, 还缺乏相关研究报道. 现有的液态水发散冷却研究大多在德国宇航院(DLR)电弧加热风洞中展开, 以陶瓷材料作为多孔基体, 制造钝体前缘实验件^[10]与平板前缘实验件^[11], 着重展示了实验件表面意外结冰这种过度冷却现象. 而对于更有普遍意义的平板结构, 鲜见到相关的实验研究报告. SHI, WEI, 贾闪等的理论研究^[12-14]表明: 随着液态水注入率的增加, 液态水的相变位置将靠近热端表面, 两相区与气相区在多孔介质中所占的比例将减少, 同时导致多孔表面温度降低. 因此, 为了准确理解液体相变发散冷却的传热学和动力学特性, 机理性的实验研究是非常重要的.

本文以液态水为冷却介质, 采用高温合金烧结多孔材料制造平板实验件, 在亚声速高温风洞中, 进行发散冷却实验. 应用远红外热像技术^[14]记录热端表面温度变化, 利用安装在冷却腔内的压力传感器和热电偶监测液态水相变过程, 其目

的是观察液态水发散冷却过程中的规律与特点, 为高效发散冷却技术的工程应用提供参考.

1 实验件的制造与检测

实验中使用的平板多孔介质为自制材料, 由平均直径为 $100 \mu\text{m}$ 的不锈钢粉末烧结而成, 主要成分为高温合金 316L(00Cr17Ni14Mo2), 加入 5% 的造孔剂, 在 400 MPa 压力下成型后, 经历两次升温 and 保温过程烧结而成. 图 1 展示了扫描式电子显微镜下多孔介质的微观结构, 经统计平均测算, 微孔的特征尺寸为 $20 \mu\text{m}$, 用质量体积计算法测得孔隙率为 34.7%.

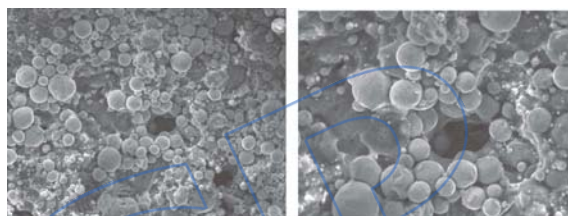


图 1 扫描式电子显微镜下试件图
Fig. 1 Microstructure images taken by scanning electron microscope

为了获得液态水的渗透率, 使用达西公式(式(1))进行测量. 其中 K 是多孔材料的渗透率, μ 为水的动力黏度, A 及 L 分别是多孔平板的特征表面积和厚度. 由公式可见, 只要测得水的体积流量 q_v 以及相应的驱动压差 Δp 就可以求得实验件的渗透率

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{q_v \mu}{KA} \quad (1)$$

使用高精度计量注射泵, 以及高精度压力传感器与热电偶, 得到压力梯度随着液态水流量的变化规律. 图 2 为测量数据, 经计算得水温为 283

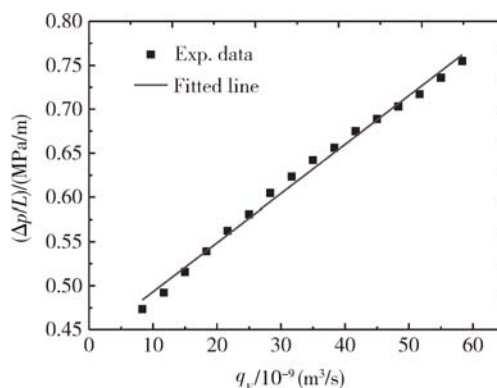


图 2 压力梯度随体积流量的变化规律

Fig. 2 Relationship between volume flow and pressure gradient

K 时,多孔平板渗透率为 $1.31 \times 10^{-13} \text{ m}^2$.

2 实验装置与数据处理

2.1 实验件结构

图 3 展示了实验件结构. 金属框架由高温耐热不锈钢制造,通过螺栓与高温密封垫将冷却腔和多孔平板压紧密封. 液态水被送入冷却腔,并通过微孔从多孔平板热端表面渗出. 两支 K 型热电偶被安置在多孔平板热端表面,对远红外热像系统提供校正. 同时,通过测量孔连接两支热电偶,分别监测多孔板底温度与冷却腔内温度,并安装一只压力传感器记录腔内压力变化.

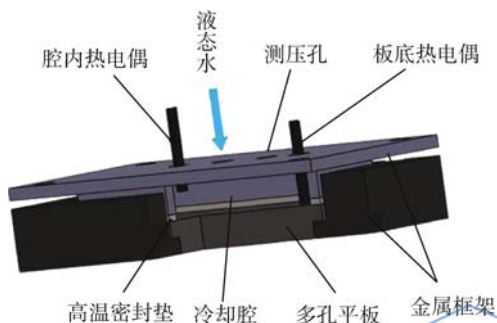


图 3 实验件装置图

Fig. 3 Experimental device configuration

2.2 实验系统

如图 4 所示,实验在一个直流、开口、电阻式加热风洞上进行. 整个风洞装置由供气系统、多级过滤系统、计量与加热系统组成. 压气机将空气注入储气罐,气流在储气罐中稳定后,通过多级过滤系统,再经由质量流量计定量注入加热系统. 加热

系统由瑞典进口热电阻丝和日产数字式温度控制仪设定. 空气被加热到预设温度,进入整流段稳定加速,然后在风洞矩形实验段形成高温主流,横掠过实验平板表面,高温主流的温度由实验段内的 K 型热电偶记录. 实验件被安装在实验段一侧的窗口上,周围使用石棉与密封件保证气密性. 正对该窗口的另一侧装有蓝宝石玻璃视窗,透过视窗使用远红外热像系统捕捉实验件热端表面温度变化. 液态水注射系统由两台计量注射泵组成,它们通过交替注射、吸水,保持液态水连续注入至冷却腔内. 水通过微孔流动,并与多孔介质发生热交换,再由多孔平板的热端表面渗出,而热端表面水的物态,则由液态水的质量流量与主流状态决定.

2.3 实验数据处理及误差分析

高温主流雷诺数定义为

$$Re_{\infty} = \frac{u_{\infty} D}{\nu} \quad (2)$$

其中 u_{∞} 为主流速度; D 为热风洞实验段水力直径; ν 为主流运动黏度.

实验中使用的液态水注入率定义为

$$F = \frac{\rho_c u_c}{\rho_{\infty} u_{\infty}} = \frac{\dot{m}_c / A}{\rho_{\infty} u_{\infty}} \quad (3)$$

其中 ρ_c 为冷却水密度; u_c 为冷却水速度; $\dot{m}_c$ 为液态水质量流量; ρ_{∞} 为主流密度.

远红外热像是一种非接触式表面温度场测量方法. 利用这种方法可将记录的数字图像直接通过相关软件处理,得到表面的温度分布. 实验中使用的远红外热像系统为 NEC TH5104. 本文采用 WANG 等^[8-9]建议的热电偶校正远红外热像数

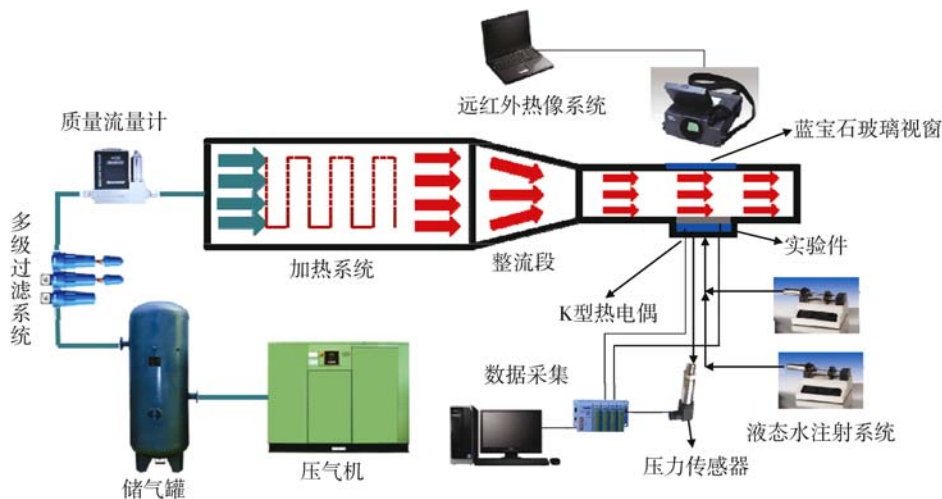


图 4 实验系统简图

Fig. 4 Sketch of experimental system

据的方式,修正测量数据,并用如下定义描述冷却效率:

$$\eta = \frac{T_{iw} - T_{cw}}{T_{\infty} - T_c} \quad (4)$$

其中 T_{iw} 与 T_{cw} 为通入液态水之前与通入液态水以后实验件热端表面的温度分布,由远红外热像系统记录; T_{∞} 、 T_c 分别表示主流温度和液态水温度,由热电偶测量数据取平均获得.不同于传统的气膜冷却效率定义,这种冷却效率定义能够描述热端表面在冷却前和冷却后的局部温度变化,同时可以消除冷却前后外部环境对于远红外测量结果的影响.

实验中采用的 K 型热电偶的测量误差为 $\pm 1.5\text{ K}$;压力传感器测量精度为 $\pm 0.5\% \text{ F. S.}$ (full scale);高温主流温度和速度控制精度分别为 $\pm 1\% \text{ F. S.}$ 及 $\pm 2\% \text{ F. S.}$,而液态水注入质量流量控制精度为 $\pm 0.5\% \text{ F. S.}$;经过热电偶校准的表面温度测量精度为 $\pm 1\% \text{ F. S.}$.因此由式(2)、式(3)和式(4)可得 Re_{∞} 、 F 和 η 的不确定度表达式

$$\left(\frac{\Delta Re_{\infty}}{Re_{\infty}}\right) = \sqrt{\left(\frac{\Delta u_{\infty}}{u_{\infty}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta \nu}{\nu}\right)^2} \quad (5)$$

$$\left(\frac{\Delta F}{F}\right) = \sqrt{\left(\frac{\Delta \dot{m}_c}{\dot{m}_c}\right)^2 + \left(\frac{\Delta \rho_{\infty}}{\rho_{\infty}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta u_{\infty}}{u_{\infty}}\right)^2} \quad (6)$$

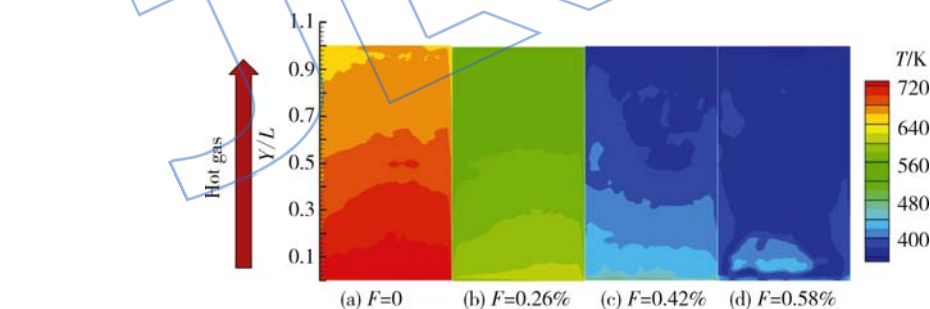


图5 不同液态水注入率下的热端表面温度分布

Fig. 5 Thermal surface temperature distribution at different F

3.2 实验件热端表面平均冷却效率

保持主流速度不变,在主流温度分别为 875 K 和 1075 K 时,改变液态水注入率,利用远红外热像系统记录热端表面温度变化.对其记录的热端表面温度取平均,计算平均冷却效率,图 6 展示了平均冷却效率 η_{av} 随主流温度及液态水注入率变化的趋势.由图 6 可见:①在相同的液态水注入率下,主流温度较低时,容易获得较高的平均冷却效率;②而当主流温度保持不变时,液态水注入率的增加会导致液态水相变位置的变化:冷却腔

$$\left(\frac{\Delta \eta}{\eta}\right) =$$

$$\sqrt{\frac{(\Delta T_{\infty})^2 + (\Delta T_c)^2}{(T_{\infty} - T_c)^2} + \frac{(\Delta T_{iw})^2 + (\Delta T_{cw})^2}{(T_{iw} - T_{cw})^2}} \quad (7)$$

经计算 Re_{∞} 、 F 和 η 的最大相对误差分别为 2.2%、2.3% 和 6.8%.

3 实验结果与分析

3.1 实验件热端表面热像图

图 5 展示了主流温度为 875 K、高温主流雷诺数为 8608、冷却水注入率 F 分别为 0.26%、0.42% 及 0.58% 时,远红外热像系统记录的多孔平板热端表面温度分布.由图可见:液态水注入率直接影响表面温度分布,随着液态水注入率的增大,热端表面温度呈现下降趋势.无液态水时,热端表面平均温度为 697 K,而当液态水注入率分别为上述 3 种数值时,热端表面的平均温度分别下降至 564、398、376 K.从温降幅度来看,前 3 幅图的温降都十分明显,而第 4 幅图相对于第 3 幅图,温度变化很小.这说明,当液态水注入率达到一定,即热端表面有液态水渗出后,温降幅度逐渐减小.

内→多孔介质内→热端表面,与此同时平均冷却效率也不断升高.注意到主流温度为 875 K 时,图中点 1 至点 2 有一个平均冷却效率的较大跃升.这种现象可以通过腔内的压力和温度测量值变化来解释:当腔内液体没有发生气液相变时,液态水从热端表面溢出,在热端表面吸收大量热量发生相变,并形成蒸汽膜保护层,因此表面平均冷却效率有了阶跃式的提升.随后继续增大液态水注入率,即:点 2 以后,平均冷却效率增加缓慢,并趋于稳定.这是因为当注入率越来越大时,液态水在多孔平板内未经充分换热就从热端表面流出,且大

部分过量的液态水在热端表面直接被高速主流迅速带走,只有一小部分液态水在热端表面相变,因此平均冷却效率不会大幅度提高;③当主流温度上升至 1075 K 时,随着液态水注入率的提高,表面平均冷却效率也经历了点 3 至点 4 阶段明显的跃升,然后平均冷却效率趋向于稳定.说明在气液相变发散冷却过程中,平板的平均冷却效率同时受到主流温度与液态水注入率影响,但是当液态水注入率增至一定时,平均冷却效率都趋于稳定,不再大幅度上升.

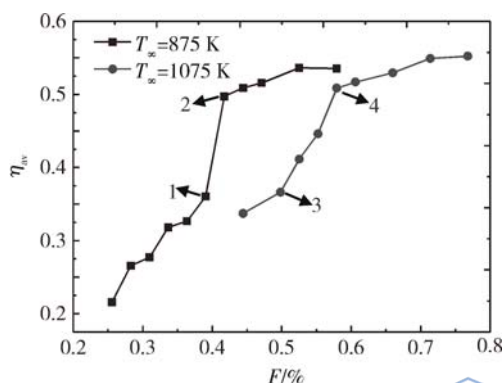


图6 平均冷却效率随液态水注入率的变化

Fig. 6 Variation of average cooling effectiveness with different F

3.3 实验件热端表面的冷却特性

当主流温度分别为 875 K 和 1075 K 时,改变液态水注入率,用远红外热像系统记录表面温度变化.同时,用冷却腔内压力和温度测量数据,判断从热端表面流出的液态水是液态水还是相变后的蒸汽.

沿主流方向每隔 12 个像素取一点,计算该点纵向平均冷却效率.图 7 与图 8 分别展示了这两种主流温度下,热端表面沿主流方向平均冷却效率随主流温度及液态水注入率的变化.将图 7 展示的实验数据分为两组,可以明显看出平均冷却效率的跃升,即:当液态水注入率为 0.26%,0.31%与 0.36%时,第 1 组的平均冷却效率较低;但是,液态水注入率达到和超过 0.42%以后,第 2 组的平均冷却效率远高于第 1 组.显然,这也是因为液态水在热端表面相变的缘故.

当主流温度上升到 1075 K 时,图 8 中的第 1 组和第 2 组数据前半段($X/L < 0.5$)平均冷却效率上升,后半段($X/L > 0.5$)平均冷却效率保持平缓并略有下降的趋势.这种现象可以解释为:多孔平板热端表面温度并不一致,沿着主流方向表面

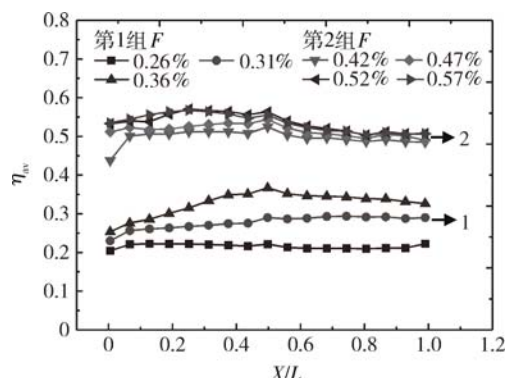


图7 $T_{\infty} = 875$ K 时,热端表面平均冷却效率变化

Fig. 7 Variation of average cooling effectiveness on thermal surface when $T_{\infty} = 875$ K

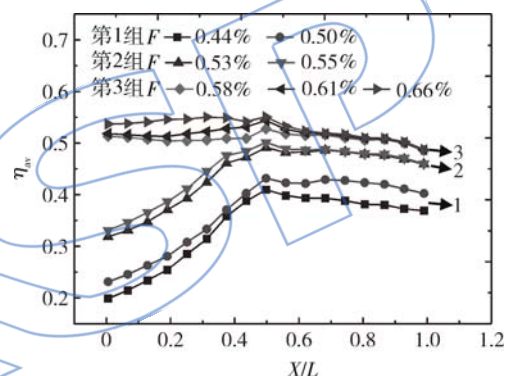


图8 $T_{\infty} = 1075$ K 时,热端表面平均冷却效率变化

Fig. 8 Variation of average cooling effectiveness on thermal surface when $T_{\infty} = 1075$ K

温度逐渐降低^[15].多孔平板上游温度高,与腔内液态水换热剧烈,因而此区域的气液相变发生在冷却腔内;随着热端表面温度的降低,平板下游多孔介质与冷却水换热减缓,相变界面更加靠近热端表面(第 1 组),甚至出现在热端表面上(第 2 组).图 7 也体现了这种变化趋势,但随着主流温度的提高,换热的增强,图 8 中相变界面的位置差别更加明显;当液态水注入率继续增加,相变界面均出现在热端表面上时,第 3 组的平均冷却效率趋于平缓,并且由于多孔平板上游的渗透性稍好于下游的缘故,上游的平均冷却效率要略高于下游.

3.4 气液相变发散冷却压力特性

图 9 为 3 种不同主流温度下,以及实验件在室温环境下(没有主流加热时),冷却腔内压力 p 随液态水质量流量 $\dot{m}_c$ 变化的规律.

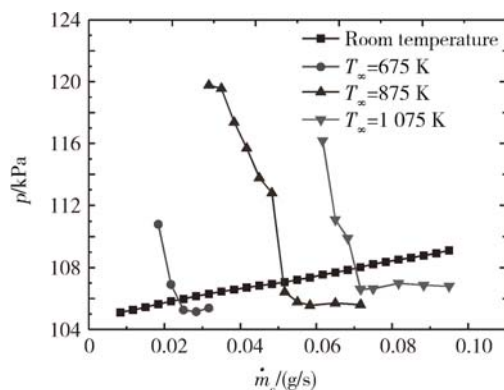


图9 不同主流温度下压力随液态水质量流量的变化

Fig. 9 Pressure change with liquid water mass flow at different T_{∞}

由图9可见:①发散冷却过程中,冷却水质量流量较小时,液态水会在冷却腔内相变.此时,腔内压力要远大于同质量流量室温下的腔内压力.这是因为液态水受热相变后体积会发生极大膨胀,根据质量守恒原理,蒸汽的密度远小于液体,因此只有当流速远大于液体时,才能将同样质量的蒸汽输运到实验件的热端表面,这就要求驱动力增加,从而导致腔内压力迅速上升;②而随着液态水质量流量的增加,多孔平板热端表面有水渗出后,腔内压力会迅速下降.这是由于当液态水在多孔介质中相变时,液态水与蒸汽交界面上出现表面张力,引发毛细现象,即:表现出“抽吸作用”,腔内的液态水被吸入多孔介质,导致腔内压力的下降;③当热端表面被液膜覆盖,相变完全发生在热端表面时,由于多孔介质微孔中的液态水温高于室温,液态水的动力黏度会下降,腔内压力要小于同质量流量室温下的腔内压力.

4 结论

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发散冷却实验件表面温度分布,利用腔内压力和温度测量数据分析液态水相变特性.通过平均冷却效率和相变特性分析,可得到如下结论:

1) 当主流工况保持一定时,多孔平板表面平均冷却效率随冷却水注入率提高而逐渐升高;尤其当液态水相变发生在热端表面时,平均冷却效率有一个阶跃式提高;但当过了这个跃升后,平均冷却效率趋于稳定,继续增加液态水的注入率并不会产生显著作用.

2) 主流温度不变,当液态水注入率较小时,

多孔平板热端表面温度沿主流方向降低.相对于上游区域,下游温度更低,因此下游的相变界面会更接近热端表面,导致下游平均冷却效率高于上游;而当液态水注入率足够大,相变都发生在热端表面上时,上下游平均冷却效率趋于一致,出水效果较好的上游区域平均冷却效率略高.

3) 相同主流状态下,冷却腔内压力与液态水质量流量有关:液态水质量流量较小,相变发生在腔内时,腔内压力远高于同质量流量室温下的腔内压力;随着质量流量增加,腔内压力逐渐降低;当相变完全发生在热端表面时,腔内压力低于同质量流量室温下腔内压力.

参考文献:

- [1] Bouchez M, Falempin F, Cahuzac G, et al. PTAH-SOCAR fuel-cooled composite materials structure[R]. AIAA-2002-5135, 2002.
- [2] Jackson T A, Eklund D R, Fink A J. High speed propulsion: performance advantage of advanced materials[J]. Journal of Materials Science, 2004, 39(19): 5905-5913.
- [3] Yanovski L S. Physical basis of transpiration cooling for engines of flying apparatus[M]. Moscow, Russia: MAI Press, 1996.
- [4] LIU Yuanqing, JIANG Peixue, JIN Shaoshan, et al. Transpiration cooling of a nose cone by various foreign gases[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, 53(23/24): 5364-5372.
- [5] Langener T, Von Wolfersdorf J, Selzer M, et al. Experimental investigations of transpiration cooling applied to C/C material[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2012, 54: 70-81.
- [6] Bellettre J, Bataille F, Lallemand A. A new approach for the study of turbulent boundary layers with blowing[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1999, 42(15): 2905-2920.
- [7] Bellettre J, Bataille F, Lallemand A, et al. Studies of the transpiration cooling through a sintered stainless steel Plate[J]. Experimental Heat Transfer, 2005, 18(1): 33-44.
- [8] WANG Jianhua, Messner J, Casey M V. Performance investigation of film and transpiration cooling[R]. ASME Paper GT2004-54132, 2004.
- [9] WANG Jianhua, Messner J, Stetter H. An experimental investigation on transpiration cooling: Part II comparison of cooling methods and media[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2004, 10(5): 355-363.
- [10] Van Foreest A, Sippel M, Guelhan A, et al. Transpiration cooling using liquid water[J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 2009, 23(4): 693-702.
- [11] Reimer T, Kuhn M, Gülhan A, et al. Transpiration cooling tests of porous CMC in hypersonic flow[R]. AIAA-2011-2251, 2011.

- [12] SHI Junxiang, WANG Jianhua. A numerical investigation of transpiration cooling with liquid coolant phase change [J]. *Transport in Porous Media*, 2011, 87(3): 703-716.
- [13] WEI Kuan, WANG Jianhua, MAO Mao. Model discussion of transpiration cooling with boiling [J]. *Transport Porous in Media*, 2012, 94(1): 303-318.
- [14] 贾闪, 王晓春, 王建华. 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 [J]. *航空动力学报*, 2010, 25(2): 336-342.
- JIA Shan, WANG Xiaochun, WANG Jianhua. Experimental and numerical investigations of boundary layer performances on curve structure surfaces with transpiration cooling function [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2010, 25(2): 336-342. (in Chinese)
- [15] SHI Junxiang, WANG Jianhua. A numerical investigation on the laminar boundary flow layer with transpiration cooling [J]. *Journal of Porous Material*, 2009, 78(1): 37-46.