

DOI: 10.7652/xjtuxb201501016

采用 R134a 工质的相变喷雾冷却性能实验研究

钱洋, 刘炅辉, 李玫, 刘秀芳, 侯予

(西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 为了研究大热流密度相变喷雾的冷却特性,搭建了以 R134a 为冷却工质的闭式循环喷雾实验台,开展了采用 R134a 工质的相变喷雾冷却性能实验。实验工况为:喷雾高度 13 mm,喷雾腔压力 0.2 MPa,喷嘴入口温度 0℃,喷雾流量范围为 0.210 7~0.355 8 L/min。实验结果表明:当喷雾流量保持不变时,增大加热功率,热流密度增大,表面换热系数先快速升高最后有所下降;随着喷雾流量从 0.210 7 L/min 增加到 0.355 8 L/min,临界热流密度呈现上升趋势;当流量为 0.355 8 L/min 时,获得最高的临界热流密度(CHF)为 94.75 W/cm²,此时冷却表面的壁面温度为 35.42℃。这说明使用环保工质 R134a 作为冷却剂的喷雾冷却系统能同时满足高热流密度和低换热表面温度的要求,具有良好、稳定的换热冷却能力。

关键词: 喷雾冷却;相变换热;R134a;临界热流密度;实验研究

中图分类号: TB61 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2015)01-0097-05

Experimental Study on Heat Transfer Performance of Phase Change Spray Cooling with R134a

QIAN Yang, LIU Jionghui, LI Mei, LIU Xiufang, HOU Yu

(State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A closed loop spray cooling system with R134a refrigerant was designed, and experiments of cooling performance were conducted to make a deep study on high heat flux phase change spray cooling mechanism. The experiments were conducted at the spray height of 13 mm, the spray chamber pressure of 0.2 MPa and the inlet temperature of 0℃. The range of flow rate was from 0.210 7 L/min to 0.355 8 L/min. The results show that the heat flux increases steadily with an increase in the power input when the flow rate keeps unchanged. Moreover, the heat transfer coefficient rises rapidly first and then falll. The heat flux has an increasing trend when the flow rate increases form 0.210 7 L/min to 0.355 8 L/min, and the maximum heat flux with value 94.75 W/cm² is obtained when the flow rate is 0.355 8 L/min. Meanwhile, the spray cooling surface temperature keeps at 35.42℃. The results of experiments indicate that R134a has a stable heat cooling capacity as a spray cooling refrigerant and meets the requirement of high heat flux with low temperature of cooling surface.

Keywords: spray cooling; phase change heat transfer; R134a; critical heat flux; experimental study

随着科学技术的发展,虽然电子设备在材料和性能方面有所改进,但是对于大功率、高通量的电子

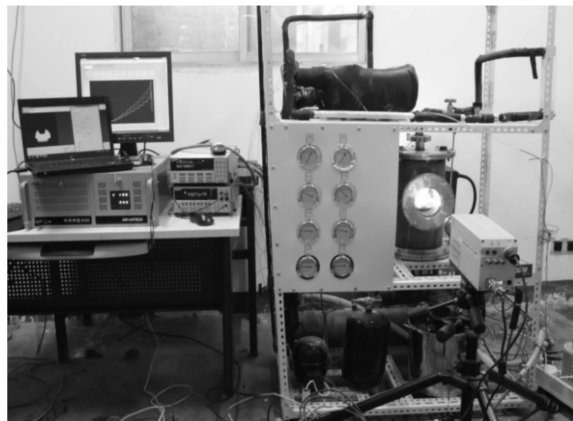
设备的散热、温度控制还是变得越来越困难。如今,一些服务器和超级电脑处理器中的热流密度已经超过了 75 W/cm^2 , 在一些高功率的激光技术领域, 热流密度更高。因此, 需要设计一种稳定可靠的冷却系统和温度控制系统来保证设备的正常工作。相变喷雾冷却相比于自然对流、热管散热等传统的散热方式, 具有冷却均匀、散热功率高、无沸腾滞后效应、系统结构简单等优点, 因此被认为是解决高功率电子元件最有发展前景的一种新型的冷却方式^[1]。

在喷雾冷却系统中, 工质流体首先通过喷嘴雾化, 流体质破碎为小液滴, 然后喷射到被冷却表面, 通过单相或两相换热带走大量的热量^[2]。Lin 等人在闭式系统中采用多喷嘴阵列的方式对 FC-87 换热性能进行了研究^[3], 实验发现, FC-87 的临界热流密度 (CHF) 值可以达到 90 W/cm^2 , 此时被冷却表面温度为 90°C 。Yang 等人用水作为制冷工质, 采用气体雾化喷嘴进行了研究^[4], 发现水的 CHF 值可以达到 900 W/cm^2 , 对应的表面温度为 160°C 。Coursey 等人将 PF-5060 制冷剂喷射到微槽道表面上进行了喷雾冷却研究^[5], 发现 CHF 达到 120 W/cm^2 , 加热表面被冷却到 70°C 。虽然采用上述冷却工质进行喷雾冷却可以获得很高的 CHF 值, 但是由于这些工质具有较高的沸点使得冷却表面的温度无法维持在一个较低的温区, 对大多数的电子器件而言, 为了使其能够保证正常工作, 工作温度应该尽量保持在 80°C 以下, 并且温度越低越均匀, 从而电子器件能长期稳定高负荷地工作^[6]。为此, 重庆大学王宏等人采用氨制冷剂对激光器件冷却进行冷却, 获得了 310 W/cm^2 的热流密度^[7]。虽然氨具有很大的汽化潜热, 使其能够达到很高的热流密度, 但是采用氨作为冷却剂具有很大的危险性。西安交通大学侯予等人采用 R22 工质^[8], 达到了 276.1 W/cm^2 的热流密度, 其对应的被冷却表面温度为 26.8°C , 同时开展了不同喷嘴结构、不同热力学工况对相变喷雾冷却性能的研究^[9]。虽然 R22 制冷剂是一种安全的制冷剂, 但 R22 属于 HCFC 类制冷剂, 对臭氧层危害很大, 而 R134a 制冷剂有较高的汽化潜热值以及适中的沸点, 能够同时满足大功率电子元件对于高热流密度和低表面温度的要求。因此, 本文在 R22 闭式相变喷雾冷却系统的基础上设计并搭建了以 R134a 为冷却工质的相变喷雾冷却实验台, 研究了不同的加热功率以及喷雾流量对相变喷雾冷却性能的影响。

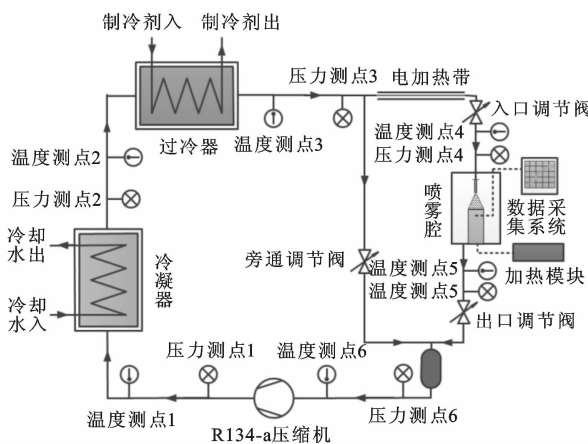
1 实验系统与方法

1.1 实验系统

本文实验中所采用的闭式相变喷雾冷却系统流程如图 1 所示。实验系统分为供液和喷雾系统、数据采集系统及加热模块 3 个部分。



(a) 实物图



(b) 流程图

图 1 闭式相变喷雾冷却系统实物图以及流程图

在供液和喷雾系统中, 经压缩机压缩后的 R134a 制冷剂通过恒温水箱冷凝后进入过冷器, 由另一套独立的制冷系统来冷却。从过冷器出来的过冷工质被分为两股, 一股工质经过一段电加热带使温度控制在 0°C 后, 经过喷嘴雾化后喷射冷却紫铜热源表面, 之后经过喷雾腔出口与通过旁通调节阀降压后的另一股工质汇合后进入储液罐, 完成整个喷雾冷却过程。为了对喷雾腔压力以及系统压力进行准确控制以保证系统的稳定运行, 在实验过程中通过针阀 (入口调节阀和出口调节阀) 以及旁通管路中的节流部件 (旁通调节阀) 对压力进行调节, 实验中喷雾腔压力波动值在 $\pm 0.01 \text{ MPa}$ 以内。

加热模块如图 2 所示, 加热元件材料为紫铜, 元

件上表面为直径 16 mm 的圆形平面,即为喷雾冷却表面,紫铜棒上端与胶木板接触处涂有低温胶以达到密封及绝热的目的。紫铜棒下部位加热段,由 6 根加热功率分别为 120 W 的电加热棒进行加热,加热棒的输入功率通过调节变压器来控制。为了减小加热模块的热量损失,在加热元件四周包裹了石棉以达到绝热目的。紫铜棒下部有聚四氟乙烯垫块保护,起到绝热、支撑作用。实验中温度测量使用直径为 0.125 mm 的铜-康铜热电偶。

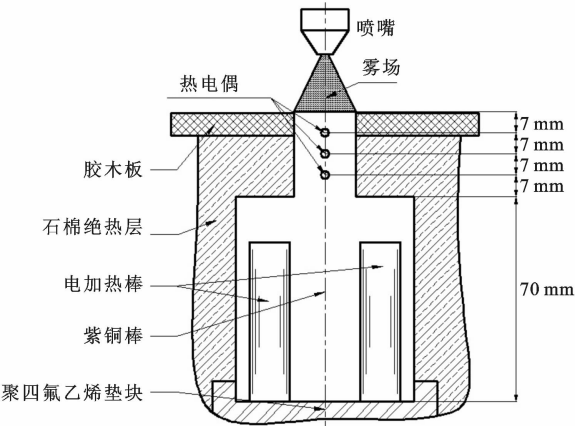


图 2 加热模块示意图

热电偶布置方式如图 3 所示,在喷雾冷却表面下方布置了 3 层热电偶,每层温度测量面的间距为 7 mm,每层布置两根热电偶,分别测量圆心处以及距圆心 8 mm 处的温度。中心处热电偶所测量的温度将用来计算喷雾冷却的热流密度、换热系数以及壁面温度,距圆心 8 mm 处的热电偶用来观察平面温度的不均匀性。数据采集系统是由一个内置 PCI CEC488GPIB 通用接口卡的主频为 2.4 Hz 的工控机和 Keithley 2700 数据万用表组成。

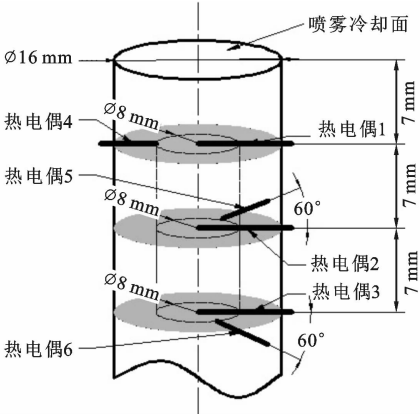


图 3 热电偶布置示意图

1.2 数据处理与误差分析

在本文实验中,热流密度 q 、被冷却表面温度

T_w 和表面换热系数 h 是最重要的 3 个参数。

由于加热元件四周包裹了绝热材料进行绝热,通过计算以及模拟可以得出,实验中漏热量小于 5%,因此在计算时可以近似认为加热元件四周都是绝热的,故而整个加热过程可以简化看作是沿着铜棒轴向的一维导热问题。此外为了避免系统运行参数的波动影响到最后数据的可靠性,实验中所有数据点都是在实验参数稳定至少 30 min 后采集的。因此,根据傅里叶导热定律得到

$$q = \lambda \frac{\bar{T}}{\delta} \tag{1}$$

$$T_w = T_1 - \frac{q\delta_1}{\lambda} \tag{2}$$

式中: $\bar{T}$ 为不同截面上热电偶的平均温差; λ 为铜的导热系数; δ 为沿紫铜棒中心轴相邻两个热电偶之间的距离; T_w 为被冷却表面温度; T_1 为热电偶 1 所测得的温度; δ_1 为被冷却表面与热电偶 1 所在平面沿铜棒中性轴的距离。

喷雾冷却表面换热系数计算式为

$$h = \frac{q}{T_w - T_{in}} \tag{3}$$

式中: T_{in} 为喷雾流体温度。

实验前热电偶都进行了统一标定,在 $-40 \sim 250\text{ }^\circ\text{C}$ 温度范围内的测温误差为 $\pm 0.5\text{ }^\circ\text{C}$ 。此外,热电偶之间的距离测量误差为 $\pm 0.05\text{ mm}$,压力真空表在 $-0.1 \sim 2.4\text{ MPa}$ 压力范围内的测量误差为 $\pm 1.6\%$ 。根据 Kline 等人总结的误差传递函数^[10],由热流密度、被冷却表面温度、表面换热系数的计算公式,可以得到热流密度、被冷却表面温度、表面换热系数的误差分别为 $\pm 1.3\%$ 、 $\pm 3.8\%$ 和 $\pm 2.05\%$ 。

2 实验结果与分析

为了研究不同流量以及加热功率对喷雾冷却性能的影响,在实验中选用 Spraying Systems Co. 生产的 B1/4TT+TG-0.3 压力旋流式实心锥喷嘴,其喷嘴孔径为 0.46 mm。实验前根据 R22 工质喷雾的实验结果及理论分析^[8],并结合产品手册提供的雾场角等参数计算得到:当喷雾高度为 13 mm 时,雾场可以恰好完全覆盖冷却面,从而获得最理想的喷雾冷却效果。实验中,喷雾腔压力为 0.2 MPa,喷嘴入口处温度为 $0\text{ }^\circ\text{C}$ 时,改变喷雾流量,分别对流量为 0.210 7、0.260 4、0.295 1、0.329 8、0.355 8 L/min 的 5 个不同工况进行研究。

2.1 流量对临界热流密度的影响

当过热度比较小时,由图4可以看出随过热度的增加热流密度变化比较小,这是因为加热功率较小。壁面温度低,换热还处于以强制对流换热为主的单相换热区,相变换热所占换热量的比率微小,所以导致热流密度变化不大。当持续增加加热功率、过热度继续增大时,热流密度增加幅度变大,说明此时表面核态沸腾和二次成核沸腾越来越强,导致换热效果增强。持续增加加热功率,壁面过热度超过 30°C 时,热流密度曲线呈现出斜率减小的趋势。在临界热流密度附近热流密度的增加微小,这是因为随着过热度的增加,换热过程进入了以表面核态沸腾和二次成核沸腾为主的相变换热区域。在临界热流密度附近,由于核态沸腾点已经趋于饱和,紫铜面上液体区域已经没有任何的空间继续发展核态沸腾,甚至被冷却表面的液膜处出现了干涸区,此时由于蒸汽膜导热热阻较大,致使表面换热性能变差、热流密度维持基本恒定,直至CHF的出现。

由图4可以看出,随着制冷剂流量的增大,加热表面的热流密度也随之增大。这是因为随着制冷剂流量的增大,雾化液滴的速度、数量都增加,不仅有足够多的温度较低的液滴不断地冲刷加热表面并带走热量,而且雾化液滴冲击扰动表面液膜的能力增强,使得附壁边界层减薄,传热得到了强化。此外,在接近CHF区域,由于液滴的增多,使得对液膜中气泡的撞击次数增加,对于气泡的破碎以及二次成核有促进作用,因此大流量带来了更高的热流密度。实验中最大的CHF值达到 94.75 W/cm^2 。

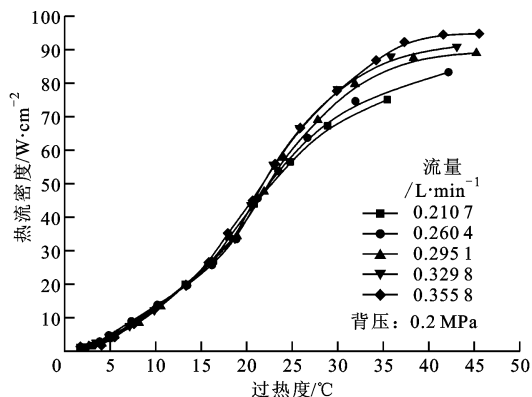


图4 流量对热流密度的影响

2.2 流量对换热系数的影响

由图5可以看出,换热系数在热流密度小于 10 W/cm^2 时,由于换热以单相导热对流为主,相变换热所占比例较小,此时流量对换热的影响不大,不同流量下的换热曲线胶着在一起,并且快速上升。当

热流密度继续增加,相变换热以及核态沸腾换热所占比例增加,换热效果改善,换热系数保持持续上升的状态,直至热流密度达到 50 W/cm^2 左右,此时由于换热面有限,冷却表面的核态沸腾点达到极致,换热系数趋于稳定,此后换热系数变化不大,基本维持定值。当热流密度持续升高,换热面出现干涸现象,从而换热系数出现急剧下降的趋势直至达到CHF值。

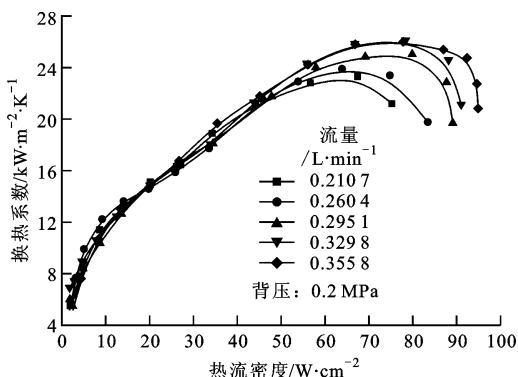


图5 流量对换热系数的影响

此外,随着流量的增加,大流量下换热系数维持在峰值的时间较长。由图5可以观察得,当喷雾流量为 0.2107 L/min 时,换热系数维持在峰值的热流密度区间为 $55\sim 65\text{ W/cm}^2$,而在流量增加到 0.3558 L/min 时,换热系数维持在峰值的热流密度区域为 $60\sim 90\text{ W/cm}^2$ 。这是由于较大的流量所带来的液滴数量增加,以及对液面撞击效果的加强,使得气泡可以及时地破碎并脱离换热表面,导致换热系数在大流量下可以维持较长时间的峰值区域。

此外,实验中换热系数在流量达到最大值,即 0.3558 L/min 时达到实验中的最大值,其值为 $25.98\text{ kW/(m}^2\cdot\text{K)}$ 。

2.3 流量对临界热流密度的影响

临界热流密度作为喷雾冷却的重要参数,反映出喷雾工质的最大冷却能力。定义在热流密度维持稳定状况下的最后一个稳定工况点所对应的热流密度为临界热流密度,当热流密度大于该工况下的临界热流密度时,壁面温度会由于冷却面换热恶化而导致冷却壁面温度阶跃。在本次实验中,由图6可得,CHF值随着流量的增加呈现出线性增加的趋势。这是由于随着流量的增加,导致冲击冷却壁面的雾化颗粒增加,对壁面上气泡的冲击加剧,换热效果得到改善。此外,由于颗粒数的增加,提高了颗粒与冷却壁面液膜之间的二次成核换热,也提高了换热效果。因此,随着流量的增加,CHF呈现出线性增加的趋势。

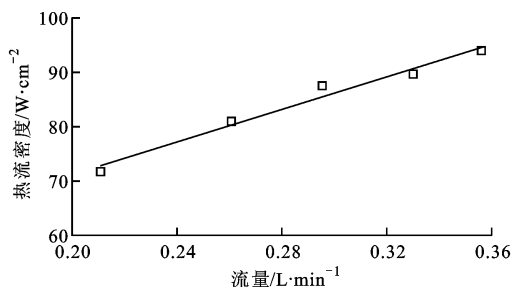


图 6 流量对临界热流密度的影响

在本文的 5 种不同流量下,所能达到的临界热流密度为 $75.11 \sim 94.75 \text{ W/cm}^2$,而换热系数为 $23.29 \sim 25.98 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。冷却表面温度维持在 $25.4 \sim 35.4 \text{ }^\circ\text{C}$ 。由以上结果可以看出,该闭式循环喷雾冷却系统在使用 R134a 为冷却工质时,不仅可以获得较高的换热效率,而且可以使被冷却表面维持在一个比较低的温度,保证了电子器件正常稳定地工作。

3 结 论

本文以 R134a 为冷却工质,通过实验研究了不同加热功率以及喷雾流量对相变喷雾冷却性能的影响,实验结果表明:

(1)当喷雾流量保持不变时,随着加热功率的不断增大,被冷却表面的过热度也随之增大,热流密度增大,表面换热系数先升高在接近临界热流密度时又有所下降;

(2)在其他实验条件保持不变的情况下,流量对喷雾冷却性能有很显著的影响,热流密度、表面换热系数都随流量的增大而增大;

(3)实验中,CHF 随着流量的增加呈现出线性增加的趋势,表明流量对提高喷雾冷却性能有积极作用;

(4)以 R134a 为冷却工质的喷雾冷却系统能同时满足高热流密度、低换热表面温度的要求,实验中喷雾流量为 0.355 L/min 时,CHF 达到 94.75 W/cm^2 ,换热系数为 $25.98 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

参考文献:

[1] 钟昕,刘秀芳,赵红利,等. 相变喷雾冷却技术的研究

进展 [J]. 低温工程, 2011, 180(2): 34-38.

ZHONG Xin, LIU Xiufang, ZHAO Hongli, et al. Development of spray cooling on boiling region [J]. Cryogenics, 2011, 180(2): 34-38.

[2] KIM J. Spray cooling heat transfer: the state of the art [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2007, 28(4): 753-767.

[3] LIN L, PONNAPPAN R. Heat transfer characteristics of evaporative spray cooling in a closed loop [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2003, 46(20): 3737-3746.

[4] YANG J, CHOW L C, PAIS M R. Nucleate boiling heat transfer in spray cooling [J]. Journal of Heat Transfer, 1996, 118(3): 668-671.

[5] COURSEY J S, KIM J, KIGER K T. Spray cooling of high aspect ratio open micro channels [J]. Journal of Heat Transfer, 2007, 129(8): 1052-1059.

[6] GHODBANE M, HOLMAN J P. Experimental study of spray cooling with freon-113 [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1991, 34(4/5): 1163-1174.

[7] 王宏,余勇胜,朱恂. 氨饱和压力对喷雾相变冷却特性的影响 [J]. 中国激光, 2011, 38(7): 21-25.

WANG Hong, YU Yongsheng, ZHU Xun. Effects of saturation pressure on spray cooling with ammonia [J]. Chinese Journal of Lasers, 2011, 38(7): 21-25.

[8] 刘昊辉,李梦京,刘秀芳,等. 以 R22 为冷却剂的闭式循环相变喷雾冷却的实验研究 [J]. 西安交通大学学报, 2013, 47(1): 132-136.

LIU Jionghui, LI Mengjing, LIU Xiufang, et al. Experiment on phase change spray cooling of closed cycle with R22 [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2013, 47(1): 132-136.

[9] HOU Yu, LIU Xiufang, LIU Jionghui, et al. Experimental study on phase change spray cooling [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2013, 46(3): 84-88.

[10] KLINE S J, MCCLINTOCK F A. Describing uncertainties in single sample experiments [J]. Mechanical Engineering, 1953, 75(1): 3-7.

(编辑 赵炜 杜秀杰)