

文章编号: 1671-6612 (2021) 05-706-07

# 某液冷服务器性能测试台的液冷系统设计

肖新文<sup>1</sup> 郑伟坚<sup>2</sup> 曾春利<sup>1</sup>

(1. 世图兹空调技术服务(上海)有限公司 上海 201108;

2. 世图兹空调技术服务(上海)有限公司广州分公司 广州 510610)

**【摘要】** 简述了二次侧集中循环直接接触冷板式液冷系统。介绍了位于顺德某液冷服务器性能测试台液冷系统的工程概况、设备选型、循环冷却液及系统流程;详细对比分析了3种冷源;着重介绍了通过扩大冷却塔的逼近度,提高冷却塔的出水温度,增大板式换热器的传热温差实现一次侧12.5℃、二次侧达15℃的大温差节能技术。

**【关键词】** 数据中心;液冷服务器;直接接触冷板式液冷;性能测试台;液冷系统设计;大温差  
中图分类号 TU831 文献标识码 A

## Liquid Cooling System Design of a Performance Testing Bench for Liquid-cooled Servers

Xiao Xinwen<sup>1</sup> Zheng Weijian<sup>2</sup> Zeng Chunli<sup>1</sup>

(1. Stulz Air Technology and Services Shanghai Co., Ltd, Shanghai, 201108;

2. Guangzhou Branch of Stulz Air Technology and Services Shanghai Co., Ltd, Guangzhou, 510610)

**【Abstract】** Briefly presents the secondary side centralized pumping cold plate direct contact liquid cooling system. Describes the general situation, equipment selections, circulating coolants and the system flow of the liquid cooling system for a performance testing bench of liquid-cooled servers, which is located in Shunde. Comparatively analyzes three different cold sources in detail. Elaborates energy-saving technology with large temperature difference, which realizes temperature differences of 12.5℃ in the primary side and 15℃ in the secondary side, through the ways of increasing the approximation of the cooling tower, improving the outlet water temperature of the cooling tower and expanding the heat transfer temperature difference of the plate heat exchanger.

**【Keywords】** data center; liquid-cooled server; direct contact plate liquid cooling; performance testing bench; liquid cooling system design; large temperature difference

## 0 引言

产业、建筑及交通分别消耗全球三分之一左右的能源,主要温室气体碳排放也在这个比例,具体各国因发展差异存在不同<sup>[1]</sup>。碳中和主要目的是减少大气圈中“黑碳”含量,实现绿色地球碳循环平衡,碳减排是实现碳中和的主要途径之一<sup>[2]</sup>。碳减排主要包括节约能源和提高能效,作为能耗大户,数据中心节能减排,提高制冷散热系统效率对于实现碳中和具有积极意义。事实上,数据中心行业一直在节能减排上积极探索:气流组织解决方案由普

通上下送风及行间水平送风<sup>[3]</sup>、冷热池通道封闭<sup>[4,5]</sup>向机柜级冷却<sup>[6]</sup>发展;而制冷方式从机房精密空调<sup>[7]</sup>、冷却背板<sup>[8]</sup>、空调箱及风墙<sup>[9,10]</sup>向液冷<sup>[11,12]</sup>发展。直接接触冷板式液冷可靠性及维护便利性均优于其他液冷系统<sup>[13]</sup>,液冷辅助精密空调风冷散热系统的部分电能使用效率(partial power usage effectiveness, pPUE)值低且全国各地都适用<sup>[14]</sup>,若与动态自然冷却空调系统等高效风冷散热系统搭配则该散热系统的pPUE值将进一步降低<sup>[15]</sup>,而且易于实现热回收,具有良好的热回收效益<sup>[16]</sup>,所

以直接接触冷板式液冷得到越来越多数据中心的青睐,液冷服务器的运用越来越多。为了测试冷板式液冷服务器的性能,作为液冷服务器的生产厂商建立相应的性能测试台成为一个亟需解决的课题。笔者曾参与某电脑厂的液冷性能测试台的规划设计及建设,目前该测试台已经通过验收,投入运行且状况良好,本文以此项目为例介绍冷板式液冷的系统设计。

## 1 液冷服务器液冷系统及液冷服务器性能测试台散热系统简述

### 1.1 液冷服务器液冷系统

目前数据中心采用的直接接触冷板式液冷系统为二次侧集中循环式系统,其架构如图 1 所示,由一次侧设备与二次侧设备组成。一次侧主要包括散热设备(冷水机组、干冷器或者闭式冷却塔)、循环泵及管路系统等辅件,二次侧主要包括机柜级分集水器(通常垂直安装)、服务器散热冷板(服务器厂家配套提供)及管路等辅件。一次侧及二次侧的换热在换热模块中进行。

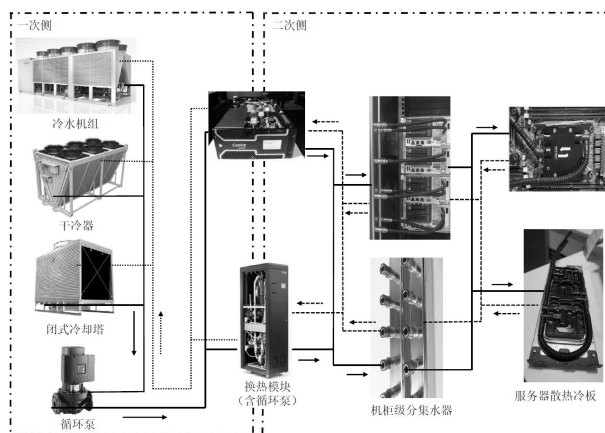


图 1 二次侧集中循环直接接触冷板式液冷系统架构简图

Fig.1 The schematic diagram of the secondary side centralized pumping cold plate direct contact liquid cooling system

### 1.2 液冷服务器性能测试台散热系统

服务器的性能测试是通过模拟按照预定的规则对其访问并提交服务请求,通过监测并分析服务器实时的相关运行数据,从而判定服务器的性能是否达到设计要求或者发现服务器的性能瓶颈,通常需要综合硬件、操作系统及应用程序等多方面来定位。服务器生产厂家通常关注诸如 CPU 的计算能

力、内存的延时及速率、I/O 的读写能力及网络的带宽等硬件的性能指标。为了准确了解服务器的技术指标,就需要在模拟的工作环境中进行性能测试。直接接触冷板式液冷服务器除了部分元器件风冷散热外,主要通过液冷冷却系统散热,故应为测试台设计符合实际运行状态的散热系统。

## 2 系统设计

### 2.1 项目简述

该项目位于佛山顺德,共 14 个机柜,布置在液冷服务器生产车间的测试区开放空间。每个机柜可测试 6 组服务器,合计可同时测试 84 组服务器。通常,除冷板散热外液冷服务器尚有约 20%~35% 的风冷散热量<sup>[17]</sup>,由于测试区配置了空调系统,且该空调系统涵盖了液冷服务器的风冷散热负荷,故该性能测试台仅需考虑液冷冷却系统。

### 2.2 设计室外参数及负荷的确定

项目地点佛山除与广州的球面距离相差为 27km,海拔高差 35m 外<sup>[18]</sup>,其他室外气象参数差异不大,故参考如表 1 所示的广州室外气象参数<sup>[19]</sup>作为系统设计及设备选型依据。每台服务器芯片液冷散热量为 1091W,每组有 4 台服务器节点,84 组服务器的合计散热负荷为 366.6kW。

表 1 设计用室外气象参数

	干球温度/°C	湿球温度/°C	相对湿度/%	风速/(m/s)	大气压力/Pa
夏季	34.2	27.8	-	1.7	100400
冬季	5.2	-	72	1.7	101900

### 2.3 冷源选择

冷板式液冷系统可以选择冷水机组、干冷器及冷却塔作为冷源<sup>[20]</sup>,表 2 详细列出了风冷冷水机组、干冷器及闭式冷却塔 3 种冷源的性能对比。尽管风冷冷水机组在数据中心有着广泛应用,且在低温启动、全年制冷、自然冷却及蒸发冷却技术上取得了长足的发展<sup>[21]</sup>,但从表 2 可以看出,除可提供较低的供液温度外,风冷冷水机组的其他性能均差,单纯液冷系统不宜选取该冷源方式,而水冷冷水机组系统复杂,该项目冷量负载不大,水冷冷水机组亦无性能的优势,也不合适。闭式冷却塔的综合性能优良,佛山地处华南地区,水资源十分丰富,故本项目采用闭式冷却塔作为冷源。

表2 3种冷源性能对比

Table 2 The performance comparison of three cold sources

	风冷冷水机组	干冷器	闭式冷却塔
夏季室外温度设计点供水/液温度 <sup>①</sup>	≤20℃	≥39℃	≥32℃
制冷方式	主要利用机械压缩制冷, 部分时间可配置自然冷却盘管辅助制冷	室外空气直接冷却盘管内液体, 利用室外空气的干球温度	被蒸发冷却后的室外空气冷却盘管内液体, 利用室外空气的湿球温度
占地面积 <sup>②</sup>	单位制冷量的占地面积 ≥0.021m <sup>2</sup> /kW	单位散热量的占地面积 ≥0.029m <sup>2</sup> /kW	单位散热量的占地面积 ≥0.015m <sup>2</sup> /kW
单位面积承重 <sup>②</sup>	≤556kg/m <sup>2</sup>	≤207kg/m <sup>2</sup>	≤680kg/m <sup>2</sup>
自然冷却能力	因机组出水温度及自然冷却盘管面积而异, 100%自然冷却温度通常低于出水温度 10℃左右	室外设计干球温度点即可实现 100%自然冷却	室外设计湿球温度点即可实现 100%自然冷却
耗水量	闭式循环, 不配置蒸发预冷则无需额外耗水	闭式循环, 无需额外耗水	被冷却液管内闭式循环, 但蒸发及飘逸需要额外消耗水, 耗水量与环境湿球温度及被冷却液温降相关, 可按照循环水量的 0.75%估算 <sup>[21]</sup>
初投资	设备部件多, 系统复杂, 在这 3 种方式中初投资最高	仅通过盘管直接散热, 结构简单, 部件数量少, 初投资低	初投资较干冷器高, 但远低于风冷冷水机组
运行费用	需要机械压缩进行制冷, 耗电功率大, 需要专人维护, 运行费用高	散热风机功耗略高于冷却塔, 几乎不需要专人维护, 运行费用低	散热风机功耗最低, 但需消耗一定的水, 同时需要定期维护, 运行费用与干冷器大致相当, 远低于风冷冷水机组。

注: ①风冷机组最高供水温度参照某欧洲知名品牌产品样本, 干冷器及闭式冷却塔的最低供水温度按照 4℃的逼近度确定。  
②风冷冷水机组、干冷器相关性参照某欧洲知名品牌产品样本, 冷却塔相关性参照某北美知名品牌产品样本。

### 2.4 循环冷却液

佛山顺德位于北纬22.4°, 在广州市的南部, 历年极端温度不低于0℃, 故一次侧循环水中不需要加防冻剂, 但是水质应符合《数据通信设备中心液体冷却指南》第5.1.1.4节的要求<sup>[23]</sup>, 本例采用纯净水。若项目地址的极端温度低于0℃, 则应在一次侧循环水中加入对应浓度的防冻剂。液冷服务器在全球各地运输, 为防止运输过程中残留在服务器中的冷却液结冰胀管, 依据液冷服务器产品要求, 二次侧采用预混合有机酸型冷却液PG25, 该冷却液既可实现运输途中的防冻又可确保运行期间的防腐, 保证系统长期稳定运行。

### 2.5 大温差散热

对于水系统而言, 合适的供回水(液)温差有利于降低设备初投资及系统运行费用, 大温差技术

是一项具有明显经济效益的技术措施<sup>[24]</sup>。对于散热冷板而言, 大温差措施的技术瓶颈在于其允许的最高进口温度及最小流量。本例服务器冷板的设计入口温度为40℃, 确保二次侧14个机柜的最小流量为21.9m<sup>3</sup>/h, 根据二次侧散热负载依据式(1)可计算出二次侧冷板可以承受的温差达15℃。

$$Q_s = cm\Delta t \tag{1}$$

式中,  $Q_s$  为散热量, kW;  $c$  为冷却液的比热容, kJ/(kg·℃);  $m$  为冷却液的质量流量, kg/s;  $\Delta t$  为冷却液进出冷板的温差, ℃。

实现一次侧冷却塔的大温差可以从提高回水温度及缩小逼近度两方面着手, 达到高温低流、使冷却塔更热的目的。提高回水温度, 加大进出水温差, 冷却系统的综合效率将提高<sup>[25]</sup>。在一定范围内, 温差越大则冷却塔的冷却能力越大, 既可降低冷却

塔及管路的初投资,又可以节省循环水泵的运行费用;当然温差也不能无限加大,过小的流量也会影响换热效率反而降低散热量。若过分缩小逼近度,降低出水温度而加大温差则会造成冷却塔尺寸加大、风机功耗增加,初投资与运行费用均会提高<sup>[26]</sup>,故在出水温度及散热量满足使用的前提下尽可能增大逼近度。而且,随着逼近度的增大,相同设计冷却能力的冷却温差随之增大,但闭式冷却塔通常无统一性能曲线组,需要生产厂商通过试验得出<sup>[27]</sup>。故闭式冷却塔的逼近度及温差特性因厂家而异。

温差加大,系统流量降低,设备及管路系统的压降都降低,有利于循环泵的节能,但一、二次侧实现大温差运行均与换热模块中板式换热器的性能密切相关。板式换热器的传热计算式如式(2)所示:

$$Q_c = KF\Delta t_m \quad (2)$$

式中,  $Q_c$  为传热量, kW;  $K$  为传热系数, kW/(m<sup>2</sup>·°C);  $F$  为传热面积, m<sup>2</sup>;  $\Delta t_m$  为换热平均温差, 其计算式如式(3)所示:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} \quad (3)$$

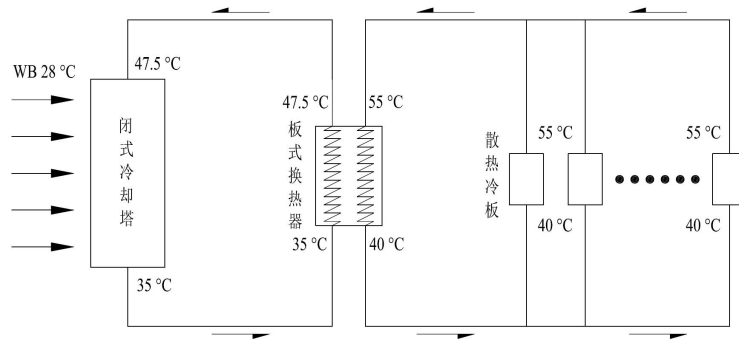


图2 散热温差流程图

Fig.2 The flow chart of the heat dissipation temperature differences

### 2.6 设备选型

在数据中心工程上冷却塔应按照极端温度进行选型<sup>[28]</sup>,但性能测试台并不需要时刻保持满载,且不需要全年 8760h 不间断连续运行,但应考虑湿热空气回流需在当地夏季室外设计湿球温度基础上适当增加 0.2~0.5°C 的修正值<sup>[29]</sup>,本项目按照修正湿球温度 28°C 进行选型。本项目并未设置备用机组,但是一次侧循环泵及二次循环泵(内置于换

热模块中)均采用一用一备的设计以提高系统可靠性,该测试台的液冷系统主要设备如表 3 所示。液冷散热系统的年  $pPUE$  值可以按照式(5)计算得出<sup>[30,31]</sup>:

$$\Delta t_m = \frac{1}{2}(\Delta t_{\max} + \Delta t_{\min}) \quad (4)$$

由式(3)及式(4)可知,增大换热流体的温差,换热平均温差  $\Delta t_m$  有多种变化可能,且此时流量变小,传热系数  $K$  值变小,由式(2)可知传热量也会发生变化,故大温差设计需要进一步校核板式换热器的换热量,确保换热量满足设计要求。理论上,板式换热器的传热温差  $\Delta t_m$  可以达到 1°C,但是过小的传热温差会造成板换配置过大,尺寸及初投资均会增加。

依据板式换热器及闭式冷却塔的产品性能,本项目闭式冷却塔的设计逼近度为 7°C,出水温度为 35°C,板式换热器换热温差为  $\Delta t_m$  为 6.2°C,一次侧出水温度为 47.5°C,一次侧进出水温差为 12.5°C。本项目的散热温差流程图如图 2 所示,通过扩大冷却塔的逼近度、提高冷却塔的出水温度、增大板式换热器的传热温差等一系列的技术措施实现了一、二侧的大温差设计。

热模块中)均采用一用一备的设计以提高系统可靠性,该测试台的液冷系统主要设备如表 3 所示。液冷散热系统的年  $pPUE$  值可以按照式(5)计算得出<sup>[30,31]</sup>:

$$pPUE = \frac{E_{LC} + E_{IT}}{E_{IT}} = \frac{\sum P_{LC}\Delta t + \sum P_{IT}\Delta t}{\sum P_{IT}\Delta t} \quad (5)$$

式中,  $E_{LC}$  为液冷系统全年总能耗;  $E_{IT}$  为 IT 设备全年总能耗;  $P_{LC}$  为某一室外工况点液冷系统

的总功率, kW;  $P_{IT}$  为某一室外工况点IT设备的总功率, kW;  $\Delta t$  为某一室外工况点的全年小时数, h。依据式 (5) 可将设计工况点的满负载  $pPUE_d$  值简化成式 (6) 进行计算:

$$pPUE_d = \frac{P'_{CT} + P'_{PP} + P'_{SP} + P'_{IT}}{P'_{IT}} = \frac{5.6 + 1.5 + 5.5 + 4.3 + 366.6}{366.6} = 1.046 \quad (6)$$

式中,  $P'_{CT}$  为设计工况点冷却塔的功率, kW;  $P'_{PP}$  为设计工况点一次侧水泵的功率, kW;  $P'_{SP}$  为设计工况点二次侧(换热模块)水泵的功率, kW;  $P'_{IT}$  为IT设备的设计满负载功率, kW。IT设备满负载运行时,冷却塔的实际运行功率将随室外工况在 0~7.1kW 之间变化,而其他参数不会变化,故该液冷散热系统的满负载年  $pPUE$  值落在 1.02~1.05 之间。

表3 液冷系统主要设备表

Table 3 The main equipment list of the liquid cooling system

	设备参数	台数
闭式冷却塔 <sup>①</sup>	进出温度: 47.5℃/35℃, 散热量 400kW, 流量: 27.5m <sup>3</sup> /h, 风机功率: 5.6kW, 喷淋泵功率: 1.5kW	1
一次侧循环泵	流量: 27.5m <sup>3</sup> /h, 扬程: 35m, 功率: 5.5kW	2
换热模块	一次侧进出温度: 35℃/47.5℃, 流量: 25.2m <sup>3</sup> /h; 二次侧进出温度: 40℃/55℃, 流量: 21.9m <sup>3</sup> /h; 单泵功率: 4.3kW	1

注: ①为应对将来可能增加的负载,在保持进出水温不变的前提下,冷却塔的流量及散热量稍预留余量。

换热模块作为该系统的核心部件,如图3所示,其主要由板式换热器、一次侧电动比例三通阀、二次侧循环泵、膨胀罐、安全阀、进出水管专用接

头、控制器及其面板等组成,通过对各个部件的精确控制确保二次侧出液温度恒定。

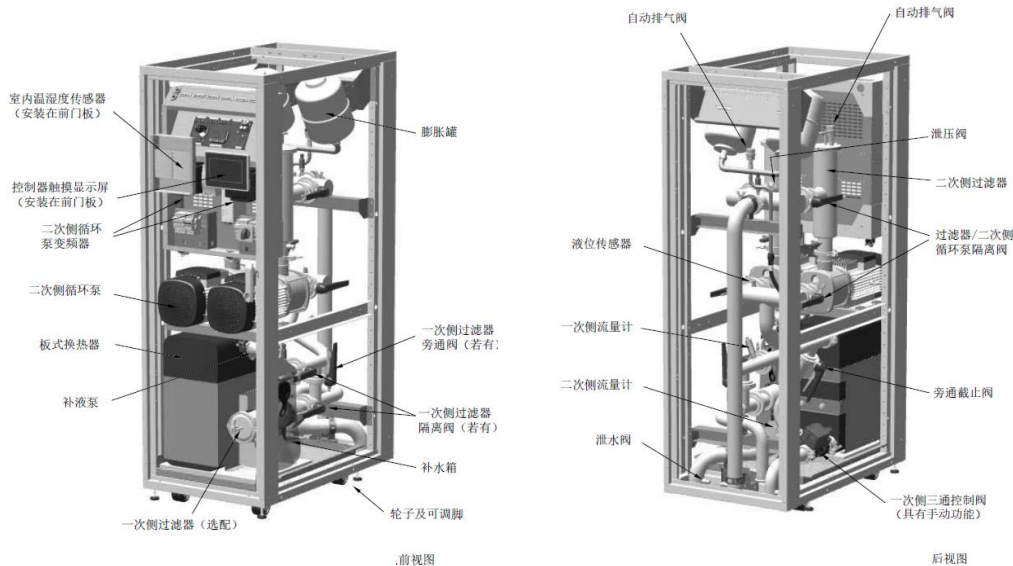


图3 换热模块机组结构示意图

Fig.3 the structural diagram of the heat exchange module

### 2.7 系统流程

该液冷系统流程示意图如图4所示,闭式冷却塔与换热模块均只有1台设备,管路系统与设备对应,无需配置双管路或者环路系统。一次侧只有1台换热末端无需考虑同异程问题,而二次侧有多个

末端,且分布生产车间的各个不同区域,为了确保各个末端设计水阻力基本一致,采用同程系统设计。一次侧管路采用不锈钢管,由于二次侧管路布置在已经开展生产的厂区内部,为了方便施工且尽量降低连接漏点风险,采用热熔PPR管。

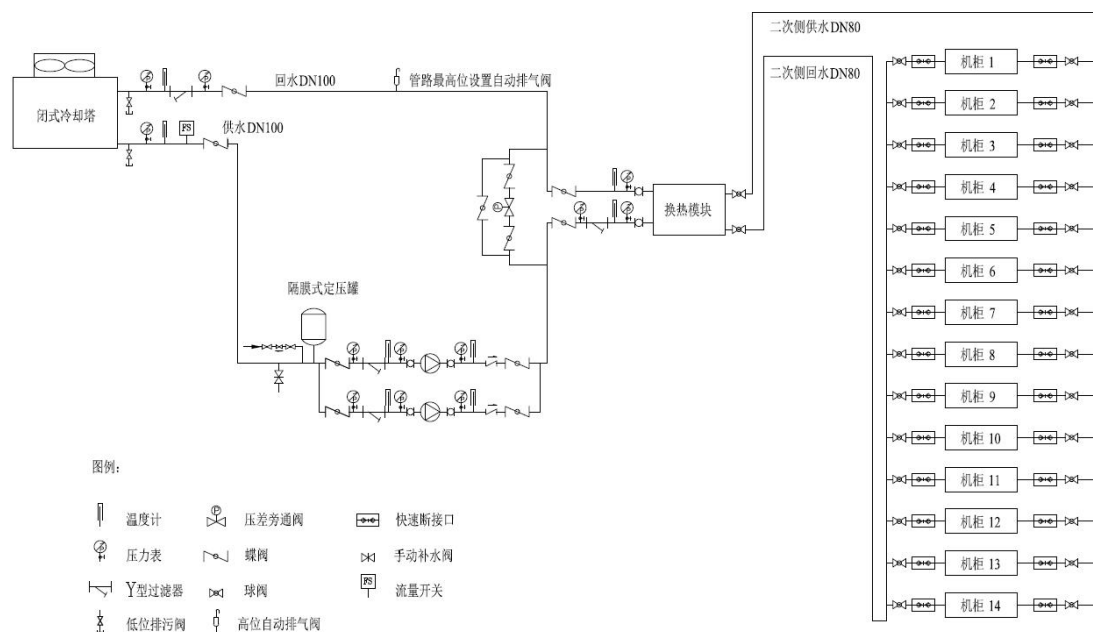


图4 液冷系统流程示意图

Fig.4 The principle diagram of the liquid cooling system

### 3 使用要点与设计反思

(1) 由于系统测试后部分冷却液会残留在服务器内, 二次侧系统的冷却液会逐渐变少, 应通过换热模块自带的控制系统实时监测, 及时补液。

(2) 该液冷系统存在经常开启和关闭的间断运行情况, 测试前必须确保换热模块及一次侧散热系统开启且已正常运行。

(3) 长期停机不用期间仍应对冷却液进行每年不少于两次的的质量监测确保其成分符合要求。

(4) 本例中不具备快速接头插拔次数的自动计数功能, 须测试人员手动计数或者按照每天平均测试量估算, 后续测试台项目应自动统计插拔次数以监控其使用周期及寿命。

(5) 本例中的冷却塔及换热器均采用已指定的业内知名品牌厂家数据作为设计依据, 除考虑为应对将来可能增加的负载, 冷却塔稍留设计余量外, 并未另行考虑设计余量。事实上, 不同厂家的计算数据存在差异, 为降低计算数据差异对于设备招标选型的影响, 宜考虑 10%~20%左右的安全余量<sup>[32]</sup>。

(6) 本例以冷板测试工况的入口温度与最小流量确定二次侧的温差, 充分利用换热模块中板式换热器的换热能力确定一次侧的温差, 实现了液冷

系统的大温差节能设计。对液冷系统的大温差技术进行综合效益评价, 探寻不同规模液冷项目的最佳温差分配方案将是接下来研究的重要课题。

### 4 结语

液冷作为工业和信息化部、国家机关事务管理局及国家能源局三部委倡导推广的新兴绿色技术产品<sup>[33]</sup>, 将在数据中心行业取得长足的发展, 但液冷项目的设计应用仍然有诸多问题需要进一步深入研究及实践。尽管液冷服务器性能测试台液冷系统与数据中心的具体应用略有差异, 但系统设计原则基本一致。笔者以液冷服务器性能测试台项目为例分享相关经验, 以期取得抛砖引玉的作用。

### 参考文献:

- [1] 王有为.谈“碳”——碳达峰与碳中和愿景下的中国建筑节能工作思考[J].建筑节能,2021,49(1):1-9.
- [2] 邹才能,熊波,薛华庆,等.新能源在碳中和中的地位与作用[J].石油勘探与开发,2021,48(2):1-9.
- [3] 张雪娇,周军莉,邓勤犁,等.数据中心三种送风方式的对比研究[J].建筑科学,2019,35(2):102-107,115.
- [4] 李婷婷,黄翔,耿志超.送风方式对热通道封闭数据中心热环境影响的模拟研究[J].流体机械,2019,47(6):62-67.

- [5] 王宁,陈龙泉,蔡丰,等.冷通道封闭对机房热环境影响的实验和模拟[J].暖通空调,2017,47(6):107-112,116.
- [6] 黄志林,董凯军,苏林,等.数据中心机柜级冷却数值模拟及空调容灾分析[J].新能源进展,2018,6(1):76-82.
- [7] 邢纪锋.浅谈某银行数据中心机房暖通设计[J].制冷与空调,2018,32(3):286-289.
- [8] 罗铭,李震.数据机房热管背板系统极端工况研究[J].工程热物理学报,2017,38(1):183-187.
- [9] 周煜康.风墙数据中心气流组织研究及能耗分析[D].西安:西安电子科技大学,2015:1-8.
- [10] 肖新文.新风直接冷却空调箱应用于数据中心的节能分析[J].暖通空调,2021,51(1):70-75.
- [11] KHEIRABADI A C, GROULX D. Cooling of server electronics: A design review of existing technology [J]. Applied Thermal Engineering, 2016,105:622-638.
- [12] KHALAJ A H, HALGAMUGE S K. A review on efficient thermal management of air and liquid-cooled data centers: from chip to the cooling system [J]. Applied Energy, 2017,205:1165-1188.
- [13] 肖新文,曾春利,邝旻.直接接触冷板式液冷在数据中心的运用探讨[J].制冷与空调,2018,18(6):67-72.
- [14] 肖新文.直接接触冷板式液冷在数据中心的节能分析[J].建筑科学,2019,35(6):82-90.
- [15] 肖新文.液冷与动态自然冷却的综合运用技术探讨[J].制冷与空调,2018,32(6):636-642.
- [16] 肖新文.直接接触冷板式液冷冷却数据中心的热回收探讨[J].建筑节能,2020,48(2):69-73.
- [17] ORÓ E, ALLEPUZ R, MARTORELL I, et al. Design and economic analysis of liquid cooled data centres for waste heat recovery: a case study for an indoor swimming pool[J].Sustainable Cities and Society,2018,36:185-203.
- [18] GB 50176-2016,民用建筑热工设计规范[S].北京:中国建筑工业出版社,2016:76.
- [19] GB 50736-2012,民用建筑供暖通风与空气调节设计规范[S].北京:中国建筑工业出版社,2012:143.
- [20] ASHRAE TC 9.9.2011 Thermal Guidelines for Liquid Cooled Data Processing Environments Whitepaper prepared by ASHRAE Technical Committee (TC) 9.9 Mission Critical Facilities, Technology Spaces, and Electronic Equipment [M]. Atlanta: ASHRAE, 2011:8.
- [21] 肖新文,曾春利,邝旻.数据中心用风冷水机组技术研究及应用进展[J].制冷技术,2018,38(4):48-58.
- [22] 殷平.数据中心研究(8):水资源利用[J].暖通空调,2018,48(3):1-7.
- [23] ASHRAE TC 9.9.Liquid Cooling Guidelines for Datacom Equipment Centers[M].Atlanta: ASHRAE, 2006:56-57.
- [24] 殷平.空调大温差研究(1):经济分析方法[J].暖通空调,2000,30(4):62-66.
- [25] 施敏琪,贾晶.冷水侧和冷却水侧大温差设计[J].制冷技术,2008,28(1):27-30.
- [26] 杨毅,任华华,郝海仙.数据中心冷却塔供冷应用分析[J].建筑热能通风空调,2014,33(1):80-82.
- [27] 章立新,陈岩永,沈艳,等.湿球温度与闭式冷却塔蒸发冷却能力关系的研究[J].工业用水与废水,2011,42(2):65-68.
- [28] 安真.数据中心工程冷却塔的选用[J].给水排水,2014,50(10):72-75.
- [29] 李云贺.大型能源中心循环冷却水系统设计探讨[J].给水排水,2018,54(2):78-81.
- [30] 殷平.数据中心研究(4):关键性能指标、电能使用效率PUE和EEUE[J].暖通空调,2017,47(4):36-45,135.
- [31] 肖新文.数据中心动态自然冷却空调系统及其应用[J].建筑节能,2019,47(1):39-44.
- [32] 陆耀庆.实用供热空调手册[M].第二版.北京:中国建筑工业出版社,2008:2058.
- [33] 工业和信息化部,国家机关事务管理局,国家能源局.关于加强绿色数据中心建设的指导意见[EB/OL].(2019-02-12)[2021-03-05].[https://www.miit.gov.cn/zwgk/zcwj/wjfb/zh/art/2020/art\\_57fdb9ba01c34552b6f43e732bc160c4.html](https://www.miit.gov.cn/zwgk/zcwj/wjfb/zh/art/2020/art_57fdb9ba01c34552b6f43e732bc160c4.html).