

# 相变换热适时动态过程数值模拟

姚哲卿, 袁竹林

(东南大学 洁净煤发电及燃烧技术教育部重点实验室, 江苏 南京 210096)

**摘 要:** 以冷凝器为例, 建立了分区和分流型的适时动态分布参数模型, 模型建立过程中考虑流体的适时物性参数、湿区含液量、流动压力损失以及管壁蓄热等细节, 使模型的准确性和通用性显著提高。在模拟过程中, 计算机根据制冷剂状态自动由所建立的物性数据库中查取对应物性参数。模型采用显式方程组, 求解速度快。由该模型可进行冷凝换热过程非稳态性能研究, 获得换热过程冷、热流体温度、压力和冷凝状态等随时间变化的过程。通过实验验证表明, 所建立的模型具有较高的准确性。

**关 键 词:** 冷凝换热; 适时动态参数; 数值模拟

中图分类号: TK229 文献标识码: A

## 1 引 言

近些年来, 换热器换热过程的数值模拟已经做了很多工作并取得大量研究成果, 随着计算机计算能力的快速提高, 人们对数值模拟准确性的要求也越来越高, 模型在建立过程中所考虑的处理方法也更趋合理。实际运行中, 换热器工作过程融合了流动和传热, 大多表现为动态特性, 随状态的变化, 制冷剂参数也随之改变, 所以对换热器动态模型的研究也是及其重要的。动态过程的影响因素多而复杂, 全面、细致地考虑影响因素或采用大量经验系数, 在一定程度上可提高模型仿真的准确性, 但又缺乏通用性; 考虑的影响因素少了, 模型可以大大简化, 减少计算量, 提高通用性, 但又难以保证仿真的准确性, 如何同时提高动态模型通用性和准确性, 也是多年来研究人员不断探索的问题。

21 世纪初, 国内有研究人员将水冷壳管式冷凝器的两相区分为气相和液相两部分考虑其能量和质量方程<sup>[1]</sup>, 计算结果比单相更加接近实验结果, 但没有考虑制冷剂流型和压力的变化, 对如何确定气相与液相换热系数也表述得很模糊; 国内还有研究人员将换热器的分布参数模型简化为分区集中参数模型(单相区和两相区均分别采用集中参数模型)或积

分近似模型, 对由简化引起的误差应用人工神经网络进行校正, 从而得到较传统方法更好的回归精度<sup>[2]</sup>。这对提高单纯的部件仿真的精度无疑是个有效的方法, 但对某些系统的模拟来说, 会增添复杂程度, 且通用性不高; 2001 年, 巴西学者在考虑动量守恒、能量守恒和质量守恒的基础上提出了冷凝器的瞬态分区参数模型<sup>[3]</sup>, 采用经典 Runge-Kutta 四阶公式求解偏微分方程组, 求解过程较为复杂。

本文通过对现有的各种动态模型的分析, 对现有模型做了适当的改进, 充分考虑了相变流体的压力损失、换热管壁蓄热、两侧流体势能变化以及冷、热流体热物性参数随温度适时变化等动态影响因素(这些重要的影响因素在一般模型中常常被简化掉了), 以制冷系统中冷凝器为例建立了分相区和分流型的动态分布参数模型, 并与实验结果进行了对比, 验证了模型具有较高的通用性和准确性。

## 2 相变换热动态模型

### 2.1 冷凝器结构

目前较常用的换热器中套管式和管壳式换热器以其结构坚固和可靠性高等特点在国内得到广泛的应用。本文以水冷逆流套管式冷凝器为例建立模型, 热流体选用  $R_{22}$ 。

### 2.2 物理模型

换热过程中产生相变的换热器物理模型可以用图 1 来表示。

### 2.3 数学模型

#### 2.3.1 简化假设

因为此冷凝器动态模型只是制冷系统仿真模型的一部分, 侧重于从整体上考虑部件的热力性能, 只涉及少量部件结构变化。因此将冷凝器流动与传热过程作如下简化假设:

收稿日期: 2004-04-26; 修订日期: 2004-08-06

基金项目: 国家重点基础研究发展规划基金资助项目(G1999022209); 国家重点自然科学基金资助项目(59995460)

作者简介: 姚哲卿(1976-)女, 内蒙古集宁县人, 东南大学硕士研究生

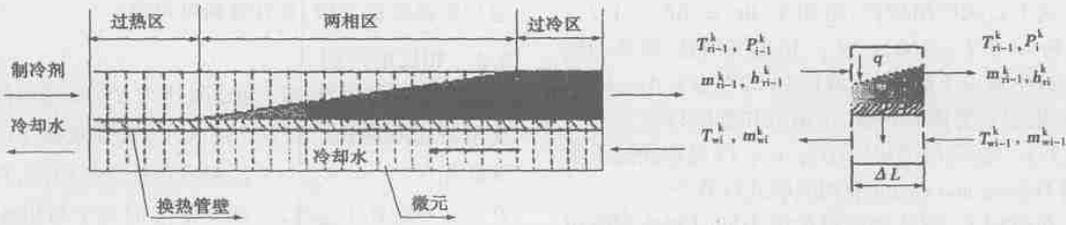


图 1 逆流套管式冷凝器物理模型

- (1) 忽略流体在轴向的热传导;
- (2) 忽略换热器与环境的热交换;
- (3) 金属管壁的径向导热系数无限大, 金属管壁无径向温差, 仅沿长度方向有变化。

2.3.2 控制方程组

根据前述物理模型建立了逆流水冷套管式冷凝器的动态分布参数模型, 即对整个冷凝器沿管长划分成若干微元 (见图 1), 对每个微元直接建立对时间和空间离散的显式差分方程, 对过热区、两相区和过冷区分别采用不同的换热准则关联式 (两相区根据流型不同选用不同的换热关联式), 根据管内制冷剂的状态和流型计算出每个微元的局部换热系数。

冷凝器动态参数模型包括微元管内冷却水侧、金属管壁和制冷剂侧 3 个控制容积, 每个控制容积的能量守恒方程、动量守恒方程和质量守恒方程如下:

2.3.2.1 制冷剂侧

能量守恒方程:

$$(\rho_{r,i}^k h_{r,i}^k A_r \Delta L - P_{r,i}^k A_r \Delta L) - (\rho_{r,i-1}^{k-1} h_{r,i-1}^{k-1} A_r \Delta L - P_{r,i-1}^{k-1} A_r \Delta L) = \alpha_r \pi d_r \Delta L (T_{tube,i}^k - T_{r,i}^k) \Delta t - (m_{r,i}^k h_{r,i}^k - m_{r,i-1}^k h_{r,i-1}^k) \Delta t \quad (1)$$

能量守恒方程考虑了制冷剂潜能的变化, 式中  $\alpha_r$  代表制冷剂与换热管壁之间的换热系数, 下角标 r, tube, i 分别表示制冷剂、管壁和第 i 个节点; 上角标 k 表示第 k 个时间步长;  $\rho$ 、h、m、d、A、P、 $\Delta L$ 、 $\Delta t$  分别表示密度、焓值、质量流量、直径、断面积、压强、空间步长和时间步长。

质量守恒方程:

$$(\rho_{r,i}^k - \rho_{r,i}^{k-1}) A_r \Delta L = - (m_{r,i}^k - m_{r,i}^{k-1}) \Delta t \quad (2)$$

动量守恒方程:

$$(P_{r,i}^k - P_{r,i-1}^k) \Delta t + G_{r,i}^{k2} \left[ \frac{x_{r,i}^{k2} v_v}{\lambda_{r,i}^k} + \frac{(1-x_{r,i}^k)^2 v_L}{1-\lambda_{r,i}^k} \right] \Delta t -$$

$$G_{r,i-1}^{k2} \left[ \frac{x_{r,i-1}^{k2} v_v}{\lambda_{r,i-1}^k} + \frac{(1-x_{r,i-1}^k)^2 v_L}{1-\lambda_{r,i-1}^k} \right] \Delta t = - (G_{r,i}^k - G_{r,i-1}^{k-1}) \Delta L / \Delta t - \left( \frac{dPr}{dL} \right)_F \Delta t \Delta L \quad (3)$$

式 (3) 中  $\left( \frac{dPr}{dL} \right)_F$  为制冷剂沿管长的压力梯度, 计算采用文献 [4] 中的准则关联式;  $G$ 、 $x$ 、 $\lambda$ 、 $v$  分别表示体积流量、制冷剂干度、制冷剂两相区空隙系数和比容。

2.3.2.2 冷却水侧

能量守恒方程:

$$\rho_w A_w c_{p,w} \Delta L (T_{w,i}^k - T_{w,i-1}^{k-1}) = - \alpha_w \pi d_w \Delta L (T_{w,i}^k - T_{tube,i}^k) \Delta t - m_w c_{p,w} (T_{w,i}^k - T_{w,i-1}^{k-1}) \Delta t \quad (4)$$

式中:  $\alpha_w$  — 冷却水与换热管壁之间的换热系数;  $c_p$  — 定压比热容。

2.3.2.3 换热管管壁

能量守恒方程:

$$\rho_{tube} A_{tube} c_{p,tube} \Delta L (T_{tube,i}^k - T_{tube,i-1}^{k-1}) = \alpha_w \pi d_w \Delta L (T_{w,i}^k - T_{tube,i}^k) \Delta t - \alpha_r \pi d_r \Delta L (T_{tube,i}^k - T_{r,i}^k) \Delta t \quad (5)$$

换热管壁与两侧冷、热流体换热量之差即为管壁蓄热量。另外, 两相区内制冷剂的焓值和密度分别按如下方法计算:  $h_r = x h_{r,v} + (1-x) h_{r,l}$ ,  $h_{r,v}$  和  $h_{r,l}$  分别为饱和蒸汽焓值和饱和液体焓值。过热区制冷剂干度  $x = 1$ , 过冷区  $x = 0$ , 两相区制冷剂干度  $x$  根据如下能量平衡方程求解:

$$A_r ((\rho_{r,i}^k h_{r,i}^k - P_{r,i}^k) - (\rho_{r,i-1}^{k-1} h_{r,i-1}^{k-1} - P_{r,i-1}^{k-1})) \Delta L + m_{r,i}^k x_i^k (x_i^k - x_{i-1}^k) \Delta t = \alpha_r F_r (T_{tube,i}^k - T_{r,i}^k) \Delta t \quad (6)$$

$\rho_r = \rho_l + \lambda(\rho_v - \rho_l)$ ,  $\lambda$  为两相区内制冷剂的空隙系数, 其值采用公式计算 [5]。

2.3.3 制冷剂和冷却水的换热系数

2.3.3.1 制冷剂单相区换热系数用 Dittus-Boeler 准则关联式计算 [3]:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (n = 0.3) \quad (7)$$

这个公式应用较广,适用于  $Re = 10^4 \sim 1.2 \times 10^5$ ,  $Pr = 0.7 \sim 100$ ,  $L/d > 10$  的光滑管,流体与壁面具有中等以下温度差(液体  $20^\circ\text{C}$  左右)。Nu、Re 和 Pr 分别表示努谢尔特数、雷诺数和普朗特数。

### 2.3.3.2 制冷剂两相区(0 < x < 1) 局部换热系数采用 Dobson and Chato 准则关联式计算<sup>9</sup>

在两相区,制冷剂质量流率不同时制冷剂侧可能出现不同的流型,如环状流和波状流,针对不同流型选用不同的局部换热系数关联式:

(1) 环状流的换热系数按式(8)计算:

$$Nu = 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \left[ 1 + \frac{2.22}{Xtt^{0.89}} \right] \quad (8)$$

式中:  $Xtt = \left[ \frac{1-x}{x} \right]^{0.9} \left[ \frac{\rho_v}{\rho_L} \right]^{0.5} \left[ \frac{\mu_L}{\mu_v} \right]^{0.1}$

Xtt 为 Martinielli 数,  $\mu$ —动力粘度;下角标 L 和 v 分别表示饱和液体和饱和气体。本文编程计算的过程中发现在 x 接近于 1 或 0 时 Nu 数的求解会产生溢出现象,所以设定  $x > 0.95$  或  $x < 0.05$  时,  $Nu = 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.3}$ 。

(2) 波状流的换热系数按式(9)计算:

$$Nu = \frac{0.2 Re_{vo}^{0.12}}{1 + 1.11 Xtt^{0.58}} \left[ \frac{Ga Pr_L}{Ja_L} \right]^{0.25} + \left( 1 - \frac{\theta_L}{\pi} \right) Nu_{\text{forced}} \quad (9)$$

式中相关参数按文献[6]中的方法计算。

(3) 制冷剂在管中的流型从  $Fr_{so}$  及  $G_r$  数的大小来确定:当  $G_r < 500 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ , 且  $Fr_{so} < 20$  时,流型为波状流,换热系数采用式(9)计算;  $G_r > 500 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$  时为环状流,换热系数采用式(8)计算:

$$Fr_{so} = c_3 Re_L^c \left[ \frac{1 + 1.09 Xtt^{0.039}}{Xtt} \right] \frac{1}{Ga^{0.5}} \quad (10);$$

式中的  $c_3, c_4$  的值由  $Re_L$  数来确定:当  $Re_L \leq 1250$  时,  $c_3 = 0.025, c_4 = 1.59$ ; 当  $Re_L > 1250$  时,  $c_3 = 1.26, c_4 = 1.04$ 。

### 2.3.3.3 冷却水侧换热系数采用 Dittus-Boeler 准则关联式(如式(7))计算,其中 $n = 0.4$ 。

## 3 求解方法

### 3.1 解法

由式(1)~式(5)5个差分方程组成的方程组中含有  $T_{\text{ubes},i}^k, T_{w,i}^k, T_{r,i}^k, P_{r,i}^k$  和  $m_{r,i}^k$  5个未知数,方程组封闭可解。这样直接面向微元建立的显式差分方程,可以直接求解,局部计算无需迭代,能提高计算速度及稳定性,大大减少计算程序中的迭代次数,经

过与实验数据比较,其计算精度可靠。

### 3.2 相区的判别

本文通过比较制冷剂适时压力  $P_i^k$  与其当前温度下对应的饱和压力  $P_{s,i}^k$  的大小,来判断制冷剂所处的相区,  $P_i^k - P_{s,i}^k < 0$  时制冷剂处于过热度区,  $P_i^k - P_{s,i}^k > 0$  时处于过冷区,  $P_i^k - P_{s,i}^k$  时处于两相区。

### 3.3 参数计算机适时查取

求解过程中,制冷剂与冷却水的物性参数分别通过调用制冷剂物性参数模块和水的物性参数模块,根据前一节点温度查得,不同温度不同状态选用不同的物性参数。另外,对于逆流式换热,在编程计算过程中冷却水侧当前节点物性参数用后一节点前一时刻的温度查得。制冷剂与冷却水的入口参数及初始时刻制冷剂、冷却水、管壁的相关参数、计算时间及冷凝器几何参数均通过界面输入。为与实验数据进行对比,以验证模型模拟结果的准确性,本文的输入参数均采用与实验初始条件相同的数值。计算中空间步长  $\Delta L = L/N$ , N 代表微元个数(本文取 100 个);时间步长  $\Delta t$  取 15 s。

## 4 实验验证装置

本文采取计算结果与实验结果比较的方法来验证所建模型计算的准确性。实验所用套管换热器采用多内管结构(横断面结构尺寸如图 2),同时为减小换热器外形尺寸,内管采用螺旋盘管。外管长为 7 m,制

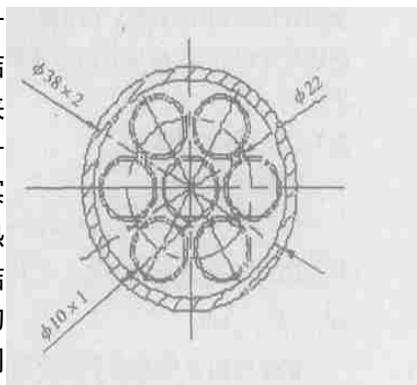


图 2 多内管套管式换热器结构示意图

冷剂在管外流动,冷却水在 7 根换热管内逆向流动与管外流体进行换热。

## 5 数值模拟结果与实验结果的比较及分析

本文做了 4 组不同工况的实验,计算与实验采用相同的入口参数和边界条件,对冷流体出口温度、热流体冷凝温度、过冷温度和出口温度进行比较,比

较情况见表 1。

表 1 计算值与实验数据对比

输入参数		数据对比							
制冷剂循环量/ $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	258.86	298.50	314.79	130.71					
冷却水流量工况/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	0.8	1.5	2.3	2.1					
冷却水入口温度/ $^{\circ}\text{C}$	30	30	30	30					
出压缩机温度( $R_{22}$ 入口温度)/ $^{\circ}\text{C}$	113.5	110.0	109.0	96.5					
测试参数	实验值	计算值	实验值	计算值	实验值	计算值	实验值	计算值	
冷凝绝压/ $\text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}$	16.5	16.5	15	15	14.5	14.6	15	15	
冷凝温度/ $^{\circ}\text{C}$	43	43	39	39	37.9	38	39	39	
冷却水出口温度/ $^{\circ}\text{C}$	43	44.3	38	39.4	35.5	37.2	32.5	33.8	
冷却水温升/ $^{\circ}\text{C}$	13	14.3	8	9.4	5.5	7.2	2.5	3.8	
冷却水排热量/ $\text{kW}$	12.08	13.20	13.93	16.27	14.69	19.10	6.10	9.21	
工质 $R_{22}$ 出冷凝器温度/ $^{\circ}\text{C}$	40	40.9	36	37.6	34	35.9	42	43.1	
过冷温度/ $^{\circ}\text{C}$	3.0	2.1	3.0	1.4	3.9	2.1	-3.0	-4.1	

从表 1 的比较结果看, 在相同的初始条件下, 计算结果与实验结果取得较好的一致性。计算相变流体的出口温度较实验值略高, 冷凝温度相同, 过冷度略低。而冷却水出口温度略高于实验值。这种误差与建模时简化假设有关, 假设中忽略了一些影响因素, 另外计算所用管壁比热和密度等参数与实验装置的有差别, 计算蓄热小于实际蓄热, 导致冷却水出口温度偏高。

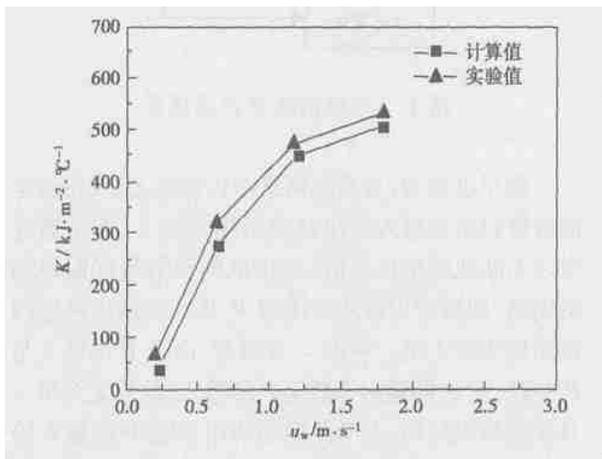


图 3 换热管总传热系数随冷却水流速变化图

为进一步研究模型对换热过程模拟的准确性, 将实验与计算所得的换热管总传热系数随冷流体流速变化关系分别绘制曲线(见图 3)。从图 3 可见, 总传热系数随冷却水入口流速的增大而增大。计算所得总传热系数较实验值略小, 计算值与实验值之

间的误差可能是换热器内部较为复杂的几何结构没有完全考虑造成的, 因为本文所建立的模型侧重于从整体上考虑部件的热力性能, 只涉及少量部件结构变化, 这与实际有一定的偏差。数值模拟值与实验值的最大偏差为 6%。

## 6 结 论

本文在深入研究现有换热器模型的基础上, 建立了改进的动态分布参数模型, 给出了具体的模型求解方法及编程计算过程中所遇到问题的具体解决办法。最后与实验数据进行对比, 得出以下结论:

(1) 本文所建立的相变换热适时动态数值模型, 其计算结果与实验值的偏差较小, 能够较准确地反应冷凝器的动态特性;

(2) 从模拟的结果看, 数值模拟结果与实验取得非常好的一致性, 验证了模型建立和求解过程中各个环节处理的合理性;

(3) 利用本模型可以对套管式换热器各个细节, 如沿管长任意位置相变流体的温度、压力、两相区气液比例, 无相变流体、换热管壁的温度等状态参数的适时变化都能进行单独研究, 可以为部件的优化和改进提供一个良好的数值测试平台;

(4) 由于本文所建立的数学模型考虑到换热状态及影响因素细节, 只要替代对应的结构参数, 即可用于各种型号的套管换热器计算, 通用性较好。

## 参考文献:

- [1] 伏龙, 丁国良, 苏祖坚, 等. 螺杆冷水机组启动过程的仿真[J]. 华东船舶工业学院学报. 2002, 16(3): 5-10.
- [2] 丁国良, 张春路. 制冷空调装置智能仿真[M]. 北京: 科学出版社.
- [3] KOURY R N N, MACADO L, ISMAIL K A R. Numerical simulation of a variable speed refrigeration system[J]. *International Journal of Refrigeration*. 2001, 24: 192-200.
- [4] WANG H S, HONG DA H. Condensation refrigerants in horizontal microfin tubes: comparison of prediction methods for heat transfer[J]. *Int J Refrig*. 2003, 26: 452-460.
- [5] FEENSTRA P A, WEAVER D S, JUDD R L. An improved void fraction model for two-phase flow in horizontal tube[J]. *Int J Multiphase flow*. 2000, 26: 1851-1873.
- [6] BOISSIEUX X, HEIKAL M R, JOHNS R A. Two-phase heat transfer coefficients of three HFC refrigerants inside a horizontal smooth tube (part II)[J]. *Condensation International Journal of Refrigeration*. 2000, 23: 345-352.

dilution of natural gas with the combustion-assisting air. However, the excitation effect of excitation frequency of KHz magnitude is somehow more pronounced and the time-averaged velocity variation caused by the excitation is weaker than the variation of turbulence. Under the excitation of the piezoelectric ceramics the  $\text{NO}_x$  generation rate of the combustor and the temperature of combustion have, to a certain extent, been enhanced, indicating a combustion process tending to be more complete. **Key words:** piezoelectric ceramics, diffusion combustion, low pollution, active flow control

不同催化剂对脱矿煤焦还原 NO 的催化能力比较 = **A Comparison of the Catalytic Ability of Various Catalysts for the NO Reduction of Demineralized Coal Char** [刊, 汉] / TANG Hao, ZHONG Bei-jing (Department of Engineering Mechanics, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2005, 20(1). — 27 ~ 29, 68

Through tests an investigation was conducted of the catalytic action of the oxides of metals (K, Na, Cu, Fe, Ca) commonly encountered in coal ash for NO reduction of coal char. To compare the catalytic ability of these metal oxides for NO reduction reaction of coal char, the latter has been subjected to a demineralization treatment. The test was completed in a high-temperature sedimentation furnace. The pulverized coal and coal char used in the test have been derived from lignite of Shenfu. The test results indicate that the minerals in the coal ash possess catalytic function for the heterogeneous NO reduction of coal char. Under the test conditions the catalytic ability of different metal oxides for NO reduction of coal char assumes the following sequence:  $\text{K} > \text{Na} > \text{Ca} > \text{Cu} > \text{Fe}$ . The test results also indicate that test conditions (temperature, SR number) and the added quantity of catalysts will more or less influence the process of NO reduction. **Key words:** demineralized coal char, NO catalytic reduction, catalyst

相变换热适时动态过程数值模拟 = **Numerical Simulation of a Transient Dynamic Process for Phase-transition Heat Exchange** [刊, 汉] / YAO Zhe-qing, YUAN Zhu-lin (Education Ministry Key Laboratory on Clean Coal Power Generation and Combustion Technology under the Southeastern University, Nanjing, China, Post Code: 210096) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2005, 20(1). — 30 ~ 33

With a steam condenser serving as a physical model a dynamic model of transient distributed parameters was set up with divided zones and divided flow patterns. During the setting-up of the model some specific details have been taken into account, such as fluid transient physical-property parameters, liquid content in wet zones, flow pressure losses and tube-wall heat accumulation, etc, thereby markedly enhancing the accuracy and usage scope of the model. In the process of simulation a computer can on the basis of a refrigerant condition automatically check and select corresponding physical-property parameters from an established physical-property database. The model adopts an explicit-type equation group, which expedites resolution speed. With the help of the model it is possible to conduct the non-steady performance study of a condensation heat-exchange process, acquiring a time-dependent variation process, such as the cold and hot fluid temperature, pressure and condensation state, etc during a heat-exchange process. By way of an experimental verification it has been shown that the model under discussion features relatively high precision. **Key words:** condensation heat exchange, transient dynamic parameters, numerical simulation

基于现场数据与神经网络的热工对象动态建模 = **Dynamic Modeling of a Thermotechnical Object on the Basis of On-site Data and a Neural Network** [刊, 汉] / ZHANG Xiao-tao, NI Wei-dou, LI Zheng, et al (Thermal Energy Department, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(2). — 34 ~ 37

On the basis of a neural network one can set up a linear or nonlinear dynamic mathematical model for a thermotechnical