

小管径空调冷凝器数值模拟及流路设计

丁炜堃 邓 斌 陶文铨

(西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室, 陕西 西安 710049)

摘 要 本文基于传热单元数法, 建立了空调冷凝器的稳态分布参数模型, 运用该模型, 以大管径 ($\phi 7$ mm) 空调冷凝器性能为基准, 进行小管径 ($\phi 5$ mm) 空调冷凝器流路设计。研究表明通过增加并联支路数目, 适当缩短各支路长度等手段, 可以使小管径冷凝器管内制冷剂压降增加过大的问题得到有效控制, 在实现小管径冷凝器性能接近大管径冷凝器的同时, 铜耗量可大大降低。

关键词 小管径; 冷凝器; 流路布置; 数值模拟

中图分类号: TK124 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-231X(2009)08-1389-04

CIRCUIT DESIGN AND PERFORMANCE SIMULATION OF A SMALL-DIAMETER TUBE CONDENSER OF AN AIR CONDITIONER

DING Wei-Kun DENG Bin TAO Wen-Quan

(State Key Lab of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract Based on ϵ -NTU method, a steady distributed-parameter model of a condenser is established. By using this model and taking the performance of a $\phi 7$ mm tube condenser as a standard, $\phi 5$ mm tube condenser circuits are designed. The research results indicate that refrigerant pressure drop of the small-diameter condenser can be effectively decreased by adding more branches and properly reducing the branch length. While the small-diameter tube condensers have the heat transfer performance of the corresponding large-diameter tube condensers, the copper consumption of each small-diameter tube condenser is greatly reduced.

Key words small-diameter tube, condenser, circuit design, numerical simulation

0 引 言

近年来国际铜价飞速上涨, 为节省成本, 小管径铜管 ($\phi 5$ mm 以下) 空调换热器的研究引起了越来越多的关注。由于在相同制冷剂流量下, 小管径管内流动阻力大大高于大管径, 因此管内制冷剂侧的压降过大, 是小管径换热器设计中面临的主要问题, 必须对其制冷剂侧流路进行合理布置。运用数值模拟可以快速有效地对换热器流路进行设计对比, 本文建立了冷凝器的稳态分布参数模型, 并将其应用于工程实际中的一个 $\phi 5$ mm 冷凝器的流路设计。

1 计算模型及其验证

将冷凝器各换热管沿管长划分成若干小的计算单元 (图 1), 计算时按管内制冷剂流动顺序, 对每个单元依次求解。计算基于以下几点假设: (1) 空气和制冷剂进口参数恒定; (2) 制冷剂中无不凝性气体; (3) 不计换热管的轴向导热, 不计前后排翅片之

间, 及翅片与换热管之间的导热; (4) 沿管长方向翅片分布均匀, 空气无轴向的掺混。

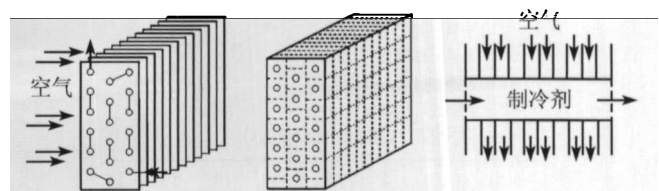


图 1 冷凝器计算模型

Fig. 1 Computational model of condenser

每个计算单元采用 ϵ -NTU 方法求解^[1]。根据冷凝器自身结构得到其相应的效能 ϵ ^[2], 整个换热器交换的热流量 Φ 通过两种流体的进出口温度, 由下式确定:

$$\Phi = \epsilon (q_m c)_{\min} (t'_1 - t'_2) \quad (1)$$

忽略管壁导热热阻, 换热器总传热系数为:

收稿日期: 2008-12-31; 修订日期: 2009-07-15

基金项目: 国家重点基础研究 (973) 项目 (No.G2007CB206902)

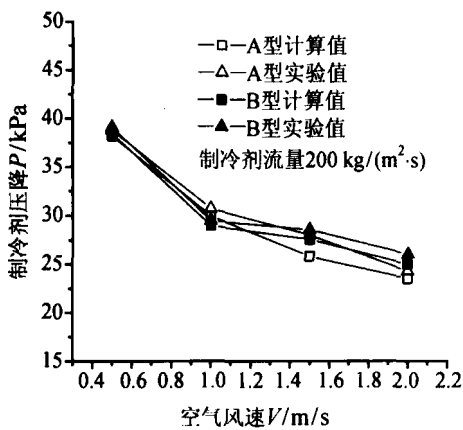
作者简介: 丁炜堃(1982-), 男, 陕西略阳人, 博士研究生, 主要从事换热器设计研究及数值模拟。

$$k = \left(\frac{1}{\eta_0 \cdot h_o} + \frac{A_o}{A_i \cdot h_i} \right)^{-1} \quad (2)$$

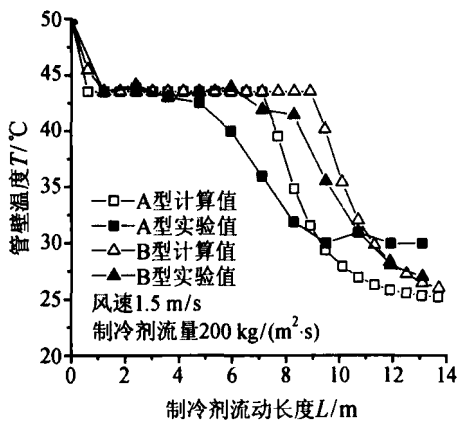
其中, A_o 为管外总换热面积, A_i 为管内换热面积, h_o 为管外空气侧表面传热系数, h_i 为管内侧表面传热系数, η_0 为肋面总效率。

管内制冷剂侧和管外空气侧换热系数及压降, 通过相应的关联式 [4~7] 计算得到。物性参数的计算采用美国标准技术研究所 (NIST) 开发的物性计算软件 Refprop FORTRAN 程序 [8]。

为验证程序的正确性和可靠性, 对文献 [9] 中所给两种冷凝器的实验结果进行了数值模拟, 计算结果见图 2。



(a) 管内压降随迎面风速变化



(b) 沿程壁温分布对比

图 2 冷凝器计算结果与实验结果对比

Fig. 2 Compare of simulation results and experiments

可以看到, 除了在流路 A 的出口处由于前后排管产生逆向导热 (计算假设中未考虑), 而出现计算值与实验值有一定差距外, 其余各处压降和换热均符合较好, 说明该计算模型正确, 结果可靠。

2 $\phi 5$ mm 小管径冷凝器流路设计

图 3 所示为一实际的 $\phi 7$ mm 空调冷凝器流路图, 其详细结构参数如表 1 所示。运用前述计算模

型, 以该冷凝器性能为指标, 设计采用 $\phi 5$ mm 铜管的冷凝器, 要求其换热性能达到或接近原 $\phi 7$ mm 冷凝器性能。

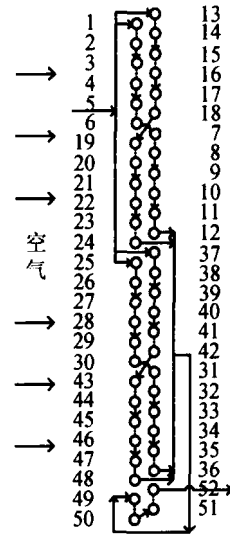


图 3 $\phi 7$ mm 冷凝器流路示意图

Fig. 3 $\phi 7$ mm condenser circuit

表 1 $\phi 7$ mm 冷凝器结构参数

Table 1 Structure parameters of $\phi 7$ mm condenser

参数	数值
管长	600 mm
管外径	7.38 mm
横向管间距	19.0 mm
纵向管间距	11 mm
换热管数目	52
迎风面积	0.3432 m ²

由于影响冷凝器换热性能的因素很多, 除了制冷剂侧流路布置方式外, 纵向、横向管间距, 管外翅片的形式和结构等, 都与冷凝器性能有关。为了考察流路对性能的影响, 在下述流路设计时, 保持管长、管间距尺寸不变, 同时保证单位迎风面积空气侧换热系数不变, 所有计算均在表 2 所给工况下进行。这样各冷凝器计算性能的差异则完全是由管径差异和流路形式不同引起的。

表 2 冷凝器计算工况参数

Table 2 Simulation parameters of condenser

参数	数值
工质	R410a
空气迎面风速	1.60 m/s
空气进口温度	35 °C
大气压力	101.3 kPa
制冷剂流量	1.33 kg/hr
制冷剂进口压力	2682 kPa
制冷剂进口温度	71.1 °C

2.1 52 根换热管的 $\phi 5$ mm 冷凝器流路方案

原 $\phi 7$ mm 空调冷凝器换热管共有 52 根。由于管长、管间距尺寸不变, 采用该数目换热管的 $\phi 5$ mm 冷凝器将与原 $\phi 7$ mm 冷凝器几何尺寸完全一致, 这对于实际生产中的产品替代是有意义的。

为弥补管径缩小后制管内动截面的减小, 小管径冷凝器流路中应增加支路的数目, 以扩大管内平均流动截面积, 降低流速, 减小阻力。支路增加的同时, 各支路管内制冷剂流量相应减少, 有可能出现各支路换热面积的相对过剩, 可适当缩短各支路长度, 以提高换热面积利用率。据此, 尝试了 3 种流路方案 A1, A2, A3(见图 4)。

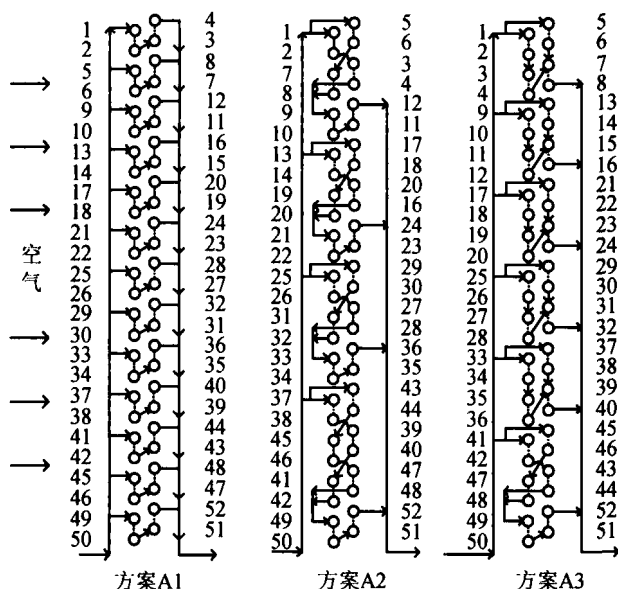


图 4 $\phi 5$ mm 冷凝器 (52 根换热管) 流路方案示意图

Fig. 4 Circuit designs of $\phi 5$ mm condenser with 52 tubes

表 3 $\phi 5$ mm 冷凝器 (52 根换热管) 计算结果

Table 3 Simulation results of $\phi 5$ mm condenser with 52 tubes

内容	$\phi 7$ mm	A1	A2	A3
空气出口温度/ $^{\circ}\text{C}$	41.08	39.61	40.65	39.80
制冷剂压降/kPa	8.7	4.0	56.1	15.0
冷凝器换热量/W	3896.0	2953.2	3619.5	3078.4

计算结果如表 3 所示。制冷剂侧压降受流路布置影响十分明显, 支路数目的增加有效地控制了压降的升高, 但同时管内流速降低, 使冷凝器的换热受到了影响。这点从流路 A1 可以明显看到, 巨大的支路数目使其压降甚至低于原 $\phi 7$ mm 冷凝器, 但同时换热性能也有明显下降。比较三个方案, A1 支路过多使得换热性能下降, A2 支路相对较少换热量最高, 但同时制冷剂阻力也很高, A3 性能适中。总

的来看, 三者均低于 $\phi 7$ mm 冷凝器的换热能力, 相同换热管数下, 小管径冷凝器很难达到大管径的性能, 需要增加换热面。铜耗方面, 按 $\phi 7$ mm 铜管 57 g/m, $\phi 5$ mm 铜管 34 g/m 计算, 相同长度下小管径冷凝器能节省铜耗量约 40%。

2.2 60 根换热管的 $\phi 5$ mm 冷凝器流路方案

为达到原 $\phi 7$ mm 冷凝器的换热性能, 必须增加小管径冷凝器的管子数目, 结合前述设计思想, 提出了 3 种 60 根换热管的小管径冷凝器流路方案 B1, B2, B3, 如图 5 所示。

通过计算可以看到(见表 4), 增加换热管后的冷凝器流路方案, 其换热性能接近或超过了原 $\phi 7$ mm 冷凝器, 同时 B2, B3 制冷剂侧压降的增幅都控制在 1 倍以内。增加换热管数目后, 冷凝器的高度和迎风面积虽有所增加, 但铜耗量较 $\phi 7$ mm 冷凝器仍然减小了约 31%, 节省效果明显。

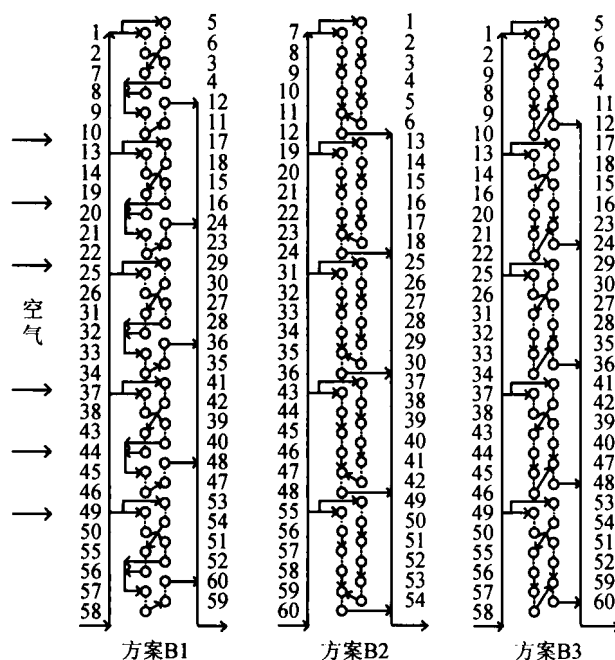


图 5 $\phi 5$ mm 冷凝器 (60 根换热管) 流路方案示意图

Fig. 5 Circuit designs of $\phi 5$ mm condenser with 60 tubes

表 4 $\phi 5$ mm 冷凝器 (60 根换热管) 计算性能比较

Table 4 Simulation results of $\phi 5$ mm condenser with 60 tubes

内容	$\phi 7$ mm	B1	B2	B3
空气出口温度/ $^{\circ}\text{C}$	41.08	40.30	40.20	40.13
制冷剂压降/kPa	8.7	25.7	16.5	15.2
冷凝器换热量/W	3896.0	3914.6	3855.6	3777.4

3 结 论

制冷剂侧压降的升高是小管径冷凝器流路设计

时的重要问题。增加并行支路数目,适当减小各支路长度,对改善制冷剂压降升高效果明显,但同时也会使换热性能有一定程度的下降,布置流路时应综合考虑。相同换热管数下,小管径冷凝器较难到达大管径冷凝器换热性能,为增加换热量需适当增加换热管数目。在制冷剂侧压降适当增加(1倍以内),同时保证相当换热量的前提下,小管径冷凝器较大管径冷凝器铜耗节省效果显著。

参 考 文 献

- [1] 杨世铭,陶文铨. 传热学. 第四版. 北京: 高教出版社, 2006
Yang S M, Tao W Q. Heat Transfer. Fourth Edition. Beijing: Higher Education Press, 2006
- [2] 王启川. 热交换器设计. 台北: 五南出版社, 2001
Wang C C. Heat Exchangers Design. Second Edition. Taipei: Wunan Publishing Co, 2001
- [3] 邓斌. 空调换热器管路流程布置的数值模拟及实验研究. 西安: 西安交通大学, 2005
Deng B. Numerical Simulation and Experimental Study of Refrigerant Circuitry in the Heat Exchangers of Air Conditioner. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2005
- [4] Miyara Akio, Nonaka Kengo, Taniguchi Mitsunori. Condensation Heat Transfer and Flow Pattern Inside A Herringbone-Type Micro-Fin Tube. *Int J of Refrigeration*, 2000, 23: 141-152
- [5] Han D, Lee Kyu-Jung. Experimental Study on Condensation Heat Transfer Enhancement and Pressure Drop Penalty Factors in Four Microfin Tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2005, 48: 3804-3816
- [6] Wei W J, Ding G L, Wang K J. A New Experimental Rig of Testing Flow Boiling Heat Transfer of Refrigerant and Lubricant Mixture. *Journal of Shanghai Jiaotong University (Science)*, 2004, E-9(4): 62-67
- [7] 胡海涛, 丁国良, 汪振策, 等. R410A - 油在 $\phi 7$ mm 水平直光管内流动沸腾阻力特性. *上海交通大学学报*, 2007, 41(3): 370-375
HU H T, DING G L, WANG Z C, et al. The Frictional Pressure Drop Characteristics of R410a-Oil Mixture Flow Boiling in a $\phi 7$ mm Horizontal Straight Enhanced Tube. *Journal of Shanghai Jiaotong University*, 2007, 41(3): 370-37
- [8] REFPROP7.1. National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, 2003
- [9] Nozu S, Katayama H, Nakata H, Honda H. Condensation of a Refrigerant CFC11 in Horizontal Microfin Tubes (Proposal of a Correlation Equation for Frictional Pressure Gradient). *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1998, 18: 82-96