

文章编号: 1004-7271(2008)02-0227-05

冷风机化霜电加热量的确定方法与性能优化分析

万锦康¹, 张青^{1,2}, 曹广荣¹, 厉建国¹, 龚海辉¹

(1. 上海水产大学食品学院农业部冷库及制冷设备质量监督检验测试中心, 上海 200090;
2. 上海理工大学动力学院, 上海 200093)

摘要:首先提出了一个冷藏库用冷风机化霜所需热量的数学计算模型,通过数据说明将冷风机化霜所需的热容量简化成单一的融化霜层所需热量的假设是合理可行的,该假设可用于快速计算冷风机所需化霜电加热量。进而通过数据对比了国产与进口品牌冷风机在以下四个指标上的区别:单位面积配置的化霜加热器功率、传热系数、单位冷量配置的化霜电加热量以及化霜电能有效利用率,上述四个指标表明国内产品在电加热化霜系统设计制造方面与国外仍存在一定的差距,分析了产生差异的原因,最后提出了冷风机性能改善的途径和今后开展研究工作的方向。

关键词:冷风机;化霜;节能;优化

中图分类号:U 295.2 文献标识码:A

A simple model to calculate the defrosting electrical energy input and the ways to optimize the air cooler's electro-thermal defrosting system

WAN Jin-kang¹, ZHANG Qing^{1,2}, CAO Guang-rong¹, LI Jian-guo¹, GONG Hai-hui¹

(1. *Quality Surveillance and Testing Center for Cold Store and Refrigeration Equipment, College of Food Science and Technology, Shanghai Fisheries University, Shanghai 200090, China;*
2. *Institute of Refrigeration Technology, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China*)

Abstract: An easy-to-use mathematical model to calculate the electricity energy input required by the air cooler to defrost is presented in this paper, which reasonably simplified the overall energy input required by the whole air cooler during the defrosting process to that required by the frost film on the tubes and fins. Then the performances of a typical domestic made air cooler and an imported product are compared using the following four indexes: the ratio of the electricity energy input over the surface area of the air cooler, the overall heat transfer coefficient, the ratio of the electricity energy input over the refrigeration capacity of the air cooler and the utility ratio of the defrosting electricity energy input. The comparative analysis shows that the former is inferior to the latter. The causes of these differences are analyzed and the ways to optimize the performance of the domestic made air coolers are illustrated.

收稿日期:2007-05-21

基金项目:联合国粮农组织技术援助项目(技06-41)

作者简介:万锦康(1957-),男,上海市人,高级工程师,主要从事制冷与低温工程的研究。E-mail: jkwang@shfu.edu.cn

Key words: air cooler; defrost; energy saving; optimization

根据冷库的用途不同,库内冷风机的工作环境在 $+15\text{ }^{\circ}\text{C} \sim -60\text{ }^{\circ}\text{C}$ 温度区间内。一般来说,当库温为 $+8\text{ }^{\circ}\text{C}$ 及以上时,冷风机在工作过程中无需设置化霜功能;而当库内温度为 $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 及以下时,制冷系统的控制设计必须考虑化霜功能。中、小型氟利昂制冷系统多采用电化霜和热氟化霜,较大型的氨制冷系统主要采用水化霜、热氨-水化霜或热氨化霜。

目前,在 $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ 左右库温冷库内使用的中小型(面积 160 m^2 以下,翅片间距一般为 6 mm)氟利昂冷风机中,除少数采用热氟化霜方式之外,多用电热化霜。合理设置冻结物冷藏库内冷风机的化霜电加热器,是保证库内食品安全的关键措施之一,也是制冷系统安全运行的必要条件,直接影响到整个制冷系统运行的能效比。申小中等^[1]对结露工况下热泵机组翅片管换热器的传热性进行了研究,探索了在一定体积条件下能够产生最大传热量的几何尺寸;黄棋模等^[2]研究了不同温、湿度环境下,不同蒸发温度条件下以及不同的蒸发管倾斜角度下,冻结室蒸发管系统结霜对系统的影响、霜层厚度、结霜速度等情况;姚杨等^[3]建立并求解了空气源热泵冷热水机组空气侧换热器结霜模型,为改善机组结构、提高机组性能的研究提供了参考数据。为指导冷风机生产企业改善化霜电加热器的设计,提出一个化霜数学模型,可以方便地计算冷风机所需的化霜电加热功率。

1 冷风机化霜的数学模型

冷风机的工作及化霜过程如下:当冷风机在工作时,由于环境在 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以下,库内空气中的水分会不断地在冷风机外表面结霜,结霜的速率与蒸发温度和库内的空气状态有关。随着霜层的不断增厚,其传热效率和制冷系统的制冷系数也会不断地降低。当霜层增厚到一定程度或冷风机运行指定时间段后,冷风机将进入化霜程序,采用系统中已经设计好的电化霜、热氟(氨)或水冲霜的方法将表面霜层去除。待整个化霜过程结束后,冷风机重新进入制冷运行的程序状态。

化霜过程中,每平方米换热器面积所需的化霜热量包括如下四个部分:

(1)构成冷风机的金属材料及其零部件(对氟利昂冷风机而言主要包括铜管、铝翅片、风机电机和围护结构材料等)在化霜过程中吸收的热量 Q_1 。按照目前换热器的设计结构,每平方米换热器面积部分从制冷剂的工作温度(冷藏库假定为 $-22\text{ }^{\circ}\text{C}$)加热至 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 温区的吸热量 Q_1 可按公式(1)计算:

$$Q_1 = V_m \cdot \rho_m \cdot c_{p,m} \cdot \Delta t \quad (1)$$

其中, V_m 为每平方米换热面积冷风机所有金属材料的铝材的当量体积, $0.12 \times 10^{-3}\text{ m}^3$;

ρ_m 为铝材的密度值,取 2700 kg/m^3 ;

$c_{p,m}$ 为铝材的比热,取 $0.875\text{ kJ/(kg}\cdot^{\circ}\text{C)}$;

Δt 为化霜前后的温度差,在此取 $22.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

经计算可知每平方米换热器面积上的 Q_1 仅为 6.4 kJ 。

(2)每平方米蒸发器内,处于两相区的工质被等压加热到 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 所需要的相变热和显热之和 Q_2 ,可按公式(2)计算:

$$Q_2 = V_i \cdot \gamma \cdot (h_1 - h') \quad (2)$$

其中, V_i 为每平方米换热器管道的内容积, m^3 ;

γ 为蒸发器内工质的平均比容(取节流后与饱和气体的平均值), m^3/kg ;

h_1 为工质被等压加热到 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时的焓值, kJ/kg ;

h' 为蒸发器内工质的平均焓值(取节流后与饱和气体的平均值), kJ/kg 。

以 $T_2\Phi=10\text{ mm}$ 管外径、 25 mm 等三角错排布置、翅片间距为 4.7 mm 的换热结构为例,经计算每平方米换热器管道的内容积为 $0.37 \times 10^{-3}\text{ m}^3$ 。当冷凝温度为 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、过冷度为 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、蒸发温度为 $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,蒸发器内部工质平均比容为 $0.1294\text{ m}^3/\text{kg}$,平均焓值为 319.22 kJ/kg ,此工质在等压下过热到 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时的焓值为 411.47 kJ/kg ,根据公式(2)计算可知在化霜期间其内部残存工质的吸热量仅为 0.26 kJ 。

(3)化霜过程中对冷风机周围空气进行的有害加热量 Q_3 ,其大小主要与结构设计有关(如采用恒温密闭结构等保证措施时可接近于零),一般均忽略不计。

(4)将霜层融化成水所需的最小热量 Q_4 ,包括霜层从库温上升到 $0\text{ }^\circ\text{C}$ 的显热和霜层融化所需的潜热两部分。冷风机传热单元的结构示意图如图 1 所示。

传热单元霜层的总质量 M 按公式(3)计算:

$$M = \iiint \rho dx dy dz = \rho v \quad (3)$$

传热单元化霜所需的最小热容量 Q 按公式(4)计算:

$$Q = \text{霜层的显热} + \text{霜层的溶解潜热} = \int (M \cdot h) dt + M \cdot r \quad (4)$$

每平方米冷风机化霜所需的最小热容量 Q_4 按公式(5)计算:

$$Q_4 = N \cdot Q = N \cdot \left(\int (M \cdot h) dt + M \cdot r \right) = V \cdot \rho \cdot (C_p \cdot \Delta t + r) = \delta \cdot \rho \cdot (C_p \cdot \Delta t + r) \quad (5)$$

其中, M 为传热单元霜层的总质量, kg ;

ρ 为霜层密度, 150 kg/m^3 ; [4]

v 为传热单元上霜层的体积, m^3 ;

Q 为传热单元化霜所需的最小热容量, kJ;

h 为传热单元上霜层的焓函数, kJ/kg;

r 为霜层的溶解热, 取 334.53 kJ/kg ;

Q_4 为每平方米面积化霜所需最小热容量, kJ;

N 为每平方米冷风机上传热单元的总数;

V 为每平方米冷风机传热面积上的霜层体积, m^3 ;

δ 为霜层厚度, m;

C_p 为霜层的平均比热, 取 $2.0\text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$;

Δt 为霜层融化前后的温差, $^\circ\text{C}$ 。

以 $-18\text{ }^\circ\text{C}$ 的中小型冻结物冷藏库在规范状态下运行为例, 根据冷风机的工作情况, 在化霜开始时, 其传热表面霜层的平均厚度 δ 约为 $2 \times 10^{-3}\text{ m}$ 左右, 而霜层融化前后的温差 Δt 约为 $22.6\text{ }^\circ\text{C}$, 由此可以得到单位面积冷风机表面在 $-18\text{ }^\circ\text{C}$ 的冷库内工作时, 化霜所需的最小热容量 Q_4 为:

$$Q_4 = 2 \times 10^{-3} \times 150 \times (2.0 \times 22.6 + 334.53) = 114\text{ kJ}$$

从以上分析可见, 一般在化霜过程中, 在霜层厚度 2 mm 时, Q_4 远远大于前三项的数值。并且, 随着冷风机制造工艺和技术的不断完善, Q_1 、 Q_2 、 Q_3 的数值不断下降。因此, 不管是从理论分析的角度, 还是从工程设计的原则来考虑, 将冷风机化霜所需的最小热容量简化成单一的融化霜层所需热量的假设是合理可行的。

为冷风机配置电加热功率时, 一般以霜层的平均厚度、霜层的平均温度、化霜过程的时间间隔及时间量、加热功率的有效利用率等进行计算。按照冷藏库 ($-18\text{ }^\circ\text{C}$ 库温) 冷风机化霜的一般程序设置, 制冷系统每工作 $6 \sim 12$ 小时 (储藏不同的食品和不同的运行环境下, 化霜前达到相同的霜层厚度) 的化霜过程约 0.5 小时, 由此可得每平方米冷风机化霜装置所需的最小加热功率 P 为:

$$P = Q_4 / (0.5 \times 3600) = 114 / 1800 = 0.063\text{ kW/m}^2$$

2 目前的问题与原因分析

笔者长期从事冷风机的性能检测、质量评估、事故分析与责任鉴定工作, 经比对分析, 认为在化霜电

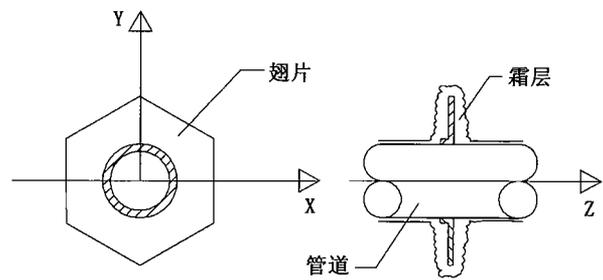


图 1 冷风机传热单元结构示意图

Fig. 1 The schematic diagram of the heat transfer unit of the air cooler

加热系统设计与制造方面,国内外产品还存在较大差距。冷风机的化霜电加热功率的配置值与冷风机的种类、型式、结构(如片距)、使用环境条件,运行工况和化霜方式(指指定的化霜频率)及所需化霜加热时间等多种因素有关,且并无统一标准,表1为用于 $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ 库温冷藏库的比较有代表性的某国产冷风机和某进口品牌冷风机性能对比。

表1 国产及进口品牌冷风机性能表

Fig. 1 Performance comparisons between domestic made and imported air coolers

冷风机型号	面积 (m^2)	传热温差 $\Delta t=7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时冷风机的制冷量 (W)	蒸发器 加热功率 (kW)	接水盘 加热功率 (kW)	冷风机 传热系数* $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$	单位面积配置的 融霜加热功率* (kW/m^2)	单位制冷量配置 的融霜加热功率* (W/W)	
某国产 品牌	DD-1.3/7	7	1 300	0.9	0.6	26.5	0.214	1.15
	DD-2.8/15	15	2 800	1.8	0.9	26.7	0.180	0.96
	DD-7.5/40	40	7 500	4.2	1.2	26.8	0.135	0.72
	DD-11.2/60	60	11 200	6.0	1.2	26.7	0.120	0.64
	DD-18.7/100	100	18 700	9.6	1.5	26.7	0.111	0.59
	DD-26.2/140	140	26 200	13.8	2.1	26.7	0.114	0.61
	DD-30/160	160	30 000	15.6	2.1	26.8	0.111	0.59
某进口 品牌	BE 031C	9.4	2 700	1.5	0.5	41.0	0.213	0.74
	BE 032C	15	4 500	2.1	0.7	42.9	0.187	0.62
	BE 044C	40.5	12 000	3.9	1.3	42.3	0.130	0.43
	BE 064C	61	18 000	4.8	1.6	42.2	0.105	0.35
	BE 094C	106	31 500	7.4	2.1	42.5	0.090	0.30
	BE 115C	134.5	39 000	8.9	2.3	41.4	0.083	0.29
	BE 135C	158	44 800	10.5	2.5	40.5	0.082	0.29

*:由样本数据计算得来

对比国产和进口冷风机单位面积配置的化霜加热器功率,可见:国产品牌在 $0.111\sim 0.214(\text{kW}/\text{m}^2)$ 之间,进口品牌在 $0.082\sim 0.213(\text{kW}/\text{m}^2)$ 之间。两者比较接近,即单纯从产品外观结构上看,有一定的相似性。

传热系数决定了换热器效率的高低和传热单元设计制造的水平,国产和进口品牌分别为 $26\sim 27\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 和 $40\sim 43\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$,前者约为后者的 $63\%\sim 65\%$,即国产冷风机材料的有效利用率只有进口产品的 $63\%\sim 65\%$ 。

冷风机单位制冷量的化霜加热功率是衡量化霜电加热器设计与制造先进性的主要指标。对比可见:随着冷风机容量的小型化,为单位制冷量配置的电加热器容量都是显著增加的,即电热化霜能量的有效利用率随着冷风机容量的降低而降低。国产品牌在 $0.59\sim 1.15(\text{W}/\text{W})$ 之间,进口品牌在 $0.29\sim 0.74(\text{W}/\text{W})$ 之间,二者存在较大差距。

总的化霜电能有效利用率定义为除掉霜层所需的最小电加热量(可按照本文提出的数学模型计算得出)与冷风机实际配置的电加热量之比,同样能够反映化霜电加热器的设计制造水平。国产品牌在 $30\%\sim 57\%$ 之间,进口品牌在 $30\%\sim 77\%$ 之间,同样存在差距。

之所以出现上述问题,分析认为原因如下:

- (1)进液分配器的流动阻力偏大,且多数存在相当程度的工质分配不均现象;
- (2)换热器的传热单元结构不合理,特别是翅片结构和片距与实际工况所要求的不匹配,导致传热系数偏低;
- (3)翅片与基管的接触热阻偏大,胀管工艺不到位;
- (4)化霜电加热器的设置不合理,表现在单根电加热管的容量和整体布局的亟待完善与优化;
- (5)电加热管与换热器的接触热阻过大,工艺落后;
- (6)风量与冷量的耦合与实际需要不匹配,导致储藏食品的干耗和设备运行的能耗都比预想的要大。

3 优化的方向与措施

合理的冷风机结构应达到如下的设计结果:较高的传热系数,在相同面积的情况下,具有较大的冷量输出;较小的制冷工质和空气流动阻力,以尽可能提高系统的蒸发温度和减小循环风机的功耗;设置合理的化霜元器件结构,尽可能减小整个化霜过程的功耗;良好的风量与冷量匹配,根据使用的需要设计风机风量与压头;美观的外形和方便的维护结构。为此,应在下述方面,通过试验台实验验证,在理论指导下,开展进一步的优化工作:

(1)根据不同的制冷工质和冷风机设备的容量,运用两相流动流体力学的原理,研究并优化出理想的冷风机进液分配器结构,此结构应和换热器的流道结构具有相关性,真正做到在保证分液均匀的前提下,获取最小的分液压降。

(2)组建翅片结构优化试验台,根据不同的冷库运行工况,针对不同的设备容量,确定与实际需要相符的翅片型式,以提高传热系数。

(3)改善胀管工艺,以减小基管与翅片的接触热阻,进一步提高传热系数。

(4)优化化霜电加热元件在换热器中的布置与容量的分配,以降低整个化霜过程的能耗。

(5)根据不同的冷库用途,设计不同的风量与冷量耦合的冷风机,使系统整体节能并减小食品的干耗。

参考文献:

- [1] 申小中,魏 琪. 结露工况下热泵机组翅片管换热器的传热性研究[J]. 制冷空调与电力机械,2004,25(3):29-32.
- [2] 黄棋模,黄国峰,叶荣华,等. 蒸发管结霜之研究[J]. 海运研究学刊,2003,14:45-61.
- [3] 姚 杨,马最良. 空气源热泵冷热水机组空气侧换热器结霜模型[J]. 哈尔滨工业大学学报,2003,35(7):781-783.
- [4] 顾祥红,江 平,孟繁炯. 霜层导热系数的实验研究[J]. 鞍山钢铁学院学报,1999,22(6):356-359.