

凝固换热器凝固换热特性模拟分析

钱剑峰^{*1,2}, 张吉礼¹, 孙德兴³

(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: 采集凝固热泵系统为寒冷地区地表水等热能资源的开发利用提供了新思路, 其关键设备凝固换热器的换热性能直接关系到热泵系统的供热运行效率. 在介绍凝固换热器及其冬季换热工况的基础上, 通过定义凝固当量换热系数比等量纲一参数, 采用准稳态近似与拟合等方法, 对紊流状况地表水凝固换热特性进行了模拟分析, 建立了刮冰周期内平均凝固当量换热系数比的统计数学模型. 结果表明: 入口水温与管壁温度越低、管径与 Re 越小、管长越大, 瞬时凝固当量换热系数比越高, 而凝固换热器的平均凝固当量换热系数比在 1~4 变化.

关键词: 凝固换热器; 地表水; 热泵; 换热性能; 凝固当量换热系数比

中图分类号: TU831.6 **文献标志码:** A

0 引言

利用江河、湖泊等地表水作为热泵冷热源实现建筑物的空调与供热, 具有重要节能减排及经济价值, 已在我国逐步推广应用^[1,2]. 但在我国寒冷地区, 冬季地表水温常在 4℃ 以下^[3], 此时为防止换热装置发生冻结破坏, 系统就需采用增设辅助热源的联合供热方式, 这对具体工程来说经常缺乏经济可行性. 为克服这一弊端, 作者等提出了新型地表水源热泵系统(即采集凝固热泵系统)^[4], 在高峰热负荷下采集地表水的凝固热作为热泵低温热源进行供热, 该系统的关键设备之一是具有连续采集凝固热功能的凝固换热器. 本文对凝固换热器的换热特性作深入分析, 为下一步凝固换热器的实验研究与参数优化设计, 以及热泵系统供热运行性能的准确预示提供参考.

1 凝固换热器的运行特点

1.1 工作原理

凝固换热器的作用仅是提取地表水中蕴含的物理冷热能(包括温差单相热和凝固热两部分),

而不影响其化学性能, 因而可根据水源热利用的难易程度将其粗略分为清洁地表水和非清洁地表水两类^[4]. 前者水质优良, 热利用较易实现, 取排水系统较简单, 所含固体污染物少; 后者水质较差, 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, 需预先采用旋转反冲洗装置等防堵塞处理工艺.

图 1 所示为本文所开发的凝固换热器, 其由换热管束、除冰部件和驱动装置等组成, 管外走防冻液, 管内走地表水. 地表水在低温防冻液条件下降温、结冰固化, 所释放出的单相热与凝固热作为热泵机组低温热源向用户供热; 而管内壁形成的冰层被螺旋运动的除冰部件刮削剥离. 为适应不同水质条件, 凝固换热器可采用绞龙和钢刷两种除冰部件, 分别适用于非清洁和清洁地表水. 钢刷型凝固换热器不宜用于非清洁地表水, 以免水中细长藻类等杂物黏附钢刷造成流通断面堵塞, 影响系统安全有效运行. 与高转速旋转刮片式(450 r/min)^[5]和行星转杆式(850 r/min)^[6]等动态冰蓄冷技术相比, 凝固换热器除冰部件转速低(2~5 r/min 即可)、刮冰时间短(仅在供热高峰期除

收稿日期: 2010-01-05; 修回日期: 2011-11-09.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50578048); 黑龙江省教育厅科学技术资助项目(11551114); 黑龙江省自然科学基金资助项目(E201001).

作者简介: 钱剑峰^{*}(1979-), 男, 博士, 副教授, E-mail: qianjianfeng2002@163.com; 张吉礼(1968-), 男, 博士, 教授, 博士生导师.

冰),因而机械磨损更小。

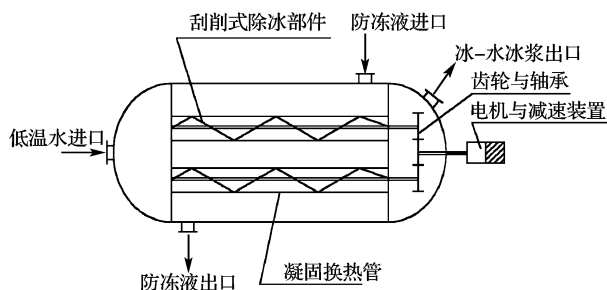


图1 凝固换热器示意图

Fig. 1 Chart of freezing heat exchanger

1.2 凝固换热器运行工况

水源发生凝固的必要条件是存在一定过冷度。实验表明^[7,8]：自来水和纯净水的出口过冷度约为0.8℃和0.9℃。由于过冷水处于亚稳态，增大冷却速率或壁面温度梯度均会使得过冷水过早消除过冷，从而诱发大量冰晶生成黏附于管内形成冰层。另外，杂质粒子的大量存在也会大大加速地表水凝固的发生。因此，基于内壁面的过冷因素是地表水管内凝固的主要诱因，参考文献[7、8]，本文将凝固刚刚发生时对应的换热管内壁面温度（即临界凝固管壁温）近似取为-1℃进行后续分析。

随着冬季热负荷增加或地表水温降低，凝固换热器将随之出现以下3种运行工况：（1）单相热换热工况；（2）部分管段凝固换热工况；（3）全管长凝固换热工况。其中，全管长凝固换热工况如图2所示。

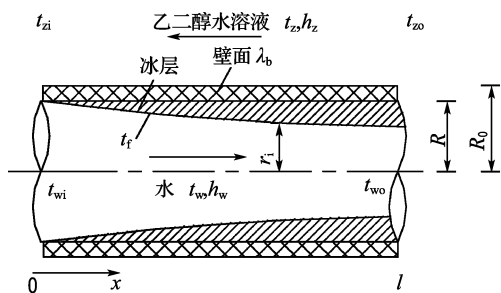


图2 水流管内全管长凝固示意图

Fig. 2 Chart of inner-water freezing at flow condition

由于地表水和防冻液逆流传热且均处于紊流状态，当处于单相热换热工况，地表水出口处满足

$$t_0(x=l) \geq t_i + t_0^* \quad (1)$$

$$t_{zo} \geq -h_w \left[\frac{1}{h_z} + \frac{\delta_b}{\lambda_b} \right] (t_{wo} - t_0^*) + t_0^* \quad (2)$$

式中： t_0 为管壁温，℃； t_i 为水的凝固点，取0℃；

t_0^* 为临界凝固管壁温，℃； t_{wo} 、 t_{zo} 分别为出口处（ $x=l$ 处）对应的地表水和防冻液温度，℃； h_w 、 h_z 分别为水侧和防冻液侧的对流换热系数， W/m^2K ； λ_b 为管壁导热系数， W/mK ； δ_b 为管壁厚度，m。

当处于部分管段凝固换热工况，由凝固换热器入口处的能量平衡可知

$$t_0(x=0) > t_0^* \text{ 且 } t_0(x=l) < t_0^* \quad (3)$$

$$t_{zo} < -h_w \left[\frac{1}{h_z} + \frac{\delta_b}{\lambda_b} \right] (t_{wo} - t_0^*) + t_0^* \quad (4)$$

$$t_{zi} > -h_w \left[\frac{1}{h_z} + \frac{\delta_b}{\lambda_b} \right] (t_{wi} - t_0^*) + t_0^* \quad (5)$$

式中： t_{wi} 、 t_{zi} 分别为入口处（ $x=0$ 处）地表水和防冻液的温度，℃。

同理，当处于全管长凝固换热工况，满足

$$t_0(x=0) \leq t_i + t_0^* \quad (6)$$

$$t_{zi} \leq -h_w \left[\frac{1}{h_z} + \frac{\delta_b}{\lambda_b} \right] (t_{wi} - t_0^*) + t_0^* \quad (7)$$

设部分管段凝固换热工况下， $x=0 \sim l_1$ 段为非凝固段， $x=l_1 \sim l$ 段为凝固段，则分界处（ $x=l_1$ ）的壁温等于临界凝固管壁温，并由能量平衡可知，其两侧流体温度分别为

$$t_w^* = \frac{\beta_f t_{wi} - t_{zi} + (1 + \alpha_f) t_0^*}{\alpha_f + \beta_f} \quad (8)$$

$$t_z^* = \frac{-\alpha_f (\beta_f t_{wi} - t_{zi}) + \beta_f (1 + \alpha_f) t_0^*}{\alpha_f + \beta_f} \quad (9)$$

$$\alpha_f = h_w \left[\frac{1}{h_z} + \frac{\delta_b}{\lambda_b} \right], \beta_f = \frac{c_w G_w}{c_z G_z} \quad (10)$$

式中： t_w^* 、 t_z^* 分别为分界处的地表水与防冻液温度，℃； α_f 、 β_f 分别为凝固换热计算用量纲一系数； c_w 、 c_z 分别为地表水与防冻液比热容， $J/(kg \cdot K)$ ； G_w 、 G_z 分别为地表水与防冻液的流量， kg/s 。

2 凝固换热模拟分析

2.1 凝固换热特性

从凝固换热器总换热量上考虑，部分管段凝固换热工况下，其换热量由非凝固段和凝固段两部分组成。非凝固段换热量的求解与单相热换热工况类似，采用常规单相换热方法即可；而凝固段换热量的求解则与全管长凝固换热工况计算方法相同，尚无成熟经验或半经验计算公式可用。因此，下文着重分析全管长凝固换热工况下的凝固换热器换热性能。

因为凝固换热器换热管径较大（ $R=0.03 \sim 0.05$ m），刮冰周期较短（ $\tau_0=12 \sim 30$ s），壳侧换热系数较高，因而凝固换热时的壁温沿凝固段的

变化不大,故可近似采用等壁温假设^[9].若已知防冻液的进、出口温度与流量,以及换热管壁厚与导热系数,则由能量平衡可推知该壁温为

$$t_0 = \frac{e^{\Phi} t_{zi} - t_{zo}}{e^{\Phi} - 1} \quad (11)$$

其中

$$\Phi = \frac{A_f(t_{zi} - t_{zo})}{c_z G_z(t_{zi} - t_{zo})(1/h_z + \delta_b/\lambda_b)} \quad (12)$$

式中: A_f 为凝固换热器的换热面积, m^2 .

此时,等壁温 t_0 仅与进、出换热管的防冻液温度和流量等参数有关,而与防冻液沿换热管长的温度变化过程无关,故可以简化分析.

由于凝固换热器中存在液固相变、液固两相流传热等复杂的热力学过程,它不仅与外在相变驱动力(如温度梯度、过冷度、流速等)有关,也与内在因素(流体颗粒大小及数量、表面粗糙度等)有关,其物理过程非常复杂,以目前的研究基础尚需作适当简化.本文将不考虑地表水的水质和表面粗糙度等因素对系统过冷度的影响,而从等壁温模型条件出发运用能量平衡和一维导热方法进行分析.

为便于进一步分析,还可作如下合理的假设:

(1)由于凝固换热器冰层足够薄,冰层内导热可认为是一维的;(2)两相物性参数均匀一致并存在明确的固-液相界面;(3)不考虑刮落冰颗粒管内融化及其对水流结冰的影响.

在上述假设条件下,可得冰层导热控制方程:

$$a_s \left[\frac{\partial^2 t_s}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t_s}{\partial r} \right] = \frac{\partial t_s}{\partial \tau}; \quad r_i \leq r \leq R \quad (13)$$

上式的单值性条件为

$$t_s(r=R, \tau) = t_0 \quad (14)$$

$$t_s(r=r_i, \tau) = t_f \quad (15)$$

$$r_i(\tau=0) = R \quad (16)$$

相界面能量平衡方程为

$$-\lambda_s \frac{\partial t_s(r=r_i, \tau)}{\partial r} = -\rho_s L \frac{dr_i}{d\tau} + q_c \quad (17)$$

式中: a_s 为冰的热扩散率, m^2/s ; t_s 为冰的温度, $^{\circ}C$; R 为换热管的内半径, m ; r 为考察点到管轴的距离, m ; q_c 为流体与管壁的对流换热热流密度, W/m^2 ; L 为水的凝固热, J/kg .

水的凝固属于变固-液相界面问题,其精确的数学求解较为困难,故可采用准稳态的近似方法^[10],其求解过程需定义如下量纲一参数.

(1) 相界面位置: $\xi = \frac{r}{R}$;

(2) 凝固时间: $\epsilon = \frac{a_s \tau}{R^2} \cdot \frac{c_s(t_f - t_0)}{L}$;

(3) 热流密度: $\beta = \frac{q_c R}{\lambda_s(t_f - t_0)}$;

(4) 沿程长度: $\eta = \frac{x}{R \cdot RePr}$.

其中 c_s 为冰的定压比热容, $J/(kg \cdot K)$.

近似求得量纲一凝固时间为

$$\epsilon = \int_1^{\xi} \frac{\xi \ln \xi}{1 + \beta \xi \ln \xi} d\xi \quad (18)$$

由能量平衡可知,低温地表水紊流状态下量纲一热流密度为

$$\beta = \frac{h_w R(t_{wi} - t_f)}{\lambda_s(t_f - t_0)} e^{-\frac{4h_w R}{\lambda_w} \eta} \quad (19)$$

采用凝固当量换热系数比 K_h 来表征凝固换热相对于单相换热的强化程度^[10],即

$$K_h = Q/Q_0 \quad (20)$$

式中: Q_0 、 Q 分别为同等参数条件下单相换热(假想为不发生凝固换热)和凝固换热时的换热量, W .

单相换热和凝固换热的换热量分别为

$$Q_0 = 2\pi R \int_0^l h_w(t_w - t_0) dx = \frac{1}{2} \pi R \lambda_w RePr(t_{wi} - t_0)(1 - e^{-4h_w R \eta_l / \lambda_l}) \quad (21)$$

$$Q = 2\pi R \int_0^l \left[-\rho_s L \frac{dr_i}{dt} + q_c \right] dx = -2\pi R \lambda_s RePr(t_f - t_0) \int_0^{\eta_l} \frac{1}{\xi \ln \xi} d\eta \quad (22)$$

由式(20)~(22)推导可得

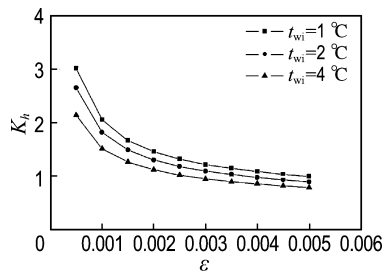
$$K_h = \frac{-4\lambda_s(t_f - t_0) \int_0^{\eta_l} \frac{1}{\xi \ln \xi} d\eta}{\lambda_l(t_{wi} - t_0)(1 - e^{-4h_w R \eta_l / \lambda_l})} \quad (23)$$

2.2 模拟分析

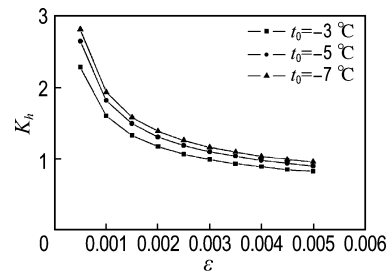
通过编制程序进行数值模拟,可得紊流状态地表水的凝固换热特性变化规律如图3所示.由图可见:① K_h 的变化趋势均是随着 ϵ 的增长先迅速降低而后趋于平缓,说明随着冰层的生长,凝固换热效果下降很快;② 入口水温越低、管壁温度越低、管径越小、管长越大、 Re 越小, K_h 越大.

3 凝固换热器的平均凝固换热性能

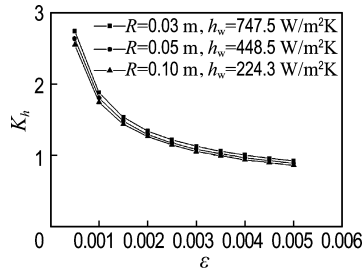
凝固换热器的平均换热性能的认知不仅可为凝固换热器的试验研究、参数优化提供直接参考,对探究采集凝固热泵系统的运行特性也具有重要意义.下面将在前述凝固换热器瞬时凝固换热模拟特性的基础上,对全管长凝固换热工况下凝固换热器的平均换热性能作分析.



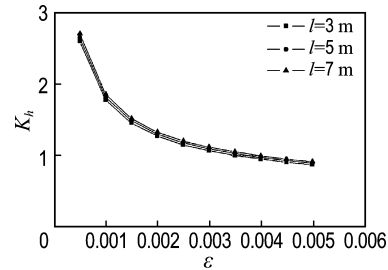
(a) 不同入口水温 t_{wi} ($t_0 = -5^\circ\text{C}$, $h_w = 448.5$ W/m²K, $Re = 10\,000$, $R = 0.05$ m, $l = 5$ m)



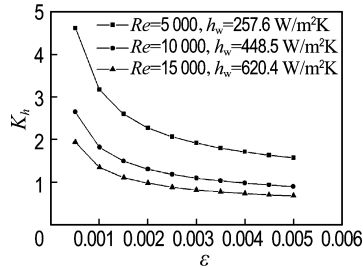
(b) 不同管内壁温度 t_0 ($t_{wi} = 2^\circ\text{C}$, $h_w = 448.5$ W/m²K, $Re = 10\,000$, $R = 0.05$ m, $l = 5$ m)



(c) 不同圆管半径 R ($t_{wi} = 2^\circ\text{C}$, $t_0 = -5^\circ\text{C}$, $Re = 10\,000$, $l = 5$ m)



(d) 不同管长 l ($t_{wi} = 2^\circ\text{C}$, $t_0 = -5^\circ\text{C}$, $Re = 10\,000$, $R = 0.05$ m)



(e) 不同 Re ($t_{wi} = 2^\circ\text{C}$, $t_0 = -5^\circ\text{C}$, $R = 0.05$ m, $l = 5$ m)

图3 紊流地表水凝固换热特性

Fig. 3 Freezing heat transfer performance of turbulent surface water

热泵系统采集凝固热时,凝固换热器内部的除冰部件沿管内壁螺旋运动逐步剥离冰层。在一定热负荷和水源条件下,圆管壁各点的冰层厚度在刮冰周期内将随时间而变化,但是就沿管长方向的各个圆断面来说,其冰层整体形状将不变,如图4所示。因而,全管长凝固工况下凝固换热器的平均换热量为

$$Q = \int_0^l \left(\int_0^{\tau_0} \frac{2\pi R}{\tau_0} q(\tau, x) d\tau \right) dx = \frac{2\pi R}{\tau_0} \int_0^l \int_0^{\tau_0} q(\tau, x) d\tau dx \quad (24)$$

联立式(20)、(21)和(24),并进行刮冰周期内的时间长度积分,可知凝固换热器平均凝固当量换热系数比为

$$\overline{K_h} = \frac{1}{\tau_0} \frac{-4\lambda_s \left(\frac{t_{wi} - t_0}{t_i - t_0} - 1 \right)}{\lambda_l (1 - e^{-4h_w R \eta_l / \lambda_l})} \int_0^{\tau_0} \int_0^{\eta_l} \frac{1}{\xi_i \ln \xi_i} d\eta d\tau \quad (25)$$

下面对两种固定参数(即换热管半径与刮冰周期已知)的凝固换热器在不同运行工况下的换热特性进行模拟分析。(1)凝固换热器类型:绞龙型凝固换热器, $R = 0.05$ m, $\tau_0 = 30$ s;钢刷型凝固换热器, $R = 0.03$ m, $\tau_0 = 12$ s。(2)运行参数取值范围: $t_{wi} = 0.8 \sim 4.0^\circ\text{C}$, $t_0 = -5 \sim -1^\circ\text{C}$, $Re = 5\,000 \sim 50\,000$, $l = 4 \sim 40$ m。模拟结果如图5所示。

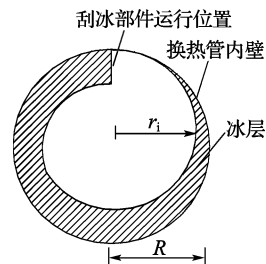


图4 管断面冰层分布示意图

Fig. 4 Chart of ice layer in the pipe cross-section

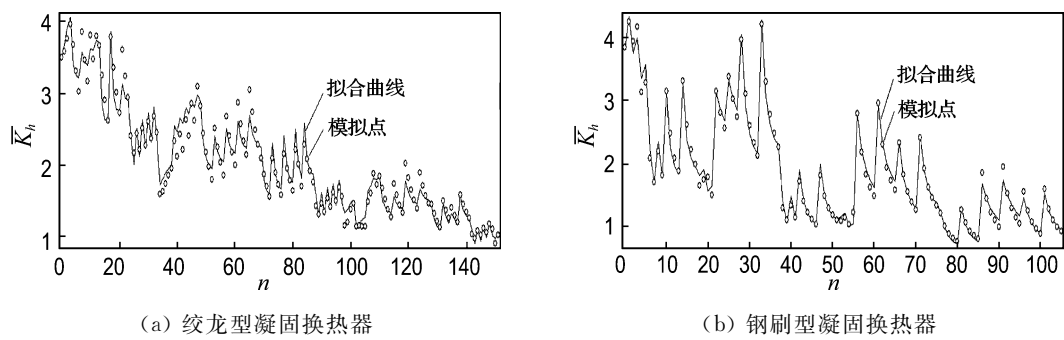


图 5 两种凝固换热器的 $\overline{K}_h$ 模拟值及其拟合曲线

Fig. 5 Simulation values and the fitted curves of $\overline{K}_h$ of two freezing heat exchangers

观察发现,典型运行工况下的两种凝固换热器的换热性能参数 $\overline{K}_h$ 均在1~4变化。

为便于进一步对凝固换热器进行换热性能试验验证以及对采集凝固热泵系统进行运行与设计优化分析,非常有必要建立凝固换热器换热性能参数 $\overline{K}_h$ 的统计数学模型.在考察其变化规律基础上,本文构造了统计数学模型,如下式:

$$\overline{K}_h = k_1 t_{wi}^{a_1} (-t_0)^{a_2} Re^{a_3} l^{a_4} + k_2 (t_{wi} + a_5 t_0 + a_6 Re + a_7 l)^{a_8} \quad (26)$$

式中 $a_1 \sim a_8$ 为拟合系数。

采用麦夸特法与通用全局优化法结合进行拟合编程,得到式(26)的各项系数及误差指标,如表1所示.两种凝固换热器的 $\overline{K}_h$ 模拟值及其拟合曲线对应关系如图5所示,可见上述方法的拟合效果较好,因此式(26)这一统计数学模型可作为下一步凝固换热器实验研究或参数优化等研究的基础数据.参数 $\overline{K}_h$ 是为便于考察凝固换热器发生相变时换热性能,对比分析其与传统对流换热器的差异而提出的,从该参数值的大小可以看出强化换热的程度,值越大,说明换热性能越好。

表 1 拟合系数与误差指标

Tab. 1 Fitting coefficients and error index

换热器	拟合系数										拟合误差	
	k_1	a_1	a_2	a_3	a_4	k_2	a_5	a_6	$a_7/10^{-5}$	a_8	均方差	相关系数
绞龙型	6 051.3	-0.086	0.529	-0.917	0.105	6.944	-0.226	-0.007	5.58	-1.351	0.149 3	0.980
钢刷型	6 577.4	-0.180	0.267	-0.904	0.112	5.788	-0.546	-0.013	5.15	-1.401	0.103 0	0.993

4 结 论

(1)采集凝固热泵系统为寒冷地区地表水冷热源的开发提供了新思路,本文介绍了实现连续采集凝固热的两种螺旋刮削式凝固换热器,探讨了冬季供热期间该装置的3种换热工况的运行参数特点。

(2)采用诸多与凝固换热特性相关的量纲一参数(如量纲一相界面位置 ξ 、凝固时间 ϵ 、热流密度 β 、沿程长度 η 、凝固当量换热系数比 K_h),在等壁温假设下运用准稳态近似方法,对紊流地表水瞬时的全管长凝固换热特性进行了模拟研究,分析结果表明:入口水温与管壁温度越低、管径与 Re 越小、管长越大,瞬时凝固当量换热系数比越

高。

(3)全管长凝固换热工况下的平均换热性能对凝固换热器与采集凝固热泵系统的运行性能关系密切.模拟分析发现:典型工况下凝固换热器的平均凝固当量换热系数比 $\overline{K}_h$ 在1~4变化,这为直观感知凝固换热器的整体性能提供了帮助。

(4)综合考虑入口水温与管壁温度、管长与 Re 等运行或设计参数,基于近似模拟与拟合优化方法得出了两种典型的绞龙型和钢刷型凝固换热器(管半径和刮冰周期已知时)的平均当量换热系数比的统计数学模型,这为下一步凝固换热器的实验研究、参数优化及采集凝固热泵系统的运行特性评价提供了重要参考。

参考文献:

- [1] 陈晓, 张国强, 彭建国. 开式地表水源热泵在湖南某人工湖的应用研究[J]. 制冷学报, 2006, **27**(3): 10-13
- [2] 张文字, 龙惟定. 上海世博园地表水地源热泵的应用及环境影响分析[J]. 暖通空调, 2007, **37**(2): 38-41
- [3] 孙德兴, 张承虎, 吴荣华. 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
- [4] 钱剑峰, 孙德兴, 张承虎. 采集凝固热泵系统[J]. 煤气与热力, 2008, **28**(6): 6-9
- [5] STAMATIOUA E, MEEWISSEB J, KAWAJI M. Ice slurry generation involving moving parts [J]. *International Journal of Refrigeration*, 2005, **28**(1): 706-721
- [6] TAKA AKI I, XU Z. Active control of phase change from supercooled water to ice by ultrasonic vibration 1. Control of freezing temperature [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2001, **44**(23): 4523-4531
- [7] 张君瑛, 章学来, 吴喜平. 采用密闭制冰发生装置的过冷水制冰系统特性研究与机理分析[J]. 暖通空调, 2007, **37**(10): 36-39
- [8] 何国庚, 吴锐, 柳飞. 过冷水法冰浆制取的实验设计与分析[J]. 低温与超导, 2006, **34**(4): 303-307
- [9] 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
- [10] 钱剑峰, 张承虎, 孙德兴. 采集凝固热泵技术层流工况相变强化换热研究[J]. 流体机械, 2007, **25**(5): 70-74

Simulation analyses of heat transfer characteristics for freezing heat exchanger

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

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

2. School of Construction & Refrigeration Engineering, Harbin University of Commerce, Harbin 150028, China;

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

Abstract: It is a new idea to develop and utilize the surface water heat energy by the heat pump system with freezing heat collection in the cold regions, and the heat transfer performance of the key device named freezing heat exchanger is directly related to the heating efficiency of the heat pump system. After introducing the freezing heat exchanger and its heat transfer conditions in winter, on the basis of quasi-static approximation and the fitting method, the heat transfer characteristics of the turbulent surface water are simulated and analyzed with the definition of the dimensionless parameters, such as equivalent freezing heat transfer coefficient ratio. And the statistical mathematical model of the average equivalent freezing heat transfer coefficient ratio is built up in the deicing cycle. The results show that the instantaneous equivalent freezing heat transfer coefficient ratio is greater with the lower inlet water temperature or wall temperature, the smaller diameter and Re number and the bigger tube length, while the average equivalent freezing heat transfer coefficient ratio of the freezing heat exchanger is between 1 and 4.

Key words: freezing heat exchanger; surface water; heat pump; heat transfer performance; equivalent freezing heat transfer coefficient ratio