

文章编号:0253 - 4339(2018) 05 - 0129 - 06

doi:10. 3969/j. issn. 0253 - 4339. 2018. 05. 129

制冷系统冷却水侧大温差运行能耗分析

朱锴锴 任建兴 张俊杰 李梦奇 马利斌 王海文

(上海电力学院能源与机械工程学院 上海 200090)

摘要 在热泵空调运行中,热泵空调水系统的输送能耗对整个系统节能降耗具有较大影响,因此大力发展冷却水大温差技术有利于降低机组能耗。本文通过理论分析和推导得出热泵空调性能参数与冷却水温差之间的关系,并在不同冷却水温差实验工况时,分析了热泵空调制冷系统及冷却水泵的能耗。结果表明,随着冷却水温差的增大,虽然热泵空调主机单位制冷量能耗逐渐增大,但热泵空调系统单位制冷量能耗逐渐减小;在温差为 8 °C 时,热泵系统能效比最大,为 3.173;冷却水温差为 7~9 °C 时,机组节能效果显著。

关键词 空调;冷机;实验工况;节能

中图分类号:TB61⁺1;TU831.6;TQ051.5

文献标识码:A

Energy Consumption Analysis of Refrigeration System with Large Temperature Difference in Cooling Water

Zhu Kaikai Ren Jianxing Zhang Junjie Li Mengqi Ma Libin Wang Haiwen

(School of Energy and Mechanical Engineering, Shanghai University of Electric Power, Shanghai, 200090, China)

Abstract During operation, the energy consumption of an air conditioning system has a great influence on energy savings of the whole system. Therefore, the development of cooling water technology with a large temperature difference will help reduce energy consumption of air conditioning system. The relationship between the chiller parameters and temperature difference of cooling water is obtained through theoretical analysis and derivation in this paper. In different experimental conditions with different cooling water temperature difference, the energy consumption of the chiller and cooling water pump is analyzed. The results indicate that with an increase in the cooling water temperature difference, the energy consumption of the air-conditioning system decreases gradually, although the energy consumption of the chiller increases gradually. When the temperature difference is 8 °C, the maximum energy efficiency ratio of air conditioning system is 3.173. The energy saving effect of the air conditioning system is obvious when the cooling water temperature difference is 7-9 °C.

Keywords air conditioning; chiller; experiment conditions; energy saving

空调水系统输送能耗约占整个空调系统能耗的 25%^[1],降低输水系统能耗对空调节能具有重要意义。大量研究表明,大温差冷冻水空调运行具有可靠性和经济性^[2-5],但大温差冷却水技术仍在探索之中。对于常规空调而言,大温差冷却水技术在冷却水供回水温差不大于 10 °C 时是可行的^[6]。文献[7-9]介绍了大温差冷却水技术在系统稳定运行时的节能优势。刘雪峰^[10]研究了冷却水温差控制对离心式冷水机组性能的影响,虽然大温差运行增大了机组能耗,但相对于冷却水泵的节能要小得多。廖丹^[11]对冷却水温差与热泵系统各部件的经济模型进行了分析,当电价不大于 16 元/(kW·h)时,冷却水温差越大越好。当冷却水温差比常规温差高 2 °C 时,可减少运行和投资费用分别为 3%~7% 和 10%~

20%^[12]。冷却水大温差设计由于节约了水系统循环水量,相应减小了水系统的输送能耗,但也造成冷凝压力升高、功耗增大等问题。因此本文研究了空调冷凝器参数、压缩机功耗及进出口压力、冷却水泵功耗随冷却水温差的变化规律,并深入分析在冷却水大温差运行时,单位制冷量压缩机、冷却水泵和热泵空调系统的功耗情况及空调机组性能系数和系统性能系数的变化规律,从而得出空调系统节能效果最好的运行温差。

1 研究方法

热泵实验系统如图 1 所示,由循环水系统、热泵系统和用户系统 3 部分组成。水源热泵机组选用水-水整体式 MSR-J036,其额定工况参数如表 1 所示。

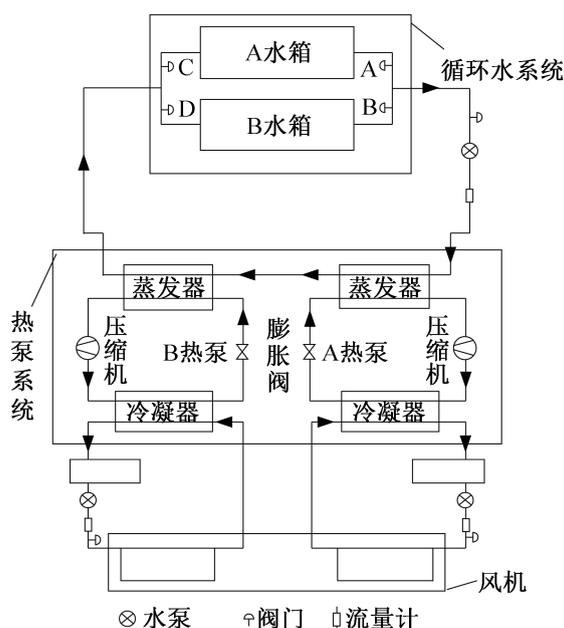


图 1 热泵机组实验系统

Fig. 1 Heat pump experiment system

表 1 水源热泵机组参数

Tab. 1 Parameters of water source heat pump

制冷剂	制冷剂充注量/kg	名义制冷(热)量/kW		额定输入功率/kW		最大工作压力/MPa	
		制冷	制热	制冷	制热	排气侧	吸气侧
R22	1.15	10	8.3	2.1	2.8	2.80	0.95

1) 循环水系统包括 A、B 水箱所在回路。机组运行时, 打开阀门 A、D, 关闭阀门 B、C, A 水箱里的水经过 A 阀门由水泵输送到热泵机组中, 循环冷却水在冷凝器中吸收制冷剂从室内带来的热量, 升温的冷却水经阀门 D 回到 B 水箱中, 完成循环。其中 A、B 水箱内各安装有一组 5 kW 的温控加热器且外部包裹一层 3 cm 厚的橡塑保温海绵。当冷却水温度低于设置温度时, 加热器自动启动; 反之, 加热器自动断电。保温海绵能够阻止冷却水与外界的换热, 保持冷却水处于实验温度。

2) 热泵系统, 该系统中用户侧是蒸发器, 液态制冷剂吸热蒸发变成气态制冷剂, 使用户侧冷冻水温度降低, 制冷剂经过压缩机升温升压作用后进入冷凝器, 由循环冷却水带走热量重新变成较高温度和压力的液态制冷剂, 经过节流阀变成低温低压的液体, 回到蒸发器, 完成循环。

3) 用户侧系统包括 C 水箱回路系统和风机, 系统运行前 C 水箱中充满水, 循环水在蒸发器中被制冷剂吸收热量, 温度降低的冷冻水进入 C 水箱中, 然

后经过给水泵输送到用户, 通过风机与室内热空气换热, 降低室内温度。

2 理论计算

本实验以夏季热泵机组制冷模式为例, 主要研究在用户水源侧冷却水进口温度一定时, 冷却水进出口温差对热泵性能及能耗的影响。用户侧供回水温度保持 7/12 °C 不变, 供回水流量为 1.47 m³/h, 根据分析确定热泵进口水温为 26 °C, 初始进口体积流量为 1.2 m³/h, 常规热泵空调冷却水进出口温差为 5 °C。通过改变冷却水流量, 使冷却水进出口温差在 6 ~ 10 °C 变化, 热泵处于大温差运行状态, 每次实验时间约为 25 ~ 30 min。通过实验, 研究不同温差运行热泵机组和系统工况的影响。

蒸发器制冷量^[13]:

$$Q_0 = KA\Delta t_m = c_p G\Delta t \quad (1)$$

$$\Delta t_m = \frac{t_1 - t_2}{\ln\left(\frac{t_1 - t_0}{t_2 - t_0}\right)} \quad (2)$$

式中: Δt_m 为蒸发器冷却水与制冷剂的对数平均数; K 为冷凝器传热系数, W/(m²·K); A 为冷凝器传热面积, m²; t_0 为冷凝温度, °C; G 为冷却水的质量流量, kg/s; Δt 为冷却水进出口温差, °C。

同一机组当冷凝器侧换热量一定时, 随着水源侧温差的增大, 冷却水流量随之降低。凝汽器的传热系数也随流量的变化而改变^[14], 故:

$$Q_0 = Q'_0, A = A', K\Delta t_m = K'\Delta t'_m$$

则

$$\frac{\Delta t_m}{\Delta t'_m} = \frac{K'}{K} = \frac{R}{R'} \quad (3)$$

式中: R, R' 为不同流量时冷凝器的总传热热阻, K/W。

冷凝器传热热阻 R 包括制冷剂侧热阻、管壁热阻、污垢热阻、冷却水热阻等^[15-16]。在冷却水流量发生变化时, 对于确定的换热器, 只有水侧热阻发生变化, 制冷剂侧和管壁的热阻基本保持不变。水侧换热系数与水流速度的 0.8 次幂成正比^[17-18], 即 $\alpha \propto v^{0.8}$ 。

由式(1)可知, 当制冷量不变时, 冷却水流量与其进出口温差之间成反比; 对于相同管路, 水流量与流速成正比, 三者关系可用式(4)表示:

$$\frac{G}{G'} = \frac{\Delta t'}{\Delta t} = \frac{v}{v'} \quad (4)$$

联立式(3)式(4)可知水侧热阻与温差的关系:

$$\frac{R_w}{R'_w} = \left(\frac{\Delta t}{\Delta t'}\right)^{0.8} \quad (5)$$

式中： R_w 、 R'_w 为不同流量时冷凝器水侧热阻，K/W。

对壳管式冷凝器而言，在冷却水进出口温差改变的情况下，制冷剂热阻、冷凝管管壁热阻及污垢热阻基本不变，主要改变的是冷却水侧热阻，这一热阻一般约占整个冷凝器热阻的 35% ~ 40% [19]，计算时取其所占比例为 40%。因此，大温差冷却水下冷凝器的总传热热阻为：

$$R' = R + 0.4 \left(\frac{R'_w}{R_w} - 1 \right) R \quad (6)$$

整理上式，可得：

$$\frac{R'}{R} = 1 + 0.4 \left(\frac{R'_w}{R_w} - 1 \right) \quad (7)$$

3 实验结果分析

在制冷模式下，随着水源侧冷却水流量的降低，流经凝汽器的冷却水温差不断增大，根据前文的推倒公式可计算出凝汽器的冷凝温度，根据制冷剂 R22 的特性利用 refprop 软件计算制冷剂的参数。在水源侧进水温度不变时，随着进出冷凝器的冷却水温差的增大，制冷剂的冷凝压力如图 2 所示。

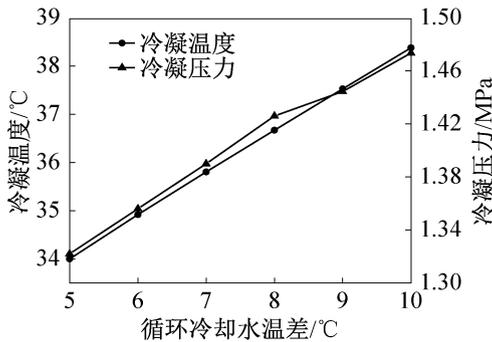


图 2 冷凝压力和温度随循环冷却水温差的变化

Fig. 2 Variations of condensing pressure and temperature with temperature difference of circulating cooling water

由图 2 可知，在冷却水进口温度一定时，冷凝温度和冷凝压力随着冷却水温差的增大而不断增大。由于蒸发器参数基本保持不变，冷凝器的冷凝压力与冷却水温差成正比，为了满足制冷剂蒸气能够在凝汽器中充分放热，使压缩机做功增加，压缩机排气压力增大，因为蒸发参数不变，压缩机吸气压力基本保持不变，压缩机排气和吸气压力随循环冷却水温差的变化如图 3 所示。

因为蒸发器的参数基本保持不变，蒸发器进口制冷剂压力基本不变，又由图 2 可知，冷凝压力随着冷却水温差的增大而不断增大，使节流阀的进口压力不断增大，节流阀损失增大，节流阀进气和出气压力变

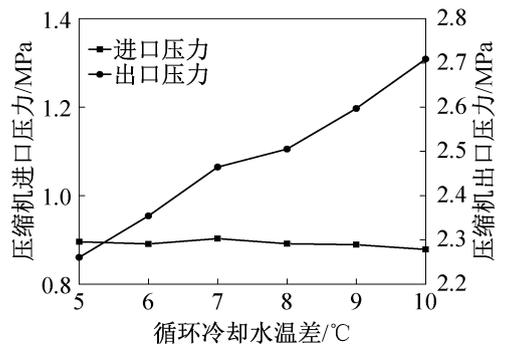


图 3 压缩机排气和吸气压力随循环冷却水温差的变化

Fig. 3 Variations of compressor exhaust and suction pressure with temperature difference of circulating cooling water

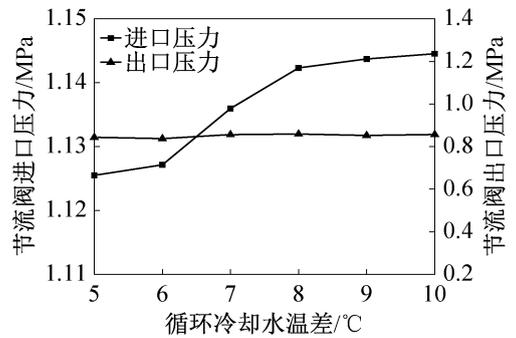


图 4 节流阀进气和出气压力变化

Fig. 4 Variation of inlet and outlet pressure of throttle valve with temperature difference of circulating cooling water

化如图 4 所示。制冷热泵机组单位制冷量的能耗 q_1 (kW) 为：

$$q_1 = \frac{W}{Q} \quad (8)$$

式中： Q 为热泵供给用户的制冷量，kW； W 为热泵循环水泵功耗，kW。

热泵空调机组压缩机的轴功率随冷却水温差的变化如图 5 所示。以温差为 5 °C 的冷却水为基准，不同冷却水温差压缩机单位制冷量能耗变化如表 2 所示。由表 2 可知，空凋制冷量一定时，空凋单位制冷量能耗随着冷却水温差的增大而增大，结合图 2 和图 4 可知，冷凝压力随着冷却水温差的增大而增大，蒸发器的参数基本不变，导致节流损失不断增大，空凋效率减小。当冷却水温差小于 8 °C 时，空凋单位制冷量能耗增量变化较为平缓；当冷却水温差大于 8 °C 时，热泵空凋机组单位制冷量能耗增量变化较为剧烈。分析可知，热泵空凋机组不能无止境的增大冷却水温差，随着冷却水温差的增大，机组制冷量在不断降低，热泵空凋的单位能耗越大，反而造成热泵有效能源利用率降低。

3.1 给水泵能耗分析

实验采用的给水泵为 MS 轻型不锈钢卧式变频

单级离心泵,根据水泵定律^[20]可知,对同一台冷却水泵,由于水泵转速不同引起水泵流量的变化,在理论情况下,水泵功率与冷却水流量的关系可表示为:

$$\frac{N'}{N} = \left(\frac{G'}{G}\right)^3 \quad (9)$$

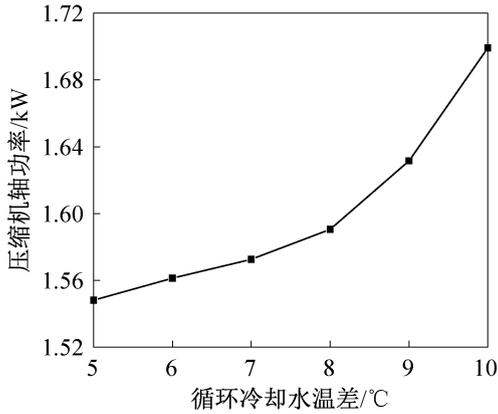


图 5 压缩机轴功率随循环冷却水温差的变化

Fig. 5 Variation of compressor shaft power with temperature difference of circulating cooling water

表 2 不同温差压缩机单位制冷量能耗

Tab. 2 Energy consumption of unit refrigerating capacity of compressor in different temperature in different temperature

温差/°C	单位制冷量/W	压缩机能耗增量/W
5	222.22	0
6	224.12	1.90
7	225.73	3.51
8	228.31	6.09
9	234.19	11.97
10	243.90	21.68

但实际运行中给水泵的功率与流量不符合三次方的关系。本实验主要研究冷却水大温差运行对热泵机组性能的影响,由电量感应器和电流表测得水泵功率随流量变化的关系,在制冷量一定时,随着冷却水温差的增大,流量不断减小,水泵的能耗必然降低。该实验水泵功率的变化如表 3 所示。

由表 3 可知,当蒸发器吸热量一定时,流经冷凝器冷却水的流量与温差成反比,即随着冷却水温差的不断增大,冷却水流量持续减少,水泵的能耗逐渐降低,给水泵的单位制冷量能耗逐渐降低。当冷却水体积流量从 24.45 L/min 减小至 17.51 L/min 时,即冷却水温差从 5 °C 增至 7 °C 时,给水泵的单位制冷量能耗变化较为剧烈;冷却水流量从 17.51 L/min 减小至

12.44 L/min 时,给水泵单位制冷量能耗变化较为平缓。以 5 °C 循环水温差水泵为基准,随着温差不断增大,水泵单位制冷量能耗不断降低,水泵的节能效果增加。虽然冷却水温差的增大使冷却水流量减小,降低了循环水泵的能耗,但同时增大了热泵机组的能耗,节能效果还需要具体分析。

表 3 不同体积流量下冷却水泵单位制冷量能耗

Tab. 3 Energy consumption of unit refrigerating capacity of cooling water pump in different volume flow rate

工况	体积流量/(L/min)	轴功率/W	单位制冷量水泵能耗/W	水泵节能/W
1	24.45	800	114.83	0
2	20.41	718	103.03	11.80
3	17.51	655	90.40	20.83
4	15.35	605	86.87	27.96
5	13.71	566	81.18	53.66
6	12.44	533	76.57	38.27

3.2 大温差热泵空调运行的节能分析

以常规热泵空调单位制冷量能耗为基准,大温差运行热泵空调系统单位制冷量能耗关系如图 6 所示,其中 x 轴上方表示相对能耗增加量, x 轴下方表示相对能耗减少量,即节能量。由图 6 可知,以常规热泵空调为基准时,随着循环水温差的增大,空调机组的单位制冷量能耗增量不断增大,在冷却水温差为 8 °C 时,空调单位制冷量能耗突然变大;由水泵能耗曲线可知,给水泵的相对能耗减少量也随着温差的增大而不断增大,当温差在 5 ~ 8 °C 时,单位制冷量水泵的节能速率不断增大;而温差在 8 ~ 10 °C 变化时,虽然给水泵的节能量也不断增大,但其变化率减小。从系统节能曲线可知,空调系统大温差运行时,系统节能效果先增大,随后逐渐减小。分析图 6 可知,虽然大

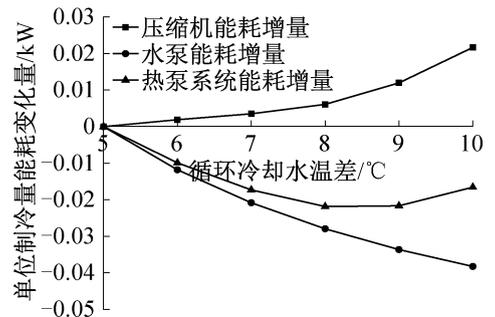


图 6 热泵空调单位制冷量能耗变化

Fig. 6 Variation of energy consumption of unit refrigerating capacity of air conditioning

温差热泵空调具有一定的节能作用,但节能效果随循环水温差的增大而先增大后减小。在温差为 8 °C 时,热泵系统的节能效果最佳。

图 7 所示为热泵空调机组及其系统能效比的变化。热泵机组能效比随着冷却水温差的增大而不断减小;但热泵系统能效比随着冷却水温差的增大,先增大后逐渐减小。在循环水温差为 8 °C 时,热泵系统能效比最大。结合图 6 和图 7 可知,虽然随着冷却水温差增大给水泵的节能效果不断增强,但整个系统的节能量先增大后缓慢减小,热泵系统能效比也先增大后减小。从第 1 部分及上述分析可知,冷却水温差增大,制冷剂的冷凝压力增大,蒸发器各参数不变,压缩机的出口压比增大,压缩机功耗急剧增大且增大速率比给水泵能耗降低速率快,导致热泵系统能效比在冷却水温差不断增大时呈先增大后逐渐减小的趋势。所以冷却水大温差运行热泵并非温差越大越好,冷却水温差在 7~9 °C 时,空调运行最为节能。

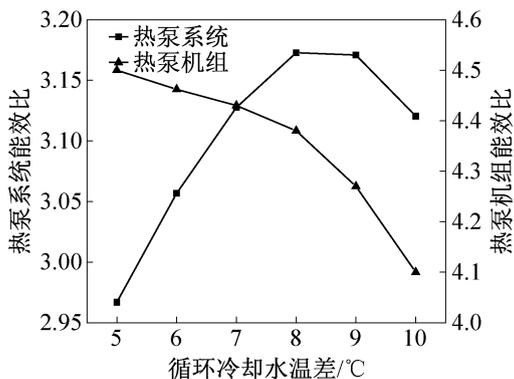


图 7 热泵机组及其系统能效比变化

Fig. 7 The energy efficiency ratio variation of heat pump air conditioner and its system

4 结论

在循环冷却水进口温度保持 26 °C 不变时,改变循环冷却水流量,研究了不同冷却水温差下常规热泵空调与常规温差热泵空调单位制冷量能耗的关系。结果表明:虽然大温差热泵主机的单位制冷量能耗高于常规热泵,但大温差冷却水给水泵的单位制冷量的能耗低于常规热泵空调给水泵的单位能耗,且其能耗减少量大于热泵主机耗能增量。总体而言,大温差热泵系统的单位能耗是降低的,具有一定的节能效果。

随着循环冷却水温差的增大,热泵空调机组的能效比逐渐减小;但其系统能效比随着循环水温差的增大而先增大后减小。在冷却水温差为 8 °C 时,系统能效比达到最大,为 3.173。因此,热泵空调在大温差运行时并非温差越大越好,而是有一定的温差限制。

分析可知,循环水温差在 7~9 °C 时,大温差热泵空调运行能够有效降低能耗。

本文受上海市科技委能力建设计划项目(15110501000)资助。(The project was supported by the Shanghai Science and Technology Commission's Capacity Construction Project (No. 15110501000).)

参考文献

- [1] 陶永生,张建林,汪虎明,等. 冷水大温差组合式空调机组的研制[C]//全国暖通空调制冷 2002 年学术文集. 北京:中国建筑工业出版社,2002:252-257. (TAO Yongsheng, ZHANG Jianlin, WANG Huming, et al. Cold water large temperature difference combined air conditioning unit research[C]//National HVAC Refrigeration Year Academic Corpus. Beijing: China Construction Industry Press, 2002:252-257.)
- [2] 贾晶. 大温差小流量的空调水系统方案[J]. 建筑科技, 2007,14:40-41. (JIA Jing. Air conditioning water system scheme with large temperature difference and small flow rate [J]. Construction Science and Technology, 2007,14:40-41.)
- [3] 江连昌. 大温差空调水系统的节能评价方法[J]. 暖通空调,2011,41(7):70-72. (JIANG Lianchang. Energy saving evaluation method of large temperature difference air conditioning water system [J]. Journal of HV & AC, 2011, 41 (7): 70-72.)
- [4] 陈伟煌,李司秀. 大型公共建筑大温差空调冷水系统的能耗分析[J]. 制冷,2015,34(2):46-49. (CHEN Weihuang, LI Sixiu. Energy consumption analysis of large scale air conditioning chilled water system in large public buildings [J]. Refrigeration. 2015,34(2):46-49.)
- [5] TOMOHIKO I, YUKIHIRO K, KAZUTAKE A, et al. Changes in year-round air temperature and annual energy consumption in office building areas by urban heat-island countermeasures and energy-saving measures [J]. Applied Energy, 2008, 85(1):12-25.
- [6] SUN W Z, LIN H M, ZHANG L H. The applicability of large temperature difference in air-conditioning system [C]//WANG Ruzhu. Cryogenics and Refrigeration-Proceedings of ICCR' 2008. Beijing: Science Press, 2008: 499-503.
- [7] 孙文哲,张林,张立华. 大温差中央空调的适用性判据[J]. 上海海事大学学报,2007,28(2):39-43. (SUN Wenzhe, ZHANG Lin, ZHANG Lihua. Applicability criteria of large temperature difference central air conditioning [J]. Journal of Shanghai Maritime University, 2007, 28 (2): 39-43.)
- [8] 秦国经. 变风量空调冷却水控制系统研究[D]. 西安:

- 西安建筑科技大学, 2011. (GUO Guojing. Research on VAV air conditioning cooling water control system [D]. Xi'an: Xi'an University of Architecture and Technology, 2011.)
- [9] 高伟. 地表水水源热泵系统节能问题及适用性研究 [D]. 重庆: 重庆大学, 2010. (GAO Wei. Research on energy saving and applicability of surface water source heat pump system [D]. Chongqing: Chongqing University, 2010.)
- [10] 刘雪峰. 中央空调冷源系统变负荷运行控制机理与应用研究 [D]. 广州: 华南理工大学, 2012. (LIU Xuefeng. Research of variable load operation control mechanism and engineering application for cold source system of central air-conditioning [D]. Guangzhou: South China University of Technology, 2012.)
- [11] 廖丹. 公共建筑集中空调系统节能运行管理研究 [D]. 长沙: 湖南大学, 2009. (LIAO Dan. Study on energy saving operation and management of central air conditioning system in public buildings [D]. Changsha: Hunan University, 2009.)
- [12] 李莉. 低温大温差空调与常规空调冷冻水管路设计计算比较 [J]. 流体机械, 2008, 36(5): 79 - 83. (LI Li. Comparison of design and calculation of low temperature large temperature air conditioning and conventional air conditioning chilled water pipe system [J]. Fluid Machinery, 2008, 36(5): 79 - 83.)
- [13] 章熙民, 任泽霏, 梅飞鸣. 传热学 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2007: 291 - 294. (ZHANG Ximin, REN Zeppei, MEI Feiming. Heat transfer theory [M]. Beijing: China Building Industry Press, 2007: 291 - 294.)
- [14] 董其伍, 张垚. 换热器 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2008: 68 - 69. (DONG Qiwu, ZHANG Yao. Heat transfer theory [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2008: 68 - 69.)
- [15] 付朋. 空调冷却水系统模型辨识与节能运行优化方法 [D]. 大连: 大连理工大学, 2015. (FU Peng. Model identification and energy saving operation optimization method of air condition cooling water system [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2015.)
- [16] 杨欢, 孔颖萍, 董骆骆, 等. 某制冷站中央空调冷却水系统控制策略分析 [J]. 建筑热能通风空调, 2012, 31(2): 73 - 74, 43. (YANG Huan, KONG Yingping, DONG Luouo, et al. Analysis the control strategy of cooling water system in a factory [J]. Building Energy & Environment, 2012, 31(2): 73 - 74, 43.)
- [17] 董晓丽. 降低空调冷冻水系统输送能耗的研究 [D]. 上海: 东华大学, 2012. (DONG Xiaoli. Research of reducing energy consumption of air condition chilled water system [D]. Shanghai: Donghua University, 2012.)
- [18] 史德福, 陈华, 周楚. 带冷凝热回收热泵空调器的实验研究 [J]. 制冷学报, 2013, 34(4): 75 - 80. (SHI Defu, CHEN Hua, ZHOU Chu. The research on heat pump air-conditioner with condensing heat recovery [J]. Journal of Refrigeration, 2013, 34(4): 75 - 80.)
- [19] 徐健. 某商场空调冷却水大温差系统分析 [J]. 建筑热能通风空调, 2015, 34(3): 63 - 65. (XU Jian. Analysis of large chilled water temperature difference of air conditioning system of an emporium [J]. Building Energy & Environment, 2015, 34(3): 63 - 65.)
- [20] 程昕. 大温差冷却水对冷水机组性能的影响研究 [D]. 衡阳: 南华大学, 2014. (CHENG Xin. Study on the effect of cooling water with large temperature difference on the performance of chiller [D]. Hengyang: University of South China, 2014.)

通信作者简介

任建兴, 男, 教授, 上海电力学院, 1337189600, E-mail: 1101512055@qq.com。研究方向: 火电厂燃煤燃烧节能技术, 低温余热利用技术。

About the corresponding author

Ren Jianxing, male, professor, Shanghai University of Electric Power, + 86 1337189600, E-mail: 1101512055@qq.com. Research fields: coal combustion energy saving technology and low temperature waste heat utilization technology in thermal power plant.