

新型采集凝固热热泵技术及系统综合供热性能分析

钱剑峰^{*1,2}, 孙德兴³, 张吉礼¹

(1. 大连理工大学 土木工程学院, 辽宁 大连 116024;

2. 哈尔滨商业大学 能源与建筑工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150028;

3. 哈尔滨工业大学 市政环境工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150090)

摘要: 针对寒冷地区冬季地表水水温过低和干渠污水水流量不足等水源状况, 提出了新型采集凝固热热泵技术, 即在高峰热负荷下采集水源的凝固热为建筑物供热. 为有效地提取凝固热, 在介绍专用设备凝固换热器原理的基础上, 初步分析了热泵系统的重要参数及综合性性能指标. 对4个典型城市的应用分析表明, 采集凝固热热泵系统供热季节性性能系数在4.05~4.22, 其供热性能虽比常规水源热泵系统差些, 但较燃煤锅炉或热网供热系统仍有较大优势.

关键词: 凝固热; 环境水源; 热泵系统; 冰浆; 供热性能

中图分类号: TU831.6 **文献标志码:** A

0 引言

水源热泵技术的应用具有重要的节能减排意义, 其推广难点主要在于合适水源的匮乏.

我国江河、湖泊等地表水的水量丰富, 占中国水资源总量的96%^[1]. 作为冷热源时, 地表水的水温随气温波动较大, 水质差别也较大, 但水体含污染物量要比城市污水少得多. 当前地表水冷热源的应用与研究上, 国内外多侧重于水质较好且水温全年在5℃以上的水源, 此时冬季利用过程无结冰风险, 技术相对成熟. 但对水质较差或水温较低的情形则应用与研究较少. 然而实际上很多场合的水质较差, 且我国绝大部分供热地区的水温不足5℃, 冬季较冷时段已接近0℃^[2,3]. 此时, 受冰点的限制, 要从低温水中提取单相热, 对现有热泵机组很难保证蒸发器侧出口水温在2℃以下安全运行而不发生换热装置的冻结, 故常采用设置辅助热源的联合供热方式, 这一系统运行经济性较差, 应用价值不大.

城市污水温度较稳定, 夏季20~30℃, 冬季8~18℃. 目前, 污水冷热源多针对污水处理厂水质好、水量有保障的二级出水^[4], 但污水处理厂远离市区, 因而不便于应用. 遍布市区的城市污水干

渠中的污水由于水量波动较大, 水质非常差, 虽然目前应用较少, 但随着近年旋转反冲洗装置等污水防堵塞技术的开发与成功应用, 污水源热泵技术已受到社会广泛关注, 应用逐年增多^[5]. 但是干渠污水普遍存在的水量波动大、流量小等问题常使污水源热泵系统的供热面积受限, 这也成为其进一步推广应用的瓶颈.

针对上述寒冷地区冬季地表水温过低和干渠污水流量不足等环境水源现状, 本文提出在高峰热负荷下采集水源的凝固热为建筑物供热的新想法^[2,3,6].

1 采集凝固热热泵技术

在功能上, 新型的采集凝固热热泵技术与传统的动态冰蓄冷技术差异较大. 冰蓄冷技术采用闭式系统, 通过水的凝固蓄冷, 取冰贮冷并用于夏季电力的移峰填谷, 故冰是主产品; 而采集凝固热热泵技术采用开式系统, 通过水的凝固取热, 目的是制热排冰, 因而热才是主产品. 在高峰热负荷下从低温水凝固放热中吸热作为热泵低温热源时, 水将结冰固化, 若采用常规的换热器, 冰层会堵死流体通道, 使换热器不能连续工作. 因此采集凝固热热泵

收稿日期: 2008-03-04; 修回日期: 2010-04-04.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50578048); 中国博士后科学基金资助项目(20100471447); 黑龙江省教育厅科学技术研究基金资助项目(11551114).

作者简介: 钱剑峰^{*}(1979-), 男, 博士, 副教授, E-mail: qianjianfeng2002@163.com; 孙德兴(1942-), 男, 博士, 教授, 博士生导师; 张吉礼(1969-), 男, 博士, 教授, 博士生导师.

技术的首要问题是开发具有除冰、排冰功能的连续采集凝固热的换热器(本文称作凝固换热器)。

1.1 凝固换热器的工作原理

凝固换热器可有不同实现形式,本文提出的一种凝固换热器由换热管束、除冰部件和驱动部件等组成,通过螺旋刮削式除冰部件实现除冰、排冰功能,示意图见图1。其工作原理如下:高峰热负荷下,管外走低温防冻液,管内走低温水流并在管内壁结冰,所释放的凝固热及温差单相热由防冻液传给热泵机组;同时,黏附在管内壁的冰层被管内刮削式除冰部件剥离,刮落碎冰与水流混合成冰-水冰浆流出换热器及系统,从而实现水源凝固热的连续采集。

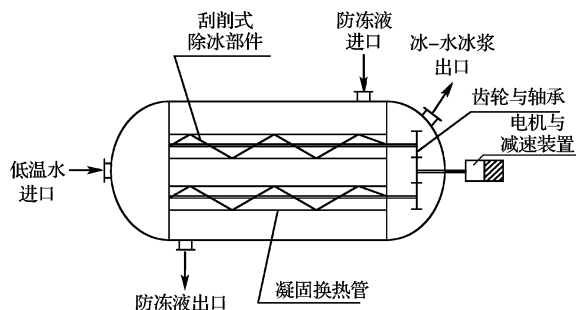


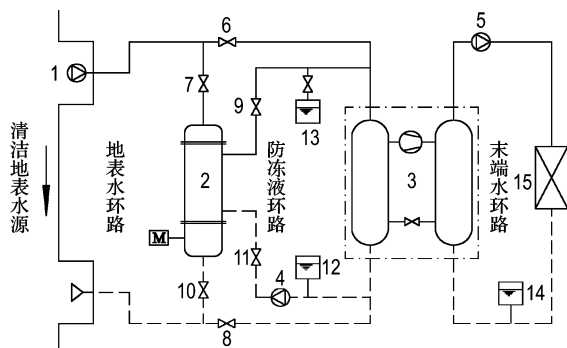
图1 凝固换热器示意图

Fig. 1 Schematic diagram of freezing heat exchanger

1.2 采集凝固热泵系统

1.2.1 地表水源采集凝固热热泵系统 地表水作为冷热源时,热泵系统仅提取其物理冷热能,而不会影响水源化学性能,因此可将其粗略分为清洁地表水和非清洁地表水两类。前者包括《地表水环境质量标准》^[7]的Ⅰ~Ⅲ类水质的优良地表水,其热能利用较易实现,取排水系统较简单,所含固体污染物少;后者包括Ⅳ~劣Ⅴ类水质的轻度至重度污染的地表水,其热能利用难度稍大,取排水系统较复杂,通常含有大尺度污染物,其防堵塞处理可采用旋转反冲洗装置。旋转反冲洗装置的特点为^[5]①装置的除污滤面可连续再生,用含污水体自身反洗被截污物实现,该部分水量称作再生水量;②反洗出的污物随水流返回水源,因而无需对污物进行其他处理。

清洁地表水的水质较好,采取常用水质处理方式后即可进入热泵系统,相应采集凝固热热泵系统由地表水环路、防冻液环路和末端水环路组成,如图2所示,系统有3种运行模式:



1 地表水泵; 2 凝固换热器; 3 热泵机组; 4 防冻液泵; 5 末端水泵; 6~11 阀门; 12、14 膨胀水箱; 13 防冻液泄储箱; 15 风机盘管

图2 清洁地表水源采集凝固热泵系统流程

Fig. 2 Schematic diagram of clean surface source heat pump system with freezing heat collection

(1) 供冷模式。夏季供冷工况,凝固换热器和防冻液泵均不运行,地表水直接进入热泵机组冷凝器。此时阀门仅6、8开启。

(2) 单相热供热模式。在冬季供热初期,水温稍高,凝固换热器和防冻液泵投入运行,凝固换热器仅当单相热换热器用,内部刮冰部件同时运行,以免负荷波动较大时凝固换热器水源侧发生冻结。此时,阀门7、9~11开启,6、8关闭。

(3) 凝固热供热模式。冬季供热中、后期,水温较低,凝固换热器运行,系统从地表水中获得部分单相热的同时,提取凝固热满足用户要求。全部地表水量通过凝固换热器,凝固换热器出口是冰浆(冰、水混合物)。此时,阀门7、9开启,阀门6、8关闭。

非清洁地表水水质较差,污染物含量较大,采集凝固热泵系统见图3,运行模式亦有3种:

(1) 供冷模式。夏季供冷工况仅地表水换热器运行。该运行模式下,阀门10、11、13开启,阀门9、12、14、15关闭。

(2) 单相热供热模式。冬季供热初期水温较高,地表水换热器不运行,凝固换热器运行,所取地表水量部分通过凝固换热器,阀门9、12、14、15开启,阀门10、11、13关闭。

(3) 凝固热供热模式。冬季供热中、后期,水温较低,地表水换热器不运行,而凝固换热器与刮冰部件运行,地表水量部分通过凝固换热器,部分直接用于旋转反冲洗装置反冲再生。该模式下,阀门9、12、14、15开启,阀门10、11、13关闭。设定调节阀9的开度可控制进入旋转反冲洗装置的再生水量。

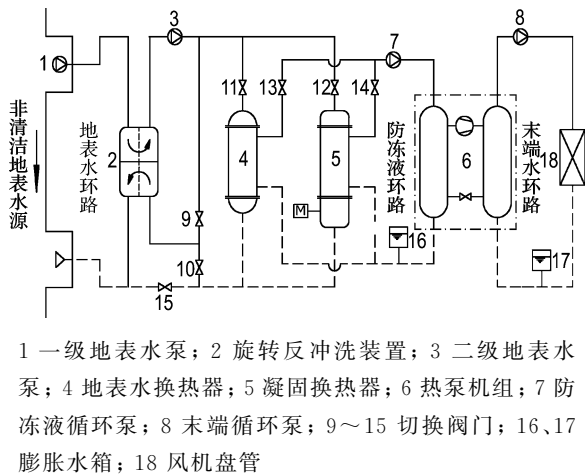


图 3 非清洁地表水源采集凝固热热泵系统流程
Fig. 3 Schematic diagram of non-clean surface source heat pump system with freezing heat collection

1.2.2 城市污水源采集凝固热热泵系统 城市污水源采集凝固热热泵系统如图 4 所示,系统运行模式如下:

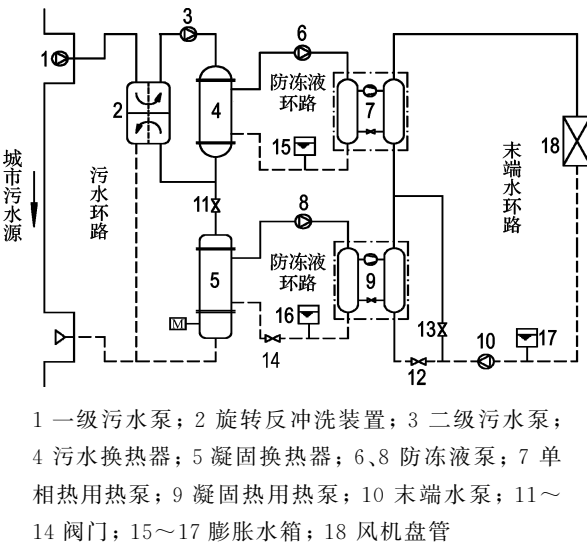


图 4 城市污水源采集凝固热热泵系统流程
Fig. 4 Schematic diagram of sewage source heat pump system with freezing heat collection

- (1) 供冷模式. 夏季供冷时,仅污水换热器与单相热用热泵机组运行,阀门 11、12 关闭,阀门 13 开启.
- (2) 单相热供热模式. 冬季供热负荷较小时,靠提取污水中的单相热即可满足热用户要求,运行同供冷模式.
- (3) 凝固热供热模式. 供热高峰阶段,污水换热器、凝固热换热器与单相热用热泵、凝固热用热泵一一对应,实行联合供热.水量全部经过污水换

热器后,部分通过凝固热换热器,部分作再生水用.末端循环水先经过凝固热用热泵 9 进行一次加热,再通过单相热用热泵 7 进行二次加热后进行供热,阀门 11、12 开启,阀门 13 关闭.

2 系统性能参数分析

2.1 凝固换热器的刮冰周期

刮冰周期(即凝固换热器刮冰部件的旋转周期)是凝固换热器设计的重要参数,它通过减速装置、齿轮与电机等部件的机械参数设置而确定.刮冰周期取值过小会加大刮冰部件的磨损,反之,会加大冰层热阻,削弱凝固换热器的换热效果.刮冰周期通常可取 2~5 r/min.与国外先进冰蓄冷技术的高转速旋转刮片式^[8](450 r/min)和行星转杆式^[9](850 r/min)等冰浆制取设备相比,刮削式除冰部件具有转速低、除冰部件与冰层间切向受力小等优势,因而其磨损要小得多.

2.2 凝固换热器的防冻液选择

凝固换热器通过防冻液实现凝固热的传递,防冻液常根据以下特点选择:(1)密度、黏度小;(2)比热容大;(3)导热系数大;(4)凝固点比蒸发温度低 3℃以上,沸点高于系统最高温度.采集凝固热热泵系统中,防冻液一般工作于-6~55℃,表 1 为-10℃凝固点防冻液的性能参数比较,其中以氯化钙溶液作为比较基准.由表 1 可见,乙二醇溶液无需如盐类(氯化钙、氯化钠)等加缓蚀剂,其综合性能比较好,故选作防冻液较为合适.

表 1 防冻液的性能参数

Tab. 1 Performance parameters of some antifreeze			
种类	$w/\%$	蒸发器传热能力/ $\%$	防冻液泵的泵耗/ $\%$
氯化钙	15	100	100
氯化钠	15	104	83
乙醇	19	79	76
乙二醇	20	94	84
甲醇	17	81	66

2.3 采集凝固热热泵系统的排冰参数

高峰热负荷下流出凝固换热器的是冰-水冰浆,防止冰浆在排水管道中的堵塞风险的参数条件为冰浆平均流速 $> 0.05\text{ m/s}$ 且含冰率 $< 0.05\%$ ^[10,11].

对于清洁地表水源采集凝固热热泵系统,需满足

$$u_w = \frac{4G_{w,h}}{\pi d_w^2} > 0.05 \quad (1)$$

$$w_{o,i} = \frac{Q_f - cG_{w,h}(t_{wi,h} - t_{wo,h})}{LG_{w,h}} < 30\% \quad (2)$$

式中： $w_{o,i}$ 为系统出口含冰率，%； $G_{w,h}$ 为热源水流量，kg/s； d_w 为排水管径，m； Q_f 为凝固换热器换热量，kW； $t_{wi,h}$ 、 $t_{wo,h}$ 分别为凝固换热器进、出水温，℃； c 为水的比热容，kJ/(kg·℃)； L 为水的凝固热，kJ/kg。

采用非清洁地表水或城市污水源时，采集凝固热热泵系统的水源侧流量是旋转反冲洗装置再生水量与凝固换热器水量之和，冰浆参数需满足式(1)、(3)。

$$w_{o,i} = \frac{Q_f - c(1 - \beta_b)G_{w,h}(t_{wi,h} - t_{wo,h})}{LG_{w,h}} < 30\% \quad (3)$$

式中： β_b 为再生水量比。

文献[10]进行的冰浆流动阻力实验研究指出：小流速条件冰浆流动阻力比清水大，但当流速超过 0.3~0.5 m/s 时，不同含冰率表现出不同的流动阻力特点。当含冰率<2%时，冰浆的流动阻力与清水接近，两者相差在 3%以内；当含冰率=2%~30%时，冰浆流动阻力比清水小，此时冰浆流动阻力系数公式为

$$f = \begin{cases} 165Re^{-1.089} w_{o,i}^{0.0416} ; & Re \leq 2\,000 \\ 0.155\,6Re^{-0.1807} w_{o,i}^{0.02996} ; & Re > 2\,000 \end{cases} \quad (4)$$

文献[11]在含冰率=4%~11%进行了紊流工况冰浆流动阻力实验，所得出的冰浆流动阻力系数公式为

$$f = 0.174\,1Re^{-0.2} \quad (5)$$

地表水源采集凝固热热泵系统的地表水在排水管路中多处于紊流工况，冰浆含冰率通常小于 10%。在此范围内，对比文献[10]与[11]的冰浆流动阻力系数计算公式及常规的清水计算公式如图 5 所示。可见，在含冰率=4%和 10%时，两种冰浆

的流动阻力系数计算值相差在 3%以内。在 $Re=7 \times 10^4$ 以上且含冰率=4%~10%时，冰浆的流动阻力系数与清水很接近。综合可得

$$f = \begin{cases} 0.316\,4Re^{-0.25} ; w_{o,i} \leq 4\% \text{ 或 } Re > 7 \times 10^4 \\ 0.174\,1Re^{-0.2} ; 4\% < w_{o,i} \leq 10\% \text{ 且 } Re \geq 1 \times 10^4 \end{cases} \quad (6)$$

对于城市污水源采集凝固热热泵系统，由于污水干渠靠近供热建筑，排水管路较短，冰浆的流动阻力可忽略。

2.4 系统供热工况综合性能

凝固热供热模式下，采集凝固热热泵系统需提取水源凝固热作为热泵机组低温热源，此时热泵机组蒸发温度较低，导致热泵机组制热性能较差。但这并不意味着整个供热工况热泵机组性能均是如此，采用季节制热性能系数这一指标作评价较为合理。

由无因次综合公式法^[12]可知，相对热负荷比与其对应的供热运行时间分别满足

$$N_j = \frac{N_p - 5}{\beta_0^{1/b}} (1 - \overline{Q}_j)^{1/b} + 5 \quad (7)$$

$$\tau_{h,j} = N_{j-1} - N_j \quad (8)$$

式中： $\overline{Q}_j$ 为相对热负荷比； N_j 、 N_{j-1} 分别为 $\overline{Q}_j$ 和 $\overline{Q}_{j-1}$ 对应的供热延续时间(供热期内相对热负荷比高于 $\overline{Q}_j$ 和 $\overline{Q}_{j-1}$ 时的天数)，d； N_p 为供热期总天数，d； $\tau_{h,j}$ 为某相对热负荷比对应的供热运行时间，d； β_0 、 b 为无因次数；5 为供热设计不保证天数，d。

初始供热时的相对热负荷比

$$\overline{Q}_{st} = \frac{t_n - 5}{t_n - t'_w} \quad (9)$$

式中： $\overline{Q}_{st}$ 为初始供热相对热负荷比； t_n 为供热室内设计温度，℃； t'_w 为供热室外设计温度，℃。典型城市的相关供热参数如表 2 所示。

表 2 典型城市的相关供热参数

Tab. 2 Some heating parameters of typical cities

城市	$t'_w/^\circ\text{C}$	N_p/d	β_0	b	$\overline{Q}_{st}$
哈尔滨	-26	179	0.705	0.910	0.30
沈阳	-19	152	0.649	0.831	0.35
北京	-9	129	0.519	0.909	0.48
天津	-9	122	0.519	0.737	0.48

设凝固热供热模式的起始相对热负荷比为 $\overline{Q}^*$ ，则该模式的运行时间及占供热期的百分比分别为

$$N^* = \frac{N_p - 120}{\beta_0^{1/b}} (1 - \overline{Q}^*)^{1/b} + 5 \quad (10)$$

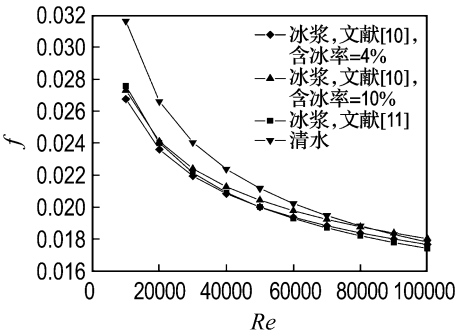


图 5 冰浆流动阻力系数计算对比

Fig. 5 Contrast of ice slurry flow resistance coefficient

$$M = \frac{N^*}{N_p} \times 100\%$$

(11)

式中: $\overline{Q}^*$ 为凝固热供热模式起始相对热负荷比; N^* 为凝固热供热的运行时间,d; M 为凝固热供热运行时间百分比, %.

图 6 和 7 分别显示了供热延续时间和供热负荷频数 m (其中 $m = \tau_{h,j}/N_p \times 100\%$) 随相对热负荷比的变化关系. 表 3 显示了不同凝固热供热起始相对热负荷比 $\overline{Q}^*$ 所对应的凝固热供热运行时间百分比. 可见, 高峰热负荷工况占整个供热期的比例较小, 即凝固热供热运行时间较短, 因而热泵机组供热工况的性能根据季节制热性能系数作评价更为合理.

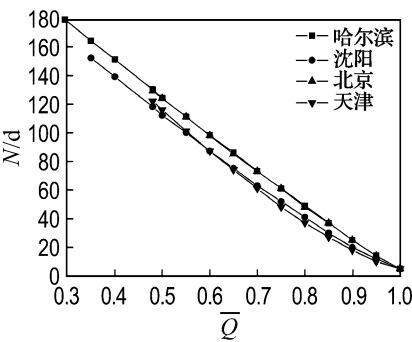


图 6 供热延续时间曲线
Fig. 6 Heating duration curve

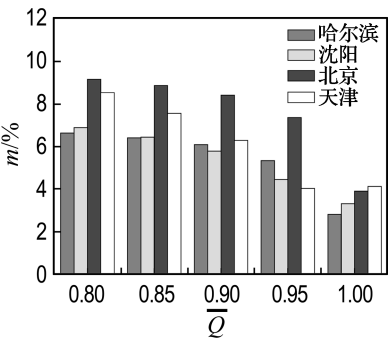


图 7 供热负荷频数
Fig. 7 Heating load frequency

表 3 凝固热供热运行时间百分比
Tab. 3 Percentage of the freezing heating

城市	$m/\%$				
	$\overline{Q}^*=0.80$	$\overline{Q}^*=0.85$	$\overline{Q}^*=0.90$	$\overline{Q}^*=0.95$	$\overline{Q}^*=1.00$
哈尔滨	27	21	14	8	3
沈阳	27	20	13	8	3
北京	38	28	20	11	4
天津	30	22	14	8	4

设单相热供热模式的热泵机组平均制热性能系数为 COP_1 , 而 $\overline{Q} > \overline{Q}^*$ 时, 制热性能系数随 $\overline{Q}$ 的递增而减小, 若按式 (12) 线性估算, 则热泵机组季节制热性能系数如式 (13) 所示.

$$COP = COP_1 \left(1 - \frac{\overline{Q}}{\overline{Q}^*} \cdot \eta \right)$$

(12)

$$\epsilon = COP_1 (1 - m) + \sum_{\overline{Q} > \overline{Q}^*} \left(COP_j \frac{\tau_{h,j}}{N_p} \right)$$

(13)

式中: η 为比例系数; ϵ 为热泵机组季节制热性能系数.

若以 $\overline{Q}^* = 0.80$, $\eta = 3\%$, $t_n = 18\text{ }^\circ\text{C}$ 对哈尔滨、沈阳、北京和天津 4 个典型城市作分析, 不同城市单相热供热模式的平均制热性能系数按表 4 的第 2 列取值, 则计算得到的热泵机组供热工况的性能系数如表 4 所示, 可见供热季节性能系数在 4.05~4.22, 虽然较常规水源 (地下水、地表水或城市污水) 热泵系统差, 但传统的燃煤锅炉或热网供热系统相比, 优势较为明显. 进一步计算可知, 对上述 4 个典型城市, 凝固热供热模式的平均制热性能系数虽然比单相热供热模式低 (低 7.8%~8.0%), 但比最不利供热工况 ($\overline{Q} = 1.00$) 高 (高出 8.2%~8.5%), 而整个供热季节的热泵机组季节制热性能系数要大大高于最不利供热工况的相应值 (高出 11.9%~13.5%), 与单相热供热模式的平均制热性能系数相比, 差距也较小, 仅低 3.5%~4.9%. 因此, 采集凝固热热泵系统具备较大应用潜力.

表 4 热泵机组供热工况的制热性能系数

Tab. 4 Coefficient of performance of heat pump under heating condition

城市	单相热供热 COP_1	凝固热供热 COP					平均 COP	ϵ
		$\overline{Q}=0.80$	$\overline{Q}=0.85$	$\overline{Q}=0.90$	$\overline{Q}=0.95$	$\overline{Q}=1.00$		
哈尔滨	4.2	4.07	3.95	3.82	3.70	3.57	3.86	4.05
沈阳	4.3	4.17	4.04	3.91	3.78	3.66	3.96	4.15
北京	4.4	4.27	4.14	4.00	3.87	3.74	4.05	4.18
天津	4.4	4.27	4.14	4.00	3.87	3.74	4.06	4.22

3 结 论

(1) 采集凝固热热泵技术是在推广热泵技术、开发环境低位能源实践中, 针对寒冷地区冬季地表水温过低和干渠污水流量不足等水源现状而提出的新概念。

(2) 采集凝固热热泵系统供热性能要较常规水源(地下水、地表水或城市污水)热泵系统差, 但其比传统的燃煤锅炉或热网供热系统有较大优势。

(3) 刮冰所需消耗功率低于设计供热量的5%。由于冬季供热期间, 热泵系统大部分时间处于部分负荷状态运行, 这样虽然提取凝固热的时候, 系统综合制热系数(包括单相热用热泵机组与凝固热用热泵机组两部分)稍低, 常不足4.0甚至有时仅在3.5~3.7, 但从整个供热季节来看, 考虑热源污水温度常在10℃以上, 系统在增加旋转反冲洗装置、刮刀和乙二醇泵等设备前提下, 其季节制热性能系数会接近或稍高于4.0。从费用年值角度考虑, 凝固换热器预期造价在使用寿命内应能得到回收。

(4) 随着对系统关键设备与设计参数进一步的改进与优化, 相信采集凝固热热泵系统的应用前景将更加广阔。

参考文献:

- [1] 中华人民共和国水利部. 2007年中国水资源公报[EB/OL]. (2008-02-01). <http://www.hwcc.com.cn>
- [2] 孙德兴, 张承虎, 吴荣华, 等. 利用冷水凝固热的热泵

- 系统与装置[J]. 暖通空调, 2006, 36(7):41-44
- [3] 钱剑峰, 孙德兴, 张承虎. 新型地表水源热泵及其相关技术分析[J]. 哈尔滨商业大学学报, 2007, 23(2):231-234
- [4] 周文忠, 李建兴, 涂光备, 等. 污水源热泵系统和污水冷热能利用前景分析[J]. 暖通空调, 2004, 34(8):25-29
- [5] 吴荣华, 孙德兴. 热泵冷热源城市原生污水的流动阻塞与换热特性[J]. 暖通空调, 2005, 35(2):86-88
- [6] 钱剑峰, 孙德兴, 张承虎. 采集凝固热泵技术凝固及换热性能的理论分析[J]. 太阳能学报, 2007, 28(11):1200-1205
- [7] 国家环境保护总局. GB 3838—2002 地表水环境质量标准[S]. 北京: 中国环境科学出版社, 2002
- [8] STAMATIOUA E, MEEWISSEB J, KAWAJI M. Ice slurry generation involving moving parts [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2005, 28(1):706-721
- [9] TAKA AKI I, XU Z. Active control of phase change from super cooled water to ice by ultrasonic vibration 1: Control of freezing temperature [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2001, 44(23):4523-4531
- [10] 刘永红, 陈沛霖. 水平管道中冰浆流动的摩阻特性的实验研究[J]. 力学与实践, 1997, 19(6):36-38
- [11] KNODEL B, CHOI U. Heat transfer and pressure drop in ice-water slurries [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2000, 20(7):671-685
- [12] 贺平. 供热工程[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2000

A new heat pump technology with freezing heat collection and analysis of integrated heating performance

QIAN Jian-feng^{*1,2}, SUN De-xing³, ZHANG Ji-li¹

(1. School of Civil Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China;

2. School of Energy & Civil Engineering, Harbin University of Commerce, Harbin 150028, China;

3. School of Municipal & Environmental Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150090, China)

Abstract: For the conditions of the low winter surface water temperature and insufficient sewage flow in cold areas, a new heat pump technology with freezing heat collection is put forward, which makes the freezing heat of water to be used for building's heating at the peak heat load. To effectively collect the freezing heat, a special device named the freezing heat exchanger is introduced. On the basis of the preliminary analysis of device, the important parameters and the integrated performance indexes in the heat pump system are discussed. Application results show that the heating seasonal performance factor of this heat pump system is between 4.05-4.22 for four typical cities, and its heating performance is worse than that of conventional water-source heat pump system, but better than that of coal-fired boiler or heating network system, so this new system has a greater advantage.

Key words: freezing heat; environmental water source; heat pump system; ice slurry; heating performance