

空泡系数模型在空调器制冷剂充注量 计算中的应用

李会芳, 胡张保, 吕彦力, 金听祥

(郑州轻工业学院机电工程学院, 郑州 450002)

摘要:家用空调器充注量的精确计算关键在于蒸发器和冷凝器内所含制冷剂的量,而蒸发器和冷凝器内制冷量计算的难点在于两相区计算中空泡系数模型的选择。对空泡系数模型在家用空调系统充注量计算中的发展和应用进行了分析,基于前人的研究,选择六种空泡系数模型对一台R22分体式房间空调器进行了计算,并且与实际制冷剂充注量进行了对比分析。结果表明:R22空调器制冷工况下制冷剂充注量的计算宜采用Hughmark模型,其计算偏差为9.71%。

关键词:充注量;家用空调器;空泡系数

Application of the void fraction models in the calculation of the refrigerant charging quantity in air conditioners

Li Huifang, Hu Zhangbao, Lü Yanli, Jin Tingxiang

(School of Mechanical & Electricity Engineering, Zhengzhou University of Light Industry, Zhengzhou 450002, China)

Abstract: The key to accurately calculate the refrigerant charging quantity in room air conditioners is to determine the refrigerant charging quantity both in evaporator and condenser. The difficult to calculate the quantities in the evaporator and condenser is how to choose a void fraction model. This paper analyzed the development and application of the void fraction models in the calculation of refrigerant charge in air conditioner system. Based on the previous studies, six void fraction models were chosen to calculate the refrigerant charging quantity of a split-type room air conditioner which used R22 as the refrigerant, and the calculated results were compared with the actual charging quantity. The results show that the Hughmark model is the most suitable for the calculation of the refrigerant charging quantity in room air conditioners, and the calculation error is 9.71%.

Keywords: Charging quantity, Air conditioner, Void fraction

1 前言

制冷剂的充注量是影响小型制冷系统性能主要的参数之一,系统性能是衡量一个制冷装置的重要指标。特别是对于采用毛细管作为节流装置的系统,毛细管的调节能力要比热力膨胀阀差,充注量增加或减少都会对空调系统的性能产生重要的影响。

当充注量过少时,蒸发器中液态制冷剂量少,蒸发器的面积得不到充分利用,吸气压力降低,蒸发器出口过热度增加,压缩机输气量小、负载小、功率低,排气温度升高,影响压缩机的使用寿命,循环的制冷量和COP下降;充注量过多时,蒸发

器中制冷剂没有相变完毕,压缩机吸气温度下降,冷凝器内制冷剂不能及时通过毛细管排出,过多的液态制冷剂使冷凝器内换热面积减小,冷凝压力升高,压比增大,压缩机功率增大,循环的制冷量和COP也下降^[1-7]。由此可知,一定工况下,系统的制冷量和COP存在一个峰值,即在峰值时系统存在一个最佳充注量。

2 制冷剂充注量和空泡系数模型的研究

关于充注量对制冷系统性能影响的研究一般都是以具体的实验为基础,以系统实际测试性能

收稿日期:2014-06-27

基金项目:佛山市科技发展专项资金项目(2012AA100182)、河南省教育厅科学技术重点研究项目(13A470361)资助。

作者简介:李会芳(1987-),女,研究生,研究方向为制冷及低温工程。

最佳为目标,得到的是特定系统和工况下的最佳充注量,虽然能反映充注量对具体制冷系统性能影响的趋势和大小,但因实验的离散性突出,工作量大,而难以推广。所以要在实验之前对充注量进行计算,这样可以减少实验次数,达到节省成本的目的。目前制冷剂充注量的计算方法主要有三种:内容积估算法、空泡系数法和仿真计算。

王文斌^[8]等人对以 R22 为工质的风冷热泵冷热水机组制冷剂充注量实验测试进行了研究,研究过程中采用了内容积估算法,估算值为 4.44kg,制冷工况下,实际最佳充注量为 5.3kg,误差为 19.4%。热泵工况下,实际最佳充注量为 2.5kg,误差 43.6%,由以上可知内容积估算法虽然简便,但是误差很大。王康迪^[9]等人采用系统仿真的方法对 R22 家用空调建立了稳态分布参数系统仿真模型及系统仿真计算,但计算结果的可靠性要依赖于所建模型与实际工况的复合程度。为了使计算更加精确,更加简单,许多学者采用空泡系数法对两相区内制冷剂的质量进行了估算,目前常用的空泡系数模型有均相模型、Zivi 模型、Premoli 模型、Harms 模型、Smith 模型、Lockhart - Martinelli 模型、Baroczy 模型、Yashar 模型、Zivi 模型、T - B 模型和 Hugh - mark 模型。对两相流体中空泡系数的研究,最初是根据水蒸气的实验结果整理得来的。随着制冷行业研究工作的不断进行,两相区制冷剂空泡系数的研究越来越得到重视。

2.1 管内两相流空泡系数的研究

Koyama^[10]等对 R134a 水平光管和强化管内的气液两相流动的空泡系数进行了实验研究,在相同的实验条件下,强化管内的空泡系数比光滑管内的小;当制冷剂压力减小时,光滑管和强化管内空泡系数都增大;强化管内,质量流速对空泡系数的影响要比光滑管显著。Yashar^[11]等研究了 R134a 和 R410a 两种制冷剂在水平强化管内的空泡系数,蒸发实验时,质量流量和热流率对空泡系数影响很小;冷凝实验时,空泡系数和在光滑管内的实验结论相似。Zivi^[12]等评估了液体的流动和管壁摩擦对空泡系数和滑动比的影响。大量实验数据表明:在理想化的两相流中滑动比等于 1。

2.2 空泡系数法在制冷剂充注量计算中的应用

在 20 世纪 80 年代的中后期,对空泡系数模

型的研究并不是很多,其中比较有代表性的是美国学者 Rice。Rice^[13]总结了前人的空泡系数的研究,分析和评价了十种空泡系数模型(均相模型、Thom 模型、Zivi 模型、Smith 模型、Premoli 模型、L - M 模型、Baroczy 模型、Tandon 模型、Hughmark(中等质量流量和低质量流量)模型)和四种热负荷假设对制冷剂充注量计算的影响,结果表明:充注量计算结果的精度取决于空泡系数模型的选择是否正确。

目前国内外已有许多学者对空泡系数模型在充注量计算中的应用做了一定的研究。近年来的研究比较注意对前人总结的公式进行分析、评估和检验,寻找适合设定条件的公式。Farzad 和 O'Neal^[14]利用试验方法对以 R22 为制冷剂的八种空泡系数模型的预测值与试验值进行了对比,通过实验发现所有的空泡系数模型所计算出来的过热度都要低于实际测量值,其中 Hughmark 模型最适用于 R22 空调系统两相区制冷剂质量计算。

王建栓^[15]等人针对家用电冰箱和空调器的制冷剂充注量进行了分析研究,采用滑动比模型中的 Zivi 空泡系数模型对空调器内用 R290 取代 R22,电冰箱内用 R290/ R600a 取代 R12 的充注量进行了计算。计算结果表明:R290 的最佳充注量约为 R22 原充注量的 43% 左右,R290/ R600a 的最佳充注量约为原充注量的 41% 左右。据计算结果,在三种空调器和一种电冰箱上进行了试验,结果吻合较好,取得良好的节能效果。

Ma^[16]等基于所测制冷剂质量,验证了 11 种两相流体空泡系数模型对 R410a 空调器的适用性。为了使检测方法更加准确,他们提出了一种可以方便地测量换热器中制冷剂质量的准在线液氮称重法(QOMM)。结果表明:QOMM 具有较高的测量精度,R410a 空调器制冷工况下空泡系数公式宜采用 Hughmark 模型,而热泵工况下宜采用 Premoli 模型。

苏顺玉^[17-19]等人分别采用 11 种空泡系数模型中的一种或者几种对传统家用空调系统的充注量进行了估算并用实验的方法进行了分析和验证。Premoli 模型、Harms 模型和 Hughmark 模型的计算结果被证明与实验测得的实际值吻合很好。

3 空泡系数模型应用对比分析

基于前人的研究,选用 Zivi 模型、Smith 模型、Premoli 模型、Harms 模型、T - B 模型、Hughmark 模型等六种评价比较高的、适合 R22 家用空调器的空泡系数模型对一台型号为 KFR - 25G/D94 + N3 分体式家用空调器进行计算。

3.1 冷凝器制冷剂的计算

压缩机的排气分两路进入冷凝器,两路管长相同,管长为 5.64m。取其中一路进行计算,取管径 $d = 8.82\text{mm}$,质量流量 $G = 312.77$ 。管路内两相区制冷剂干度 x 沿管长 z 方向呈近似线性变化,其线性方程为:

$$x = 1 - 0.238(z - 1.11) \quad (1)$$

$$\text{则: } dz = -4.1997dx \quad (2)$$

两相区内制冷剂质量可由下式计算:

$$M_{tp} = \int_0^v [\alpha \rho_g + (1 - \alpha) \rho_f] dv \quad (3)$$

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

将选用的六种空泡系数模型分别代入式(3),用复合梯形法对式(3)求积分,可得冷凝器两相区内制冷剂的质量。其中,Hughmark 模型计算过程中必须经过迭代,计算量较大。

项区内单制冷剂质量可由下式计算:

$$m = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot \Delta z \cdot \rho \quad (5)$$

则过热段制冷剂的质量为:

$$\begin{aligned} m_{sh} &= 2 \times \frac{\pi}{4} \times 0.00882^2 \times 1.11 \times 96.83 \times 10^3 \text{g} \\ &= 13.1\text{g} \end{aligned}$$

所以,冷凝器内所有制冷剂的质量为:

$$m_c = m_{tp} + m_{sh} + m_{sc}$$

3.2 蒸发器制冷剂的计算

工质经毛细管节流后分两路进入蒸发器,两路管长分别为 6.4m 和 7.7m,取管径 $d = 6\text{mm}$ 。两相区制冷剂干度 x 沿管长 z 方向的变化近似线性,两路分开计算,线性方程分别为:

$$x = 0.247 + 0.1241z \quad (6)$$

$$\text{则 } dz = 0.805dx \quad (7)$$

$$x = 0.247 + 0.1033z \quad (8)$$

$$\text{则 } dz = 9.68dx \quad (9)$$

将六种空泡系数模型代入公式(3),所用方法与计算冷凝器两相区的方法相同,可得蒸发器两相区制冷剂质量 m_{tp} 。

过热段制冷剂质量为:

$$m_{sh} = \frac{\pi}{4} \times 0.006^2 \times 2.04 \times 26.5 \times 10^3 \text{g} = 1.5\text{g}$$

所以蒸发器内制冷剂总质量:

$$m_c = m_{tp} + m_{sh}$$

3.3 管路内制冷剂的质量

$$m_p = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 = \rho_1 v_{p1} + \rho_2 v_{p2} + \rho_3 v_{p3} + \rho_4 v_{p4} = 8\text{g} + 8.4\text{g} + 13.6\text{g} + 78.5\text{g} = 108.5\text{g}$$

m_1 为蒸发器到压缩机连接管内的质量、 m_2 为压缩机到冷凝器连接管内的质量、 m_3 为冷凝器到节流机构连接管内的质量、 m_4 为节流机构到蒸发器连接管内的质量。

以上式中: x 为干度; z 为管长, m ; α 为空泡系数; ρ_g 、 ρ_f 分别为制冷剂气体和液体的密度, kg/m^3 ; v 为体积, m^3 ; d 为管径, m 。

压缩机壳内、节流机构内和润滑油中含有的制冷剂很少,所以可以忽略不计。空调器充注量计算结果如表 1 所示:

表 1 房间空调器内制冷剂质量计算值

Tab. 1 The calculation of the refrigerant charging quantity in room air conditioner

模型	蒸发器/g		冷凝器/g		连接管/g	计算总值/g	实际值/g	偏差	
	两相区	过热区	过热区	两相区					
Zivi	39.2	1.5	13.1	175.3	228	108.5	565.6	830	31.86%
Smith	40.9			175.6			567.6		31.61%
Premoli	48.0			164.3			565.4		31.88%
Harms	44.5			148.8			544.4		34.41%
T - B	94.8			216.9			662.8		20.14%
Hughmark	231.9			327.6			910.6		9.71%

目前应用比较广泛的空泡系数中 Hughmark 模型的预测值和实际充注量吻合最好,偏差为 9.71%。其他模型预测值都要比实际充注量偏小,最小偏差为 20.41%,其余平均偏差约为 32.44%。

4 结论与展望

(1) 在制冷空调装置的生产过程中,对充注量的确定,生产厂家主要依靠“实验+经验”的模式,这样就需要多次重复实验,采用空泡系数模型对充注量进行有效的预测可以大大减少试验次数,提高工作效率。在传统的 R22 家用空调器中,Hughmark 模型比较适用。

(2) 随着制冷工业的发展,R22 终将被淘汰,寻找新型的替代 R22 的制冷剂已经提上日程。目前呼声最高的有 HCs 制冷剂,例如 R290、R1270,还有性能稳定、环保、低廉的 CO₂。这些制冷剂的空泡系数模型适用性还有待研究。

参考文献

- [1] 俞炳丰,王志刚,何晓明. 变频空调器制冷系统充灌量的影响分析和确定原则研究[J]. 流体机械, 1998, 26(9): 52-56.
- [2] 张良俊,吴静怡,王如竹. 充注量对小型热泵热水器性能影响的实验及分析[J]. 上海交通大学学报, 2006, 40(8): 1307-1311.
- [3] 钱文波,冯永斌,晏刚. 家用空调换热器内充注量的研究[J]. 制冷与空调, 2010, 10(2): 75-79.
- [4] Kim Woohyun, Braun J E. Evaluation of the impact of refrigerant charge on air conditioner and heat pump performance [J]. International Journal of Refrigeration, 2012, 35(7): 1805-1814.
- [5] Erik B, Bjorn P. Performance of a domestic refrigerator under influence of varied expansion device capacity, refrigerant charge and ambient temperature [J]. International Journal of Refrigeration, 2006, 29(5): 789-798.
- [6] Corberán Jose M, González José M O. Charge optimization study of a reversible water-to-water propane heat pump [J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31(4): 716-726.
- [7] Primal F, Bjorn P, Lundqvist P, et al. Propane heat pump with low refrigerant charge: design and laboratory tests [J]. International Journal of Refrigeration, 2004, 27(7): 761-773.
- [8] 王文斌,李廷永,余晓明,等. 小型风冷热泵制冷剂最佳充注量实验研究[J]. 制冷与空调, 2005, 5(6): 77-79.
- [9] 王康迪,王怀信. 系统仿真确定制冷剂充灌量[J]. 制冷学报, 2001(4): 35-40.
- [10] Koyama S, Lee J, Yonemoto R. An investigation on void fraction of vapor-liquid two-phase flow for smooth and microfin tubes with R134a at adiabatic condition [J]. International Journal of Multiphase Flow, 2004, 30(3): 291-310.
- [11] Yashar D A, Wilson M J, Kopke H R, et al. An investigation of refrigerant void fraction in horizontal microfin tubes [J]. HVAC & R Research, 2001, 7(1): 67-82.
- [12] Zivi S M. Estimation of steady-state steam void fraction by means of the principle of minimum entropy production [J]. Journal of heat transfer, 1964(5): 247-251.
- [13] Rice C K. The effect of void fraction correlation and heat flux assumption on refrigerant charge inventory predictions [J]. ASHRAE Transactions, 1987, 93(1): 341-367.
- [14] Farzad M, O'Neal D L. Effect of void fraction model on estimation of air conditioner system performance variables under a range of refrigerant charging conditions [J]. International Journal of Refrigeration, 1994, 17(2): 85-93.
- [15] 王建栓,张于峰,张志红. 天然制冷剂充注量的计算与试验[J]. 流体机械, 2003, 32(1): 44-47.
- [16] Ma Xiaokui, Ding Guoliang, Zhang Ping, et al. Experimental validation of void fraction models for R410 air conditioners [J]. International Journal of Refrigeration, 2009, 32(5): 780-790.
- [17] 苏顺玉,张春枝,陈俭. 家用空调换热器内充注量的研究[J]. 建筑热能通风空调, 2008, 27(5): 39-41.
- [18] 王玉贵,夏晚. 中小型空调器制冷剂最佳充注量的确定[J]. 暖通空调, 1999, 29(1): 43-45.
- [19] 苏顺玉,徐静,秦妍,等. 家用空调换热器管内制冷剂空泡系数的研究[J]. 空调与制冷, 2007, 7(1): 43-45.