

文章编号: 1003-0344 (2008) 05-039-3

家用空调换热器内充注量的研究

苏顺玉 张春枝 陈俭
武汉科技大学城市建设学院

摘要: 对冷凝器和蒸发器内所含制冷剂量的计算是空调系统充注量计算的关键, 而冷凝器和蒸发器内的制冷工质又主要以气液两相状态存在, 因此两相区内的制冷剂质量的计算需要选择合适的空泡系数模型。本文以 Harms 模型计算两相区内的空泡系数, 并在 Harms 模型的基础上对冷凝器和蒸发器内所含制冷剂量进行了计算和分析。结果表明, 家用空调系统内的充注量主要分布在冷凝器和蒸发器内。

关键词: 空调换热器 Harms 模型 空泡系数 充注量

Study of Charge Inventory in a Domestic Air-conditioner Heat Exchanger

SU Shun-yu, ZHANG Chun-zhi, CHEN Jian
College of Urban Construction, Wuhan University of Science and Technology

Abstract: The calculation of refrigerant charge inventory in condenser and evaporator is the key of the calculation of charge inventory in an air-conditioning system. The refrigerant working material in condenser and evaporator mainly exists in gas and liquid two-phase states. Therefore, it is necessary to use reasonable void fraction model for the calculation of refrigerant mass in two-phase fluid region. The void fraction in two-phase fluid region was calculated by Harms model in this paper, and the refrigerant charge inventory in condenser and evaporator were calculated and analyzed based on Harms model. The results show that refrigerant charge inventory in an air-conditioning system is mainly distributed in condenser and evaporator.

Keywords: air-conditioning heat exchanger, Harms model, void fraction, charge inventory

0 引言

制冷剂充注量与制冷装置的工作特性是紧密相关的。对于采用毛细管作为节流元件的制冷空调装置, 调节能力比热力膨胀阀要差, 充注量的变化明显影响系统的工作特性。如果充注量过大, 将引起蒸发温度、冷凝温度上升, 由于冷凝器和蒸发器参与换热的有效面积减小, 蒸发器不能将冷量充分发挥出来; 如果充注量过小, 蒸发、冷凝压力都下降, 蒸发器的传热温差增加了, 而制冷剂的制冷量却减少了, 系统工作特性也不符合要求^[1,2]。在没有储液器的空调系统中, 制冷剂主要在冷凝器和蒸发器内流动和换热, 而制冷剂在冷凝器和蒸发器内存在着复杂的两相流动区域, 因此对冷凝器和蒸发器内所含制冷剂量的计算是空调系统充

注量计算的关键。

制冷装置中制冷剂量的计算, 需要根据具体的结构, 确定包含制冷剂的各部件中制冷剂的状态。蒸发器、冷凝器中各相所占的体积, 对于计算结果影响很大, 对充注量的计算很重要。单相区的制冷剂质量的计算相对容易些, 两相区内的制冷剂质量的计算需要选择合适的空泡系数模型。本文选用 Harms 模型计算两相区内的空泡系数^[3,4], 并在 Harms 模型的基础上对冷凝器和蒸发器内所含制冷剂量进行了计算和分析。

1 基本方程

对冷凝器和蒸发器的流动和传热计算, 可简化为如下数学模型^[1]:

收稿日期: 2008-4-7

作者简介: 苏顺玉 (1968-), 男, 博士, 副教授; 武汉市雄楚大街 199 号武汉科技大学洪山校区 15 信箱 430070; E-mail: shunyu@163.com

质量守恒方程:

$$\frac{d}{dz}(\rho u) = 0 \quad (1)$$

动量守恒方程:

$$\frac{d}{dz}(\rho u^2) = -\frac{dp}{dz} - \frac{f\rho u^2}{2d} \quad (2)$$

能量守恒方程:

$$\frac{d}{dz}(\rho u h) + \frac{d}{dz}\left(\rho u \cdot \frac{1}{2}u^2\right) = \frac{\pi d}{A} \dot{q} \quad (3)$$

式 1) ~ 3) 中: Z 为管长; ρ 为制冷剂密度; u 为制冷剂速度; p 为制冷剂压力; f 为摩擦阻力系数; d 为管内径; h 为制冷剂焓值; A 为管截面积。

热流密度 q 由下式计算:

$$\dot{q} = K\Delta T \quad (4)$$

式中: K 为换热系数; ΔT 为制冷剂与管壁温差。冷凝时热流密度 q 取负值, 蒸发时取正值。

2 方程的求解

在冷凝器和蒸发器内, 制冷剂既存在单相状态, 又存在气液两相状态。其中, 两相换热比单相换热更复杂。对于单相的过热区和过冷区, 制冷剂侧的换热系数可采用 Dittus-Boelter 公式^[6]计算; 对冷凝器内的两相流, 制冷剂侧的换热系数采用 Shah 关联式^[6]计算; 对蒸发器内的两相流, 忽略空气侧析湿影响, 制冷剂侧的换热系数采用 Wang 关联式^[7]计算。制冷循环工质采用 R22。

3 换热器内制冷剂的计算

3.1 冷凝器制冷剂的计算

冷凝器内制冷剂的计算以对基本方程的计算为基础, 取管径 $d=8.82\text{ mm}$, 质量流量 $G=243.04\text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$ 。

根据文献[8], 制冷工质出压缩机后分 6 路进入冷凝器, 在冷凝器内冷凝后汇集在一根管内, 经过过冷后出冷凝器。选其中 1 路管内的制冷工质进行计算, 计算结果表明, 干度 x 沿管长 z 方向的变化近似线性。其线性方程为:

$$x = 0.961 - 0.199375 \times (z - 3.151) \quad (5)$$

则有:

$$dz = -5.016 dx \quad (6)$$

选择合适的空泡系数公式后, 两相区内的制冷剂质量可由下式计算:

$$m_{tp} = \int_0^1 [\alpha\rho_g + (1-\alpha)\rho_f] dV \quad (7)$$

这里:

$$V = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot z \quad (8)$$

则有:

$$m_{tp} = \int_0^z \frac{\pi}{4} d^2 [\alpha\rho_g + (1-\alpha)\rho_f] dz \quad (9)$$

将式 6) 代入上式有:

$$m_{tp} = \int_0^1 1.254\pi d^2 [\alpha\rho_g + (1-\alpha)\rho_f] dx \quad (10)$$

用 Harms 模型计算两相区内的空泡系数, 用辛普森法对上式求积分, 可得两相区内的制冷剂质量:

$$m_p = 6 \times 0.219 = 1.314\text{ kg}$$

单相区内的制冷剂质量可由下式计算:

$$m = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot \Delta z \cdot \rho \quad (11)$$

因此, 过热段的制冷剂质量为:

$$m_{h1} = 6 \times (3.14/4) \times 0.00882^2 \times 3.15 \times 83.828 = 0.0968\text{ kg}$$

过冷段的制冷剂质量为:

$$m_{h2} = (3.14/4) \times 0.00882^2 \times 2 \times 1062.3 = 0.13\text{ kg}$$

所以, 冷凝器内制冷剂总量为:

$$m_{\text{con}} = m_p + m_{h1} + m_{h2} = 1.314 + 0.0968 + 0.13 = 1.5408\text{ kg}$$

3.2 蒸发器制冷剂的计算

蒸发器内制冷剂的计算以对基本方程的计算为基础, 取管径 $d=8.82\text{ mm}$, 质量流量 $G=208.32\text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$ 。根据文献[9], 制冷工质经毛细管节流后分 7 路进入蒸发器, 进入蒸发器的制冷工质为气液两相状态, 在蒸发器内逐渐蒸发, 最后以过热状态汇集在一根管内离开蒸发器。选其中 1 路管内的制冷工质进行计算, 计算结果表明, 干度 x 沿管长 z 方向的变化近似线性。其线性方程为:

$$x = 0.282 + 0.17875 \times (z - 0.2) \quad (12)$$

则有:

$$dz = 5.5944 dx \quad (13)$$

选择合适的空泡系数公式后, 两相区内的制冷剂质量可由下式计算:

$$m_{tp} = \int_0^1 [\alpha\rho_g + (1-\alpha)\rho_f] dV \quad (14)$$

这里:

$$V = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot z \quad (15)$$

则有:

$$m_{tp} = \int_0^1 \frac{\pi}{4} d^2 [\alpha\rho_g + (1-\alpha)\rho_f] dz \quad (16)$$

将式 13) 代入上式有:

$$m_{tp} = \int_{0.24658}^1 1.3986\pi d^2 [\alpha\rho_g + (1-\alpha)\rho_f] dx \quad (17)$$

用 Harms 模型计算两相区内的空泡系数, 用辛普森法对上式求积分, 可得两相区内的制冷剂质量:

$$m_p = 7 \times 0.21 = 1.47\text{ kg}$$

单相区内的制冷剂质量可由下式计算:

$$m = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot \Delta z \cdot \rho \quad (18)$$

因此,过热段的制冷剂质量为:

$$m_{g1} = 7 \times (3.14/4) \times 0.00882^2 \times (6.83 - 4.2) \times 25.72 = 0.0289 \text{ kg}$$

所以,蒸发器内制冷剂总量为:

$$m_{e1} = m_{p1} + m_{g1} = 1.47 + 0.0289 = 1.499 \text{ kg}$$

3.3 制冷系统实际充注量及在冷凝器和蒸发器中的分布比例

在标准工况下,采用焓差实验方法,对一台 12 kW 分体式空调进行实验研究,可测得制冷剂充注量对空调系统制冷量的影响。图 1 为实测的空调系统制冷量随制冷剂充注量的变化曲线。从图中可以看出,当制冷剂充注量为 3.55 kg 时,空调系统制冷量达到最大值。因此,根据实验结果,取制冷系统实际充注量为 3.55 kg。

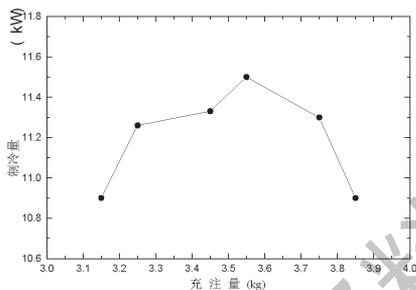


图 1 制冷量随制冷剂充注量的变化曲线

则冷凝器内制冷剂占制冷系统充注量的比例

$$\frac{1.5408}{3.55} \times 100\% = 43.4\%$$

蒸发器内制冷剂占制冷系统充注量的比例为:

$$\frac{1.499}{3.55} \times 100\% = 42.2\%$$

由以上分析计算可看出,制冷系统内的充注量主要分布在冷凝器和蒸发器内,而冷凝器和蒸发器内制冷剂又主要以气液两相状态存在,因此,对代表制冷剂气液两相特征的空泡系数模型的分析是制冷系统充注量计算的关键。

4 结论

冷凝器和蒸发器内制冷剂主要以气液两相状态

存在,本文用 Harms 模型计算了家用空调换热器管内制冷剂的空泡系数,并在 Harms 模型和实测空调系统制冷剂充注量的基础上对冷凝器和蒸发器内所含制冷剂进行了计算和分析。结果表明,制冷系统内的充注量主要分布在冷凝器和蒸发器内。因此对冷凝器和蒸发器内所含制冷剂的计算是空调系统充注量计算的关键。

参考文献

- [1] 陈芝久. 制冷系统热力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998
- [2] 谢旭明, 石文星. 制冷系统中制冷剂分布特性的研究现状[J]. 制冷与空调, 2004, 4(6): 1-4
- [3] Todd M Harms, Daqing Li, Eckhard A Groll, et al. A void fraction model for annular flow in horizontal tubes [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2003, 46: 4051-4057
- [4] 苏顺玉, 徐静. 家用空调换热器管内制冷剂空泡系数的研究 [J]. 制冷与空调, 2007, 7(1): 43-45
- [5] Dittus F W, Boelter L M K. Heat transfer in single phase for plate finned tube heat exchangers [A]. In: Proceedings of the 5th International Heat Transfer Conference [C]. San Francisco, 1980: 2275-2280
- [6] Shah, M M. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1979, 22(4): 547-556
- [7] Wang H, Toubert S. Distributed and non-steady-state modeling of an air cooler [J]. International Journal of Refrigeration, 1991, 14 (2): 98-111
- [8] 苏顺玉, 刘伟. 空调冷凝器的数值模拟及分析[J]. 华中科技大学学报 (自然科学版), 2007, 35(9): 47-50
- [9] 苏顺玉, 徐静. 房间空调蒸发器的数值模拟及分析[J]. 建筑热能通风空调, 2007, 26(2): 29-32

(上接 82 页)

参考文献

- [1] 郑国扬. 中国草菇生产[M]. 北京: 中国农业出版社, 2001
- [2] Tumer E M. Development of excised sporocarps of agaricus and its control by CO₂ [J]. Transactions of the British Mycological Society, 1977, 69(2): 183-186
- [3] 郭家选, 赵永厚, 沈元月. 几种食用菌菌丝呼吸生理的研究[J]. 中国生态农业学报, 2002, 10(3): 74-75
- [4] 汪荣鑫. 数理统计[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1986
- [5] 郭家选, 钟阳和. CO₂ 浓度对食用菌生长发育影响的研究进展 [J]. 生态农业研究, 2000, 8(1): 49-52
- [6] 孙一坚. 工业通风 (第三版) [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1994