

# 外融冰系统冰槽取冷特性的研究

济南铁道职业技术学院 刘淑娟<sup>☆</sup>

同济大学 于 航<sup>△</sup>

济南铁道职业技术学院 张风琴

**摘要** 在 ASHRAE-RP-459 数学模型基础上, 提出一个简化模型。实验研究了有空气搅拌情况下, 外融冰系统冰槽的取冷特性和温度场的变化, 并比较了有、无空气搅拌的冰槽内温度场随取冷周期的变化。

**关键词** 外融冰 冰槽 取冷特性 温度

## Discharging characteristics of ice storage tank in external-melt systems

By Liu Shujuan<sup>★</sup>, Yu Hang and Zhang Fengqin

**Abstract** Based on the ASHRAE-RP-459 mathematic model, advances a simplified model. Experimentally studies the discharging characteristics and the temperature field variation under agitation condition. Compares variation of temperature field in the ice storage tank with discharging period between with and without agitation.

**Keywords** external-melt, ice storage tank, discharging characteristic, temperature

★ Jinan Railway Polytechnic, Jinan, China

①

### 0 引言

外融冰系统可长期稳定提供低温水, 实现大温差供水、与低温送风相结合, 已经越来越多地引起工程应用者的注意。但外融冰融冰过程较复杂, 冰水换热过程中伴随着相变溶解问题, 且二者的热物理特性随温度的变化而不同, 整个槽内的流动和换热均为三维非稳态, 数学物理描述复杂, 至今没有数值解。目前可查阅的文献资料也比较少, 仅有的几个数学模型均采用了集总参数法, 即将槽内水体作为研究对象, 对冰槽进行数学描述最终求得近似解<sup>[1-6]</sup>。因此, 为了寻找可指导工程应用的资料, 研究者多采用工程测试或实验的方式得出外融冰的取冷特性<sup>[7-9]</sup>。

对于实验研究, 日本名古屋大学、清华大学建筑环境与设备研究所、浙江大学制冷与低温研究所等单位做得比较多, 但他们的研究主要集中于竖直流场系统<sup>[9-15]</sup>, 即冰槽进、出水为上进下出或者下进上出的形式。

然而, 目前工程应用中外融冰系统的冰槽主要为水平流场, 现有研究可直接参考的取冷特性参数

很少。笔者结合某实际工程, 尝试在 ASHRAE-RP-459<sup>[2]</sup> 外融冰取冷模型基础上提出一个简化模型, 并在此模型指导下搭建水平流场外融冰取冷实验台, 通过相关的实验研究, 来验证此模型的有效性和研究外融冰系统冰槽的取冷特性, 以求更好指导工程实际和相关的理论研究。

### 1 ASHRAE-RP-459 数学模型介绍

以冰槽内水体(槽内除盘管和冰以外部分)作为控制体, 根据准稳态总体能量守恒原理建立外融冰取冷模型, 如图 1 所示。

图 1 中,  $Q_c$  为来自负荷侧的冷水回水带入槽内的能量,  $m_c$  为进水质量流量,  $t_r$  为进水温度,  $t_w$  为当前计算时间步长内水体的温度,  $Q_e$  为外界环境造成的槽内热损失,  $t_e$  为环境温度,  $Q_i$  为水传给

①☆ 刘淑娟, 女, 1975 年 11 月生, 硕士, 讲师  
△ 201804 上海市嘉定区曹安公路 4800 号  
(021) 69589755

E-mail: yuhang@tongji.edu.cn

收稿日期: 2007-08-30

一次修回: 2007-12-17

二次修回: 2009-06-10

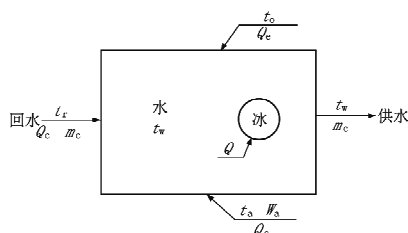


图1 ASHRAE-RP-459 模型原理图

冰的能量;  $Q_{ai}$  为进入到槽内的搅拌空气传给水体的能量, 即空气搅拌产生的冷损失;  $t_a$  为搅拌空气的温度;  $W_a$  为搅拌空气的含湿量。

该模型假设冰槽内温度分布均匀, 出水温度与冰槽内水温相同, 冰水界面处  $Nu$  为常数, 单位融冰量为常数, 在此基础上建立槽内能量守恒方程:

$$Q_c + Q_{ai} + Q_e - Q_i = Q_w \quad (1)$$

$$\text{其中 } Q_c = m_c c_{pw} (t_r - t_w) \quad (2)$$

$$Q_e = U_e A_e (t_o - t_w) \quad (3)$$

$$Q_i = U_i A_i (t_w - t_i) \quad (4)$$

$$Q_w = m_w c_{pw} (t_w - t_{ol}) \quad (5)$$

式(1)~(5)中  $Q_w$  为计算时间步长内槽内水体能量的变化;  $W$ ;  $c_{pw}$  为水的比定压热容, 4.186 kJ/(kg·°C);  $U_e$  为冰槽与周围环境的换热系数, W/(m²·°C);  $A_e$  为冰槽总外表面积, m²;  $U_i$  为冰水之间的换热系数, W/(m²·°C);  $A_i$  为冰表面积, m²;  $t_i$  为冰表面温度, 0 °C;  $m_w$  为槽内水体的质量, kg;  $t_{ol}$  为上一计算时间步长内水体的温度, °C。

## 2 简化数学模型介绍

本简化模型在 ASHRAE-RP-733<sup>[5]</sup> 的推荐下采用集总参数法, 同 ASHRAE-RP-459 模型一样,

$$m_c c_{pw} (t_r - t_w) - r \frac{dm_i}{d\tau} + t_w c_{pw} \frac{dm_w}{d\tau} + \frac{krm_{\text{总}}}{\tau_t} = m_w c_{pw} \frac{dt_w}{d\tau} \quad (9)$$

笔者在此简化模型及某工程实际运行数据的指导下, 设计搭建了外融冰取冷实验台并得出外融冰取冷特性。

## 3 实验原理与实验方案

采用直接蒸发式系统, 蒸发器为结冰盘管。实验系统主要由制冷循环、取冷循环和测试系统三部分组成, 原理及流场温度取点位置见图 2。其中, 冰槽尺寸为 1.35 m(长)×0.45 m(宽)×1.1 m(高); 盘管外径 25 mm, 长 32 m; 系统名义蓄冷量 12.7 kW(3.6 rt); 冷水进、出口方向为左上侧进右下侧出。温度由精度±0.2 °C 的热电偶测量, 使用 FLUICK 数据采集仪采集测点数据, 进水流量由精

把槽内的水体作为研究对象, 在其基础上进行简化。

1) 由于目前没有对空气搅拌产生的冷损失进行定量评估的研究, 笔者根据某工程实际运行数据, 参考 ASHRAE-RP-459 中  $Q_{ai}$  计算方法, 得出搅拌产生的冷损失占总取冷量的百分比近似为 0, 因此简化模型中不计此项。

2)  $Q_e$  的简化计算公式为

$$Q_e = \frac{krm_{\text{总}}}{\tau_t} \quad (6)$$

式中  $k$  为冷损失比例, 取总蓄冷量的 1%~5%;  $r$  为冰融化潜热, 335 kJ/kg;  $m_{\text{总}}$  为总蓄冰量, kg;  $\tau_t$  为融冰周期, h。

3)  $Q_i$  的简化计算式为

$$Q_i = r \frac{dm_i}{d\tau} \quad (7)$$

式中  $m_i$  为槽内冰的质量, kg。

4)  $Q_w$  可用下式计算

$$Q_w = \frac{dU}{d\tau} = m_w c_{pw} \frac{dt_w}{d\tau} + c_{pw} t_w \frac{dm_w}{d\tau} \quad (8)$$

式中  $U$  为槽内水体的热力学能, J。即某一时刻空调冷水带入槽内的能量、融冰消耗潜能与环境热损失之和与该时刻槽内水体热力学能变化相等。其中, 热力学能变化包括两部分, 一部分为该时刻原有水体的显热变化, 另一部分为融冰水由 0 °C 升高到冰槽内温度的显热变化。其中  $\frac{dm_i}{d\tau} = -\frac{dm_w}{d\tau}$ , 计算时间步长内, 融冰量与水体增加量相同。

式(1)简化后可表述为

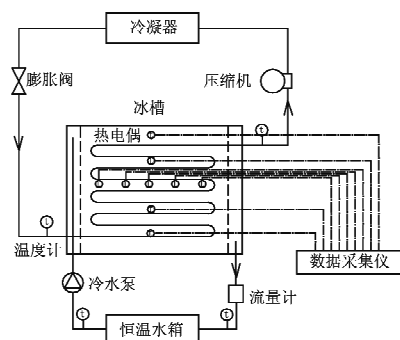


图2 实验系统原理图

度 1.5 级玻璃转子流量计控制。

根据某工程的实际运行参数, 确定实验融冰周

期为 8 h, 冰槽进水温度分别为 8, 9, 10 °C; 假设融冰均匀, 将温度值代入式(10)中, 确定相应进水流量分别为 200, 180, 160 L/h, 组成 3 组标准实验工况; 根据文献[13]和能量守恒关系, 确定其他 6 种流量和温度组合作为其他实验工况。

#### 4 实验结果及其分析

表 1 7 种工况取冷特性

|             | 标准工况             |                 |                 | 其他工况            |                  |                 |                 |
|-------------|------------------|-----------------|-----------------|-----------------|------------------|-----------------|-----------------|
|             | 160 L/h<br>10 °C | 180 L/h<br>9 °C | 200 L/h<br>8 °C | 180 L/h<br>8 °C | 180 L/h<br>10 °C | 160 L/h<br>9 °C | 200 L/h<br>9 °C |
| 蓄冷量/(kWh)   | 12.76            | 12.76           | 11.18           | 12.41           | 12.76            | 11.81           | 11.78           |
| 累计取冷量/(kWh) | 11.81            | 12.48           | 11.46           | 10.44           | 12.45            | 10.83           | 11.95           |
| 累计取冷率/%     | 92.5             | 97.7            | 102.5           | 84.1            | 97.5             | 91.6            | 101.4           |
| 显热取冷率/%     | 6.79             | 3.27            | 7.71            | 7.5             | 21               | 12.4            | 14.8            |
| 平均出水温度/°C   | 1.72             | 1.74            | 1.85            | 1.88            | 2.7              | 1.9             | 2.22            |

注: 累计取冷量、显热取冷率和累计取冷率定义见文献[13]。

温度越低、剩余残冰越少的工况, 表明在取冷结束时融冰充分, 且满足取冷要求的效果越好。由表 1 可看出, 所有实验工况中 3 种标准工况的取冷效果最好。同时, 从图 3 可以看出, 3 种标准工况在取冷周期 90% 的时间内出水温度低于 3 °C; 取冷率在 12%~14% 之间平稳变化, 仅在取冷周期最后 1 h 呈现了较明显的下降趋势; 且根据实验观测记录, 取冷结束剩余残冰极少。故 3 种标准工况在整个取冷周期内均可较平稳地取出低温水。由于标准工况是在简化模型指导下确定的, 说明其具有一定正确性。

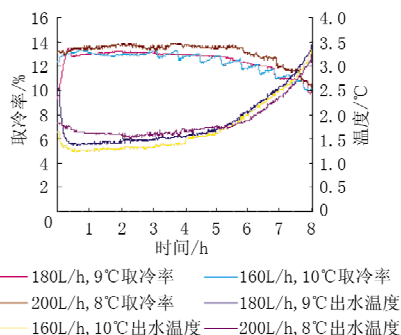


图 3 3 种标准实验工况的取冷特性

根据实验统计结果, 可定性得出融冰周期为 8 h 的外融冰系统取冷率和出水温度的变化范围, 如图 4 所示, 其中量纲一时间定义为取冷时间与取冷周期的比值。分析图 4 可知, 外融冰系统在 75% 的取冷周期内取冷率相对稳定, 能保持在 12%~14% 之间, 仅在取冷末期有明显衰减, 且在大部分时间内出水温度可低于 3 °C。此分析结果和文献[16]中分析结果一致。

#### 4.1 取冷各工况特性

本实验共有结冰厚度约 28 mm 的有空气搅拌的 7 种工况以及结冰厚度 25 mm, 有、无空气搅拌的 2 种工况。结冰厚度为 28 mm、有空气搅拌的 7 种工况的取冷率和平均出水温度见表 1。

对于累计取冷率越高、显热取冷率和平均出水

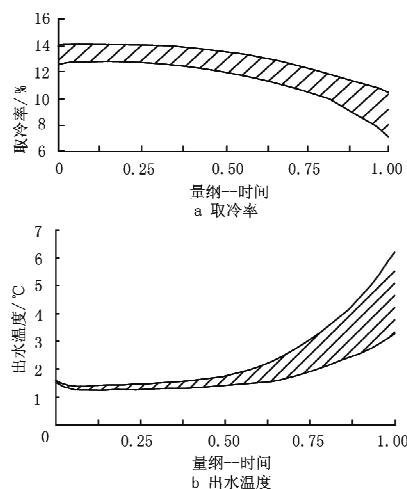


图 4 外融冰取冷率和出水温度范围

#### 4.2 进水温度和进水流量对出水温度的影响

##### 4.2.1 进水温度

为分析进水温度对出水温度的影响, 比较了有搅拌的情况下, 进水流量均为 180 L/h 的 3 种工况下的取冷特性, 结果如图 5 所示。

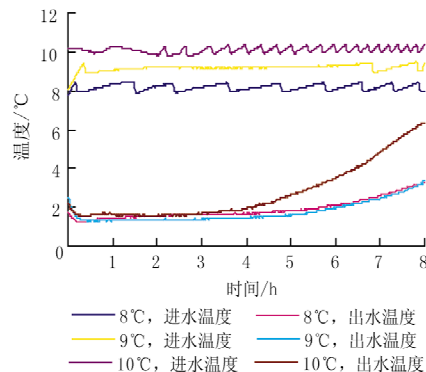


图 5 相同流量的 3 种工况取冷特性比较

由图 5 可知, 9℃工况和 8℃工况的出水温度在近 8 h 内都低于 3℃且变化趋势相同, 出水平均温度分别为 1.73℃和 1.88℃, 最大出水温度偏差 0.15℃, 相对误差为 8%, 可认为 2 种工况出水温度相同。但 9℃工况的累计取冷量为 12.48 kWh(见表 1), 高于 8℃工况的 10.44 kWh, 取冷效果较优。

10℃工况的取冷量为 12.45 kWh(见表 1), 与 9℃工况取冷量的相对误差为 0.24%, 可认为近似相等。10℃工况的出水平均温度为 2.71℃, 与 9℃工况的出水平均温度相差近 1℃, 且后 3 h 的取水温度明显升高。2 种工况取冷量相等, 但 9℃工况出水温度明显低于 10℃工况, 因此其取冷效果较优。

由前文分析可知, 相同流量的 3 种工况中, 9℃工况的取冷效果最好, 取冷的前半段时间出水温度稳定, 不随进水温度变化。当进水温度过低时, 冰槽内换热不充分, 融冰速度过慢, 取冷周期内冰不能充分融化而导致剩余残冰较多, 蓄冷量不能被完全利用; 当进水温度过高时, 前期融冰速度过快而导致后期剩余冰量不足, 虽然累计取冷量能达到要求, 但后期出水温度升高和取冷率衰减过快而影响了整体取冷效果。

#### 4.2.2 进水流量

影响出水温度的另一个重要因素是进水流量, 在有搅拌的情况下, 进水温度均为 9℃的 3 种工况下的取冷特性如图 6 所示。

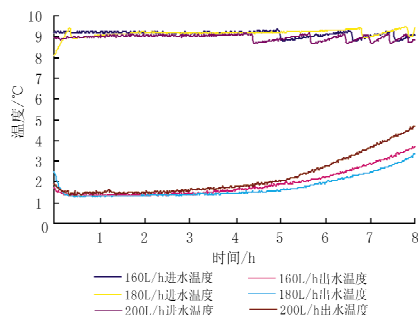


图 6 相同温度的 3 种工况取冷特性比较

180 L/h 工况和 200 L/h 工况的累计取冷量分别为 12.48 kWh 和 11.95 kWh(见表 1), 二者差值与取冷量相比较小, 可认为近似相等。由图 6 可知, 180 L/h 工况和 200 L/h 工况的出水平均温度分别为 1.73℃和 2.22℃, 二者相差约 0.5℃。180 L/h 工况的出水温度几乎在整个周期内都低于 3℃, 但 200 L/h 工况的出水温度仅在前 6 h 低于 3℃, 后 2 h 温升较快, 出水终温高达 4.6℃。

虽然二者取冷量近似相等, 但 180 L/h 工况的出水温度低于 200 L/h 工况, 因此其取冷效果较优。

180 L/h 和 160 L/h 工况的出水温度最大偏差为 0.26℃, 相对误差为 8%, 此温差对于工程应用可忽略, 因此也近似认为出水温度相同。180 L/h 的累计取冷量为 12.48 kWh, 高于 160 L/h 时的 10.83 kWh, 因此其取冷效果较优。

由前文分析可知, 相同进水温度的 3 种工况下, 180 L/h 工况的取冷效果最好, 由此可得:

进水温度相同时, 出水温度并不随进水流量的增大而升高、减小而降低; 当流量过小时, 冰槽进水所携带的能量不能充分融冰, 取冷结束剩余残冰较多而导致蓄冷量不能被充分利用, 虽然系统出水温度较低, 但取冷量不能满足要求; 当流量偏大时, 前期融冰速度过快, 导致后期剩余冰量不足, 虽然累计取冷量能达到要求, 但出水温度偏高且取冷率不稳定会影响整体取冷效果。

根据以上分析可知, 外融冰取冷过程中, 进水温度和进水流量有一系列最佳组合。在这些组合下, 系统在整个取冷周期内可较平稳地取得低温水, 且融冰充分, 无过量残冰剩余; 改变组合中的任一量, 取冷温度和取冷量不能同时满足要求。

#### 4.3 流场内温度变化

为了解流场中温度随取冷周期的变化趋势, 比较了结冰厚度为 25 mm, 有、无空气搅拌的 2 种工况的温度场变化趋势, 结果如图 7 所示。

由图 7 可看出, 有、无搅拌对流场内的温度分布有较大影响。

有搅拌的情况下, 由于冰水换热充分, 整个冰槽内能充分融冰, 且融冰水和冰槽内水体充分混合, 整个流场温度分布较均匀; 出水温度在近 90% 取冷周期内均低于 3℃。无搅拌的情况下, 流场内温度分层较明显。由于水温均低于 4℃, 水的密度随温度的升高而升高, 因此整个竖直流场内温度随高度的增加而降低; 水平流场温度相对比较均匀, 没有明显的变化趋势。

#### 5 结论

5.1 本实验基于简化数学模型, 并根据模型确定了 3 种标准实验工况。实验结果表明, 3 种标准实验工况的取冷特性较好, 整个取冷周期出水温度较低, 取冷率较稳定, 融冰充分, 仅有极少量块冰剩余。由此可说明此模型具有一定的正确性。

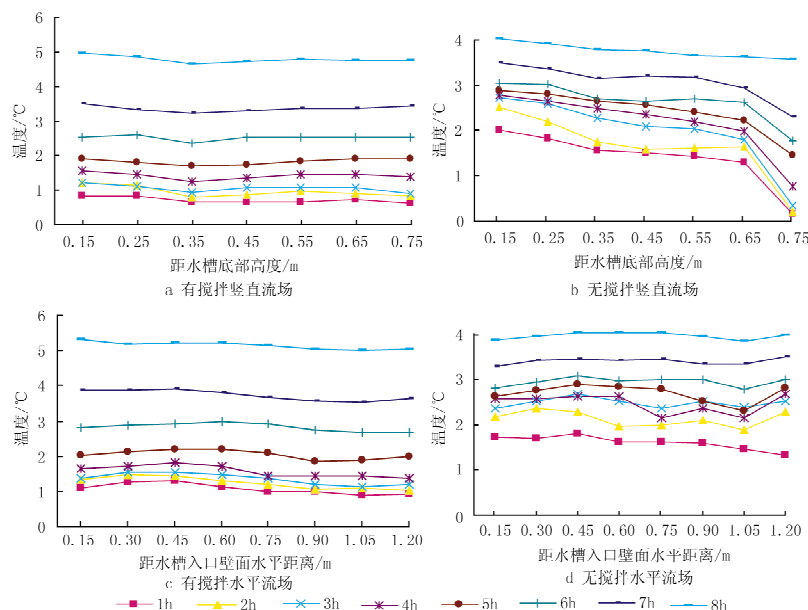


图 7 有、无空气搅拌流场随融冰时间的变化趋势

5.2 由于取冷过程中水和冰直接接触而换热充分,且空气搅拌使融冰水和冰槽水体充分混合。因此,外融冰系统在整个取冷周期内,可稳定取出 $1\sim 3\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的低温水;取冷率相对均匀,可保持在 $12\%\sim 14\%$ 之间。

5.3 进水温度和流量是决定取冷特性的重要因素,它们存在一系列最佳组合。在这些组合工况下,整个取冷周期内可较平稳地取出低温水,且蓄冷量能充分利用而满足系统取冷要求。

5.4 有搅拌的流场温度分布比较均匀,竖直流场和水平流场的温度变化几乎相同。无搅拌的流场温度分层较明显,由于水温均低于 $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,整个竖直流场内温度随高度的增加而降低;水平流场温度相对比较均匀,没有明显的变化趋势。

#### 参考文献:

- [1] Silver S C, Jones J W, Peterson J L, et al. CBS/ICE: a computer program for simulation of ice storage systems [G]//ASHRAE Trans, 1989, 95(1): 1206-1213
- [2] Silver S C, Milbitz A, Jones J W, et al. Component models for computer simulation of ice storage systems [G]//ASHRAE Trans, 1989, 95(1): 1214-1266
- [3] He Anding, Qian Huanqun, Hu Zhihua, et al. Study of heat transfer in ice-storage tank[J]. Journal of Thermal Science, 2001, 10(4): 357-362
- [4] Strand R K, Pedersen C O, Coleman G N. Development of direct and indirect ice-storage models for energy analysis calculation [G] // ASHRAE Trans, 1994, 100(1): 1230-1244

- [5] Jones J W, Shiddapur G S. Evaluation of RP-459 algorithms for modeling external melt ice-on-pipe thermal storage system components [G]//ASHRAE Trans, 1995, 101(2): 1342-1351
- [6] Lee A H, Jones J W. Modeling of an ice-on-coil thermal energy storage system[J]. Energy Conversion and Management, 1996, 37(10): 1493-1507
- [7] Chang W S, Jack L N. Long-term experience with external-melt ice-on-coil storage cooling system[G]//ASHRAE Trans, 2001, 107(1): 532-537
- [8] Lee A H, Jones J W. Laboratory performance of an ice-on-coil thermal-energy storage system for residential and light commercial applications [J]. Enery, 1996, 95(1): 115-130
- [9] 张茂勇, 李先庭, 赵庆珠. 外融式冰盘管取冷特性的实验研究[J]. 暖通空调, 2002, 32(4): 6-9
- [10] 山羽基, 中原信生. 冰蓄冷槽热特性的研究——I[G]//空气调和·卫生工学学会论文集, 1996(46): 59-69
- [11] 中原信生, 山羽基. 冰蓄冷槽热特性的研究——II[G]//空气调和·卫生工学学会论文集, 1992(48): 9-19
- [12] 中原信生, 山羽基. 冰蓄冷槽热特性的研究——III[G]//空气调和·卫生工学学会论文集, 1994(56): 13-23
- [13] 王宝龙, 李先庭, 吕先志, 等. 盘管式外融冰槽融冰过程试验研究(I)取冷特性[J]. 太阳能学报, 2003, 24(5): 611-614
- [14] 王宝龙, 李先庭, 吕先志, 等. 盘管式外融冰槽融冰过程试验研究(II)温度分布[J]. 太阳能学报, 2003, 24(6): 745-749
- [15] 朱煜, 陈国邦. 外融式冰盘管取冷特性实验研究[J]. 暖通空调, 2006, 36(3): 86-89
- [16] 方贵银. 蓄冷空调工程实用新技术[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2000: 3-6