

圆柱形蓄冰桶内融冰换热参数优化设计

黄凯良,崔蓝予

(沈阳建筑大学市政与环境工程学院,辽宁 沈阳 110168)

摘要 目的 分析圆柱形蓄冰桶入口温度、载冷剂流量以及盘管与冰桶之间外径比例大小对融冰过程产生的影响。方法 建立蓄冰桶内融冰放热过程的传热数学模型,模型使用 MATLAB 进行求解,并使用 COMSOL Multiphysics 软件进行求解过程的比较验证。结果 当流量一定,进口温度为 8℃、10℃和 12℃时,对应的最终出口温度分别为 7.4℃、9.3℃和 11.2℃;当进口温度一定,流量分别为 0.2 L/s、0.3 L/s 和 0.4 L/s 时,对应的最终出口温度分别为 9.3℃、9.6℃和 9.7℃;以盘管与冰桶外径比例为 0.04 时作为参照,当比例分别缩小为 0.033、0.027 和 0.02 时,蓄冰桶的完全融冰时间与原来相比分别延长 45%、81%和 136%。结论 传热流体的入口温度越高和流量越大,其释冷速率越大,整体的融冰时间越短,载冷剂的流量变化对融冰半径和释冷量的影响很小。在换热流体进口温度和流量一定时,换热盘管与蓄冰桶外径比例越大,在短时间内对应的出口温度越小,但很快变趋于一致。相反两者之间比例越小,相同时间内生成的水环半径越小,整体融冰时间越长。同时在流速允许的范围,适当减小管径有利于延长融冰时间。

关键词 冰蓄冷;盘管式内融冰;数值模拟;参数优化

中图分类号 TU86

文献标志码 A

Optimization Design of Heat Transfer Parameters for Internal Melt in Cylindrical Ice Storage Tank

HUANG Kailiang, CUI Lanyu

(School of Municipal and Environmental Engineering, Shenyang Jianzhu University, Shenyang, China, 110168)

Abstract: Cylindrical ice storage tank is one of the common ice storage devices, which plays an important role in seasonal and conventional ice storage system. Its ice melting and heat transfer process directly affects the operation effect of ice storage system. In order to guide the design of heat transfer parameters of ice melting, in this paper cylindrical ice storage tank taken as the research object, the heat transfer mathematical model of ice melting process is established in the ice

收稿日期:2020-12-08

基金项目:国家自然科学基金项目(51708365)

作者简介:黄凯良(1985—),男,副教授,博士,主要从事建筑与可再生能源利用与储能、低建筑能耗与室内空气品质保障技术等方面研究。

storage tank. The influence of inlet temperature, refrigerant flow rate and the ratio of coil to ice tank on ice melting process is analyzed. The model was solved by MATLAB and compared with COMSOL Multiphysics. The research results show that when the flow rate is constant and the inlet temperature is 8 °C, 10 °C and 12 °C, the corresponding final outlet temperature is 7.4 °C, 9.3 °C and 11.2 °C. When the inlet temperature is constant, the flow rate is 0.2 L/s, 0.3 L/s and 0.4 L/s, the corresponding final outlet temperatures are 9.3 °C, 9.6 °C and 9.7 °C, respectively. The higher the inlet temperature and flow rate of the heat transfer fluid, the greater the cooling rate and the shorter the overall ice melting time. The melting radius and cooling capacity hardly change with the change of refrigerant flow. When the inlet temperature and flow rate of the heat exchange fluid are constant, the larger the ratio of the external diameter of the coil to the ice storage tank, the smaller the outlet temperature in a short time, but it becomes consistent quickly. On the contrary, the smaller the ratio between the two, the smaller the radius of water ring generated in the same time, the longer the overall ice melting time. The outer diameter ratio of the coil to the ice tank taken as a reference of 0.04, when the ratio is reduced to 0.033, 0.027, and 0.02, the complete ice melting time of the ice storage tank is extended by 45%, 81% and 136%. Therefore, within the allowable range of flow rate, appropriately reducing the pipe diameter is beneficial to prolong the ice melting time.

Key words: ice storage; internal melting ice-on-coil tube; numerical simulation; parameter optimization

冰蓄冷空调技术作为减缓电网负荷的有效措施,近年来得到了重大发展。冰蓄冷空调技术指的是利用夜间的低谷电使电动制冷机制冷,通过蓄冷介质的潜热和显热特性将冷量储存起来,在白天用电高峰期将储存的冷量释放出来,用于满足房间所需冷负荷,实现削峰填谷。该技术在提高电网负荷率的同时,也降低了空调的运行费用,使经济效益得到提高。目前我国的冰蓄冷空调技术还处于发展阶段,有着很好的发展前景和应用潜力。

冰蓄冷按制冰方式可分为静态制冰和动态制冰,盘管式蓄冰是静态制冰系统的一种应用形式。融冰释冷过程中,根据其融冰方式的不同,又可分为内融冰和外融冰两种形式,内融冰系统与外融冰相比具有可以完全冻结,蓄冰率高,占地面积小,以及无需控制冰层厚度,不用增加搅拌设备等优点^[1-2]。具体的融冰过程涉及复杂的相变,因此必须对其进行深入的相变传热分析。ZHENG Zonghe 等^[3]对内融冰盘管蓄冰系统进行了模拟,建立了相应的数学模型,重点分析了管材、管径和热阻对整个结冰和融冰过程的影

响。YANG Tianrun 等^[4]通过在 Ansys 中建立三维的 CFD 模型,研究了制冷剂不同入口温度下盘管蓄冷板的蓄冰过程。LÓPEZ-NAVARRO A 等^[5]研究了逆流螺旋盘管蓄冰罐的冻结过程,对冷水机组性能,结冰过程以及装置能耗进行了分析。ZHU Yingxin 等^[6]建立了针对于水平管蓄冰罐开发的偏心圆筒模型,研究了冰水密度差对融冰过程产生的影响。K. CHO 等^[7]研究了球形容器中石蜡在冻结和熔融过程中的热特性,相比于冻结过程,熔融过程中的入口温度、初始温度和雷诺数对平均传热系数的影响更大。在冷冻和熔融过程中,石蜡的平均传热系数比水的平均传热系数大 40%。同时,在经济性方面,S. SEPEHR 等^[8]对冰蓄能系统(ITES)系统的热经济性进行了优化,考虑资本成本,运行成本以及环境污染惩罚成本,得出 ITES 系统的平均用电量和二氧化碳排放量分别低于常规空调系统的 9% 和 9.8%。H. E. ABDELRAHMAN 等^[9]对双同心螺旋盘管蓄冰系统的热性能进行了实验分析,结果表明大约 90% 的能量储存在 59% ~ 74% 完全充

电时间内。笔者针对盘管式内融冰蓄冰桶的融冰特性进行研究,采用单一变量原则,在保证其他参数保持不变的情况下,通过数值模拟对载冷剂的出口温度,水层半径以及释冷量进行讨论,分析以上参数对盘管式内融冰动态性能产生的影响。为内融冰式圆柱形蓄冰桶的换热参数优化提供依据。

1 蓄冰桶数学模型

在供冷过程中,冰的融化分为两个阶段,分别为冰未完全融化时的潜热释冷阶段和完全融化以后的显热释冷阶段。实际的换热过程会受到很多因素的影响,较为复杂,为简化模型计算,针对模型做出假设:①冷媒即载冷剂入口温度恒定;②忽略管道的轴向传热,认为传热仅发生在径向^[10];③取冷过程中,忽略冰桶与环境热交换;④取冷过程中相变界面呈同心圆管状变化,冰块固定无上浮偏斜情况,整个过程是对称的;⑤忽略由冰水相变

引起的体积变化^[11];⑥潜热释冷阶段下桶内为冰水混合物,水温默认0℃。

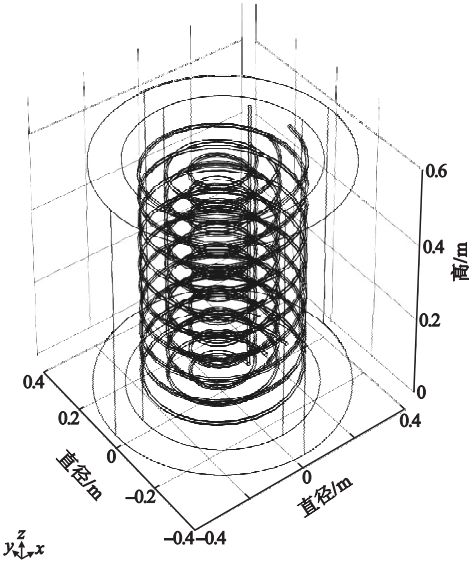
1.1 蓄冰桶热平衡方程

蓄冰桶由内外结构组成,内装置直径为0.6 m,高度为0.6 m,壁厚为1 mm;外装置直径为0.8 m,高度为0.6 m,壁厚为1 mm,外装置在侧面开0.10 m×0.10 m的进风口与出风口,外装置粘贴保温材料,保温材料外带有防止太阳辐射的材料,保温材料厚度0.11 m,蓄冰桶装置图如图1所示。在沈阳地区环境条件下,按照沈阳地区最热月室外气象参数,该装置制冰阶段可以达到的蓄冰半径为120 cm^[12]。

笔者在蓄冰桶内部设有由内到外共3组换热盘管,每组10层,材料为铝塑复合焊接管,其导热系数为0.45 W/(m·K)。3组盘管对应半径分别为: $r_1 = 115\text{ mm}$, $r_2 = 165\text{ mm}$, $r_3 = 215\text{ mm}$,盘管总长度为34.2 m。



(a)装置外观图



(b)装置内部图

图1 蓄冰桶装置图

Fig. 1 Appearance of ice storage tank

融冰开始时,载冷剂进入换热盘管流经蓄冰桶内部,将能量通过盘管传递给冰层,使其由内到外开始融化。与此同时,载冷剂以

比较低的温度流出,带走冰桶蓄存的冷量。根据能量守恒定律,载冷剂在蓄冰盘管内获得的冷量等于冰层融化释放的冷量。

$$q = G \cdot \rho_{\text{ref}} \cdot C_{\text{ref}} (T_i - T_o) = K_l \cdot L \cdot \Delta T_m. \quad (1)$$

$$\Delta T_m = [(T_i - T_n) - (T_o - T_n)] / \ln \left(\frac{T_i - T_n}{T_o - T_n} \right). \quad (2)$$

式中: q 为单位时间换热量, kW; K_l 为单位长度盘管传热系数, kW/(m·K); L 为盘管长度, m; G 为体积流量, m³/s; C_{ref} 为载冷剂比热, kJ/(kg·°C); ρ_{ref} 为载冷剂密度, kg/m³; T_i 、 T_o 为载冷剂进出口温度, °C; T_n 为融冰过程中盘管外圆环内的水温, 近似于水的冰点, 即 $T_w = 0$ °C; ΔT_m 为对数平均温差。

1.2 蓄冰桶盘管传热方程

根据热阻网络法, 求解单位长度总热阻 R .

$$\frac{10^3}{K_l} = R = R_{\text{ref}} + R_{\text{tub}} + R_w. \quad (3)$$

$$R_{\text{ref}} = \frac{1}{\alpha_{\text{ref}} \pi d_i}. \quad (4)$$

$$R_{\text{tub}} = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{tub}}} \ln \frac{d_o}{d_i}. \quad (5)$$

式中: α_{ref} 为载冷剂对流换热系数, W/(m²·K); λ_{tub} 为换热盘管导热系数, W/(m²·K); d_i 为盘管内直径, m; d_o 为盘管外直径, m。

1.2.1 载冷剂换热系数

采用的载冷剂为体积分数 25% 的乙二醇水溶液, 乙二醇溶液具有热容较大, 传热性能好, 化学性能稳定等优点^[11]。

换热管内载冷剂的换热系数 α_{ref} 与雷诺数 Re 有关:

①当 $Re > 2\,300$ 时, 制冷剂在盘管中处于紊流工况, 按迪图斯—贝尔特^[14] 公式计算:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}. \quad (6)$$

②当 $Re \leq 2\,300$ 且 $Re \cdot Pr \cdot d_i/L < 10$ 时, 载冷剂在管内流动处于热充分发展区。定性温度为载冷剂进出口平均温度; 定型尺寸为盘管内径。

$$Nu = 3.66 + \frac{0.053\,4 (Re \cdot Pr \cdot d_i/L)^{1.15}}{1 + 0.316 (Re \cdot Pr \cdot d_i/L)^{0.84}}. \quad (7)$$

$$\alpha_{\text{ref}} = Nu \frac{\lambda_{\text{ref}}}{d_i}. \quad (8)$$

式中: Nu 为努谢尔特准则数; Pr 为普朗特准则数。

1.2.2 融水环热阻及总换热量

融冰释冷时盘管与冰之间形成的同心水环, 不仅存在导热热阻, 还存在对流换热热阻, 其具体的换热计算过程较为复杂。为简化计算, 特引入当量导热热阻的概念, 使用留斯勃提出的有效导热系数 λ_{eff} 进行计算, 查找相关资料得到同心长圆柱内自然对流对导热影响的经验公式^[15] 为

$$\lambda_{\text{eff}} = 0.386 \lambda_w \left(\frac{Pr}{Pr + 0.861} \right)^{0.25} Ra_c^{0.25}. \quad (9)$$

$$Ra_c = \frac{\left[\ln \left(\frac{d_w}{d_o} \right) \right]^4}{\left[d_w^{-0.6} + d_o^{-0.6} \right]^5 \delta^3} Ra_l. \quad (10)$$

其中, Ra_l 是以 δ 为定性长度, 载冷剂进出口平均温度为定性温度的瑞利数, $\delta = \frac{d_w - d_o}{2}$ 。

因此可以求得:

$$R_w = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{eff}}} \ln \frac{d_w}{d_o}. \quad (11)$$

式中: λ_w 为水导热系数, W/(m²·K); λ_{eff} 为有效导热系数, W/(m²·K); Ra 为瑞利数; d_w 为水层直径, m。

1.3 载冷剂出口温度及水层半径

随着取冷的不断进行, 冰层厚度一直处于变化之中。根据蓄冰桶的能量平衡方程, 将融冰过程分为 n 个时间段, 每个时间段内载冷剂带走的冷量总和等于冰层融化发生相变释放的冷量。

$$Q = G \cdot \rho_{\text{ref}} \cdot C_{\text{ref}} \sum_{i=1}^n \Delta T_{\text{ri}} \cdot \Delta \tau = \frac{\pi}{4} (d_w^2 - d_o^2) \cdot L \rho_{\text{ice}} \cdot h_{\text{ice}}. \quad (12)$$

生成水环直径迭代关系式:

$$d_w = \sqrt{\frac{Q}{\frac{\pi}{4} L h_{\text{ice}} \rho_{\text{ice}}}} + d_o. \quad (13)$$

载冷剂出口温度关系式:

$$T_o = T_i \cdot e^{-k_l \cdot L / G \cdot \rho_{ref} \cdot C_{ref}} \tag{14}$$

如果把蓄冰桶实际换热量与最大可能换热量之比定义为蓄冰桶效能 ε 。

$$\varepsilon = 1 - \frac{t_o}{t_i} \tag{15}$$

实际放冷量为

$$Q_s = \varepsilon \cdot G \cdot \rho_{ref} \cdot C_{ref} (T_i - T_f) = \varepsilon \cdot G \cdot \rho_{ref} \cdot C_{ref} \cdot T_i \tag{16}$$

式中: Q_s 为冰层实际放冷量, kW; h_{ice} 为冰的溶解热, 334 kJ/kg; T_f 为水的冰点, $T_f = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

1.4 模型求解

MATLAB 软件具有强大的数值分析、矩阵运算、图形图像处理、信号处理和仿真功能。笔者通过将数学模型编写为程序以用于 MATLAB 求解, 由于方程各参数之间相互耦合, 故采用迭代法。在用 MATLAB 模拟分析时, 选取时间步长 $\Delta\tau = 300\text{ s}$, 设换热盘管外径为 20 mm, 内径为 16 mm, 盘管总长 34.2 m。乙二醇水溶液物理性质参数如表 1 所示, 同时认为蓄冷介质 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上时为水, $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 及 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以下为冰, 其物性参数如表 1、表 2 所示。

表 1 乙二醇水溶液物理性质参数

Table 1 Physical properties of ethylene glycol solution

温度/ $^{\circ}\text{C}$	密度/ $(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	比热容/ $(\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1})$
-5	1 045. 0	3. 666
0	1 043. 7	3. 679
5	1 042. 3	3. 692
10	1 040. 9	3. 705
15	1 039. 2	3. 717

表 2 水的热物理性质参数表

Table 2 Physical properties of water

温度/ $^{\circ}\text{C}$	密度/ $(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	比热容/ $(\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1})$	导热系数/ $(\text{W} \cdot (\text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}))$
0	999. 87	1. 005	0. 474
10	999. 73	1. 001	0. 494

为对照验证 MATLAB 求解的准确性, 运用 COMSOL Multiphysics 分析冰桶传热特性。二者均可以对蓄冰桶融冰过程中换热管的热交换特性以及管外的融冰释冷动态特性进行分析, 从而相互对照证明 MATLAB 求解的可靠性。在使用 COMSOL 模拟的过程中, 为简化模型, 将盘管整体视为长直圆柱形管路进行求解。图 2 为 MATLAB 求解流程图。

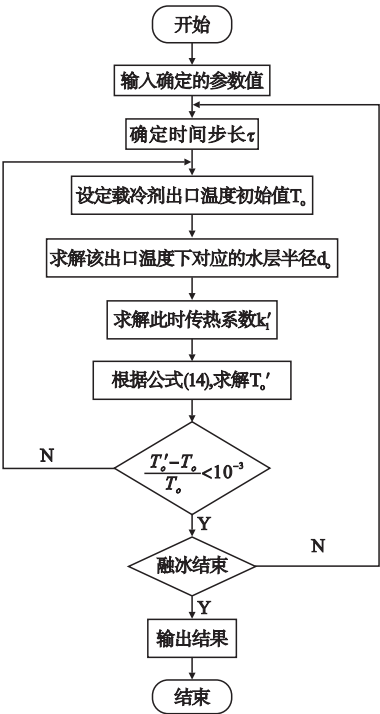


图 2 迭代流程图

Fig. 2 Iterative flow char

2 结果与分析

2.1 两种求解方式的比较

为了验证笔者通过 MATLAB 模拟的内融冰换热热性能的准确性, 使用 COMSOL Multiphysic(COMSOL Multiphysic 5. 4) 进行换热流体传热的模拟分析。COMSOL Multiphysic 是一款可以描述和模拟各种物理现象的软件, 具有强大的计算能力和耦合分析能力, 可以通过其建立各种物理现象的数学模型并进行模拟计算^[16-21]。笔者通过构建冰桶三维立体模型, 采用与 MATLAB 相

同模拟参数,图3为COMSOL蓄冰桶模拟图。

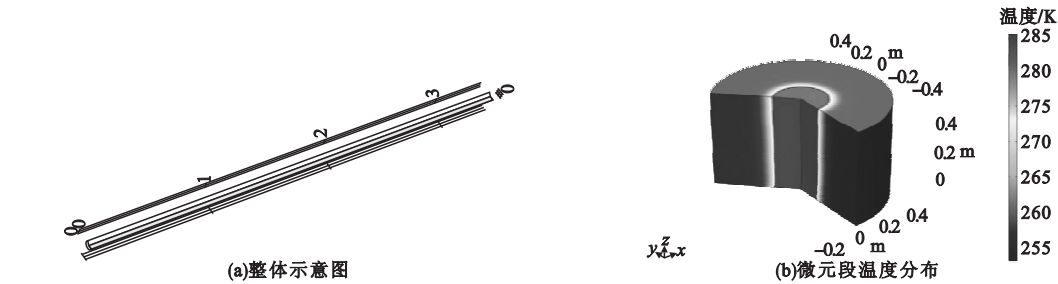


图3 COMSOL蓄冰桶模拟图

Fig. 3 Simulation diagram of ice bucket by COMSOL

模拟过程中,采用载冷剂进口温度为10℃,流量0.3 L/s,分析出口温度和水层半径的变化情况,并与MATLAB模拟结果参

照对比(见图4)。两者的模拟结果趋势基本一致,出口温度最大相对误差为3.37%,融冰半径最大相对误差为2.84%。

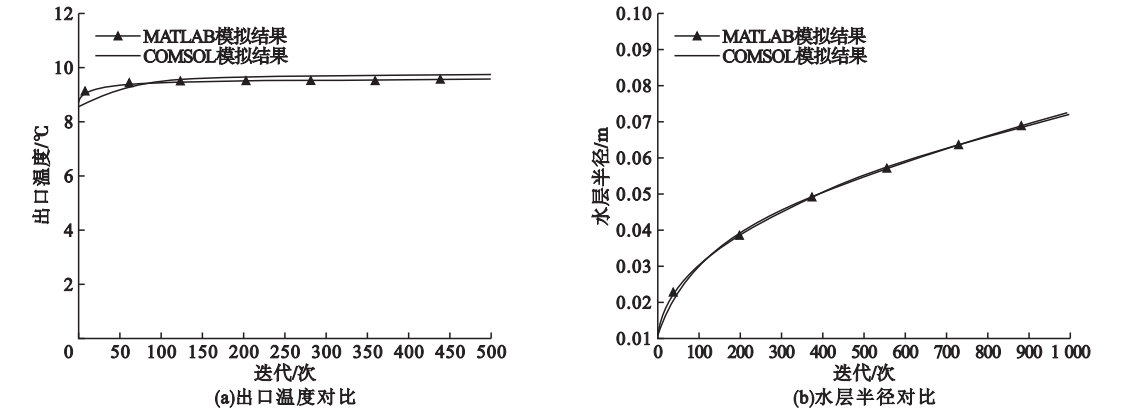


图4 COMSOL、MATLAB模拟结果对比

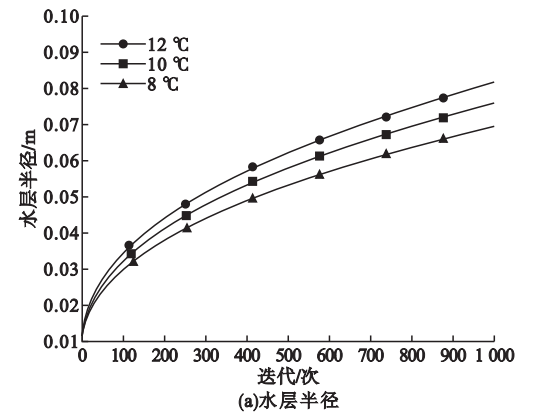
Fig. 4 Simulation results by COMSOL, MATLAB

2.2 载冷剂进口温度对融冰产生的影响

为了研究载冷剂入口温度对融冰过程产生的影响,设载冷剂流量为0.2 L/s,载冷剂入口温度分别为8℃、10℃和12℃。图5为不同入口温度下3种融冰特性变化情况。

这是因为水层厚度增加导致传热系数减小,换热量的减小,从而导致进出口温差减小。图5(c)表示入口温度越高,在相同融冰时间内释冷量越大。释冷量随着冰层的融化逐渐减小,这是由于换热热阻加大导致的。

从图5(a)可以看出,载冷剂入口温度越高,相同时间内形成的水环半径越大。随着融冰的进行,水层半径增长速度逐渐减小,这是因为冰层融化后水层厚度增加导致传热热阻增加,换热速度减缓。图5(b)可以看出,较高的入口温度对应较高的出口温度。当载冷剂入口温度分别为8℃、10℃和12℃时,对应的出口温度分别保持在7.4℃、9.3℃和11.2℃。同时,载冷剂的出口温度随着融冰的进行而增长,出口温度逐渐趋于进口温



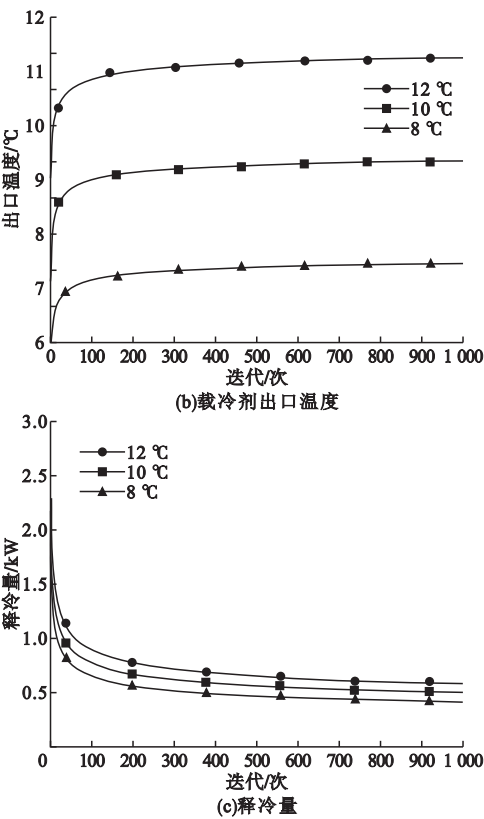


图5 不同入口温度下3种融冰特性变化
Fig. 5 Three types of ice melting characteristics at different inlet temperatures

2.3 载冷剂流量对融冰产生的影响

为了探究载冷剂流量对融冰特性产生的影响,设载冷剂进口温度恒定为10℃,流量分别为0.2 L/s、0.3 L/s和0.4 L/s。分析载冷剂入口流量对出口温度大小、水层半径和释冷量增长速率的影响。载冷剂流量加大会导致较高的出口温度和较大的释冷速率。这是因为较大的流量对应较高的流速,雷诺数 Re 和努谢尔特数 Nu 增大,所以传热速率随着流量的增大而加大。图6为不同流量下3种融冰特性变化情况。从图6(a)可以看出。当流量为0.2 L/s、0.3 L/s和0.4 L/s时,水环半径的增长速率均是初始增长速度较快,随后减缓,改变流量对融冰半径的影响不大。从图6(b)可以看出,流量分别是0.2 L/s、0.3 L/s和0.4 L/s时,载冷剂的出口温度最终保持在9.3℃、9.6℃和9.7℃。从图

6(c)可以看出,在0.2 L/s、0.3 L/s和0.4 L/s的进口流量下,释冷量的变化趋势基本相同,流量的改变对释冷量的影响微乎其微。

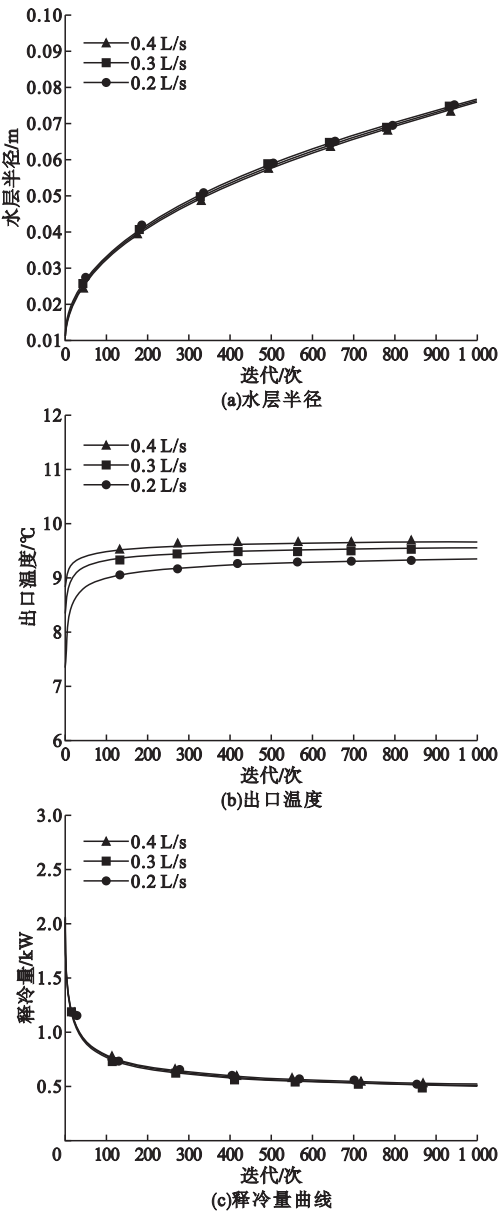


图6 不同流量下3种融冰特性变化
Fig. 6 Three kinds of ice melting characteristics under different flow rates

2.4 盘管外径与蓄冰桶外径之间比例对融冰产生的影响

假设蓄冰桶外径为0.6 m,改变盘管直径大小,分析两者之间比例参数对融冰产生的影响。分别设置盘管外径为24 mm、

20 mm、16 mm、12 mm,两者之间比例分别为 0.04、0.033、0.027、0.02。分析进口温度 10 ℃,流量为 0.3 L/s 时,4 种不同比例出口温度和融冰半径随时间的变化情况如图 7 所示。从图 7(a)可以看出,4 条曲线由上至下对应的盘管外径分别为 12 mm、16 mm、20 mm 和 24 mm,比例分别对应为 0.02、0.027、0.033 和 0.04。在换冷刚开始时,盘管外径相对于冰桶外径的比例越大,对应的载冷剂出口温度越低,进出口温差越大。但

随着融冰进行,可以明显看出,不同外径比例下的载冷剂出口温度很快趋于一致。从图 7(b)可以看出,与图 7(a)相反,4 条曲线由上至下对应的比例分别为 0.04、0.033、0.027 和 0.02。以外径为 24 mm 的盘管为参照,即对应比例为 0.04,则其他 3 种外径比例下的冰桶整体融冰时间分别延长 45%,81% 和 136%。可见,盘管外径相对于冰桶外径的比例越小,相同时间内产生的水环半径越小,整体的融冰时间越长。

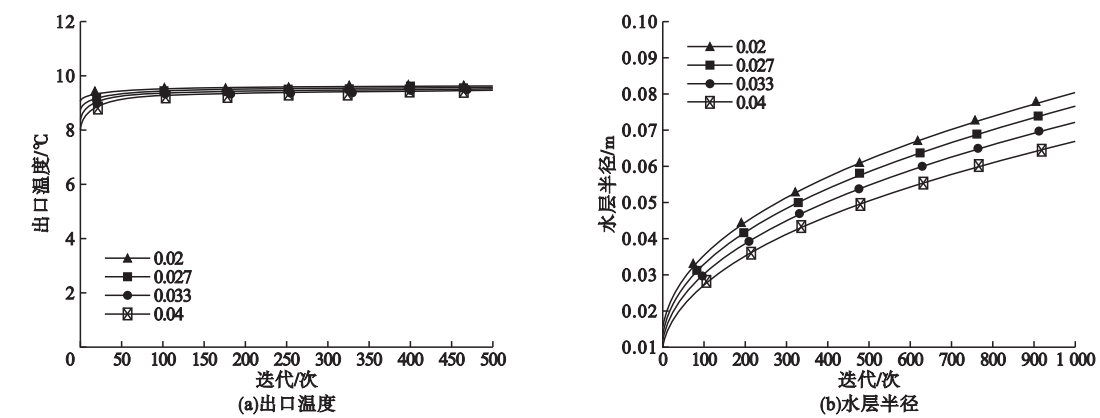


图7 不同外径比例下出口温度与水层半径变化

Fig.7 Curve of outlet temperature and water layer radius under different outer diameter ratio

3 结 论

(1)采用 MATLAB 和 COMSOL 两种求解手段对载冷剂出口温度和融冰半径进行求解。出口温度相对误差为 3.37%,融冰半径相对误差为 2.84%,误差偏小可以证明 MATLAB 求解结果的准确性与可靠性。

(2)流量一定时,载冷剂的入口温度越高,对应的出口温度越高。冷释放速率越高,相同时间内融冰半径越大,释冷量越大。因此在一定范围内提高载冷剂入口温度可以增加换热效果。

(3)进口温度一定,载冷剂的流量越大,对应的出口温度越高,释冷速率越大,完全释冷的时间越短。载冷剂进口流量与入口温度相比,改变流量对水层半径的增长和释冷量影响不大。

(4)改变盘管与蓄冰桶之间的外径比例,融冰初始阶段下两者之间比例越大,对应的出口温度越低,载冷剂进出口温差越大,但随着融冰进行,不同比例下的出口温度逐渐趋于相同。与之相反,两者之间比例越小对应的水层半径越小,完全融冰时间越长。所以,如果不考虑初始阶段的出口温度,在流速允许的范围内,盘管与蓄冰桶之间的外径比例越小越有利于延长融冰时间,最大限度利用冰桶蓄冷量。

参考文献

[1] 马永涛. 内融式盘管蓄冰系统实验研究[D]. 天津:天津大学,2007.
(MA Yongtao. Experimental study on internal melting coil ice storage system [D]. Tianjin: Tianjin University,2007.)

[2] 王丽娜. 蓄冰盘管传热性能研究与冰蓄冷系统经济性分析[D]. 天津:河北工业大学,2007.
(WANG Lina. Research on heat transfer performance

- of ice storage coil and economic analysis of ice storage system [D]. Tianjin: Hebei University of Technology, 2007.)
- [3] ZHENG Z H, JI C, WANG W X. Numerical simulation of internal melt ice-on-coil thermal storage system [J]. Energy procedia, 2011, 12: 1042 – 1048.
- [4] YANG T R, SUN Q, WENNERSTEN R. The impact of refrigerant inlet temperature on the ice storage process in an ice-on-coil storage plate [J]. Energy procedia, 2018, 145: 82 – 87.
- [5] LÓPEZ-NAVARRO A, BIOSCA-TARONGER J, TORREGROSA-JAIME B, et al. Experimental investigation of the temperatures and performance of a commercial ice-storage tank [J]. International journal of refrigeration, 2013, 36: 1310 – 1318.
- [6] ZHU Y X, ZHANG Y. Modeling of thermal processes for internal melt ice-on-coil tank including ice-water density difference [J]. Energy and buildings, 2001, 33: 363 – 370.
- [7] CHO K, CHOI S H. Thermal characteristics of paraffin in a spherical capsule during freezing and melting processes [J]. International journal of heat and mass transfer, 2000, 43 (17): 3183 – 3196.
- [8] SEPEHR S, ALI S. Thermo-economic optimization of an ice thermal energy storage system for air-conditioning applications [J]. Energy and buildings, 2013, 60: 100 – 109.
- [9] ABDELRAHMAN H E, REFAEY H A, ALOTAIBI A, et al. Experimental investigations on the thermal performance of an ice storage system using twin concentric helical coil [J]. Applied thermal engineering 2020, 179: 1359 – 1447.
- [10] 张娜. 冰蓄冷空调融冰过程模拟与评价 [D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2016.
(ZHANG Na. Simulation and evaluation of ice melting process in ice storage air conditioning [D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2016.)
- [11] 谷波, 裴勇华, 郑钢. 基于内融冰的蓄冰槽蓄冰和融冰模型 [J]. 暖通空调, 2002 (4): 82 – 84.
(GU Bo, PEI Yonghua, ZHENG Gang. Performance simulation of an internal melt ice storage tank [J]. HVAC, 2002 (4): 82 – 84.)
- [12] 黄凯良, 房贤仕, 关敬轩, 等. 严寒/寒冷地区跨季节蓄冰桶最佳保冷厚度分析 [J]. 建筑节能, 2020, 48 (2): 152 – 155.
(HUANG Kailiang, FANG Xianshi, GUAN Jingxuan, et al. Optimum thickness of interseasonal cylindrical ice storage barrel in cold / cold regions [J]. Building energy efficiency, 2020, 48 (2): 152 – 155.)
- [13] 王义. 冰蓄冷空调系统预测控制策略研究 [D]. 北京: 北京建筑大学, 2015.
(WANG Yi. Study on predictive control strategy of ice storage air conditioning system [D]. Beijing: Beijing Jianzhu University, 2015.)
- [14] 杨世铭, 陶文铨. 传热学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 1998.
(YANG Shiming, TAO Wenquan. Heat transfer [M]. Beijing: Higher Education Press, 1998.)
- [15] 朱颖心, 张雁. 内融冰式冰盘管蓄冷槽传热性能研究 [J]. 应用基础与工程科学学报, 1999 (3): 298 – 307.
(ZHU Yingxin, ZHANG Yan. Study of thermal process of internal melt ice-on-coil tank [J]. Journal of basic science and engineering, 1999 (3): 298 – 307.)
- [16] 赵晓磊, 齐秋菊, 郭春超. COMSOL 与 MATLAB 联合仿真的实现方法 [J]. 中国新技术新品, 2014 (24): 17 – 19.
(ZHAO Xiaolei, QI Qiuju, GUO Chunchao. Realization method of COMSOL and MATLAB co simulation [J]. China new technology and new products, 2014 (24): 17 – 19.)
- [17] 冯国会, 强小倩, 田川, 等. 严寒地区教学楼新风供给与值班温度供暖的负荷研究 [J]. 沈阳建筑大学学报(自然科学版), 2019, 35 (2): 339 – 346.
(FENG Guohui, QIANG Xiaoqian, TIAN Chuan, et al. Research on calculation method of thermal load at university buildings in severe cold region [J]. Journal of Shenyang jianzhu university (natural science), 2019, 35 (2): 339 – 346.)
- [18] 陈小燕. 基于 COMSOL 软件的大地电磁正演模拟 [D]. 西安: 长安大学, 2014.
(CHEN Xiaoyan. Magnetotelluric forward modeling based on COMSOL software [D]. Xi ' an: Chang'an University, 2014.)
- [19] 付强. 基于 COMSOL 的消声器声学性能研究 [D]. 宁夏: 宁夏大学, 2019.
(FU Qiang. Research on acoustic performance of muffler based on COMSOL [D]. Ningxia: Ningxia University, 2019.)
- [20] 李晶晶. 基于 MATLAB 与 COMSOL 的磁场仿真系统研究 [D]. 长春: 吉林大学, 2015.
(LI Jingjing. Research on magnetic field simulation system based on MATLAB and COMSOL [D]. Changchun: Jilin University, 2015.)
- [21] 张钧哲. 基于 COMSOL Multiphysics 的多孔金属材料声学性能仿真与分析 [D]. 宁夏: 宁夏大学, 2018.
(ZHANG Junzhe. Simulation and analysis of acoustic performance of porous metal materials based on COMSOL multiphysics [D]. Ningxia: Ningxia University, 2018.)
- (责任编辑: 徐玉梅 英文审校: 唐玉兰)