

带闪蒸制冷的空调系统焓分析及实验

谷雅秀¹, 赵润青², 屈长杰³, 赵凡¹

(1. 长安大学 建筑工程学院, 陕西 西安 710061; 2. 中国建筑上海设计研究院有限公司, 上海 200063;
3. 中铁第一勘察设计院集团有限公司, 陕西 西安 710043)

摘要: 常规温湿度独立控制空调系统要由两套子系统组成, 其结构复杂、占用空间大。为了改善常规系统的缺点, 探讨了动态冰浆生成技术在温湿度独立控制空调系统中应用的可行性, 设计了一套加入闪蒸蒸发器的新系统。采用焓分析的方法, 分析了制冷机组中各个部件的能量损失, 并设计实验计算了本系统的焓损失。结果表明, 本系统的设计能有效利用损失的焓, 利用闪蒸生成动态冰浆, 能简化系统结构, 减少系统成本。

关键词: 动态冰浆; 闪蒸蒸发器; 温湿度; 独立控制; 焓分析

中图分类号: TU831.4

文献标志码: A

文章编号: 1006-7930(2018)03-0441-07

Exergy analysis and experimental research on air conditioning system with flash cooling

GU Yaxiu¹, ZHAO Runqing², QU Changjie³, ZHAO Fan¹

(1. School of Civil Engineering, Chang'an University, Xi'an 710061, China;

2. China Architecture Shanghai Design & Research Institute Co., Ltd., Shanghai, China;

3. China Railway First Survey and Design Institute Group Co., Ltd., Xi'an 710043, China)

Abstract: The conventional temperature and humidity independent control air conditioning system has two subsystems, which leads to a complex construction and a need of more space. In order to solve this problem, the feasibility of the application of dynamic ice slurry generation technology in temperature and humidity independent controlled air conditioning system is discussed, and a new type of system with flash evaporator is designed. The exergy loss of each component in the refrigeration unit is analyzed by using the method of exergy analysis. The exergy loss of the system is calculated by designing an experiment. The design concept of reducing the exergy loss of the system is analyzed, and the improvement of the system is provided.

Key words: ice slurry; flash evaporator; temperature and humidity; independent control; exergy analysis

动态冰浆具有相变潜热和低温显热巨大、流动性好、换热面积大、能源形式环保等优势^[1], 被广泛应用于食品冷藏、工业冷却、建筑供冷等各个领域。自 1999 年国际制冷学会成立冰浆研究小组后, 诸多学者致力于对冰浆这种新型载冷剂的研究。W. Ma Z, Zhang P. 等^[2]总结了近年来在冰浆制取方面的发展及专利; Bédécarrats J P, David T 等^[3]通过数值模拟及实验对使用过冷法制备的冰浆其冰晶生成的影响因素进行研究; Kim B S, Shin H T 等^[4]研制了一套在 0.44 kPa 真空室压力时喷射制取冰浆的装置。

在建筑空调领域, 温湿度独立空调系统正受到广泛关注及应用, 其用两套独立的空调系统分别处理室内潜热和显热, 分别控制和调节室内温

湿度, 从而避免了使用常规空调系统造成的热湿联合处理的能量损失及难以同时满足室内温湿度参数要求的弊端^[5]。虽然温湿度独立系统在节能及舒适性上具有优势, 但是该系统中需要设置分别控制和调节室内温度与湿度的两套独立的控制处理系统, 即一套由高温冷源和余热消除末端装置(夏季使用)或供热热源(冬季使用)组成、采用水作为传送媒介的温度控制(处理显热)的系统, 以及一套由新风机组组成、采用新风或水作为能量输送的媒介的湿度控制(处理潜热)的系统^[6]。在夏季, 两套系统的存在使系统中必然要相应地涉及两种冷源方案的冷水机组和两套末端装置, 从而导致系统结构较复杂、占用空间较大、设置难度较大且设置成本高等不足之处。

收稿日期: 2017-03-15

修改稿日期: 2018-05-18

基金项目: 国家自然科学基金项目(51106014)

作者简介: 谷雅秀(1980—), 女, 博士, 副教授, 主要从事制冷与暖通空调系统节能与优化方面的研究。E-mail: guyaxiu@chd.edu.cn

结合闪蒸动态制冰,介绍一种新型自带高低温冷源的温湿度独立控制空调系统——带闪蒸制冷的温湿度独立控制空调系统,本系统在传统制冷机组的蒸发器处并联另一个闪蒸蒸发装置,利用在真空环境下将随雾化闪蒸,一部分水滴汽化带走热量,大部分水滴被冷却冻结,形成冰浆,使机组能在夜间制备冰浆、在白天使用冰浆并制备高温冷水,并且利用冷凝散热产生的余热制备一定温度的生活热水,从而,达到一机三用,削峰填谷,温湿度独立控制及能量梯级利用的效果。

通过对带闪蒸制冷的温湿度独立控制空调系统进行焓分析及实验,对本系统各个主制冷部件及整体制冷机组系统的焓损失进行理论分析,并通过合理的实验对本系统的焓损失进行计算与分析,为今后对系统的进一步优化提供依据。

1 动态制冰

冰浆,即二元冰,是指一种含有大量悬浮冰晶粒子的固液两相溶液,又称“流体冰”或“可泵冰”,其中冰晶粒子的平均尺寸不超过 $1\text{ mm}^{[7]}$ 。由于冰浆具有相变潜热和低温显热巨大、流动性好、换热面积大、能源形式环保等优势^[8],使得动态冰浆在深矿井降温、食品加工、医疗保护、消

防等领域都有很广泛的发展^[9],然而在建筑空调供冷上的应用相对较少。

冰浆的制取方法很多,包括过冷法,刮削法,流化床法,直接接触法,真空法等。其中真空法制备冰浆的本质是三相点原理^[10],即:当水的温度为 $0.01\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,水到达液、固、气三相平衡点,若平衡破坏,水则趋于单相或者两相。

由于真空法(闪蒸)制备冰浆相较于冰浆制取的其他方法有如下优点:换热效率高,不存在传热间壁;控制简单,运动装置少,部件加工要求精度低,噪音小;不易发生冰堵^[11]。因此,真空法较适用于建筑空调供冷系统。

2 带闪蒸制冷的温湿度独立控制空调系统

2.1 系统结构

图1所示为带闪蒸制冷的温湿度独立控制空调系统的原理图,主体包含有冰槽1、闪蒸蒸发装置2、蒸发器3、冷凝器4、压缩机5、温湿度独立控制空调机6。其中闪蒸蒸发装置2具有快速制取冰浆及确保冰槽提供 $0\sim 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 低温冷冻水的功能,由闪蒸蒸发器、闪蒸器和设置在闪蒸蒸发器和闪蒸器之间的连通管构成,在闪蒸蒸发器的制冷剂管

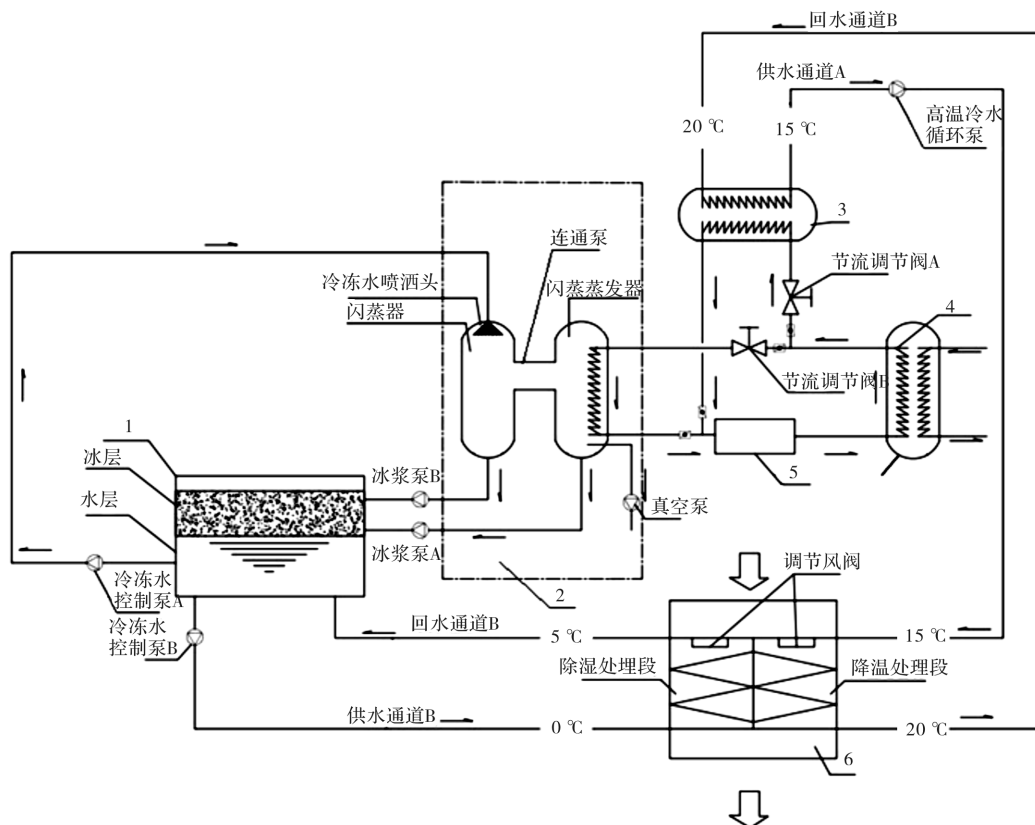


图1 带闪蒸制冷的温湿度独立控制空调机组原理图

Fig.1 Schematic diagram of temperature and humidity independent controlled air conditioning system

道上设有节流阀 B, 此制冷剂管道的两端与蒸发器的设有节流阀 A 的制冷剂管道的两端并联相接, 闪蒸蒸发器的侧壁体上还设置有真空泵、底部壁体上设置有与冰槽上部相连的冰浆泵 A, 闪蒸器的内腔顶部位置设置有冷冻水喷洒头、底部壁体上设置有与冰槽上部相联通的冰浆泵 B; 温湿度独立控制空调机包含降温处理段、除湿处理段和分别设置在降温处理段及除湿处理段上的调节风阀; 冰槽下部侧壁上设置有与所述的冷冻水喷洒头相联通的冷冻水泵 A、底部设置有带冷冻水泵 B 的 $0 \sim 5^{\circ}\text{C}$ 充任低温冷源的冷冻水供回水通道 B。另外, 在 4 处的冷凝器可与供生活热水的设备进行换热, 其余的多余的热量通过冷却塔排出。

2.2 运行策略

在工作时的连接状态下, 上文所述的温湿度独立控制空调机的降温处理段与蒸发器上的 $15 \sim 20^{\circ}\text{C}$ 高温冷源供回水管道 A 管路相连, 所述的除湿处理段与冰槽上的 $0 \sim 5^{\circ}\text{C}$ 低温冷源的冷冻水供回水管道 B 管路相连。

工作时, 包括来自室外的空气或房间循环空气在内的被处理空气先由调节风阀按需调节控制两处理段(降温处理段和除湿处理段)处理风量的比例, 然后同时由高温冷水在降温处理段内、低温冷冻水在除湿处理段内分别进行降温和深度除湿处理, 之后混合至送风状态点, 最后送入室内。

2.3 实际应用优势

2.3.1 提高制冷效率, 减小换热面积, 节约投资成本

采用高效的真空法制冰, 仅用一套系统可以同时达到提供高温冷水和低温冷水的双重目的, 从而到达提高制冷效率、减小换热面积、节约机组成本的目的。

2.3.2 易于满足新风深度除湿的要求, 提供足够干燥的低温新风

干燥的新风目前的获取主要有转轮除湿、溶液除湿、低温冷水除湿三种方式^[12]。对于民用建筑转轮除湿和溶液除湿受建筑空间和维护水平的限制, 难以推广应用。对于常规的 7°C 冷水除湿又不能完全满足新风深度除湿的要求, 本设备利用闪蒸原理, 可以低成本提供 $0 \sim 1^{\circ}\text{C}$ 的冷水, 完全可以满足新风深度除湿的要求, 提供干燥低温新风。

2.3.3 对冷凝热进行余热回收, 制备生活热水, 实现能量梯级利用

根据《建筑给水排水设计手册》, 卫生器具所需热水温度在 $30 \sim 50^{\circ}\text{C}$ 之间, 大多器具所需热水

温度小于 40°C ^[13]。制冷剂的冷凝温度一般大于 40°C , 而压缩机的出口温度更高可达 70°C 以上^[14]。所以, 理论上, 利用空调冷凝散热的余热完全能满足对生活热水的制备, 实现了余热利用。若冷凝散热与生活热水使用时间不统一, 也可采用蓄热水箱等蓄热装置解决。

2.3.4 利用冰槽蓄冰, 移峰填谷, 节约运营成本

本系统的闪蒸蒸发器在夜间开始运行进行蓄冰, 与传统的冰柱或冰球蓄冰技术相比, 更节能更可靠且寿命更长, 克服了传统冰蓄冷机组运行效率低、COP 低、防腐成本高等问题。

3 带闪蒸制冷的温湿度独立控制空调系统焓分析

带闪蒸制冷的温湿度独立控制空调系统, 其制冷机组主要由压缩机、冷凝器、节流阀、高温冷源蒸发器及闪蒸蒸发器等组成, 其流程如图 2 所示。采用灰箱分析模型对空调系统制冷机组进行焓分析, 系统中各主要设备可看作各个黑箱单元^[15]。分别以各部件为独立系统, 计算各部件的焓损失。

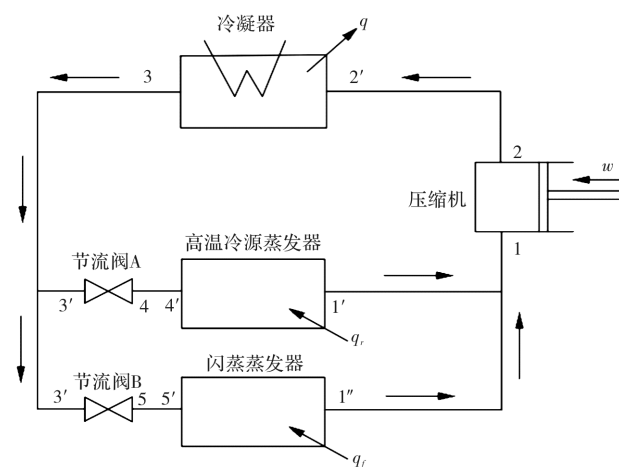


图 2 制冷机组流程图

Fig. 2 Refrigeration unit flow chart

3.1 压缩机焓损失

建立压缩机焓计算模型, 如图 3 所示。单位制冷剂进入和离开压缩机的焓分别为 e_{x_1} 、 e_{x_2} , 得压缩机平衡方程^[16]:

$$e_{x_1} + w = e_{x_2} + e_{lcomp} \quad (1)$$

又由稳定流动工质焓焓的计算式^[14]:

$$e_x = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (2)$$

式中: 下角标 0 为环境参数; h 为焓; s 为熵; T 为温度。

则:

$$e_{x_1} - e_{x_2} = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) \quad (3)$$

将式(3)代入(1)得:

$$e_{lcomp} = T_0(s_2 - s_1) \quad (4)$$

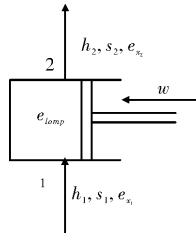


图 3 压缩机焓计算模型

Fig. 3 Exergy calculation model of compressor

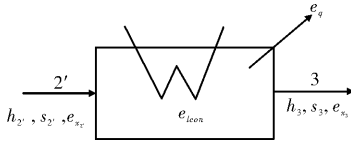


图 4 冷凝器焓计算模型

Fig. 4 Exergy calculation model of condenser

3.2 冷凝器焓损失

建立冷凝器焓计算模型，如图 4 所示。单位制冷剂进入和离开冷凝器的焓分别为 $e_{x_{2'}}$ 、 e_{x_3} ，排放给冷却水的热量焓为 $e_q^{[17]}$ ，内部焓 e_{lin} ，外部焓为 e_{lout} ，冷凝器的总焓损失为 e_{lcon} ，则：

$$e_{c_{2'}} = e_{x_3} + e_{lout} + e_{lin} \quad (5)$$

其中：

$$e_{lout} = e_q = (1 - \frac{T_0}{T_k})(h_{2'} - h_3) \quad (6a)$$

$$e_{lcon} = e_{x_{2'}} - e_{x_3} - e_q = (h_{2'} - h_3) - T_0(s_{2'} - s_1) - (1 - \frac{T_0}{T_k})(h_{2'} - h_3) \quad (6b)$$

式中， T_k 为冷凝温度。

结合式(5)、(6)得：

$$e_{lcon} = e_{lout} + e_{lin} = e_{x_{2'}} - e_{x_3} = (h_{2'} - h_3) - T_0(s_{2'} - s_3) \quad (7)$$

3.3 节流阀焓损失

对节流阀 A 建立节流阀焓计算模型，如图 5 所示。节流前后的焓分别为 $e_{x_{3'}}$ 、 e_{x_4} ，又因制冷剂流过节流阀的过程为绝热过程，焓值保持不变^[18]，则得节流阀 A 焓损失：

$$e_{lexp} = e_{x_{3'}} - e_{x_4} = -T_0(s_{3'} - s_4) \quad (8)$$

同理，得节流阀 B 焓损失：

$$E_{lexp} = e_{x_{3'}} - e_{x_5} = -T_0(s_{3'} - s_5) \quad (9)$$

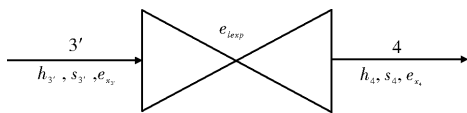


图 5 节流阀 A 焓计算模型

Fig. 5 Exergy calculation model of throttle valve

3.4 高温冷源蒸发器焓损失

建立高温冷源蒸发器焓计算模型，如图 6 所示。单位制冷剂进入和离开高温冷源蒸发器的焓分别为 e_{x_4} 、 $e_{x_{1'}}$ ，蒸发器吸收热量的焓为 $e_{q_r}^{[19]}$ ，得：

$$e_{x_{4'}} = e_{x_{1'}} + e_{q_r} + e_{lre} \quad (10)$$

其中

$$e_{q_r} = (\frac{T_0}{T_r} - 1)(h_{1'} - h_{4'}) \quad (11)$$

则：

$$e_{lre} = \frac{T_0}{T_f}(h_{4'} - h_{1'}) - T_0(s_{4'} - s_{1'}) \quad (12)$$

同理，得到闪蒸蒸发器的焓损失

$$e_{lf} = \frac{T_0}{T_f}(h_{5'} - h_{1''}) - T_0(s_{5'} - s_{1''}) \quad (13)$$

式中： q_r 为单位制冷量； T_r 、 T_f 为与蒸发器换热的溶液温度，对于变化的 T 取热力学平均值。

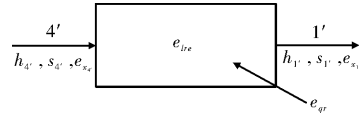


图 6 高温冷源蒸发器焓计算模型图

Fig. 6 Exergy calculation model of high temperature

evaporator

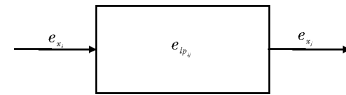


图 7 管段焓计算模型

Fig. 7 Exergy calculation model of pipe

3.5 管段焓损失

以某段连接管路为系统，建立计算模型进行分析，如图 7 所示。则管段焓损失为

$$e_{lp_{ij}} = e_{x_i} - e_{x_j} = (h_i - h_j) - T_0(s_i - s_j) \quad (14)$$

总管路焓损失为：

$$e_{lp} = \sum e_{lp_{ij}} \quad (15)$$

4 带闪蒸制冷的温湿度独立控制空调系统实验

4.1 实验设计

本实验将原有的小型制冷机组改造，加入闪蒸蒸发设备，实验制冷机组成原理图如图 2 所示。由前文分析的系统各部分焓计算方法，在实验中分别测得图 2 中所示高温冷源蒸发器运行时制冷机组的运行回路 1-2-3-4-1 和闪蒸蒸发器运行时制冷机

组的运行回路 1-2-3-5-1 的各测点的温度和压力。已知，环境温度为 30 ℃，冷凝温度为 40 ℃，高温冷源蒸发器运行时，与蒸发器换热的溶液平均温度为 17.5 ℃，蒸发温度为 12 ℃；闪蒸蒸发器运行时，与蒸发器换热的蒸汽平均温度为 0 ℃，蒸发温度为 -2 ℃。测点压力测量方法为从管道测点处引出测压管接压力表；测点温度测量方法为在管道测点上设置盲管，放入温度计读数。为了保证温

度和压力真实准确，减少测量误差，应在测点附近多次测量，取均值。

4.2 实验测量结果及计算

在测得各点温度和压力后，根据 R22 的物性可查的各点对应的比焓和比熵，分别列于表 1 和表 2 中。由式(1)~式(15)，可算出制冷机组各部分的焓损失和其相对于全系统的焓损率(局部焓损失相对于总焓损失的比重)，结果分别列于表 3 和表 4。

表 1 高温冷源蒸发器运行时制冷机组各状态点参数

Tab. 1 The parameters of each state point of the refrigerating unit during the operation of the high temperature evaporator

测点	温度 T/K	压力 p/kPa	比焓 $h/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	比熵 $s/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
1	287.45	737	411.02	1.739
2	336.05	1 546	437.161	1.768
1'	327.45	1 533	429.76	1.741
3	311.65	1 478	247.7	1.16
3'	308.65	1 480	243.73	1.148
4	285.65	732	243.73	1.154
4'	285.65	732	241.04	1.154
1'	284.75	710	409.359	1.736

表 2 闪蒸蒸发器运行时制冷机组各状态点参数

Tab. 2 The parameters of each state point of the refrigerating unit during the operation of the flash evaporator

测点	温度 T/K	压力 p/kPa	比焓 $h/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	比熵 $s/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
1	276.85	543	407.06	1.75
2	336.05	1 547	437.146	1.763
2'	327.85	1 532	430.134	1.742
3	311.95	1 496	248.15	1.162
3'	308.85	1 483	243.99	1.149
5	271.75	475	243.99	1.162
5'	271.85	475	246.35	1.171
1''	274.25	466	406.83	1.762

表 3 高温冷源蒸发器运行时制冷机组焓损失

Tab. 3 The exergy loss of the refrigerating unit during the operation of the high temperature evaporator

参数	焓损失 $e_t/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	焓损率/%
压缩机	8.791	46.5
冷凝器	5.930	31.4
节流阀 A	1.819	9.6
高温冷源蒸发器	0.875	4.6
管路	1.487	7.9
系统	18.902	

表 4 闪蒸蒸发器运行时制冷机组焓损失

Tab. 4 The exergy loss of the refrigerating unit during the operation of the flash evaporator

参数	焓损失 $e_t/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	焓损率/%
压缩机	3.941	22.2
冷凝器	6.157	34.7
节流阀 B	3.94	22.2
闪蒸蒸发器	1.056	6.0
管路	2.635	14.9
系统	17.730	

4.3 实验结果分析

制冷机组的焓损失主要发生在压缩机、冷凝器和节流阀。

对于高温冷源的循环,压缩机是焓损失最大的部件;而低温冷源的循环,由于压缩机吸气温度较低,压缩机的焓损失相对前者较少。

而由式(5)一式(7)可计算得到两个循环冷凝器的焓损率均为30%以上,其焓损失由内部焓损失和外部焓损失组成。其中内部焓损失仅占总焓损失的3%左右,主要由冷却介质和制冷剂的传热温差造成,通过强化传热可减少其内部焓损失^[16];而外部焓损失占总焓损失的97%左右,即大多数焓损失是由于冷凝散热形成的,本系统设计了生活热水循环,从而将这些焓变为有用焓。

对于节流阀,由表3、4中节流阀的焓损失可得,由于闪蒸蒸发器的蒸发温度更低,与冷凝温度的温差更大,其节流阀的焓损失相较于高温冷源蒸发器系统的更大。

对于蒸发器,由表3、4中蒸发器的焓损失可得,两个循环蒸发器的焓损率均最小。对于两个系统的总焓损失,带闪蒸蒸发器的系统略低于带高温冷源蒸发器的系统。

5 结论与展望

通过对本系统进行焓理论分析及实验可得到以下结论:

(1)带闪蒸制冷的温湿度独立控制空调系统能提高制冷效率、减小换热面积、节约投资成本,同时采用低温除湿易于满足新风深度除湿的要求,提供足够干燥的低温新风。

(2)对于用闪蒸蒸发器的系统,压缩机的焓损失比用高温冷源蒸发器的低,但节流阀损失较高,总系统焓损失略低。

(3)带闪蒸制冷的温湿度独立控制空调系统能利用冷凝器的外部焓损失来制备生活热水,进一步减少了系统的焓损失,实现能量梯级利用。

带闪蒸制冷的温湿度独立控制空调系统,旨在克服现有温湿度独立控制空调机组所存在的不足,提供一种结构简单且合理、设置方便且成本低、能在一套冷水机组上同时实现提供高温冷水、低温冷水和生活热水的温湿度独立控制空调系统。但本系统的运行模式及运行参数的确定,仍需结合具体应

用进行改进,需要继续研究与完善。

参考文献 References

- [1] 曲凯阳,江亿. 过冷水动态制冰的研究[J]. 暖通空调, 2001,31(2):1-4.
QY Kaiyang, JIANG Yi. Study on dynamic ice making with supercooled water[J], Journal of HV&AC, 2001, 31(2):1-4.
- [2] WANG R Z, ZHANG P, MA Z W. Review of recent patents on ice slurry generation[J]. Recent Patents on Engineering, 2011, 5(2):-.
- [3] BÉDÉCARRATS J P, DAVID T, CASTAING-LAS-VIGNOTTES J. Ice slurry production using supercooling phenomenon[J]. International Journal of Refrigeration, 2010, 33(1):196-204.
- [4] KIM B S, SHIN H T, LEE Y P, et al. Study on ice slurry production by water spray[J]. International Journal of Refrigeration, 2001, 24(2):176-184.
- [5] 刘晓华,谢晓云,刘拴强,等. 温湿度独立控制空调系统及其性能分析[J]. 北京:中国建设信息:供热制冷, 2008(7):22-26.
LIU Xiaohua, XIE Xiaoyun, LIU Shuanqiang, et al. Performance analysis on temperature and humidity independent control air-conditioning system[J]. Beijing: China Construction Heating & Refrigeration, 2008(7): 22-26.
- [6] 刘晓华,江亿,张涛. 温湿度独立控制空调系统[M]. 第2版. 北京:中国建筑工业出版社, 2013:160.
LIU Xiaohua, JIANG Yi, Zhang Tao. Temperature and humidity independent control air conditioning system [M]. 2nd ed. Beijing: China Construction Industry Press, 2013:160.
- [7] 郎四维. 我国建筑环境设备发展动向[C]//中日建筑环境设备高级论坛论文集,上海:同济大学出版社,2003: 27-50.
LANG Siwei. Development trend of building environmental equipment in China [C]//Proceedings of the Forum on Building Environment Equipment in China and Japan, Shanghai: Tongji University Press, 2003:27-50.
- [8] 何国庚,王忠衡,柳飞. 冰浆蓄冷技术及其应用[J]. 流体机械,2005,33(S1):350-354.
HE Guogeng, WANG Zhongheng, LIU Fei. Ice slurry storage technology and its application [J]. Fluid Machinery, 2005,33(S1):350-354.
- [9] 刘圣春,饶志明,孙志利. 动态冰浆在多领域上的应用

- [J]. 制冷技术, 2011, 39(9): 71-76.
- LIU Shengchun, RAO Zhiming, SUN Zhili. Application of dynamic ice slurry in many fields [J]. Refrigeration Technology, 2011, 39 (9): 71-76.
- [10] 葛铁群, 章学来. 二元冰真空制备技术分析与研究[J]. 暖通空调, 2006, 37(3): 10-14.
- GE Yiqun, ZHANG Xuelai. Analysis and study of binary ice vacuum making technique[J]. Journal of HV & AC, 2006, 37(3): 10-14.
- [11] 马军. 真空法制取冰浆[D]. 济南: 山东大学, 2012: 8.
- MA Jun. Ice slurry preparation by vacuum method [D]. Jinan: Shandong University, 2012: 8.
- [12] 刘晓华, 李震, 张涛, 等. 溶液除湿[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2013: 12-14.
- LIU Xiaohua, LI Zheng, ZHANG Tao, et al. Solution dehumidification[M]. Beijing: China Construction Industry Press, 2013: 12-14.
- [13] 中国建筑设计研究院. 建筑给水排水设计手册[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008: 267-269.
- China Architectural Design and Research Institute, Building water supply and drainage design manual [M]. Beijing: China Construction Industry Press, 2008: 267-269.
- [14] 江辉民, 王洋, 马最良, 等. 利用空调冷凝废热加热生活热水的可行性试验研究[J]. 给水排水, 2005, 31(7): 93-96.
- JIANG Huimin, WANG Yang, MA Shiliang, et al. Feasibility study on heating domestic hot water by condensing waste heat from air conditioning [J]. Water Supply and Drainage 2005, 31 (7): 93-96.
- [15] 项新耀. 工程焓分析方法[M]. 北京: 石油工业出版社, 1990: 122-125.
- XIANG Xinyao. Exergy analysis method for engineering [M]. Beijing: Petroleum Industry Press, 1990: 122-125.
- [16] 远义忠. 基于焓分析的集中空调系统能耗研究[D]. 南京: 南京理工大学, 2007: 59-62.
- YUANG Yizhong. Study on energy consumption of central air conditioning system based on exergy analysis [D]. Nanjing: Nanjing University of Science and Technology, 2007: 59-62.
- [17] 朱明善. 能量系统的焓分析[M]. 北京: 清华大学出版社, 1988: 27-61.
- ZHU Mingshan. Exergy analysis of energy system [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1988: 27-61.
- [18] 章学来. HCFC123/水共混双相变传热特性及直接接触式冰蓄冷系统[D]. 上海: 上海理工大学, 2001: 107-109.
- ZHANG Xuelai HCFC123/ water mixing and dual phase transformation heat transfer characteristics and direct contact ice storage system [D]. Shanghai: University of Shanghai for Science and Technology, 2001: 107-109.
- [19] 张龙, 孙畅, 陈杰, 等. 过冷式小型冰蓄冷系统焓分析[J]. 节能技术, 2005, 23(132): 306-308.
- ZHANG Long, SUN Chang, CHEN Jie, et al. Exergy analysis of supercooled small ice storage system [J]. Energy Saving Technology, 2005, 23(4): 306-308.

(编辑 吴海西)