

文章编号: 1671-6612 (2020) 05-517-07

复合式露点间接蒸发冷却空调机组的 应用研究与优化设计

屈悦滢 黄翔 赵娟 杨立然

(西安工程大学 西安 710048)

【摘要】 随着露点蒸发冷却空调技术的进步,露点间接蒸发冷却空调机组的应用范围扩大。尤其在在我国一些干燥地区甘肃、陕西等地得到实际应用。介绍了复合式露点间接蒸发冷却空调机组在我国不同地区应用的工程实例,通过对机组运行期间的测试对比,总结了目前露点间接蒸发冷却空调机组存在的问题,提出优化方案,以期为后来的应用提供价值参考。

【关键词】 复合式露点;蒸发冷却;测试;优化设计

中图分类号 TU831.5 文献标识码 A

Research and Development of Compound Dew Point Indirect Evaporative Cooling Air Conditioning Unit Optimal Design

Qu Yueying Huang Xiang Zhao Juan Yang Liran

(Xi'an Polytechnic University, Xi'an, 710048)

【Abstract】 With the development of dew point evaporative cooling air conditioning technology, the application range of dew point indirect evaporative cooling air conditioning unit is expanded. Especially in some dry areas of Gansu, Shaanxi and other places in China. This paper introduces the engineering examples of the application of compound dew point indirect evaporative cooling air conditioning unit in different areas of China. Through the test and comparison of the unit during operation, it summarizes the existing problems of the current dew point indirect evaporative cooling air conditioning unit, and puts forward the optimization scheme, in order to provide value reference for the later application.

【Keywords】 combined dew point; evaporative cooling; test; optimal design

基金项目:“十三五”国家重点研发计划项目(编号:2016YFC0700404);西安市科技计划项目(2020KJRC0023);西安工程大学研究生创新基金项目资助(编号:chx2020039)

作者简介:屈悦滢(1995.01-),女,在读硕士研究生,E-mail:530037889@qq.com

通讯作者:黄翔(1962.07-),男,教授,E-mail:huangx@xpu.edu.cn

收稿日期:2019-11-08

0 引言

2003年,美国 Dr. Valerij Maisotsenko 首次提出 M 循环理论。其核心是一种穿孔叉流板式蒸发冷却器,属于一种间接蒸发冷却器。理论上, M 循环可以将任何气体和液体冷却到接近露点温度。与传统的间接蒸发冷却器相比,这是它的最大优势^[1]。目前,随着蒸发冷却技术的应用范围与领域越来越广泛,国内外相关专家、学者通过对露点间接蒸发冷却的数学模型与数值模拟、试验、材料、产品等的深入研究^[2]表明,露点蒸发冷却技术在制冷空调、建筑节能领域有着巨大的应用前景。

复合式露点间接蒸发冷却器将叉流式露点间接蒸发冷却与直接蒸发冷却相结合，刘佳莉等对复合式露点间接蒸发冷却空调机组在干燥工况和高湿工况的二/一次风量比、淋水量、耗电量等参数进行了试验分析^[3,4]，张鸿等主要对复合式露点间接蒸发冷却器的间歇性喷水时间、耗水量等性能参数进行试验分析^[5]。但都没有展开对复合式露点间接蒸发冷却空调机组的实际应用研究，实际工程中机组及功能段出现的问题是解决露点间接蒸发冷却空调机组推广应用的关键所在，只有对实际中出现的问题进行详细的分析，针对性的提出如何优化的方案，并进行改善才能对蒸发冷却空调技术的发展有长远的帮助。

1 复合式露点蒸发冷却空调机组结构原理

室外新风通过过滤段后，首先进入露点间接蒸发冷却器的干通道，一部分气流通过孔口进入另一侧的湿通道，湿通道中空气和喷淋水在水蒸气分压力差的驱动势下进行热湿交换，不同的孔口进入不同状态的空气，实现能量的梯级利用，干通道侧的空气湿球温度不断降低，作为产出气流沿着芯体向前运动，由于芯体末端密封，最终全部通过孔口进入湿通道，同时与喷淋水进行热湿交换再次降温^[6]。

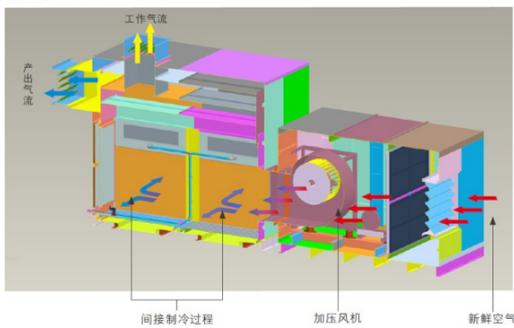


图1 10000m³/h 风量的复合式露点间接蒸发冷却空调机组工作原理图、实物图

Fig.1 Working principle diagram and physical diagram of compound dew point indirect evaporative cooling air conditioning unit with 10000m³/h air volume

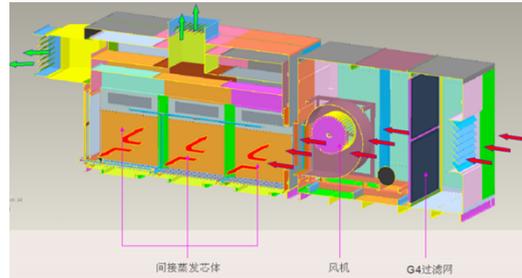


图2 20000m³/h 风量的复合式露点间接蒸发冷却空调机组工作原理图、实物图

Fig.2 Working principle diagram and physical diagram of compound dew point indirect evaporative cooling air conditioning unit with 20000m³/h air volume

2 复合式露点蒸发冷却空调机组性能测试分析

2.1 试验测试性能分析

2.1.1 试验测试概况

测试地点为福州，夏季室外空调计算干球温度 36℃，计算湿球温度 28.1℃，属高湿度地区，测试期间有降雨。

2.1.2 温湿度测试

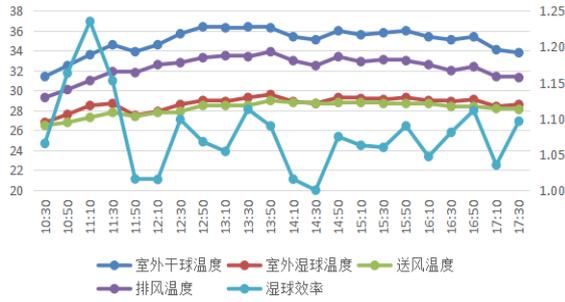


图3 6月23日测试结果
Fig.3 Test results June 23

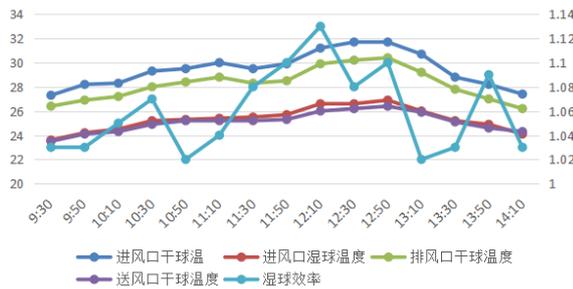


图4 6月27日测试结果
Fig.4 Test results June 27

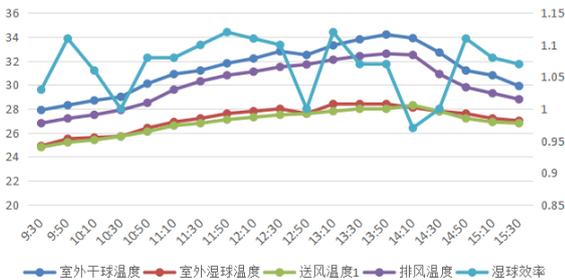


表1 测试数据汇总表

Table 1 Test data summary

测试时间	进风干球温度(°C)	进风湿球温度(°C)	进风露点温度(°C)	排风干球温度(°C)	露点间接蒸发冷却器温降(°C)	平均温降(°C)	送风时管道平均温升(°C)
6.23	31.4~36.4	26.8~29.6	25.3~27.7	29.3~33.5	4.9~7.9	6.8	0.5
6.27	27.3~31.7	23.6~26.9	22.2~25.3	26.2~30.4	3.4~5.5	4.4	0.3
6.28	27.9~34.2	24.9~28.4	23.9~27	26.8~32.6	3.3~6.3	4.7	0.3
6.29	27.8~35.3	24.7~29.3	23.7~27.6	27~36.9	3~6.8	5.3	0.2
6.30	33.5~36.8	27.6~29	25.1~27.1	33.5~36.8	6.1~9	7.7	0.3

表2 测试数据汇总表

Table 2 Test data summary

测试	送风温度(°C)	机组效率(%)	机组平均效	进风含湿量平均	露点间接段后空气含湿	含湿量增量(g/kg)
----	----------	---------	-------	---------	------------	-------------

图5 6月28日测试结果

Fig.5 Test results June 28

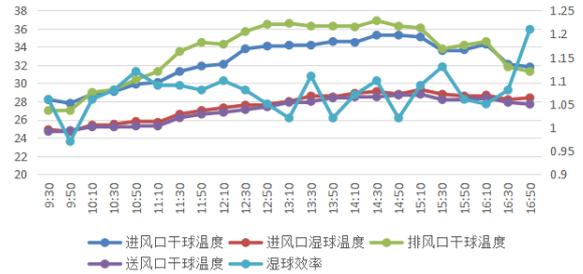


图6 6月29日测试结果

Fig.6 Test results June 29

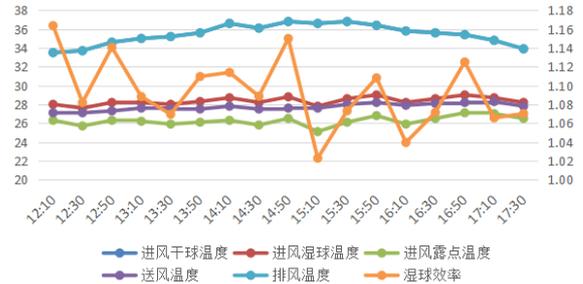


图7 6月30日测试结果

Fig.7 Test results June 30

测试数据如表1、2。可见机组送风温度低于进风的湿球温度,同时机组平均温降为5.78°C,平均效率为108%,满足设计要求。含湿量平均增加1.12g/kg,可见送风的实际加湿能力小。

时间	率 (%)	值 (g/kg)	量平均值 (g/kg)
6.23	29.2	101~124	108
6.27	25.3	102~113	106
6.28	26.9	97~112	107
6.29	27.5	97~121	110
6.30	27.7	102~116	109

2.1.3 风量测试

测试期间，对每一个送风口用风量罩进行了测量，测试数据经过多次测量取平均值。而进风口实测风速约 5.5m/s，计算得送风量为 6375m³/h，满足进风口风量=总的送风风量+排风口风量。同时，机组排风量与送风量的比值为 0.6。

2.1.4 风压测试

测试期间，对机组不同断面的风压的测试表明，进风口与送风口压差为 550Pa，进风口与排风口的压差为 280Pa。

2.1.5 不同排风量与进风量对比测试

前面的测试排风量与送风量之比基本维持在 0.6，下面针对不同的排风量与进风量对机组进行测试，测试结果如表 3 所示。

表 3 不同排风量与进风量比值对比表

Table 3 Comparison of ratio of different exhaust air volume and intake air volume

进风口风量 (m ³ /h)	排风口风量 (m ³ /h)	送风口风量 (m ³ /h)	进风口干球温度 (°C)	进风口湿球温度 (°C)	送风口干球温度 (°C)	排风量与送风量的比值	湿球效率
13290	4482	8808	30	24.8	24.1	0.51	113.5
11952	4918	7034	30.8	24.4	23.4	0.7	115.6
15014	4402	10612	30.4	25.2	24.4	0.41	115.4
13495	4900	8595	30	23.6	22.6	0.57	115.6
15309	4589	10720	29	22.8	22.4	0.43	106.5
12179	4678	7501	28.6	22.9	22.4	0.62	109
11295	4909	6385	28.2	22.4	22	0.77	107
1158.56	4847	6311.56	26.8	22.2	21.8	0.77	108.7
15036.8	4553	10483.8	28.7	22.6	22.2	0.43	106.5
17917.2	4455	13462.2	29.9	23	23.4	0.33	94.2

为了使测试更加准确，控制机组进风口的干、湿球温度相差不大，因此当排风量与送风量的比值在 0.4~0.7 之间时，湿球效率比较高，在 0.5 左右时效果最佳。

2.2 工程应用测试性能分析

2.2.1 陕西杨凌某工业车间

(1) 工程概况

该厂房面积 4900m²，共三层，层高 6.5m，采用通风换气机通风换气。因该车间生产工艺原因，导致车间湿度较大，因此设计要求仅需要夏季制冷，要求夏季室内温度 32°C，相对湿度 60%。采用 32 台复合式露点间接蒸发冷却空调机组为厂房通风降温，每台机组设计风量 15000m³/h。

(2) 测试性能及分析

7 月 13 日，在室外平均温度 37°C，相对湿度 53.1%，出风温度 27.9°C 的条件下，机组温降 10.7°C，室内工作区温度 31°C，相对湿度 51%，含湿量增加 5.5g/kg，满足人体舒适性要求。由于机组风阀处于调试中，导致机组平均效率仅能达到 86%，正常情况下效率应在 110% 以上，温降可达 13°C。

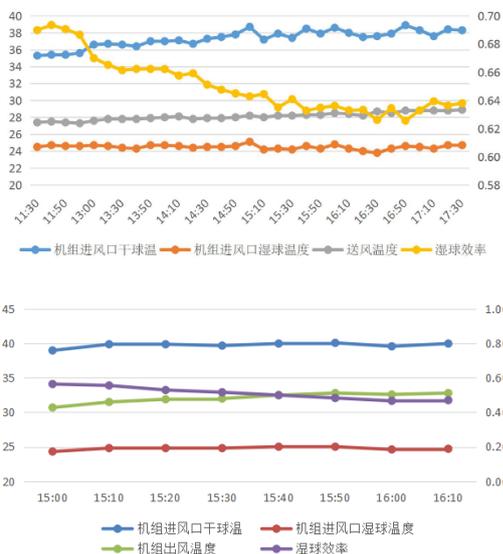


图8 7月13日、7月24日测试结果

Fig.8 Test results July 13 and 24

7月24日, 西安处于极端高温天气, 室外平均温度在40℃以上, 逼近45℃, 相对湿度为40%左右。仅开启露点间接蒸发冷却段, 实测显示机组温降可达8℃。表明在极端工况下, 机组性能保持良好。经计算若开启直接蒸发冷却段, 机组温降可达15℃以上。

2.2.2 陕西兴平市某食品厂

(1) 工程概况

该厂房共2层, 每层面积150m², 一层为加工车间, 二层为储备间。该厂房设备发热量大、粉尘浓度高, 需较大风量甚至全新风模式的空调系统来满足室内降温和通风要求, 其对湿度要求不高, 采用5台风量为20000m³/h的露点间接蒸发冷却空调机组和2台风量为50000m³/h的蒸发式冷气机为厂房通风降温。

(2) 测试性能及分析

7月30日, 在室外温度32℃, 相对湿度53%的条件下, 机组平均的出风温度22.2℃, 相对湿度93.9%, 温降8℃, 机组效率113%, 室内岗位工作区的温度25.7℃, 相对湿度75.8%, 机组降温幅度较理想, 同时平均含湿量增加0.8g/kg, 满足厂房对温湿度的要求。

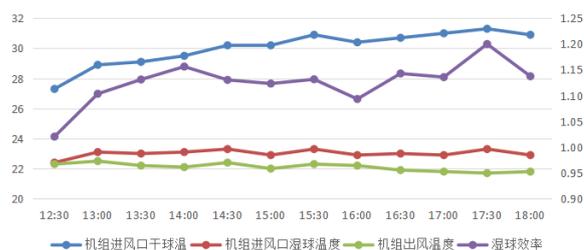


图9 7月30日测试结果

Fig.9 Test results on July 30

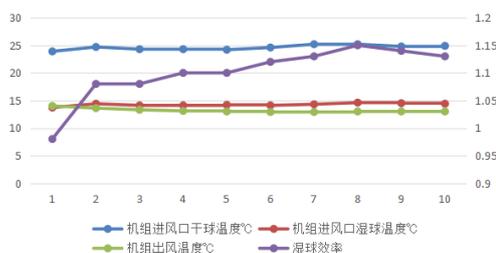
2.2.3 甘肃省敦煌市某机场

(1) 工程概况

该工程所用露点蒸发冷却空调机组在公安、食堂、值班综合用房工程, 总建筑面积4203m²。测试机组风量分别为10000m³/h、20000m³/h, 前者为食堂操作间供冷, 后者为食堂就餐区供冷。在今年最热时间段, 敦煌市室外空气温度已超45℃, 室外空气相对湿度在20%左右, 空气极度炎热干燥, 蒸发冷却技术在敦煌机场的使用具有很大优势。

(2) 测试性能及分析

8月20日, 分别对两台露点蒸发冷却空调机组进行测试。在室外空气温度33℃, 相对湿度29%的条件下。10000m³/h风量的机组平均进风温度24℃, 相对湿度30%, 查得相对应时间段的进风平均湿球温度14℃, 露点温度平均仅为6.4℃。在相同时间下, 机组的平均出风温度13℃, 平均相对湿度85%, 计算得机组效率110%, 且机组的出风含湿量8.14g/kg, 增加2.1g/kg, 尽管机组已对空气加湿, 但敦煌空气干燥, 机组的平均温降11.43℃, 降温效果很好。



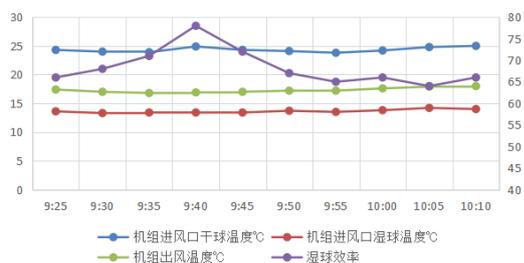


图 10 10000m³/h、20000m³/h 风量机组测试结果

Fig.10 Test results of 10000m³/h and 20000m³/h air volume units

与 10000m³/h 风量机组相比, 20000m³/h 风量机组运行效果不够理想, 在进风参数几乎相同的情况下, 平均温降 7.5°C, 平均出风温度 17.2°C, 平均露点温度 11.1°C, 机组平均冷却效率 70%。主要因为该机组当时处于调试阶段, 由机组本身所造成。同时机组出风的平均含湿量 9.3g/kg,

表 4 不同地区机组排风量与送风量的比值与机组效率

Table 4 Ratio of exhaust air volume to supply air volume and unit efficiency in different areas

测试地点	进风口风量 (m³/h)	排风口风量 (m³/h)	送风口风量 (m³/h)	进风口干球温度 (°C)	进风口湿球温度 (°C)	送风口干球温度 (°C)	排风量与送风量比值	湿球效率 (%)
福建福州某工业车间	10375	4000	6375	31.4	26.8	26.5	0.63	107
陕西杨凌某工业车间	20025	4910	15115	35.3	24.5	27.4	0.32	91
陕西兴平某面粉厂	34102	12523	21579	27	22.9	22.2	0.58	117
甘肃敦煌某机场	6875	3689	3186	24	13.7	17	0.86	112
甘肃敦煌某机场	29773	7755	22018	24.6	14.1	12.9	0.36	68

(2) 关于机组出风湿度较大问题

由于机组采用复合式露点蒸发冷却芯体, 一次空气出风存在降温加湿过程, 在干燥地区一般可满足要求。对室内环境湿度有一定要求的场所, 可为机组配置自动监控系统。通过检测到室内湿度的高低, 选择性开启直接蒸发冷却段, 自动控制机组加湿量。

(3) 关于机组阻力较大问题

测试发现, 对于送风段采用压入式风机, 进风量基本满足设计要求。由于露点蒸发冷却芯体孔道较小, 且进风流道弯折较多, 当大量空气进入时,

满足室内的降温需求。

3 复合式露点蒸发冷却空调机组的优化改进

3.1 机组优化改进措施

(1) 关于排风量与进风量比值对机组冷却效率影响问题

通过对不同地区相同机组的排风量与送风量之比对机组效率的影响做对比, 发现其排风量与送风量的比值对机组效率有很大影响, 结果如表 4。露点蒸发冷却空调机组排风量与送风量比值在 0.4~0.7 之间时, 机组湿球效率较高, 排风量与送风量比值在 0.5 左右时效果最佳, 故机组在运行时, 应控制其风量比在合理范围内。同时也验证了在福州对机组不同的排风量与进风量对机组效率影响的测试结论。

阻力较大。因此, 需改进芯体材料, 增大一次空气与二次空气之间的空洞尺寸, 降低流道阻力。

(4) 关于芯体高度对冷却效率影响问题

蒸发冷却效率受到露点芯体高度影响较大, 且随着高度增加而增加。试验证明当芯体高度为 0.8m 时, 冷却效率高达 120%, 还应考虑设备体积及空气阻力等影响因素, 当芯体过大时, 空气阻力、风机的能耗和噪声也会明显加大。

(5) 关于工作空气在芯体内的流动速度大小问题

工作空气在芯体内的流动速度对冷却器外表

面热质交换系数有重大影响。试验研究发现,选取合适的迎风断面流速可保证机组效率:当工作空气流速过小,设备体积变大且造价成本高;当工作空气流速过大,换热器效率低且阻力加大。若想其热质交换效率最佳,流速一般为4.0~6.0m/s。

(6) 关于布水器喷嘴类型的影响

不同喷嘴的雾化程度不同,致其淋水密度不同,对芯体表面水膜的形成有着直接影响,从而影响其换热器的换热效率。因此,应设计选择合理的布水器或采用新型布水方式,如高压微雾式布水器。

3.2 送排风系统的优化

(1) 在不同地区,机组的进风段采用不同的过滤网,防止空气中的颗粒物对机组内部损害,同时也可以减少压入式风机的送压阻力,确保各个功能段的稳定。

(2) 设计合理的送、排风系统,严格计算风管的压力和压降,尽量使每个风口的送风量和风速基本保持一致,保证室内气流组织均匀和压力均衡,且正确布置排风口,加大排风量,使室内的温湿度达到要求。

4 结论

(1) 在高湿度地区福州某厂房的试验测试发现,机组运行良好,具有较好的降温效果。晴天平均温降达7℃,在阴雨天也有4℃温降,机组效率可达110%,最高达120%。空气含湿量21g/kg,机组平均加湿量仅1g/kg,满足室内环境需要。此外,对不同排风量与进风量对比测试,得出其比值在0.5左右时机组冷却效率最佳。

(2) 在中等湿度地区陕西杨凌、兴平某厂房测试发现:①机组全面开启时,该机组降温在7~11℃,湿球效率在110%左右,最高可达120%。机组关闭直接蒸发冷却段时,温降在8℃左右。②在杨凌测试处于极端高温天气,室外平均温度逼近45℃,相对湿度40%,机组出风含湿量平均增加5.5g/kg,湿度较大。而在兴平测试时,室外平均温度32℃,相对湿度53%,出风含湿量平均增加仅0.8g/kg。

(3) 在干燥地区敦煌某机场测试发现:室外平均温度33℃,相对湿度29%时,机组降温显著,机组平均温降11.43℃、平均湿球效率110%,与陕西地区一样,含湿量增加为2.1g/kg,敦煌地区整

体平均含湿量仅为6g/kg,因此露点蒸发冷却空调机组在干燥地区应用效果更加明显。在陕西半干旱地区,降温效果良好,但对工业生产场所有严格的湿度要求时,需控制湿度。有关研究表明,当单独使用蒸发冷却无法满足要求时,可辅助机械制冷,蒸发冷却全年节能约达到40%~80%^[10]。

(4) 露点蒸发冷却空调商业化产品主要为产出介质为冷风的空调机组或者新风机组。其冷却效率高,降温幅度大。在测试条件下湿球效率和露点效率可以达到预期要求,在实际应用时,通过不断优化改进,可实现显著的节能效果。

(5) 通过机组本身和送排风系统优化改进的相关措施,提出露点间接蒸发冷却空调机组的优化方案,相比传统机械制冷空调系统,露点间接蒸发冷却空调的送风湿度还是较大,因此必须设计合理的送排风系统。若采取这些改进措施对该类机组和系统进行优化,则能够更好的将机组进行进一步推广和使用。

参考文献:

- [1] 黄翔.蒸发冷却空调原理与设备[M].北京:机械工业出版社,2019:9-10.
- [2] 褚俊杰.聚合物-多孔陶瓷复合膜露点间接蒸发冷却器理论与实验研究[D].西安:西安工程大学,2018.
- [3] 刘佳莉,黄翔,韩正林,等.干燥工况下新型复合式露点间接蒸发冷却空调机组的试验研究[J].流体机械,2015,43(3):52-57.
- [4] 刘佳莉,黄翔,孙哲,等.新型复合式露点间接蒸发冷却空调机组的试验研究[J].流体机械,2014,42(5):61-66.
- [5] 张鸿.露点间接蒸发冷却器传热效能关键影响因素的研究[D].西安:西安工程大学,2019.
- [6] 王文博.露点蒸发冷却空调机组在干燥地区的优化设计及应用研究[D].西安:西安工程大学,2018.
- [7] 杜生生.蒸发冷却在西北干燥地区机场的应用研究[D].西安:西安工程大学,2018.
- [8] 刘佳莉.新型复合式露点间接蒸发冷却空调机组在住宅建筑的应用研究[D].西安:西安工程大学,2015.
- [9] 黄凯新,黄翔,严政,等.复合式露点间接蒸发冷却空调机组在敦煌机场某食堂的应用[J].制冷与空调,2019,19(3):52-56.
- [10] 杨立然,黄翔,贾曼,等.蒸发冷却与机械制冷协同耦合空调机组探讨[J].制冷与空调,2018,32(1):7-13.

