

数据中心空气冷却和风-液混合冷却的能耗比较

李宇婷,李志洋,张润婕,陶文铨

(西安交通大学西安市数据中心节能及低碳技术重点实验室,热流科学与工程教育部重点实验室,能源与动力工程学院,
710049,西安)

摘要:随着数据中心冷却技术的发展,对大功率部件采用液冷、其他部件采用风冷的风-液混合冷却分级散热已成为主要发展方向之一,而将其与传统冷却方式的部件级能耗进行比较研究对进一步优化风-液混合冷却方式的冷却性能和挖掘降耗潜力具有重要意义。本文建立了数据中心的能源利用模型,详细地介绍了服务器及冷却系统的关键部件及一维和三维耦合的建模方法,深入地讨论了服务器空气冷却和风-液混合冷却的系统能耗差异。其中,空气冷却代表了传统的冷却方式,风-液混合冷却是面向高功率服务器的新型冷却方式。在服务器部件尺寸,芯片功率和芯片最高温度相同的前提下,对两种冷却方式的结果进行比较分析,以量化能源消耗方面的差异。计算结果显示,相对于传统的空气冷却,混合冷却在冷机制冷压缩环节,服务器水泵功耗方面较空气冷却有非常明显的节能效果。并且,混合冷却中由于液冷系统部分没有空气-水换热器,不仅简化了系统,也可以进一步提高数据中心一次冷却侧和二次冷却侧的热量传递效率。风-液混合冷却在降低能源消耗方面具有明显优势。

关键词:数据中心;空气冷却;风-液混合冷却;能耗分析

中图分类号:TB61+1;TB69

TAO Wenquan. Numerical heat transfer [M]. 2nd ed. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2013. 文献标志码:A 文章编号:xxxx-xxxx(XXXX)XX-0001

- 12

Comparison of energy consumption of air cooling and air-liquid hybrid cooling in data centers

LI Yuting, LI Zhiyang, ZHANG Runjie, TAO Wenquan

(Xi'an key laboratory of energy-saving and low-carbon technology of data centers, key laboratory of thermo-fluid science and engineering, ministry of education, school of energy & power engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, 710049, P. R. China)

Abstract: With the development of data center cooling technology, air-liquid hybrid cooling with liquid cooling for high-power components and air cooling for other components, has become one of the main development directions. The comparative study of component-level energy consumption between the air-liquid hybrid cooling method and the traditional cooling method is of great significance for further optimizing the cooling performance and tapping the energy-saving potential of the air-liquid hybrid cooling method. This paper establishes a data center energy utilization model, introduces in detail the key components of the server and cooling system and the one- and three-dimensional coupling modeling method, and discusses in depth the system energy consumption differences between server air cooling and hybrid cooling. Air cooling represents the traditional cooling method, and hybrid cooling is a new type of cooling method that combines air and liquid. Given the same server component size, chip power, and chip maximum temperature, the results of the two cooling methods are compared and analyzed to quantify the difference in energy consumption. The comparison results show that compared with traditional air cooling, hybrid cooling has very obvious energy-saving effects in the refrigeration compression link of the chiller and the power consumption of the server water pump. In addition, since there is no air-water heat exchanger in the liquid cooling system of hybrid cooling, it not only simplifies the system, but also further improves the heat transfer efficiency of the first cooling side and the secondary cooling side of the data center. The air-liquid hybrid cooling has obvious advantages in reducing energy consumption.

Key words: data center; air cooling; air-liquid hybrid cooling; energy consumption analysis

数据中心数量的快速增长,加上其高能耗,可能会制定更严格的法规要求以促使数据中心降低能耗。由于冷却系统通常占传统风冷数据中心能耗的40%,因此采用更高效的数据中心冷却方案变得越来越重要。液冷是风冷数据中心的有效替代方案,特别是因为它能够处理现代高热流密度的计算芯片。单一风冷技术因存在局部热点、高能耗等问题^[1]已被证明不能满足大功率数据中心的散热需求。一种很有前途并且较简易的更替空气冷却的方法是风-液混合冷却。结合液冷与风冷的混合系统成为这一时期的主流,并逐步向全液冷迁移。

风-液混合的数据中心冷却通常采用液体模块冷板与高发热量部件(如CPU、GPU等)直接接触,以高效吸收热量^[2-4]。同时,服务器机箱内仍保留风冷系统,用于辅助冷却其他部件。许多研究表明,液体冷却的加入显著降低了冷却过程的能耗。其中一个主要原因是,由于空气和水具有不同的物理性质,导致它们的传热特性也有很大的不同^[5-6]。一些学者针对数据中心的冷却方式进行了多方面的比较分析工作。Y Q. Chi等^[5]在一些假设下,包括,IT系统满负荷运行,设施供水和回水温度升高,因此风冷解决方案需要完全机械冷却。最后得到,该数据中心采用封闭式、浸入式、直接液冷系统,能耗减少 95.88 kW,比混合式空气-水冷却系统节省 29% 的能耗。此外液冷数据中心通常不需要较多的风扇等旋转组件,提供了更高的可靠性。B. Watson等^[7]研究了风冷和浸没冷却的灵活性。对于液体浸没冷却系统,可以有一个灵活的数据中心冷却环境,可以满足现代世界不断变化的IT需求。A. Yatskov等^[8]提出了一套比较风冷和液冷的规格。首先是系统配置和运行条件。所考虑的假想计算机集群应产生约 1 MW 的IT功率。其次,该规范中的机柜架构假设每个水平卡都是从前面插入的,没有从机柜后面插入。第三,为了保持 65 °C 的外壳温度限制,风冷方法需要配备压缩机的冷水机,但液冷方法首选干式冷却器,证明了液体冷却比空气冷却更有效。尽管还有许多文章已经指出添加液冷的服务器比风冷服务器有优势^[9-12]。但是由于液体冷却和空气冷却数据中心都有完全不同的设计和硬件配置^[13-15],这使得在实践中很难进行直接比较和详细评估,所以有必要做进一步研究^[16-20]。本文对空气强制直接冷却和风-液混合冷却的服务器及冷却系统进行建模,建立数据中心能源利用模型,详细比较这两种不同的数据中心冷却方式。

本文首先对 1U 的服务器进行三维数值仿真计

算,获得服务器的精准物理场。将服务器的进出口温度,冷却剂流量和服务器压差代入数据中心二次冷却系统的能源利用模型中。一维和三维耦合建模流程如图 1 所示,在最终得到环境温度 35 °C 时,空气冷却和混合冷却的整体能耗结果,讨论两种冷却方式的运行特点及能耗差异。

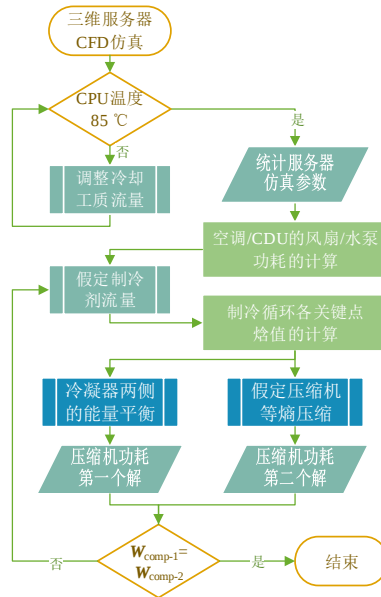


图 1 一维和三维耦合建模的流程图

Fig. 1 One-three dimensional coupling modeling flow chart

1 数值模型

1.1 服务器模型

空气冷却服务器和混合冷却服务器的三维物理模型如图 2。服务器模型为 1U 服务器,每个服务器有 2 个 CPU 处理器,其他辅助部件包括 15 个内存条和 1 个电源。CPU 尺寸为 18.8 mm×17.5 mm×1 mm,内存条尺寸为 220 mm×25 mm×4 mm,电源尺寸为 150 mm×110.5 mm×20 mm。

风冷服务器的 CPU 采用翅片热沉冷却,如图 2(a)所示,混合冷却的 CPU 采用冷板冷却,辅助部件均采

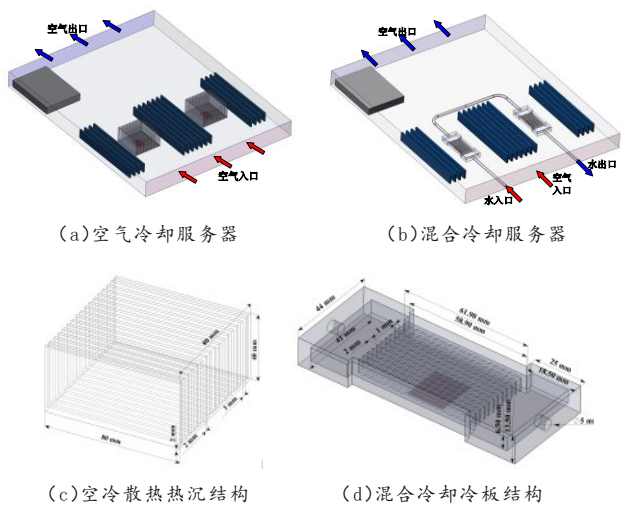


图2 空气冷却和混合冷却服务器的物理模型

Fig. 2 Physical model of air and hybrid cooling server

用风冷如图2(b)。材料及物性如表1所示。在冷板冷却的模型中,冷板的冷却工质是水,服务器为空气入口。为了合理公平地比较不同冷却方式数据中心的能耗,对比的前提条件包括,服务器内各部件的种类,数量,尺寸和功率完全相同,并保证CPU最高温度均为85℃,其他边界条件见表2。内存条和电源均以体热元方式加热,CPU底面以恒定热流方式加热。

表1 各部件材料及物性

Table 1 Materials and physical properties of components

部件	导热系数 /(W•m ⁻¹ •K ⁻¹)	密度 /(kg•m ⁻³)	热容 /(J•kg ⁻¹ •K ⁻¹)
内存条(陶瓷)	6.5	—	—
电源(陶瓷)	6.5	—	—
CPU(AIN)	180	3280	—
冷板(A1)	202.4	2719	871

表2 三维服务器仿真的边界条件

Table 2 Boundary conditions for server simulation

	空气冷却	混合冷却	
	空冷	空冷	冷板冷却
CPU功率/W	150×2	—	150×2
CPU热流密度/(W•cm ⁻²)	23.51	—	23.51
内存条功率/W	10×15	10×15	—
电源功率/W	10×1	10×1	—
入口温度/℃	20	20	40
CPU最高温度/℃	85	—	85
内存条最大温度/℃	—	75	—
总功率/W	460	160	300

采用计算流体动力学软件Fluent 2023 R1进行计算分析。动量和能量方程的对流项的离散格式为二阶逆风。采用SIMPLE算法处理压力与速度的耦合关系,压力、速度等松弛因子采用默认值。为简单起见做了以下假设:1)流体和固体的热物理性质都是恒定的;2)黏度耗散可以忽略不计;3)流体不可压缩;4)辐射传热可以忽略^[21]。基于以上假设,控制方程如下:

$$\nabla \cdot \boldsymbol{u} = 0$$

(1)

$$\rho_f(\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = -\nabla p + \mu_f \nabla^2 \mathbf{u} \quad (2)$$

$$\rho_f c_{p,f}(\mathbf{u} \cdot \nabla T_f) = k_f \nabla^2 T_f \quad (3)$$

$$0 = k_s \nabla^2 T_s \quad (4)$$

式中:变量 $\mathbf{u}$ 、 ρ_f 、 μ_f 、 T_f 、 k_f 、 $c_{p,f}$ 、 T_s 和 k_s 分别定义为流体速度、流体密度、流体黏度、流体温度、流体热导率、恒压比热容、固体温度和固体热导率。

网格独立性验证如图3所示,空气冷却网格数量为500万时,混合冷却当网格数量800万时,CPU最大温度的变化范围在0.9℃以内,故选用该网格数量对后续研究进行模拟分析。

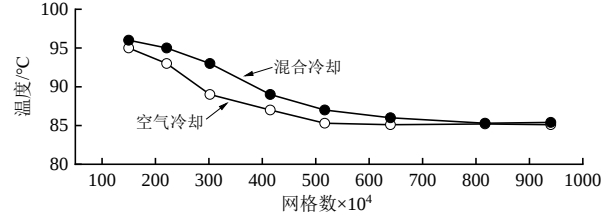


图3 网格无关性验证

Fig. 3 Independence verification of grids

1.2 冷却系统能源利用模型

1.2.1 空气冷却系统模型

图4显示了空气冷却系统的主要部件,服务器热量首先通过空气-水热交换器提供的冷气流消散,水通过冷机的制冷剂-水热交换器(蒸发器)冷却机架的空气,冷机的蒸汽压缩循环使用制冷剂从水中吸收热量,通过冷凝器将热量排出到外部环境。

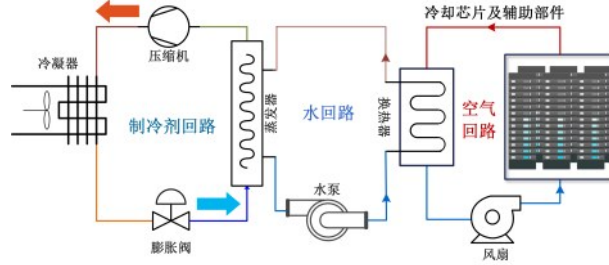


图4 空气冷却系统示意图

Fig. 4 Schematic diagram of air cooling system

服务器模型如1.1节中的空冷服务器所示,服务器数量为40,服务器总功率为 $\Phi_{\text{servers}}=18400 \text{ W}$ 。服务器的冷却空气由空气-水换热器提供,空气-水换热器依据总换热量和工质流量通过 Coildesigner 软件设计得到。空气-水换热器的风扇依据所需总风量选择 UF400AAA23^[22]。由于不考虑房间内的气流组织,故假设空调提供的风量有20%冗余,所以假设空气-水换热器(HTX1)制冷量冗余20%,换热量为

$$\Phi_{\text{HTX1}} = 18400 \text{ W} \times 120\% = 22080 \text{ W} \quad (5)$$

离开 HTX1 并进入服务器的空气温度 $T_{\text{air-out}}$, 离开服务器的空气温度 $T_{\text{air-in}}$, 通过热交换器的空气质量流量 m_{air} 是通过服务器三维仿真得到的,假定水侧的流量 m_{water} 已知,利用 Coildesigner 软件进行 HTX1 结构设计,管束结构如图5所示。管排形式为叉排,换热管类型为光管,管长800 mm,管内径7.3 mm,管外径7.5 mm。翅片类型为 Louver Fin,翅片间距2.44 mm,翅片厚度0.1 mm。空气-水换热器设计参数包括已知参数,迭代值及结果值。已知参数包括:空气侧空气入口温度及流量,水侧流量和换热器的总换热量 Φ_{HTX1} 。通过迭代水侧的入口温度,即可求得换热器其他参数。

服务器风扇及 HTX1 风扇功率计算公式为,

$$W_{\text{fan}} = (W_{\text{RIP}} / V_{\text{RAF}}) \times V_{\text{fan-air}} \times N_{\text{fan}} \quad (6)$$

式中: W_{fan} 是功耗, V_{RAF} 是额定风量, W_{RIP} 是额定输入功率, $V_{\text{fan-air}}$ 是空气的体积流率, N_{fan} 是风扇数量。

换热器水泵功耗根据所需压降进行计算,

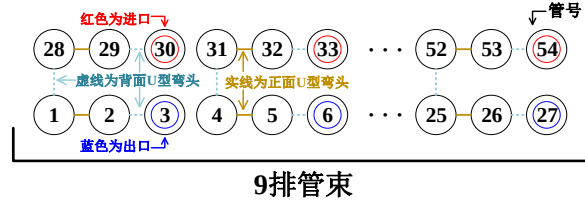


图5 空气-水换热器管束结构

Fig. 5 Air-water heat exchanger tube bundle structure

$$W_{\text{water-pump}} = (m_{\text{water}} \cdot \Delta P) / (\rho \cdot \eta) \quad (7)$$

式中: $W_{\text{water-pump}}$ 是水泵功耗, m_{water} 是水流量, Δp 是换热器水侧压降, ρ 是水密度, η 是效率, 假定为 90%。

制冷系统包括蒸发器、压缩机、冷凝器和膨胀阀, 制冷剂为 R134a。基本制冷循环如图 6 所示。蒸发器是制冷剂和水的换热器, 假设蒸发盘管内外壁均有较高传热系数, 所以假定蒸发器的蒸发温度 T_{EVsat} 与进入蒸发器水温 $T_{\text{water-out}}$ 的温差为 2 °C。此外, 对应的压力 P_{EVsat} 从制冷剂的饱和曲线得出。

由于冷机设计成防止液体进入压缩机, 所以蒸发器流出的状态 1 的气体为稍微过热, $h_1 = 1.001h_g$, h_g 是饱和蒸汽状态的焓, 状态 4 焓 h_4 由下式得出,

$$\Phi_{\text{evaporator}} = m_{\text{refrig}} \times (h_1 - h_4) \quad (8)$$

式中: $\Phi_{\text{evaporator}}$ 蒸发器换热量。 m_{refrig} 制冷剂流量。

从状态 3 到状态 4 的过程是制冷剂从饱和液态的恒定焓膨胀, 因此状态 3 的焓 $h_3 = h_4$, 通过查状态 3 的压焓图, 即能得到状态 3 的物性参数。

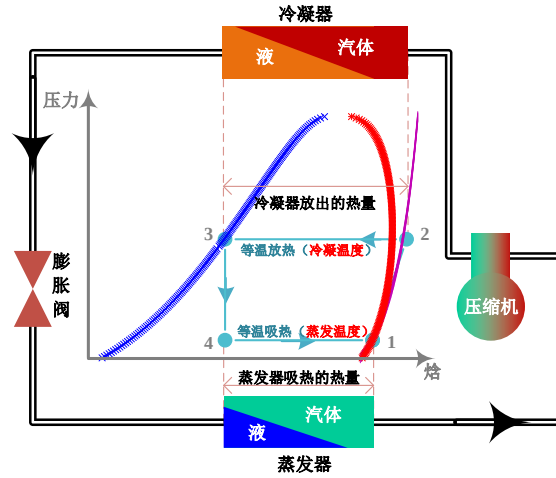


图6 制冷循环压焓图

Fig. 6 Refrigeration cycle pressure-enthalpy diagram

冷凝器的换热量可通过下式表达,

$$\begin{aligned} \Phi_{\text{condense r}} &= m_{\text{air}} \times c_{p \text{ air}} \times (T_{\text{ao}} - T_{\text{ai}}) \\ &= UA [(\Delta T_3 - \Delta T_4) / \ln(\Delta T_3 / \Delta T_4)] \end{aligned} \quad (9)$$

$$\Delta T_3 = T_{\text{ai}} - T_{\text{CONsat}} \quad (10)$$

$$\Delta T_4 = T_{\text{ao}} - T_{\text{CON sat}} \quad (11)$$

$$T_{\text{ao}} = T_{\text{CON sat}} - \frac{(T_{\text{CONsat}} - T_{\text{ai}})}{[e^{-(UA/(m_{\text{CONair}} \times c_{p \text{ air}}))}]} \quad (12)$$

式中: T_{ao} 为冷凝器的空气侧出口温度, T_{ai} 为冷凝器的空气侧进口温度, T_{CONsat} 为冷凝器的制冷剂侧的饱和温度, m_{CONair} 是冷凝器空气的质量流量, $c_{p \text{ air}}$ 是空气的恒压比热。

冷凝器的管束结构如图 7 所示。管排形式为叉排, 换热管类型为光管, 管长 1200 mm, 管内径 8.8 mm, 管外径 9.5 mm。翅片类型为 Louver Fin, 翅片间距 2.07 mm, 翅片厚度 0.14 mm。通过改变 R134A 流量和空气

流量,可以将冷凝器的 UA 绘制为空气流量的函数,如图8所示。

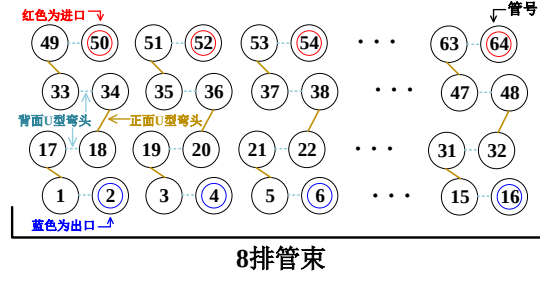
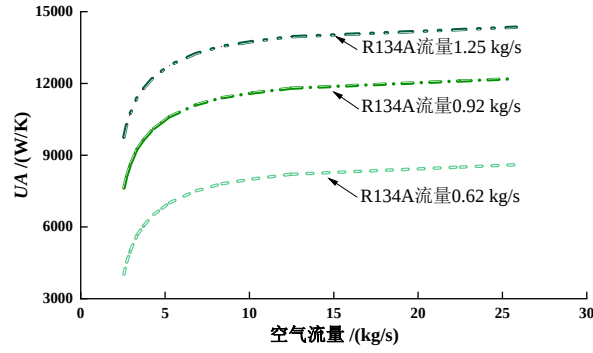


图7 冷凝器管束结构

Fig. 7 Condenser tube bundle structure



注:R134A 流量的函数关系

图8 冷凝器的总传热系数与空气和制冷剂

Fig. 8 Overall heat transfer coefficient for the condenser as a function of flow rates of air and refrigerant R134a

状态2下的焓 h_2 可以由热力学第一定律通过使从冷凝器到空气的热传递相等来确定,即,

$$\Phi_{\text{condenser}} = m_{\text{refrig}} \times (h_2 - h_3) = m_{\text{CONair}} \times c_{p, \text{air}} \times (T_{\text{ao}} - T_{\text{ai}}) \quad (13)$$

压缩机的功 $W_{\text{comp-1}}$, 可以计算为,

$$W_{\text{comp-1}} = m_{\text{refrig}} \times (h_2 - h_1) \quad (14)$$

这是第一个解,是根据冷凝器两侧的能量平衡计算得到的,但由于它是围绕制冷剂流量迭代的,因此需要第二个解来验证原始解是否正确。压缩机的功 $W_{\text{comp-2}}$, 还可以表示为,

$$W_{\text{comp-2}} = m_{\text{refrig}} \times (h_{2-2} - h_1) \quad (15)$$

式中: h_{2-2} 为2点的实际焓值。在压-焓图上,对于理想制冷循环,状态1至状态2的压缩过程是恒定熵压缩。利用从 h_1 到 P_{sat} 等压线的恒定熵下的压焓图,可以查得状态2处的理想焓值是 h_{2s} 。假设压缩机效率为88%, h_{2-2} 可表示为,

$$h_{2-2} = h_1 + (h_{2s} - h_1) / 0.88 \quad (16)$$

这第二个解是依据先假定过程1→2的等熵过程,在已知压缩机效率的情况下计算得到,因为制冷剂流量为假定值,不同的制冷剂流量会得到不同的状态2的焓值。所以这种迭代方法是利用了机械制冷循环中所有与状态2点相关的过程进行同步计算。迭代假定的制冷剂流量,当通过所有相关过程,计算出的压缩机的两个功耗解, $W_{\text{comp-1}} = W_{\text{comp-2}}$ 的偏差在1%范围内,即认为制冷剂流量为假定值准确。

1.2.2 混合冷却系统模型

冷板冷却时,是将冷冻水直接泵送至冷板,因此冷板冷却的蒸发器中需要不同的制冷剂温度。混合冷却需要两台冷水机,否则,冷板将有比所需温度低得多的温度,会导致能耗变大。图9为混合冷却模型系统示意图,处理器采用冷板冷却,与空气冷却系统相比,直接去掉了效率较低的空气-水换热器,辅助部件采用空气冷却。

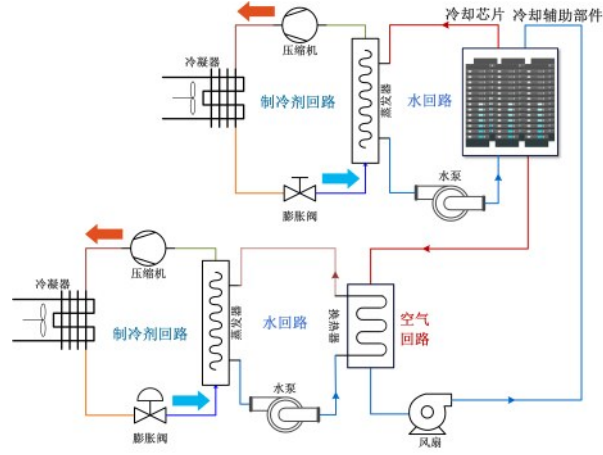


图9 混合冷却模型系统示意图

Fig. 9 Schematic diagram of hybrid cooling system

另外,冷板冷却管道会存在沿程压降,沿程压降计算公式为

$$\Delta p_f / \rho g = (64 / Re) \times (L / d) \times (v^2 / 2g) \quad (17)$$

式中: L 管长, d 管道直径, v 流体速度, g 重力加速度。 $d=5\text{ mm}$, $L=44.45 \times 40 \times 2=3556\text{ mm}$ 。其次服务器的冷板管道出入口存在弯头,局部阻力公式为

$$\Delta p_r = \xi \times (\rho v^2 / 2) \quad (18)$$

式中: ξ 是局部阻力系数,与局部阻力的形状有关,假设弯头为 90° , $\xi=0.15$ 。冷板压降,管道沿程压降和局部压降的总和为服务器水泵所提供的总压头。处理器总功率为 $\Phi_{\text{chip}}=12000\text{ W}$,辅助部件总功率为 $\Phi_{\text{accessory}}=6400\text{ W}$ 。混合冷却系统中的主要部件与上文介绍的空气冷却系统部件模型的计算方法及假设相同,在此不再赘述。特别的,在混合冷却中,辅助部件的风冷所需冷量也冗余20%,混合冷却中,CPU的冷板冷却部分也设置制冷量冗余20%,主要考虑的是冷量的损失。混合冷却系统与风冷冷却系统的不同如表3所示。

表3 混合冷却系统与风冷系统冷却方式对比

Table 3 Comparison of cooling methods between hybrid cooling system and air cooling system

		相同	不同
空气冷却	风冷	辅助部件采用风冷 冷冻水通过空气-水热交换器冷却空气(空调)	CPU采用风冷
	风冷	辅助部件采用风冷 冷冻水通过空气-水热交换器冷却空气(空调)	
混合冷却	水冷		CPU采用冷板冷却 冷冻水直接作为冷板 冷却工质(CDU)

2 结果与讨论

2.1 服务器三维模拟结果对比

风冷冷却服务器和混合冷却服务器的仿真结果如表4,温度云图如图10,仿真结果是40个服务器的累加,并假设服务器的出口工况完全相同。

根据仿真结果,40个空冷服务器需要的总风量为 $9255.56\text{ m}^3/\text{h}$,单个风冷服务器的风量为 $231.39\text{ m}^3/\text{h}$,选择的服务器风扇类型为轴流式UF92AM^[22],每个服务器的风扇数量是4个。40个混合冷却服务器冷却辅助部件需要的总风量为 $6478.89\text{ m}^3/\text{h}$,冷却CPU需要的去离子水量为 $1.413\text{ m}^3/\text{h}$,单个风冷服务器的风量为 $161.97\text{ m}^3/\text{h}$,选择的服务器风扇类型和数量与空冷服务器相同。

表4 服务器的模拟结果对比

Table 4 Comparison of simulation results of servers

	空气冷却		混合冷却
	空冷	空冷	冷板冷却
冷却工质入口温度/℃	20	20	40
冷却工质出口温度/℃	26.81	23.35	69.77
压差/Pa	440	150.8	7166.4
冷却剂流量/($\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$)	9255.56	6478.89	1.413

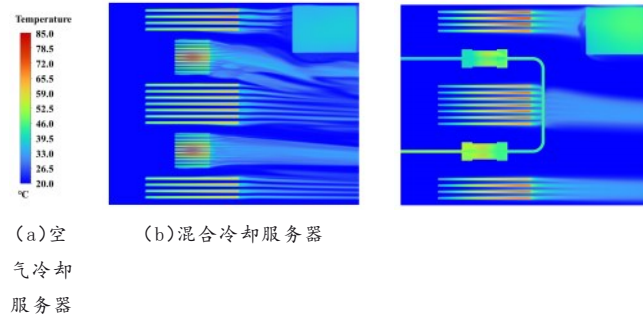


图10 不同类型服务器的温度云图

Fig. 10 Temperature distribution in different servers

2.2 数据中心两种冷却方式能耗结果对比

2.2.1 冷却系统部件能耗比较

在相同服务器功率下,数据中心空气冷却和混合冷却系统的部件能耗比较如图11所示。混合冷却的空气冷却辅助部件的系统和空气冷却相同,并假设水回路流量相同,所以水回路水泵功耗相同。另外,混合冷却中的冷板冷却的CPU部分去除了服务器和换热器风扇。所以混合冷却中的服务器和换热器风扇功率消耗来源于辅助部件的冷却,相比于空气冷却所需风量减少30%,所以这两类风扇的功率也减少了30%,减少0.59 kW。在服务器侧冷板的泵功相比于风扇功耗小得多。

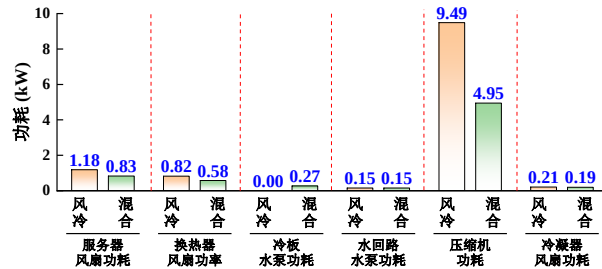


图11 部件能耗比较

Fig. 11 Comparison of component energy consumption

如图11,冷板水泵功耗仅为0.27 kW。主要原因在于水和空气的物性不同,带走相同的热量,所需水的流量比空气小得多,表4的服务器冷却剂流量结果也可以证明。所以在服务器侧和换热器侧,混合冷却共节约功耗0.32 kW。其中换热器侧,混合冷却节约0.24 kW。可见,混合冷却由于液冷系统没有空气-水换热器,不仅简化了系统,除去了大量风扇,也进一步提高了数据中心一次冷却侧和二次冷却侧的热量传递效率,是降低能耗的有效方法,也是冷板冷却的优势。冷机侧的压缩机和冷凝器风扇功率,混合冷却共节约4.56 kW。两种冷却方式的总能耗及各部件能耗占比如图12所示,空气冷却的能耗是混合冷却能耗的1.19倍。

由上文可知,所有冷却方式,冷却系统中压缩机的功耗都最大,分别占比31.37%,19.52%。所以降低压缩机能耗的是节能的另一有效方法^[23]。另外,在两种不同冷却方式下,风冷系统中的服务器风扇都是冷却

系统中耗能第二大的部件,其次为换热器的风扇。冷凝器风扇是所有风扇中功耗最小的,占比小于1%。两种不同冷却方式中,混合冷却方式共节约了4.896 kW,节能19.58%。因为未考虑照明等辅助部件的耗电,所以冷却系统能耗指标使用 $pPUE$,空冷变为混合冷却后, $pPUE$ 从1.644降低至1.378。

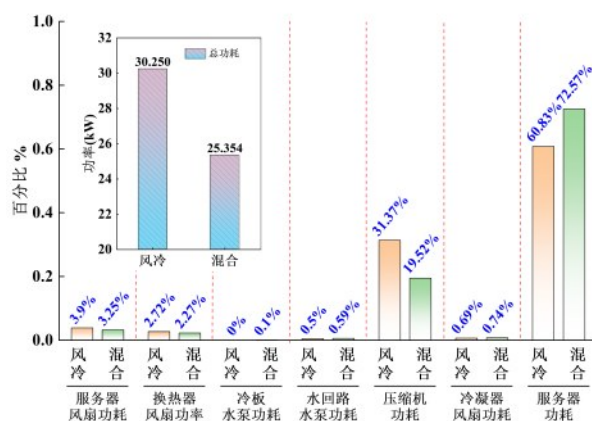


图12 各部件能耗占比

Fig. 12 Energy consumption ratio of each component

2.2.2 数据中心两种冷却方式的制冷循环比较

两种冷却方式制冷循环压焓图如图13所示,因为混合冷却包括风冷和液冷两个系统,所以在制冷循环比较图时,共绘制3个循环。包括全服务器空气冷却压缩制冷循环,混合冷却的空气冷却压缩制冷循环和混合冷却的冷板冷却压缩制冷循环。

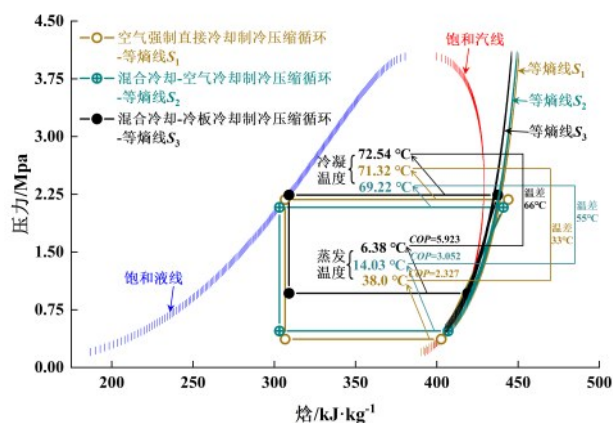


图13 制冷循环比较

Fig. 13 Comparison of refrigeration cycles

据上文所述,所有冷却系统中的压缩机功耗是最大的。制冷系数 COP 是制冷量与功耗的比值。本文中不同冷却系统的制冷循环 COP 值越高,表示在规定制冷量下,所消耗的能量越少。图13比较了蒸发温度,冷凝温度和 COP 。冷凝温度相差不大,但由于不同服务器的入口冷却工质温度有不同的要求,并且冷板冷却系统中,冷却工质水在蒸发器中直接与制冷剂换热,去除了空气冷却中中间回路(空气-水换热器HXT1的水回路),所以冷机的蒸发温度的差异较大。混合冷却中,由于使用冷板冷却CPU,空气冷却的辅助部件所需风量降低30%,所以蒸发温度是14.03 °C,较全服务器空气冷却提高7.65 °C。而冷板冷却系统中,由于所需的冷却工质温度提高为40 °C,并且系统中去除了空气-水换热器及水回路,去离子水直接在蒸发器中与制冷剂换热,在满足制冷条件情况下,冷机所需的蒸发温度提高至38 °C,较全服务器空气冷却提高31.62 °C,混合冷却的蒸发温度大幅度高于全服务器空气冷却,使混合冷却压缩机功耗的降低极为显著。

其中,混合冷却中的压缩机功耗降低4.54 kW,两种冷却方式总能耗差异是4.896 kW,压缩机功耗差异

占总能耗差异的 92.72%。综上所述,由于冷板冷却的使用,65%的热量都是通过冷板带走的,所以混合冷却的能耗大幅下降。混合冷却中冷板冷却比例的逐步提高是未来高热流服务器的主要方向

2.2.3 自然冷却对数据中心能耗的影响

当考虑自然冷却时,风冷系统和液冷系统的蒸发温度与机械制冷时相同,分别为 14.03 °C 和 38 °C。并且在自然冷却时,制冷剂循环与机械制冷相反,所以自然冷却的冷凝温度低于蒸发温度。自然冷却的启用条件取决于冷却系统中的冷凝温度是否高于环境温度^[24]。综上所述,在环境温度为 35 °C 时只有液冷系统可以考虑利用自然冷却。依据 2.2.1 节中得出的在环境温度 35 °C 时的冷却系统能耗,可得到,IT 负载均为 18400 W,空气冷却系统的冷却能耗总计 11850 W。混合冷却中的辅助部件空冷系统能耗总计 4181.61 W。CPU 液冷系统能耗总计 2771.92 W。

根据覃^[25]的研究,在天津地区,采用自然冷却的时,冷却系统的能耗占 IT 功耗的 7.42%。据此,若液冷系统可以考虑利用自然冷却,可以估算混合冷却中的 CPU 液冷系统能耗总计 1365.28 W,较机械制冷降低能耗 50.75%。综上所述,在环境温度为 35 °C 时,液冷系统直接利用自然冷源时,混合冷却的 *pPUE* 可以进一步降低至 1.301。自然冷却可以较大的降低冷却系统能耗,并且液冷系统较高的蒸发温度更有利于自然冷源的利用。

在经济性方面,全球约 70% 数据中心仍依赖风冷。混合冷却有利于现有机房面对高功率服务器的改造,改造成本大大降低。并且混合冷却的容错能力较强,当出现故障时,有多系统可以备用接管,保障数据中心整体稳定性。

3 结 论

本文对数据中心空气冷却和风-液混合冷却的三维服务器和一维冷却系统进行了建模和能耗分析,对比了这两种冷却方式下能耗差异的具体来源

主要结论如下:

(1)混合冷却由于液冷系统没有空气-水换热器,除去了服务器风扇和气-水换热器风扇的功耗,也进一步提高了数据中心一次冷却侧和二次冷却侧的热量传递效率,有效降低了混合冷却的能耗。

(2)对两种冷却方式,冷却系统中压缩机的功耗都是最大的,分别占比 31.37%,19.52%。所以降低压缩机能耗是数据中心节能的重要方式。

(3)在两种不同冷却方式下,风冷系统中的服务器风扇都是冷却系统中耗能第二大的部件,其次为换热器的风扇。冷凝器风扇是所有风扇中功耗最小的,占比小于 1%。

(4)由于混合冷却中辅助部件所需风量降低,以及冷板冷却系统中冷却工质温度提高,在满足规定的制冷条件情况下,冷机所需的蒸发温度提高,所以使得混合冷却中的压缩机功耗降低 4.54 kW,占两种冷却方式总能耗差异的 92.72%。

(5)对所分析系统混合冷却中空冷负荷约占总负荷的三分之一;逐步提高混合冷却中冷板冷却比例是未来高热流服务器的主要方向。

参考文献:+

[1] MOAZAMIGOODARZI H, GUPTA R, PAL S, et al. Modeling temperature distribution and power consumption in IT server enclosures with row-based cooling architectures[J]. Applied Energy, 2020, 261: 114355.

[2] RAMAKRISHNAN B, ALISSA H, MANOUSAKIS I, et al. CPU overclocking: A performance assessment of air, cold plates, and two-phase immersion cooling[J]. IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology, 2021, 11(10): 1703-1715.

[3] HUANG Jianwen, CHEN Cheng, GUO Guiyang, et al. A calculation model for typical data center cooling system[C]//Journal of Physics: Conference Series. IOP Publishing, 2019, 1304(1): 012022.

[4] CHO J, PARK B, JANG S. Development of an independent modular air containment system for high-

density data centers: Experimental investigation of row-based cooling performance and PUE[J]. *Energy*, 2022, 258: 124787.

[5] CHI Y Q, SUMMERS J, HOPTON P, et al. Case study of a data centre using enclosed, immersed, direct liquid-cooled servers[C]//2014 Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium (SEMI-THERM). IEEE, 2014: 164-173.

[6] NADJAH C, LOUAHLIA H, LEMASSON S. A review of thermal management and innovative cooling strategies for data center[J]. *Sustainable Computing: Informatics and Systems*, 2018, 19: 14-28.

[7] WATSON B, VENKITESWARAN V K. Universal cooling of data centres: A cfd analysis[J]. *Energy Procedia*, 2017, 142: 2711-2720.

[8] YATSKOV A. Comparison of HPC/Telecom data center cooling methods by operating and capital expense, *Electronics Cooling*, May, 2015.

[9] AHMED A, MOHAMED S, SALEM O, et al. Data centers cooling: A critical review of techniques, challenges, and energy saving solutions[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2024, 160: 246-262.

[10] CHOWDHURY U, SIDDARTH A, SAHINI M, et al. Raising inlet air temperature for a hybrid-cooled server retrofitted with liquid cooled cold plates[C]. *Proceedings of the ASME 2018 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Volume 8B: Heat Transfer and Thermal Engineering*. Pittsburgh, Pennsylvania, USA. 2018.

[11] FAN Y, SUN Y B, ZHANG G C, et al. Cold plate liquid cooling solution for hot-swapped components in server system[C]. *23rd IEEE Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems (ITherm)*, Aurora, CO, USA, 2024:1-4.

[12] HEYDARI A, RADMARD V, ESLAMI B, et al. Liquid to air cooling for high heat density liquid cooled data centers[C]. *ASME 2022 International Technical Conference and Exhibition on Packaging and Integration of Electronic and Photonic Microsystems*. Garden Grove, California, USA. 2022.

[13] 韩冰冰. 数据中心液冷技术发展现状[J]. *智能建筑*, 2020, (8): 73-76.

HAN Bingbing. Development status of liquid cooling technology in data center[J]. *Intelligent Building*, 2020(8): 73-76.

[14] 刘圣春, 徐智明, 李雪强, 等. 单相浸没式液冷箱体关键参数的仿真研究[J]. *制冷学报*, 2023, 44(02): 159-166.

LIU Shengchun, XU Zhiming, LI Xueqiang, et al. Simulation study on key parameters of single-phase liquid-cooling cabinet in data centres[J]. *Journal of Refrigeration*, 2023, 44(2): 159-166.

[15] 唐于晴, 王占军, 胡孝俊, 等. 单相浸没冷却数据中心的多尺度模型研究[J/OL]. *西安交通大学学报*, 1-11. [2025-0425]<http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.t.20250407.1118.004.html>.

TANG Yuqing, WANG Zhanjun, HU Xiaojun, et al. Multiscale modeling of single-phase immersion cooling for data center[J/OL]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 1-11. [2025-04-25]<http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.t.20250407.1118.004.html>.

[16] 黄国瑞, 刘宏伟, 赵耀, 等. 基于 TRNSYS 的数据中心制冷系统能耗分析[J]. *制冷技术*, 2024, 44(03): 36-43.

HUANG Guorui, LIU Hongwei, ZHAO Yao, et al. Energy consumption analysis of data center cooling system based on trnsys[J]. *Chinese Journal of Refrigeration Technology*, 2024, 44(03): 36-43.

[17] CHO J, KIM Y. Improving energy efficiency of dedicated cooling system and its contribution towards meeting an energy-optimized data center[J]. *Applied Energy*, 2016, 165: 967-982.

[18] HAM S, KIM M, CHOI B, et al. Energy saving potential of various air-side economizers in a modular data center[J]. *Applied Energy*, 2015, 138: 258-275.

- [19] 娄小军, 王学军. 数据中心水冷冷冻水系统能效分析[J]. 建筑节能, 2018, 46(01): 19-22.
- LOU Xiaojun, WANG Xuejun. Energy efficiency of water-cooled chilled water system in data center[J]. Building Energy Efficiency, 2018, 46(01): 19-22.
- [20] 程博, 陈奕, 王栋梁, 等. 数据中心水冷系统节能运行模式研究与应用[J]. 数字通信世界, 2023, (02): 146-148.
- CHENG Bo, CHEN Yi, WANG Dongliang, et al. Research and application of energy saving operation mode of water cooling system in data center[J]. Digital Communication World, 2023, (02): 146-148.
- [21] 陶文铨. 数值传热学[M]. 2版. 西安: 西安交通大学出版社, 2013.
- [22] Mechatronics Series. <https://www.mechatronics.com>.
- [23] WANG Zixing, HE Pu, LI Nan, et al. A fuel cell powered rack prototype for data center application with waste heat recovery: design consideration and experimental verification[J]. Energy Conversion and Management, 2024. 318: 118892
- [24] 邹海峰. 自然冷源在数据中心的应用[J]. 能源与节能, 2024, (12): 28-30.
- ZOU Haifeng. Application of Natural Cooling Sources in Data Centers[J]. Energy and Energy Conservation, 2024, (12): 28-30.
- [25] 覃海燕. 高热流密度芯片的水冷换热性能模拟和全年运行能耗分析[D]. 天津商业大学, 2023.
- TAN Haiyan. Simulation of water-cooling heat transfer performance and annual energy consumption analysis of high heat flux chips [D]. Tianjin University of Commerce, 2023.