

# 制冷空调系统仿真数学模型 的理论与实验研究

葛云亭 彦启森 彭雄兵

(清华大学热能系 北京 100084)

**摘要** 本文建立了以分布参数为基础的制冷空调系统仿真数学模型。该模型由蒸发器、冷凝器、毛细管及压缩机等四大模块组成且除压缩机外均以分布参数方法建立模型。用能量平衡、压力平衡、质量平衡等三个约束条件将四大部件联系起来并进行求解。从理论计算上得出了在正常的空调工况范围内,制冷量、耗功率、COP等随室内、外空气参数变化的曲线。在空调工况下的实验与理论计算进行了对比,结果证实了此仿真数学模型的准确性。

**关键词:** 仿真数学模型、制冷空调系统

## Theory and Experimental Study on Simulation Mathematics of Refrigeration and Air Conditioning System

**Abstract** A simulation mathematics model for refrigeration and air conditioning systems based on distributed parameters is proposed. The total model consisted of four partial models of evaporator, condenser, capillary and compressor which all but compressor was modelled with distributed method so that it can be applied to any refrigeration and air conditioning system with different structures. With the equalisation of energy, momentum and quality, the models of the four main sectors above could be connected and solved so as to form the total system model. The changing curves of cooling capacity, power consumption and coefficient of performance (COP) with the parameters of air outside were obtained on the scale of normal air conditioning state. A correlative experiment has been carried out to verified the model. The comparing of the calculation results with the experiment at the same state has verified the accurate of the model.

**Key words:** simulation mathematics model; refrigeration and air conditioning system

\* 本文得到博士学科点专项科研基金资助

## 一、前言

随着制冷空调器产量的日益提高,其能量消耗将不断上升。如何提高制冷空调器的效率,节能降耗是许多学者及生产厂家愈来愈关心的论题。节能降耗是与系统各部件间匹配与否分不开的。实现系统各部件间的最佳匹配是提高整机效率、节省能耗的前提,这也是本行业研究者致力研究开发的目标。因受到理论分析计算方面知识的缺乏及不准确等方面的限制,使得这方面的研究开发大都局限于实验验证。因制冷空调系统的性能是随着室内外参数的变化而变化的。不能以某一点的性能参数的优劣做为判别系统匹配与否的标准。而且实验研究还受到实验条件、样品部件质量等限制。所以,若仅从实验角度实现系统各部件的最佳匹配是必将消耗大量的人力、物力、财力且很可能达不到很满意的结果。如何从理论分析计算的角度来实现整个系统的最佳匹配,是一项很有意义的工作。许多学者在系统或系统部件的仿真、设计及计算等方面做了一些工作。如压缩机模型<sup>[1]</sup>,两器模型<sup>[2][3]</sup>,毛细管计算<sup>[4][5][6]</sup>、充灌量计算<sup>[7][8]</sup>及系统模拟<sup>[9][10]</sup>。但这些模型的计算精度及广度均有待进一步提高,这也是本文的目标所在。我们知道,系统匹配的优劣与系统各部件间的相容性有关。精度高、适用范围广的系统部件数学模型是建立整个系统仿真模型的必要条件。但是,要建立整个系统的模型以实现系统匹配的目的,还必须使各部件模型在一定约束条件下有机地结合起来。为此,本文采用分布参数的方法建立各部件仿真模型(压缩机模型除外),并以整个系统的压力平衡、能量平衡及质量平衡为约束条件使其有机地结合起来,构成整个制冷空调系统的仿真模型。利用此仿真模型可以进行系统匹配所需的计

算,即当系统各部件结构参数一定时,可以模拟计算出系统主要性能参数制冷量、耗功率及 COP 等随室内外空气参数的变化情况,以此判断出系统某一固定结构的优劣并最终实现系统最优匹配、节能降耗之目的。

## 二、系统各部件模型

制冷空调系统包括 4 大主要部件,分别是冷凝器、蒸发器、毛细管和压缩机。建立系统各部件的仿真模型是实现系统仿真的前提。为了提高系统各部件模型的计算精度和适用范围,本文用分布参数的方法建立换热器、毛细管模型而用集总参数法建立压缩机模型,现分述如下:

### (一) 换热器模型

制冷空调换热器主要包括冷凝器和蒸发器。严格地说,换热器模型应该包括三部分,即管内冷剂侧,管壁及管外空气侧三部分的计算。这三部分属管内冷剂侧两相区模型最复杂,是建立整个换热器模型的关键。限于篇幅,本文仅就此部分进行较详尽的阐述。在建立两相区模型方程前,做如下假设:(1) 制冷剂流动为一维流动。(2) 在任何流动截面上汽、液相压力相等。(3) 汽、液界面上的蒸发量或凝结量以液相流速流动。(4) 对水平管不计重力的影响。因两相间存在滑移现象,故应建立分相模型。另外,在建立两相区模型时,本文首次提出界面关系方程,使模型方程封闭可解。

#### 1. 冷凝器模型

当管内冷剂流速不同时,冷剂在管内两相区的流动一般可能存在三种流型,即雾状流、环状流和波状流<sup>[11]</sup>。这些流型的存在主要受三种力的影响,即气体惯性力、表面张力和重力。这三种力可用  $W_e$

数和  $F_r$  数表示。根据  $W_e$  数、 $F_r$  数的不同组合，流型的划分如下：

雾状流： $W_e > 40$  及  $F_r > 7$

环状流： $W_e < 40$  及  $F_r > 7$

波状流： $F_r < 7$

本文根据以上准则，对可能出现的三种流型分别给予建模。

### a. 环状流

$$\text{质量守恒: } \frac{d}{dz} [\langle \alpha \rangle \rho_v u_v + (1 - \langle \alpha \rangle) \rho_l u_l] = 0 \quad (1)$$

$$\text{能量守恒: } \frac{d}{dz} [\langle \alpha \rangle \rho_v u_v h_v + (1 - \langle \alpha \rangle) \rho_l u_l h_l] = -(\pi d / A) \dot{q} \quad (2)$$

$$\dot{q} = \alpha_e (t_c - t_w) \quad (3)$$

$$\text{动量守恒: } \frac{d}{dz} [\langle \alpha \rangle \rho_v u_v^2 + (1 - \langle \alpha \rangle) \rho_l u_l^2] = -\frac{dp}{dz} - \frac{\tau_w S_w}{A} \quad (4)$$

$$\text{界面关系方程: } \frac{d}{dz} (\langle \alpha \rangle \rho_v u_v^2) = -\langle \alpha \rangle \frac{dp}{dz} - \frac{\tau_l S_l}{A} + u_l \frac{d}{dz} (\langle \alpha \rangle \rho_v u_v) \quad (5)$$

(1)、(2)、(4)、(5) 4 个方程中，共有 4 个未知数  $P$ 、 $\langle \alpha \rangle$ 、 $u_v$ 、 $u_l$ ，方程组封闭可解。

### b. 雾状流

对于雾状流，可假定汽液两相流速相等，即  $u_v = u_l = u_H$ ，因此可以采用均相模型来建模<sup>[12]</sup>。令  $\rho_H = \langle \alpha \rangle \rho_v + (1 - \langle \alpha \rangle) \rho_l$ ， $h_H = \langle \alpha \rangle \rho_v h_v + (1 - \langle \alpha \rangle) \rho_l h_l$ ，

$$\text{质量守恒: } \frac{d}{dz} (u_H \rho_H) = 0 \quad (6)$$

动量守恒:

$$\frac{d}{dz} (\rho_H u_H^2) = -\frac{dp}{dz} - \frac{\tau_w S_w}{A} \quad (7)$$

能量守恒:

$$\frac{d}{dz} (u_H h_H) = -(\pi d / A) \cdot \dot{q} \quad (8)$$

$$\text{质量守恒: } \frac{d}{dz} [\langle \alpha \rangle \rho_v u_v + (1 - \langle \alpha \rangle) \rho_l u_l] = 0 \quad (9)$$

动量守恒:

$$\frac{d}{dz} [\langle \alpha \rangle \rho_v u_v^2 + (1 - \langle \alpha \rangle) \rho_l u_l^2] = -\frac{dp}{dz} - \frac{1}{A} [\tau_{ov} \overline{AB} + \tau_{ol} \overline{AB}] \quad (10)$$

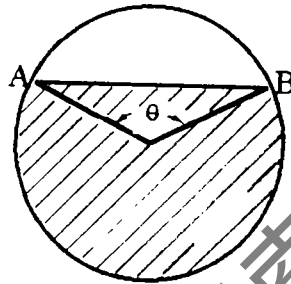


图1 波状流截面图

(6)、(7)、(8) 中共有三个未知数  $P$ 、 $\langle \alpha \rangle$ 、 $u_H$ ，三个方程三个未知数，方程组封闭可解。

### c. 波状流

由于重力的影响，液体在水平管底部流动，气体在水平管的顶部流动，呈分层现象。其流动截面情况如图 1 所示。因流型不同，共两相区模型有其不同特点。

$$\text{能量守恒: } \frac{d}{dz} [\langle \alpha \rangle \rho_v u_v h_v + (1 - \langle \alpha \rangle) \rho_l u_l h_l] = -(\pi d / A) \cdot \dot{q} \quad (11)$$

界面关系方程:

$$\frac{d}{dz} [\langle \alpha \rangle \rho_v u_v^2] = \langle \alpha \rangle \frac{dp}{dz} - \left( \frac{\tau_{ov} \overline{AB}}{A} + \frac{\tau_l \overline{AB}}{A} \right) + u_l \frac{d}{dz} (\langle \alpha \rangle \rho_v u_v) \quad (12)$$

(11)、(12) 两式中,  $\overline{AB} = d \cdot \sin(\theta / 2)$ ;  $\overline{AB} = \frac{d\theta}{2}$ ;  $\overline{AB} = \frac{d}{2}(2\pi - \theta)$

汽相截面积:  $A_v = \frac{1}{8} d^2 (\theta - \sin\theta)$ ;  
 $\langle \alpha \rangle = (\theta - \sin\theta) / 2\pi$

(9)、(10)、(11)、(12) 中, 未知数仍为 4 个,  $P$ ,  $\langle \alpha \rangle$ ,  $u_l$ ,  $u_l$ , 方程组封闭可解。

## 2. 蒸发器模型

在制冷空调范围内, 蒸发器管内冷剂侧两相区呈环状流型已基本达成共识。本文就以环状流建立模型。

$$\text{能量守恒: } \frac{d}{dz} [\langle \alpha \rangle \rho_v u_v h_v + (1 - \langle \alpha \rangle) \rho_l u_l h_l] = (\pi d / A) \cdot \dot{q} \quad (13)$$

$$\dot{q} = \alpha_c (t_w - t_e) \quad (14)$$

质量守恒、动量守恒和界面关系方程分别与 (1)、(4)、(5) 式相同。

### (二) 毛细管模型

毛细管的计算一般包括以下两部分:

a. 已知进口参数 (压力、温度、干度)、背压及毛细管长度, 求流量。

b. 已知进口参数 (压力、温度、干度及流量)、背压, 求毛细管长度。

即使如此, 在计算时, 毛细管本身模型基本不变, 只是据所求参数不同对计算模型做略加相应调整即可。一般, 毛细管管内冷剂的流动分为三个部分, 即入口截

面突缩, 过冷部分及两相部分, 管内冷剂流动假设为绝热流动。

#### 1. 入口截面突缩

因冷凝器出口与毛细管入口截面大小不同, 存在突缩压降, 其值随冷凝器入口为单相或两相而有所不同<sup>[13]</sup>。图 2 为毛细管入口段。

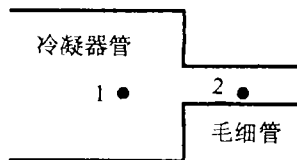


图2 毛细管入口段

a. 单相入口

$$P_1 - P_2 = C_D \frac{\dot{m}_2^2}{2\rho_2} \quad (15)$$

$$h_1 - h_2 = \frac{\dot{m}_2^2}{2\rho_2^2} - \frac{\dot{m}_1^2}{2\rho_1^2} \quad (16)$$

$$C_D = \left[ \left( \frac{1}{C_c} - \sigma^2 \right) - 2 \left( \frac{1}{C_c} - 1 \right) \right]$$

$$C_c = \frac{1}{0.639\sqrt{(1-\sigma) + 1}}$$

$$\sigma = \frac{A_2}{A_1}$$

b. 两相入口

$$\frac{P_1 - P_2}{\Delta P_l} = 1 + (Y_1^2 - 1)x_1 =$$

$$1 + \left( \frac{\rho_{l1}}{\rho_{g0}} - 1 \right) x_1 \quad (17)$$

式中,  $\Delta P_l$  为当流体全部是液体时的

压降。

$$\dot{m} = f(P_r, T_m, P_m, \text{压机结构参数}) \quad (24)$$

(24)代入(23)中得:

$$W = f(P_m, T_m, P_{out}, \text{压机结构参数}) \quad (25)$$

## 2.过冷段

因过冷段的液相密度基本不变。可以认为其速度基本不变。

$$\text{则动量方程: } P_1 - P_2 = \frac{\tau_2 S}{A} \Delta Z \quad (18)$$

$$\text{能量方程: } h_1 = h_2 \quad (19)$$

## 3.饱和段

$$\text{动量方程: } \frac{d\rho u^2}{dz} = -\frac{dp}{dz} - \frac{\tau S}{A} \quad (20)$$

$$\text{能量方程: } \frac{d\rho u(h + \frac{u^2}{2})}{dz} = 0 \quad (21)$$

由毛细管的节流特性可知, 当其结构参数、入口状态参数一定的情况下, 流量并不是随着背压的降低而一直增长, 而是存在一种“临界现象”, 即当达到临界点时, 其质量流量达到最大值, 并不因背压的降低而继续增大, 此时流过达到声速。因此, 在进行有关毛细管计算时, 必须首先根据进口状态参数计算出临界参数以判断其出口是否达到临界并随之确定出毛细管出口状态参数以便进行所需的计算。本文通过热力学关系式对临界声速进行了推导得出:

$$u_c = \sqrt{\frac{v^2 (\frac{dp}{dt})^2}{\frac{C'}{T} + (v-v') \frac{d^2 p}{dT^2} - \frac{dp}{dT} \frac{dv}{dT}}} \quad (22)$$

联立求解式(21)(22), 即可求临界状态参数温度、压力、干度等。

## (三) 压缩机模型

本文用集总参数法建立压缩机模型

$$W = f(P_{in}, P_{out}, T_m, \dot{m}) \quad (23)$$

该式中用到了一些经验参数, 如指示效率、摩擦效率及电效率等。

## (四) 充灌量计算

制冷空调系统中管路内冷剂以两种形式存在, 一是单相区(包括过热和过冷两部分), 另外是两相区, 两区形式不同应分别予以计算。

a. 单相

$$m_p = \int \rho A dz = A \int \rho dz \quad (26)$$

b. 两相

$$m_t = A [\int \rho_l (1 - \langle \alpha \rangle) dz + \int \rho_g \langle \alpha \rangle dz] \quad (27)$$

总的充灌量

$$m_{total} = \sum m_p + \sum m_t \quad (28)$$

## 三、系统仿真模型

从宏观上说, 制冷空调系统中, 制冷循环上主要热力状态点的确定及运行状态主要与以下因素有关: 各个组成部件的运行情况; 系统中各组件的相容性即匹配情况, 制冷剂种类, 室内、外空气参数(流量、干湿球温度等), 以及制冷剂充灌量。

要使系统各部件的模型有机地结合起来, 形成整个系统的仿真模型, 必须满足以下三个平衡约束条件。

(1) 能量平衡 蒸发器、吸气管及压缩机得到的能量 = 冷凝器、排气管放出的能量。

(2) 压力平衡 压缩机提高的压力 = 系统各部件的总压力降, 即通过每个部件的压力降应合适, 以使在同一时刻通过各部件的制冷剂流量相等。

(3) 质量平衡 系统的总制冷剂质量 = 同一时刻各部件内冷剂质量之和。

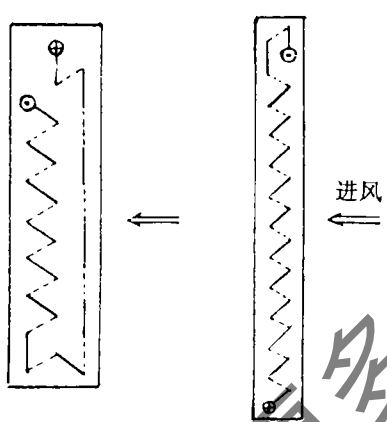
本文通过改变蒸发温度实现能量平衡, 通过改变冷凝压力实现压力平衡, 而通过改变压缩机入口过热度来改变系统的充灌量以实现质量平衡。所以, 当仅给出系统结构参数时, 利用所建系统仿真模型就可以得出在任意室内、外空气参数下的系统循环各主要状态点参数及计算出整机性能参数, 从而实现系统的仿真以及系统的优化匹配。

#### 四、系统仿真模型的计算与实验验证

##### 1. 理论计算

选取一台国产 KC-20 窗机进行理论计算, 该机两器结构示意图示于图 3 中。计算工况如下:

- 室外侧空气:
- 流量  $1026\text{m}^3/\text{h}$
- 干球温度  $30.32.5.35.0.40^\circ\text{C}$
- 湿球温度  $24^\circ\text{C}$
- 室内侧空气:
- 流量  $400\text{m}^3/\text{h}$
- 湿球温度  $18.20.22.24^\circ\text{C}$
- 干球温度  $27^\circ\text{C}$



(a)蒸发器 (b)冷凝器  
“⊙”表示进口; “⊙”表示出口

图 3 蒸发器与冷凝器侧视图

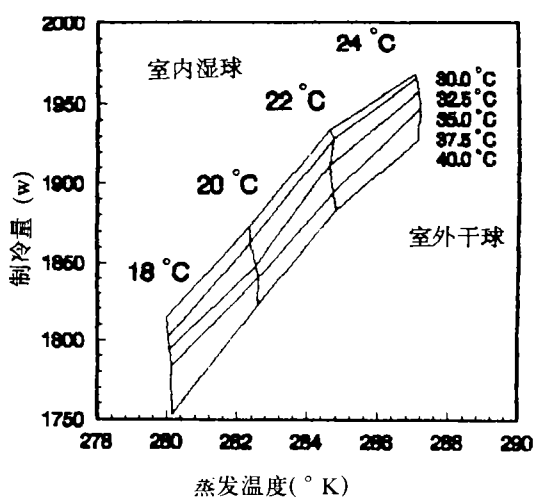


图 4 不同空气参数下, 制冷量随蒸发温度的变化

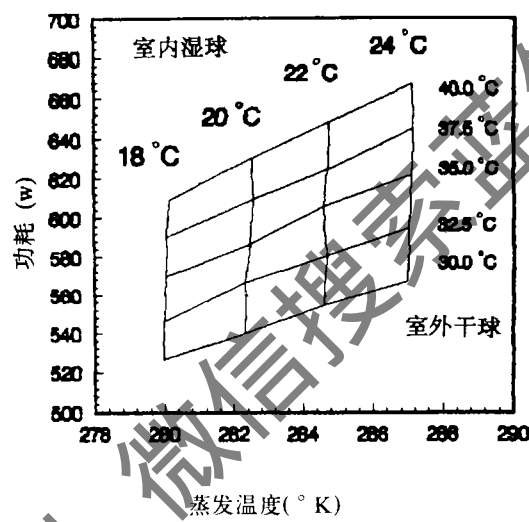


图 5 不同空气参数下, 压缩机耗功率随蒸发温度的变化

图 4~图 6 分别给出了在一定室内外空气流量下, 系统主要性能参数制冷量, 压缩机耗功率及 COP 在不同空气温湿度下随蒸发温度等的变化情况。可以看出, 当室内侧空气湿球温度不变时, 随着室外侧空气干球温度的下降, 制冷量增大, 压缩机耗功率下降, COP 上升, 而蒸发温度略有下降, 同时, 当室外侧空气干球温度

不变时，随着室内侧空气湿球温度的提高，制冷量、耗功率及蒸发温度均有明显提高，而 COP 变化不太明显。此外，当室内侧空气湿球温度为 24℃，室外侧空气干球温度为 30℃ 时，制冷量达最大值。而当室内侧空气湿球温度为 18℃，室外侧空气干球温度为 30℃ 时，压缩机耗功率达最小值。图 7 至图 9 分别给出了在不同室外

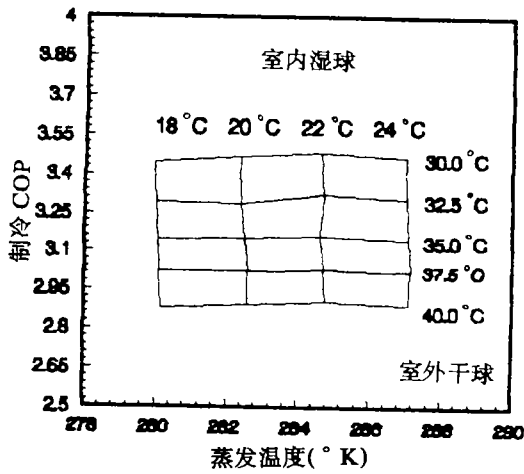


图 6 不同空气参数下，COP 随蒸发温度的变化

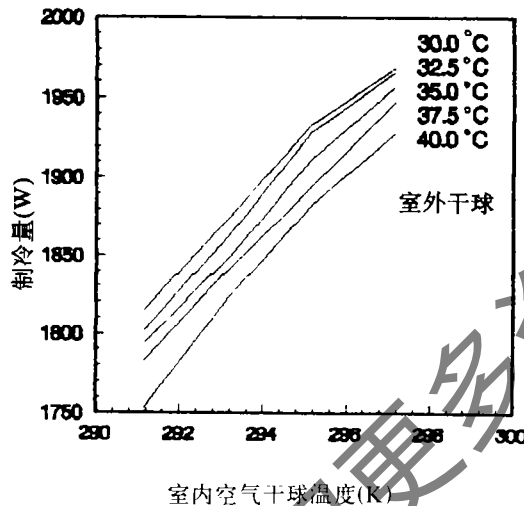


图 7 不同室外空气干球温度下，制冷量随室内湿球温度的变化

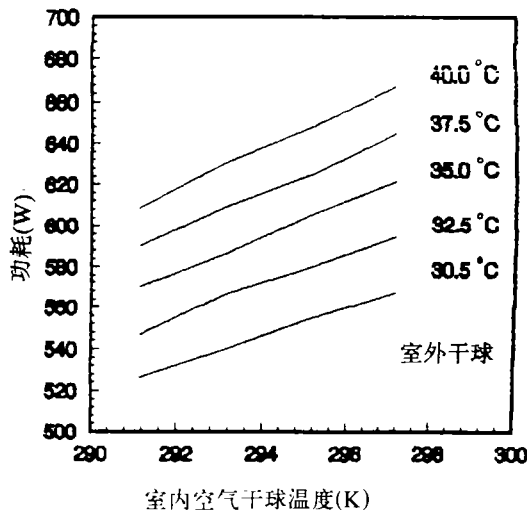


图 8 不同室外空气干球温度下，压缩机耗功率随室内湿球温度的变化

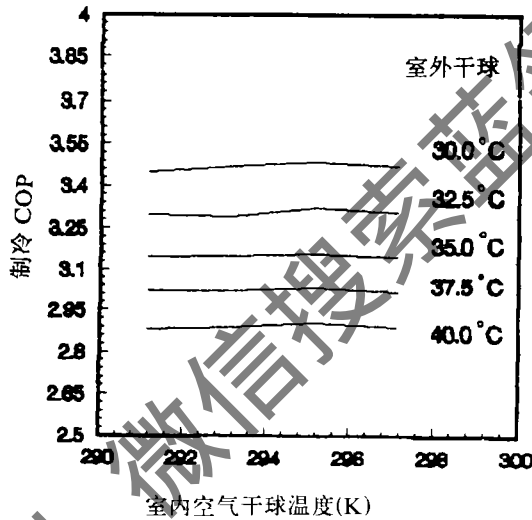


图 9 不同室外空气干球温度下，COP 随室内湿球温度的变化

侧干球温度下，制冷量、耗功率及 COP 随室内侧湿球温度的变化情况。

从以上计算结果可以看出，当制冷系统各部件确定的情况下，通过所建仿真模型得出制冷量、耗功率、COP 及蒸发温度等系统重要性能参数随室内、外空气参数的不同可能的变化范围。因此，当系统中一个或几个部件结构发生调整时，这些系

统重要性能参数可能的变化范围也必将发生变化。这就给系统的产品质量检验、系统的最优匹配设计及改善整机性能创造了极为有利的条件。这正是此仿真模型的重要意义所在。

## 2. 实验验证

为了验证所建仿真数学模型的正确性，本研究在空调工况下，对该 KC-20 窗机进行了性能实验，以便与理论计算结

果进行对比。实验工作是在风管热平衡试验台上完成的，该空调机性能试验台示意图如图 10 所示。空调器的制冷量由风箱内的加热器功率之和来计算，转速可调的引风机用来调整风管压力，加湿由电锅炉完成。预期的室内、外干湿球温度已设定在微机程序中，测定结果自动打印。该风管热平衡性能测试台的制冷量测试误差为 2%，制冷系统温度和压力采用经标定的铜-康铜热电偶与数字电压表测试。

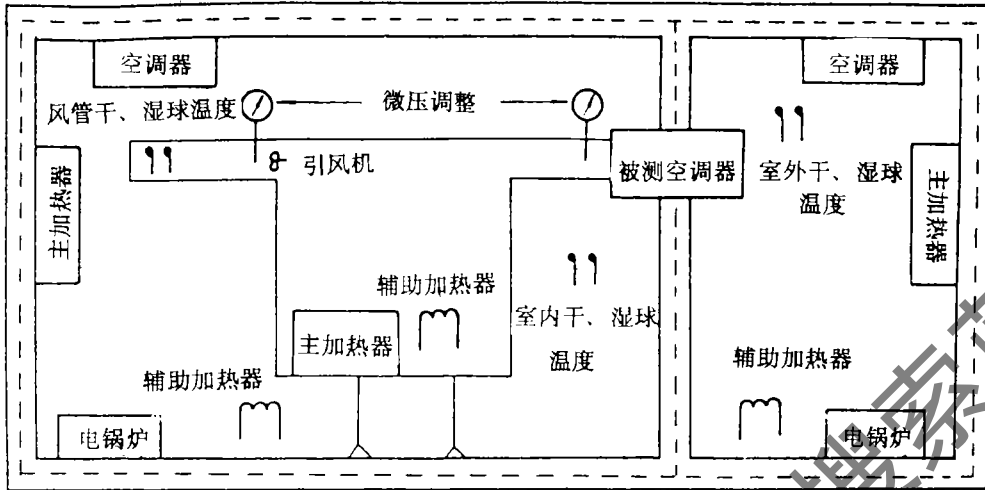


图 10 风管热平衡法空调机性能试验台示意图

试验工况为：

- 室外侧空气干球温度 35℃
- 室外侧空气湿球温度 24℃
- 室外侧空气风量 1026m<sup>3</sup>/h
- 室内侧空气干球温度 27℃
- 室内侧空气湿球温度 19.5℃
- 室内侧空气风量 400m<sup>3</sup>/h
- 制冷剂过热温度 35℃

表 1 给出了在相同工况下，理论计算与实验测试的对比情况。应该指出的是，实验所测试的功率为压缩机耗功率与风机功率之和，实验测得风机耗功率为 79.8W；而理论计算的功率为压缩机耗功率。为了对比方便，将理论计算的耗功率

改为总计算耗功率，即压缩机功率与风机耗功率之和，同时，COP 值也做相应调整，变为 EER 值。

空调工况下系统各主要性能参数的理论计算与实验对比 表 1

对比参量	实验值	理论计算值	误差(%)
制冷量 (W)	1814.6	1838.089	1.29
总耗功率 (W)	630.0	637.192	1.14
EER	2.88	2.8847	0.163
冷凝温度 (℃)	53.6	52.58	-1.9
过冷温度 (℃)	44.0	45.074	2.44
蒸发温度 (℃)	8.7	8.69	-0.11



从表 1 可以看出, 理论计算与实验测试值符合较好, 从而基本上证实了所建系统仿真模型的准确。

## 五、小结

本文用分布参数的方法建立了制冷空调系统各部件的数学模型(压缩机模型采用集总参数法)。冷凝器和蒸发器模型重点阐述了管内两相区模型, 提出了使模型封闭可解的界面关系方程。通过系统管内制冷剂的压力平衡、能量平衡和质量平衡等三个约束条件确定系统循环上各主要状态点参数, 从而由此建立了整个系统仿真模型。可以看出, 若系统各部件模型模拟准确就能保证整机仿真模型计算的准确, 此外, 在某一工况下的整机系统性能试验与相应的理论计算进行了对比, 其结果更进一步验证了所建系统仿真模型的准确性, 此仿真模型的建立为提高系统性能, 节省能量及实现系统最优匹配设计创造了有利条件。应该指出的是, 虽然该仿真模型是以一台 KC-20 机为实际模型进行建模的, 因各部件模型是基于分布参数方法建立的, 它一定能够适用于不同型号、不同结构的制冷空调系统。这也是采用分布参数法建模的优越性所在。

当然, 此仿真模型在以下几方面仍需进一步完善和扩展。

- 各种类型制冷压缩机数学模型的建立。
- 系统各部件的优化、匹配研究。
- 动态仿真模型的建立与计算。
- 其它工况下实验与理论计算对比。

### 符号说明

A = 截面积	v = 比容
c = 比热	W = 功率
$C_p, C_e$ = 系数	x = 干度坐标
d = 管内径	Y = 系数

h = 焓	z = 坐标
m = 单位面积质量流量	$\Delta Z$ = 微元长度
m = 质量	$\tau$ = 剪切力
P = 压力	$\alpha$ = 换热系数
P = 压比	$\langle \alpha \rangle$ = 空隙率
q = 热流密度	$\rho$ = 密度
s = 管内截面周长	$\theta$ = 角度
t, T = 温度	$\sigma$ = 系数
u = 流速	

### 下标符号

v = 汽相	wi = 内壁面
l = 液相	l = 液相
H = 均相	in = 压缩机入口
e = 制冷剂	out = 压缩机出口
i = 汽液界面	ov = 汽与管壁接触面
o = 冷剂与管内壁接触面	ol = 液与管壁接触面

### 参考文献

- [1] J.W.MacArthur, "Analytical Representation of the Transient Energy Interactions in Vapour Compression Heat Pump". ASHARE Trans. Vol. 90, 1A, 1984.
- [2] H.Wang, S.Touber, Distributed and Non-steady-state Modelling of an Air-Cooler. Int. J. Refrig. (1991) 14, 98-111.
- [3] M. J. Kempiak, R.R.Crawford, Ph. D., P. E. Three-Zone, Steady-state Modelling of a Mobil Air-conditioning Condenser. ASHARE Trans. 1992, Part II, No. 3587.
- [4] Edward P. Mikol. Adiabatic Single and Two-phase Flow in small Bore Tube. ASHARE J. November. 1963 Vol. 5, No. 11.
- [5] Pate, M.B. and Tree, P.R. 1984a, An Analysis of Pressure and Temperature. 4/1995 制冷学报 • 17 •

- ture Measurements Along a Capillary Tube-suction Line Heat Exchanger. ASHARE Trans., Vol. 90, Part 2
- [6] Pate, M.B. and Tree, P.R. 1984b, A Liner Quality Model for Capillary Tube-suctionLine Heat exchanger. ASHARE Trans., Vol. 90, Part 2.
- [7] Rice, C.K. The Effect of Void Fraction Correlation and Heat Flux Assumption on Refrigerant Charge Inventory Predictions. ASHARE Trans. 1987. Vol. 93(1) 341-367.
- [8] Mohsen Farzad and Dennis L. O'Neal, System Performance Characteristics of Air Conditioner Over a Range of Charging Conditions. Int. J. Refrig. (1991)14. Nov. 321-328.
- [9] MacArthur. J.W., Grald, E.W.Unsteady Compressible Two-phase Flow Model for Predicting Cyclic Heat Pump Performance and a Comparison with Experimental Data. Int. J.Refrig.(1989) 12. 29-41.
- [10] Hamilton J.F. and Miller J.L.. A Simulation Program for Modelling and Air conditioning System. ASHARE Trans. 1990, Vol.96 Part 1.
- [11] Nitheanandan T. etc., A Proposed Approach for Correlation Heat Transfer During Condensation Inside Tubes. ASHARE Trans. 1992, Part II, No. 3587.
- [12] 徐济均主编,《沸腾换热和器液两相流》,原子能出版社,1993。
- [13] 周强泰编著,《两相流动与热交换》,水利电力出版社,1990。



## '96 中国制冷展 1996 年 6 月在上海举行

第七届中国国际制冷、空调、暖通及食品加工展览会（简称'96 中国制冷展）定于 1996 年 6 月 21 日~24 日在上海国际展览中心举行。此展由中国制冷学会、中国制冷空调工业协会、北京市贸促会、上海市制冷学会、上海冷冻空调机械工业协会联合主办。展览规模 1.2 万平方米，是迄今国内举办的最大型制冷展，欢迎参展或参观。

有关事宜请与中国制冷学会联系。 100045 北京三里河二区南一巷 11 号楼

中国制冷学会 张萍女士  
 电话: 010-8536259  
 传真: 010-8536262

(学会秘书处)