

# 替代工质 R22 / R152a

## 冰箱毛细管的优化

阴建民 刘海峰 何茂刚

(西安交通大学热工教研室 西安 710049)

**摘要** 本文按冰箱实际运行工况,提出了冰箱毛细管的优化方法;并对工质 R12、混合工质 R22 / R152a 的冰箱毛细管进行了优化;得出了一定工况下 R12、R22 / R152a 冰箱毛细管系统的毛细管与回气管的最佳长度分配;同时对毛细管中可能出现的不稳定现象进行了分析。

**关键词** R22 / R152a 毛细管 优化

### Optimization of Capillary Tube of Refrigerators with Alternative Refrigerant R22 / R152a

**Abstract:** According to the actual operating conditions of the refrigerators, this paper has set up a new method of how to optimize the capillary tube of a refrigerator and has gained the optimum length of capillary tubes for R12 and alternative refrigerant R22 / R152a (0.2 / 0.8) under certain conditions. Moreover, the paper has discussed the instability in the capillary tube.

**Key words:** R22 / R152a capillary tube optimization

#### 一、引言

大多数家用电冰箱均采用毛细管作为其节流元件,这主要是因为它具有结构紧凑、简单,造价低廉;在压缩机停止运转后,冷凝器与蒸发器之间的压力很快自动达到平衡等优点。

由于工质在毛细管中的流动情况比较复杂,不少文献也曾对毛细管流动特性作

过研究 [1, 2, 3, 4]。计算过程当中一般将毛细管分为绝热毛细管与非绝热毛细管;对于非绝热毛细管的解法采用线性干度法与非线性干度法。但是对于如何去选取电冰箱毛细管的长度特别是具有回气管的毛细管如何分配它们的长度,理论上一直未得到解决。实际生产当中,一般先查图再运用实验试凑法,试验周期及费用较大。本文采用非线性干度法从理论上解决

了冰箱毛细管在一定工况下应该选取的最佳长度；对混合工质 R22 / R152a 电冰箱的生产及其它替代工质冰箱毛细管的优化具有理论指导意义。

## 二、冰箱毛细管——回气管模型

### 1. 物理模型

根据一般冰箱实际运行情况，本文选择如图 1 所示的毛细管——回气管模型。模型分为三个部分：①毛细管从干燥器出来之后，暴露于空气中，并缠绕在压缩机的吸气管上，这部分由于长度较长，相对传热量较小，将之取为绝热；②毛细管穿插于回气管当中，组成一个复杂的毛细管——回气管换热器；③毛细管从回气管出来之后，进入发泡层，取作绝热毛细管。

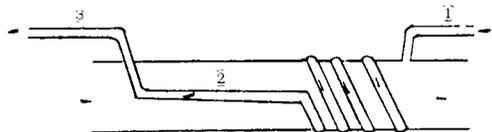


图 1 毛细管——回气管模型

### 2. 数学模型

根据上述物理模型，作出如下假设作为数学模型的基础：

- ① 管内是均质的一维连续流动；
- ② 毛细管内径一致，内壁粗糙度均匀；
- ③ 回气管内轴向与径向的压力均一；
- ④ 在同一截面上管壁的温度均匀。

绝热毛细管模型：

$$\text{动量方程：} -\frac{dp}{dz} = \frac{f\bar{v}G_c^2}{2D_c} + \frac{G_c^2 d\bar{v}}{dz}$$

$$\text{能量方程：} d\bar{h} = -\frac{1}{2} G_c^2 d\bar{v}^2$$

非绝热毛细管模型：

$$\text{动量方程：} -\frac{dp}{dz} = \frac{f\bar{v}G_c^2}{2D_c} + \frac{G_c^2 d\bar{v}}{dz}$$

$$\text{能量方程：} \frac{d\bar{h}}{dz}$$

$$= \frac{-h_c \pi D_c (T_c - T_{c,w})}{\dot{M}_c} - \frac{G_c^2 d\bar{v}^2}{2dz}$$

周围环境、工质与管壁之间的换热：

$$h_{c,out} \pi D_{c,out} dz (T_{c,w} - T_c)$$

$$+ h_{s,in} \pi D_{s,in} dz (T_{s,w} - T_c) = \dot{M}_s C_{p,s} dT_s$$

$$h_c D_c (T_c - T_{c,w}) = h_{c,out} D_{c,out} (T_{c,w} - T_s)$$

$$h_{s,in} D_{s,in} (T_s - T_{s,w}) = h_{s,air} D_{s,out} (T_{s,w} - T_{amb})$$

上述方程运用下列参数进行计算：

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.33}$$

$$10^4 < Re < 1.2 \times 10^5$$

$$0.7 < Pr < 1.2 \quad L/D > 60$$

$$Nu_g = 0.0214 (Re^{0.8} - 100) Pr_g^{0.4} \left[ 1 + \left(\frac{D}{L}\right)^{\frac{2}{3}} \right] \left(\frac{T_f}{T_w}\right)^{0.45}$$

$$+ \left(\frac{D}{L}\right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0.11}$$

$$0.6 < Pr_g < 1.5 \quad 0.5 < \frac{T_f}{T_w} < 1.5$$

$$2200 < Re_g < 10000$$

$$Nu_f = 0.012 (Re_f^{0.87} - 280) Pr_f^{0.4} \left[ 1 + \left(\frac{D}{L}\right)^{\frac{2}{3}} \right] \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0.11}$$

$$+ \left(\frac{D}{L}\right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0.11}$$

$$1.5 < Pr_f < 500 \quad 0.05 < \frac{Pr_f}{Pr_w} < 20$$

$$2200 < Re_f < 10000$$

$$Nu_{air} = 0.53 (Gr Pr)^{\frac{1}{4}}$$

$$\bar{h} = \bar{h}_f (1-x) + \bar{h}_g x$$

$$\bar{\mu} = [x v_g \mu_g + (1-x) \mu_f v_f] / \bar{v}$$

$$\bar{v} = v_f (1-x) + v_g x$$

$$f = 3.49 / Re^{0.47}$$

对于混合工质，采用  $A = \sum_1 Y_i A_i$  的

法则, 其中  $A$  代表  $h, \mu, \lambda, \bar{v}, Y$  代表摩尔成分。在计算工质热力参数时采用 CSD 方程 [5]。

### 三、优化方法

一般认为在直径一定的管内流动时, 流量的大小随管子的长短而定, 但是由于加上回气管, 改变了单纯的毛细管的流态, 所以在流量一定的情况下, 毛细管的总长因回气管长度的不同而有所改变。

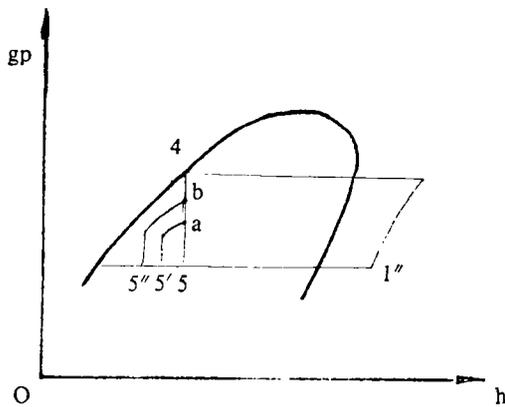


图2 制冷循环中毛细管工作区间图

图2是一般冰箱正常运行制冷循环图。图中4→5是制冷循环中毛细管工作区

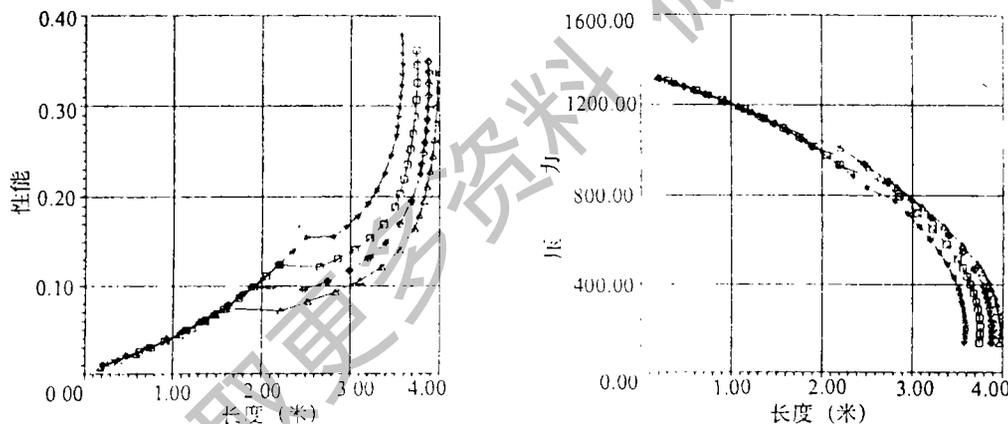
间。由于实际中, 压缩机吸气管是裸露在空气中, 一般认为回气管经过充分换热, 在压缩机入口处其温度为标准工况下环境温度  $32^{\circ}\text{C}$  ( $T_{1''}=32^{\circ}\text{C}$ )。当系统达到稳定运行, 即系统的参数不随时间发生变化时, 如果采用有回气管的毛细管系统, 节流过程就是  $4 \rightarrow 5'$ 。但如果图1所示的第一部分长度  $L_1$  不同, 过程就是  $4 \rightarrow a \rightarrow 5'$ ,  $4 \rightarrow b \rightarrow 5''$ 。由于冷藏室的温度一般在  $5^{\circ}\text{C}$  以上, 假设回气管入口处温度为  $-2^{\circ}\text{C}$ , 只要合理调整回气管的长度, 就能使毛细管出口处的干度达到较小, 从而提高整个循环的性能。由此可以看出, 毛细管与回气管合理的匹配可使制冷系统的性能得到改善。

### 四、计算结果及讨论

优化计算时选定毛细管的内径  $D_c=0.71\text{mm}$ , 外径  $D_{c,\text{out}}=1.85\text{mm}$ , 环境温度  $T_{\text{amb}}=32^{\circ}\text{C}$ , 冷凝温度  $T_c=54.4^{\circ}\text{C}$ , 回气管进口温度为  $-2^{\circ}\text{C}$ 。

#### 1. R12 优化结果分析:

图3是过冷度为  $0^{\circ}\text{C}$  时, R12 在第一部分长度  $L_1$  分别为  $1.6\text{m}$ ,  $1.9\text{m}$ ,  $2.0\text{m}$ ,  $2.5\text{m}$  时, 毛细管内各参数的沿程分布情



图中符号:  $\triangle$   $L_1:1.6\text{m}$ ;  $+$   $L_1:1.9\text{m}$ ;  $\square$   $L_1:2.2\text{m}$ ;  $*$   $L_1:2.5\text{m}$

图3  $L_1$  不同时工质 R12 毛细管内各参数沿程分布

况。对于第一段长度  $L_1=2\text{m}$  时的结果与文献〔3〕吻合良好。从图中可以看出，第一段长度越短，要求回气管越长，这时毛细管出口的干度就越小，整个循环的性能得到提高。但是，如果  $L_1$  太小，就会导致回气管出口处温度超过  $32^\circ\text{C}$ ，并且回气管太长，使制造成本增加。如适当调整回气管的位置，亦能达到毛细管出口处干度

较低，回气管的长度较小。在上述工况下，选取  $L_1=1.6\text{m}$ ，回气管长度  $2.1\text{m}$ ，毛细管总长  $3.97\text{m}$  最好。

图 4 中给出如果回气管的位置或长度选得不好，将会导致毛细管在回气管处干度下降的现象，这是因为该处毛细管与回气管中工质温差太大而导致出现不稳定的现象。

## 2. 替代工质 R22 / R152a 毛细管优化结果分析

对于工质 R22 / R152a 的毛细管特性已在文献〔2〕中得到研究。下面是关于成分 0.2 / 0.8 过冷度为  $0^\circ\text{C}$  及  $3^\circ\text{C}$  时的优化结果。从图 5 中可以看出，在相同的条件下，使用混合工质 R22 / R152a 时的毛细管比 R12 长度明显要加长。在优化过程中，回气管的出口温度不超过  $32^\circ\text{C}$ 。下表是不同过冷度下，毛细管物理模型中第一段长度  $L_1$  不同的情况下，所需的回气管最佳长度及毛细管出口处干度，出口处焓值。

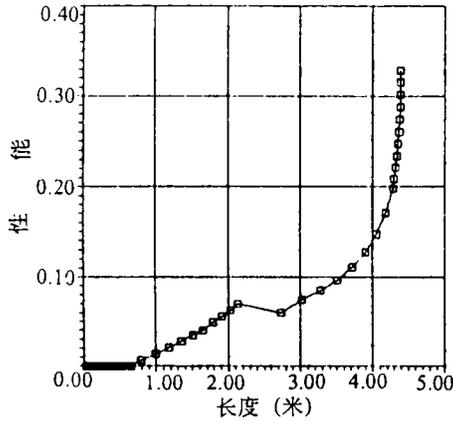
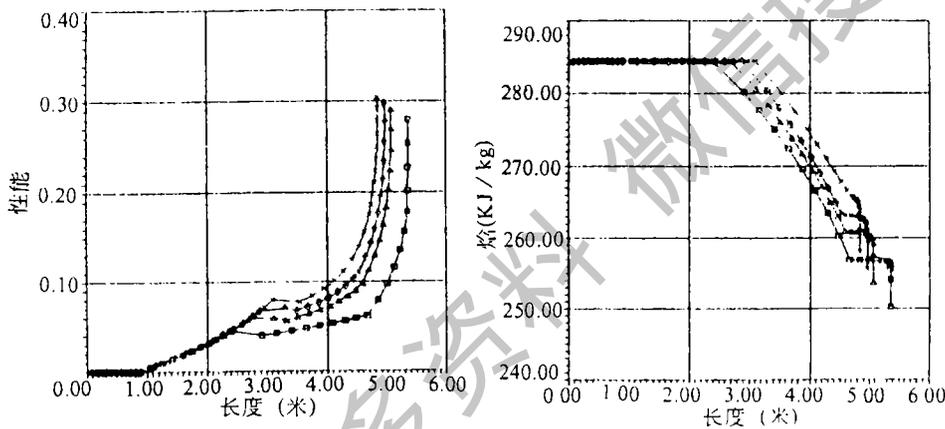


图 4 毛细管中的不稳定现象



图中符号：□  $L_1:2.4\text{m}$ ；△  $L_1:2.7\text{m}$ ；◇  $L_1:2.9\text{m}$ ；×  $L_1:3.1\text{m}$

图 5 过冷度为  $3^\circ\text{C}$  R22 / R152a(0.2 / 0.8)毛细管沿程参数分布

当过冷度为  $3^\circ\text{C}$  时，第一段中有  $0.9\text{m}$  的长度，工质处于液相，这段中工质温度不变而压力呈线性下降，此时毛细管的长度比没有过冷度时明显要加长。在过冷度

为  $0^\circ\text{C}$  时，毛细管第一段长度  $L_1$  为  $1.8\text{m}$ ，回气管的长度为  $2.3\text{m}$ ；在过冷度为  $3^\circ\text{C}$  时，毛细管第一段长度  $L_1$  为  $2.4\text{m}$  时，回气管的长度为  $2.26\text{m}$ ，这样就有利

于整个制冷循环性能的提高。

不同过冷度时 R22 / R152a(0.2 / 0.8)毛细管的优化

表 1

过冷度	L1(m)	Ls(m)	L(m)	X <sub>out</sub>	h <sub>c,out</sub> (kJ / kg)
0	1.8	2.30	4.81	0.28	253.27
	2.2	1.80	4.69	0.30	257.67
	2.5	1.71	4.4	0.313	260.47
3	2.4	2.26	5.36	0.279	250.21
	2.7	1.76	5.07	0.29	253.68
	2.9	1.66	4.96	0.30	255.58
	3.1	1.60	4.84	0.31	258.01

## 五、结论

本文运用数值计算的方法，提出了小型制冷系统毛细管的优化方法；并对毛细管中可能出现的不稳定现象进行了分析；得出了工质 R12、混合工质 R22 / R152a 在一定的工况下毛细管、回气管长度的最佳分配；对于 R12，在过冷度为 0℃，选取 L1 = 1.6m，回气管长度为 2.1m，毛细管总长 3.97m；对于 R22 / R152a (0.2 / 0.8)，在过冷度为 0℃，L1 = 1.8m，回气管长度为 2.3m；在过冷度为 3℃时，L1 = 2.4m 时，回气管的长度为 2.26m。本文模型适用于其它任何替代工质。

### 符号表

*C<sub>p</sub>*—定压比热  
*D*—直径  
*f*—摩擦系数  
*G*—质量流量  
*h*—导热系数  
 $\bar{h}$ —两相焓  
 $\dot{M}$ —质量流率  
*P*—压力  
*T*—温度  
 $\bar{u}$ —速度  
 $\bar{v}$ —比容

$\bar{v}$ —两相比容  
*x*—干度  
*z*—从入口处的距离  
 $\mu$ —粘度  
 $\bar{\mu}$ —两相粘度  
 下标：  
*amb*—环境  
*c*—毛细管  
*f*—液态  
*g*—气态  
*s*—回气管  
*w*—管壁  
*in*—内部  
*out*—外部  
*com*—压缩机  
*e*—蒸发器  
*L*—毛细管各段长度

### 参 考 文 献

- [1] Pate, M.B. and Tree, D.R., A Linear Quality Model For Capillary Tube-Suction Line Heat Exchanges, ASHRAE Trans., 1984, vol. 90, Part 2.
- [2] Yin, J.M., Liu, H.F. and He, M.G., Two-Phase Flow in Capillary Tube of Refrigerators And Its Simulation For Alternative Refrigerants R22 / R152a, 3rd

- Int. Symp. Multiphase and Heat Transfer 94-Xi'an, China.
- [3] Zhai, Y.M., The Optimazation of HFC-134a in Domestic Refrigeration / Freezer From Real Experiments Demonstation, Int. Cont. on CFC and Halon Alternatives, Beijing, April, 1993.
- [4] Yan, Q.S. and Wang, X.L., Studies on the Behaviors of Capillary Tube in the Small Refrigeration System, Journal of Refrigeration (in Chinese), No.1, 1989.
- [5] Desantis, R. et al., Vapor-Liquid Equilibrium from a Hard-Sphere Equation of State, Ind. End. Chem. Fundam., Vol.15, No.3, 1976, pp.183-189.

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球