

文章编号: 1008-8857(2020)02-0088-07

DOI: 10.13259/j.cnki.eri.2020.02.005

# 循环水对水环热泵系统运行的影响研究

于齐东

(天津大学 环境科学与工程学院, 天津 300072)

**摘要:** 以循环水为研究对象, 采用部分负荷率法建立能量方程并定义无因次能耗指数( $I_c$ 、 $I_h$ )作为水环热泵系统运行变化的动态指标。结果表明: 无因次能耗数与负荷率之间具有线性关系, 但应注意: 在制热工况下, 受热泵性能系数影响, 系统运行会产生显著波动并引起能耗升高。选取天津某办公建筑为案例进行测试以检验上述结论, 并用循环水动态能量分析方法处理实验数据, 结果表明: 相比热泵系统, 负荷率对机组能耗的影响更显著, 特别是在冬季畸变工况段; 另外, 冬季热泵系统运行会受辅助热源与负荷率双因子影响, 这将降低畸变工况段的能耗变化幅度。因此, 合理选择辅助热源容量将有助于优化系统整体运行。

**关键词:** 水环热泵; 循环水; 无因次能耗数; 循环水动态能量分析方法; 辅助热源

**中图分类号:** TU83

**文献标志码:** A

## Research on the effect of circulating water on the operation of water-loop heat pump

YU Qidong

(School of Environmental Science and Engineering, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

**Abstract:** In order to study the operation rule of water-loop heat pump system (WLHPs), the circulating water was selected as a new research objective to build its energy equation by using part-load rate method, while the dimensionless indice ( $I_c$ ,  $I_h$ ) were defined to analyze the changes of energy consumption. The theoretical results showed that a linear relationship could be developed between the dimensionless indice and part-load rate, but it was noteworthy that the coefficient of performance (COP) of the units had a greater impact on the system operation in winter than that in summer. An office building in Tianjin was selected to validate these conclusions. And the test data were dealt with an energy analysis of circulating water in dynamic state. The test results indicated that compared with the heat pump system, the load rate had an obvious effect on the energy consumption of the units, especially in distortion range in winter. In addition, the changes of energy consumption could be reduced in winter due to the double effects of the auxiliary heat source and load rate. So, it played an important role in improving overall efficiency to reach an energy balance between auxiliary power and units.

**收稿日期:** 2017-08-19

**基金项目:** 住房和城乡建设部研究开发项目(2011-K1-46)

**第一作者:** 于齐东(1978—), 男, 博士。研究方向: 热泵新理论与人工环境控制。

E-mail: [stevenyu78@sina.com](mailto:stevenyu78@sina.com).

**Keywords:** water-loop heat pump; circulating water; dimensionless energy consumption index; energy analysis of circulating water in dynamic state; auxiliary heat source

能源与环境是当前面临的严重问题，而能量回收技术<sup>[1-3]</sup>成为解决这一问题的重要途径。作为高效节能装置，热泵通过回收与转换技术将空气、水以及土壤中的能量运用到建筑系统来降低常规能源消耗，因此对热泵的理论<sup>[4-5]</sup>与技术<sup>[6-10]</sup>研究已成为工程科学的前沿。

水环热泵<sup>[11]</sup>是特殊的水源热泵，它利用由水/空气热交换器组成的闭式水环路回收建筑内部余热并进行冷、热量转移与分配来满足冷、热需求。作为能量载体，循环水同时向建筑提供热量与冷量，依据文献<sup>[12]</sup>，循环水温度应维持在16~32℃。冬季当水温低于下限值时应开启辅助热源加热循环水；同理，当水温达到上限值时使用冷却塔冷却循环水。水环热泵系统原理图如图1所示。

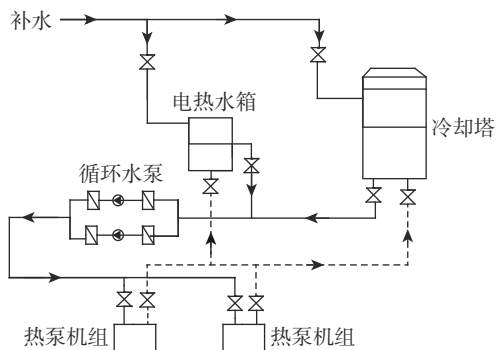


图1 水环热泵系统原理图

Fig. 1 Schematic diagram of WLHPs

基于此，应重点研究系统的节能率与应用条件。依据能量守恒原理，马最良等<sup>[13]</sup>提出一次能源静态分析法讨论系统运行，但该方法忽略了负荷性质转变对运行的影响，同时，在实际应用中，该方法的评价指标也难以确定。为了解决上述问题，基于循环水的能量载体作用，文献<sup>[14-19]</sup>中提出能级理论来确定机组因工况转换对水环路形成的反向能，并给出了辅助热源的选取原则。同时，文献<sup>[20-21]</sup>中使用循环水能级分析法确定系统运行的节能范围。针对应用条件，Lian等<sup>[22]</sup>

基于几种典型气候区与建筑模型研究确定了该系统在我国的应用范围。另外，结合工程实例Chen等<sup>[23]</sup>报道了系统在住宅建筑的应用并对运行进行了综合评价。此外，Yuan等<sup>[24]</sup>分析了循环水温度对系统部件的影响，并提出了实际运行策略。于齐东<sup>[25]</sup>报道了负荷率对热泵运行的重要作用，并指出它将成为研究水环热泵系统能耗的重要线索。目前，在对水环热泵系统研究过程中还需解决以下问题：①当系统处于冷、热同供时，如何解决机组因工况转换形成的反向能差；②运行受多因素影响，如何确定其主导因子与变化规律；③明确辅助热源对运行的影响并以此拓展系统应用建筑模型。

基于此，以循环水为研究对象，利用建立的能量方程确定系统能耗变化规律与影响因素，同时，以天津某办公建筑为案例进行验证以拓展该系统的应用范围。

## 1 循环水能量变化的理论分析

### 1.1 负荷率的影响

依据系统运行原理，循环水温度会对机组性能系数(COP)产生显著影响。制冷时，机组向水环路放热，放热量 $Q_F$ 为

$$Q_F = Q_c \left( 1 + \frac{1}{\varepsilon} \right) \quad (1)$$

式中： $Q_c$ 为建筑冷负荷，kW； $\varepsilon$ 为热泵制冷系数。

因循环水温度升高，此过程为循环水蓄能。

制热时，机组从循环水中吸热，吸热量 $Q_x$ 为

$$Q_x = Q_h \left( 1 - \frac{1}{\mu} \right) \quad (2)$$

式中： $Q_h$ 为建筑热负荷，kW； $\mu$ 为热泵制热系数。

因循环水温度降低，此过程为循环水放能。

当负荷率变化时，一方面，受循环水温度影响，热泵机组COP会发生变化，并影响系统运行能耗；另一方面，系统内部吸热与放热机组数

量也会发生变化。由于吸热与放热机组对循环水产生的能量作用完全相反,这将导致系统能耗会在负荷率升高到一定范围时出现快速上升趋势,并明显偏离原先的运行规律。因此,循环水所处的能量状态与负荷率变化幅度是系统运行的关键。

建筑负荷率变化会造成循环水蓄能量与放能量不断改变,进而通过循环水温度影响机组运行。因此,负荷率是影响循环水温度的关键因素,也是循环水蓄能与放能的转换条件。即在不同负荷率下,循环水会产生转换能差,此处是指在部分负荷下运行时,循环水蓄能与放能的转换量值,此能量值会影响机组运行效率与辅助能源消耗。

## 1.2 能量方程

夏季建筑设计冷负荷为  $Q_c$  时,因热泵机组向循环水放热,导致水环路最大功率变化,即

$$q_c = Q_c \left(1 + \frac{1}{\varepsilon}\right) \quad (3)$$

式中,  $q_c$  为设计冷负荷时循环水对应的能量, kW。

基于热泵系统长期处于部分负荷运行的实际情况,负荷率变化会使部分机组由制冷变为制热,此过程引起的能量变化为

$$\Delta q_c = (1 - \eta) q_c \quad (4)$$

式中:  $\Delta q_c$  为制冷工况下循环水的变化能, kW;  $\eta$  为部分负荷率, %。

本文采用从循环水到建筑负荷的逆推方法,循环水能量变化会使部分热负荷变为等量冷负荷。依据冷负荷变化与循环水蓄能关系有

$$\Delta q_c = \Delta Q_c \left(1 + \frac{1}{\varepsilon}\right) \quad (5)$$

式中,  $\Delta Q_c$  为冷负荷的变化, kW。

$$\Delta Q_h = \Delta Q_c = \frac{(1 - \eta) q_c}{1 + \frac{1}{\varepsilon}} \quad (6)$$

式中,  $\Delta Q_h$  为热负荷变化, kW。

因热负荷的存在又会使循环水处于放能状态,热泵机组对水环路产生的反向能为

$$\Delta Q_h \left(1 - \frac{1}{\mu}\right) = (1 - \eta) \frac{\mu}{1 + \frac{1}{\varepsilon}} q_c \quad (7)$$

注意:在转换过程中,制冷运行机组还将向循环水放热,其放热量为  $\eta q_c$ 。

依据反向能的属性与守恒原理,循环水制冷工况下的能量方程为

$$\Delta q_c = \eta q_c - (1 - \eta) \frac{1 - \frac{1}{\mu}}{1 + \frac{1}{\varepsilon}} q_c \quad (8)$$

同理,制热时由于部分机组功能的转变,水环路也将变为蓄能状态,循环水能量变化为  $(1 - \eta) q_h$ ,热负荷转变为等量冷负荷,即

$$\Delta Q_c = \frac{(1 - \eta) q_h}{1 - \frac{1}{\mu}} \quad (9)$$

对应的蓄能  $Q'$  为

$$Q' = \Delta Q_c \left(1 + \frac{1}{\varepsilon}\right) \quad (10)$$

循环水制热工况下的能量方程为

$$\Delta q_h = \eta q_h - (1 - \eta) \frac{1 + \frac{1}{\mu}}{1 - \frac{1}{\varepsilon}} q_h \quad (11)$$

式中,  $\Delta q_h$  为制热工况下循环水的变化能, kW。

## 1.3 无因次能耗指数

式(8)、(11)表明,负荷率是影响循环水能量变化的关键因素。为了确定两者的函数关系,本文提出无因次能耗指数作为循环水能量变化的评价指标,其定义为:部分负荷率下循环水能量变化与此工况循环水总能量比值。它在不同工况下的定义不同。

制冷工况

$$I_c = \frac{\Delta q_c}{q_c} = \eta - (1 - \eta) \frac{1 - \frac{1}{\mu}}{1 + \frac{1}{\varepsilon}} \quad (12)$$

制热工况

$$I_h = \frac{\Delta q_h}{q_h} = \eta - (1 - \eta) \frac{1 + \frac{1}{\mu}}{1 - \frac{1}{\varepsilon}} \quad (13)$$

式中,  $I_c$ 、 $I_h$  分别为制冷与制热工况下无因次能耗指数。

对无因次能耗指数进行处理。

$$\begin{cases} I_c = \eta - (1 - \eta)A \\ I_h = \eta - (1 - \eta)B \\ A = \frac{1 - \frac{1}{\mu}}{1 + \frac{1}{\varepsilon}} \\ B = \frac{1 + \frac{1}{\varepsilon}}{1 - \frac{1}{\mu}} \end{cases} \quad (14)$$

式中， $A$ 、 $B$  均为与机组有关的性能系数，且  $A < B$ 。

此处无因次能耗指数为负荷率的单值函数，其对负荷率的导数为

$$\begin{cases} \frac{dI_c}{d\eta} = 1 + A \\ \frac{dI_h}{d\eta} = 1 + B \end{cases} \quad (15)$$

由方程可得以下两点结论：①循环水无因次能耗指数与部分负荷率具有一定的线性关系，但受热泵性能系数影响，因此，系统运行会存在变化拐点，这反映了运行由节能区过渡到高能耗区的变化过程；②由于  $\frac{dI_c}{d\eta} < \frac{dI_h}{d\eta}$ ，因此，热泵系统在制热工况运行时负荷率对循环水能量变化的影响大于制冷工况运行时。基于此，只要知道系统

的运行负荷，就可以利用建立的循环水能量方程确定夏、冬两季水环热泵运行需要的供给能，这为评估运行的节能性提供了新的理论依据。

## 2 测试与讨论

### 2.1 项目概述

测试项目为天津某节能示范建筑，其面积约 1 000 m<sup>2</sup>，夏、冬两季室内设计温度分别为 27、21 ℃，建筑冷、热负荷分别为 105.5、70 kW。该建筑采用 23 台 SHR 系列单元式水环热泵机组，总制冷量、制热量分别为 105.5、120.8 kW，输入功率分别为 23.5、25.2 kW，冬季采用电加热水箱作为辅助热源，其容量为 35 kW。

### 2.2 测试方案

根据建筑用途与特点，采用全年运行时间部分负荷率测试方法。根据室外环境温度与负荷不同将空调系统全年运行时间划分为 5 个用能负荷段，分别为 0~20%、20%~40%、40%~60%、60%~80%、80%~100%，并选取每段中典型的部分负荷率(20%、40%、60%、80%、100%)作为测试工况点，对热泵系统夏、冬两季运行能耗进行测试，其能耗测试数据如表 1 所示。压缩机运转率为 70%，在空调主设备耗电量计算中已考虑压缩机运转效率。

表 1 夏、冬季能耗测试数据

Tab. 1 Test data of energy consumption in summer and in winter

季节	负荷率/%	设备功率/kW	水泵功率/kW	冷却塔功率/kW	总功率/kW	时间/h	耗电量/(kW·h)
夏季	100	16.46	2.2	1.50	20.16	75	1 512
	80	9.24	2.2	0.80	12.24	375	4 590
	60	6.91	2.2	0.63	9.74	600	5 844
	40	4.61	2.2	0.42	7.23	300	2 169
	20	2.30	2.2	0.21	4.71	150	707
冬季	100	12.19	2.2	35.00	49.39	72	3 556
	80	4.15	2.2	28.00	34.35	360	12 366
	60	3.12	2.2	21.00	26.32	576	15 160
	40	2.08	2.2	14.00	18.28	288	5 265
	20	1.03	2.2	7.00	10.23	144	1 473

### 2.3 结果与讨论

测试数据表明,运行工况对热泵系统能耗影响显著,为此,本文提出循环水动态能量分析方法对数据进行分析。该方法提出的依据是:由于循环水是系统运行的能量载体,其温度无论对热泵机组运行效率还是对辅助热源的能耗都具有显著的影响;而建筑负荷产生的变化效应又会通过机组吸放热方式来改变循环水温度,应注意此过程无中间传递环节与能耗损失,因此,建筑负荷、循环水能量与系统能耗之间存在一一对应关系。此处循环水能量变化源于热泵机组对水环路的吸、放热,其值由循环水温度决定,并随系统运行处于动态,因此,它反映了机组吸、放热对水环路的影响,同时也决定了运行能耗的变化规律。基于此,以设计工况下循环水能量变化与系统能耗作为研究基准,利用能量变化幅度(等级)概念描述运行过程,即

$$\begin{cases} E = \frac{\Delta e_{\max}}{\Delta e} \\ W = \frac{E_{\text{bf}}}{E_{\text{sj}}} \end{cases} \quad 0 \ll \eta \ll 100\% \quad (16)$$

式中: $E$ 为循环水能量变化等级; $\Delta e_{\max}$ 为设计工况下循环水能量变化,  $\text{kW}\cdot\text{h}$ ;  $\Delta e$ 为部分负荷下循环水能量变化,  $\text{kW}\cdot\text{h}$ ;  $W$ 为相对能耗; $E_{\text{bf}}$ 为部分负荷下系统能耗,  $\text{kW}\cdot\text{h}$ ;  $E_{\text{sj}}$ 为设计工况下系统能耗,  $\text{kW}\cdot\text{h}$ 。

基于实验方案与测试值,将循环水能量变化划分为1~5档能量级,并选择测试负荷段中典型负荷率下系统能耗作为此工况段对应的循环水能量变化,即 $E=5$ ( $\eta=100\%$ 时系统能耗)、 $E=4$ ( $\eta=80\%$ 时系统能耗)、 $E=3$ ( $\eta=60\%$ 时系统能耗)、 $E=2$ ( $\eta=40\%$ 时系统能耗)、 $E=1$ ( $\eta=20\%$ 时系统能耗)。

使用上述方法处理实验数据,得到夏、冬两季机组与系统相对能耗变化如图2所示。

图2(a)中显示:夏季机组与系统相对能耗在 $E=1\sim 4$ 服从线性规律, $E=4$ 是曲线的拐点;机组相对能耗斜率大于系统相对能耗,这种现象在畸变工况段会更明显。这是因为循环水是系统能量载体,负荷率的改变通过循环水直接作用于热泵机组并影响其运转效率。而影响系统相

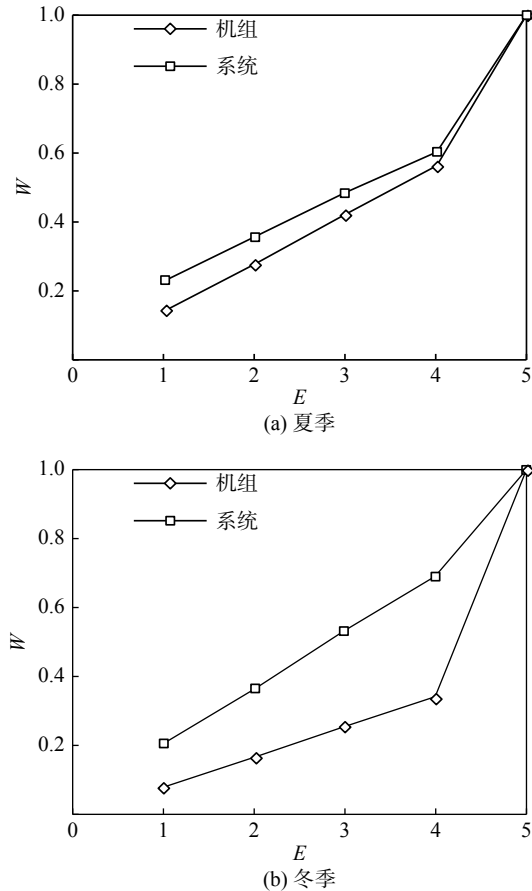


图2 夏、冬季机组与系统无相对能耗

Fig. 2 Dimensionless energy consumption of the unit and system in summer and in winter

对能耗的因素较多,负荷率只是其中一个重要因子,因此,系统相对能耗变化不如机组相对能耗变化明显。

由图2(b)中可以看出:冬季系统相对能耗变化具有近似线性特征,而机组相对能耗变化在 $E=4$ 处发生畸变,呈现非线性特征。这是因为冬季运行时,系统内部必须添加辅助热源,且其能耗是重要的影响因子。值得注意的是,辅助热源的使用可降低负荷率对机组运行的影响,但也会增加系统额外能耗。因此,在负荷率与辅助热源双因子影响下系统相对能耗出现近似线性变化特征。建筑负荷通过改变循环水温度影响热泵机组的运转效率,因此,机组运行能耗也会在某一负荷段产生畸变。

为了进一步分析辅助热源对机组的影响,图3给出了夏、冬两季机组和热泵相对能耗。

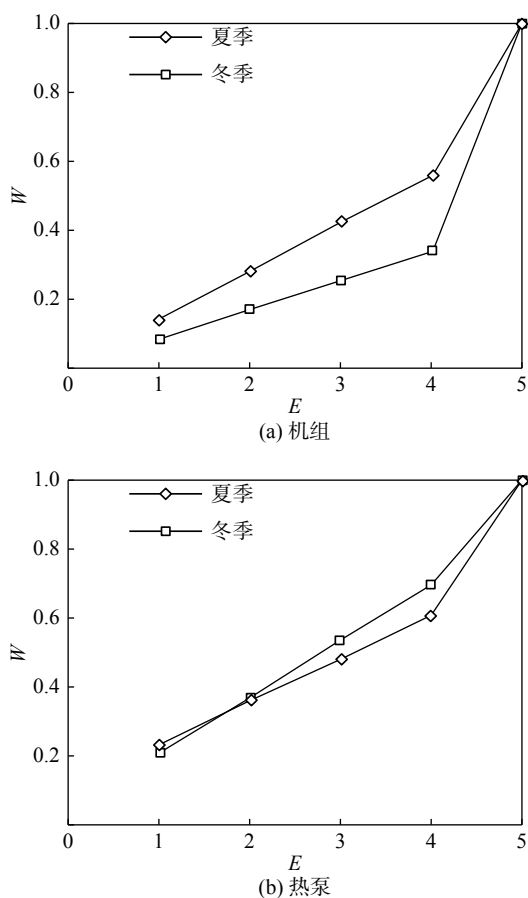


图3 夏、冬两季机组与热泵相对能耗

Fig. 3 Dimensionless energy consumption of the unit and heat pump system in summer and in winter

图3(a)中显示: 机组相对能耗在  $E = 1 \sim 4$  范围内具有线性变化特征, 但夏季曲线斜率会更大; 值得注意的是, 机组相对能耗会在  $E = 4$  时出现拐点, 且畸变工况段在冬季对机组的影响更明显。冬季系统添加辅助热源, 这将明显提示循环水温度使机组在  $E = 1 \sim 4$  具有较高的运转效率, 因此, 冬季机组相对能耗变化小于夏季。但冬季机组在设计工况范围内运行时, 由于系统内部可回收的热量较少, 导致辅助热源即使满负荷运行也很难保证机组高效运行, 因此, 机组相对能耗在  $E = 4 \sim 5$  时会发生剧烈震荡并显著上升。若选更大容量的辅助热源, 在  $E = 4 \sim 5$  时机组运转效率得到保证。

图3(b)中显示: 冬季热泵相对能耗曲线斜率在  $E = 1 \sim 4$  时要大于夏季, 但在畸变工况段恰好相反。出现这种现象的原因是系统相对能耗

受多种因素的影响, 这种情况在冬季会更明显。系统冬季运行时, 其相对能耗受负荷率与辅助热源双重影响。本试验选取辅助热源容量偏小, 这一方面会降低畸变工况段的系统能耗; 另一方面, 由于循环水温度偏低, 会导致热泵机组运转效率下降, 从而增加系统能耗。综合分析结果表明: 此工况段与其他工况段能耗变化并不明显。夏季系统能耗主要受负荷率影响, 因此, 在畸变工况段运行, 系统能耗会出现明显的变化。

基于工程测试与能耗分析可归纳出以下结论: ①负荷率无论冬季还是夏季对机组的影响要比系统显著, 特别是在畸变工况段。②冬季负荷率在畸变工况段对机组能耗的影响要大于夏季, 而其他工况段正好相反。③冬季系统能耗受辅助热源与负荷率的双因子影响, 因此, 在畸变工况段能耗变化没有夏季变化显著。

### 3 结论

基于循环水能量载体作用, 本文采用负荷率方法建立了循环水能量方程, 并利用定义的无因次能耗发现了循环水能量变化与负荷率具有线性关系, 并分析了影响运行变化的关键因素。以天津某办公建筑为案例进行测试, 得到如下结论: ①机组能耗受负荷率的影响比系统明显, 这种现象在冬季畸变工况段更显著; ②冬季系统运行会受辅助热源与负荷率共同影响, 因此, 辅助热源与热泵机组之间的能量平衡将成为提升系统整体能效的关键。

#### 参考文献:

- [1] POSTRIOTI L, BALDINELLI G, BIANCHI F, et al. An experimental setup for the analysis of an energy recovery system from wastewater for heat pumps in civil buildings[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 102: 961 - 971.
- [2] WANG Y F, NIU Y Q, ZHANG X L, et al. Optimization and energy integration of heat recovery and power generation system[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 107: 294 - 300.
- [3] ASAE S R, UGURSAL V I, BEAUSOLEIL-

- MORRISON I. Techno-economic feasibility evaluation of air to water heat pump retrofit in the Canadian housing stock[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 111: 936 - 949.
- [4] ZHAO Z R, XING Z W, HOU F, et al. Theoretical and experimental investigation of a novel high temperature heat pump system for recovering heat from refrigeration system[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 107: 758 - 767.
- [5] ZHANG C L, YUAN H, CAO X. New insight into regenerated air heat pump cycle[J]. *Energy*, 2015, 91: 226 - 234.
- [6] YOON S, LEE S R, KIM M J, et al. Evaluation of stainless steel pipe performance as a ground heat exchanger in ground-source heat-pump system[J]. *Energy*, 2016, 113: 328 - 337.
- [7] WEI M L, YUAN W X, SONG Z J, et al. Simulation of a heat pump system for total heat recovery from flue gas[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 86: 326 - 332.
- [8] QU M L, FAN Y N, CHEN J B, et al. Experimental study of a control strategy for a cascade air source heat pump water heater[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 110: 835 - 843.
- [9] LI C F, MAO J F, ZHANG H, et al. Numerical simulation of horizontal spiral-coil ground source heat pump system: sensitivity analysis and operation characteristics[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 110: 424 - 435.
- [10] SHANG Y, DONG M, LI S F, et al. Analysis of a ground source heat pump system using an unsaturated 3-dimensional model[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 112: 1083 - 1094.
- [11] PIETSCH J A. Water-loop heat pump systems assessment[J]. *Ashrae Transactions*, 1990, 96(3): 1029 - 1038.
- [12] LI X G. Thermal performance and energy saving effect of water-loop heat pump systems with geothermal[J]. *Energy Conversion and Management*, 1998, 39(3-4): 295 - 301.
- [13] 马最良, 曹源. 闭式环路水源热泵空调系统运行能耗的静态分析 [J]. 哈尔滨建筑大学学报, 1997, 30(6): 68 - 74.
- [14] YU Q D. Theory of energy level and its application in water-loop heat pump system[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 119: 269 - 274.
- [15] YU Q D. Applied research on water loop heat pump system based on a novel mechanism of energy conversion[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 153: 575 - 582.
- [16] 于齐东. 辅助热源容量对水环热泵系统运行的影响 [J]. 制冷与空调, 2019, 19(2): 43 - 49.
- [17] 于齐东. 基于循环水能级机制的水环热泵应用理论 [J]. 洁净与空调技术, 2019(1): 37 - 43.
- [18] 于齐东. 热泵系统运行影响因素分析与经济性评价 [J]. 制冷与空调, 2019, 19(7): 52 - 60.
- [19] 于齐东. 水环热泵系统研究与应用进展 [J]. 制冷与空调, 2019, 19(10): 5 - 11.
- [20] 常茹, 于齐东, 朱能. 基于能级理论的水环热泵系统节能性分析 [J]. 中南大学学报: 自然科学版, 2014, 45(3): 847 - 854.
- [21] 于齐东, 朱能. 基于循环水能级的非标工况下水环热泵系统能耗研究 [J]. 制冷学报, 2013, 34(6): 35 - 41.
- [22] LIAN Z W, PARK S R, QI H N. Analysis on energy consumption of water-loop heat pump system in China[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2005, 25(1): 73 - 85.
- [23] CHEN C, SUN F L, FENG L, et al. Underground water-source loop heat-pump air-conditioning system applied in a residential building in Beijing[J]. *Applied Energy*, 2005, 82(4): 331 - 344.
- [24] YUAN S, GRABON M. Optimizing energy consumption of a water-loop variable-speed heat pump system[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2011, 31(5): 894 - 901.
- [25] 于齐东. 部分负荷率对热泵系统能耗的影响分析 [J]. 流体机械, 2012, 40(1): 76 - 80.