

# 空气侧换热器结霜时传热与阻力特性研究

姚 杨, 姜益强, 马最良, 谈和平

(哈尔滨工业大学 市政环境工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150090)

**摘 要:**在质量、动量和能量守恒的基础上,采用分布参数法建立了空气侧换热器结霜时的动态数学模型,该模型耦合了结霜子模型和热交换子模型。利用该模型分析了不同温度和相对湿度下霜的厚度随时间的变化及结霜对空气侧换热器传热与阻力的影响。结果表明:在不同的工况下,空气侧换热器结霜情况不同;空气温度一定时,相对湿度越大,结霜越严重,融霜的时间间隔越短;随着结霜量的增加,换热器的换热量减小,风量也就逐渐减少,阻力却迅速增加。计算出了不同工况下融霜的时间间隔。

**关 键 词:**空气源热泵机组; 结霜; 传热与阻力; 分布参数

中图分类号: TU831.6 文献标识码: A

## 符号说明

- |  |   |
|--|---|
| $A$ —面积/ $m^2$ ;                             | $R$ —水蒸气的气体常数;                                  |
| $A_{min}$ —空气侧最小流通面积/ $m^2$ ;                | $t$ —温度/ $^{\circ}C$ ;                          |
| $d$ —空气的含湿量/ $kg \cdot kg^{-1}$ ;            | $u$ —流速/ $m \cdot s^{-1}$ ;                     |
| $D$ —管径/ $m$ ;                               | $w$ —水蒸气的流量/ $kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$ ;   |
| $F_{PW,L}$ —管壁到制冷剂液体的摩擦力/ $N \cdot m^{-3}$ ; | $\alpha$ —换热系数/ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ; |
| $F_{PW,S}$ —管壁到制冷剂气体的摩擦力/ $N \cdot m^{-3}$ ; | $\bar{\alpha}$ —空隙率;                            |
| $i$ —焓值/ $J \cdot kg^{-1}$ ;                 | $\delta$ —厚度;                                   |
| $m$ —质量流量/ $kg \cdot s^{-1}$ ;               | $\lambda$ —导热系数/ $W \cdot (m \cdot K)^{-1}$ ;   |
| $M$ —质量/ $kg$ ;                              | $\rho$ —密度/ $kg \cdot m^{-3}$ ;                 |
| $P$ —压力/ $Pa$ ;                              | $\mu$ —动力粘度/ $Pa \cdot s$ ;                     |
|  | $q$ —热流量/ $W \cdot m^{-2}$ ;                    |
|  | $Q$ —热量/ $W$ 或 $kW$ ;                           |

## 下标符号

- |              |            |
|--------------|------------|
| $a$ —空气;     | $P$ —管子;   |
| $e$ —蒸发;     | $PW$ —管壁;  |
| $fr$ —霜;     | $S$ —过热气体; |
| $i$ —入口, 内部; | $t$ —总的;   |
| $L$ —液相;     | $tp$ —两相的; |
| $o$ —出口, 外部; | $V$ —气相。   |

## 1 前 言

### 空气—空气热泵或空气源热泵冷热水机组冬季

运行时,当空气侧换热器表面温度低于周围空气的露点温度且低于  $0^{\circ}C$  时,换热器表面就会结霜。霜的形成使得换热器传热效果恶化,且增加了空气流动阻力,使得机组的供热能力降低,严重时机组会停止运行。文献[1]曾对一台空气热泵进行了结霜工况的实验研究,结果表明,当空气侧换热器的空气流量由无霜时的  $4440 m^3/h$  降到结霜后的  $1200 m^3/h$  (即下降了 75%) 时,空气侧的换热量下降了 20%。因此冬季空气侧换热器结霜是影响机组应用和发展的主要问题,研究结霜对换热器性能的影响具有十分重要的意义。

## 2 空气侧换热器结霜工况模型的建立

空气侧换热器结霜模型包括换热器传热模型和结霜模型两部分,传热模型又包括管内制冷剂侧、管壁及管外空气侧三部分。本文采用分布参数法建立了空气侧换热器结霜工况下的数学模型。

### 2.1 传热模型

#### 2.1.1 制冷剂侧

冬季工况时,制冷剂在空气侧换热器中的流动可分为两个区,即两相区和过热区。在两相区,当质量流量较高时,环状流一直存在,直到干度  $x > 0.95$  以上,而从节流装置来的换热器入口制冷剂干度一般在 0.2 左右,因此空气侧换热器中制冷剂两相区主要呈环状流动。

(1) 两相区(环状流)<sup>[2]</sup>

质量守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial t} [\bar{\alpha} \rho_v + (1 - \bar{\alpha}) \rho_L] + \frac{\partial}{\partial Z} [\bar{\alpha} \rho_v u_v + (1 - \bar{\alpha}) \rho_L u_L] = 0 \quad (1)$$

收稿日期: 2002-09-16; 修订日期: 2003-02-26

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50278021)

作者简介: 姚 杨(1963-), 女, 黑龙江哈尔滨人, 哈尔滨工业大学副教授。

能量守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial t}[\bar{\alpha}\rho_v i_v + (1-\bar{\alpha})\rho_L i_L] + \frac{\partial}{\partial Z}[\bar{\alpha}\rho_v u_v i_v + (1-\bar{\alpha})\rho_L u_L i_L] = \frac{4}{D_i} \dot{q}_{tp} \quad (2)$$

式中:  $\dot{q}_{tp} = \alpha_{tp}(t_{pw,i} - t_e)$ .

$\alpha_{tp}$  为制冷剂在两相区的换热系数。由于在湿壁区 ( $0.2 < x < x_d$ ) 和蒸干区 ( $x \geq x_d$ ) 换热系数的变化规律不同, 本文采用在两个区分别计算局部换热系数<sup>[4]</sup>。

动量守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial Z}[\bar{\alpha}\rho_v u_v^2 + (1-\bar{\alpha})\rho_L u_L^2] = \frac{\partial P}{\partial Z} - F_{PW,L} \quad (3)$$

式(1) ~ 式(3)中有四个未知数  $u_v$ 、 $u_L$ 、 $P$  和  $\alpha$ , 为使方程组封闭可解, 必须增加一个空隙率方程。

(2) 过热区

质量守恒方程

$$\frac{\partial \rho_s}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial Z}(\rho_s u_s) = 0 \quad (4)$$

能量守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_s i_s) + \frac{\partial}{\partial Z}(\rho_s u_s i_s) = \frac{4}{D} q_s \quad (5)$$

式中:  $q_s = \alpha_s(t_{pw,i} - t_e)$ 。

$\alpha_s$  为制冷剂在过热区的换热系数, 采用 Dittus-Boelter 公式进行计算。

动量守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial Z}(\rho_s u_s^2) = \frac{\partial P}{\partial Z} - F_{PW,S} \quad (6)$$

式(4) ~ 式(6)中有三个未知数  $u_s$ 、 $P$  和  $t_e$ , 方程组封闭可解。

2.1.2 管壁部分

能量守恒方程

$$C_{P,PW} M_{PW} \frac{\partial T_{PW}}{\partial t} = Q_a - Q_r \quad (7)$$

考虑到管子与肋片材质不同, 采用管子与肋片的定压平均比热  $C_{P,PW}$  进行计算。

2.1.3 空气侧

质量守恒方程

$$\frac{d(\dot{m}_{ad})}{dZ} = (\pi D_0) \dot{w} \quad (8)$$

能量守恒方程

$$\frac{d(\dot{m}_a i_a)}{dZ} = (\pi D_0) \dot{q}_{a,t} \quad (9)$$

式中:  $\dot{q}_{a,t}$  为空气侧的全热换热量, 该项换热与结霜特性耦合在一起, 使得求解过程变得更加复杂。

空气侧的压降

$$\Delta P_a = f \frac{(\dot{m}_a / A_{min})^2}{2\rho_a} \frac{A_t}{A_{min}} \quad (10)$$

式中:  $f$  一摩擦因子,  $f = 0.129(\frac{\dot{m}_a D_0}{A_{min} \rho_a})^{-0.227}$ 。

2.2 结霜模型

霜的积累速率  $\dot{m}_{fr}$  是由进出空气侧换热器空气湿度的变化决定的:

$$\dot{m}_{fr} = \dot{m}_a (d_i - d_o) \quad (11)$$

由于霜的多孔性和分子扩散作用, 在表面温度低于 0 °C 的换热器上沉降为霜的水分, 一部分用以提高霜层的厚度, 一部分用以增加霜的密度<sup>[3]</sup>, 即

$$\dot{m}_{fr} = \dot{m}_\delta + \dot{m}_\rho \quad (12)$$

计算时, 先假设一个霜的初始密度, 由下式计算霜的导热系数, 再计算霜密度和厚度的变化。

$$\lambda_{fr} = 0.001202 \rho_{fr}^{0.963} \quad (13)$$

对于每一个时间步长  $\Delta t$ , 霜密度的变化和厚度的变化为:

$$\Delta \rho_{fr} = (\dot{m}_\rho / A_t \delta_{fr}) \Delta t \quad (14)$$

$$\Delta \delta_{fr} = (\dot{m}_\delta / A_t \rho_{fr}) \Delta t \quad (15)$$

3 空气侧换热器结霜工况模型的求解

模拟计算的换热器为一台空气源热泵冷热水机组的空气侧换热器<sup>[4]</sup>, 其单元结构参数见表 1, 空气侧换热器由 16 个换热器单元组成, 计算工况见表 2。

图 1 和图 2 为不同工况下霜厚度随时间的变化。图 1 为空气温度一定 (0 °C) 时, 不同相对湿度 (65%、75%、85%) 下霜厚度的变化。由图可见, 随着时间的增加, 霜的厚度迅速增加, 而且相对湿度越大, 霜厚度增加越快。

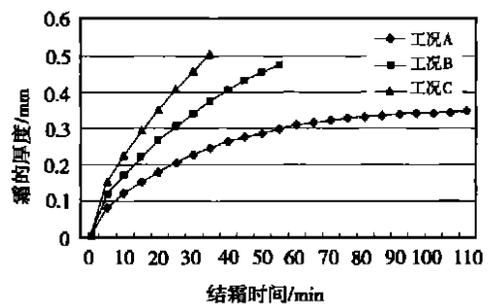


图 1 不同相对湿度下霜厚度随时间的变化

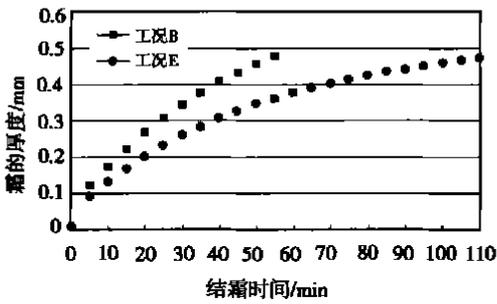


图 2 不同温度下霜厚度随时间的变化

表 1 换热器单元的结构参数

管材	铜	管径	$\Phi 10 \times 0.5 \text{ mm}$	风向管排数	4
迎风管排数	20	管间距 $S_1$	25.4 mm	管排距 $S_2$	22 mm
翅片材料	铝	片型	波纹片	片厚	0.2 mm
片间距	2.0 mm	翅化系数	17.8	单根管长	16 m
分液路数	10				

表 2 计算工况

空气温度 / $^{\circ}\text{C}$	相对湿度 / %	风量 / $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	蒸发温度 / $^{\circ}\text{C}$	过热温度 / $^{\circ}\text{C}$	冷凝温度 / $^{\circ}\text{C}$	过冷温度 / $^{\circ}\text{C}$	制冷剂流量 / $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	
A	0	65	1062	-13	-8	50	45	0.009 6
B	0	75	1062	-13	-8	50	45	0.009 6
C	0	85	1062	-13	-8	50	45	0.009 6
E	-4	75	1062	-17	-12	50	45	0.008 16

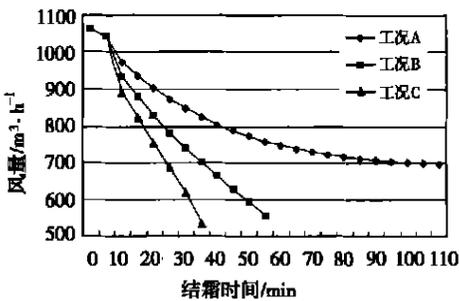


图 3 风量随时间的变化

图 2 为相对湿度一定(75%)时, 不同空气温度(0  $^{\circ}\text{C}$ 、-4  $^{\circ}\text{C}$ )下霜厚度的变化。由图可见, 0  $^{\circ}\text{C}$ 、75%工况(工况 B)下, 运行 60 min 左右就需要融霜, 而-4  $^{\circ}\text{C}$ 、75%工况(工况 E)下, 则运行 115 min 时才需融霜。

显然, 除霜控制方法常用的时间控制法和时间-温度控制法是不符合霜厚度随时间的变化规律的。如当机组设定的固定除霜时间按工况 C 确定时, 那么工况 B 和工况 A 将会出现不必要的除霜, 从而影响了机组的效率。同样, 许多生产厂家虽采

用时间-温度控制法, 但还是采用统一固定的除霜启动值和除霜时间值, 因此由于空气温度、相对湿度的不同, 结霜的厚度不同, 除霜效果也就不一样。

图 3 为空气侧换热器中风量随时间的变化。由图可见:

(1) 随着结霜量的增加, 风量迅速减小。由于室外空气参数的不同, 其结霜情况也不同, 使得在每种情况下, 随着结霜量的增加, 风量迅速减小的变化规律各不相同。

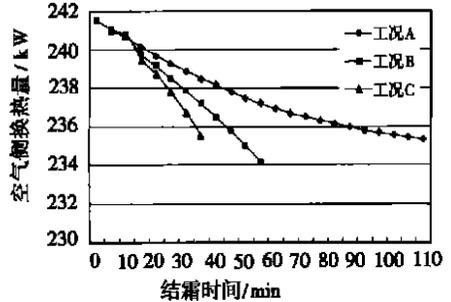


图 4 空气侧换热器换热量随时间的变化

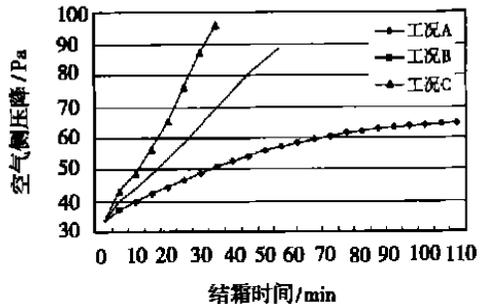


图 5 空气侧压降随时间的变化

(2) 相对湿度越大, 风量减小得越快。例如, 机组运行 30 min 后, 工况 C 的风量由 1062  $\text{m}^3/\text{h}$  减少到 620.58  $\text{m}^3/\text{h}$ , 减少了 441.42  $\text{m}^3/\text{h}$ , 即减少了 41.57%; 工况 B 的风量减少了 322.7  $\text{m}^3/\text{h}$ , 即减少了 30.39%; 而工况 A 的风量减少了 216.21  $\text{m}^3/\text{h}$ , 即减少了 20.36%。这主要是由于不同工况的结霜厚度不同造成的(见图 1), 这点可从下面的一组数据明显看出。若以 30 min 工况 C 的结霜厚度(0.458 82 mm)和减少的风量(441.42  $\text{m}^3/\text{h}$ )作为基准, 则工况 B 较工况 C 少结霜 25.21%, 风量少减少 28.86%; 工况 A 较工况 C 少结霜 50.35%, 风量少减少 51.02%。

(3) 在结霜的后期, 由于风量减少很多, 使得换热器的换热效果急剧恶化, 进而使换热器的性能迅

速下降。因此,当风量减小到一定程度(初始风量的 60%左右)时,就需开始融霜。由图可见,当空气温度为  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,相对湿度为 85%时,机组运行 35 min 左右就要进入融霜工况,而相对湿度为 75%时,机组运行 55 min 时才需要融霜。这说明同一台机组在不同地区应用时,由于室外气象条件的不同,融霜的时间间隔也不同,而目前经常采用的固定时间除霜控制方式显然不能满足机组在不同地区应用的要求。

图 4 为空气温度一定( $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ),不同相对湿度(65%、75%、85%)下机组中空气侧换热器换热量随时间的变化。由图可见,随着结霜量的增加,空气侧换热器的换热量将有所减少,而且相对湿度越大,换热量减少的程度越大。这是因为相对湿度越大,结霜量越多,换热器的传热系数就越小,传热热阻越大,换热量减少得越多。

图 5 为空气温度一定( $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ )时,不同相对湿度(65%、75%、85%)下空气侧压降随时间的变化。由图可见:

(1) 随着结霜量的增加,空气侧的压降迅速增加。显然,空气侧压降的增加是由于结霜厚度的增加,使得翅片间距减小,空气的净流通面积变小,造成进风速度增加而使空气流经换热器的阻力增大。

(2) 相对湿度越大,空气侧的压降增加越快。这是因为当空气温度不变时,相对湿度越大,说明空气中所含水蒸气量越多,霜的厚度增长得越快。例如,在 30 min 时,工况 C 结霜的厚度为 0.458 82 mm,工况 B 结霜为 0.343 16 mm,工况 A 结霜为 0.227 79 mm,这势必造成空气侧压降的不同。机组运行 30 min 后,工况 C 的空气侧压降增加了 54.371 Pa,工况 B 增加了 30.719 Pa,而工况 A 仅增加了 15.842 Pa。由此可以明显看出,相对湿度越大时,其压降增加得越快。

(3) 不管是何种工况,只要结霜的厚度相同时,

其压降也基本一样。例如,霜的厚度达到 0.3 mm 时,工况 C 需要 15 min(见图 1),工况 B 需要 24 min,工况 A 需要 56 min。由图 5 可以看出,工况 C 在 15 min 时,空气侧压降为 56.6 Pa,工况 B 在 24 min 时,空气侧压降为 57.5 Pa;工况 A 在 56 min 时,空气侧压降为 57.5 Pa。这充分说明影响空气侧压降的主要因素是霜的厚度。

## 4 结 论

空气侧换热器结霜过程中,不仅霜的厚度发生变化,霜的密度也在变化,本文同时考虑了结霜的密度和厚度随时间的变化。分别计算了不同工况下霜的厚度随时间的变化。计算结果表明,在不同的工况下,空气侧换热器的结霜情况是不同的。在空气温度一定时,相对湿度越大,结霜越严重,融霜的时间间隔越短;在空气相对湿度一定时, $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 工况的结霜比 $-4\text{ }^{\circ}\text{C}$ 工况的结霜严重。随着结霜量的增加,空气侧换热器的换热量减小,风量也将逐渐减小,而阻力却迅速增加。计算出了不同工况下融霜的时间间隔,为采取有效的除霜控制方法提供了依据。

## 参考文献:

- [1] NATLER D W. Impact of the suction line accumulator on the frost/defrost performance of an air-source heat pump with a scroll compressor [J]. *ASHREA Trans* 1990, 96: 11.
- [2] WANG H, TOUBER S. Distributed and non-steady-state modelling of an air cooler [J]. *Int J of Refrig*, 1991, 14(2):98-111.
- [3] KONDEPUDIS N, NEAL D L O. Performance of finned-tube heat exchangers under frosting conditions: I & II [J]. *Int J of Refrig*, 1993, 16(3): 175-184.
- [4] 姚 杨,姜益强,马最良.空气源热泵冷水机组空气侧换热器结霜规律[J].哈尔滨工业大学学报, 2002, 34(5):660-662.

( 辉 编辑 )

## · 书 讯 ·

### 《内燃机市场》

改革开放以来,我国内燃机工业发生了翻天覆地的变化,但其产品质量与先进工业国家相比存在较大差距。引进、消化、吸收国外内燃机的先进技术,缩小我国内燃机工业与国外先进水平的差距是提高我国内燃机产品市场竞争力的根本途径。而面对国内的需求容量和价格水平,我国的内燃机生产厂商如何才能捕捉信息和占有市场?由机械工业信息研究院组织编写的《中国机电产品市场报告系列》中收录了两篇内燃机市场报告,对我国内燃机的发展、现状及对今后几年的市场预测作了详细论述。第一篇主要论述了我国内燃机的市场状况、市场分析,并对市场内容进行了科学合理的预测,还对内燃机的技术发展进行了描述,介绍了一些典型的市场竞争成败的案例,最后阐述了世界内燃机的概况。第二篇市场报告通过真实可靠的情况,从卖方市场转到买方市场所走过的发展、壮大的艰苦历程,阐明了中国既是内燃机大国,又是经济技术指标落后“散、乱、差、慢”特殊的国家,以及内燃机市场现在、将来市场竞争的特点和产品市场调整的途径。

本书共 45 页,5 万字左右,定价 150.00 元。有需要者请与本编辑部联系订购。

透平导叶应用不同周向弯曲母线改进设计的研究 = **A Study of the Improved Design of Turbine Guide Vanes by Using Different Circumferential Curved Generatrices** [刊, 汉] / FANG Chuan-hui, DAI Ren, CHEN Kang-ming (Power Engineering Institute under the Shanghai University of Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2003, 18 (3) . — 288 ~ 290

By using a numerical calculation method compared and studied is the influence of different circumferential curving of guide vanes on cascade flow performance. The study involves the distribution of total pressure loss factor, outlet gas-flow static pressure and Mach number along the blade height. Calculations are based on time-average Navier-Stokes equations with a turbulence model being of Baldwin-Lomax type. The results of the study indicate that the positively leaned blade of the guide vanes can improve blade-root local flow performance, but offers a poor blade-tip flow performance, thus resulting in a very limited enhancement of the flow performance of the cascade as a whole. J type curvature is conducive to improving both the blade-root and blade-tip flows. Moreover, the curved generatrix lends itself easily to calculation optimization. C type curved blade offers a relatively good blade-tip flow performance, but it is difficult to select an optimization for a curved generatrix. **Key words:** curved blade, generatrix, total pressure loss, cascade flow

沸腾表面凹坑的尺度分布特征 = **Size Distribution Characteristics of Cavities on a Pool Boiling Surface** [刊, 汉] / WANG An-liang, YANG Chun-xin (Department of Flying Vehicle Design and Applied Mechanics, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing, China, Post Code: 100083), WU Yu-ting (Department of Engineering Mechanics, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2003, 18 (3) . — 291 ~ 296

The presence of a gas (or steam) cavity on a boiling surface constitutes a key factor for the formation of an activation nucleus. Based on a classical fractal surface similar to Sierpinski carpet the authors have successfully constructed a series of surfaces with different size distribution of cavities. The results of a study indicate that the cavity size distribution dimension and surface shape fractal dimension are two concepts with different connotations. The size distribution characteristics of a mechanical surface cavity (or convex point) conform to a fractal theory. An analysis of the measured results of activated nucleus has shown that both the activated nucleus size distribution and cavity size distribution on a surface have fractal characteristics. **Key words:** pool boiling cavity, activated nucleus, fractal dimension

空气侧换热器结霜时传热与阻力特性研究 = **An Investigation of Heat Transfer and Resistance Characteristics in Case of Frost Formation at an Airside Heat Exchanger** [刊, 汉] / YAO Yang, JIANG Yi-qiang, MA Zui-liang, et al (Municipal Environmental Engineering Institute under the Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2003, 18 (3) . — 297 ~ 300

On the basis of conservation of mass, momentum and energy and with the use of a distribution parameter method a dynamic mathematical model was set up for an airside heat exchanger during frost formation. This model has coupled a frosting sub-model with a heat exchanger sub-model. The model was used to analyze the time-dependent variation of frost thickness under different temperatures and relative wetness values as well as the impact of frosting on airside heat-exchanger heat transfer and resistance. The results of the analysis indicate that frosting condition will change under different operating conditions. Under a given temperature the greater the relative wetness, the more serious is the frost formation and the shorter is the time interval for frost thawing. At a given relative wetness the frosting at an operating condition of  $0^{\circ}\text{C}$  is more serious than at that of  $-4^{\circ}\text{C}$ . With an increase in frosting quantity there will be a decrease in heat transfer rate and a gradual decrease in airflow rate. Meanwhile, there is a drastic increase in resistance. **Key words:** air source heat pump unit, frosting, heat transfer and resistance, distribution parameter