

适用于服务器 CPU 散热的微通道两相流研究

何智光¹ 田浩² 李震¹

(1. 清华大学工程力学系, 热科学与动力工程教育部重点实验室, 北京 100084;
2. 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所, 长春 130033)

摘 要 设计了一套以 R134a 为冷媒的微槽道两相流循环散热系统, 用于冷却高发热密度的服务器 CPU, 实测综合传热系数 $1000\sim 1200\text{ W}/(\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$ 。冷却水既可以由制冷机提供, 也可以由蒸发冷却装置提供。搭建了实验测试平台, 系统地测试和对比了该系统在不同 CPU 负荷和冷却水供水温度工况下的散热性能。测试结果表明, 通过饱和温度为 $25\sim 30^\circ\text{C}$ 的 R134a 两相流相变传热, 可将散热热流密度为 $3\text{ W}/\text{cm}^2$ 量级、总散热量在 $50\sim 150\text{ W}$ 量级的 CPU 本体温度稳定控制在 $50\sim 60^\circ\text{C}$ 。根据实测数据, 在不同气候条件下, 该系统应用于大型数据中心全年理论能效比可以达到 10 以上, 远高于常规机房空调。该系统具有换热能力强、体积小、能效高、冷源温度高、适用性广、节能潜力大等优点, 具有可观的经济效益和社会效益。

关键词 CPU; 两相流; 微槽道; 数据中心; 节能

中图分类号 TU831.8

文献标识码 A

文章编号 0253-231X(2020)01-0161-08

Study on the Micro-Channel Two-Phase Heat Exchanging System for Server CPU Cooling

HE Zhi-Guang¹ TIAN Hao² LI Zhen¹

(1. Key Laboratory of Thermal Science and Power Engineering of Ministry of Education, Department of Engineering Mechanics, Tsinghua University, Beijing 100084, China;

2. Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China)

Abstract A micro-channel cooling circle is proposed for high heat flux server CPU, using R134a as coolant with tested overall heat transfer coefficient of $1000\sim 1200\text{ W}/(\text{cm}^2\cdot^\circ\text{C})$. The cooling water can be provided by either evaporative cooling devices or chillers. A benchmarking platform is built for real time test and data collection of thermal performance, under various CPU workload and cooling water temperature. The test results show a stable CPU body temperature range of $50\sim 60^\circ\text{C}$, with CPU heat flux of $3\text{ W}/\text{cm}^2$ and CPU heat dissipation of $50\sim 150\text{ W}$, controlled by the phase-changing heat transfer of R134a with saturated temperature of $25\sim 30^\circ\text{C}$. Based on tested data, when applied in large data centers in different climate areas, the theoretical annual energy ratio of such two-phase micro-channel cooling solution can be over 10, much higher than that of CRAC units. With the advantage of good thermal performance, small volume, high temperature chilled water, flexible and wide applicability, large energy saving potentials, and so on, this two phase micro-channel cooling solution brings up considerable social and economic benefits.

Key words CPU; two-phase coolant; micro-channel; data center; energy saving

0 引 言

伴随着互联网+时代的来临, 各类大容量、高性能的服务逐渐成为大数据时代不可或缺的单元。作为服务器的中枢大脑, CPU 对温度的依赖性也最大。有研究表明, 现在主流性能的服务器, 在 $50\sim 60^\circ\text{C}$ 范围内, CPU 温度每升高 1°C , 其可靠性就下降约 25%^[1]。

随着运算能力、核心数量和集成化程度越来越高, 服务器 CPU 的热流密度急剧攀升。例如, Intel Xeon E7 系列 8870 型 CPU, 10 核心, 20 线程, 2.8 GHz 主频, 单片额定发热量 130 W, 封装尺寸 $49.17\text{ mm}\times 56.47\text{ mm}$, 设计热流密度达到了 $4.7\text{ W}/\text{cm}^2$, 设计工作温度 $\leq 69^\circ\text{C}$ 。不断升高的发热密度和越发

收稿日期: 2018-12-16; 修订日期: 2019-12-19

基金项目: 十三五重点研发计划资助项目 (No.2016YFB0601600)

作者简介: 何智光 (1989-), 男, 博士研究生, 主要从事数据中心冷却研究。通信作者: 田浩, 男, 副研究员, tianh@ciomp.ac.cn.

严格的温度要求已经逼近传统风冷式散热设计的极限 [2]，随着数据中心规模和容量的不断扩大，以 CRAC 为代表的风冷式散热系统运行能耗居高不下，空调能耗占很多大型数据中心总运行能耗的比例高达 40%以上 [3]，散热能耗已经成为制约数据中心升级扩容的最大瓶颈之一 [4-5]。目前国内外都在迫切寻求新的散热技术以适应未来高热流密度服务器的大规模应用。近年来，随着微机电加工技术的进步和微小尺度传热理论的成熟，以微槽道热管、喷淋射流为代表的集成式 CPU 封装和冷却技术得到了广泛关注和深入研究 [6-12]。其中，微槽道两相流冷却技术具有传热能力强、结构紧凑、适应性好、成本可控以及能耗低的优势，近年来得到了长足发展，已经在一些领域取得了成功应用 [13-16]，有望成为解决未来高热流密度服务器 CPU 散热的有效途径。

调研目前国内外对微槽道两相流传热技术的研究现状，发现大多数研究主要集中在如何选择冷媒 [17-18]、如何提高传热性能，包括强化相变换热，优化槽道形状、优化冷媒流型、减少压力损失等 [19-22]，以及传热过程参数的调节控制 [23-25] 等几个方面，而对于整个散热循环层面的系统优化设计，以及应用于大型数据中心的节能潜力分析相对较少，在一定程度上限制了微槽道两相流散热技术的深入实践应用。

基于此，本文设计了一套以 R134a 为冷媒的微槽道两相流冷却循环，以蒸发冷却设备（闭式冷却塔）为天然冷源，系统地测试了其在不同换热量以及不同相变温度下的实际散热效果和散热能耗，对其在不同条件下的传热性能和节能潜力进行了深入研究，并详细分析了其在不同气候区城市的大型数据中心的应用前景。

1 实验平台

1.1 平台简介

建立如图 1 所示的测试系统。由室内侧的 CPU、微槽道蒸发器、储液罐、套管式冷凝器、冷媒泵、冷却水泵、流量计、热电偶、压力计，以及室外侧的循环冷却水系统（包括冷机、过冷器、流量调节阀等，见图 2），构成两相流循环散热测试系统。其中 T 为温度测点，P 为压力测点。CPU 散发的热量被微槽道蒸发器中的冷媒（R134a）吸收，冷媒受热后蒸发气化，在冷媒泵的输送下，气液两相冷媒携带热量进入冷凝换热器，热量被冷却水带走，气态冷媒重新液化后和液态冷媒一起流入储液罐，在储液罐中

实现气液分层存储，下层的液态冷媒流入过冷器，被冷却水进一步降温后进入微槽道蒸发器，继续吸收 CPU 的热量，而被冷却水带走的热量最终全部排到室外，至此完成两相流的散热循环。

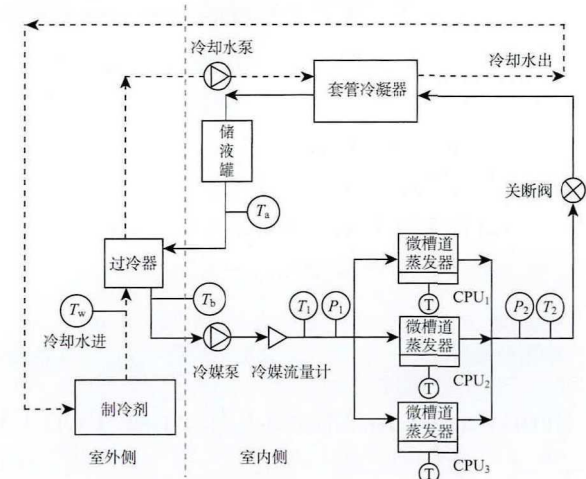


图 1 两相流循环散热测试系统原理图
Fig. 1 Schematic diagram of the two-phase flow heat transfer cycle

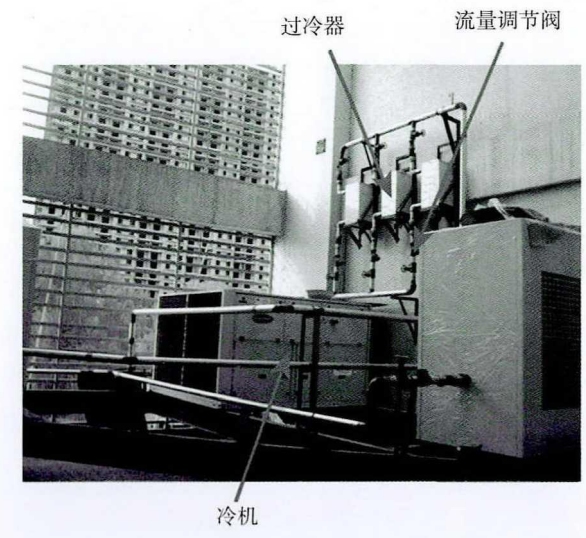


图 2 室外侧冷却水系统
Fig. 2 Outdoor cooling water system

在该循环中，从冷机出来的低温冷却水先流经过冷器，完成对液态冷媒的二次冷却后再流入冷凝器，吸收气态冷媒的热量。这样设计的目的，一是为了进一步消除气态冷媒，充分利用蒸发器的面积，尽可能用相变潜热吸收 CPU 的热量，二是为了进一步提高冷却水的出口温度，提高冷却水与天然冷源（如闭式冷却塔等蒸发冷却设备）的传热温差，延长免费供冷时间。通过调节冷却水进口管路上的阀门，

可以调节进入过冷器的冷却水流量。通过冷机可以调节进入过冷器的冷却水温度。通过综合调节冷却水流量和温度,可以控制冷媒的过冷度,从而控制进入微槽道蒸发器的冷媒温度。

1.2 套管式冷凝器设计

室内侧套管式冷凝器原理见图 3 [22], 具体设计参数见表 1。

1.3 微槽道蒸发器设计

微槽道蒸发器设计成内部空腔、底部开槽的形式(槽道结构尺寸见图 4), 以强化底部液态冷媒流动时的扰动, 增大对流换热系数, 同时促进沸腾气泡的生成, 有利于强化相变换热。冷媒入口和出口分别设置在蒸发器对角线顶角(实物图见图 5), 与之对应的服务器 CPU 实物图见图 6。这种类似分离流(Split Flow)的设计有利于在换热表面形成冲击射流(Jet Impingement), 增强换热能力 [20,21], 同时也有利于槽道的液膜均匀化分布, 充分利用槽道面

积, 提高传热面温度均匀性 [20,22]。微槽道底部厚度 0.2 mm。

微槽道蒸发器与 CPU 接触导热面涂导热硅脂。目前没有专门设计 CPU 连接工装, 主要靠微槽道蒸发器重力以及导热硅脂进行压紧连接。设计参数详见表 2。

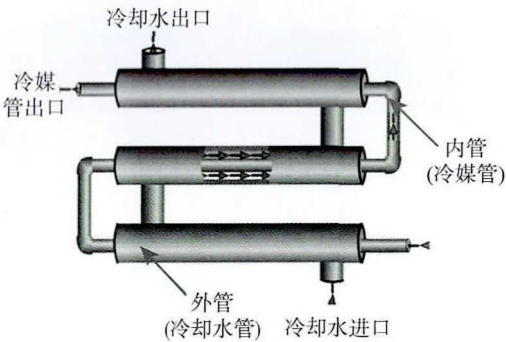


图 3 套管式冷凝器原理图
Fig. 3 Schematic diagram of the tube-in-tube condensor

表 1 套管式冷凝器设计参数

Table 1 Design parameters of the tube-in-tube condensor

设计参数	内管 (冷媒管) 外径 DN	内管 (冷媒管) 总长度/mm	内管 (冷媒管) 设计流量/ $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$
	15	2550	2.9
外管 (冷水) 外径 DN	外管 (冷水) 总长度/mm	外管 (冷水) 设计流量/ $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$	外管 (冷水) 设计温差/ $^{\circ}\text{C}$
20	1200	21.5	6

表 2 微槽道蒸发器设计参数

Table 2 Design parameters of the micro-channel evaporator

蒸发器材料	外部包络尺寸/mm	内部空腔尺寸/mm	底部槽道数量
6061 铝合金	50×45×10	40×38.5×7	15
槽道截面尺寸/mm	冷媒进/出口尺寸/mm	蒸发器底部厚度/mm	许用压力/kPa
1.5×1×2	φ15	0.2	3000

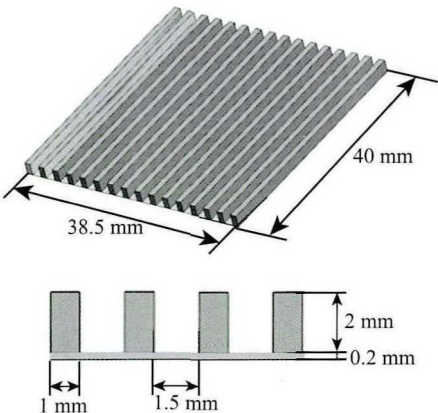


图 4 微槽道结构及尺寸

Fig. 4 Structure and size of the micro-channel evaporator

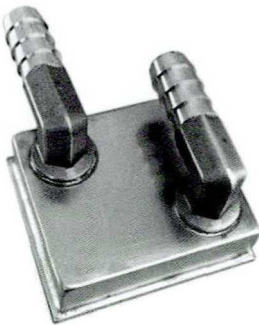


图 5 微槽道蒸发器实物图

Fig. 5 Photo of the micro-channel evaporator

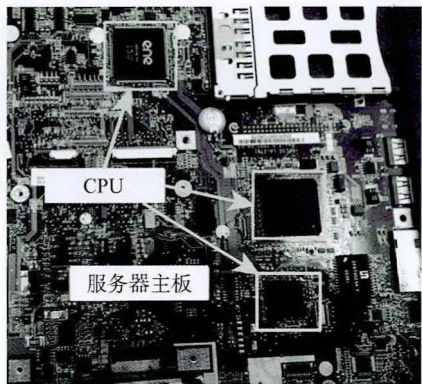


图 6 服务器 CPU 实物图
Fig. 6 Photo of server CPU

在 CPU 负荷不变的情况下, 当冷却水进口温度变化小于 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$, 且 CPU 外表面温度测点和内置温度二极管温差波动小于 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ 时, 认为传热达到稳态, 此时读取各测点的温度、压力、流量和功耗的时均值数据, 作为该工况下的测试结果。

温度传感器采用 T 型热电偶, 测温精度 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ 。压力表采用鸿森 Y70 高压冷媒表, 量程 1800 kPa,

测量精度 50 kPa。制冷剂流量测试采用杭州丰杭自动化设备有限公司生产的高精度涡轮流量计, 许用压力 1500 kPa, 基本误差限 1%。冷媒泵功耗由微功率计实时测试并存储。

2 测试工况

为了测试 CPU 在不同发热量下两相流的换热性能, 设定了 CPU 低负荷工况 (只开启 CPU₁, 发热量 50 W)、中负荷工况 (同时开启 CPU₁ 和 CPU₂, 发热量 100 W)、满负荷工况 (CPU₁、CPU₂ 和 CPU₃ 全部开启, 发热量 150 W) 三种测试工况。对应每种工况, 在保持 CPU 发热量不变的条件下, 通过调整冷却水进口温度, 调节冷媒的过冷度 ($\Delta T = T_b - T_a$), 从而改变进入蒸发器的冷媒温度 (T_1), 控制冷媒的蒸发压力 (P) 以及相变换热能力。

实验工况及测试项目详见表 3。CPU 外置温度测点用来测量 CPU 表面温度 (T_{surf}), 以判定工况的稳定性和传热性能, CPU 本体温度 (T_{cpu}) 由其内置温度二极管测量采集, 反映 CPU 的真实工作温度。

表 3 两相流换热实验工况及测试项目

Table 3 Testing conditions and testing items of two-phase flow heat transfer experiment

实验工况	负荷工况 CPU 发热量	低负荷/W 50	中负荷/W 100	满负荷/W 150
测试项目	CPU 表面/本体温度 $T_{\text{surf}}/T_{\text{cpu}}$ 冷却水进口温度 T_w	冷媒进/出口温度 T_1/T_2 冷媒流量 M_{134a}	冷媒压力 P 冷媒泵功耗 $W_{\text{pump}-134a}$	冷媒过冷度 $T_b - T_a$ 冷却水泵功耗 $W_{\text{pump}-\text{water}}$

3 测试结果

3.1 冷媒过冷度

表 4 给出了在中负荷、低负荷和满负荷工况下, 冷媒过冷度 (为了在图中表示方便, 这里采用冷凝器出口冷媒温度 T_a 与过冷器出口冷媒温度 T_b 之差表征冷媒过冷度, 即 $T_a - T_b$) 随冷却水流量和冷却水进口温度的变化情况。

表 4 冷媒过冷度测试结果

Table 4 Testing results of sub-cooling conditions

负荷工况	冷却水进口温度/ $^{\circ}\text{C}$	冷却水流量/ $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$			
		2	2.5	3	3.5
低负荷	30	4.82	5.01	5.15	5.26
	25	9.81	9.99	10.14	10.25
	20	14.77	14.95	15.08	15.21
中负荷	30	4.65	4.92	5.12	5.27
	25	9.79	9.96	10.10	10.19
	20	14.96	15.14	15.22	15.34
满负荷	30	4.87	5.11	5.29	5.42
	25	9.58	9.82	10.00	10.13
	20	14.75	14.89	15.07	15.20

从测试结果看出, 对应每一种 CPU 工况, 当冷却水进口温度分别控制在 30°C 、 25°C 和 20°C 时, 随着冷却水流量从 2 kg/h 逐步增加到 3.5 kg/h, 冷媒的过冷度变化量在 $0.4\sim 0.6^{\circ}\text{C}$ 之间, 说明冷却水流量对冷媒过冷度的影响很小。而在给定冷却水流量的条件下, 对应每一种 CPU 工况, 当冷却水进口温度从 30°C 降低到 20°C , 冷媒对应的过冷度变化量在 $9.7\sim 10.3^{\circ}\text{C}$ 之间, 说明冷媒过冷度主要受冷却水进口温度的影响。

从上述测试结果中还可以看出, 在 CPU 负荷和冷却水流量一定时, 冷却水进口温度不仅直接影响冷媒蒸发温度, 也决定了室外冷源的种类 (冷机、蒸发冷却机组) 和使用时间, 是影响整个系统散热性能以及能耗水平的关键因素。因此, 在工程上可以近似认为, 在 CPU 负荷不变的情况下, 冷媒的过冷度决定了室外冷源的种类、可用时间以及能效。

3.2 两相流换热性能

传热温差集中体现了两相流的换热性能。图 7 给出了在不同 CPU 负荷和不同冷媒过冷度的条件

下, CPU 表面和冷媒之间的实测传热温差。其中, 低负荷工况下 CPU 温度取 CPU₁ 表面的实测温度值, 中负荷工况下 CPU 温度取 CPU₁ 和 CPU₂ 表面实测温度的平均值。满负荷工况下 CPU 温度取 CPU₁, CPU₂ 和 CPU₃ 表面实测温度的平均值。冷媒温度取蒸发器进出口实测温度的平均值。

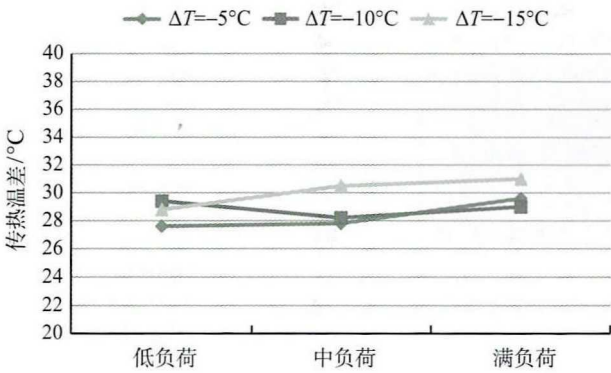


图 7 不同过冷度下 CPU 传热温差测试结果
Fig. 7 Tested CPU heat exchanging temperature difference under different sub-cooling conditions

在不考虑漏热的情况下, CPU 和微槽道换热器之间的传热关系可以用式 (1) 描述:

$$Q = K_m \times F \times \Delta t$$

(1)

式中, Q 为 CPU 发热量 (W); K_m 为综合传热系数 ($W/(m^2 \cdot ^\circ C)$); F 为有效传热面积, 计算方式为微槽道换热器底部与 CPU 表面有效接触面积; Δt 为综合传热温差, 计算方式为 CPU 表面温度与制冷剂蒸发温度之差 ($^\circ C$)。

图 8 给出了在不同冷媒过冷度和 CPU 负荷条件下, 由式 (1) 计算得到的综合传热系数。

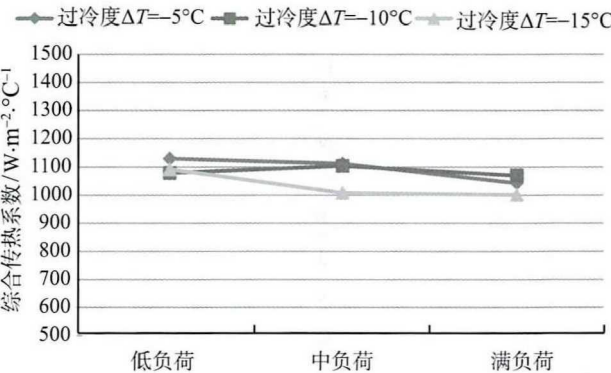


图 8 不同过冷度下两相流综合传热系数 (CPU₁)
Fig. 8 Tested heat transfer coefficient of two-phase flow under different sub-cooling conditions

从图 7 的测试结果可以看出, CPU 负荷以及制冷剂过冷度对传热温差的影响很小。在不同工况

下, CPU 表面和制冷剂之间的传热温差都维持在 28~31 $^\circ C$ 之间。图 8 的测试结果表明, R134a 在热流密度维持不变时 (CPU 不同负荷下发热密度 3.1~3.2 W/cm²), 沸腾换热能力比较稳定, 综合传热系数基本保持在 1000~1200 W/(m²· $^\circ C$)。

3.3 CPU 温度

表 5 是在冷媒过冷度为 -5 $^\circ C$ 工况下, 各个 CPU 本体和表面温度测试结果。从测试结果可以看出, CPU 本体和表面温度差比较稳定, 基本维持在 4~5 $^\circ C$ 。CPU 本体温度受负荷变化的影响较小, 基本维持在 50~58 $^\circ C$ 。这是由于在冷媒过冷度保持不变的条件下, 进入蒸发器的冷媒相变温度和压力基本不变, 冷媒与 CPU 表面传热系数和传热温差变化很小。

表 5 CPU 温度测试结果 (过冷度 $\Delta T = -5^\circ C$)

Table 5 Tested results of CPU temperature(sub-cooling condition $\Delta T = -5^\circ C$)

负荷工况	CPU	表面温度/ $^\circ C$	本体温度/ $^\circ C$
低负荷	CPU ₁	49.92	53.89
	CPU ₂	-	-
	CPU ₃	-	-
中负荷	CPU ₁	51.96	56.48
	CPU ₂	49.97	55.06
	CPU ₃	-	-
满负荷	CPU ₁	53.69	59.17
	CPU ₂	52.48	57.21
	CPU ₃	56.88	61.75

图 9 给出了在不同的冷媒过冷度下, CPU 本体平均温度随 CPU 负荷的变化情况。可以看出, 随着冷媒过冷度的增加, 进入蒸发器的冷媒温度降低, 而传热温差基本保持不变, 因此 CPU 表面温度随之降低, 而在 CPU 本体和表面温差相对稳定的情况下, CPU 本体温度也随冷媒过冷度的增加而降低。在相同过冷度下, CPU 本体平均温度随负荷的增大和升高, 这主要是由于冷媒进口温度随 CPU 负荷增大而增加引起的。

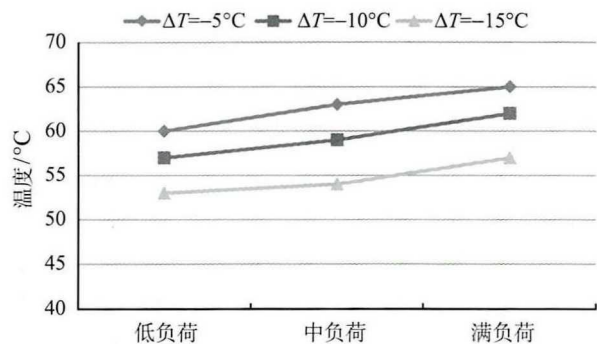


图 9 不同过冷度下 CPU 本体平均温度测试结果
Fig. 9 CPU body average temperature test results under different degrees of subcooling

3.4 冷媒流量及输配能耗

图 10 给出了在不同 CPU 负荷以及冷媒过冷度的条件下, 冷媒质量流量 M_{134a} 测试结果。

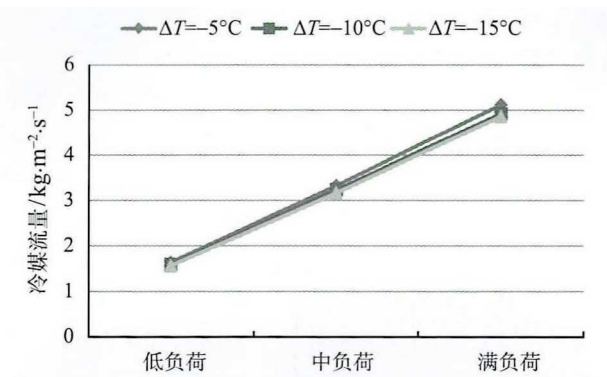


图 10 冷媒流量测试结果
Fig. 10 Tested results of refrigerant flow rate

图 11 给出了在不同 CPU 负荷以及冷媒过冷度的条件下, 冷媒泵和冷却水泵的总功耗 $W_{\text{pump-134a}} + W_{\text{pump-water}}$ 测试结果。

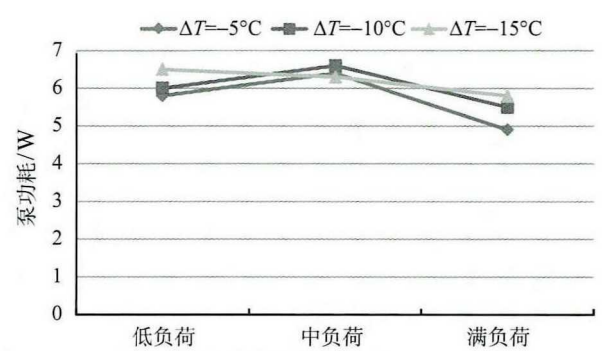


图 11 输配能耗测试结果 (水泵 + 冷媒泵)
Fig. 11 Tested results of pump power
(cooling water pump and refrigerant pump)

从测试结果看, 过冷度对制冷剂流量影响的很小, 因此对制冷剂输配能耗的影响可以忽略。影响制冷剂泵功耗的主要因素是 CPU 负荷。由于制冷剂必须达到一定的质量流量, 才能使整个两相流循环启动, 完成相变换热的目标。而在 CPU 处于中、低

负荷的时候, 由于制冷剂流速较低, 需要借助一定的功率来驱动制冷剂流动, 使制冷剂达到预定的流量。此时制冷剂泵的功耗大约在 0.5~1.0 W。当 CPU 满负荷运行时, 由于制冷剂蒸发加剧, 气液两相流中气相占比增加, 两相流的阻力随之增大, 需要更高的压头驱动。由于满负荷时循环回路中制冷剂密度差增加, 重力压头增大, 一定程度上补偿了驱动压头, 因此需要的外部驱动力 (即泵功耗) 有所减小, 从图 11 的测试结果中可以看出。

图 11 还可以看出, CPU 负荷对输配系统 (冷媒泵和冷却水泵) 能耗的影响主要体现在对冷媒泵功耗的影响。因此, 在相同的过冷度下, CPU 满负荷时的总输配能耗较小。冷媒过冷度主要由冷却水进水温度决定, 冷却水流量对冷媒过冷度的影响相对较小。因此在相同 CPU 负荷下, 不同过冷度时的总输配能耗差别很小。

4 能效分析

根针对该两相流循环冷却系统, 定义理论能效比: $\varepsilon = \text{散热量} / (\text{水泵能耗} + \text{冷媒泵能耗} + \text{冷却塔风机能耗})$ 。表 6 给出了长春市某通信数据中心机柜及空调系统的调研情况。

在不同 CPU 负荷工况下, 根据上述试验平台的能耗测试结果和工程调研情况, 在完全不开启冷水机组的条件下, 将该两相流微槽道散热系统应用于该数据中心 (原理图见图 12), 根据其全年理论能效比分析结果详见表 7。

从表 7 的分析结果中可以看出, 在完全依靠蒸发冷却设备 (如闭式冷却塔) 供冷的理想条件下 (non-chiller free cooling), 只要蒸发冷却设备供水温度不高于 30°C (冷媒过冷度不大于 -5°C), 该两相流循环散热系统应用于大型数据中心散热, 即可达到 7~10 的理论能效比。在实际工程中, 考虑到冷却水在输送过程中的漏热、温升, 中大型水泵、闭式冷却塔的实际功耗, 以及某些炎热地区在夏季部分时段需要开启制冷机供冷, 由于省去了巨大的风机能耗, 类似的两相流散热系统的实测能效比一般也会达到

表 6 长春市某数据中心主要配置调研统计

Table 6 Major information statistics of a data center in Changchun

机柜数量	单台机柜平均负荷/kW	逆流闭式冷却塔台数	冷却塔水量/t·h ⁻¹
100	1	1	20
冷却塔喷淋泵额定功率/W	冷却塔额定风量/m ³ ·h ⁻¹	冷却塔风机额定功率/W	冷却塔进水管直径 DN
750	8500	550	50
冷却水泵额定扬程/m	冷却水泵额定功率/W	室外空气干球温度/°C	室外空气相对湿度/%
20	1800	28	70

表 7 理论能效比分析

Table 7 Analysis of theoretical annual energy efficiency

工况	CPU 散热量/W	CPU 本体温度/°C	冷媒过冷度/°C	冷却水进口温度/°C	全年理论能效比 (不开冷机)
低负荷	50	60	-5	30	7.4
中负荷	100	63	-5	30	8.6
满负荷	150	65	-5	30	10.2

6~8^[26-29]。对于气象条件较好的城市 (如西南部山区、新疆部分地区和东北部省份), 由于全年空气湿球温度较低, 如果能将蒸发冷却设备的出水温度稳定控制在 30°C 以下, 在全年不开启制冷机的情况下, 该两相流散热系统的理论能效比可以达到 10 甚至更高^[30]。

5) 将该微槽道两相流冷却系统应用在大型数据中心, 如果室外蒸发冷却设备 (如闭式冷却塔) 的出水温度能稳定控制在 30°C 以下, 在全年不开启制冷机的情况下, 该两相流散热系统的理论能效比可以达到 10。

该微槽道两相流冷却系统适用于计算机房、通信机房、大型数据中心等发热密度大、冷却能耗高、传统的空气冷却技术越来越不能满足要求的场所, 具有良好的传热性能、较高的运行能效、较好的通用性、较高的可靠性和广阔的应用前景。如果该两相流冷却技术在模块化、通用化、维护调试方面能够进一步优化完善, 将具有巨大的节能优势、市场潜力和可观的经济社会效益。

参 考 文 献

[1] Shah A J. Exergy-Based Analysis and Optimization of Computer Thermal Management Systems [D]. Berkeley: University of California, 2005

[2] Mandel R, Dessiatoun S V, Ohadi M M. Analysis of Choice of Working Fluid for Energy Efficient Cooling of High Flux Electronics [C]//CALCE Electronic Products and Systems Center. Electronics cooling consortium, Maryland, 2011: 35-42

[3] Fakhim B, Behnia M, Armfield S W, et al. Cooling Solutions in an Operational Data Center: A case Study [J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 48(3): 24-30

[4] 谷立静, 周伏秋, 孟辉. 我国数据中心能耗及能耗水平研究 [J]. 中国能源, 2010, 32(11): 42-45

GU Lijing, ZHOU Fuqiu, MENG Hui. Analysis on Energy Consumption and Energy Efficiency of Data Centers in China [J]. China Energy, 2010, 32(11): 42-45

[5] 严瀚. 数据中心预冷节能方案研究 [J]. 暖通空调, 2015, 45(5): 50-55

YAN Han. Research on Pre-cooling Energy Saving of Data Center [J]. Journal of HV&AC, 2015, 45(5): 50-55

[6] Choi J, HA M, Lee Y. Thermal Management of High Density Power Servers Using a Compact Two-phase Loop Cooling System [C]//Institute of Electrical and Electronics Engineers. 29th IEEE SEMI-THERM Symposium, San Jose, 2013: 29-33

[7] 甘云华. 硅基微通道内流动与传热的可视化测量及其规律的研究 [D]. 合肥: 中国科学技术大学, 2006

GAN Yunhua. Investigation of Visual Measurement on Flow and Heat Transfer of Microfluidics Inside Silicon Microchannels [D]. Hefei: University of Science and Technology of China, 2006

[8] 刘东, 刘明侯, 王亚青, 等. 泡沫铜填充曲折槽道散热器内对

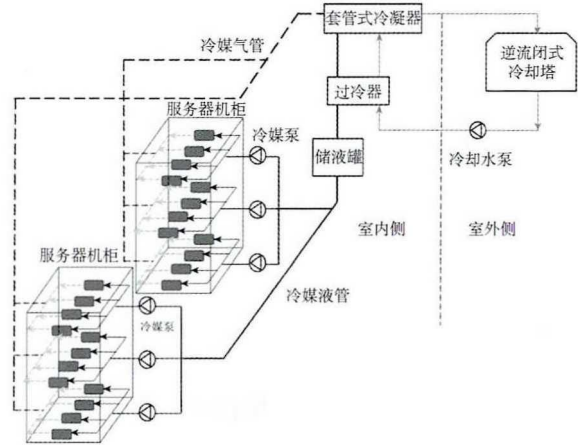


图 12 两相流微槽道散热系统应用于数据中心原理示意图
Fig. 12 Schematic diagram of the two-phase micro-channel heat transfer system applied in a data center

5 结 论

本文设计、加工并测试了一套以 R134a 为制冷剂的两相流微槽道循环冷却系统, 用于 CPU 等发热密度较高的电子学元器件的冷却, 并对该系统在长春市某数据中心的应用进行了理论分析, 得到的结论如下:

- 1) 在 CPU 负荷不变的情况下, 可以近似认为, 冷媒过冷度决定了室外冷源的种类、可用时间以及整个机房冷却系统的综合能效。
- 2) 在测试工况下, CPU 表面和制冷剂之间的传热温差都维持在 28~31°C 之间。
- 3) 在 CPU 发热密度 3.1~3.2 W/cm² 条件下, R134a 沸腾换热能力比较稳定, 综合传热系数基本保持在 1000~1200 W/(m²·°C)。
- 4) 在 CPU 满负荷工况下, 由于重力压头增大, 冷媒泵功耗相应减小。

- 流换热研究 [J]. 工程热物理学报, 2009, 30(11): 1935-1938
LIU Dong, LIU Minghou, WANG Yaqing, et al. Convective Heat Transfer in Tortuous Heat Radiator Filled With Open-cell Copper Foam [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(11): 1935-1938
- [9] 管宁. 微柱群阻力特性实验研究 [J]. 工程热物理学报, 2009, 30(11): 1898-1900
GUAN Ning. Experimental Investigation of Resistance Characteristics in Micro Pin Fins [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(11): 1898-1900
- [10] Choi J, Sano W, ZHANG W, et al. Experimental Investigation on Sintered Porous Wicks for Miniature Loop Heat Pipe Applications [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2013, 51(10): 271-278
- [11] David M P, Iyengar M K, Parida P, et al. Impact of Operating Conditions on a Chiller-less Data Center Test Facility With Liquid Cooled Servers [C]//Institute of Electrical and Electronics Engineers. 13th IEEE ITherm Conference, San Diego, 2012: 562-574
- [12] Ohadi M M, Dessiatoun S V, Choo K, et al. A Comparison Analysis of Air, Liquid and Two-phase Cooling of Data Centers [C]//Institute of Electrical and Electronics Engineers. 28th IEEE SEMITHERM Symposium, San Jose, 2012: 58-64
- [13] Olivier J A, Marcinichen J B, Thome J R. Two-phase Cooling of Data Centers: Reduction in Energy Costs and Improved Efficiencies [C]//Brazilian Institute of Thermal Science. 13th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering, Brazil, 2010: 427-437
- [14] 吴信宇, 吴慧英, 屈健, 等. 纳米流体在芯片微通道中的流动与换热特性 [J]. 化工学报, 2008, 59(9): 2181-2187
WU Xinyu, WU Huiying, QU Jian, et al. Flow and Heat Transfer Characteristics of Nanofluids in Silicon Chip Microchannels [J]. Journal of Chemical Industry and Engineering (China), 2008, 59(9): 2181-2187
- [15] 李腾, 刘静. 芯片冷却技术中的微/纳米材料与结构的研究进展 [J]. 微纳电子技术, 2004, 41(8): 21-27
LI Teng, LIU Jing. Latest Research Advancement and Assessment of Micro/Nano-scale Materials and Structures for Chip Cooling Devices [J]. Micronanoelectronic Technology, 2004, 41(8): 21-27
- [16] WU D, Marcinichen J B, Thom J R. Experimental Evaluation of a Controlled Hybrid Two-phase Multi-micro Channel Cooling and Heat Recovery System Driven By Liquid Pump and Vapor Compressor [J]. Refrigeration, 2013, 36(10): 375-389
- [17] Law M, Lee P S. A Comparative Study of Experimental Flow Boiling Heat Transfer and Pressure Characteristics in Straight- and Oblique-finned Micro-channels [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, 58(5): 797-810
- [18] M Law, P S Lee, K. Experimental Investigation of Flow Boiling Heat Transfer in Novel Oblique-finned Micro-channels [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, 57(8): 419-431
- [19] Madhour Y, Olivier J A, Paredes S, et al. Flow Boiling of R134a in a Multi-micro Channel Heat Sink with Hotspot Heaters for Energy-efficient Microelectronic CPU Cooling Applications [C]//IEEE Transaction of Packaging and Manufacturing Technology, 2011: 873-883
- [20] Madhour Y, Olivier J A, Paredes S, et al. Two-phase Flow Boiling of R134a in a Multi-micro Channel Heat Sink for Microprocessor Cooling [C]//European Workshop on Thermal-Electronic Components. 16th International Workshop on Thermal Investigations of ICs and Systems, Amsterdam, 2010: 1-6
- [21] Park J E, Thome J R. Critical Heat Flux in Multi-micro Channel Copper Elements with Low Pressure Refrigerants [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, 53(9): 110-122
- [22] Lee J, Mudawar I. Critical Heat Flux for Sub-cooled Flow Boiling in Micro Channel Heat Sinks [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52(10): 3341-3352
- [23] Bertsch S S, Groll E A, Garimella S V. Effects of Heat Flux, Mass Flux, Vapor Quality, and Saturation Temperature on Flow Boiling Heat Transfer in Micro-channels [J]. International Journal of Multiphase Flow, 2009, 35(6): 142-154
- [24] Megahed A. Local Flow Boiling Heat Transfer Characteristics in Silicon Micro Channel Heat Sinks Using Liquid Crystal Thermography [J]. International Journal of Multiphase Flow, 2012, 38(12): 55-65
- [25] Nascimento F J, Leão S L, Ribatski G. An Experimental Study on Flow Boiling Heat Transfer of R134a in a Micro Channel Based Heat Sink [J]. Express of Fluid Sciences, 2013, 45(10): 117-127
- [26] 中华人民共和国住房和城乡建设部, 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局, GB 50174-2008. 电子信息系统机房设计规范 [S]. 北京: 中国电子工程设计院, 2008: 46-48
Ministry of Housing and Urban-Rural Development of the People's Republic of China. General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China. GB 50174-2008. Code for design of Electronic Information System Room [S]. Beijing: China Electronics Engineering Design Institute, 2008: 46-48
- [27] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. Thermal Guidelines for Data Processing Environments-Expanded Data Center Classes and Usage Guidance [S]. Atlanta: ASHRAE Technical Committee 9.9, Mission Critical Facilities, Technology Spaces, and Electronic Equipment, 2011: 32-35
- [28] Patel C D, Sharma R, Bash C, et al. Thermal Considerations in Cooling of Large Scale High Compute Density Data Centers [C]//American Society of Mechanical Engineers. Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems, Denver, 2002: 767-776
- [29] 周海东, 黄翔, 屈元. 蒸发冷却空调在通信机房 (基站) 中的应用探讨 [J]. 洁净与空调技术, 2011, 35(3): 40-43
ZHOU Haidong, HUANG Xiang, QU Yuan. An Approach to Application of Evaporative Cooling Air Conditioning in Communication Room (Station)[J]. Journal of CC&AC, 2011, 35(3): 40-43
- [30] ZHANG H, SHAO S, XU H, et al. Free Cooling of Data Centers: A Review [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014, 35(2): 171-182