

两种蒸发器动态仿真建模方法的对比分析

陈 薇, 黄 虎

(南京师范大学 动力工程学院, 江苏 南京 210042)

[摘要] 制冷工质在换热管内流动时, 伴随着复杂的相变过程, 准确建立描述工质相变的换热器动态模型是制冷空调系统动态仿真的重点和难点. 分析了两种蒸发器动态仿真建模方法——移动边界法、扩展移动边界法, 并用扩展移动边界法的建模思想推导出蒸发器动态仿真数学模型. 通过仿真分析, 并与采用移动边界法的计算结果进行对比, 表明两种建模方法都能对蒸发器动态响应过程进行描述, 但在不同条件下应用时, 会体现出各自的优越性. 结论为制冷空调系统换热器的动态仿真提供了理论基础.

[关键词] 蒸发器, 动态仿真, 移动边界法, 扩展移动边界法

[中图分类号] TU 831 [文献标识码] A [文章编号] 1672-1292(2009)02-0022-07

Contrastive Analysis of Two Modeling Methods for Dynamic Simulation of Evaporator

Chen Wei, Huang Hu

(School of Power Engineering, Nanjing Normal University, Nanjing 210042, China)

Abstract The refrigerant has a complex phase transition when flowing through the heat exchanger pipeline, so it is the emphasis and difficulty to obtain the dynamic models of heat exchanger which can describe the phase transition accurately. In this paper, two modeling methods for dynamic simulation of evaporator are analyzed: moving-boundary model and extended moving-boundary model. Based on the modeling theory of extended moving-boundary model, the dynamic model of evaporator is derived. By simulation analysis and comparison with the results of moving-boundary model, it is found that both modeling methods can describe the response of evaporator dynamic performance, but they have superiority in different conditions respectively. The conclusions may provide a theoretical foundation for the dynamic simulation of the refrigeration and air condition system.

Key words evaporator; dynamic simulation; moving-boundary method; extended moving-boundary method

制冷系统工作状态发生变化时, 如采用数码涡旋压缩机的制冷系统, 在其周期性容量调节运行模式下(负载、卸载交替), 制冷工质的质量流量等参数将发生较大范围的变化, 两器(蒸发器/冷凝器)的工作状况也随之发生改变. 在建立换热器动态性能仿真模型的基础上, 采用计算机数值模拟的方法研究其动态特性, 可以减少对实际样机测试的依赖程度, 提高对换热器性能预测的快速性和准确性.

根据模型参数的集中程度, 换热器动态模型可分为以下 3 类: 单节点模型(集总参数模型)、多节点模型(分布参数模型)和分区模型^[1]. 换热器中同时存在两相区和单相区, 在动态仿真中, 各相区长度是动态变化的, 相区之间的分界点不易捕捉, 若采用分布参数模型对各相区分别进行网格划分建模, 过程将十分复杂, 此外, 两相流体和单相流体的传热和流动特性相差较大, 若采用单节点集总参数模型, 仿真精度将难以保证. 有研究表明, 分区参数模型较好地逼近换热器实际特性, 并且从计算精度与速度上讲, 比较适合动态仿真^[2].

本文分析了以分区参数模型为理论依据的两种蒸发器动态仿真建模方法: 移动边界法、扩展移动边界法^[3]. 扩展移动边界法作为一种换热器动态建模的新方法, 是由美国伊利诺大学的 Brian D. Eldredge 等人

收稿日期: 2009-03-12

基金项目: 江苏省科技支撑(BE2008554)资助项目.

通讯联系人: 黄 虎, 教授, 博士后, 研究方向: 制冷、热泵系统性能分析与改进. E-mail: huanghu@njnu.edu.cn

提出的,主要针对存在大范围的外界扰动下,制冷工质相态在换热器出口可变的情况.本文利用该建模思想,推导出蒸发器的动态仿真数学模型,为了与数码涡旋压缩机周期性负载(100%输出)、卸载(0%输出)容量调节方式相逼近,本文仿真以蒸发器进口质量流量、进口焓发生阶跃变化为例,对出口焓和壁面温度的响应特性进行了仿真计算,仿真时采用与文献[4]相同的仿真初始参数.

通过仿真实例的计算,以及与文献[4]采用移动边界法的计算结果进行对比,表明两种建模方法都能对蒸发器动态响应过程进行描述,但在不同条件下两者有其各自应用的优越性.

1 移动边界法

1.1 换热器移动边界模型基本形式

为保证换热器仿真精度同时兼顾仿真算法的运行效率,威尼斯学者 Dhar M 和 Soedel W 于 1979 年提出移动边界法建立换热器模型^[5 6].

移动边界模型采用分区集总参数方法,即集总参数模型和分布参数模型的结合,将换热器各相区的长度作为求解变量,动态跟踪两相区和单相区之间边界位置,沿管长对各控制方程进行积分.

模型建立过程中作如下简化假设:

- (1) 制冷剂在换热管内为一维流动;
- (2) 采用平均压力,认为换热器内压力沿管长保持均匀相等;
- (3) 两相区计算时采用平均空隙率理论将平均空隙率 γ 视为独立于时间的变量;
- (4) 忽略制冷剂和金属管的轴向导热.

制冷剂侧的质量守恒、能量守恒偏微分方程(PDEs)如下公式(1)、(2)所示:

$$\frac{\partial(\rho_{cs})}{\partial t} + \frac{\partial(m\gamma)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho_{cs}h)}{\partial t} - \frac{\partial(A_{cs}P)}{\partial t} + \frac{\partial(m\dot{h})}{\partial z} = \alpha A \left[\frac{L_i}{L_o} \right] (T_w - T_r). \quad (2)$$

管壁侧的能量守恒方程如(3)所示:

$$(C_p \rho_w V)_w \frac{\partial(T_w)}{\partial t} = A_i \alpha_i (T_r - T_w) + A_o \alpha_o (T_f - T_w). \quad (3)$$

式中, ρ_{cs} 为制冷剂、换热管材料密度 $/(\text{kg}/\text{m}^3)$; A_{cs} 、 A_i 、 A_o 为各相区交界面、换热管内、外横截面面积 $/\text{m}^2$; m 为制冷剂质量流量 $/(\text{kg}/\text{s})$; P 为制冷剂压力 $/\text{Pa}$; h 为制冷剂比焓 $/(\text{J}/\text{kg})$; T_w 、 T_r 、 T_f 为管壁面、管内制冷剂、管外换热流体温度 $/\text{K}$; L_o 、 L_i 为换热管总管长、各相区长度 $/\text{m}$; α_i 、 α_o 为管内、管外换热系数 $/(\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K})$; C_p 为换热管材料比热容 $/(\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K})$; V 为换热管体积 $/\text{m}^3$; z 为沿管长的空间变量 $/\text{m}$; t 为时间 $/\text{s}$.

偏微分方程(PDEs)通过莱布尼兹公式(4)积分

$$\int_{z_1(t)}^{z_2(t)} \frac{\partial f(z, t)}{\partial t} dz = \frac{d}{dt} \left[\int_{z_1(t)}^{z_2(t)} f(z, t) dz \right] - f(z_2(t), t) \frac{d(z_2(t))}{dt} + f(z_1(t), t) \frac{d(z_1(t))}{dt}. \quad (4)$$

由于假定压力沿管长均匀,故建模过程中只需用到质量和能量守恒方程,忽略动量守恒方程.

1.2 蒸发器移动边界法建模求解分析

以翅片管式蒸发器为例,按内部制冷剂沿管程的状态分为两个区域:两相区和过热区,将质量和能量守恒方程的偏微分形式分别在两相区、过热区采用变上下限的偏导数积分法(公式4)积分,分别得到这2个区域关于时间变量 t 的质量和能量守恒偏微分方程,共得到4个方程,再加上两相区、过热区的管壁能量方程,共6个方程,联立可解出6个未知变量.其中 z 坐标为沿管长方向,蒸发器进口定义为 $z=0$ 出口定义为 $z=L_T$.

状态变量 x_e 的确定:

- (1) 制冷剂交界面(蒸干点)位置的变化用两相区的长度 L_1 来反映;
- (2) 对两相区制冷剂,当压力、温度、饱和液体焓 h_k 饱和气体焓 h_g 中一个量确定,就可确定其它量,这里选择蒸发压力 P_e 作为求解变量;

(3) 对过热区制冷剂, 除压力外, 还应选择另一个变量, 制冷剂的状态才能确定, 可选择蒸发器出口制冷剂焓值 $h_{e, out}$;

(4) 在两相区, 采用平均空隙率 γ , 并视为独立于时间的变量;

(5) 对蒸发器管, 用两相区和过热区的管壁温度 T_{w1} T_{w2} 作为状态变量.

故蒸发器的状态变量为: $x_e = [L_1 \ P_e \ h_{e, out} \ \gamma \ T_{w1} \ T_{w2}]^T$.

输入参数 u_e 的确定:

取蒸发器进、出口质量流量 $m_{e, in}$ $m_{e, out}$ 进口焓值 $h_{e, in}$ 进风温度 T_a 、两相区及过热区制冷剂温度 T_{r1} 、 T_{r2} 此外管外空气质量流量 m_a 是计算管外换热系数 α_o 所必须的参数, 所以, 对于蒸发器模型, 输入参数 u_e 为: $u_e = [m_{e, in} \ m_{e, out} \ h_{e, in} \ T_a \ m_a \ T_{r1} \ T_{r2}]^T$.

则模型的状态方程: $Z(x_e, u_e) \cdot \dot{x}_e = f_e(x_e, u_e)$.

由以上的分析可见, 用移动边界法建立的蒸发器模型为一个 6 阶矩阵, 求解时难度较大; 并且过热区的焓值 h 是关于蒸发压力、蒸发温度、蒸发器出口过热度等变量的函数, 而过热区密度 ρ 又是关于焓值 h 的函数, 则 $\rho = f(P, h)$, 因此在质量、能量守恒式中对 ρ 和 h 求导, 就必须转化为对多个变量求导, 最终解析式计算量大, 仿真过程复杂.

2 扩展移动边界法

2.1 外界扰动下蒸发器出口相态

系统稳定运行时, 制冷剂以低干度的气液两相状态进入蒸发器, 逐渐受热蒸发, 最后以过热气体状态离开蒸发器, 如图 1 所示. 但是, 对于非稳定运行情况, 当系统受到大的扰动, 例如系统制冷剂充注量突然加大, 蒸发器出口可能不过热 (即过热区长度 $L_2 = 0$), 过热区不存在^[7].

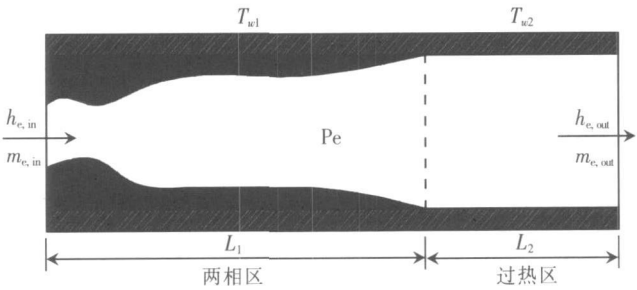


图 1 蒸发器模型

Fig.1 The model of evaporator

蒸发器过热区的存在与否造成了建模的复杂性, 按移动边界建模法所述, 该区域的长度 $L_T - L_1$ 和换热器壁温 T_{w2} 为状态参数, 当该区域在扰动下短暂消失时, 针对过热区所建立的求解式将在整个模型中消失. 因此, 若采用移动边界法, 在仿真时必须建立两种计算模块: 两相区 + 过热区 (TP - V) 模块, 两相区 (TP) 模块, 分情况应用不同模块. 文献 [4] 已对该建模方式做出求解, 但过程比较复杂, 仿真时各模块需频繁切换. 因此, 在存在着外界扰动, 蒸发器出口制冷剂相态不确定的情况下, 用移动边界法建模计算难度较大.

针对上述问题, Brian D. Eldredge 等人提出采用一个扩展化的移动边界模型, 将低压侧的蒸发器和气液分离器联合起来同时建立仿真模型. 用这个方法, 蒸发器出口制冷剂状态不考虑, 即忽略过热区, 对蒸发器只建立两相区模型, 该方法实际是将两相区与过热区的边界面扩展到了蒸发器出口, 因此在文献 [3] 中被称为扩展移动边界法.

2.2 气液分离器模型

针对蒸发器出口无过热的问题, 系统一般都装有气液分离器 (Accumulator), 避免了压缩机因吸入制冷剂液体而造成的安全问题^[8]. 对气液分离器建模, 将其作为一个简单的控制容积, 即采用水箱模型 (Stirred tank model), 制冷剂从一端流进, 另一端流出, 热交换发生在气液分离器壁面与外界环境之间. 现假定制冷剂流出状态为饱和蒸气, 且气液分离器内压力恒定, 为蒸发压力 P_e .

气液分离器质量和能量守恒方程^[3]如下:

$$\frac{dn_{acc}}{dt} = m_{acc, in} - m_{acc, out} \quad (5)$$

$$\frac{d(m_{acc}u_{acc})}{dt} = m_{acc, in}h_{acc, in} - m_{acc, out}h_{acc, out} + UA_{acc}(T_{amb} - T_{acc}). \quad (6)$$

式中, u_{acc} 为气液分离器内制冷剂单位质量内能 $/(J/kg)$; U 为气液分离器与外界环境间的传热系数 $/(W/m^2 \cdot K)$; T_{acc} 、 T_{amb} 为气液分离器、外界环境温度 K ; $m_{acc, in}$ 、 $m_{acc, out}$ 为气液分离器进出口制冷剂的质量流量 $/(kg/s)$; $h_{acc, in}$ 、 $h_{acc, out}$ 为气液分离器进出口制冷剂的比焓 $/(J/kg)$.

气液分离器中制冷剂总质量 $m_{acc} = m_g + m_f$, 总能量 $m_{acc}u_{acc} = m_g u_g + m_f u_f$, 总体积 $V_{acc} = V_g + V_f$, 各状态体积 $V_g = \frac{\rho_f V_{acc} - m_{acc}}{\rho_f - \rho_g}$, $V_f = \frac{\rho_g V_{acc} - m_{acc}}{\rho_g - \rho_f}$, 体积的净变量 $V_g + V_f = 0$ 通过以上关系化简得下式:

$$\left[\frac{d\rho_g}{dP_e} V_g u_g + \frac{d\rho_f}{dP_e} V_f u_f + \frac{du_g}{dP_e} \rho_g V_g + \frac{du_f}{dP_e} \rho_f V_f \right] P_e - \left[\frac{\rho_g u_g - \rho_f u_f}{\rho_g - \rho_f} \right] \times \left[\frac{d\rho_g}{dP_e} V_g + \frac{d\rho_f}{dP_e} V_f \right] P_e + \left[\frac{\rho_g u_g - \rho_f u_f}{\rho_g - \rho_f} \right] m_{acc} = m_{acc, in} h_{acc, in} - m_{acc, out} h_{acc, out} + UA_{acc}(T_{amb} - T_{acc}). \quad (7)$$

2.3 蒸发器扩展移动边界模型

首先在整个管长 L_T (两相区) 上对制冷剂侧质量守恒方程 (1) 积分:

方程 (1) 左边第一项, 由莱布尼兹公式 (4) 积分得:

$$\int_0^{L_T} \frac{\partial(\rho_{cs})}{\partial t} dz = A_{cs} L_T \frac{d}{dt} [\rho_f (1 - \gamma) + \rho_g \gamma]. \quad (8)$$

两相区: $\rho = \rho_f (1 - \gamma) + \rho_g \gamma$, 且密度 ρ_f 、 ρ_g 为蒸发压力 P_e 的单值函数, 平均空隙率 γ 为独立于时间的变量, 则方程 (8) 积分得:

$$\int_0^{L_T} \frac{\partial(\rho_{cs})}{\partial t} dz = A_{cs} \left[\frac{d\rho_f}{dP_e} (1 - \gamma) + \frac{d\rho_g}{dP_e} \gamma \right] L_T P_e + (\rho_g - \rho_f) \gamma A_{cs} L_T. \quad (9)$$

方程 (1) 左边第二项积分:

$$\int_0^{L_T} \frac{\partial \dot{m}}{\partial z} dz = \dot{m}_{out} - \dot{m}_{in}. \quad (10)$$

由方程 (9)、(10) 得蒸发器两相区质量守恒式:

$$\left[\frac{d\rho_f}{dP_e} (1 - \gamma) + \frac{d\rho_g}{dP_e} \gamma \right] A_{cs} L_T P_e + (\rho_g - \rho_f) A_{cs} L_T \dot{\gamma} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \quad (11)$$

在整个管长 L_T (两相区) 上对制冷剂侧能量守恒方程 (2) 积分:

方程 (2) 左边第一项, 两相区 $\rho h = \gamma \rho_g h_g + (1 - \gamma) \rho_f h_f$

$$\int_0^{L_T} \frac{\partial(\rho_{cs} h)}{\partial t} dz = A_{cs} \left[\frac{d}{dt} (\rho_f h_f (1 - \gamma) + \rho_g h_g \gamma) \right] L_T = \left[\frac{d(\rho_f h_f)}{dP_e} (1 - \gamma) + \frac{d(\rho_g h_g)}{dP_e} \gamma \right] A_{cs} L_T P_e + (\rho_g h_g - \rho_f h_f) A_{cs} L_T \dot{\gamma} \quad (12)$$

方程 (2) 左边第二项积分:

$$\int_0^{L_T} \frac{\partial(P_e A_{cs})}{\partial t} dz = A_{cs} P_e L_T \dot{\gamma} \quad (13)$$

方程 (2) 左边第三项积分:

$$\int_0^{L_T} \frac{\partial(m \dot{h})}{\partial z} dz = \dot{m}_{out} h_{out} - \dot{m}_{in} h_{in} \quad (14)$$

由方程 (12)、(13)、(14) 得蒸发器两相区能量守恒式:

$$\left[\frac{d(\rho_f h_f)}{dP_e} (1 - \gamma) + \frac{d(\rho_g h_g)}{dP_e} \gamma - 1 \right] A_{cs} L_T P_e + (\rho_g h_g - \rho_f h_f) A_{cs} L_T \dot{\gamma} = \dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_{out} h_{out} + \alpha A_{ei} (T_w - T_r). \quad (15)$$

蒸发器换热管两相区能量守恒式:

$$(C_p \rho V)_w T_w = \alpha_i A_i (T_r - T_w) + \alpha_o A_o (T_a - T_w).$$

(16)

将方程 (7)、(11)、(15)、(16) 联立整合, 消去中间变量得蒸发器、气液分离器联合模型, 用到下列关系:

$$m_{acq, in} = m_{e, out}, \quad h_{acq, in} = h_{e, out}, \quad h_{acq, out} = h_g, \quad m_{acc} = m_{acq, in} - m_{acq, out}$$

得到模型矩阵形式: $z_e(x_e, u_e) \cdot x_e = f_e(x_e, u_e)$.

$$\begin{bmatrix} z_{11} & z_{12} & z_{13} & 0 \\ z_{21} & z_{22} & z_{23} & 0 \\ z_{31} & z_{32} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & z_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_e \\ m_{acc} \\ \gamma \\ T_w \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_{e, in} - m_{acq, out} \\ m_{e, in} h_{e, in} - m_{acq, out} h_g + \alpha_i A_i (T_w - T_r) \\ m_{acq, out} (h_{e, g} - h_{e, out}) - UA_{acc} (T_{acc} - T_{amb}) \\ \alpha_i A_i (T_r - T_w) + \alpha_o A_o (T_a - T_w) \end{bmatrix}.$$

(17)

矩阵的系数如下:

$$\begin{aligned} z_{11} &= \left[\frac{d\rho_f}{dP_e} (1 - \gamma) + \frac{d\rho_g}{dP_e} \gamma \right] A_{cs} L_T, \\ z_{12} &= 1, \\ z_{13} &= (\rho_g - \rho_f) A_{cs} L_T, \\ z_{21} &= \left[\frac{d(\rho_f h_f)}{dP_e} (1 - \gamma) + \frac{d(\rho_g h_g)}{dP_e} \gamma - 1 \right] A_{cs} L_T, \\ z_{22} &= h_{e, out}, \\ z_{23} &= (\rho_g h_g - \rho_f h_f) A_{cs} L_T, \\ z_{31} &= \frac{d\rho_g}{dP_e} V_g u_g + \frac{d\rho_f}{dP_e} V_f u_f + \frac{du_g}{dP_e} \rho_g V_g + \frac{du_f}{dP_e} \rho_f V_f - \left(\frac{\rho_g u_g - \rho_f u_f}{\rho_g - \rho_f} \right) \left(\frac{d\rho_g}{dP_e} V_g + \frac{d\rho_f}{dP_e} V_f \right), \\ z_{32} &= \frac{\rho_g u_g - \rho_f u_f}{\rho_g - \rho_f} - h_{e, out}, \\ z_{44} &= (C_p \rho V)_w, \end{aligned}$$

蒸发器的状态变量为 $x_e = [P_e, m_{acc}, \gamma, T_w]^T$.

输入参数为 $u_e = [m_{e, in}, m_{acq, out}, h_{e, in}, T_a, m_{acc, r}, T_{amb}]^T$.

由以上分析可见, 采用扩展移动边界法建立的仿真模型, 求解矩阵降为 4 阶, 而且由于对蒸发器只建立两相区模型, 选择了蒸发压力 P_e 作为求解变量, 则其它状态参数为压力的单值函数, 因此对质量方程、能量方程求解过程中只需对单个蒸发压力 P_e 求导, 用常微分方程即可求解, 降低了仿真难度.

3 扩展移动边界模型的仿真与分析

在外界扰动下, 模型计算程序的稳定性和健壮性是首要考虑的问题^[9], 模型求解的准确性很大程度上取决于传热系数的选取, 因为工质相变与否对换热系数的影响有着数量级的差别^[10]; 同时还有平均空隙率初值的选定. 本文在模型求解时, 将两者视为定值.

为了与移动边界模型有所对比, 采用文献 [4] 的仿真初始数据, 同为翅片管换热器的动态模拟, 制冷工质为 R22 参数如表 1 所示:

表 1 蒸发器结构参数及仿真初始稳态值

Table 1 The evaporator structural parameters and initial steady state values	
蒸发器结构参数	仿真初始稳态值
管子外径 $D_o = 0.011\text{ m}$	蒸发压力 $P_e = 498\text{ kPa}$
管子内径 $D_i = 0.01\text{ m}$	蒸发器进口焓 $h_{e, in} = 210\text{ kJ/kg}$
管子密度 $\rho_w = 8\,960\text{ kg/m}^3$	蒸发器进口质量流量 $m_{e, in} = 0.025\text{ kg/s}$
管子比容 $C_p = 385\text{ J/kg} \cdot \text{K}$	空气温度 $T_a = 287\text{ K}$
管长 $L_T = 18\text{ m}$	两相区换热系数 $\alpha_i = 2\,500\text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
	两相区平均空隙率 $\gamma = 0.985$
	空气侧换热系数 $\alpha_o = 350\text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

外界扰动由制冷剂进口焓 $h_{e, in}$ 以及进口质量流量 $m_{e, in}$ 的阶跃变化共同引起, 如图 2 所示。

为了有所比较, 下图中虚线为文献 [4] 采用移动边界法建模 (模型 1) 的仿真结果。

由图 3 扩展移动边界模型 (模型 2) 的响应曲线可见, 当蒸发器进口焓 $h_{e, in}$ 、质量流量 $m_{e, in}$ 扰动发生后, 出口焓 $h_{e, out}$ 的响应也呈现出阶跃性变化趋势。图中蒸发器出口焓值在饱和蒸气焓值 h_g 线上下波动, 表明扰动发生后, 蒸发器出口相态在气液两相和过热状态之间转换。但其响应曲线突变较严重, 且出口焓 $h_{e, out}$ 突变响应点与扰动输入点同时出现, 这是由于本文在采用扩展移动边界模型仿真计算时, 将平均空隙率 γ 定为常数, 另外在开环仿真中压力固定, 则能量方程可简化为如下形式:

$$h_{e, out} = \frac{m_{e, in} h_{e, in} + \alpha_i A_i (T_w - T_r)}{m_{e, out}} \quad (15)$$

则在进口焓阶跃输入下, 出口焓的响应也呈现出同时性的阶跃变化。

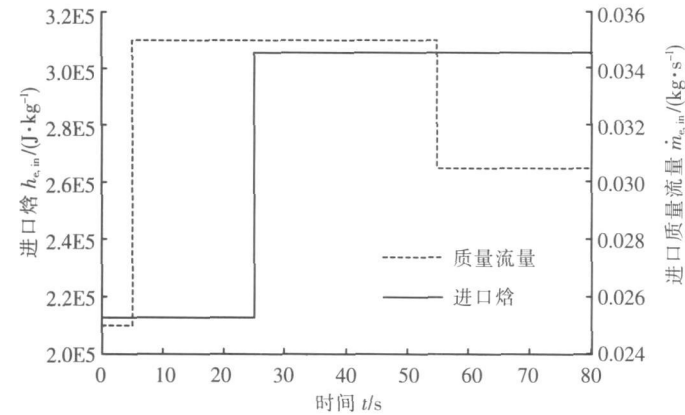


图 2 蒸发器进口焓、进口质量流量的阶跃变化

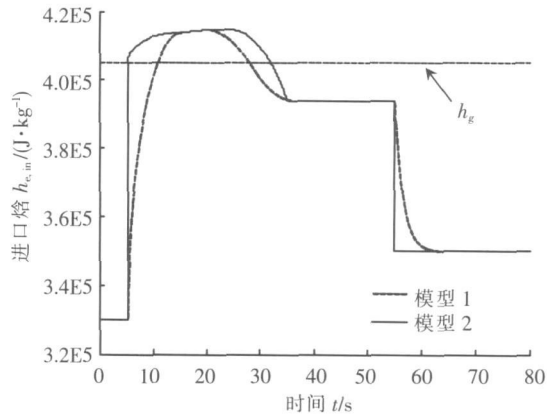


图 3 蒸发器出口焓

Fig.2 The step-input of evaporator inlet enthalpy and mass flow rate

Fig.3 The evaporator outlet enthalpy

相比之下, 移动边界模型 (模型 1) 显示了扰动发生后, 出口焓的动态响应有一个时间上的延迟, 其响应曲线光滑, 无明显突变, 较为逼近实际情况。

从结果可知, 由于对蒸发器采用扩展移动边界法建模没有考虑到过热区的影响, 其模型计算结果与实际情况有一定的差异, 但该模型在一定程度上能和移动边界模型达到同样效果, 都可以反映扰动下管内相态转换过程。

图 4 表示了管壁温度在扰动下的响应, 扩展移动边界模型 (模型 2) 只将蒸发器作两相状态处理, 取管壁平均温度 T_w 作为整个管长 L_T 上的求解参数, T_w 实际成了两相区和过热区温度的平均值, 由该模型无法求出各相区管壁温度平均值; 移动边界模型 (模型 1) 则可以求得各区管壁平均温度。此外, 由图中虚线 T_{w2} 可知, 在扰动下过热区管壁平均温度显著增加, 两相区 T_{w1} 变化不大, 这是由于蒸发器的热交换过程具有热力系统普遍存在的大滞后、大延迟特性。当只需反映管壁温度变化趋势时, 可考虑采用扩展移动边界模型。

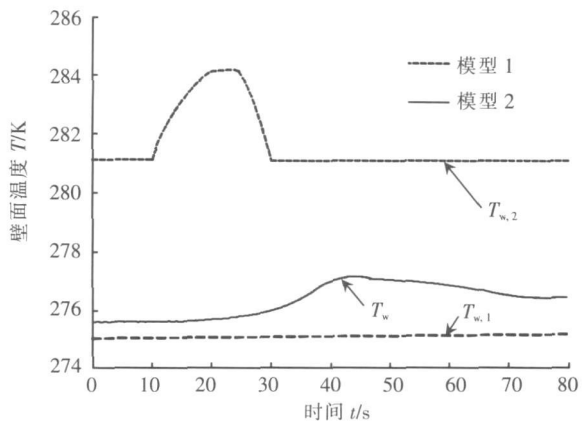


图 4 蒸发器壁面温度

Fig.4 Wall temperature

4 结 论

本文对比分析了两种蒸发器动态建模方法 —— 移动边界法、扩展移动边界法, 并采用扩展移动边界法推导出蒸发器的动态模型, 进行仿真计算。在具有相同仿真初始参数以及外界扰动输入的情况下, 其仿真结果表明了两种建模方法的一致性, 但两者有其各自的特点和适用性。

(1) 模型求解:

移动边界法建模由于考虑到蒸发器出口相态可变, 需建立两相区 + 过热区 (TP - V) 模块, 两相区

(TP) 模块, 计算时频繁切换; 当考虑到过热区时, 制冷剂状态的确定需两个变量, 导致最终模型的状态方程由对参数 ρ 和 h 的求导转变为对多个变量求导, 求解难度较大; 此外, 该仿真模型的矩阵阶数高, 计算复杂。

扩展移动边界法建模不考虑蒸发器出口相态, 只将其做两相状态处理, 不需多个模块切换求解; 制冷剂状态的确定只需一个变量压力 p , 状态参数 ρ 和 h 也只是 p 的单值函数, 则模型用常微分方程即可描述; 仿真模型矩阵阶数低, 计算简便。

(2) 仿真结果:

两种模型在一定程度上, 都能反映扰动下管内相态转换过程, 但移动边界法在热力系统热响应存在着时间延迟的问题上, 其仿真结果更为合理; 且可以反应蒸发器壁温在过热区的阶跃性变化。

当系统存在着外界扰动时, 如数码涡旋系统的运行模式, 系统内制冷工质的质量流量等参数发生较大范围的变化, 导致蒸发器出口相态不易确定, 可考虑采用扩展移动边界法建立数学模型, 降低仿真难度。

[参考文献] (References)

- [1] 丁国良. 制冷空调装置的计算机仿真技术 [J]. 科学通报, 2006, 51(9): 998-1 010
Ding Guoliang. Computer simulation on refrigeration and air conditioning equipment [J]. Science Bulletin, 2006, 51(9): 998-1 010 (in Chinese)
- [2] 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
Ding Guoliang, Zhang Chunlu. Refrigeration and Air Conditioning Equipment Simulation and Optimize [M]. Beijing: Science Press, 2001. (in Chinese)
- [3] Brian D Elhedge, Bryan P Rasmussen, Andrew G Alleyne. Moving-Boundary heat exchanger models with variable outlet phase [J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 2008, 130(6): 1 003-1 012
- [4] Zhang Weijiang, Zhang Chunlu. A generalized moving-boundary model for transient simulation of dry-expansion evaporators under larger disturbances [J]. International Journal of Refrigeration, 2006, 29(7): 1 119-1 127.
- [5] Willatzen M, Pettit N B O L, Ploug-Sørensen L. A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration Part I: moving-boundary formulation of two-phase flows with heat exchange [J]. International Journal of Refrigeration, 1998, 21(5): 398-403
- [6] Willatzen M, Pettit N B O L, Ploug-Sørensen L. A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration Part II: simulation and control of an evaporator [J]. International Journal of Refrigeration, 1998, 21(5): 404-414
- [7] 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
Xie Xuming, Shi Wenxing. Research status of refrigerant distribution in refrigeration system [J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2004, 4(6): 1-4 (in Chinese)
- [8] 韩润虎. 美国谷轮公司压缩机应用技术讲座 第十四讲. 压缩机常见故障分析 (2) ——液击 [J]. 制冷技术, 2004(3): 43-45
Hang Runhu. Copeland compressor application engineering 14. Compressor failure analysis (2)-Slugging [J]. Refrigerating Technology, 2004(3): 43-45 (in Chinese)
- [9] 伏龙, 丁国良. 蒸气压缩式制冷装置仿真的基本理论和热点问题 [J]. 低温与超导, 2002, 30(4): 59-63
Fu Long, Ding Guoliang. Basic theory and key problems on the simulation of vapor-compression refrigeration plants [J]. Cryogenics and Superconductivity, 2002, 30(4): 59-63 (in Chinese)
- [10] 史琳, 薛志方. 热泵/空调系统仿真和控制研究述评 [J]. 暖通空调, 2007, 37(8): 50-62
Shi Lin, Xue Zhifang. Simulation and control researches for heat pump/air conditioning systems: a review [J]. Journal of HV&AC, 2007, 37(8): 50-62 (in Chinese)

[责任编辑: 刘 健]