

大运会东安湖边缘数据中心多联热管背板技术

朱建斌 王建波 严 峰 王丁会 敬 鹏

四川斯普信信息技术有限公司 四川成都 610000

摘 要：本文完成了成都大运会东安湖绿色边缘数据中心项目双冷源热管背板技术方案，这技术方案的实施，为提高机房及基站制冷空调技术水平提供更多的可行性参考。

关键词：双冷源热管背板技术；机房及基站制冷空调技术；PUE

一、机房及基站制冷空调技术

(一) 机房能耗综述

机 房 能 耗 的 评 比 标 准 —PUE (Power Usage Effectiveness), 是评价数据中心能源效率的指标, 是数据中心消耗的所有能源与IT负载使用的能源之比。

PUE值已经成为国际上比较通行的数据中心电力使用效率的衡量指标。PUE值是指数据中心消耗的所有能源与IT负载消耗的能源之比。PUE值越接近于1, 表示一个数据中心的越绿色, 节能化程度越高。

$$PUE = \frac{\text{数据中心总能耗}}{\text{IT设备能耗}}$$

$$= \frac{\text{IT设备能耗} + \text{空调系统能耗} + \text{配电系统能耗} + \dots}{\text{IT设备能耗}}$$

PUE基准是2, 越接近1表明能效水平越好, 既意味着单位能耗使用在业务上的效率越高。

据有关方面统计, 我国现运行的机房PUE值多数是在3.0以上, 远超出能效逻辑所阐述的标准机房基准数值。

这表明现有机房的能量约有60~70%都消耗到空调冷却设施上了;

而Google美国公司的数据中心PUE年平均值可以达到1.21, 美国Hp的新一代数据中心体验中心机房夏季PUE值可以达到1.6~1.7;

足以见到我们的数据中心机房之能源利用效率与世界水平的差异程度。

(二) 能效比: COP (Coefficient of Performance)

指空调器在制冷运行时, 制冷量与有效输入功率之比 (更进一步的应该是压缩机功耗), 该数值的大小反映出不同空调器产品的节能情况。

能效比数值越大, 表明该产品使用时所需要消耗的电功率就越小, 则在单位时间内, 该空调器产品的耗电

量也就相对越少。

理想状态下COP计算如下:

$$COP = \frac{q_c}{q_0 - q_c}$$

二、边缘机房绿色低碳制冷空调技术

(一) 双冷源模块多联热管制冷系统



图1 双冷源模块多联热管制冷系统

如图1所示:

(1) 双循环系统。热管系统、压缩制冷系统叠加二套系统相互独立 (非模式切换): 热管系统优先运行, 压缩制冷系统作为补充及备份室外温度30℃可利用自然冷却, 室外温度10℃可完全自然冷却;

(2) 主机双冷凝器, 空调末端双蒸发器设计, 优先热管系统换热;

(3) 过渡季节和冬季可实现冷量互备;

(4) 可叠加蒸发冷却技术, 如: 雾化喷淋技术、潜热冷却技术等;

(5) 热管系统、压缩制冷系统叠加, 自然冷源利用优先, 压缩制冷进行冷量补充或冷量备份。

(二) 系统特点

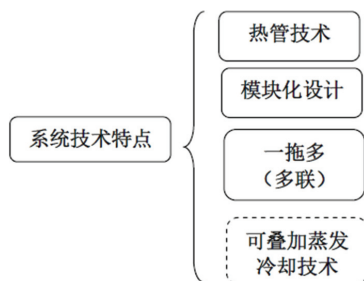


图2 双冷源模块多联热管制冷系统优势图

如图2所示, 双冷源模块多联热管制冷系统优势如下:

- (1) 系统简单, 维护方便;
- (2) 全氟系统, 无水进机房, 无需防冻;
- (3) 自然冷源利用时间长, 能效比高;
- (4) 模块化、定制化建设方案, 不同末端组合;
- (5) 可同时降低机房PUE值和WUE值。

(三) 灵活的产品组合

如图3所示, 模块化多联式热管冷源分小模块、中模块及大模块, 热管末端包含房间级热管空调、热管列间空调及热管背板空调, 根据机房布局、客户需求进行选择配置, 满足机房不同冷量需求。



图3 产品组合图

(四) 双冷源热管背板空调系统原理

(1) 室外循环采用热管换热与压缩机机械制冷配套

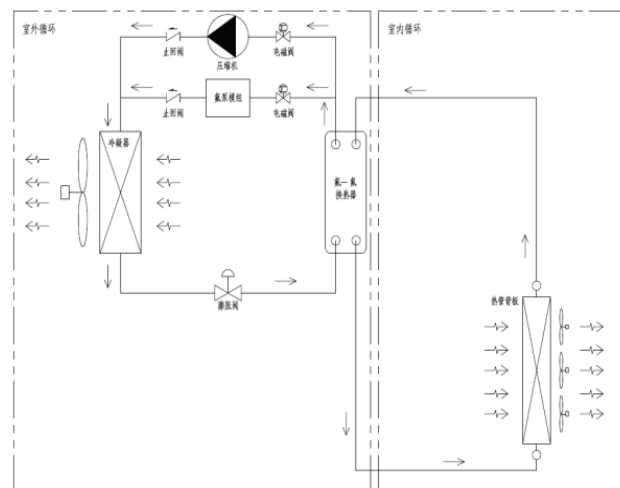
使用。在夏季, 制冷压缩机运行; 当室外温度低于设定点时, 自动切换为热管节能系统运行, 保证全年机房空调安全可靠运行。

(2) 室内热管循环是利用室内热管背板进风温度与室外循环系统冷媒之间的温度差和高度差作为驱动力, 使封闭管路中工质的蒸发、冷凝循环而形成动态热力平衡, 将室内的热量迅速且高密度的传递到室外, 降低室内的温度。

(3) 室内风机驱动机房内的空气流动, 将空气中的热量传递到室内背板换热器, 降低室内温度, 并使换热器中的液态工质蒸发成气态; 工质蒸汽从气体总管流到室外循环的氟-氟换热器中放热冷凝; 室外系统冷媒在氟-氟换热器中吸收室内热量蒸发后, 回到压缩机或者热管升温升压, 流入冷凝器放热冷凝, 将室内热量传递到室外空气中, 冷媒冷凝后成为高温高压的制冷剂液体, 经节流降温降压, 进入氟-氟换热器再次与室内冷媒进行热交换; 以上过程循环往复, 不断将室内的热量传送到外部环境中。

(4) 室外循环系统由传统的压缩机机械制冷系统和热管换热模块组成, 当室外温度较高时, 采用制冷系统运行, 当室外环境温度较低, 在满足室内循环温差要求前提下, 采用纯热管换热运行, 以减少压缩机运行功耗。室内循环通过工作介质自身的热力平衡完成, 并依靠自然力实现循环, 由室内外的温差驱动, 实现以高效节能的方式利用室外冷源对机房进行排热。

(5) 数据中心、核心机房、通信机房、边缘机房制冷空调, 可以采用这种双冷源新型热管背板制冷空调系统, 即双冷源热管空调一体化主机和室内的背板式热管空调末端的制冷方式。



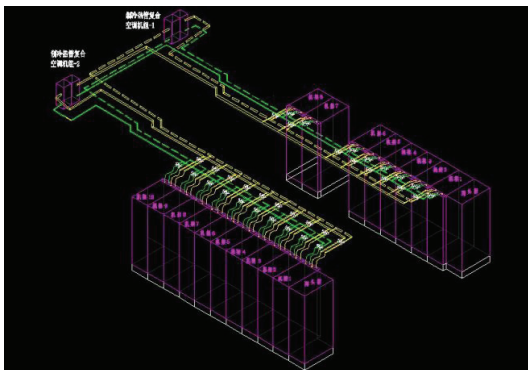


图4 双冷源热管背板空调系统原理图

(五) 双冷源热管背板空调系统图

如图5所示，采用双冷源热管空调室外机和室内的背板式热管空调的方式，室外机和室内背板式热管空调连接的制冷系统图。

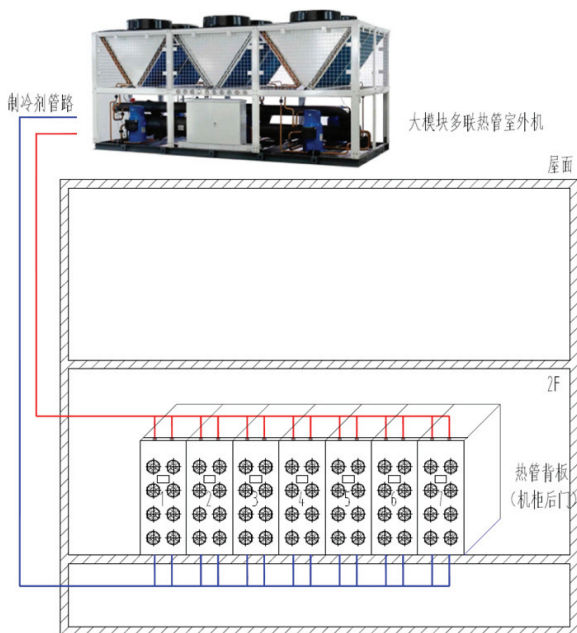


图5 双冷源热管背板系统图

(六) 双冷源热管空调室外机



图6 双冷源热管空调室外机

如图6所示为双冷源热管空调室外机。

(1) 双冷源热管空调室外机工作原理

本项目产品是一种带自然冷却功能的数据中心空调系统室外冷源机组，为其配套的末端提供满足冷凝换热要求的冷媒流量，实现配套末端热管循环。双冷源热管空调一体化主机可以根据室外环境温度，充分利用自然冷源，降低制冷功耗。产品包含压缩制冷循环系统和热管循环系统，这是产品的基本制冷系统工作原理。

①压缩机机械制冷循环系统工作原理。该模式由室外压缩机机械制冷循环及室内热管换热循环两个循环组成。室外压缩机机械制冷循环工作流程为：经过压缩机压缩后的高温高压制冷剂气体，进入冷凝器与空气换热后被冷凝成中温高压液体，中温高压液体分别进入储液器、干燥过滤后流经膨胀阀，被节流降压成低温低压的液体进入蒸发冷凝器，吸收热管背板冷凝侧冷媒的冷凝热后蒸发成低温低压的气体流经气分后被压缩机吸入，再经压缩后进入下一次的压缩制冷循环。室内热管换热循环工作流程为：被冷凝后的热管背板侧冷媒通过重力作用送到背板蒸发器组蒸发，吸收机柜服务器散热后蒸发为过热气体，再流回冷凝蒸发器冷凝侧进行冷凝，如此循环往复从而达到冷却降温之目的。

②热管循环系统工作原理。该模式由室外热管换热循环及室内热管换热循环两个循环组成。室外热管换热循环工作流程为：氟-氟换热器蒸发侧的冷媒吸收热管背板冷凝侧冷媒的冷凝热后，蒸发成过热气态冷媒进入热管模组提升压力后进入冷凝器，与空气换热后被冷凝成过冷液体，再进入蒸发冷凝器蒸发侧，吸收热管背板冷媒的冷凝热后进入下一次制冷循环。室内热管换热循环工作流程为：被冷凝后的热管背板侧冷媒通过重力作用送到背板蒸发器组蒸发，吸收机柜服务器散热后蒸发为过热气体，再流回蒸发冷凝器冷凝侧进行冷凝，如此循环往复从而达到冷却降温之目的。

③压缩机机械制冷循环、热管换热循环联合运行：当室外环境在一定温度范围内，完全依靠热管不能达到制冷量要求时，可同步启动压缩机运行，此时热管全负荷运行，压缩机部分负荷运行，可减少压缩机全负荷运行功耗。

两种循环系统根据空调负荷、室外环境等条件进行控制切换，保证满足负荷要求的同时充分利用自然冷源，达到空调整能目的。

(2) 双冷源热管空调室外机主要部件

风冷双冷源热管空调一体化主机由压缩机、热管换热模组、冷凝器、板式蒸发冷凝器、储液器、气液分离器、膨胀阀、电磁切换阀、单向阀等辅助元件以及控制系统等组成。

(七) 热管背板空调末端

(1) 热管背板工作原理

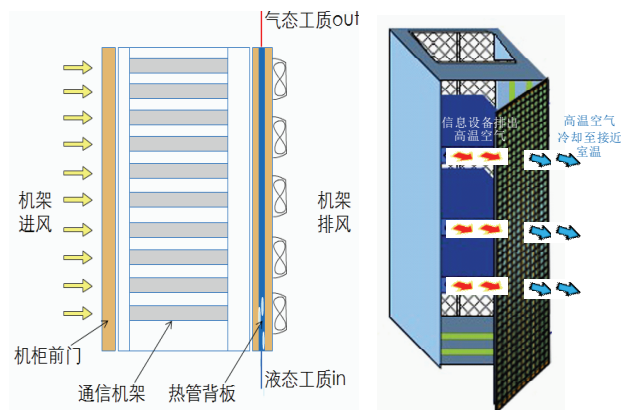


图7 热管背板工作原理图



图8 机柜热管背板运行流程图

如图7图8所示，机柜热管背板空调末端（简称：热管背板），是一种采用重力热管式换热器进行排热的设备，热管换热器依靠自身技术特点液体相变来实现传热，无须其它动力。在常规服务器柜体基础上，机柜热管背板空调通过将常规服务器柜体后门更换为具有排热功能的机柜热管背板，利用背板换热器内液体制冷剂蒸发吸热原理，通过冷媒管路，将柜体内服务器热量排出机房。机柜热管背板空调具有高可靠性，高显热比以及大流量

的特点，能够适用于不同散热密度的机房或数据中心。

机柜热管背板可实现机柜级冷却，热管蒸发器回风温度高，蒸发器与冷凝器之间的温差大，热管系统的制冷量与能效比均较高。

机柜级冷却，靠近热源，提高了换热温差，提高了换热效率，有效降低了能耗。

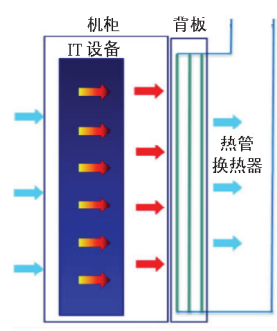


图9 热管背板换热过程图

机柜热管背板运行流程如图10所示。

①在机柜内通信设备的风机以及热管背板末端的风机产生的吸引力的作用下，机房内的循环空气通过机柜的开孔前门进入机柜并流通信设备；

②循环空气被正在运行的通信设备加热后温度升高成为热空气后，被排出通信设备；

③热空气被排出通信设备后，被吸入热管背板末端，热空气在流经热管背板末端时，热管空气的热量被热管背板末端中的液态制冷剂吸收，成为冷空气后，被排出机柜热管背板（背板），进入机房的环境中，气流组织示意如下图所示；

④如上图所示，热管背板末端中的液态制冷剂（本项目采用环保工质R134a）吸收了热空气的热量后，沸腾，并气化成为蒸汽状态，蒸汽状态的制冷剂在自身压差的作用下，被输送至机房外的冷凝中，并在冷凝中重新被冷却成液态制冷剂，然后回流至热管背板末端中。

四、PUE值及技术优势分析

(一) 双冷源热管背板制冷系统PUE值分析

以成都为例，如图10所示，2012年度，成都全年温度小时数分布图所示。

成都全年室外温度在10℃以下的时间为2181小时，占到全年时间的25%。

分段序号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
段节点	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30	35
≤ -10	-10 ~ -5	-5 ~ 0	0 ~ 5	5 ~ 10	10 ~ 15	15 ~ 20	20 ~ 25	25 ~ 30	30 ~ 35	> 35
0	0	14	459	1708	1410	1899	2044	1012	214	0

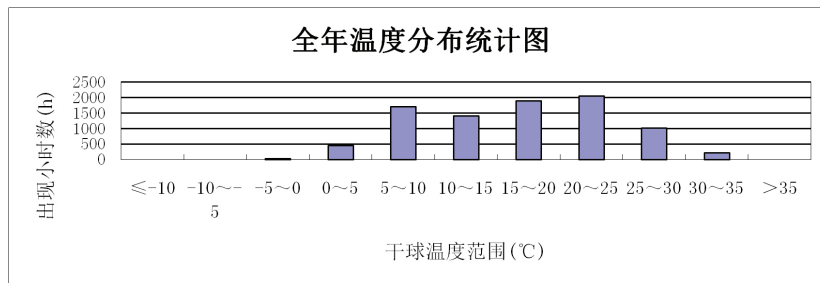


图 10 全年温度小时数分布图

根据上述分析看到，全年8760小时，其中：完全压缩供冷时间：1226h，全年占比14%；混合供冷时间：5353h，全年占比61%；可利用自然冷却时间：2181h，全年占比25%。

全年约25%的时间可以完全由热管换热循环为机房提供冷量；其余75%的时间，热管换热循环不能满足要求，需要开启压缩机循环制冷。完全由压缩供冷时间，约占全年的14%。

因此，针对热管换热循环与压缩机循环制冷的运行方式，提出运行策略，以下暂按这种运行模式进行估算。

(1) 这20个机柜的机房，在环境温度<10℃时，当热管循环提供的冷负荷满足基站机房正常运行所需的冷负荷时，此阶段运行热管循环，关闭压缩机循环制冷，热管换热循环运行时间 $h_2=2181h$ ；

$$E_2=W_2 \cdot H_2$$

式中： E_2 —单独热管循环的功耗，kW；

W_2 —系统循环功率， $2.5 \times 1 + (0.1 \times 3 + 0.08 \times 17) = 4.16kW$ ；

H_2 —全年中热管换热循环满足基站正常运行的时间，h；

$$E_2=2181 \times 4.16=9073kWh$$

(2) 这20个机柜的机房，在环境温度>25℃时，完

全开启压缩机循环制冷的能耗，此时的时间 $h_2=1226h$ ；

$$E_3=W_3 \cdot h_2$$

式中： W_3 —单独开启空调的功耗， $15 \times 1 + (0.1 \times 3 + 0.08 \times 17) = 16.66kW$ ；

h_3 —全年中压缩机循环制冷运行的时间，h；

$$E_3=1226 \times 16.66=20425kWh$$

(3) 这20个机柜的机房，在 $10^\circ C < \text{环境温度} < 25^\circ C$ 时，开启压缩机制冷和热管换热循环共同制冷的能耗，此时的时间 $h_2=5353h$ ，这个时间段，平均能效比COP取值=4.5；

$$E_4=W_4 \cdot h_4$$

式中： W_4 —开启空调和热管共同制冷的功耗， $50/4.5 \times 1 + (0.1 \times 3 + 0.08 \times 17) = 12.77kW$ ；

H_4 —全年中压缩机循环制冷运行的时间，h；

$$E_4=5353 \times 12.77=68358kWh$$

(4) 这20个机柜的机房，在环境温度>25℃时，使用传统风冷机房精密空调制冷的能耗：

$$E_1=W_1 \cdot h_1$$

式中：COP—机房精密空调能效比，取值=3

W_1 —使用常规空调制冷的功耗， $50/3=16.67kW$ ；

h_1 —全年中使用常规空调制冷运行的时间，h；

表 1

环境温度	第一种机柜输入功率 (kW)	第一种机柜数量 (个)	第二种机柜输入功率 (kW)	第二种机柜数量 (个)	设备输入总电功率 (kW)	每年小时数 (h)	机柜设备输入功耗 (kWh)	配电及电源损失功耗 (kWh)	建筑损失功耗 (kWh)	空调功率 (kW)	空调功耗 (kWh)
环境温度>25℃	5	3	2	17	49	1226	60074	3003.7	600.74	16.66	20425.16
10℃<环境温度<25℃	5	3	2	17	49	5353	262297	13114.85	2622.97	12.77	68363.76
环境温度<10℃	5	3	2	17	49	2181	106869	5343.45	1068.69	4.16	9072.96
分项汇总						8760	429240	21462	4292.4		97861.88
总功耗 (kWh)							552856.28				
PUE							1.288				

$$E1=8760*16.67=146000\text{kWh}$$

(5) 制冷模式占比分析:

全年 8760 小时, 其中: 完全压缩供冷时间: 1226h, 全年占比 14%; 混合供冷时间: 5353h, 全年占比 61%; 可利用自然冷却时间: 2181h, 全年占比 25%。

(6) PUE 计算表见上表 1。

经过 PUE 计算, PUE 年平均值为 1.288。

(二) 技术优势

①可将机房的年平均 PUE 值控制在 1.35 以下, 甚至 1.3 左右;

②全系统实现了 100% 的制冷量 2N 冗余, 更加安全、可靠;

③可实现机柜级散热和机柜级动力环境监控, 并可无缝接入机房动环监控系统;

④系统中完全不需要冷却水, 更加适用边缘机房、汇聚机房和通讯基站;

⑤可同时降低机房 PUE 值和 WUE 值。

结束语

本文完成了成都大运会东安湖绿色边缘数据中心项目双冷源热管背板技术方案, 这技术方案的实施, 为提高机房及基站制冷空调技术水平提供更多的可行性参考。

参考文献

- [1]住房和城乡建设部.JGJ 176-2009.公共建筑节能改造技术规范[S].北京:中国建筑工业出版社, 2010: 10.
- [2]住房和城乡建设部.GB50174-2017.电子信息系统机房设计规范[S].北京:中国计划出版社, 2009: 04.
- [3]中国通信标准化协会.YD/T 1821-2018.通信局(站)机房环境条件要求与检测方法[S]
- [4]全国信息技术标准化技术委员会.GB/T2887-2011.计算机场地通用规范[S]