引用本文：孙洁，魏辉，苏鹏飞. 夏热冬冷地区数据中心高效磁悬浮冷水机组研发[J]. 暖通空调，2022，52(9)：179-184.
DOI：10.19991/j.hvac1971.2022.09.28

夏热冬冷地区数据中心高效磁悬浮冷水机组研发*

孙　洁[1☆]　魏　辉　苏鹏飞

（必信能源科技(苏州)有限公司，苏州）

摘要：随着城市数字化转型进程不断加速，数据中心冷负荷增大、能耗激增问题日益严峻。为了降低数据中心能耗，研发了高能效数据中心专用小压比磁悬浮冷水机组，并开展了实测研究。通过容量优化匹配、压缩比大范围可调、运行策略优化，可实现系统全年综合能效比达到 5 以上，为高效数据中心环控设备的规模应用奠定了基础。

关键词：数据中心；小压比；磁悬浮冷水机组；节能；测试

Development of high-efficiency magnetic levitation chillers for data centers in hot summer and cold winter zone

Sun Jie, Wei Hui, Su Pengfei

(BSE Energy Technology (Suzhou) Co., Ltd., Suzhou)

Abstract: As the urban digital transformation speeds up, the boost of IT equipment and servers results in the increase of cooling load and energy consumption of data centers. In order to reduce the energy consumption in data centers, this research investigates a high-efficiency magnetic levitation chiller with low-pressure ratio. Optimization design is implemented including identifying the optimal unit capacity, enabling a wider range of the compression ratio and optimizing the operation strategy. The improved system can achieve an annual comprehensive energy efficiency ratio of more than 5, which contributes to great potential of large-scale application in future.

Keywords: data center; low-pressure ratio; magnetic levitation chiller; energy saving; test

1　研究背景

智慧城市发展和信息化建设带动机房服务器功率密度和热量密度快速增长，数据中心冷负荷增大，机房制冷系统能耗增加，其节能降耗已成为研究热点。而数据中心能耗约有 40%来源于空调系统[1]，由此可见，提升空调系统能效对于数据中心节能至关重要。我国夏热冬冷地区冬季、过渡季环境湿球温度低[2]，全年可用于自然冷却的时间非常短。全年大部分时间都由压缩机主动制冷。提高冷水机组全年能效，是降低数据中心能耗的主要方式。数据中心散热负荷以显热负荷为主，基本不考虑除湿需求，因此宜采用调高数据中心冷水机组出水温度的方式。然而，常规冷水机组高温出水具有局限性。当冷水采用 12 ℃高温出水时，冷却水进水温度在 22 ℃以下的运行区域需额外装置调节冷凝压力恒定，这种低效强制运行不仅费用高、风险大，还损坏机组。

此外，传统机组小压比运行易出现压缩机供油不足问题[3]。陈清等人研究发现，压差供油压缩机的排气温度、供油温度及供油压差影响压缩机的供油量和润滑状态，进而影响冷水机组运行范围[4]。因此，传统冷水机组不能降低冷凝温度运行，即无法利用夏热冬冷地区低温时段的小压比运行工况，这限制了数据中心进一步降低能耗。江岸等人提出，高效空调器用压缩机应具有主动减小内压比的容量调节能力，以实现其与系统外压比和房间负荷匹配，进而提升压缩机全工况效率和空调季能效水平[5]。

* 上海市科委科研计划项目“超低能耗互联网数据中心节能关键技术研究与示范”(编号：19DZ1208500)

☆ 孙洁，女，1979 年生，硕士研究生，副总经理
215151　苏州高新区金沙江路 158 号 11 号厂房
E-mail：irene.sun@bse.com.cn

收稿日期：2022-01-14
修回日期：2022-03-31

但目前针对数据中心的低压比制冷机组研究较少，压缩比可调的高效制冷机组的研发亟待突破。

近年来，小压比磁悬浮冷水机组引起研究者关注。王银艳指出磁悬浮压缩机通过控制磁悬浮转子的轴向位移来实现压缩机风压的调节，通过液泵提供电动机冷却制冷剂，可实现机组在小压比工况下的长期稳定运行，避免传统压缩机的回油问题，其制冷机组可以在 10%～100%负荷率内实现大范围的制冷量连续调节[6]。Yan 发现，磁悬浮离心式冷水机组的年能耗可比恒定频率的制冷机降低 32%，在建筑节能减排方面具有明显效果[7]。Han 等人提出该类压缩机组振动和噪声小，可以满足基本的办公场所噪声要求[8]。但目前鲜见该类型机组应用于数据中心机房的研究。

本研究针对夏热冬冷地区气象条件和数据中心运行特点，提出了新型高能效数据中心专用小压比磁悬浮冷水机组设计方案，对样机开展实测研究。通过容量优化匹配、压缩比大范围可调及运行策略优化等方法，可实现系统全年综合能效比达 5 以上，在夏热冬冷地区具有较大的规模化应用潜力。

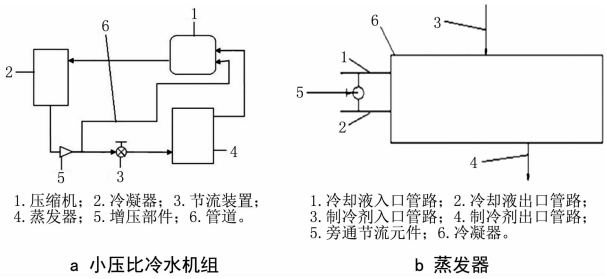
2 小压比磁悬浮冷水机组设计方案

2.1 小压比磁悬浮冷水机组设计原理

在制冷系统中，压缩机将来自蒸发器中的较低压力的蒸汽制冷剂绝热压缩后变成较高压力的蒸汽；冷凝器对来自压缩机中的蒸汽制冷剂进行冷凝，使得蒸汽制冷剂变成压力较高的液体制冷剂；当制冷剂流经节流装置后，变为压力较低的液体制冷剂；当液体制冷剂流经蒸发器时，蒸发器使制冷剂汽化，从而使温度降低，低温低压的制冷剂再流向压缩机，如此循环，实现制冷功能。

为了实现机组的小压比运行，在冷凝器与蒸发器之间安装了增压部件，提高液体制冷剂的压力，从而确保在小压比的使用条件下制冷量不减少，并且在增压部件和压缩机之间设置管道，使经过冷凝后的液体制冷剂流向压缩机。这样，当机组运行在低压比情况下，通过液泵提供电动机冷却制冷剂，可以实现机组的长期稳定运行。

为了克服磁悬浮压缩机在启动初期进出口压差较小、输入功率较小导致的系统启动速度缓慢、达到额定状态时间较长的问题，对机组的冷凝器进行了优化设计。通过开启旁通节流元件，降低进入冷凝器的冷却水流量，使部分冷却水未流经制冷剂换热管路，从而减少了系统内的热量排放，人为增加了系统负荷，使得压缩机进出口端的压差增大，从而达到使压缩机快速进入工作状态的目的。当排气压力达到设定压力后，逐步关闭阀体，系统运行后旁通节流元件为常闭状态，通过将旁通节流元件与压力监测装置相连，对压缩机出口排气压力进行监测，通过自动控制使系统由启动状态逐渐过渡至稳定工作状态。连接方式如图 1 所示。



a 小压比冷水机组　　b 蒸发器

图 1 连接方式示意图

在小压比磁悬浮冷水机组设计过程中，经计算与实测，确定换热器面积及换热管总数，实现均液板和蒸发器布管的优化[9]。引入水箱冷却水调节冷凝器和过冷器，通过设置自动调节阀调节水流量，实现精确控制冷凝温度和过冷度[10]；通过对设备过冷度的实测，调整冷凝器液体出口位置并优化过冷度。最终改进系统控制程序，实现对电子膨胀阀开度控制的优化[11]。测试样机的设计原理图见图 2。

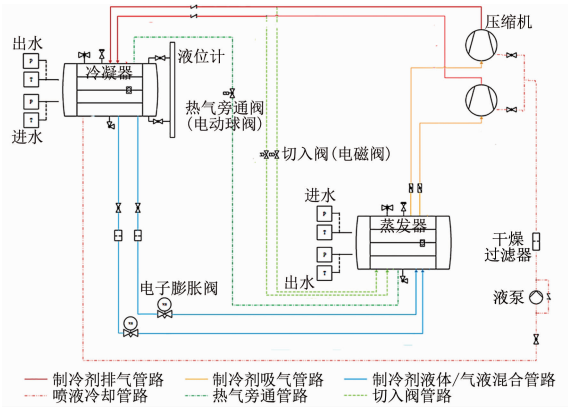


图 2 双机头小压比测试样机原理图

2.2 小压比磁悬浮冷水机组设计工况要求

机组管程的制冷剂为 R134a，壳程的载冷剂为水，压缩机主要参数见表 1。根据上海市气象条件和某数据中心负荷计算结果，可以得出小压

比磁悬浮冷水机组压缩机各工况下切换点具体参数(见表 2)。

表 1　机组压缩机主要参数

压缩机冷量/kW	623.50
功率因数	0.9
过冷度/℃	3
绝对进气压力/kPa	520.5
绝对排气压力/kPa	911.8
输入电流/A	120.3
吸气密度/(kg/m³)	25.23
压缩比	1.8

表 2　压缩机不同工况切换点

	小压比切换点数值	自然冷却切换点数值
冷量/kW	1 247	1 247
湿球温度/℃	23.1	10.7
冷凝温度/℃	34.15	23.9
过冷度/℃	3	3
蒸发温度/℃	17	17
吸气温度/℃	17.5	17.5
冷水进水温度/℃	26	26
冷水出水温度/℃	18	18

2.3　小压比磁悬浮冷水机组设计计算

首先对小压比磁悬浮冷水机组的冷凝器进行设计。在冷凝器的传热计算中,应充分考虑管排布置对换热的影响,因此,在传热计算之前须对冷凝器进行初步结构设计计算[12]:选取热流密度值,根据冷凝器长径比的合理范围确定流程数、每流程管数、有效单管长及壳体内直径,然后通过计算确定换热面积,计算冷却水侧的阻力,并确认连接管初步设计所布置的冷凝换热面积能满足要求。计算结果如表 3 所示。

表 3　冷凝器各参数计算结果

冷凝负荷	1 368.58 kW
冷凝器筒体直径	566 mm
传热管总根数	320
流程数	2
换热管长	3 m
冷却水进水温度	30 ℃
冷却水出水温度	35 ℃
冷凝器换热面积	57.45 m²
冷凝器总换热系数	1 460.31 W/(m²·K)
冷凝器水管路总压降	46.4 kPa
冷却水流速	2.18 m/s
冷却水流量	240.4 m³/h
换热管标称直径	19.05 mm
冷凝温度	36 ℃

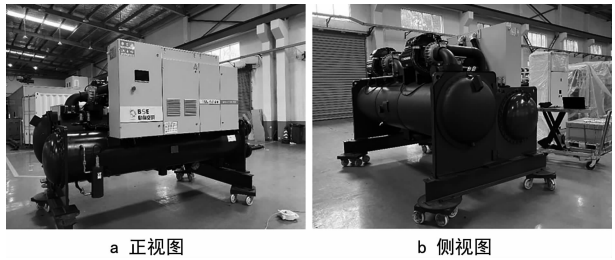
根据制冷循环热力计算确定制冷剂流量和冷水流量。确定换热管的基本尺寸,假定基于外表面积的热流量,并确定所需的外表面换热面积,除去折流板,计算实际换热长度及所需根数。假定换热系数和制冷剂流速,确定满足换热面积的有效单管长,计算实际有效换热面积及实际水侧换热系数,并确定总阻力及连接管管径等,最终计算结果见表 4。

表 4　蒸发器各参数计算结果

传热管总根数	270
流程数	20
换热管长	3 m
冷水进水温度	26 ℃
冷水出水温度	18 ℃
换热器水管路总压降	24.12 kPa
换热面积	48.48 m²
蒸发温度	170 ℃
冷水流量	134.28 m³/h
蒸发器总换热系数	1 662.85 W/(m²·K)
冷水流速	1.32 m/s
进出水温差	8 ℃
计算筒体直径	616 mm

3　小压比磁悬浮冷水机组实验测试

为验证此设计的能效提高程度,该项目设计了一款双机头小压比测试样机,实物样机如图 3 所示,实验中所用到的仪器如表 5 所示。依据 GB/T 18430.1—2007《蒸气压缩循环冷水(热泵)机组 第 1 部分:工业或商业用及类似用途的冷水(热泵)机组》要求,在冷水机组性能测试台上对目标机组进行性能测试,验证机组性能。水冷式冷水机组测试台见图 4,测试所用仪器如表 5 所示。测试冷量范围为 245～2 820 kW,其测试精度超过国标要求,能对冷水机组进行国标工况、ARI 运行工况等测试。该测试台可采集蒸发器、冷凝器的进出水温度、进出水压差及水流量,并同时测量机组的功率、电流、电压、功率因数等参数,在线计算机组效率,并可进行热平衡校验。



a 正视图　　b 侧视图

图 3　测试样机实物模型图

3.1　测试方法

冷水机组按 GB/T 10870.1—2001 的规定进行试验测定,计算流程如图 5 所示。

冷水机组与测试台连接,启动冷水机组达到预

表 5 测试仪器

	测量范围	精度
制冷剂检漏仪		3g/a
压力试验装置	0～1.6 MPa	0.25 级
压力传感器	0～16×10^5 Pa,0～25×10^5 Pa	0.25 级
绝缘电阻仪	100 kΩ～10 TΩ	±1.0%
电气强度测试仪	0～10 kV,0～20 MA	±2.0%
在线运转设备和产品性能测试	245～2 820 kW	±1.5%
接地电阻测试仪	0～200 MΩ	±2.0%
铂电阻	0～350 ℃	0.1 级
流量计	12.7～700 m^3/h	0.5 级
功能测量仪器	800 A/5 V	0.1 级

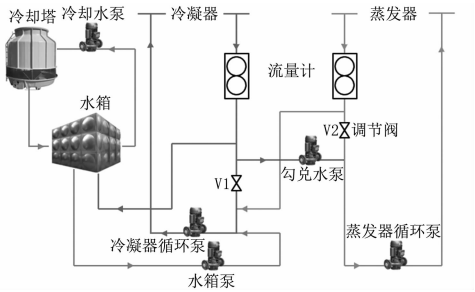
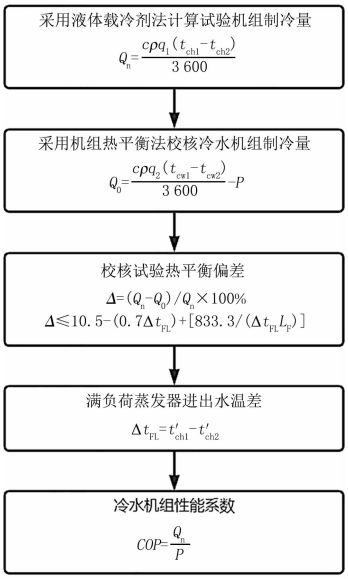


图 4 测试台系统图



注：Q_n 为主要实验测量的机组净制冷量，W；c 为平均温度下水的比热容，J/(kg·℃)；ρ 为平均温度下水的密度，kg/m^3；q_1 为冷源侧水体积流量，m^3/s；t_{ch1} 为冷源侧水进口温度，℃；t_{ch2} 为冷源侧水出口温度；Q_0 为校核试验测量的机组制冷量，W；q_2 为热源侧水体积流量，m^3/s；t_{cw1} 为热源侧水出口温度，℃；t_{cw2} 为热源侧水进口温度，℃；P 为压缩机电动机的输入功率，W；Δ 为校核试验和主要试验之间的偏差；Δt_{FL} 为满负荷时蒸发器进出水温差，℃；L_F 为满负荷，W；t'_{ch1} 为满负荷时蒸发器进水温度；t'_{ch2} 为满负荷时蒸发器出水温度；COP 为性能系数。

图 5 计算流程图

设测试工况，认为稳定运行 5 min 后处于稳定工况，开始测量：通过安装在冷水进出水、冷却水进出水管道上的铂电阻测量冷水进水温度 t_{ch1}、冷水出水温度 t_{ch2}、冷却水进水温度 t_{cw1}、冷却水出水温度 t_{cw2}；通过安装在冷水出口和冷却水出口管道上的流量计测量冷水流量 q_1 和冷却水流量 q_2；根据安装在主电源回路上的功率计测量冷水机组实测功率 P。

在测试冷水机组时，温度和流量偏差应符合：在制冷名义工况下使用侧水流量±5%；使用侧出口水温±0.3 ℃；放热侧进口水温±0.3 ℃；放热侧水流量±5%。在测试机组时，其最大偏差不超过规定：机组实测制冷量 Q_n 应不小于机组额定制冷量的 95%；机组实测功率 P 应不大于机组额定功率的 110%；机组实测性能系数 COP 应不低于机组额定值的 92%。

3.2 实验测试结果

测试机组所处环境温度为 20 ℃，大气压力为 101.325 kPa，名义制冷量为 1 247 kW，冷却水进水温度为 30 ℃，冷水出水温度为 18 ℃，冷却水流量为 240.4 m^3/h，冷水流量为 134.3 m^3/h。由表 6 测试结果可知，机组各项指标运行正常，校核偏差量较小，性能系数符合预期。

表 6 测试结果

性能系数 COP	8.27
冷却水进水温度	30.02 ℃
冷却水出水温度	34.80 ℃
冷水进水温度	25.62 ℃
冷水出水温度	18.03 ℃
冷却水温差	4.78 ℃
冷水温差	7.60 ℃
冷却水流量	240.39 m^3/h
冷水流量	134.28 m^3/h
冷却水侧水阻	40.30 kPa
冷水侧水阻	34.53 kPa
主侧净制冷量(蒸发侧)	1 186.02 kW
冷凝器总换热量	1 336.69 W
校核偏差量	−0.61%

4 小压比磁悬浮冷水机组运行效果理论计算

本文理论计算以夏热冬冷地区上海市为例。图 6 为上海市 2019 年湿球温度变化情况，年平均气温为 18.13 ℃，年平均湿球温度为 14.68 ℃。参考上海地区实测湿球温度，结合自然冷却与冷水机组的切换温度计算公式[13]，可得出：在保证 18 ℃供水的情况下，自然冷却与冷水机组的湿球切换温度为 10.7 ℃。结合压缩机运行特性曲线，经计算比较得出压缩机切换至小压比工况对应的湿球温度为 23.1 ℃。

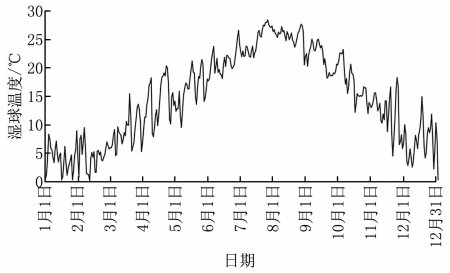


图 6　2019 年上海湿球温度变化

图 7 显示了冷水机组全年功率。由图 7 可知,全年大多数时间冷水机组功率在 100～160 kW 之间,自然冷却工况下机组不工作,功率为 0,7—9 月机组功率达到峰值,最大功率约为 153.2 kW。综合上述工况和条件,结合小压比磁悬浮机组的设计参数和实测结果,可计算得出不同工况下冷水机组的 *COP*,见图 8。在小压比工况下,冷水机组的平均 *COP* 为 10.63;在正常制冷工况下,机组 *COP* 为 8.7;在全年冷水机组的工作时段,冷水机组运行 *COP* 平均值为 10.1。该冷水机组名义制冷量为 1 247 kW,查表 7 可知,该冷水机组可达到国家一级能效标准。

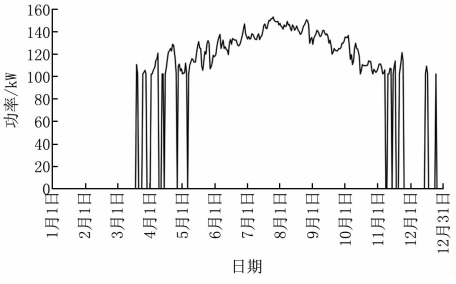


图 7　冷水机组全年功率

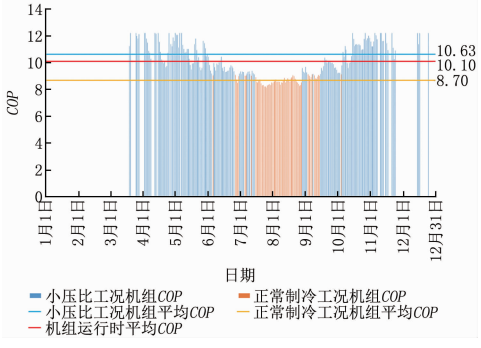


图 8　冷水机组全年运行时段 *COP*

对于制冷机房全年理论功率的计算,本文参照案例数据中心,按单机架散热量为 6 kW、共 3 000 个机架核算,合计总散热量 18 000 kW。根据相关标准[15],采用理论估算法(如冷却水泵估算,按照

表 7　GB 19577—2015 水冷式冷水机组能效等级指标[14]

名义制冷量 *Q*	能效等级		
	1	2	3
Q≤528 kW	5.60	5.30	4.20
528 kW<*Q*≤1 163 kW	6.00	5.60	4.70
Q>1 163 kW	6.30	5.80	5.20

标准工况下的冷却水流量计算,并估计所需扬程,以流量和扬程计算单级清水离心泵的轴功率,即为冷却水泵的功率),得出不同设备的理论功率,结合上述工况切换可计算得出制冷机房全年理论功率及能效比。由图 9 可知,采用该冷水机组的制冷机房的 *COP* 可达 7.45。根据广东省住房和城乡建设厅发布的标准[16],*COP* 大于 4.6 即可称其达到一级能效标准,此外,根据美国供暖、制冷空调工程师学会 ASHRAE 制定的高效机房能效标准,*COP* 在 5.0 以上即为一流能效水平。因此,本机房已达到国内外最高制冷机组和机房能效标准。过渡季的高 *COP* 表明小压比机组的理论运行效果可达到设计预期,该结果将通过后续示范项目的进一步测试进行验证。

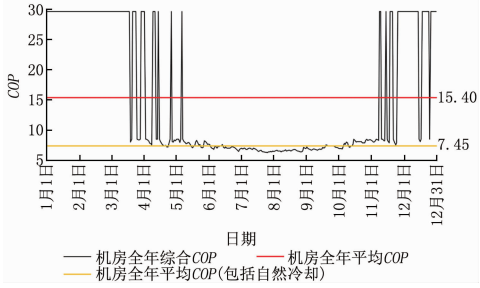


图 9　机房全年理论 *COP*

5　结语

针对数据中心传统冷水机组小压比下无法运行的情况,提出了新型高效冷水机组系统设计方案,并开展了实验测试研究。采用磁悬浮压缩双机头单系统设计,完成结构初步设计,实测了蒸发器效果;通过重新确定换热器面积及换热管总数,以优化均液板和蒸发器布管;将水箱中冷却水引入冷凝器和过冷器,并设置相应自动调节阀,以精确控制冷凝温度和过冷度;通过对设备过冷度的实测,调整冷凝器液体出口位置并优化过冷度。通过改进系统控制程序,实现对电子膨胀阀开度控制的优化。

实验结果显示测试样机各项指标运行正常,校核偏差量较小,性能系数符合预期。计算可得,冷水机组在全年工作时段的平均 *COP* 为 10.1,采用

该冷水机组的制冷机房全年理论 *COP* 值均在7.45以上，实现了系统在全年的高效运行。过渡季工况的高 *COP* 证明小压比机组的理论运行效果可达到设计预期，后续将通过示范项目进一步验证，为小压比磁悬浮机组在数据中心的规模化应用奠定基础。

参考文献：

[1] 钱晓栋，李震. 数据中心空调系统节能研究[J]. 暖通空调，2012，42(3)：91-96.

[2] 谢梦霞，戈文艳，胡亚鲜，等. 1901—2019 年上海合作组织国家气候时空变化特征[J]. 水土保持研究，2022，29(2)：320-329.

[3] 何浩，夏雨亮. 热气旁通对磁悬浮离心式冷水机组卸载能力的影响[J]. 制冷与空调，2020，20(9)：29-34.

[4] 陈清，李金寿. 单螺杆式制冷压缩机运行范围拓展方法[J]. 制冷与空调，2015，15(10)：20-24.

[5] 江岸，王宝龙，石文星，等. 高效空调器用压缩机应具有的容量和压比调节能力[J]. 暖通空调，2013，43(7)：87-94.

[6] 王银艳. 磁悬浮离心式压缩机应用研究[J]. 机电工程技术，2019，48(12)：193-195，257.

[7] YAN K H. Energy efficiency for magnetic frequency suspension centrifugal water chiller applied in central air conditioning system [J]. Building energy efficiency，2018(4)：60-63.

[8] TAN X Y，MA M，CAO R N. Measuring vibration and noise from a magnetic levitation central air-conditioner[J]. Journal of testing and evaluation，2020(6)：4538-4550.

[9] 李卉，朱鸿. 满液式蒸发器换热管布置的优化设计[J]. 机电设备，2008(2)：7-10.

[10] 刘桂平，胡盛文，黄灵世. 压缩机试验台冷凝温度与过冷度的控制方法优化[J]. 制冷与空调，2014，14(8)：60-62，118.

[11] 梁彩华，张小松. 电子膨胀阀在冷水机组中的试验研究[J]. 流体机械，2004，32(5)：5-8，15.

[12] 吴业正. 小型制冷装置设计指导[M]. 北京：机械工业出版社，1998.

[13] 郑钢，宋吉. 冷却塔供冷系统设计中应该注意的问题[J]. 制冷与空调，2006(2)：75-78.

[14] 中国标准化研究院，合肥通用机械研究院. 冷水机组能效限定值及能效等级：GB 19577—2015[S]. 北京：中国标准出版社，2015：2.

[15] 中国标准化研究院，浙江工业大学工业泵研究所. 清水离心泵能效限定值及节能评价值：GB 19762—2007[S]. 北京：中国标准出版社，2007：2-8.

[16] 广东省住房和城乡建设厅. 集中空调制冷机房系统能效监测及评价标准：DBJ/T 15-129—2017[S]. 北京：中国城市出版社，2017：11.