

换热器表面结霜状态下翅片效率公式的理论分析及改进

于 兵 冯寅山 阙雄才 陈芝久

(上海交通大学制冷及低温工程系 上海 200030)

关键词 结霜, 翅片效率, 换热器

1 引 言

制冷设备中换热器是重要的部件, 在进行换热器设计或对实际系统中换热性能进行计算时, 采用的翅片效率的准确与否将会关系到整个系统的工作状况。对于换热器表面处于干或湿工况时, 文献中的翅片效率公式形式较统一, 但对结霜情况下的研究相对没有一致的结论^[1]。Sanders^[1]、Barrow^[2]和Kondepudi^[3]都曾提及霜工况下换热器翅片效率公式, 此外还有包含析湿系数的翅片效率形式。由于所采用的结霜翅片效率表达式不同, 最终得到的翅片效率及翅片温度分布也难免存在差别。因而, 从众多公式中选择相对准确的公式或推导更佳的公式来获得准确的翅片效率值和翅片温度分布是必要的。

2 结霜翅片效率公式的分析

结霜后换热器翅片的形状如图 1 所示。

Barrow 认为结霜导致流道阻力升高是影响换热器性能的主要因素, 而霜层热阻只是次要因素^[2], 因此, 这里对 Barrow 的公式不作分析。其它公式在推导过程中采用了不同假设, Sanders 认为饱和湿空气焓可作线性化处理 ($h_a = a_0 + bt_a$); Kondepudi 则认为传质和传热相结合的换热系数可直接表示为综合换热系数 α' ; 而包含析湿系数的公式假设霜表面温度恒等于翅基霜表面温度, 且综合换热系数为析湿系数与对流换热系数相乘。这三个结霜翅片效率公式所基于的假设虽不同, 却具有大致相同形式:

$$\eta_f = \frac{th(mh)}{mh}, \quad m = \sqrt{\frac{2}{\lambda_f \delta_f} \cdot \frac{1}{1/\alpha' + \delta_{fr}/\lambda_{fr}}}$$

式中 λ_f 、 λ_{fr} 分别指翅片热导率和霜热导率; δ_f 、 δ_{fr} 分别指翅片厚和霜厚。翅片过余温度 θ 亦有相同形式 $\theta = \theta_0 ch[m(x-h)]/ch(mh)$, $\theta_0 = t_w - t_\infty$ 。式中 t_w 、 t_∞ 分别指翅基温度和环境空气温度, h 指翅片高度。三个公式之间的差别主要体现在翅片参数 m 表达式中的划线部分 $1/\alpha'$ 。它们因假设不同分别表示为: C_p/b , $1/\alpha'$, $1/\alpha\xi$ 。

以上三个公式虽形式相同并能体现霜对翅片换热的影响, 但 Kondepudi 公式采用了结合传热和传质的综合换热系数 α' , 实际过程中如何获得值得商榷; Sanders 公式基于饱和空气焓表达式线性化假设 ($h_a = a_0 + bt_a$), 推导翅片效率和翅片温度分布时并未明确

本文曾于 1997 年 10 月在重庆召开的中国工程热物理学会传热传质学学术会议上宣读。
修改稿于 1998 年 4 月 13 日收到。

考虑空气湿度的影响，而空气焓不仅与空气温度有关，还与含湿量有关。同时，Sanders 公式中空气焓线性表达式的适用温度范围为 $-10 \sim -30^\circ\text{C}$ ，较狭窄。在析湿系数的翅片效率公式中，析湿系数的准确性将影响翅片效率的准确性。析湿系数的表达式为

$$\xi = 1 + \frac{rk'_c(d_\infty - d_s)}{\alpha(t_\infty - t_s)}$$

式中 r 为潜热； d_∞, t_∞ 为空气湿度和温度； d_s, t_s 为霜表面饱和湿度和温度； k'_c 为对流质交换系数； α 为空气对流换热系数。该式认为霜表面温度均等于翅基霜表面温度，但实际并非如此。图 2 是霜厚 1 mm、空气温度为 -20°C 、空气相对湿度为 $RH = 0.8$ 条件下霜表面温度随翅片高度变化的曲线。翅顶与翅基霜表面温度差别较大，采用霜表面温度恒等于翅基霜表面温度得到的翅片效率将有较大误差。

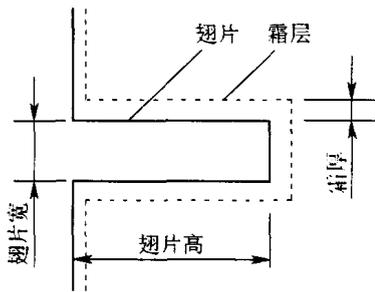


图 1 结霜翅片示意图

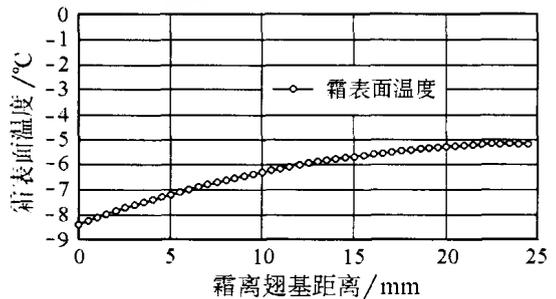


图 2 霜表面温度随翅片高度变化曲线

3 更合理的结霜翅片效率公式的推导

假设饱和湿空气焓在较大温度范围内是温度的线性函数。图 3 是温度范围为 $-25 \sim 25^\circ\text{C}$ 的饱和空气焓与温度的关系图。饱和空气焓与温度的关系拟合后可得：

$$h_s = a + bt_{air}, \quad a = 2.0076, \quad b = 16.998.$$

$$\text{相关系数 } R^2 = 9.609 \times 10^{-1}$$

对霜工况下换热器翅片的传质及换热特性，作以下假设：(1) 传热沿翅片方向；(2) 霜层内传热垂直于翅片表面；(3) 各处霜厚一致；(4) 各处换热系数相同；(5) 翅片顶部绝热。在对空气焓作线性化处理 and 以上假设基础上，推导出换热器霜工况下翅片效率^[4]：

$$\eta = \frac{\lambda_f A_C m t h (m h) (\delta_{fr} / \lambda_{fr} + C_p / \alpha b)}{P h} = t h (m h) / m h$$

上式可知结霜翅片效率公式的形式与干工况下相似。只是霜工况下换热器翅片效率公式中的系数 m 还与霜厚度和霜热导率有关，但与翅片周围的空气相对湿度 RH 无关。从霜工况翅片过余温度分布公式^[4]可知：结霜翅片温度分布不仅同影响系数 m 的各类因素有关而且同空气中的相对湿度有关。推导过程^[4]中，按照能量守恒确定霜表面温度与空气温度、翅基温度、霜厚及霜离翅基距离之间的关系。因此，此公式要较将各处霜表面温度定为翅基霜表面温度的采用析湿系数的翅片效率公式更为符合真实物理现象。

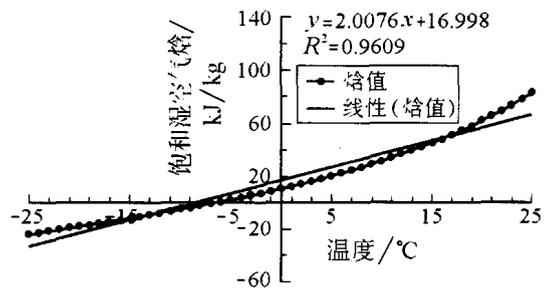


图 3 饱和空气焓与温度关系图

4 各公式结果比较

对新公式与 Sanders 公式及引入析湿系数公式之间的差别进行比较。由于 Kondepudi 公式中综合换热系数难以确定，因而不对其进行比较。图 4 是三个公式在霜厚为 1 mm、空气温度为 20°C、翅片基部温度为 -20°C 条件下计算得的翅片过余温度绝对值分布曲线。标有“RH = 0.2...”的曲线是指由新公式算得的空气相对湿度为 0.2... 时的曲线，标有“Sanders”指由 Sanders 公式计算的与空气湿度无关的曲线，标有“析湿 RH = 0.8”指当空气相对湿度为 RH = 0.8 时由引用析湿系数的翅片温度分布公式计算得的曲线。

图 4 可见，随着空气含湿量的上升，翅片温度变化加快。而带析湿系数的公式因本身的缺陷，使计算出的 RH = 0.8 时过余温度分布曲线几乎与新公式求得的在 RH = 1.0 时的过余温度分布曲线重合，因为析湿系数公式认为翅片各处的霜表面温度为翅基的霜表面温度，使空气与翅片霜表面之间的焓差增加，换热增强从而使翅基和翅顶间的温差变大。由三种公式算得的随相对湿度变化的翅片效率如图 5。

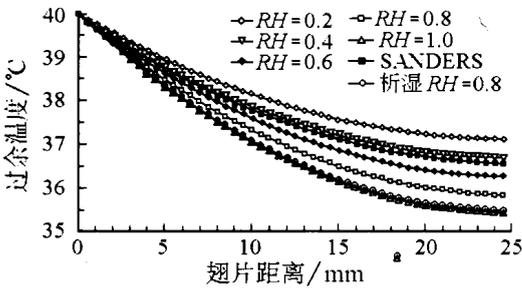


图 4 各公式翅片过余温度分布曲线

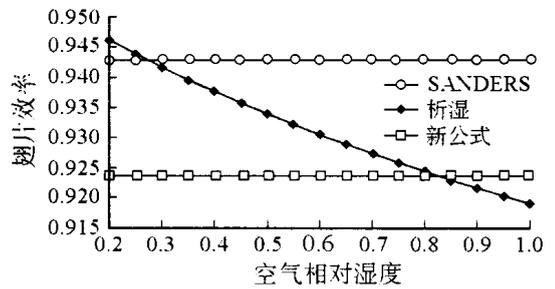


图 5 各公式翅片效率与相对湿度关系图

由于 Sanders 公式的适用范围较窄，下文仅对包含析湿系数翅片效率公式与本文公式作比较。图 6、图 7 的三维曲面图是空气温度为 20°C、翅片基部温度为 -20°C 条件下根据这两个翅片效率公式得出的空气相对湿度从 0.2 变化到 1.0、霜厚从 0.0 mm 变化到 2.0 mm 所对应的翅片效率值。从图 6 和图 7 可以看出：两个公式算出的翅片效率值均随着霜厚的增加而增加，这与 Sanders 博士论文^[1]中的结论相一致。但两者也存在差异：新推导公式的翅片效率不随相对湿度而变，而包含析湿系数的翅片效率公式则不然。新公式对饱和湿度空气的焓作了线性化处理，传质换热的空气湿度差折合成温差形式，与

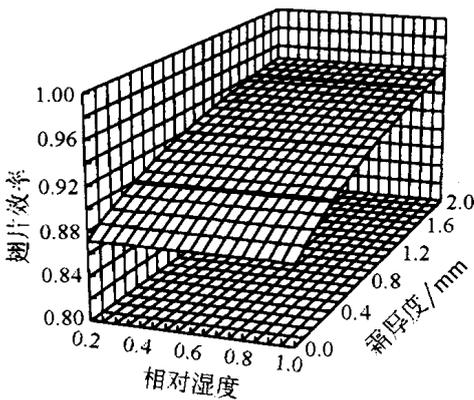


图 6 本文公式翅片效率图

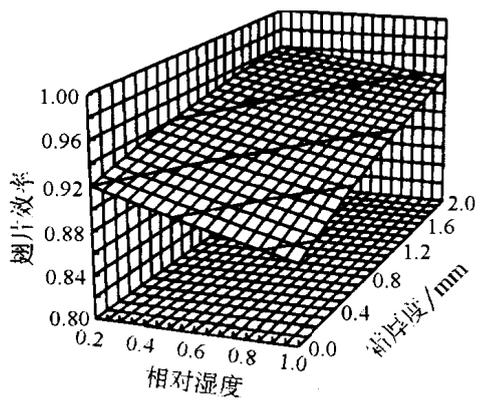


图 7 含析湿系数的翅片效率图

实际的翅片与空气间温差一起考虑。由于这种综合温差同时考虑了造成换热的温差和湿差的影响, 翅片实际换热量公式与翅片处于翅基温度下换热量公式有一个公约数 - 综合温差可约去, 使翅片效率值与空气湿度无关。只要饱和湿空气在某一温度范围内的基本保持线性, 湿度变化而造成的翅片换热量变化率和翅片处于翅基温度下的换热量变化率是一致的, 那么这个温度范围内翅片效率值将不随空气湿度变化而变化。

5 结 论

本文列出多个结霜翅片效率公式, 分析了各自的不足。通过重新对饱和空气焓作了线性化处理并对空气相对湿度的影响作了考虑, 推导出新的霜工况下换热器翅片效率公式。新公式表达形式与传统形式一致。与 Sanders 公式相比, 新公式扩大了空气焓线性化拟合范围并考虑了空气含湿量的影响。与包含析湿系数的公式相比, 新公式考虑翅片上霜表面温度为分布参数而并非将霜表面温度统一地规定为翅基霜表面温度。因此, 本文公式能更为真实地体现了换热器表面结霜时的翅片换热情况。

参 考 文 献

- [1] Sanders C. The Influence of Frost Formation and Defrosting on the Performance of Air Coolers. [ph. D. Dissertation]. Delft, Netherlands, Technische Hogeschool, 1974
- [2] Barrow H. A Note on the Frosting of Heat Pump Evaporator Surface. *J. Heat Recovery Systems*, 1985, 3:17
- [3] Kondepudi. Simplified Model of Pin Fin Heat Exchangers Under Frosting Conditions. *ASHRAE Trans.*, 1993, 99
- [4] 冯寅山, 于兵, 阙雄才等. 换热器表面结霜状态下翅片效率的理论分析及改进. 见: 中国工程热物理学会传热传质学学术会议论文集, 重庆, 1997: VIII-26-6

THEORETICAL ANALYSIS AND IMPROVEMENT ON FIN EFFICIENCY FUNCTION OF HEAT EXCHANGER SURFACE UNDER FROSTING

YU Bing FENG Yinshan QUE Xiongcai CHEN Zhijiu

(Department of Refrigeration & Cryogenics Engineering, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200030)

Abstract

This paper theoretically analyses fin efficiency of heat exchanger surface under frosting condition. From the comparison of some fin efficiency functions, shortages have been pointed out. On the basis of linearization of enthalpy of saturation humid air, a new fin efficiency function is developed. New function synthetically considers the effect of temperature distribution on fin surface and the heat transfer intensify of mass transfer so that it can more accurately reflect the fin effect to heat transfer performance. Analysis result shows that the fin efficiency is independent on air relative humidity in certain temperature range.

Keywords frosting, fin efficiency, heat exchanger

换热器表面结霜状态下翅片效率公式的理论分析及改进

作者: [于兵](#), [冯寅山](#), [阙雄才](#), [陈芝久](#), [YU Bing](#), [FENG Yinshan](#), [QUE Xiongcai](#), [Chen Zhijiu](#)

作者单位: [上海交通大学制冷及低温工程系, 上海, 200030](#)

刊名: [工程热物理学报](#) **ISTIC EI PKU**

英文刊名: [JOURNAL OF ENGINEERING THERMOPHYSICS](#)

年, 卷(期): 1999, 20(1)

被引用次数: 0次

参考文献(4条)

- [Sanders C](#) [The Influence of Frost Formation and Defrosting on the Performance of Air Coolers](#) 1974
- [Barrow H A](#) [Note on the Frosting of Heat Pump Evaporator Surface](#) 1985
- [Kondepudi](#) [Simplified Model of Pin Fin Heat Exchangers Under Frosting Conditions](#) 1993
- [冯寅山, 于兵, 阙雄才](#) [换热器表面结霜状态下翅片效率的理论分析及改进](#) 1997

相似文献(6条)

- 期刊论文 [赖建波, 臧润清, LAI Jianbo, ZANG Runqing](#) [换热器表面结霜的特性与翅片效率公式的分析 - 制冷与空调](#) 2003, 3(1)

分析换热器表面的结霜特性, 及其对换热器性能的影响。从理论上分析几种结霜下的换热器翅片效率公式, 并对各公式的结果进行比较, 提出了一种更为合理的翅片效率公式形式。

- 学位论文 [高建卫](#) [圆孔翅片管积霜工况下传热与制冷性能研究及矩形整体平翅片效率通用程序](#) 2005

随着能源的日渐紧缺, 节能措施变得越来越重要。在我国, 换热设备能源利用率较低, 有着很大的节能空间, 特别是在翅片管式换热器领域, 气侧的强化换热有着广阔的发展前景。干工况下理论研究及实验结果都表明, 在翅片表面穿孔是一种很好的强化传热措施, 具有较好的节能效果。在最窄通道截面积风速 $U_{max}=1\sim 8$ m/s的范围内, 大直径圆孔翅片最优型的风侧当量换热系数 h 比平翅片增加了22.6%~30.4%, 平均增幅达29.5%, 压降 ΔP 最大增幅不超过8%。但是, 迄今为止, 对于大直径圆孔翅片管只进行了干工况下的传热性能研究, 而缺乏结霜工况下的研究成果。

本文利用冰箱制冷系统, 分别采用交叉翅片、圆孔翅片以及平翅片管式换热器, 进行了结霜工况下蒸发器换热和制冷性能的对比较性实验。考察了结霜过程中孔径大小的变化; 比较分析了三种实验条件下有效制冷量、传热系数以及实际制冷系数的大小; 比较了强化翅片的节能效果; 采用有限元方法求解出翅片效率, 并分离出实际对流换热系数, 显示了翅片表面实际换热状况。结果表明: 实验条件下, 穿孔翅片仍然保持较好的强化传热性能; 与平翅片相比, 交叉翅片换热与制冷效果较好, 圆孔翅片的效果最好: ① 圆孔翅片的有效制冷量比平翅片平均高6.02%, 圆孔一半圆孔交叉翅片效果次之, 有效制冷量比平翅片平均高2.37%; ② 交叉翅片和圆孔翅片表面的对流换热系数比平翅片分别高出4.15%和18.84%; ③ 与平翅片相比, 霜层形成过程中, 圆孔翅片的传热系数平均高出11.53%; 交叉翅片平均高出3.47%; ④ 圆孔翅片管式换热器的实际制冷系数比平翅片平均高出6.83%; 交叉翅片的实际制冷系数比平翅片平均高出3.19%; ⑤ 与平翅片相比, 圆孔翅片可以节能6.39%, 交叉翅片可以节能3.09%。

本文还采用有限元方法, 编制了圆管矩形整体平翅片的翅片效率通用计算程序。简要介绍了编制该程序的数学基础, 翅片的网格形成和程序的功能; 并运用实例计算结果进行对比, 验证了通用计算程序的准确性。

- 会议论文 [冯寅山, 于兵](#) [换热器表面结霜状态下翅片效率公式的理论分析及改进](#) 1997

该文对换热器表面结霜后的翅片效率进行了理论分析, 指出已有的一些霜工况下翅片效率公式的不足, 并在饱和湿空气焓线性化的基础上重新推导出一个新的翅片效率公式。新公式综合考虑翅片表面温度分布情况及质结对传热的加强作用, 更准确地体现了实际过程中换热器表面对换热性能的影响。分析比较的结果发现: 根据新公式计算的翅片效率与空气相对湿度无关。

- 期刊论文 [张兴群, 袁秀玲, 黄东, 陈蕴光, Zhang Xingqun, Yuan Xiuling, Huang Dong, Chen Yunguang](#) [强制对流翅片管式换热器结霜性能的研究 - 西安交通大学学报](#) 2006, 40(3)

建立了恒流条件下的强制对流翅片管式换热器的结霜模型, 并用实验结果验证了模型的可靠性。将结霜模型和风机性能曲线联合起来考虑, 在更加切合实际的情况下, 模拟了换热器在结霜工况下的热力性能。研究发现, 换热器结霜引起了翅片效率、空气流通率及翅片性能的显著降低, 同时还伴随着空气侧压力随上升。讨论了改变风机类型、翅片间距以及翅片厚度在内的几种设计参数对结霜性能的影响。

- 期刊论文 [陈丽萍](#) [结霜工况下风冷热泵翅片管蒸发器传热特性分析 - 流体机械](#) 2002, 30(7)

在对饱和空气焓作了线性处理的基础上, 推导出风冷热泵蒸发器结霜工况翅片温度分布、传热量及翅片效率的公式。通过实例分析了蒸发器的传热特性。

- 学位论文 [郑晓峰](#) [冷库液体冷媒融霜的理论和实验研究](#) 2008

冷库是发展冷藏业的基础设施, 也是在低温条件下储藏货物的建筑群。随着国民经济的高速发展和人民生活水平的提高, 对冷库的要求也越来越高。蒸发器结霜影响了冷库的性能, 如何有效地融霜成了一个亟需解决的问题。本文针对冷库提出一种新的融霜方式—液体冷媒融霜。

针对冷库的制冷系统, 分别对压缩机、冷凝器、热力膨胀阀、制冷蒸发器和融霜蒸发器五个部件建立数学模型, 进而建立冷库液体冷媒融霜制冷系统的数学模型, 然后用MATLAB编程求解, 分析制冷系统融霜过程的性能变化规律。

设计实验方案, 在原有实验装置的基础上, 对实验台进行整改搭建。进行漏冷实验, 拟合漏冷量关于室内外温差的三次幂多项式, 以便计算不同室内外温差的漏冷量。通过实验确定液体冷媒融霜的时间为15分钟。

本文对不同工况下液体冷媒融霜对冷库性能影响进行了实验研究。实验结果表明: (1) 冷库液体冷媒融霜过程中, 库温波动约5℃; (2) 液体冷媒融霜能达到很大的过冷度, 在整个融霜过程中, 融霜蒸发器充当了过冷器的作用, 有利于制冷系统制冷量的提高。(3) 液体冷媒融霜过程中蒸发器盘管表面温度最高不超过30℃, 与热气融霜相比, 对换热器翅片效率影响小。

本实验模拟的冷库条件与实际的冷库条件差距较大, 因此, 实验结果存在着一定的偏差; 另外, 由于系统采用手动切换, 导致切换时间不够准确, 不能达到工程上的要求, 如何对其自控系统进行改造成为今后要解决的问题。

本文链接: http://d.g.wanfangdata.com.cn/Periodical_gcrwlb199901018.aspx

授权使用: 同济大学图书馆(tjdxsg), 授权号: b42c2dc3-586b-42ab-899b-9e4c00b5c5da

下载时间: 2010年12月14日