

氨饱和和压力对喷雾相变冷却特性的影响

王 宏 余勇胜 朱 恂* 孙少鹏 廖 强 丁玉栋 杨宝海

(重庆大学工程热物理研究所, 重庆 400030)

摘要 喷雾相变冷却是一种具有高热流密度散热特点的冷却方式。采用紫铜棒加热器作为热源,通过调节背压阀改变喷淋室压力,重点研究了在高热流密度散热需求下,以液氨为工质的双喷嘴阵列在不同饱和压力下的喷雾相变冷却传热特性。实验结果表明,随着液氨饱和压力的增大,液氨气化潜热的降低有利于喷雾相变由单相强制对流换热向核态沸腾换热的转变;在相同热流密度下,随着液氨饱和压力的增加,热表面温度升高,过热度降低,换热系数增大,冷却能力得到大幅度提高;当热流密度为 310 W/cm^2 ,喷淋室压力为 $4.01 \times 10^5 \text{ Pa}$ 时,热表面温度仅为 $19.5 \text{ }^\circ\text{C}$,换热系数可达 $1.48 \times 10^5 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$,为高热流密度散热实现较低温度的冷却技术提供了参考。

关键词 激光技术;喷雾冷却;液氨;饱和压力;高热流密度

中图分类号 TK124 文献标识码 A doi: 10.3788/CJL201138.0702004

Effects Saturation Pressure on Spray Cooling with Ammonia

Wang Hong Yu Yongsheng Zhu Xun Sun Shaopeng Liao Qiang

Ding Yudong Yang Baohai

(Institute of Engineering Thermophysics, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

Abstract Spray cooling is an efficient high heat flux cooling method. In this study, the heat transfer characteristics of the spray cooling with ammonia as coolant are experimentally investigated under different ammonia saturation pressures. The cylindrical copper acts as the heat sources with seven cartridge heaters, and two-nozzles arrays are specifically designed to spray with ammonia. Experimental results indicate that the latent heat of ammonia decreases with the saturation pressure increasing, it is useful to promote the single-phase convection to convert to the nucleate boiling at the lower superheat temperature. The surface temperature and heat transfer coefficient increase with the saturation pressure of ammonia increasing but the variation trend of the superheat reverses. The maximum heat transfer coefficient of $1.48 \times 10^5 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ is achieved with the heat flux of 310 W/cm^2 , the spray chamber pressure of $4.01 \times 10^5 \text{ Pa}$ and the surface temperature only of $19.5 \text{ }^\circ\text{C}$. Meanwhile, this study provides a reference in the engineering application for the high heat flux cooling technology.

Key words laser technique; spray cooling; ammonia; saturation pressure; high heat flux

OCIS codes 000.6850; 140.3320; 140.6810; 140.3580

1 引 言

喷雾相变冷却作为高效的强化换热方式,具有传热系数大、过热度小、工质需求量少、临界热流密度高以及无沸腾滞后性等优点,被广泛认为是最有

效、最有前景的冷却方式^[1~4],尤其在航天航空、激光技术以及国防工业这些具有高热流密度散热需求的前沿技术领域逐渐成为不可或缺的冷却手段。喷雾相变冷却不仅能满足冷却表面温度低的散热要

收稿日期: 2010-12-29; 收到修改稿日期: 2011-03-08

基金项目: 国家自然科学基金(50906102)、“211 工程”三期建设项目(S-09101)和中央高校基本科研业务费(CDJRC10150002)资助课题。

作者简介: 王 宏(1978—),男,博士,讲师,主要从事电子元件冷却和强化传热传质等方面的研究。

E-mail: hongwang@cqu.edu.cn

* 通信联系人。E-mail: zhuxun@cqu.edu.cn

求,而且温度分布均匀性很好。喷雾相变冷却的传热特性不仅受到喷雾特性和制冷剂种类的影响,同时还受到换热表面特性和饱和压力的影响,而这些参数之间的耦合作用机制决定其换热性能的优劣,因此喷雾相变冷却的能质传输过程十分复杂^[5~9]。

在这些影响因素中,仅有少量学者研究了饱和压力变化导致的工质饱和温度改变对喷雾冷却传热性能的影响,如 Marcos 等^[10]以水作为冷却工质,在低压密闭系统中对 1 cm² 换热面进行了喷雾冷却实验,喷淋室压力变化为(0.015~1)×10⁵ Pa,实验表明热表面温度随喷淋室压力降低而减小,换热系数明显提高。Grissom 等^[11]在封闭实验系统中发现,液滴的蒸发率随冷却压力的降低明显减小,冷却过程中存在一个最佳的工作压力。但是 Lin 等^[12]发现在以 FC-72 为工质的封闭循环喷雾冷却系统中,喷淋室压力的改变对换热系数的影响不大,并且以上的研究中也未见作者对不同饱和压力对传热特性的影响机制作出明确的阐述和分析,其机理尚不明确。

以氨作为制冷剂的喷雾相变冷却能在获得较高的传热系数的同时^[13,14],维持更低的表面温度,因此氨是喷雾相变冷却中十分理想的工质。本文重点研究了在以氨为工质的双喷嘴阵列喷雾相变冷却系统中,液氨饱和压力的变化对喷雾相变冷却传热特性的影响规律,为大功率激光元件的散热技术应用提供了一定的指导。

2 实验系统与方法

2.1 实验系统

氨喷雾相变冷却实验系统如图 1 所示。主要由氨供液系统、实心锥形喷嘴阵列、可视化喷淋室、模拟热源、数据采集处理系统、背压阀以及氨处理系统组成。实验中的热沉选用直径为 50 mm 的紫铜棒制作,紫铜导热系数为 386 W/(m²·K),并采用 7 根功率为 200 W 的加热棒,加热棒竖直排列,加热器设计具有良好的一维导热性,其结构如图 2 所示。换热面为 25 mm×12 mm 光滑表面,为保证热沉的一维导热,在铜块底座四周包裹耐高温硅酸铝绝热材料。通过调节调压器以获得不同的加热功率。在距热表面 2,11,17mm 的位置上布置直径为 0.2 mm 的 K 型热电偶,喷雾冷却的热表面温度和热流密度根据导热傅里叶定律由测点温度的平均温度计算得出。可视化喷淋室选用不锈钢材质,由两个视窗、腔体、上下法兰组成,其结构如图 3 所示。视窗选用钢化玻璃,可承受压力 6×10⁵ Pa。上法兰中心安装喷嘴进口管道调节旋钮,对喷淋高度进行调节;喷淋室压力由背压阀调节,压力调节范围为(0.15~4)×10⁵ Pa。在实验过程中要严格保证整个系统的防腐性和良好的气密性。数据采集处理系统主要有压力传感器、热电偶、流量计以及 Agilent34970A 数采系统和 PC 机组成。

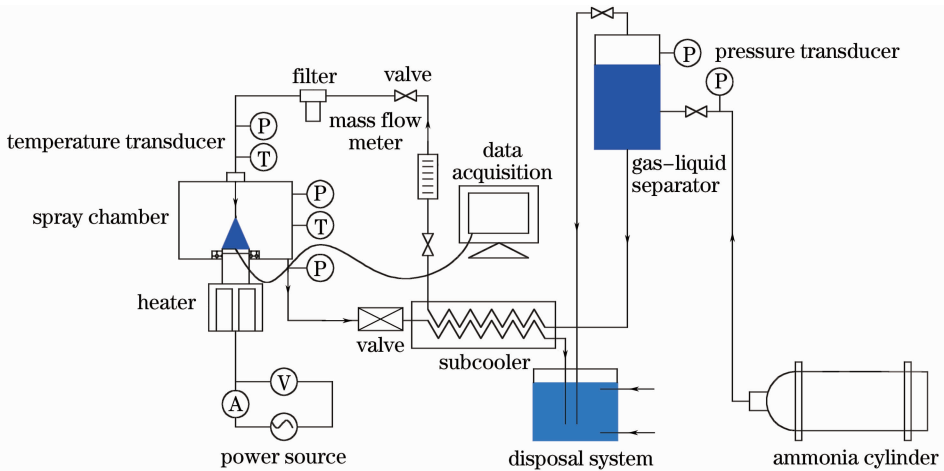


图 1 喷雾冷却实验系统图

Fig. 1 Experimental setup of spray cooling

2.2 喷嘴雾化参数

表征喷嘴雾化性能的参数主要包括液滴粒径、喷射速度等。由于液氨具有强刺激性、强腐蚀性等特点,不便于实际测量其雾化参数。因此,采用文献^[15]给出的经验公式对喷雾粒径进行估算,其公式为

$$\frac{d_{32}}{d_0} = 3.67 \left(\frac{\rho_a^{0.5} \Delta p d_0^{1.5}}{\sigma^{0.5} \mu} \right)^{-0.259}, \quad (1)$$

式中 d_{32} 为邵特直径, ρ_a 为喷嘴出口环境介质的密度, Δp 为喷嘴的压差, d_0 为喷嘴口径, σ 表示介质表面张力, μ 为介质粘度。因此,液氨作为喷雾冷却工

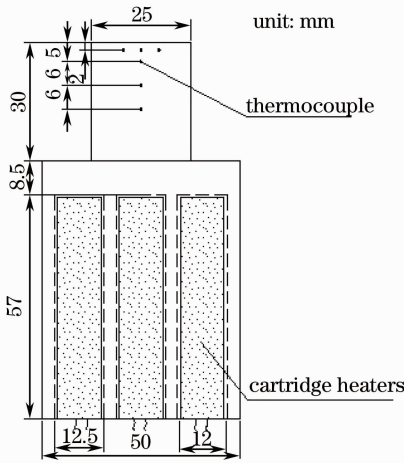


图 2 热源结构图

Fig. 2 Schematic diagram of heat-target

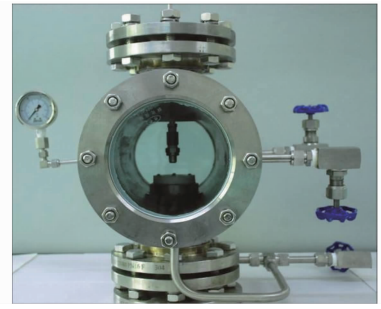


图 3 喷淋室图

Fig. 3 Pressure container

质在不同工况下喷嘴雾化粒径计算值如表 1 所示。

从计算结果来看,饱和压力从 2.03×10^5 Pa 变化到 4.01×10^5 Pa 时,流量和 d_{32} 变化微小,因此认为喷雾粒径对换热性能的影响可以忽略不计。

表 1 喷嘴雾化参数

Table 1 Parameters of nozzles atomization

Saturation vapor $P / (10^5 \text{ Pa})$	Inlet $P / (10^5 \text{ Pa})$	$\Delta P / (10^5 \text{ Pa})$	Inlet flux $/(g/s)$	Saturation $T / ^\circ\text{C}$	Diameter $d_{32} / \mu\text{m}$	Spray angle $\theta / (^\circ)$
2.03	7.61	5.58	4.741	-18.5	53.0	43
3.08	8.67	5.59	4.712	-8.4	50.5	43
4.01	9.54	5.53	4.698	-1.2	49.5	43

实验中采用双喷嘴,喷嘴间距为 12.5 mm,喷淋高度为 10 mm,喷射角度为 43° ,热沉表面与喷嘴中线垂直。饱和压力由背压阀调节。换热系数定义为

$$h = \frac{q''}{T_w - T_{\text{sat}}}, \quad (2)$$

式中 q'' 为热流密度, T_w 为热表面壁温, T_{sat} 为相变冷却液氨饱和温度。

2.3 误差分析

实验中热电偶在测量前进行标定,其误差为 $\pm 1^\circ\text{C}$;热流密度的最大测量误差为 $\pm 2.8\%$ 。热沉冷却表面温度测量误差为 $\pm 4.1\%$ 。换热系数的最大测量误差为 $\pm 5.4\%$ 。通过传热计算表明采用铜棒加热器的热损失功率约占输入总功率的 6.5%。

3 结果与分析

在池沸腾的研究中发现大部分常规制冷剂的池内核态沸腾传热系数都随着饱和压力的增加而增大,尽管池沸腾和喷雾冷却中的沸腾现象有明显的区别,但是相关的研究暗示着工质物性的变化对沸腾传热有着直接的影响^[16]。图 4 给出了液氨的饱和温度与潜热随压力的变化关系,随着饱和压力的增加,液氨的饱和温度逐渐升高。同时,液氨饱和温度的改变对粘度、表面张力以及气化潜热有着明显

的影响。其粘度、表面张力以及气化潜热均随着饱和温度的增加而降低,如饱和温度为 -18.5°C 时,液氨的气化潜热为 1380 kJ/kg,饱和温度为 -1.2°C 时,液氨的气化潜热为 1264 kJ/kg。

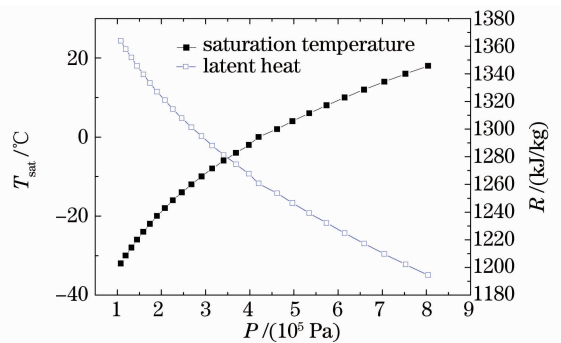


图 4 液氨饱和温度和潜热随压力的变化关系

Fig. 4 Saturated temperature and latent heat as a function of pressure

图 5 为在不同液氨饱和和压力下喷雾相变冷却中热流密度随过热的变化关系。在喷嘴压降和工质流量不变的条件下,随着喷淋室压力的升高,液氨饱和温度的增大,在较低热流密度时(小于 125 W/cm^2),3 种饱和温度下的传热特性十分接近,在相同热流密度下,其过热度几乎不变。这主要是因为,在低热流密度下,换热方式主要以单相强制对流换热为主,又由于喷雾压降和流量基本不变,同

时,由表 1 给出的雾化粒径的估算值来看,喷雾粒径也基本不变,因此在这 3 种不同饱和压力下的喷雾冷却传热性能基本一致。但随着热流密度的逐渐增大(大于 150 W/cm^2),三者的传热特性出现了明显的不同。液氨饱和温度为 $-1.2 \text{ }^\circ\text{C}$,当热流密度为 150 W/cm^2 时,热流密度曲线出现拐点,上升陡峭,随着热流密度的增加,热表面过热度增大较小,热流密度为 310 W/cm^2 时,热表面过热度为 $20.9 \text{ }^\circ\text{C}$ 。而当液氨饱和温度为 $-18.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 时,随着热流密度的增加,过热度增大较大,当热流密度为 310 W/cm^2 时,热表面过热度为 $33.9 \text{ }^\circ\text{C}$,在相同热流密度时,两者过热度差值接近 $13 \text{ }^\circ\text{C}$ 。这主要是因为液氨饱和温度的增加使得其粘度、表面张力及气化潜热均下降,所以在高的饱和压力下($-1.2 \text{ }^\circ\text{C}$),由于液氨气化潜热较小,随着热流密度的增加,其主导的传热方式由单相强制对流换热提前过渡到以核态沸腾为主的传热形式,而表面张力的减小促进了液氨在热沉表面的延展,更利于喷雾液滴击穿液膜,使得扰动强化,同时液滴更易击穿先前形成的气泡,强化了二次成核;粘性的减小也更利于气泡的脱离。在这几种因素的综合作用下,在高饱和压力下,具有高饱和温度的喷雾相变冷却体现出了更好的传热性能。

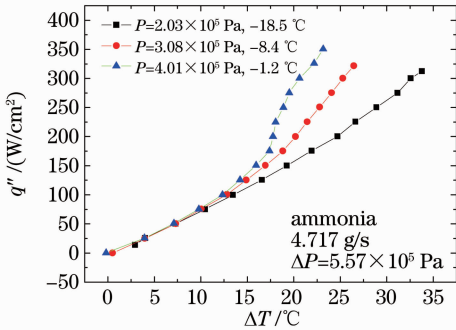


图 5 不同氨饱和压力和热流密度与热表面过热度 ΔT 的关系

Fig. 5 Correlation of heat fluxes with surface superheat for different saturated pressures

图 6 为液氨在不同饱和压力和压力下热流密度与热沉表面温度的关系。从图中可以看出,随着液氨饱和压力的升高,饱和温度增大,相同热流密度下,热表面温度明显增大。在热流密度为 310 W/cm^2 时,当液氨饱和和蒸发温度为 $-18.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 时,热表面温度为 $15.9 \text{ }^\circ\text{C}$;当液氨饱和和蒸发温度为 $-1.2 \text{ }^\circ\text{C}$ 时,热表面温度为 $19.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 。可见,通过减小饱和压力可以达到降低热沉表面的温度。

图 7 为液氨在不同饱和压力和压力下传热系数随热流密度的变化关系。在液氨饱和压力和压力增大时,换热系

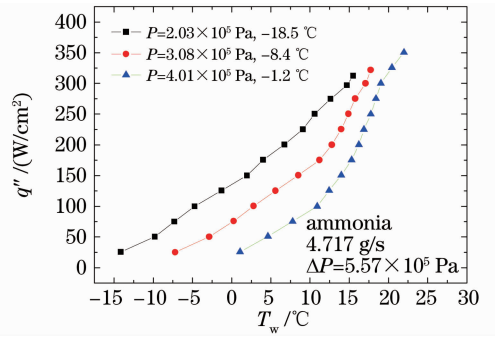


图 6 不同氨饱和压力和热流密度与热表面温度的关系

Fig. 6 Correlation of heat fluxes with surface temperature for different saturated pressures

数增大非常明显。当饱和温度由 $-18.5 \text{ }^\circ\text{C}$ 增大至 $-1.2 \text{ }^\circ\text{C}$,在热流密度为 310 W/cm^2 时,传热系数值由 $9.1 \times 10^4 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ 提高到 $1.48 \times 10^5 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$,换热能力增幅达 62.6% ,而过热度只有 $20.9 \text{ }^\circ\text{C}$ 。因此以液氨为冷却工质的喷雾相变冷却实验,提高液氨饱和温度,换热能力将大大增强。

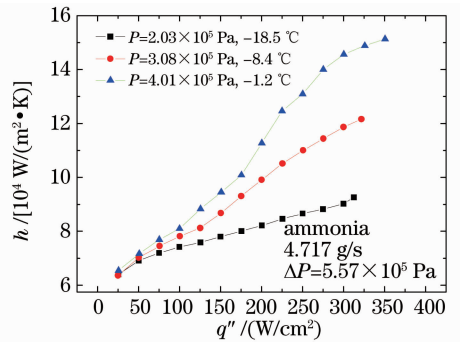


图 7 不同氨饱和压力和压力对换热系数的影响

Fig. 7 Effects of different saturated pressures to heat transfer coefficient

综上所述,在喷嘴压降、喷淋高度、流量以及换热表面不变的情况下,增大饱和压力,可以明显改善喷雾相变冷却的传热效果。其主要原因是当饱和压力变化时,液氨物性变化增剧,在高饱和压力下,其粘度、表面张力以及气化潜热均呈现减小的趋势,而粘度、表面张力的减小更利于液氨在热沉表面上的延展,液膜趋于变薄,有利于产生更多的“二次核态沸腾”的气化核心,同时扰动增强;气化潜热的减小使得以沸腾为主的强化传热形式比在饱和压力低时更早地出现,进入核态沸腾阶段后,气液界面的蒸发将逐渐增强,蒸发薄液膜区域逐渐扩大,且在薄液膜内由于液体蒸发产生大量气泡,气泡的生长、上浮、聚并及破裂等行为造成强烈扰动,而喷雾液滴撞击在薄液膜上使得这些扰动更加剧烈,液膜变得越来

越薄,主要依靠液氨的潜热带走大量的热量,使换热系数和热表面温度显著增大。因此液氨饱和温度较高换热效果比饱和温度较低好,饱和温度越高,液体越接近气化温度越容易利用潜热带走大量的热,换热效率高。

4 结 论

开展了以液氨为冷却工质的喷雾相变冷却可视化实验研究,针对高热流密度元件,通过调节背压,进行了不同液氨饱和压力下对喷雾相变冷却特性影响的实验研究,得出以下结论:

1) 以氨作为喷雾相变冷却工质,随着液氨饱和压力的增大,其饱和温度也随之增大,热表面温度升高,当饱和温度由 $-18.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 升高为 $-1.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,热表面温度由 $15.9\text{ }^{\circ}\text{C}$ 变化为 $19.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。降低液氨饱和温度,在冷却高热流密度电子元件的同时,能使热表面温度维持在较低温度下;

2) 热表面过热度与液氨饱和温度密切相关,随着背压的增加,在相同热流密度下,热表面过热度明显降低;

3) 液氨的饱和压力对喷雾冷却的换热特性产生较大影响。在实验工况不变条件下,随着液氨饱和温度的增加,液氨的气化潜热使喷雾冷却的换热能力得到大幅度提高(最高增幅达 62.6%),热流密度为 $310\text{ W}/\text{cm}^2$ 时,换热系数可达 $1.48\times 10^5\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。

参 考 文 献

- 1 M. S. Sehmbe, M. R. Pais, L. C. Chow. A study of diamond laminated surfaces in evaporative spray cooling[J]. *Thin Solid Films*, 1992, **212**(1-2): 25~29
- 2 Wu Deyong, Gao Songxin, Lü Wenqiang *et al.*. Design of high efficient copper micro-channels cooler for diode laser[J]. *High Power Laser and Particle Beams*, 2004, **16**(7): 840~842
武德勇, 高松信, 吕文强等. 激光二极管高效铜微通道冷却器设计[J]. *强激光与粒子束*, 2004, **16**(7): 840~842
- 3 J. Jenifer, Louis C. Chow, Shuye Lei *et al.*. Thermal management of diode laser arrays[C]. San Jose: Sixteenth IEEE SEMI-THERMTM Symposium, 2000. 154~160
- 4 E. A. Silk, P. Bracken. Spray cooling heat flux performance

- using POCO HTC foam[J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2010, **24**(1): 157~164
- 5 Wang Yaqing, Liu Minghou, Liu Dong *et al.*. Experiment study on non-boiling heat transfer performance in spray cooling for high-power laser[J]. *Chinese J. Lasers*, 2009, **36**(8): 1973~1978
王亚青, 刘明侯, 刘东等. 大功率激光器喷雾冷却中无沸腾区换热性能实验研究[J]. *中国激光*, 2009, **36**(8): 1973~1978
- 6 Wang Xiao, Zhang Huizhong, Ding Guomin *et al.*. Laser transmission welding polypropylene plastics [J]. *Chinese J. Lasers*, 2008, **35**(3): 466~471
王霄, 张惠中, 丁国民等. 聚丙烯塑料激光透射焊接工艺[J]. *中国激光*, 2008, **35**(3): 466~471
- 7 Jungho Kim. Spray cooling heat transfer: the state of the art[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2007, **28**(4): 753~767
- 8 Wang Yaqing, Liu Minghou, Liu Dong *et al.*. Effect of test surface temperature on the non-boiling heat transfer performance in spray cooling[J]. *Chinese J. Lasers*, 2010, **37**(1): 115~120
王亚青, 刘明侯, 刘东等. 喷雾冷却中散热面温度对无沸腾区换热特性的影响[J]. *中国激光*, 2010, **37**(1): 115~120
- 9 Zhou Zhifu, Xin Hui, Chen Bin *et al.*. Evaporation characteristics of a single droplet in laser treatment of port wine stain in conjunction with cryogen spray cooling[J]. *Chinese J. Lasers*, 2008, **35**(6): 952~956
周致富, 辛慧, 陈斌等. 激光手术喷雾冷却中单个液滴蒸发特性[J]. *中国激光*, 2008, **35**(6): 952~956
- 10 A. Marcos, Louis C. Chow, Jian-Hua Du *et al.*. Spray cooling at low system pressure[C]. San Jose: 18th IEEE SEMI-THERM Symposium, 2002, **18**: 169~175
- 11 W. M. Grissom, F. A. Wierum. Liquid spray cooling of a heated surface [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1981, **24**(2): 261~271
- 12 L. Lin, R. Ponnappan. Heat transfer characteristics of evaporative spray cooling in a closed loop[J]. *Internat. J. Heat and Mass Transfer*, 2003, **46**(20): 3737~3746
- 13 D. P. Rini, J. P. Kizito, L. C. Chow. Spray cooling with ammonia on micro-structured surfaces[C]. Piscataway: Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems ITherm 2008. 11th Intersociety Conference, 2008, **16**: 290~295
- 14 Sun Shaopeng, Wang Hong, Zhu Xun *et al.*. Effects of spray distance on spray cooling with ammonia [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2010, **31**(4): 675~678
孙少鹏, 王宏, 朱恂等. 喷淋高度对氨喷雾相变冷却特性的影响[J]. *工程热物理学报*, 2010, **31**(4): 675~678
- 15 K. A. Estes, I. Mudawar. Correlation of Sauter mean diameter and critical heat flux for spray cooling of small surface [J]. *Internat. J. Heat and Mass Transfer*, 1995, **38**(16): 2985~2996
- 16 D. Gorenflo, U. Chandra, C. Kotthoff *et al.*. Influence of thermophysical properties on pool boiling heat transfer of refrigerants[J]. *Int. J. Refrigeration*, 2004, **27**(5): 492~502