

海水热泵区域供热的节能判断及影响因素

舒海文¹,端木琳¹,朱颖心²,李祥立¹

(1. 大连理工大学 土木水利学院, 辽宁 大连 116023, shwshw313@sina.com; 2. 清华大学 建筑科学系, 北京 100084)

摘要: 为判断海水源热泵区域供热系统是否比传统的区域锅炉房供热系统更节能, 对这两种区域供热系统的能耗进行对比分析, 推导出海水源热泵区域供热机组的制热系数节能临界值的表达式, 并据此得到影响海水源热泵区域供热系统节能临界值的3个主要因素: 燃煤锅炉房热效率、区域供热系统的供热半径和海水泵的设计参数。结果表明: 海水源热泵区域供热机组的制热系数节能临界值可以做为设计者判断该系统是否节能的依据。

关键词: 海水源热泵系统; 区域供热; 制热性能系数; 锅炉房; 节能

中图分类号: TU995 **文献标志码:** A **文章编号:** 0367-6234(2010)12-1995-04

Critical COP value of heat pump unit for energy-saving in the seawater-source heat pump district heating system and the analysis of its impact factors

SHU Hai-wen¹, DUANMU Lin¹, ZHU Ying-xin², LI Xiang-li¹

(1. School of Civil and Hydraulic Engineering, Dalian University of Technology, Dalian, 116024, China, shwshw313@sina.com; 2. School of Architecture, Tsinghua University, Beijing 100084, China.)

Abstract: In order to judge whether a seawater-source heat pump district heating system (SSHPDHS) is really energy-saving than the conventional boiler-house district heating system (BHDHS), the expression of the critical COP value of the heat pump unit for energy-saving in the SSHPDHS is derived in the paper. Three main factors affecting the energy efficiency of the SSHPDHS are concluded by comparing the energy consumption of the two systems. These factors are the boiler house heating efficiency, the heating district radius and the design parameters of the seawater pump, which are discussed in the context of actual projects. The critical COP value of the heat pump unit for energy-saving is effective on the energy efficiency judgement between the two systems. Also a method to improve the energy efficiency of the SSHPDHS for the system designers is presented here.

Key words: seawater-source heat pump system; district heating; COP; boiler-house; energy-saving

海水源热泵供冷供热系统由于利用了海水中的可再生能源, 被认为是一种节能环保的建筑冷热源系统, 因此, 国内外对该系统的研究日益增多^[1-8]。然而, 在区域供热方面, 虽然传统的区域锅炉房供热系统以燃煤消耗为主, 但锅炉的效率不断提高(《公共建筑节能设计标准》中规定燃煤

锅炉的额定热效率应不低于78%^[9]); 而海水源热泵系统所消耗的全部是电能, 我国目前仍以燃煤火力发电为主, 且发电效率只有33%左右^[10]; 加之海水源热泵系统供回水温差较小等原因, 使得该系统能否真正节能难以直接判断。

本文通过对海水源热泵区域供热系统和传统的区域锅炉房供热系统的对比, 得到海水源热泵区域供热系统中热泵机组的制热性能系数节能临界值的表达式, 并对其影响因素进行分析, 为判断该区域供热系统的节能性及如何进一步提高其能效提供依据。

收稿日期: 2009-03-15.

基金项目: 国家“十一五”科技支撑计划项目(2006BAJ03B01);
大连理工大学青年教师基金项目.

作者简介: 舒海文(1973-), 男, 博士研究生;
端木琳(1959-), 女, 教授, 博士生导师;
朱颖心(1959-), 女, 教授, 博士生导师.

1 两种区域供热系统的构成形式

研究对象分别为集中式海水源热泵区域供热系统和锅炉房区域供热系统两种典型区域供热系统. 根据国家标准^[11], 本研究中选择传统锅炉房区域供热系统的热水平回水温差为 25 °C; 根据文献^[12]的要求, 海水源热泵区域供热系统的热水平回水设计温差取为 10 °C. 设两种系统的末端热用户及热水管网的拓扑结构完全相同.

2 综合制热性能系数的节能临界值及其影响因素

在两种区域供热系统中, 水泵电耗大部分将转化为热量而成为系统总供热量的一部分, 文献^[13]计算结果表明: 在海水源热泵区域供热系统中, 水泵电耗转化的热量占系统总供热量的比例不到 3%; 另外, 考虑到水泵的转化热对海水源热泵系统更有利, 为简化推导, 在本文中将其作为富裕量而不在具体的公式中体现.

若海水源热泵区域供热系统相对锅炉房区域供热系统更节能, 则在向热用户输送相同的热量时, 前者的热源系统能效高于后者. 为方便后面的分析与比较, 这里将热源系统能效定义为

$$\text{热源系统能效} = \frac{\text{系统输送的总热量}}{\text{热源输入能量} + \text{系统中水泵能耗}}$$

显然, 两种区域供热系统所输送的总热量相同, 都等于用户的热负荷, 因此, 应对两种区域供热系统中的耗能设备进行分析与比较, 结果见表 1.

表 1 两种区域供热系统中耗能设备的比较

系统类型	耗能设备	消耗的能源形式
海水源热泵区域供热系统	热泵机组	电
	热水循环泵	电
	海水泵	电
锅炉房区域供热系统	燃煤锅炉	煤
	热水循环泵	电

由表 1 可知, 只有燃煤锅炉消耗的能源形式为一次能源——煤. 为统一标准, 将燃煤热负荷转换成等价的用电负荷, 若取电的输配效率为 90%, 则将燃煤转换成用户最终使用电能的效率为

$$\eta_e = 33\% \times 90\% = 29.7\%. \quad (1)$$

对于海水源热泵区域供热系统而言, 由前面定义的热源系统能效表达式, 可得

$$E_s = Q / (W_h + W_{s1} + W_{s2}). \quad (2)$$

式中: E_s 为海水源热泵区域供热系统的制热性能

系数; Q 为热用户总的供热负荷, kW; W_h 为热泵机组功率, kW; W_{s1} 为海水源热泵区域供热系统中的热水循环泵功率, kW; W_{s2} 为海水泵功率, kW.

设燃煤锅炉热效率为 η , 则当用户的总供热负荷为 Q 时, 锅炉的燃煤负荷为 $Q_b = Q/\eta$, 若将其转化成等效的用户电能负荷即为 $Q\eta_e/\eta$. 因此, 锅炉房区域供热系统的热源系统能效可写为

$$E_b = Q / (Q\eta_e/\eta + W_{gs}). \quad (3)$$

式中: E_b 为锅炉房区域供热系统的热电比; W_{gs} 为锅炉房区域供热系统中的热水循环泵功率, kW.

若使海水源热泵区域供热系统更节能, 则有下式成立:

$$E_s > E_b. \quad (4)$$

将式(1)~(3)代入式(4)后, 整理得

$$\frac{W_h + W_{s2}}{Q} < \frac{0.297}{\eta} - \frac{W_{s1}}{Q} + \frac{W_{gs}}{Q}. \quad (5)$$

而热泵机组的制热性能系数 (F_{coph}) 的定义为

$$F_{coph} = Q / W_h. \quad (6)$$

参照式(6)的定义, 将同时考虑了热泵机组本身能耗和低温热源侧海水泵能耗在内的热泵系统的综合制热性能系数 F_{cop1} 定义为

$$F_{cop1} = Q / (W_h + W_{s2}). \quad (7)$$

将式(7)代入式(5)中, 则得

$$F_{cop1} > (0.297/\eta - (W_{s1}/Q - W_{gs}/Q))^{-1}. \quad (8)$$

根据我国民用建筑节能设计标准^[11]中关于耗电输热比 R_{EH} 的定义和计算公式, 式(8)中的 W_{s1}/Q 和 W_{gs}/Q 即可分别看作是两种区域供热系统(海水热泵供热与锅炉房供热)中, 全日连续运行的热水循环泵的输电耗热比 R_{EH1} 和 R_{EH2} , 则式(8)变成式(9):

$$F_{cop1} > (0.297/\eta - (R_{EH1} - R_{EH2}))^{-1}. \quad (9)$$

即综合制热性能系数 F_{cop1} 的节能临界值为

$$F_{cop1,L} = \frac{1}{0.297/\eta - (R_{EH1} - R_{EH2})}. \quad (10)$$

综合制热性能系数的节能临界值 $F_{cop1,L}$ 就是指若要取得节能效果, 实际的海水源热泵区域供热系统的综合制热性能系数必须达到的最低值. 显然, $F_{cop1,L}$ 值越低, 对于海水源热泵供热系统来说越容易实现其节能目标.

本文的两种区域供热系统的供回水温差分别取为 10 °C 和 25 °C, 可以求出两种区域供热系统在不同室外管网主干线总长度时的 R_{EH} 值, 即

$$R_{EH} \leq 0.0056(14 + \alpha \sum L) / \Delta t = 0.0179. \quad (11)$$

式中: $\sum L$ 为供暖管网主干线的设计总长度, m. α 为系数, $\sum L \leq 500$ m, $\alpha = 0.011 5$; 500 m $< \sum L < 1 000$ m, $\alpha = 0.009 2$; $\sum L \geq 1 000$ m, $\alpha = 0.006 9$. Δt 为设计热水供/回水温差, $^{\circ}\text{C}$.

从(10)和(11)可以看出,海水泵与热泵机组的综合制热性能系数的节能临界值 $F_{\text{cop1,L}}$ 只与燃煤锅炉热效率 η 和区域供热系统的供热半径 R_{max} (其值为管网主干线总长度 $\sum L$ 的一半) 有关,与系统的供热总负荷 Q 的大小无直接关系. 当然,一般来说,系统的供热总负荷越大,热泵系统的效率会有所提高.

另外,当要求将 R_{EH} 值^[13] 分别控制在 5%, 10%, 15% 和 20% 以内时,海水源热泵区域供热系统的最大供热半径 R_{max} 相应地分别为 0.90, 2.80, 4.75 和 6.70 km, 因此,在分析和计算中,当涉及到系统的供热半径时,都相应地取这 4 个分界数值进行计算. 两种区域供热系统的 R_{EH} 值以及海水源热泵 $F_{\text{cop1,L}}$ 计算结果如表 2, 其中燃煤锅炉的热效率 η ^[10] 取为 78%.

表 2 两种系统的 R_{EH} 与 F_{cop1c} 的计算结果

管网主干线 总长度/m	R_{EH1}	R_{EH2}	$R_{\text{EH1}} - R_{\text{EH2}}$	$F_{\text{cop1,L}}$
1 800	0.014 8	0.005 9	0.008 9	2.69
5 600	0.029 5	0.011 8	0.017 7	2.75
95	0.044 5	0.017 8	0.026 7	2.82
13 400	0.059 6	0.023 8	0.035 8	2.90

由表 2 可见,当燃煤锅炉的热效率 η 一定时,海水源热泵系统的综合制热性能系数的节能临界值 $F_{\text{cop1,L}}$ 随供热半径的增大而逐渐增加,即供热半径的增大不利于海水热泵系统的节能.

3 热泵机组本身制热性能系数的节能临界值及其影响因素

为进一步得到海水源热泵系统节能时,对热泵机组自身的制热性能系数 (F_{coph}) 的限值要求,进行如下推导.

由式(7)得

$$\frac{1}{F_{\text{cop1}}} = \frac{W_h}{Q} + \frac{W_{s2}}{Q} = \frac{1}{F_{\text{coph}}} + \frac{W_{s2}}{Q}. \quad (12)$$

又由

$$W_{s2} = G_s H / (\rho_s \eta_s), \quad (13)$$

和

$$Q_e = c_s \Delta t_s G_s, \quad (14)$$

以及热泵机组的能量守恒关系式:

$$Q_e = Q - Q / F_{\text{coph}}, \quad (15)$$

解由式(12) ~ (15)组成的联立方程组,最后可得

$$F_{\text{coph}} = (1 - a) / (1 / F_{\text{cop1}} - a).$$

其中

$$a = H / (\rho_s \eta_s c_s \Delta t_s). \quad (16)$$

所以,海水源热泵机组自身的制热性能系数的临界值 ($F_{\text{coph,L}}$) 为

$$F_{\text{coph,L}} = (1 - a) / (1 / F_{\text{cop1,L}} - a). \quad (17)$$

式中: G_s 为海水流量, kg/s ; H 为海水泵扬程, kPa ; ρ_s 为海水密度,可取为 $1 000 \text{ kg/m}^3$; η_s 为海水泵的效率,%; Q_e 为热泵机组蒸发器的热负荷, kW ; c_s 为海水的比热容,取为 $4.2 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})$; Δt_s 为进、出热泵机组的海水温度差, $^{\circ}\text{C}$.

同样, $F_{\text{coph,L}}$ 的值越低,海水源热泵区域供热系统越容易实现其节能设计. 这里需要指出,在供暖季设计工况下,海水源热泵系统处于更不利的工况(此时的海水温度几乎最低,热泵机组的效率也因此处于低值,而燃煤锅炉房的热效率这时却可以达到设计工况下的最高值). 因此,对于海水源热泵区域供热系统来说,只要海水热泵机组的实际制热性能系数大于由式(16)和(17)所确定的节能临界值 $F_{\text{coph,L}}$,则可以明确地判定海水源热泵区域供热系统一定满足节能要求.

从式(10)、(16)和(17)可以看出,海水热泵机组的制热性能系数的节能临界值与燃煤锅炉热效率、区域供热系统的供热半径和海水泵的设计参数有关. 其中海水泵的设计参数与海水温度状况密切相关,我国北方沿海地区的海水冬季最低温度比较低,如大连地区海水表层最低水温经常在 $2 \sim 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ^[8], 这一点对于海水源热泵区域供热系统来说是非常不利的.

图 1 ~ 4 给出了当区域供热系统的半径 R_{max} 分别为 0.90, 2.80, 4.75 和 6.70 km 时,不同的海水泵设计参数条件下,海水热泵机组制热性能系数节能临界值的大小及其变化(其中海水泵的效率取为 70%). 可以看出,当海水泵的扬程 H 较高,而可利用的海水温差 Δt_s 又很小时, $F_{\text{coph,L}}$ 值会变得很高,如:对于供热半径为 2.80 km 的区域供热系统,当 $H = 600 \text{ kPa}$, $\Delta t_s = 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 时, $F_{\text{coph,L}}$ 的值达到了 3.44,

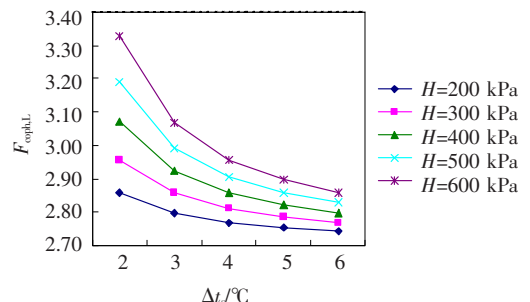


图 1 $R_{\text{max}} = 0.90 \text{ km}$ 时 $F_{\text{coph,L}}$ 值的计算结果

这样的要求对目前设备厂家生产的热泵机组来说还难以实现^[14].

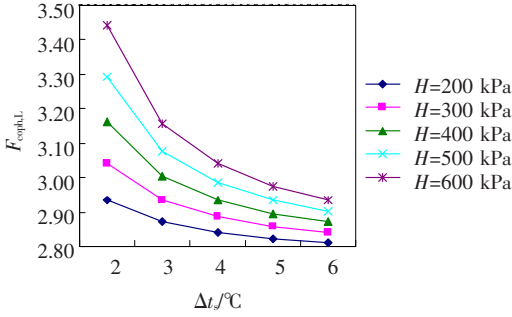


图 2 $R_{max} = 2.80$ km 时 $F_{coph,L}$ 值的计算结果

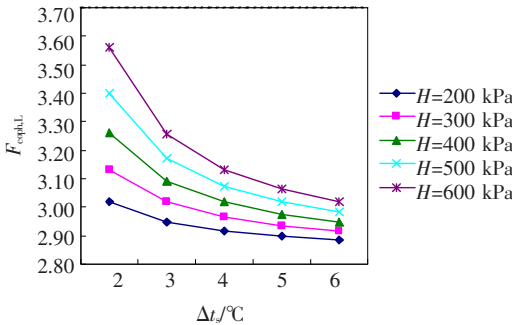


图 3 $R_{max} = 4.75$ km 时 $F_{coph,L}$ 值的计算结果

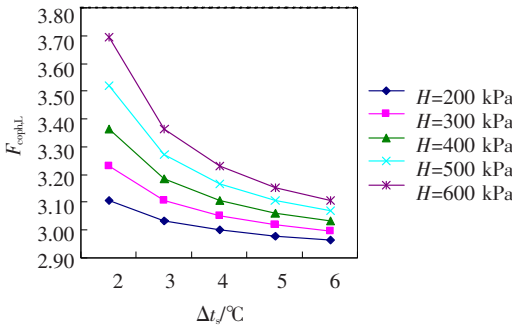


图 4 $R_{max} = 6.70$ km 时 $F_{coph,L}$ 值的计算结果

4 结 论

1) 在确定的热水供/回水温差条件下,海水热泵机组制热性能系数的节能临界值的大小只与燃煤锅炉热效率、区域供热系统的供热半径以及海水泵的设计参数有关。

2) 海水热泵机组制热性能系数的节能临界值 $F_{coph,L}$ 与系统的总供热负荷大小无直接关系,只是较大的系统供热总负荷会更容易使海水源热泵区域供热系统达到该节能设计临界值。

3) 减小水泵能耗的措施(如减小供热区域的半径等)有利于海水源热泵区域供热系统实现其节能设计目标。

参 考 文 献:

应用前景分析[J]. 暖通空调, 2005, 35(11): 20 - 26.

[2] 胡松涛, 张莉, 王刚. 海水源热泵空调系统的工程应用[J]. 资源与发展, 2005(3): 26 - 30.

[3] 张莉, 胡松涛. 海水作为热泵系统冷热源的研究[J]. 建筑热能通风空调, 2006, 25(3): 34 - 38.

[4] NAGOTA T, SHIMODA Y, MIZUNO M. Verification of the energy - saving effect of the district heating and cooling system—Simulation of an electric - driven heat pump system [J]. Energy and Buildings, 2008, 40: 732—741.

[5] CHOW T T, FONG K F, CHAN A L S, *et al.* Energy modelling of district cooling system for new urban development[J]. Energy and Buildings, 2004, 36: 1153—1162.

[6] CHOW T T, AU W H, YAU R, *et al.* Applying district-cooling technology in Hong Kong[J]. Applied Energy, 2004, 79: 275 - 289.

[7] SHIMODA Y, NAGOTA T, ISAYAMA N, *et al.* Verification of energy efficiency of district heating and cooling system by simulation considering design and operation parameters[J]. Building and Environment, 2008, 43: 569 - 577.

[8] ZHEN Li, LIN D M, H W SHU, *et al.* District cooling and heating with seawater as heat source and sink in Dalian, China[J]. Renewable Energy, 2007, 32: 2603 - 2616.

[9] 中国建筑科学研究院. GB50189 - 2005 公共建筑节能设计标准[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005.

[10] 清华大学建筑节能研究中心. 中国建筑节能年度发展研究报告 2008[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008.

[11] 中国建筑科学研究院. JGJ26 - 95 民用建筑节能设计标准(采暖居住建筑部分)[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1995.

[12] 建设部工程质量安全监督与行业发展司, 中国建筑科学标准设计研究院. 全国民用建筑工程设计技术措施: 节能专篇 2007——暖通空调·动力[M]. 北京: 中国计划出版社, 2007.

[13] SHU Haiwen, DUANMU Lin, ZHU Yingxin, *et al.* The proper scale and energy efficiency requirement of seawater source heat pump district heating system [C]//The First International Conference on Building Energy and Environment Proceedings 2008. Dalian: Tianjin University & Dalian University of Technology, 2008: 101 - 107.

[14] 深圳麦克维尔空调有限公司. GB/T19409 - 2003 水源热泵机组[S]. 北京: 中国标准出版社, 2003.

(编辑 刘 彤)

[1] 李震, 端木琳, 舒海文, 等. 海水空调的发展及在中国