

文章编号:0253 - 4339(2017) 01 - 0061 - 08

doi:10. 3969/j. issn. 0253 - 4339. 2017. 01. 061

# 防护工程蒸发冷凝式冷水机组运行特性的实验研究

缪小平 张翼 魏皖 邵光明 魏子杰

(解放军理工大学国防工程学院 南京 210007)

**摘要** 本文分析了蒸发式冷凝器在防护工程中应用的可行性,搭建了防护工程蒸发冷凝式冷水机组模拟实验台,研究风量和喷淋水密度对其传热传质性能的影响。结果表明:当喷淋密度恒定时,随着风量的减小,蒸发冷凝式冷水机组制冷量和排热量基本不变,单位风量排热量和总功耗增加,ECR 降低;在不同风量下,制冷量、压缩机功耗和 ECR 随喷淋密度的变化规律相同;实验台最佳风量和最佳喷淋密度分别为 2 000 m<sup>3</sup>/h 和 0. 025 kg/(m·s)。

**关键词** 蒸发式冷凝器;风量;喷淋密度;传热;防护工程

中图分类号:TQ051. 6<sup>+</sup>1; TK124

文献标识码:A

## Experimental Research on Operating Performance of Evaporative Condensing Chiller in Protective Engineering

Miao Xiaoping Zhang Yi Wei Huan Shao Guangming Wei Zijie

(College of National Defence Engineering, PLA University of Science and Technology, Nanjing, 210007, China)

**Abstract** In this paper, the application feasibility of evaporative condenser in protective engineering is analyzed. The influence of air volume and water spraying density on heat and mass transfer performance was investigated in the experimental platform designed by the authors. It is found that refrigerating capacity and heat transfer capacity were almost unchanged, heat transfer capacity of unit air volume and total consumption were increased, and ECR was reduced, with the decrease of the air volume when spraying density was constant. Refrigerating capacity, energy consumption of compressor and ECR were changed in the same way with the spraying density under different air volume. The best air volume and spraying density are 2 000 m<sup>3</sup>/h and 0. 025 kg/(m·s).

**Keywords** evaporative condenser; air volume; spraying density; heat transfer; protective engineering

防护工程是国家军事力量的重要组成部分<sup>[1]</sup>,是一类特殊的地下工程,一般构筑于深厚的山体之中,内部环境具有封闭性。为维持热湿环境稳定,防护工程空调系统可采用带蒸发式冷凝器的冷水机组作为空调机组冷源。蒸发式冷凝器是利用空气强制流动使水蒸发吸热带走制冷剂热量的冷凝器,相当于管壳式水冷冷凝器和冷却塔一体化的设备<sup>[2-3]</sup>,具有节水、节能、结构紧凑和不污染环境的特点,是一种高效的换热设备<sup>[4]</sup>。

蒸发冷凝式冷水机组运行性能关键在于蒸发式冷凝器,国内外学者对蒸发式冷凝器性能做了大量的研究。R. O. Parker 等<sup>[5]</sup>在 1961 年对蒸发式冷凝器进行传热传质研究,阐述了传热传质的机理,建立传热传质的数学模型。W. Leidenfrost 等<sup>[6]</sup>基于 R. O. Parker 的研究,改进了数学模型,并对蒸发式冷凝器喷淋水的流量进行了实验研究。R. Armbruster 等<sup>[7]</sup>

讨论了水和空气流量、分布状态及盘管布置方式对盘管传热和水膜温度的影响。H. M. Ettouney 等<sup>[8]</sup>研究了将水流与空气流的流量比和热负荷作为蒸发式冷凝器的特性函数。J. A. Heyns 等<sup>[9]</sup>通过实验对蒸发式冷凝器的水膜传热系数与空气质量流量、喷淋水质量流量和喷淋水温度的函数进行了研究。M. Fiorentino 等<sup>[10]</sup>建立了蒸发式冷凝器两相流数值模型,研究了改变水与空气之间的质量流量比对盘管表面流体状态的影响。国内朱东生等<sup>[11-14]</sup>对蒸发式冷凝器的迎面风速和喷淋水量等对传热传质的影响进行了较多的实验研究及理论分析。部分学者通过改变盘管管型及配水方式等得到的新型结构进行蒸发式冷凝器性能研究<sup>[3,15]</sup>。申江等<sup>[16-17]</sup>研究了蒸发式冷凝器实验台最佳迎面风速和喷淋密度分别为 3. 28 m/s 和 0. 057 kg/(m·s)。H. W. Liu 等<sup>[18]</sup>研究了蒸发器入水温度、压缩机转速、空气干球温度、风速和喷

淋密度对蒸发式冷凝器制冷系统的性能影响。

以上研究表明:蒸发式冷凝器性能影响因素较多,具有一定的规律性。本文搭建了防护工程蒸发冷凝式冷水机组模拟实验台,抓住风量和喷淋密度两个关键因素,研究其对蒸发式冷凝器性能的影响,得到防护工程蒸发冷凝式冷水机组运行特性,对防护工程空调系统和设备的优化设计具有指导意义。

## 1 防护工程蒸发冷凝式冷水机组应用模式

随着防护工程内部负荷增加和自身防护能力要求的提高,传统空调设备和系统的弊端显露而不再适用。为替代工程外冷却塔,优化集中式空调系统,提高空调系统防护能力,耿世彬等<sup>[19]</sup>研究了地下工程内水环热泵+储水箱+空气源热泵的空调系统。茅靳丰等<sup>[20]</sup>将地源热泵技术引入地下工程,研究了竖直地埋管换热器与地下工程空气保障系统联合运行的模式。以上两种空调系统弱点在于难以长期为大负荷工程提供冷量。王晋生等<sup>[21]</sup>研究了放置于地下工程内部的冷却塔,利用工程排风带走热量。该地下冷却塔能够长期稳定运行,防护能力提高。但该系统为开式系统,冷却水容易受外部空气污染,还需配置较大的进排风设备,容易破坏工程的防护结构,如进风和排风量较大,容易超过通风系统防护设备的阈值。因此,针对地下冷却塔排风量过大带来的问题和开式系统的缺点,应采用更加高效安全的蒸发冷却模式。

蒸发冷却原理:流体表层空气和主流空气之间存在焓差,焓差越大,排风带走热量的潜力越大。因此,要利用排风散热潜力更大的模式,才能用较小的风量排除热量。相比地下冷却塔,蒸发式冷凝器管内为温度较高的制冷剂,使管外流体表层空气焓较高,因此采用蒸发式冷凝器排风散热潜力更大。结合蒸发式冷凝器在机房空调和地铁空调系统中的应用模式<sup>[22-23]</sup>,鉴于防护工程内空调机房距离口部较远,长距离进排风很难实现,不直接将蒸发式冷凝器应用于工程内调温除湿机组<sup>[24-25]</sup>。因此,本课题组研究选择舍弃地下冷却塔,在工程口部排风房间添加一套带蒸发式冷凝器的冷水机组的方法,原理如图 1 所示,图中虚线右侧为工程空调机房内的空调系统,由管壳式冷凝器流出的冷却水承载工程热负荷,并输送至冷水机组管壳式蒸发器进行热交换,再通过蒸发式冷凝器排风将热量排至工程外部。冷却水被冷水机组冷却后输送回空调系统冷凝器,从而完成热量的排除以及冷却水循环利用,相当于一种“接力”的热量传输

模式,冷水机组在此制取温度较低的冷却水,而非冷冻水。蒸发冷凝式冷水机组的进风排风口要进行伪装处理,当工程内热负荷较小的时候,只采用冷却水库即可满足要求。

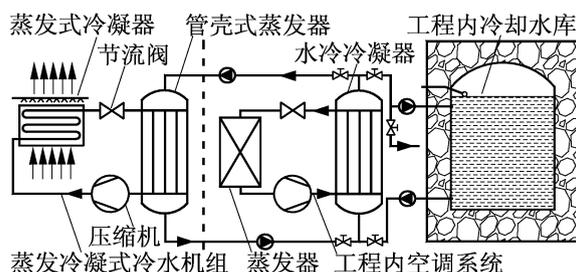


图 1 防护工程蒸发冷凝式冷水机组原理

Fig. 1 Principle of evaporative condensing chiller in protective engineering

由能量守恒定律可得,工程总冷负荷由调温除湿空调系统转化为冷却水承载的热量。在蒸发冷凝式冷水机组中,冷却水热量等于冷水机组的制冷量,且冷水机组的制冷量加上压缩功为蒸发式冷凝器散热量,计算公式如下:

$$Q_c = Q_r \quad (1)$$

$$Q_c = Q_r + W_c \quad (2)$$

$$Q_r = c_p G_m (t_{w,i} - t_{w,o}) \quad (3)$$

$$Q_c = G_a (i_{a,o} - i_{a,i}) \quad (4)$$

式中:  $Q_c$  为冷却水承载的热量, kW;  $Q_r$  为冷水机组制冷量, kW;  $W_c$  为冷水机组压缩功, kW;  $Q_c$  为蒸发式冷凝器散热量, kW;  $c_p$  为水的定压比热容, kJ/(kg·°C);  $G_m$  为冷却水流量, kg/h;  $t_{w,i}$  为冷却水进水温度, °C;  $t_{w,o}$  为冷却水出水温度, °C;  $G_a$  为蒸发式冷凝器风量, m<sup>3</sup>/h;  $i_{a,i}$  为蒸发式冷凝器进风焓值, kJ/kg;  $i_{a,o}$  为蒸发式冷凝器出风焓值, kJ/kg。

## 2 蒸发冷凝式冷水机组实验

### 2.1 实验装置

由于进入防护工程实地实验难以实现,本课题组先搭建了防护工程蒸发冷凝式冷水机组模拟实验台,研究蒸发冷凝式冷水机组在变风量和变喷淋水量条件下的运行性能。实验装置采用整套蒸发冷凝式冷水机组模型,包括室内设备和室外设备两部分。实验台实物如图 2 所示,左侧水箱体积约为 3.89 m<sup>3</sup>,采用智能电热锅炉对水温控,模拟防护工程调温除湿空调机组冷凝器冷却水。压缩机为 SM120S4VC 涡旋式压缩机,制冷剂为 R22。室外蒸发式冷凝器的外形结构尺寸为 1 400 mm × 800 mm × 2 692 mm (长 × 宽 × 高),冷凝器盘管为顺排的光铜管。风机采用 YT143-

750-6A 电机, 喷淋水泵为 CH8-30 离心水泵, 喷淋喷头为 AT25-30.1 型空心锥形喷头。

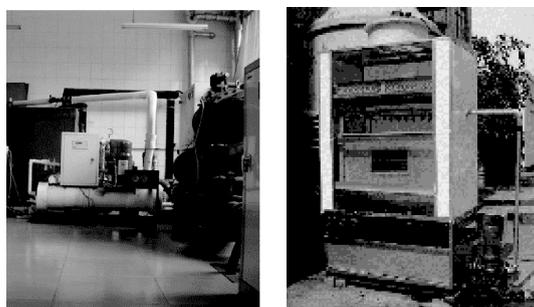


图 2 蒸发冷凝式冷水机组实验台

Fig. 2 Experimental platform of evaporative condensing chiller

实验原理如图 3 所示, 实验台布置了 THE-II 总线型温湿度检测仪、TP1010 型超声波流量计、温度热电偶传感器和 DNS-D306XM 型压力表等。此外, 采用 VC3266A 数字式钳形万用表测量压缩机、冷却水泵、喷淋水泵和风机功率, 在室外蒸发式冷凝器附近适当位置布置了温湿度传感器。蒸发式冷凝器水膜温度近似由测量集水盘水温得到。为确定蒸发式冷凝器排风量, 利用 MODEL6004 型手持式热线风速仪在出风口处测量风速。通过变频器调节风机和喷淋水泵的电机频率, 以实现风量和喷淋水量的调节。

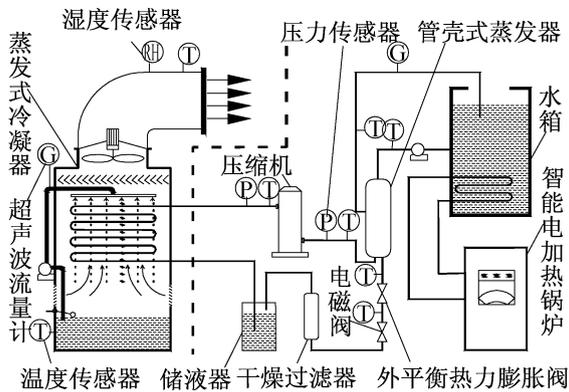


图 3 蒸发冷凝式冷水机组实验原理

Fig. 3 Experimental principle of evaporative condensing chiller

## 2.2 实验步骤

本实验台没有采用人工环境室, 在室外环境进行测试。测试开始时, 按照先后顺序进行补充喷淋水、接通电源、打开锅炉及冷却水泵、启动风机及喷淋水泵、启动压缩机等操作, 通过观察压缩机压力表读数保持不变时, 系统即达到稳定运行状态, 再记录实验数据。根据实验操作经验, 开机运行达到

稳定一般需要 30 min, 调节运行参数达到重新稳定一般需要 15 min。测试结束时则按相反顺序停机。主要进行变风量和变喷淋水量两个交叉项目, 进行了恒定喷淋水泵功率条件下变风量实验, 特定排风机功率条件下的变喷淋水量实验, 在不同时间段进行多次实验, 因此获得的数据也包含了较大的湿空气参数变化范围。实验过程中, 冷却水流量保持恒定, 水温恒定为  $t_{we,i} = (37 \pm 1) \text{ } ^\circ\text{C}$ 。实验数据记录采用了自主研发的实时数据采集系统, 实验后筛选出有效数据并进行分析。

## 2.3 误差分析及有效数据选取

本实验的误差主要来自以下几个方面: 1) 测量误差。实验中仪器仪表本身和读数过程中可能会出现系统误差和过失误差, 应该设法避免, 同时减少偶然误差的发生。2) 实验条件误差。实验假设测试时进风空气温湿度基本不变, 但蒸发式冷凝器放置于室外而难以保证, 且与地下工程内部条件有差距。实验中直接采用电热锅炉使管壳式蒸发器进水保持恒温工况等, 这些模拟实验条件对蒸发冷凝式冷水机组观测值和真值会造成一定的误差。3) 数据处理误差。实验数据处理过程中, 制冷量等并不是一个实测值, 而是根据实测的温湿度、流量等计算得到的间接测量值。对此, 可以采用误差传递理论来对实验数据和处理结果进行误差分析, 如公式 (5) 所示, 最大绝对误差为:

$$\Delta y = \left| \sum_{i=1}^n \frac{\partial f}{\partial x_i} \Delta x_i \right| \quad (5)$$

式中:  $\frac{\partial f}{\partial x_i}$  为误差传递系数;  $\Delta x_i$  为直接测量值的误差, 函数的相对误差  $\delta$  为:

$$\delta = \frac{\Delta y}{y} = \sum_{i=1}^n \frac{\partial f}{\partial x_i} \frac{\Delta x_i}{y} \quad (6)$$

选取有效数据, 能够减小直接测量偶然误差发生的概率, 确保所使用数据的准确性。根据公式 (1), 冷却水承载的热量等于冷水机组的制冷量, 则本实验在数据处理时有效数据的选择标准定为:

$$\frac{|Q_c - Q_r|}{\min(Q_c, Q_r)} \leq 10\% \quad (7)$$

## 3 实验结果分析

### 3.1 风量对蒸发冷凝式冷水机组性能的影响规律

变风量实验时, 首先设定喷淋水泵功率恒定, 使喷淋水量  $G_w$  保持在  $5.7 \text{ m}^3/\text{h}$  不变, 则对应的喷淋密度  $\Gamma$  为  $0.024 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$ , 实验工况如表 1 所示。

表 1 变风量实验数据  
Tab. 1 Date of variable air volume experiment

风量/ (m <sup>3</sup> /h)	排热 量/kW	制冷量/ kW	压缩机 功率/kW	冷凝 温度/°C	蒸发 温度/°C	水膜 温度/°C	出风 温度/°C	进风 焓值/ (kJ/kg)	出风 焓值/ (kJ/kg)	单位风量 排热量/ ((kW·h)/m <sup>3</sup> )
659.49	39.6	30.0	9.1	49.1	11.0	48.2	48.0	247.5	47	0.046 0
896.82	42.5	34.1	8.7	47.3	10.8	46.5	43.7	210.0	45	0.037 0
1 360.53	42.5	33.6	9.4	48.0	10.5	43.5	42.0	170.0	40	0.024 0
1 647.49	41.9	33.5	8.9	45.5	10.2	40.0	38.3	147.5	37	0.020 0
2 255.97	38.1	31.9	7.2	44.7	8.9	36.0	34.0	117.0	34	0.014 0
2 956.83	41.6	34.3	7.5	43.0	8.9	35.5	32.3	112.5	34	0.012 5
3 297.29	41.3	34.6	6.7	42.0	8.9	35.0	32.8	110.0	34	0.011 0
3 964.01	41.5	34.6	6.8	40.0	8.9	34.0	31.0	100.0	33	0.009 0
4 203.75	38.4	34.2	5.0	39.0	8.0	34.0	31.5	97.5	33	0.008 0
4 796.25	39.8	32.8	7.2	38.0	7.8	34.0	29.0	95.0	33	0.007 5

测试得到不同风量下的机组性能如图 4 和图 5 所示。

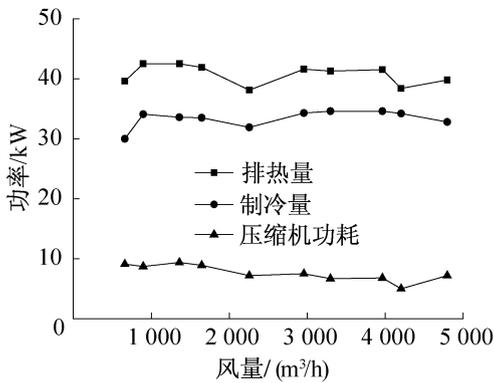


图 4 压缩机功耗、制冷量和排热量随风量变化曲线

Fig. 4 The curve of power consumption of the compressor, cooling capacity and heat extraction with air volume

由图 4 可知,风量从 4 796.25 m<sup>3</sup>/h 降低到 659.49 m<sup>3</sup>/h 过程中,压缩机功耗从 5.05 kW 到 8.76 kW 呈上升趋势,平均值为 7.61 kW;制冷量保持在 33 kW 左右,波动幅度较小,平均值为 32.66 kW;排热量则在 40 kW 左右小幅度波动,平均值为 39.63 kW。由此可知风量减小对机组排热量影响不大,但压缩机功耗增加。

由图 5 可知,随着风量的减小,蒸发温度略有提升,制冷量主要由蒸发温度决定,故能维持在 32 kW 左右;冷凝温度随风量的减小几乎以线性变化规律升高,冷凝温度的升高也使盘管外水膜温度和出风温度升高,确保了排热量维持在 40 kW 左右。此外,出风温度与水膜温度之间存在温差。随着风量的减小,温

差呈现出越来越小的趋势,风量小于 2 000 m<sup>3</sup>/h 时,出风温度和水膜温度均大幅升高,水膜温度与出风温度差则进一步缩小。因为风量减小,湿空气与水膜的接触时间增加,换热越充分,所以温差越小,表明蒸发式冷凝器空气侧换热效率越高。由于水膜温度是通过测量集水盘水温得到的近似温度,因此出风温度与实际的水膜温度差比测量值更大。

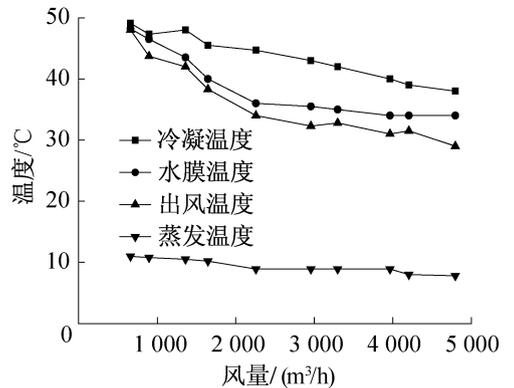


图 5 蒸发温度、冷凝温度、水膜温度和出风温度随风量变化曲线

Fig. 5 The curve of evaporation temperature, condensation temperature, water film temperature and air outlet temperature with air volume

由于防护工程管道和防护设备对进排风量有特殊的战术和技术要求,风量必须有一定限度。因此我们利用公式(8)计算蒸发冷凝式冷水机组单位风量的排热量  $q_{e,a}$ , (kW·h)/m<sup>3</sup>, 得到不同风量下单位风量排热量如图 6 所示。

$$q_{e,a} = \frac{Q_c}{G_a} \quad (8)$$

由图 6 可知,单位风量排热量随风量的减小而递增,原因在于风量的减小使湿空气与水膜的接触时间增加,换热更加充分,而排热量并没有减少,因此单位风量排热量会增加。在本实验最低风量 659.5 m<sup>3</sup>/h 条件下,  $q_{e,a}$  为 0.045 5 (kW·h)/m<sup>3</sup>, 则对于冷却需求为 200 kW 的防护工程,需要的最低风量为 4 392.2 m<sup>3</sup>/h,此风量对于防护工程蒸发式冷凝器进排风系统要求合理,因此该机组适用于防护工程。

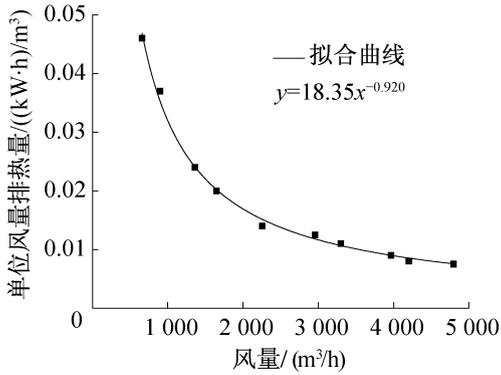


图 6 单位风量排热量随风量的变化

Fig. 6 The curve of per unit heat extraction changes with air volume

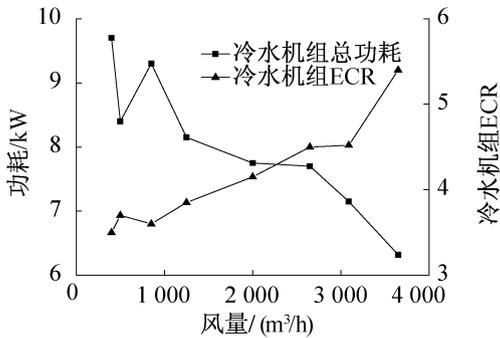


图 7 总功耗和冷水机组 ECR 随风量变化曲线

Fig. 7 The curve of total power consumption and ECR of water chiller with air volume

由于额外增加了一套冷水机组给空调系统冷却水散热,因此冷水机组的能耗必须控制在一定的规模,必须考虑冷水机组的单位能耗排热量,即冷水机组的能效比 ECR 要尽可能高。在此依据如下公式计算冷水机组的 ECR:

$$ECR = \frac{Q_c}{W_c + W_{p,c} + W_{p,s} + W_f} \quad (9)$$

式中:  $W_{p,c}$  为冷却水泵功耗, kW;  $W_{p,s}$  为喷淋水泵功耗, kW;  $W_f$  为风机功耗, kW。

在变风量实验中,  $W_c$  和  $W_f$  是变量,  $W_{p,c}$  和  $W_{p,s}$  保持不变,分别为 0.28 kW 及为 0.31 kW。实验结果如图 7 所示,随着风量的减小,压缩功递增,总功耗增加,且冷水机组能效比 ECR 降低。

由图 7 可知,降低风量对制冷量和排热量的影响不大,单位风量排热量增大,但总功耗增加,单位能耗排热量减小。因此,喷淋密度一定时,满足防护工程排风量要求和排热要求条件下,为减小能耗规模,应该选择合适的排风量。由此可知,本实验台蒸发式冷凝器最佳风量为 2 000 m<sup>3</sup>/h。

### 3.2 喷淋密度对蒸发冷凝式冷水机组性能影响规律

变喷淋密度实验中选择四个特定的风量级别,然后进行变喷淋密度实验,实验工况如表 2 所示。

数据分析如图 8 ~ 图 10 所示。图 8 表明,随着喷淋密度从 0.014 kg/(m·s) 增加至 0.025 kg/(m·s),系统制冷量明显增加,至 0.025 kg/(m·s) 处制冷量达到最大值随后略有减小。

由图 9 可知,压缩机功耗随着喷淋密度的增加整体呈下降的趋势,在喷淋密度 0.014 kg/(m·s) 至 0.025 kg/(m·s) 区间内下降明显,随后下降趋于平缓。

由图 10 可知,冷水机组能效比 ECR 开始随喷淋密度增加而增大,在喷淋密度 0.025 kg/(m·s) 附近达到最大值,随后单位能耗排热量逐渐减小。

因此可以认为,本实验台的最佳喷淋密度为 0.025 kg/(m·s)。图 8 ~ 图 10 同时表明:在同一喷淋密度下,制冷量、压缩机耗功率以及冷水机组 ECR 随风量变化规律与上节实验结果相同,随喷淋密度的变化规律一致。由此可知,喷淋密度的最佳值区间基本不受风量的影响。

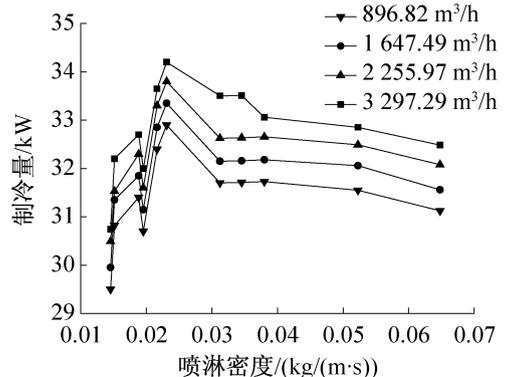


图 8 风量不同时,制冷量随喷淋密度变化曲线

Fig. 8 The curve of cooling capacity with sprinkle density under different air volume

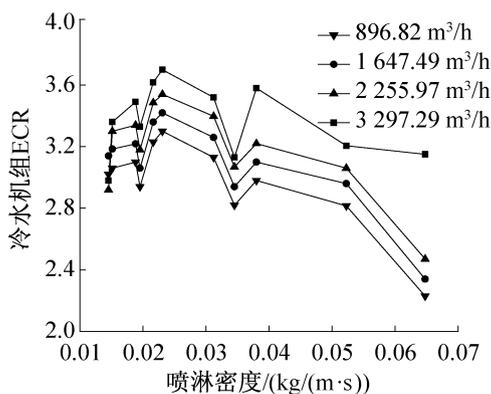
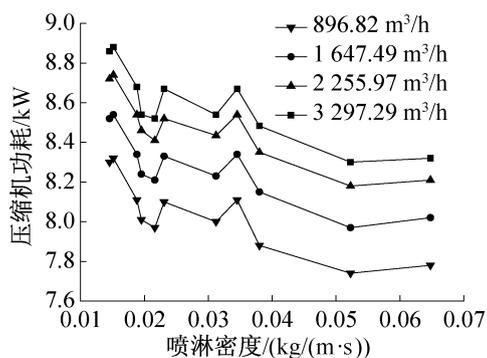


图 9 风量不同时,压缩机功耗随喷淋密度变化曲线

Fig. 9 The curve of power consumption of the compressor with sprinkle density under different air volume

图 10 风量不同时,冷水机组 ECR 随喷淋密度变化曲线

Fig. 10 The curve of ECR of water chiller with sprinkle density under different air volume

表 2 变喷淋密度实验数据

Tab. 2 Date of variable spraying density experiment

喷淋密度 /(kg/(m·s))	制冷量/kW				压缩机功耗/kW				单位能耗排热量			
	风量/(m³/h)				风量/(m³/h)				风量/(m³/h)			
	896.82	1647.49	2255.97	3297.29	896.82	1647.49	2255.97	3297.29	896.82	1647.49	2255.97	3297.29
0.014 5	29.50	29.95	30.49	30.74	8.30	8.52	8.72	8.86	3.02	3.14	2.92	2.98
0.015 1	30.82	31.35	31.53	32.20	8.32	8.54	8.74	8.88	3.06	3.18	3.30	3.36
0.018 8	31.40	31.85	32.30	32.70	8.11	8.34	8.54	8.68	3.10	3.22	3.34	3.49
0.019 5	30.70	31.15	31.60	32.00	8.01	8.24	8.46	8.54	2.94	3.06	3.18	3.33
0.021 6	32.40	32.85	33.30	33.65	7.97	8.21	8.41	8.52	3.23	3.36	3.48	3.62
0.023 1	32.90	33.35	33.80	34.20	8.10	8.33	8.52	8.67	3.30	3.42	3.54	3.70
0.031 2	31.70	32.15	32.62	33.50	8.00	8.23	8.435	8.54	3.13	3.26	3.40	3.52
0.034 5	31.71	32.16	32.63	33.51	8.11	8.34	8.54	8.67	2.82	2.94	3.07	3.13
0.038 0	31.73	32.18	32.65	33.06	7.88	8.15	8.35	8.483	2.98	3.10	3.22	3.58
0.052 2	31.55	32.06	32.49	32.85	7.74	7.97	8.18	8.30	2.82	2.96	3.06	3.21
0.064 8	31.12	31.56	32.08	32.48	7.78	8.02	8.21	8.32	2.23	2.34	2.47	3.15

## 4 结论

本文分析了蒸发冷凝式冷水机组在防护工程空调系统中应用的可行性,搭建了防护工程蒸发冷凝式冷水机组的模拟实验台,并在室外环境下,分别对该机组变风量和变喷淋水量运行性能进行了实验研究,得到了如下结论:

1)随着风量的减小,蒸发冷凝式冷水机组制冷量和排热量变化较小,单位风量排热量增大,但总功耗在增加,能效比 ECR 减小。本实验台最佳风量为 2 000 m³/h。实际工程应用中,空调负荷越来越大,较大的单位风量排热量可保证在风量不增的情况下

增大排热量,使机组性能具有一定的调节空间。同时,在满足排风量和排热量的要求下,选择合适的排风量,减小系统总能耗。

2)在风量不同的情况下,蒸发冷凝式冷水机组制冷量、压缩机功耗和 ECR 随喷淋密度的变化规律相同,存在最佳喷淋密度且基本不受风量的影响。本实验台最佳喷淋密度为 0.025 kg/(m·s)。蒸发冷凝式冷水机组在最佳喷淋密度下制冷量和 ECR 均达到最大值。因此实际工程应用应选用合适的喷淋密度。

3)蒸发冷凝式冷水机组应用于工程实际中,采用闭式循环水,减少了冷却水输送到工程外冷却塔的过程,因此能够节水和节省输送能耗。同时,虽

然该机组增加了工程的能耗,但能够满足防护工程排风量标准和排热需求,因此该部分能耗的增加可以接受。机组运行中,由于工程热负荷和室外气象参数的动态特性,可采用自动控制系统对其启停、风量和水量大小进行实时控制,并选择合适的排风量和喷淋密度。

### 参考文献

[1] 茅斯丰,李永,耿世彬,等. 防护工程内部热环境保障的研究进展[J]. 暖通空调, 2012, 42(9): 6-12. (MAO Jinfeng, LI Yong, GENG Shibin, et al. Research progress of thermal environment inside protective engineering[J]. Journal of HV&AC, 2012, 42(9): 6-12.)

[2] 徐鑫祥,娄锦培,徐灿根. 蒸发式冷凝器在制冷系统中的节能[J]. 制冷学报, 1993, 14(3): 29-32. (XU Xinxiang, LOU Jinpei, XU Cangen. Saving energy of evaporative condenser in refrigerating system[J]. Journal of Refrigeration, 1993, 14(3): 29-32.)

[3] 董俐言,王宝龙,石文星,等. 板式蒸发式冷凝器传热传质的数值模拟[J]. 制冷学报, 2013, 34(1): 10-17. (DONG Liyan, WANG Baolong, SHI Wenxing, et al. Numerical simulation on heat and mass transfer of plate evaporative condenser[J]. Journal of Refrigeration, 2013, 34(1): 10-17.)

[4] 简弃非,戴晨影,任勤,等. 波纹填料在蒸发式冷凝器中的流场与传热特征分析[J]. 制冷学报, 2014, 35(3): 90-95. (JIAN Qifei, DAI Chenying, REN Qin, et al. Analysis on flow field and heat transfer of corrugated filler used in evaporative condenser[J]. Journal of Refrigeration, 2014, 35(3): 90-95.)

[5] Parker R O, Treyball R E. The heat and mass transfer characteristics of evaporative coolers[J]. Chemical Engineering and Processing Symposium Series, 1961, 57(32): 138-149.

[6] Leidenfrost W, Korenic B. Evaporative cooling and heat transfer augmentation related to reduced condenser temperatures[J]. Heat Transfer Engineering, 1982, 3(3): 38-59.

[7] Armbruster R, Mitrovic J. Evaporative cooling of a falling water film on horizontal tubes[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1998, 18(3): 183-194.

[8] Ettouney H M, El-Dessouky H T, Bouhamra W, et al. Performance of evaporative condensers[J]. Heat Transfer Engineering, 2001, 22(4): 41-55.

[9] Heyns J A, Kröger D G. Experimental investigation into the thermal-flow performance characteristics of an evaporative cooler[J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30(5): 492-498.

[10] Fiorentino M, Starace G. Numerical investigations on two-

phase flow modes in evaporative condensers[J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 94(1): 777-785.

[11] 朱冬生,沈家龙,蒋翔,等. 蒸发式冷凝器性能研究及强化[J]. 制冷学报, 2006, 27(3): 45-49. (ZHU Dongsheng, SHEN Jialong, JIANG Xiang, et al. Study on performance enhancement for evaporative condenser[J]. Journal of Refrigeration, 2006, 27(3): 45-49.)

[12] 蒋翔,朱冬生,唐广栋. 蒸发式冷凝器管外水膜与空气传热性能及机理的研究[J]. 流体机械, 2006, 34(8): 59-62. (JIANG Xiang, ZHU Dongsheng, TANG Guangdong. Investigation on heat transfer and resistance performance outside tubes of evaporative condenser[J]. Fluid Machinery, 2006, 34(8): 59-62.)

[13] 朱冬生,沈家龙,蒋翔,等. 蒸发式冷凝器管外水膜传热性能实验研究[J]. 高校化学工程学报, 2007, 21(1): 31-36. (ZHU Dongsheng, SHEN Jialong, JIANG Xiang, et al. Experimental study on heat transfer performance of water film outside the tubes of the evaporative condenser[J]. Journal of Chemical Engineering of Chinese Universities, 2007, 21(1): 31-36.)

[14] 朱冬生,孙荷静,蒋翔,等. 蒸发式冷凝器的研究现状及其应用[J]. 流体机械, 2008, 36(10): 28-34. (ZHU Dongsheng, SUN Hejing, JIANG Xiang, et al. Research progress and application of evaporative condenser[J]. Fluid Machinery, 2008, 36(10): 28-34.)

[15] 李泰宇,欧阳新萍. 一种全管束配水的蒸发式冷凝器及其风阻实验研究[J]. 制冷学报, 2014, 35(2): 30-35. (LI Taiyu, OUYANG Xinping. Experimental study on air flow resistance of an evaporative condenser with water distributed on every tube[J]. Journal of Refrigeration, 2014, 35(2): 30-35.)

[16] 申江,路坤仑,刘丽,等. 蒸发式冷凝器单位传热面积最佳风量水量配比研究[J]. 制冷学报, 2014, 35(5): 44-48. (SHEN Jiang, LU Kunlun, LIU Li, et al. Research on optimal ratio of air volume to water mass flowrate for evaporative condenser[J]. Journal of Refrigeration, 2014, 35(5): 44-48.)

[17] 申江,张聪,路坤仑,等. 蒸发式冷凝器顺流式和逆流式换热性能实验[J]. 制冷学报, 2015, 36(3): 92-96. (SHEN Jiang, ZHANG Cong, LU Kunlun, et al. Experimental investigation on heat transfer performance of evaporative condenser with parallel and counter flow[J]. Journal of Refrigeration, 2015, 36(3): 92-96.)

[18] Liu H W, Zhou Q S, Liu Y L, et al. Experimental study on cooling performance of air conditioning system with dual independent evaporative condenser[J]. International Journal of Refrigeration, 2015, 55: 85-92.)

[19] 耿世彬,李永,韩旭,等. 水环热泵空调系统在地下工

(下转第87页)

基金-脉冲蒸汽法开采冻土区天然气水合物地层耦合传热机理研究,中国地质调查局项目-冻土区天然气水合物试采模拟技术研究等。

**About the corresponding author**

Guo Wei, male, professor, Ph. D. supervisor, College of Construction Engineering, Jilin University, +86 431-88502678, E-mail:guowei6981@jlu.edu.cn. Research fields: drilling and ex-

ploitation technology of underground resources. The author takes on project supported by the National Natural Science Foundation of the research on the coupling heat transfer mechanics of gas hydrates stratum in permafrost by impulsion evapour exploitation, and the project supported by the China geological survey of the simulation technology of gas hydrates exploitation in permafrost, et al.

(上接第 67 页)

程中的应用[J]. 解放军理工大学学报(自然科学版), 2011, 12(2): 139-143. (GENG Shibin, LI Yong, HAN Xu, et al. Water loop heat pump system in underground engineering[J]. Journal of PLA University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2011, 12(2): 139-143.)

[20] 茅靳丰, 李永, 张华, 等. 竖直埋管换热器在地下工程中的应用研究[J]. 暖通空调, 2012, 42(9): 25-30. (MAO Jinfeng, LI Yong, ZHANG Hua, et al. Application of vertical ground heat exchanger to underground engineering[J]. Journal of HV&AC, 2012, 42(9): 25-30.)

[21] 王晋生, 刘文杰, 蔡浩, 等. 地下蓄冷防护型冷却塔[J]. 制冷与空调(四川), 2010, 24(5): 1-3. (WANG Jinsheng, LIU Wenjie, CAI Hao, et al. Underground thermal storage defensive cooling tower[J]. Refrigeration and Air Conditioning, 2010, 24(5): 1-3.)

[22] 苏晓青, 黄翔, 王俊. 蒸发式冷凝冷水机组在数据中心的应用分析[J]. 西安工程大学学报, 2016, 30(1): 37-42. (SU Xiaqing, HUANG Xiang, WANG Jun. Application of evaporation condensation waterchiller in data center [J]. Journal of Xi'an Polytechnic University, 2016, 30(1): 37-42.)

[23] 苏晓青, 黄翔, 宋祥龙, 等. 蒸发冷凝式冷水机组应用于地铁空调系统中的可行性分析[J]. 制冷与空调(四川), 2016, 30(2): 158-162. (SU Xiaqing, HUANG Xiang, SONG Xianglong, et al. Feasibility analysis of evaporation condensation water chillers used in the air-condi-

tioning system in subway[J]. Refrigeration and Air Conditioning, 2016, 30(2): 158-162.)

[24] 崔建宁, 韩旭, 贾永杰, 等. 并联型调温除湿机制冷剂流量三通比例调节阀动作特性的实验研究[J]. 制冷学报, 2011, 32(5): 31-36. (CUI Jianning, HAN Xu, JIA Yongjie, et al. Experiments study on movements characteristics of three-way modulating control valve of the parallel condensers dehumidifier [J]. Journal of Refrigeration, 2011, 32(5): 31-36.)

[25] 韩旭, 李永, 茅靳丰. 并联型调温除湿机制冷剂调节优化方案策略及实验研究[J]. 制冷学报, 2012, 33(1): 35-40. (HAN Xu, LI Yong, MAO Jinfeng. Experimental research and optimization of parallel condensers dehumidifier with temperature control[J]. Journal of Refrigeration, 2012, 33(1): 35-40.)

**通信作者简介**

张翼, 男, 硕士在读, 解放军理工大学国防工程学院, 15651988659, E-mail:zhangyi\_plaust@163.com。研究方向: 地下工程热湿传递理论与技术。

**About the corresponding author**

Zhang Yi, male, master degree candidate, College of National Defence Engineering, PLA University of Science and Technology, +86 15651988659, E-mail: zhangyi\_plaust@163.com. Research fields: the heat and moisture transfer theory and technology of underground engineering.