

一拖三变频空调系统建模方法及控制研究

陈武¹, 蔡振雄¹, 周兴禧²¹集美大学轮机工程学院, 福建厦门 361021; ²上海交通大学机械与动力工程学院, 上海 200030)

摘要: 一拖多变频空调系统由于各蒸发器状态参数间的相互影响, 使得系统的控制特性相当复杂, 也增加了对系统进行动态建模的难度。为此, 本文以一拖三系统为例, 采用集总参数法, 建立起系统的动态热力学模型; 同时提出了系统中变频压缩机和电子膨胀阀的控制策略, 引入了吸气压力控制和以电子膨胀阀直接控制室温的思路; 制定了带有调整因子的模糊控制方法; 利用系统热力学模型对控制策略和方法进行仿真研究, 仿真结果表明所提出的控制策略和方法是有效可行的, 能取得满意的控制效果。

关键词: 一拖三系统; 动态热力学模型; 控制; 吸气压力

文章编号: 1004-731X (2004) 10-2123-05

中图分类号: TP391.9; TB494

文献标识码: A

Modeling and Control Research of the Triple-Evaporator Air-Conditioner with Inverter

CHEN Wu¹, CAI Zhen-xiong¹, ZHOU Xing-xi²¹ Institute of Marine Mechanical Engineering, Jimei University, Xiamen, Fujian 361021, China;² School of Mechanical and Power engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200030, China)

Abstract: The interaction between different evaporators complicates greatly the control characteristics of the triple-evaporator air-conditioner, which makes it hard to control and mathematically model. Based on component models and a new methodology, herein a system's transient thermodynamic model of the triple-evaporator air-conditioner was established. Control strategies featured with refrigerant suction pressure control, of the variable-speed compressor and electronic expansion valve were proposed. A fuzzy control method with modifying factor was used and the simulation research on the control strategies and method proposed here was carried out. The simulation results show that the control strategies and method are feasible and can achieve satisfying control results.

Keywords: triple-evaporator air conditioner with inverter; transient thermodynamic model; control; suction pressure

引言

通过数学建模, 利用仿真方法对制冷空调系统进行研究开发, 尤其是应用在系统的优化与控制上, 已日益得到业界的认可, 并取得了很大的进展。国内外学者在这方面已做了大量的工作, 在著作[1]中作者主要针对冰箱及相关各部件的仿真研究进行了详尽的论述, 由于其主要目的是针对系统的优化设计, 因此相关的研究工作主要集中在制冷系统的稳态建模方面; 在文献[2]中作者则尝试引入汽-液两相界面关系方程, 对制冷系统中的蒸发器建立分布参数的动态模型, 对系统的运行特性进行考察。若要对制冷空调系统的控制特性、控制方法等进行研究, 建立起能反映系统的动态运行特性的系统动态模型则是必不可少的。文献[3-4], [5]和[6]则可视作分别代表通过集总参数法、分布参数法和部分集总参数法对小型制冷空调系统进行动态建模的思路。由于小型制冷装置、传统的家用空调都可认为是一台冷凝机组连接一台蒸发器, 也即是一拖一系统, 因此以往有关制冷空调系统建模的研究报道几乎都是针对一拖一系统。

近年来以压缩机变频调速和电子膨胀阀控制技术为特征的一拖多变频空调系统由于其一机多元、节能高效、美观

舒适、布置灵活、节约建筑空间和便于维护等优势, 在高档住宅和中小型的商用楼宇中取得了很好的应用。虽然以日本大金产品为代表的一拖多变频空调系统发展到今天已具有相当的技术水平, 但由于各公司对关键技术的封锁, 导致相关的研究报道较少; 而且有限的研究报道也大多集中在对系统功能的介绍和对系统的运行特性进行一些初步的探讨^[7], 很少涉及系统的控制方面的研究, 这样在一定程度上则制约了一拖多系统的发展与完善。为此, 本文尝试以典型的一拖三系统为代表, 依据一拖多系统的特点, 建立起系统的动态热力学模型, 对系统的控制策略和方法进行仿真研究。

1 一拖三变频空调系统的动态建模

一拖三变频空调系统由蒸发器、冷凝器、变频压缩机与电子膨胀阀四大基本部件构成, 在部件的类型上与一拖一系统相似; 但基于部件热力学模型的一拖三系统动态建模则不能简单地视为是一拖一系统建模工作的重复。一拖三系统中的三个蒸发器是并联的, 它们之间的相关状态参数是相互影响的, 这将大大增加系统建模的难度和复杂性; 此外对各基本部件的现有热力学模型还应进行适当的简化处理, 以便在满足系统动态模型仿真精度要求的同时还能保证仿真计算的收敛稳定。

1.1 三蒸发器的动态热力学模型

文献[8]指出: 制冷剂干度在蒸发器内是线形分布的, 故集总的蒸发器模型可使用恒定干度 x_4 , 这样在动态的集

收稿日期: 2003-09-03

修回日期: 2004-01-12

作者简介: 陈武(1973-), 男, 福建人, 讲师, 博士生; 蔡振雄(1952-), 男, 福建人, 教授; 研究方向为船舶空调、冷库的节能等; 周兴禧(1947-), 男, 上海人, 教授, 研究方向为变频空调系统、压缩-吸收式制冷以及新

总模型中蒸发器内制冷剂热力参数可采用空间平均化的方法,空间平均化后的参数只随时间改变,这些假定在 Chi 和 Didion[4]等人的研究成果中被较好的应用与验证。Vargas 和 Paris[3]等人的研究成果则认为:在建立动态模型时,质量方程可以稳态求解,因此压缩机制冷剂质流量可认为是各蒸发器的质流量之和,这样可省去质量方程的求解,在一定的精度范围内并不严重影响最后的计算结果。此外,由于在一拖三系统中三个蒸发器并联,故出口压力相同,可利用同一吸气压力 P_1 来代替;同时通过系统的运行特性仿真研究可以发现,三蒸发器内制冷剂沿程压力近似呈线性分布[9],故可由吸气压力和各蒸发器的蒸发压力反推各蒸发器的进口压力,也即膨胀阀的阀后制冷剂压力。由于三个蒸发器可采用相同的模型,故以其中的蒸发器 a 做为例子来进行建模。

蒸发器 a 内的制冷剂焓值随时间动态变化的过程可由以下微分方程及关系式来表示:

$$\frac{dh_{4,a}}{dt} = [m_{ev,a}(h_{1,a} - h_{4,a}) - Q_{4,a}] \frac{1}{M_{4,a}}$$

$$h_{4,a} = x_4 h_{4v,a} + (1 - x_4) h_{4l,a}$$

$$Q_{4,a} = U_{4,a} A_{4,a} (T_{5,a} - T_{4,a})$$

由制冷剂的状态方程和以上各式则可推导出:

$$\frac{dT_{4,a}}{dt} = f\left(\frac{dh_{4,a}}{dt}, T_{4,a}, x_4\right)$$

$$P_{4,a} = f(T_{4,a})$$

由蒸发器出来的过热制冷剂焓值的变化可近似于蒸发器内饱和蒸汽制冷剂焓值的变化,可采用下式计算:

$$\frac{dh_{1,a}}{dt} \approx \frac{dh_{4v,a}}{dt} = f\left(\frac{dT_{4,a}}{dt}, T_{4,a}\right)$$

在共同的压缩机入口处,来自各蒸发器的制冷剂蒸汽充分混合;假设在混合的过程中未出现能量损失,则该处的制冷剂的焓值由下式可得:

$$h = \frac{(h_{1,a} m_{ev,a} + h_{1,b} m_{ev,b} + h_{1,c} m_{ev,c})}{(m_{ev,a} + m_{ev,b} + m_{ev,c})}$$

同时由制冷剂状态方程 $T = f(h, P)$ 以及 $T_{sat} = f(P)$ 则可得:

$$T_{sup} = T - T_{sat}$$

$$v_{suc} = v = f(P, T_{sup})$$

如前所述,压缩机的制冷剂质流量可认为是各蒸发器的质流量之和,即可认为:

$$m_{com} = m_{ev,a} + m_{ev,b} + m_{ev,c}$$

而且通过吸气压力 P_1 和蒸发压力 $P_{4,a}$ 则可由下式反推出膨胀阀后的制冷剂压力:

$$P_{1v,a} = f(P_1, P_{4,a})$$

通过得出膨胀阀后的制冷剂压力则可利用电子膨胀阀的模型求出流经各蒸发器的制冷剂质流量;因此当前时刻的制冷剂吸气压力可最终通过迭代运算得出。系统建模中蒸发器部分的仿真运算算法流程图如图 1 所示。

1.2 压缩机热力学模型

本文变频压缩机为滚动转子式压缩机,采用集总参数法建模,其热力学模型如下:

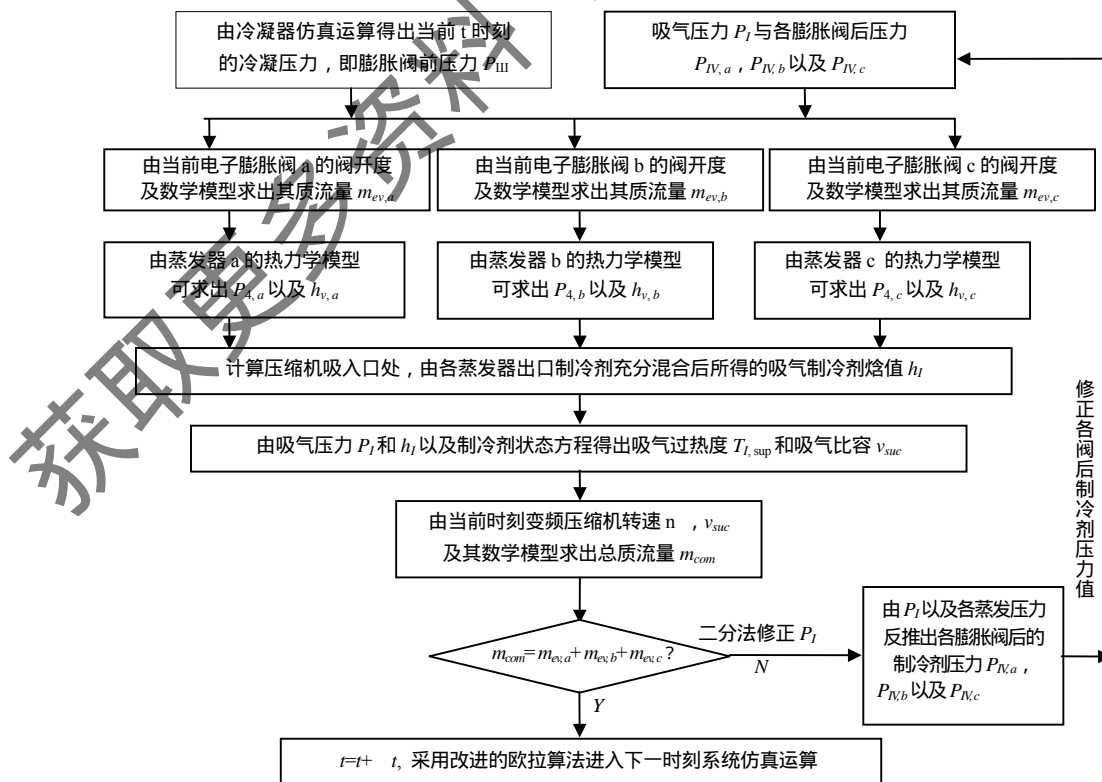


图 1 系统三蒸发器建模中仿真运算算法流程图

$$m_{com} = \lambda \frac{V_{th}}{v_{suc}}$$

$$V_{th} = 60n\pi R^2 L \frac{e}{R} (2 - \frac{e}{R})$$

$$W_{com} = \frac{N}{N-1} \eta_i P v \{ (\frac{P}{P_2})^{N/N-1} - 1 \}$$

$$h = h + W_{com}$$

1.3 冷凝器动态热力学模型

采用与蒸发器建模相似的方法,建立起冷凝器的集总参数的动态模型,其热力学微分方程和关系式如下所示:

$$\frac{dh_2}{dt} = [m_{com}(h_1 - h_2) - Q_2] \frac{1}{M_2}$$

$$h_2 = x_2 h_{2v} + (1 - x_2) h_{2l}$$

$$Q_2 = U_2 A_2 (T_{amb} - T_2)$$

$$\frac{dT_2}{dt} = f(\frac{dh_2}{dt}, T_2, x_2)$$

$$P_2 = f(T_2)$$

同样,冷凝器出口处的过冷制冷剂的焓值变化可近似于冷凝器内饱和和液态制冷剂焓值的变化,可采用下式计算:

$$\frac{dh}{dt} \approx \frac{dh_{2l}}{dt} = f(\frac{dT_2}{dt}, T_2)$$

忽略冷凝器内的制冷剂沿程阻力压降,则可认为膨胀阀前的制冷剂压力值等同于冷凝压力,即 $P_1 = P_2$; 同时结合制冷剂状态方程则可得膨胀阀前的过冷制冷剂的比容 v

1.4 电子膨胀阀热力学模型

为简化起见,膨胀阀采用孔板方程建模,以计算流量及出口焓值。取膨胀阀 a 为例,其热力学模型如下:

$$m_{ev,a} = A_{ev,a} \xi \sqrt{\frac{(P_1 - P_2)_a}{v}} \text{ 以及 } h_{2,a} = h$$

1.5 房间对象的热力学模型

新风带入的热负荷和室内人员设备所产生的热负荷之和视为内部负荷 Q_{indoor} 。房间的总热负荷则可认为是由内部负荷和室内外空气温差导热所产生的负荷之和,故由能量平衡出发可得出以下房间对象 a 的热力学模型,各房间采用相似的模型。

$$(C_{air} + \rho_{air} C_{p,air} S_a) \frac{dT_{s,a}}{dt} = U_{wa} A_{wa} (T_{amb} - T_{s,a}) + Q_{indoor} - Q_{a}$$

2 一拖三系统的控制思路

在一拖多变频空调系统的控制中,最关键的技术是如何来实现变频压缩机转速的控制和正确的制冷剂流量的分配,也即是系统如何能根据总体热负荷,以及房间各自的热负荷适时地控制分配、调节总体的制冷剂流量以及各蒸发器的制冷剂流量,以保证系统在高能效比下运行和各房间的控温精度。但在一拖多系统中,各蒸发器之间的相关状态参数,如蒸发压力、质流量、出口过热度等相互影响,而且制冷空调

系统本身也是一个非线性、多变量、强耦合和时变的控制对象,因此使得一拖多系统的控制更显复杂和难以实现。笔者曾在文献[10]中提出根据双联变频空调系统(即一拖二系统)在一定压缩机转速下双蒸发器间的制冷剂质流量分配呈抛物线分布的运行特性,确立起一拖二系统的控制策略和方法。但这种方法随着蒸发器个数的增多,各蒸发器间的制冷剂质流量分配特性难以掌握,而无法在一拖多系统中加以应用。在文献[11]中笔者则通过系统运行特性的分析,发现各蒸发器的状态参数的相互影响总是通过系统的吸气压力来发生作用的。

因此在一拖多系统中,通过控制吸气压力的稳定则可减少各蒸发器状态参数的相互影响,以实现一拖多系统中各蒸发器或房间温度的独立有效控制。此外,系统吸气压力的变化也反映了系统的总体制冷量与系统总体热负荷之间的匹配情况,在一定压缩机转速下,若吸气压力上升则反映了系统的总体制冷量不能满足总体热负荷的需求;相反则说明系统的制冷量过大。同时考虑到电子膨胀阀不同于传统的节流机构如热力膨胀阀,调节精度高、采样形式灵活、可将室温做为采样信号以及可实现编程控制等;为此提出了以下一拖多系统的控制策略:

- (1) 以系统吸气压力为被控参数,利用模糊控制方法,通过变频压缩机转速的调节,控制系统吸气压力稳定在给定的值,保证系统总体制冷量与热负荷的平衡。
- (2) 以各房间温度为被控参数,利用模糊控制方法,通过各电子膨胀阀开度的调节,调节进入各蒸发器的制冷剂质流量,保证各蒸发器的制冷量与房间热负荷相平衡,控制各室温稳定在各设定值。

一拖多系统的控制特性相当复杂,在不同的运行工况下变化也较大,显现出很强的时变性,因此难以用传递函数、高阶方程等形式来对系统的控制特性进行精确的描述,这使得 PID 等控制方法的应用受到局限。相对于传统 PID 控制,智能模糊控制具有鲁棒性好的显著优点,能够很好适应一拖多系统时变、非线性的特点,达到较好的控制效果;而且模糊控制可采用查表法确定控制规则,具有简单实用、易于实现的特点。为此本文采用了模糊控制来实现对吸气压力、室温的控制;利用以下带有调整因子 α 的模糊推理方法来产生模糊控制规则[12];此外,通过凑试法来确定系统各控制量与被控量具体的量化因子、基本论域等。

$$K = \alpha E + (1 - \alpha) \Delta E, \alpha \in [0, 1]$$

$$\alpha(t+1) = \alpha(t) - \beta S[e(t), \Delta e(t)]$$

$$\alpha(0) = 0.5, \beta = 0.2;$$

$$S[x] = \begin{cases} 1, & x > 1 \\ x, & -1 \leq x \leq 1 \\ -1, & x < -1 \end{cases}$$

其中 K 是控制量如压缩机转速与阀开度的模糊值; $E, \Delta E$ 则

分别是被控量,如吸气压力与室温,的误差和误差变化率的模糊值; $e(t), \Delta e(t)$ 则分别是被控量的误差和误差变化率的当前精确值; $t+1$ 则表示下一个采样时间。

3 仿真结果与分析

3.1 各室负荷相同, 设定温度不同时的降温运行

工况 1: 室外温度为 32, 三个房间的体积均为 $20 \times 3.5\text{m}^3$, 房间纯迟延为 20s, 各室室内热负荷均为 1200W, A、B、C 三房间的设定温度分别为 26、25、24。仿真曲线如图 2、3、4 所示。

从图 2 中可以看出, 由于各室的室内热负荷相同, 在降温过程中, 各室的总体热负荷则也相同; 由于降温过程中, 各机的阀开度相同, 制冷量也相同。故各室的降温速度也相同。当各房间的室温达到设定温度后, 尽管存在一定的超调量, 三室均能稳定在 26、25、24 处, 温度波动很小, 控温精度高, 静态偏差小, 均不大于 0.1。图 3 为压缩机的转速变化曲线, 当系统处于打冷阶段时, 压缩机处于高速运行 (约 120Hz), 当各室室温稳定之后, 压缩机的转速则稳定运行在 100Hz, 转速波动小, 大约为 $\pm 1\text{Hz}$ 。

图 4 为三膨胀阀的开度变化曲线, 当系统打冷时各阀的开度均置于最大, 为 $9.0\text{E-}7\text{m}^2$; 由于房间 A 的设定温度较高, 故经过一段时间后 A 阀的开度首先减小, 最后当各室的室温基本稳定后, 各阀的开度也分别稳定在 $6.9\text{E-}7\text{m}^2$ 、 $7.0\text{E-}7\text{m}^2$ 、 $7.25\text{E-}7\text{m}^2$; 而且阀开度波动很小, 不大于 $\pm 0.1\text{E-}7\text{m}^2$ 。阀最终的稳定开度之所以有所不同, 这是因为虽

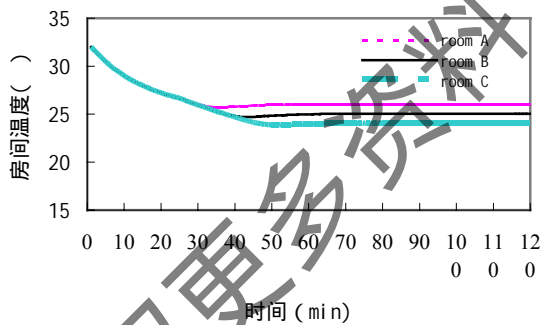


图 2 工况 1 下各室温变化曲线

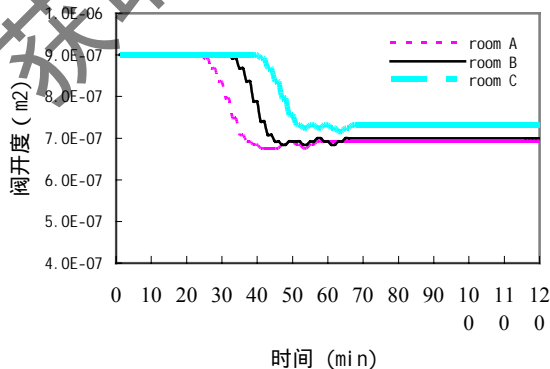


图 4 工况 1 下各阀开度的变化曲线

然各室的室内热负荷相同, 但由于设定温度的不同, 如 C 室室温最低, 则使得由室外环境转入的热量较大, 故 C 机的总体热负荷则较大, 导致了 C 阀的开度最后稳定在较大的开度。

3.2 房间室内负荷发生阶跃变化时的控温运行

工况 2: 室外温度为 32, 三个房间的体积均为 $20 \times 3.5\text{m}^3$, 房间纯迟延为 20s, 三个房间对象相同; A、B、C 室的室内热负荷分别为 900W、1200W、1000W; 60 分钟时 A 室的室内热负荷阶跃变化至 1200W; A、B、C 三房间的设定温度分别为 26、25、24。仿真曲线如图 5、6、7 所示。

从图 5 中可以看出, 由于起初 A 室的室内热负荷最小, 故 A 室的降温速度最快; 最终各室的室温分别稳定在 26、25、24, 静态偏差很小, 且温度波动小, 均不超过 0.05。虽然各室的室温存在一定的超调量, 但都不超过 0.5。在 60 分钟时, A 室负荷发生变化导致 A 室的室温相应改变; 同时从图 7 中可发现此时 A 室的膨胀阀开度及时响应, 增大开度; 由于 A 阀开度的及时调节, 室温波动不大, 超调量为 0.32, 而 B、C 两室的室温基本不受影响。从图 6 中可得知当 60 分钟时, 由于 A 室热负荷的变化, 导致系统总体热负荷发生变化, 压缩机转速也及时做出响应, 最后稳定在 96Hz, 波动小, 也不超过 $\pm 1\text{Hz}$; 60 分钟之后, 虽然 A、B 两室的室内负荷相同, 但由于 A 室的设定温度比 B 室高, 故由围护结构传入室内的热负荷则较小, A 机的总热负荷则比 B 机小, 故 A 阀开度最后也稳定在 $7.0\text{E-}7\text{m}^2$, 比 B 机的阀开度稍小。

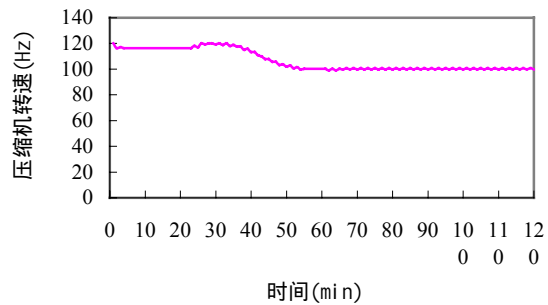


图 3 工况 1 下压缩机转速变化曲线

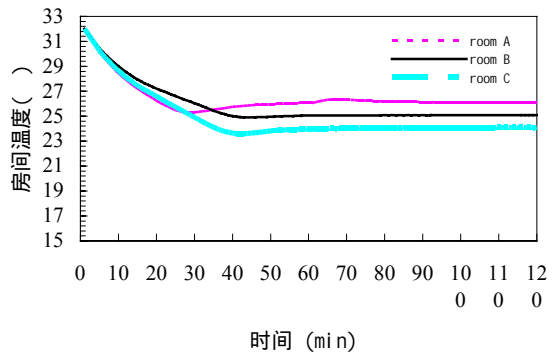


图 5 工况 2 下各室温变化曲线

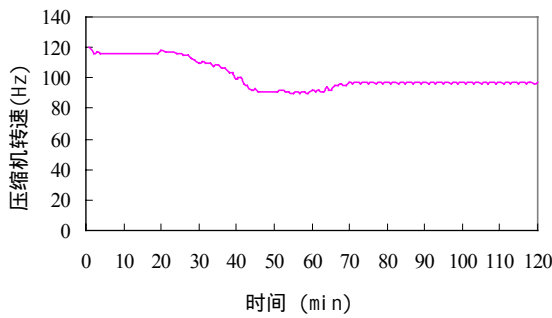


图 6 工况 2 下压缩机转速变化曲线

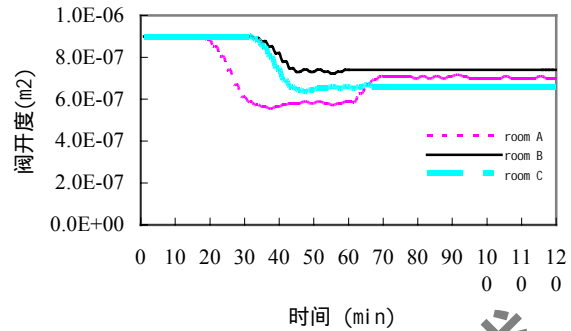


图 7 工况 2 下各阀开度变化曲线

符号说明

A	换热面积, m ²	e	偏心距, m	h	焓, kJ/kg
L	汽缸行程, m	m	制冷剂质量流量, kg/s	M	换热器内制冷剂总量, kg
n	压缩机转速, r/s	N	压缩指数	P	压力, Pa
Q	换热量, kW	R	缸径, m	S	房间容积, m ³
T	温度, K	U	换热系数, kW/m ²	v	比容, m ³ /kg
V	容积流量, m ³ /s	W	功, kJ/kg	x	干度
	容积效率	C _o	热容, kJ/K		阀流量系数
C _p	比热, kJ/kg.K	i	压缩机指示效率		

下标符号

a	蒸发器/房间 A	b	蒸发器/房间 B	c	蒸发器/房间 C
amb	外部环境	com	压缩机	ev	膨胀阀
l	液相	th	理论的	v	汽相
sup	过热	suc	吸气的	sat	饱和态
w	围护结构	air	空气		压缩机入口处
	压缩机出口处		膨胀阀入口处		膨胀阀出口处
	蒸发器出口处	2	冷凝器处	4	蒸发器处

4 结论

通过在建模过程中对各蒸发器共同出口压力—吸气压力的迭代运算, 满足了一拖多系统中各蒸发器相互影响的特性对建模的要求, 建立起一拖三变频空调系统的动态热力学模型。同时提出了在一拖三系统中以压缩机转速的调节来进行吸气压力控制, 以达到减少控温过程中各蒸发器间的相互影响, 实现各室的独立有效控制和系统总体制冷量与热负荷的平衡; 提出了以室温做为电子膨胀阀的控制信号, 实现电子膨胀阀对室温的直接控制, 保证制冷剂流量的正确分配; 制订了带有调整因子的模糊控制方法。利用系统的动态热力学模型对提出的控制思路的可行性进行验证, 仿真研究的结果表明所提出的控制策略和方法能取得很好的控制效果, 控温精度高、动态响应快, 是完全可行的, 值得进一步深入研究和推广。

参考文献:

[1] 丁国良, 张春路. 制冷空调装置仿真与优化[M]. 北京: 科学出版社, 2001.
[2] 葛云亭, 彦启森. 蒸发器动态参数数学模型的建立与理论计算[J]. 制冷学报, 1995, (1): 9-11.

[3] Vargas J V C, Paris J A R. Simulation in transient regime of a heat pump with closed-looped and on-off control. International Journal of Refrigeration [J], 1995, 18(4): 235-243.
[4] Chi J, Didion D. A simulation model of the transient performance of a heat pump [J]. International Journal of Refrigeration 1982, 5(3): 176-184.
[5] MacArthur J W. Transient heat pump behavior: a theoretical investigation. International Journal of Refrigeration [J], 1984, 7(2): 123-131.
[6] Deng Shiming. A dynamic mathematical model of a direct expansion (DX) water-cooled air-conditioning plant [J]. Building and Environment, 2000, 35(7): 603-613.
[7] Choi J M, Kim Y C. Capacity modulation of an inverter-driven multi-air conditioner using electronic expansion valves [J]. Energy, 2003, 28(2): 141-155.
[8] Rajendran N, Pate M B A. A computer model of the start-up transient in a vapor compression refrigeration system [A]. Preprints of the IIR meeting, Purdue, 1986, 129-140.
[9] 陈武. 一拖多 VRV 空调系统特性及控制方法研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2002.
[10] 陈武, 周兴禧. 双联变频空调系统建模与控制方法仿真研究[J]. 系统仿真学报, 2002, 14(5): 643-646.
[11] 周兴禧, 陈武. 双联变频空调系统的动态特性研究[J]. 流体机械, 2001, 29(4): 53-56.
[12] 李士勇. 模糊控制. 神经控制和智能控制论[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1998, 287-298.