

夏热冬暖地区污水源热泵区域能源系统集中供冷热与传统系统的对比分析*

中国科学院广州能源研究所 中科院可再生能源重点实验室 涂爱民[☆] 朱冬生
广东省新能源和可再生能源研究开发与应用重点实验室
亚太建设科技信息研究院有限公司 郭晓芳

摘要 以一城市综合体为例,分析了在夏热冬暖地区采用污水源热泵空调系统集中供冷热的可行性,并与传统供热空调区域能源系统进行了对比。结果表明,即使在以供冷为主的华南地区,污水源热泵空调系统仍具有一定的节能和经济优势。对该系统在华南地区推广应用面临的问题进行了讨论。

关键词 污水源热泵 城市综合体 区域能源 夏热冬暖地区 收益率

Comparative analysis of centralized heating and cooling system based on sewage-source heat pump system with a traditional system in hot summer and warm winter zone

By Tu Aimin[★], Zhu Dongsheng and Guo Xiaofang

Abstract Taking an urban complex as an example, analyses the feasibility of the district energy system based on sewage-source heat pump for heating and cooling in hot summer and warm winter zone, and compares it with a regional energy system of traditional heating and air conditioning. The results show that the district energy system based on sewage-source heat pump for heating and cooling still has a certain energy saving and economic advantage even in South China where mainly uses cooling. In additions, discusses the system application problems in South China.

Keywords sewage-source heat pump, urban complex, district energy, hot summer and warm winter zone, rate of return

★ Guangzhou Institute of Energy Conversion, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou, China

1 污水源热泵区域能源集中供冷热系统发展概述

近年来,由于城市扩张迅速,原来位于较偏僻郊区的污水处理厂逐渐被融入到市区,为污水冷热资源利用提供了契机。由于城市污水具有可再生及冬暖夏凉的特性,因此污水源热泵空调系统可获得较高的季节能效比;另一方面,该系统无需冷却塔,减少了冷却水的蒸发损失。这种节能节水的特性既带来了经济效益和城市的节能环保效应,又避免了冷却塔系统设置带来的对周边环境和城市景观影响的烦恼,尤其对于大型综合性建筑,布置

冷却塔一直是令建筑师头疼的问题。基于以上因素,近年来采用污水源区域能源系统越来越得到社会的认可。国内对污水源热泵空调技术的应用在建设规模上已处于世界前列。据不完全统计,截止到2012年年底,我国污水源热泵空调系统装机容量达到了500 MW以上,为650万m²以上的建筑提供供冷、供热服务,这些项目主要集中在三北地

☆ 涂爱民,男,1971年1月生,博士研究生,高级工程师
510650 广州五山能源路2号中国科学院广州能源研究所
生物质能大厦709
(020) 37029707
E-mail: tuam@ms.giec.ac.cn

收稿日期:2015-12-23

一次修回:2016-01-28

二次修回:2016-02-05

* 广东省引进创新创业团队专项项目——2013年“扬帆计划”引进创新创业团队(编号:201312N08),中国南方智谷引进创新团队(编号:顺府办函[2014]365号)

区。一方面,我国幅员辽阔,致使相同功能类型的建筑在不同的地区冷热需求差异较大;另一方面,由于气候环境的差异,污水源热泵空调系统在不同地区体现的性能特点和适用性也会有较大差异。在我国寒冷地区和夏热冬冷地区,已投运的污水源热泵空调系统案例体现了其节能节水特点和经济性优势;但在全年以供冷为主的夏热冬暖地区,污水源热泵空调系统是否仍有其优势?本文通过对华南地区一城市综合体拟采用的污水源热泵区域能源系统案例进行分析,并与同样采用区域能源系统方式的冷却塔水冷机组+燃气锅炉案例进行对比,探讨这种区域能源系统在夏热冬暖地区的经济和节能效益。

2 比较及评价过程涉及的相关计算模型

按冷热源系统是否设置中间换热器来分类,污

$$\frac{\varepsilon}{\varepsilon_0} = 1.71188 - 0.04554t_j + 8.82 \times 10^{-4}t_j^2 - 1.52 \times 10^{-5}t_j^3 + 2.07 \times 10^{-7}t_j^4 - 1.86 \times 10^{-9}t_j^5 + 7.92 \times 10^{-12}t_j^6 \quad (1)$$

制热(适用温度范围 10~20 °C)时,机组性能修正曲线方程为

$$\frac{\varepsilon}{\varepsilon_0} = 0.65213 + 0.02289t_j - 2.32492 \times 10^{-4}t_j^2 + 2.14063 \times 10^{-6}t_j^3 - 1.2821 \times 10^{-8}t_j^4 \quad (2)$$

对于离心冷水机组(适用温度范围 18~34 °C),某商家的机组性能修正曲线方程为

$$\frac{\varepsilon}{\varepsilon_0} = 2.08187 - 0.24522t_j + 0.01876t_j^2 - 5.45363 \times 10^{-4}t_j^3 + 5.17357 \times 10^{-6}t_j^4 \quad (3)$$

式(1)~(3)中 ε 为实际运行工况机组性能系数; ε_0 为名义工况机组性能系数; t_j 为机组进水温度,°C,制冷名义工况机组进水温度为 32 °C,供热名义工况机组进水温度为 18 °C。

2.2 供冷季机组性能

对于区域集中供冷,由于在机组配置时已经充分考虑了供冷对象的部分负荷频率因素的影响,机组的组合配置已经得到了优化,因此在考虑全年系统综合性能系数时,无需再考虑部分负荷工况对机组性能的影响,仅需考虑冷却水温度的影响。对于污水源机组,污水温度随季节的变化趋势与环境气温相比具有一定的滞后性,且水温随天气的变化也与冷却塔的出水温度变化有差异,因此不能直接套用一般水冷机组的综合部分负荷性能系数(IPLV),可以采用如下的做法:不同月份空调用冷量占全年空调总用冷量的比例乘以该月份的污水源平均温度条件下的机组性能系数,如式(4)所示^[1-2]:

$$IPLV = \sum_{m=1}^n \varphi_m C_m \quad (4)$$

水源热泵可分为直接利用方式的污水源热泵系统(简称直接式系统)和间接利用方式的污水源热泵系统(简称间接式系统),这2种方式各有利弊。间接式系统由于存在中间换热环节和 2~3 °C 的换热温差,一定程度上抵消了污水的“冬暖夏凉”优势,这一温度优势尤其对夏季制冷工况影响较大;直接式系统充分发挥了污水源的优势,但对防腐、防腐措施要求较高。本文采用的案例选用了直接利用方式。

2.1 冷热源进水温度对机组性能影响的模型

通过对所选机组冷却水进水温度对机组性能影响的曲线进行拟合,得到冷却水进水温度与机组性能关系模型。

对于螺杆热泵机,制冷(适用温度范围 18~34 °C)时,某商家的机组性能修正曲线方程为

式中 n 为空调机组一年运行的月数; φ_m 为第 m 月的空调负荷占全年空调负荷的比例; C_m 为第 m 月的平均污水温度条件下机组的性能系数。

2.3 建筑物全年负荷的计算

在具备建筑物物理模型的前提下,可以采用一些商业软件计算建筑物全年的冷热负荷,但在项目可研阶段,建筑结构特点尚未完全确定时,仅能采用负荷指标法来估算目标建筑(群)的全年冷热负荷,这种简化方法有度日法、温频法、当量运行小时法等。这里采用度日法计算建筑物负荷 Q ^[2]:

$$Q = 24qa \frac{C_d}{\Delta t} \quad (5)$$

式中 q 为建筑物总的设计空调热负荷或冷负荷, kW; a 为度日数,取典型年的供暖期度日数 HDD18 和空调期度日数 CDD26; C_d 为修正系数,考虑到间歇空调对连续空调的修正,供热季节为 0.69,制冷季节为 0.76; Δt 为室内外设计温差,°C。

2.4 管线冷量损失关系模型

对于相同的管径,冷量损失与长度的关系^[2]为

$$Q_{cl} = cG\Delta t_g = cG \frac{l(t_w - t_1)}{cGR} = \frac{l}{R}(t_w - t_1) \quad (6)$$

式中 Q_{cl} 为单位管长的冷量损失, W/m; c 为冷水比热容, J/(kg·°C); G 为冷水管道流量, kg/s; Δt_g 为管内水的温升, °C/m; l 为冷水管道长度, m; t_w

为土壤温度, °C; t_1 为管内介质温度, °C; R 为冷水与土壤换热总热阻, $m^2 \cdot ^\circ C/W$ 。

当输送管道管径不同时,在确定的供回水温度下,输送冷量损失仅为管径的关系函数。在土壤温度为 24 °C、供回水温度为 1.1 °C/14 °C 时,供水管和回水管的冷量损失关系式如下。

供水管冷量损失 $Q_{cl,g}$:

$$Q_{cl,g} = 2.222\ 37 + 0.108\ 18d_N - 1.455\ 04 \times 10^{-6}d_N^2 + 1.081\ 55 \times 10^{-9}d_N^3 - 2.878\ 08 \times 10^{-13}d_N^4 \quad (7)$$

回水管冷量损失 $Q_{cl,h}$:

$$Q_{cl,h} = 0.970\ 59 + 0.047\ 24d_N - 6.344\ 27 \times 10^{-7}d_N^2 + 4.738\ 56 \times 10^{-10}d_N^3 - 1.268\ 04 \times 10^{-13}d_N^4 \quad (8)$$

冷量损失修正系数 η_g 为

$$\eta_g = 0.043\ 7(24 - t_g) \quad (9)$$

管内介质温度修正系数 η_h 为

$$\eta_h = 0.1(24 - t_h) \quad (10)$$

式(7)~(10)中 d_N 为管内径, m; t_g 为供水温度, °C; t_h 为回水温度, °C。

2.5 经济评价模型

这里采用财务净现值法。财务净现值法计算公式为

$$F_{NPV} = \sum_{t=0}^p C_t(1+i)^{-t} \quad (11)$$

式中 F_{NPV} 为净现值, 元; p 为建设期与经济寿命之和; C_t 为第 t 年的流入现金与流出现金之差, 元; i 为标准收益率。

3 夏热冬暖地区污水源热泵区域能源系统案例分析

3.1 冷热源特征及目标建筑描述

以华南某大型城市综合体项目为供冷热目标建筑(群),该综合体各部分建筑面积、供冷指标和年供冷量见表 1^[1-3]。该综合体的全年实际用冷需求为 15 776 万 kW·h/a。

表 1 目标建筑供冷指标和年供冷量

	商场超市	甲级办公楼	四星级酒店	公寓	其他公共建筑	加权平均
建筑面积/万 m ²	19.8	28.2	3.5	16.3	12.2	
单位面积供冷指标/(W/m ²)	180.0	136.0	162.0	105.0	175.0	147.7
折算至供冷指标的年运行时间/h	1 190	1 320	1 020	2 050	1 100	
年供冷量/(kW·h/m ²)	214.2	179.5	173.3	216.2	192.5	197.2

注:年供冷量为折算至冷负荷指标下的年运行负荷时间乘以单位面积供冷指标。

夏热冬暖地区对供热没有特别要求,但有些公共建筑项目每年会有 1 个半月左右的空调供热需求。该项目采用度日法对空调供热量进行了估算,得到年供热需求量为 1 499 万 kW·h/a;对酒店和公寓,还有生活热水需求,根据相关规范预测,年热水需求量为 416.3 万 kW·h/a。

距离该城市综合体项目 1.8 km 处有一设计日处理能力为 30 万 t 的污水处理厂,目前污水处理量为 24 万~26 万 m³/d,日处理量较为稳定。该项目采用二级污水作为空调系统冷热源,利用直接式污水源热泵空调系统解决目标建筑的冷热需求。根据为期 1 a(2013 年 10 月至 2014 年 9 月)的现场实测,得到该污水处理厂二级污水月平均温度及同期与环境湿球温度对应的冷却塔出水温度,如图 1 所示。冷却塔出水温度与环境湿球温度的

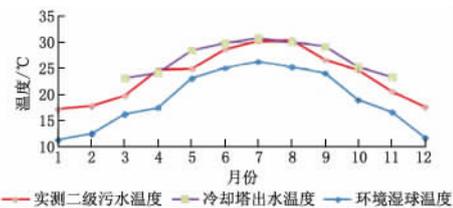


图 1 实测各月二级污水温度及与环境湿球温度对应的冷却塔出水温度

关系式通过厂家样本拟合,如式(12)所示。

$$t_o = 0.754\ 5t_s + 10.918 \quad (16\ ^\circ C \leq t_s \leq 30\ ^\circ C) \quad (12)$$

式中 t_o 和 t_s 分别为冷却塔出水温度和环境湿球温度, °C。

3.2 系统方案设计简介

该项目供冷、热负荷及机组配置见表 2。

表2 装机容量及装机方案

项目	负荷及装机容量/kW	备注	
供热工况	供热负荷	29 160	
	供热水负荷	2 376	
	供热总负荷	31 536	
	热泵机组容量	22 075	考虑 0.7 的同时使用系数 ^[2]
	实际热泵装机容量 ¹⁾	26 645	考虑了热泵机组负荷配备的选型结果
	螺杆机	5 023	3 台热泵机组
	离心机	21 622	3 台热泵机组
供冷工况	供冷负荷	82 690	考虑 0.7 的同时使用系数 ^[2]
	蓄冷系统削峰负荷	19 019	
	供冷装机容量	65 573	
	实际供冷装机容量 ¹⁾	66 098	考虑蓄冷系统冷损失 10% 及负荷配比
	热泵机组	22 541	共 6 台, 与供热热泵机组对应
	单冷离心机	43 557	配 7 台冷水机组

1) 实际机组装机容量测算时考虑了满足不同负荷率的需要并进行了选型配备。

蓄冷方式有冰蓄冷和水蓄冷 2 种方式, 鉴于该项目特点, 考虑采用水蓄冷方式。根据空调系统冷负荷的特点和用户所在地区的分时电价, 采用了部分负荷蓄冷方式。该项目综合考虑了污水源容量、目标建筑群的设计工况逐时冷负荷、经济性等因素, 根据该项目调峰的需要确定蓄冷量约为 11 万 kW·h/d, 约占总日供冷量的 20.44%, 考虑蓄冷冷损失附加率 5%, 实际蓄冷量为 11.6 万 kW·h/d。蓄冷最大削峰负荷约为 19 MW。

3.3 主要经济性指标对比分析

与传统冷却塔+水冷机组+燃气锅炉空调及

供热区域能源系统进行对比, 这里仅比较冷热源系统, 不考虑末端系统的区别, 即认为 2 种系统在用户末端的投资及运行成本是相同的。

3.3.1 能源效率

在对比全年的运行能效时, 可根据冷却水温度的差异以及不同月份空调用冷量的差别对机组性能进行修正(见式(1),(3))。冷却塔出水温度根据各月环境湿球温度通过冷却塔性能曲线拟合公式计算得出(见式(12))。对于该案例, 其用冷需求时间为每年的 3—11 月, 空调季各月用冷量全年占比与各月机组性能修正系数如表 3 所示^[4]。

表3 空调季用冷量比例及机组进水温度对机组性能影响的修正系数

	月份								
	3	4	5	6	7	8	9	10	11
用冷量比例/%	2.8	4.2	11.6	14.2	22.9	17.7	14.8	8.3	3.4
污水源机组性能修正系数	1.143	1.178	1.177	1.114	1.068	1.061	1.157	1.177	1.157
冷却塔水冷机组性能修正系数	1.179	1.180	1.120	1.079	1.048	1.072	1.101	1.174	1.180

利用式(4)计算得到对应机组制冷工况在目标地区的全年综合部分负荷性能系数, 如表 4 所示。表 4 同时给出了离心式冷水机组在目标地区利用冷却塔作为冷源的综合部分负荷性能系数。

表4 机组制冷工况的综合部分负荷性能系数(仅主机)

	水冷离心机		热泵(螺杆)	热泵(离心)
	污水源	冷却塔	污水源	污水源
IPLV(制冷)	6.14	5.88	5.67	5.99

热泵机组制热工况经过热源温度修正后, 性能系数(COP): 螺杆机为 4.45, 离心机为 5.31; 在评估传统系统供热工况时(即燃气锅炉供热), 燃气锅炉热效率取 89%^[5]。

在考虑了冷热输送损失(包括管道冷热损失和水泵温升等因素, 该项目该部分损失占系统负荷的

1.9%)和水蓄冷系统的损失(按蓄冷量的 10% 估算)后, 2 种系统全年运行耗能量(均折合成标准煤, 其中天然气按 35 580 kJ/m³ 低热值来折算)如表 5 所示。

从表 5 可以看出, 在考虑冷热源及输配系统能耗及蓄冷损失后, 污水源空调区域能源系统制冷工况能耗为传统空调系统的 94.6%; 考虑冬季供热及全年供热水后, 污水源空调区域能源系统全年的能耗为传统空调和供热系统的 85.6%, 即与传统系统相比, 污水源系统在供冷工况能耗优势不明显, 但由于供热工况优势明显, 故全年运行仍具有一定的节能优势。

3.3.2 初投资对比

表5 2种系统能耗对比(不含空调风系统和其他空调末端系统)

		污水源系统	传统系统
电耗/(万 kW·h/a)	供热机组	405.20	52.24
	制冷机组	2 654.60	2 680.90
	冷热源系统	341.32	671.28
	管网	143.31	
	其他	24.90	24.90
	合计	3 569.30	3 429.40
燃料/(万 m ³ /a)		0	217.92
折合标准煤/(t/a)		12 412	14 495
其中年供冷能耗折合标准煤/(t/a)		11 088	11 723

注:1)传统系统的供热机组电耗实际上是锅炉辅机的电耗;

2)冷热源系统能耗,对于热泵机组主要为污水源的取水能耗(包括过滤),对于传统系统,则是指冷却塔风机及循环水泵的能耗,传统系统供热工况的热源消耗在表5中以燃料形式给出;

3)折合标准煤以0.35 kg/(kW·h)折算。

在未考虑高压配电端投资、用电和用气增容费以及征地补偿费用的情况下(传统系统也未考虑冷却塔占地成本),污水源系统的初投资为16 872万元,折合单位建筑面积投资约为211元/m²;传统系统初投资为14 927万元,折合单位建筑面积投资约为187元/m²;污水源热泵空调系统的初投资比常规冷却塔冷水机组+燃气锅炉系统高12.8%。但常规集中式冷水机组+燃气锅炉需占用宝贵的商业用地,而节约商业用地也将产生经济效益,故实际2种系统的初投资相差不大。

3.3.3 运行能耗费用对比

运行能耗费用对比考虑了能源费用和水资源费用,其中电价对于区域能源站采用了大工业用电,当地大工业综合电价(即峰谷平电价)约为0.90元/(kW·h);当地商业燃气价格为5.2元/(kW·h);水价为3.21元/m³(使用的污水不算费用),其中软水价格为6元/m³。

对于传统系统空调冷却塔飘水及蒸发损失按冷却循环水量的1.5%来估算;供冷热水按软化水来估算,以输送流量的0.5%来估算输配损耗。能源费用对比见表6。

表6 2种系统的运行能源费用对比

	污水源系统	冷水机组+燃气锅炉
用电费用/(万元/a)	3 681	3 530
用水费用/(万元/a)	95	394
燃气费用/(万元/a)		1 072
合计/(万元/a)	3 776	4 996
折合单位面积年费用/(元/(m ² ·a))	47.20	62.45

从表6可以看出,污水源区域能源系统能源费用约为传统空调供热系统的75%。

3.3.4 经济效益分析及与常规空调供热系统对比

经济效益分析时,设备管网折旧统一按20a计算,残值以5%计;投资建设期按3a计算(其中污水源系统3a的投资占比为7:1.5:1.5,传统系统为4:3:3);达产年限为6a,达产时用户接入比达到100%,用户达产后的用冷、热率按90%来考虑,达产前6a为试运期,试运期每年接入和使用冷热的建筑面积占总建筑面积的比例分别为10%,25%,40%,60%,80%和100%;修理及维护保养费率按4%的固定资产原值计。为便于对比,2种系统冷热价均采用0.55元/(kW·h)计算,供冷热用户接入费按单位建筑面积150元/m²考虑。本项目2种系统的主要经济指标对比如表7所示。

表7 2种方案的主要经济性指标对比

	污水源热泵	冷水机组+燃气锅炉
总投资/万元	18 747	16 288
建设投资/万元	16 872	14 927
建设期利息/万元	1 875	1 361
总成本/(万元/a)	5 266	6 160
经营成本/(万元/a)	4 139	5 115
折旧及摊销费用/(万元/a)	1 097	774
利息支出/(万元/a)	383	518
回收期平均销售收入/(万元/a)	9 588	9 588
达产后供冷收入/(万元/a)	7 805	7 805
达产后供暖收入/(万元/a)	742	742
达产后供热水收入/(万元/a)	155	155
接入费(6a合计)/万元	12 000	12 000
销售税金及附加/(万元/a)	430	430
所得税/(万元/a)	244	244
净利润(所得税后)/(万元/a)	1 590	999
盈利指标		
项目投资财务内部收益率(所得税后)/%	17.96	17.38
项目投资回收期(所得税后)/a	7.26	7.56

注:未考虑征地拆迁费用和高压配电端费用。

从表7可以看出,2种区域能源系统均可取得较好的收益,其中污水源热泵系统回收期比常规系统短0.3a,两者回收期差别不大的原因是污水源系统第一年投入占比大,很大程度上抵消了其节能带来的经济优势。

3.3.5 与传统空调供热系统对比的节能环保优势

以该项目为例,污水源热泵系统与常规冷却塔冷水机组+燃气锅炉供热空调系统相比,节约标准煤2 083 t/a,折合成CO₂减排量为5 187 t/a;节约

用水 99.55 万 m^3/a ;此外,减少了用地面积,尤其是减少了商业用地面积;避免了使用冷却塔给周边环境造成的噪声和环境污染。

4 问题讨论

1) 与传统空调供热系统相比,污水源热泵区域能源系统具有节能、节地、节水及环保优势,这一优势即使是在夏热冬暖地区仍然适用。与寒冷地区或夏热冬冷地区相比,夏热冬暖地区全年用热较少,热泵的优势没能充分发挥,但由于污水源的温度特性,即使仅考虑供冷工况,其能效也略好于对比的传统系统。此外,污水源热泵区域能源系统能源中心可建在污水处理厂附近,远离居住建筑和公共建筑,故不会对供冷热目标建筑带来噪声污染。

2) 污水源热泵区域能源系统的节能效果和经济效益与用冷热目标建筑性质密切相关,城市综合体由于既有白天用冷/热为主的商业建筑和办公建筑,又有晚上用冷/热较大的公寓和酒店,这种建筑日间尖峰负荷与低谷负荷差异较单一功能的建筑小,故可降低单位供冷/热面积的装机容量和运行成本。由于冷热运输过程的能耗或能量损失较单栋建筑的集中空调系统大,如果仅是居民住宅类建筑或办公楼等功能单一类的建筑,则不建议采用区域能源系统。因此在方案选择时一定要对目标建筑群进行逐时负荷分析,并判断是否适合采用区域能源系统。

3) 区域能源系统初投资较大,尤其管网和能源站的一次性投入较大,对于新建建筑,就整个供能目标区域来说往往建设期较长(一般分步实施),不像独立式集中空调系统那样,基本能做到当年投入、当年有收益。因此在项目实施时最好借鉴北方

地区供暖项目收取用户接入费的方式,可以缓解投资的资金压力。该案例采用了 150 元/ m^2 的接入费,仅相当于建筑商自行投资的 3/4 左右。在用户收费制度上需要与用户和当地物价部门商定冷热定价机制,并参考北方供热的定价和收费办法,建立稳固的供能、用能关系。

4) 从经济效益看,2 种区域能源系统都可以获得较好的经济收益,但分析对比的假设是建立在项目 6 a 供能达产的前提下,目标建筑的实际用冷、热率将在很大程度上影响项目的整体收益,尽管分步实施可在一定程度上化解这一风险,但对于污水源区域能源系统来说,由于前期投入占比较大,故风险评估方面还是要慎重。该案例分析对于有污水资源条件的类似目标建筑群有一定的借鉴意义。

参考文献:

- [1] 中国有色工程设计研究总院. 采暖通风与空气调节设计规范:GB 50019—2003[S]. 北京:中国计划出版社,2004:52-82
- [2] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M]. 2 版. 北京:中国建筑工业出版社,2008:733-743
- [3] 中国建筑科学研究院,中国建筑业协会建筑节能专业委员会. 公共建筑节能设计标准:GB 50189—2005[S]. 北京:中国建筑工业出版社,2005:18-22
- [4] 中国气象局气象信息中心气象资料室,清华大学建筑技术科学系. 中国建筑热环境分析专用气象数据集[M/CD]. 北京:中国建筑工业出版社,2005
- [5] 中国标准化研究院,上海工业锅炉研究所,西安交通大学锅炉研究所,等. 工业锅炉能效限定值及能效等级:GB 24500—2009[S]. 北京:中国建筑工业出版社,2009:5

(上接第 60 页)

参考文献:

- [1] 范明天,张祖平,苏傲雪,等. 主动配电系统可行技术的研究[J]. 中国电机工程学报,2013,33(22):12-18
- [2] ADAMO C D, JUPE S, ABBEY C. Global survey on planning and operation of active distribution networks—update of CIGRE C6. II working group activities [C] // Institution of Engineering and Technology. Proceedings of the 20th International Conference and Exhibition on Electricity

Distribution, 2009:4

- [3] 付林,张世钢,赵玺灵,等. 热泵型天然气热电冷联供系统实践研究[J]. 暖通空调,2009,39(2):138-141
- [4] 刘华,周贤,付林. 接触式烟气冷凝换热器的换热性能[J]. 暖通空调,2014,44(9):97-100
- [5] 田茹. 风电出力特性研究及其应用[D]. 北京:华北电力大学,2013
- [6] 张曦,康重庆,张宁,等. 太阳能光伏发电的中长期随机特性分析[J]. 电力系统自动化,2014,38(6):6-13