

文章编号: 1004-7271(2000)02-0142-05

## 冷风机的经济优化

何 为, 曾春利, 秦玉青, 葛茂泉

(上海水产大学食品学院, 上海 200090)

**摘 要:**本文介绍了结霜工况下冷风机的经济优化设计方法。在设计过程中,考虑了翅片表面结霜随着时间增长及其对传热和空气流动阻力的影响,肋片节距、除霜间隔时间对冷风机换热性能和年总费用的影响,为优化设计过程中蒸发温度、蒸发器的列数和排数的选取提供了理论依据。在以上分析的基础上,建立了相应的数学模型,并用C语言编制了优化设计程序进行模拟计算。

**关键词:**冷风机;经济优化;结霜;年总费用

**中图分类号:** TB65      **文献标识码:** A

### The economic optimization of air-coolers

HE Wei, ZENG Chun-li, QIN Yu-qing, GE Mao-quan

(College of Food Science, SFU, Shanghai 200090, China)

**Abstract:** A design and economic optimization of ammonia air-cooler under frosting condition is provided in this paper. The mathematics model has been set up, which based on the analyses of the effect of frost growth on  $K$  and  $\Delta p_a$ , and effect of spacing of fins and the defrosted time on extended surface heat exchanger performance and the total annual expense. Major problem faced by refrigeration equipment is the deposition and progressive to build up of frost on the heat exchanger surfaces. The simulation calculation programming is designed with C-language.

**Key words:** air-cooler; economic optimization; frost; total annual expense

氨用冷风机是冷库中的一个重要制冷设备,一般在低温高湿的环境下工作。当翅片表面温度低于 $0^{\circ}\text{C}$ 时,湿空气中的水分就要结霜沉积在翅片表面并逐渐增长。霜的形成和增长一方面增加了传热热阻,另一方面,由于霜层的阻塞作用使得流经蒸发器的空气阻力增大,因而空气流量减少,这样就使得空气侧对流传热系数减小。因此,结霜后蒸发器的传热情况恶化,在进行蒸发器的设计计算中必须考虑结霜对传热的影响。目前,在蒸发器的设计中许多重要的设计参数往往是根据经验和在设计规范的很宽范围内选取。显然,即使是外部经济条件(如电价、材料价格等)不变,这样设计的蒸发器也不一定是经济的。本文采用优化经济准则来研究冷风机,以年总费用为目标函数,分析各种参数变化对目标函数的影响,通过求解最小目标函数值得到合理的蒸发器外形尺寸,达到优化设计的目的。

### 1 数学模型的建立

本文建立的优化数学模型包括蒸发器模型和经济优化模型两部分。

收稿日期:2000-03-06

作者简介:何为(1974-),男,上海水产大学1997级研究生,从事制冷装置自动化及计算机辅助设计方向的研究。

## 1.1 蒸发器的模型

### 1.1.1 基本假设

由于冷风机的空气侧热质交换同时发生,翅片表面结霜且随时间不断增长,而管内侧制冷剂则处于两相流动区,所以换热计算相当复杂。为了简化计算,特作如下假设:①出口干度为1,不考虑制冷剂在蒸发器内的过热,管内以两相区沸腾放热关系式计算;②蒸发器进口的空气状态参数均匀分布,管内制冷剂流速不变;③翅片上的霜层均匀分布。

### 1.1.2 输入输出参数

(1)输入参数。空气侧参数:进口干球温度,相对湿度,出口干球温度,相对湿度,迎面风速;制冷剂侧参数:制冷量和冷凝温度;结构参数:管外径,管壁厚,肋片厚度,管排间距,管间距,肋片间距。

(2)输出参数。空气侧传热面积,空气侧传热系数,空气侧压力降,年总费用,蒸发器的排数和列数,蒸发器的长、宽、高,霜层厚度,制冷剂侧压力降。

### 1.1.3 空气参数计算

在蒸发器翅片表面流过的空气是相对湿度较大的湿空气,存在析湿现象,所析出的水份在翅片表面凝结成霜。析湿过程与湿空气参数的变化有关,湿空气参数的计算公式如下:

(1)湿空气的含湿量(kg/kg干空气)

$$d = 622 \varphi p_s / (p_b - \varphi p_s) \quad (1)$$

式中,  $\varphi$  - 相对湿度;

$p_s$  - 湿空气温度下的饱和蒸气压;

$p_b$  - 大气压;

饱和蒸气压可用下式计算(适用于温度  $t = -50 \sim 100^\circ\text{C}$ )<sup>[1]</sup>;

$$\begin{aligned} \lg p_s = & 10.79574 \left(1 - \frac{273.16}{T}\right) - 5.028 \lg \left(\frac{T}{273.16}\right) + 1.50475 \times 10^{-4} \left[1 - 10^{-8.2969 \left(\frac{T}{273.16} - 1\right)}\right] \\ & + 0.42873 \times 10^{-5} \left[10^{4.76955 \left(1 - \frac{273.16}{T}\right)} - 1\right] - 2.2195768 \end{aligned} \quad (2)$$

(2)湿空气的焓(kJ/Kg干空气)

$$h = 1.005t + 0.001hd(2501 + 1.86t) \quad (3)$$

### 1.1.4 空气侧对流换热系数 $\alpha_a$

计算平板肋片管的放热系数可采用下式计算,参考文献[2]:

$$\alpha_a = c_1 \cdot c_2 \cdot \left(\frac{\lambda}{d_e}\right) \cdot \left(\frac{L}{d_e}\right)^n \cdot Re^m \quad (4)$$

### 1.1.5 氨在管内蒸发的放热系数 $\alpha_r$

氨在管内沸腾时放热系数采用以下公式计算参考文献[3]:

$$\alpha_r = Bq^{0.7}$$

式中,  $B$  是与制冷剂及蒸发温度有关的常数。

### 1.1.6 传热系数

结霜工况下由空气向制冷剂传热的热阻包括以下几部分:空气侧对流传热热阻、污垢热阻、霜层热阻、管壁热阻、制冷剂侧污垢热阻及对流传热热阻。因此,以外表面积计算的传热系数可表示为<sup>[2]</sup>:

$$k = \left[ \frac{1}{\alpha_a \xi \eta_f} + R_a + \delta_f / \lambda_f + \frac{\delta_i}{\lambda_i} \frac{F}{F_i} + \left( R_r + \frac{1}{\alpha_r} \right) \frac{F}{F_i} \right]^{-1} \quad (6)$$

式中,  $F$  - 总传热面积,  $\text{m}^2$ ;

$\bar{F}$  - 平均传热面积,  $\text{m}^2$ ;

$F_i$  - 管内壁面积,  $\text{m}^2$ ;

其余符号同上。

1.1.7 霜层参数的计算

根据文献[4],霜层密度主要与冷表面温度和迎面风速有关。可用下式计算:

$$\rho_f = 340 |t_w|^{-0.455} + 25v_a \tag{7}$$

霜层导热系数主要决定于其密度:

$$\lambda_f = 0.029(1 + \rho_f^2 \times 10^{-4}) \tag{8}$$

霜层厚度与析湿量、运行时间等因素有关。

$$\delta_f = 0.81W_\tau / (\rho_f F) \tag{9}$$

式中,  $\tau$  - 冷风机的运行小时, h;

$$W - \text{去湿量}, W = \frac{Q(d_1 - d_2)}{h_1 - h_2}, \text{ kg/s.}$$

$h_1, h_2$  - 进口、出口处湿空气的焓, KJ/kg.

1.1.8 肋片结构参数计算

本文采用连续整体套片式,管束排列方式如图1所示。

$$F_1 = (S_1 S_2 - \frac{\pi}{4} d^2) \times 2/e \tag{10}$$

$$F_2 = \pi d(e - \delta_f)/e \tag{11}$$

$$F_\bullet = \pi d \tag{12}$$

$$F_i = \pi d_i \tag{13}$$

肋通系数  $\beta$  (每米肋管外表面积与迎风面积之比),

$$\beta = \frac{F_1 + F_2}{f_a} = \frac{F_1 + F_2}{S_1 \times 1} \tag{14}$$

1.1.9 蒸发温度的计算

由传热基本方程式可知[3]:

$$\Delta t_m = \frac{(t_1 - t_{01}) - (t_2 - t_{02})}{\ln \frac{t_1 - t_{01}}{t_2 - t_{02}}} \tag{15}$$

当蒸发器进出口空气温度差不大时,取制冷剂与空气间的对数平均温度差作为温度差,则蒸发温度为:

$$t_\bullet = t_m - \Delta t_m \tag{16}$$

1.2 优化模型[5]

本文以每年总费用  $E$  (元/年)为目标函数,包括以下两个部分:

①蒸发器的年折旧费;②蒸发器的年操作费。即:  $E = E_1 + E_2$  (17)

式中,  $E_1$  - 蒸发器的年折旧费,  $E_1 = c_i \cdot L$ , 元/年;

$$E_2 - \text{蒸发器的年操作费}, E_2 = \frac{C_w \cdot Q \cdot h}{\eta_c} \left( \frac{T_k}{T_0} - 1 \right) + E_c, \text{ 元/年};$$

$E_c$  - 除蒸发器外其它有关部件的年折旧费(当作常量),元/年;

$$C_i - \text{每米传热管的年折旧费}, C_i = N \left[ C_1 \rho_1 \pi \delta_i (d - \delta_i) + C_2 \rho_2 \left( S_1 S_2 - \frac{\pi d^2}{4} \right) \frac{\delta}{e} \right];$$

$C_1, C_2$  - 基管、肋片材料投资和加工综合指标,元/t;

$\rho_1, \rho_2$  - 基管、肋片材料密度,  $\text{t/m}^3$ ;

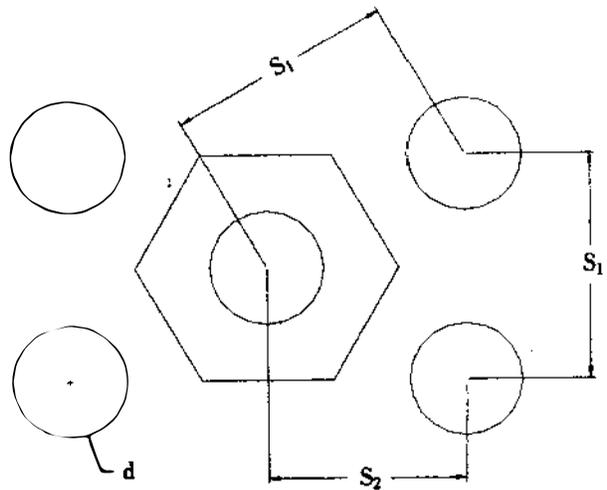


图1 管束排列方式  
Fig.1 The array way of tubes

$$N - \text{年折旧率}, N = \frac{(1+i)^n \cdot i}{(1+i)^n - 1};$$

$i$  - 年利率;

$n$  - 使用年限;

$$L - \text{传热管总长}, L = \frac{F}{f_t} = \frac{Q}{K \cdot \Delta T_m \cdot f_t};$$

$$f_t - \text{每米管长总外表面积}, f_t = \left[ (S_1 S_2 - \frac{\pi d^2}{4}) \times 2 + \pi d(e - \delta_f) \right] / e, m^2;$$

$C_w$  - 电价, 元/kW·h;

$h$  - 年工作小时数, h/年;

$\eta_c$  - 压缩机效率;

$T_k$  - 冷凝温度, °C。

### 1.3 优化模型的求解

如图2所示为冷风机的优化设计计算程序框图, 可进行多种方案分析比较(如不同迎面风速、不同肋片节距、不同管子排数和列数), 这样, 可以在一定的约束条件下利用穷举法, 找出年总费用最小的蒸发器排列数。

当冷风机的进出口空气温差不大时, 可用制冷剂与空气间的温度差作为对数平均温差, 即  $\Delta T_m = T_m - T_0$ , 把它代入年总费用方程可得

$$E = \frac{C_i \cdot Q}{K \cdot f_t \cdot (T_m - T_0)} + \frac{C_w \cdot Q \cdot h}{\eta_c \left( \frac{T_k}{T_0} - 1 \right) + E_c} \quad (18)$$

分析上式可知, 当冷风机的进出口空气温度  $t_1, t_2$ , 冷凝温度  $T_k$ , 传热系数  $K$  给定的情况下, 则对一定制冷量  $Q$  的冷风机, 其冷风机的年总费用  $E$  仅为蒸发温度  $T_0$  的单值函数, 因此, 最优蒸发温度可由下式求出;

$$\frac{\partial E}{\partial T_0} = \frac{C_i \cdot Q}{K \cdot f_t \cdot (T_m - T_0)^2} - \frac{C_w \cdot Q \cdot h \cdot T_k}{\eta_c T_0^2} = 0$$

由上式可求得最优蒸发温度  $T_0$ , 代入传热管长计算公式可求出最佳管长, 然后可求出冷风机的最低年总费用。

需要指出的是, 上述工作必须首先设定冷风机蒸发管的排数和列数, 否则无法确定初始的传热系数  $K$ 。对于每个给定的冷风机的排数和列数, 均对应着一个最优的传热管长和冷风机年总费用。这样, 可以在一定的约束条件下利用穷举法, 找出年总费用最小的蒸发器排列数。其中, 有些子程序需要用到迭代法计算, 在最优计算中提到只要选定初值和步长, 当步长越来越小时, 迭代值就接近真实值。

## 2 设计实例和结果分析

### 2.1 优化设计实例

设计工况: 进风干球温度  $-21^\circ\text{C}$ , 相对湿度 90%, 出风干球温度  $-23^\circ\text{C}$ , 相对湿度 96%, 制冷量 3.5kW, 冷凝温度  $40^\circ\text{C}$ ; 材料: 钢管外径  $d_0 = 12\text{mm}$ , 管壁厚  $\delta_f = 0.25\text{mm}$ , 肋片厚  $\delta_1 = 0.75\text{mm}$ , 管间距  $S_1 = 30\text{mm}$ , 片距  $e = 3\text{mm}$ ; 管排形式为正三角形错排布置, 连续整体套片式; 制冷剂: R717; 初投资费用参

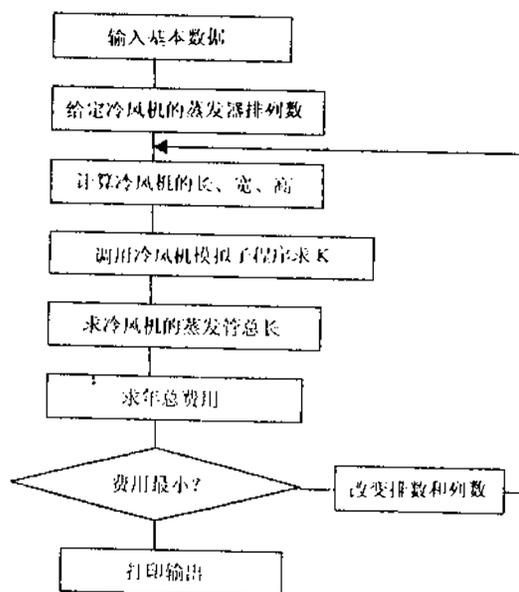


图2 冷风机程序设计计算框图

Fig.2 The programmer block diagram of air-cooler

数见表1。

## 2.2 计算结果

计算时,排数分别取4~11,列数为6~16,进行组合,利用穷举法寻求费用最低的排列方式。计算结果见表2,这里仅排列了每一排数时,求得的最佳列数对应值。在表2范围内,8排12列为年总费用最低的排列方式。

表1 初投资费用参数

Tab.1 The expense of the initial investment

项目	数值
年工作小时数(h/年)	1000
钢管综合指标(元/t)	26000
肋片综合指标(元/t)	20000
年利率(%)	10
使用年限(年)	10
电价(元/kW·h)	0.45

表2 优化结果

Tab.2 The optimal result

排数	列数	长(m)	宽(m)	高(m)	蒸发温度(°C)	传热面积(m <sup>2</sup> )	年总费用(元/年)
4	16	0.104	1.327	0.480	-28.15	42.13	771.17
5	14	0.130	1.204	0.420	-28.11	41.82	769.31
6	16	0.156	0.872	0.480	-28.07	41.54	767.65
7	13	0.182	0.913	0.390	-28.02	41.23	765.67
8	12	0.208	0.860	0.360	-27.99	41.96	764.19
9	10	0.234	0.921	0.300	-28.00	41.11	765.09
10	9	0.260	0.958	0.270	-28.24	42.77	774.95
11	8	0.286	1.191	0.240	-29.50	51.98	829.80

## 3 结束语

本文建立了结霜工况下冷风机的数学模型,并进行了计算。由于结霜是一个复杂的物理过程,特别对于象肋片管换热器这样的复杂表面,其影响因素非常之多,因此对结霜的研究尚不充分,给出的经验关系式误差也较大,随着这方面的研究不断深入后,本文介绍的计算方法的精度将随之进一步提高。

用C语言编程进行制冷系统的设计计算才刚刚开始,由于C语言简洁,运算符号和数据结构丰富,表达能力强,目标程序效率高等多种优点,用它来解决制冷系统的设计问题,将是一种很好的计算机语言。

以上所做的工作,仅仅是以一个冷风机的设计作为例子,提供一种由计算机进行制冷系统技术经济设计的方法。就方法而言,已经有一些经验了,但要达到整个制冷系统的经济优化,还有一定的距离,还要做更多、更细致的工作。这些工作主要是:如何建立整个制冷系统的经济目标函数,确立哪些参数是主要参数,还要建立制冷系统的数据库等。只有把这些工作都做好了,制冷工程技术人员才能真正从繁琐的查表和冗长的计算中解放出来。

### 参考文献:

- [1] Kayanayan N. Mean heat flux concept in evaporator design[J]. Int J Refrig, 1988, 11: 58-71.
- [2] 彦启森. 空气调节用制冷技术(第二版)[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1985, 79-100.
- [3] 李松寿, 徐世琼, 朱富强等. 制冷原理与设备[M]. 上海科学技术出版社, 1988, 219-255.
- [4] 李金龙. 表面式蒸发器优化设计计算与型式试验计算机模拟[J]. 流体工程, 1990, 4: 48-54.
- [5] Kandepudi S N, O'Neal D L. The effects of frost growth on extended surface heat exchanger performance: a review[C]. ASHRAE Trans, 1987, 73: 258-273.