

单相受热管动力学模型^{*}

郑建学 陈听宽 陈学俊 杨 冬

西安交通大学, 西安 710049

摘 要 对电站锅炉等热力设备动态特性分析与实时仿真需要的单相受热管的集总参数动力学模型、分布参数动力学模型等各种形式做了综述性论述. 特别对其特点、简化、修正及应用方面做了客观评价, 最后提出了需进一步研究的问题.

关键词 集总(分布)参数, 数学模型, 单相受热管

1 引 言

受热管广泛存在于电站锅炉、核反应堆蒸汽发生器及化工等领域, 它是热力设备的基本组成部分. 热力设备的动态特性在很大程度上取决于其中的受热管的动态特性, 因而对受热管的动力学模型研究是很有意义的. 受热管的实际工作过程是非常复杂的, 它既涉及到介质的流动、介质与金属的传热, 又涉及到质量与能量的储存与释放, 以及介质的状态变化等. 描述受热管流动及换热过程的基本方程是动量、质量及能量守恒方程、蓄热方程、传热方程和状态方程等. 通过这些方程建立起受热管各个参量之间的关系, 组成方程组, 即受热管的动力学模型. 国内外已有许多学者对受热管的动力学模型进行了研究, 现有的模型主要可以分为三种: 即集总参数模型, 线性分布参数模型以及非线性分布参数模型. 若按照管内工质的状态可分为单相受热管和两相受热管的动力学模型. 本文对单相受热管的各种数学模型进行了论述, 并对各种数学模型的特点做了评述, 希望对工程实际应用这些模型提供参考.

在锅炉中单相受热面是最主要的环节之一, 在启动的初期所有受热面中的工质都是单相的水, 在正常运行时, 省煤器、过热器、再热器等均属于单相受热面. 工质在受热管内的流动过程中, 一方面吸收来自金属管壁的热量而温度逐渐升高; 另一方面由于流动损失而压力逐渐降低, 它的特点是工质在受热过程中不发生相变.

2 单相集总参数数学模型

为简化问题, 在建立单相数学模型时, 将单相受热管内的介质状态参数看成是均匀一致的, 并在空间位置上选定一个有代表性的点, 利用这一点介质的参数作为环节的集总参

^{*} 国家自然科学基金及国家教委博士点基金资助项目

数. 在这种简化假定下建立的模型就是集总参数模型. 集总参数的代表点通常有三种取法, 即: 进口点, 中间点, 出口点. 上述三种不同的选取方法可以得出三种类型的集总参数模型, 即以入口参数作为集总参数的数学模型, 以进出口参数值的平均值作为集总参数的数学模型以及以出口参数作为集总参数的数学模型. 其中以入口参数作为集总参数将产生不稳定的响应, 以进出口参数的平均值作为集总参数将导致阶跃响应曲线起始段产生不正确的负偏移, 如图 1 所示. 这两种现象已被 Enns^[1]和 Thal-Larsen^[2]及文献 [3] 所解释. 而选用出口参数作为集总参数则是 $\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}$ 一种比较令人满意并且被广泛应用的方法.

采用集总参数建模方法可以建立锅炉机组的全工况整体数学模型, 其结果在定性方面是可以令人接受的, 并且模型数值求解方法相对来说比较简单. 由于大多数热工对象 (特别是焓温通道) 具有典型的分布参数特征, 工质在流动过程中被逐步加热, 使状态参数发生变化. 由于在集总参数建模过程中作了环节内介质参数均匀一致的假定, 从而使集总参数模型虽然能反映对象的非线性, 但无法体现热工对象的分布参数特点. 如何使集总参数模型能比较好地近似反映热工对象的分布参数特征, 国内外学者作了大量有益的工作. 概括起来主要有金属和工质的热容量合并处理、分段处理和修正处理等几种方法.

2.1 金属和工质的热容量合并处理

把金属的热容量并入工质侧, 从而增大工质的热容量, 增大过程的时间常数, 使过程的响应缓慢, 使之更接近于实际情况. 对单相受热管采用出口参数的集总参数模型, 其方程形式为^[1,3]:

$$\text{能量平衡方程: } D_1 H_1 - D_2 H_2 + Q_i = \frac{d}{d} (V_2 H_2) \quad (1)$$

$$\text{内壁传热方程: } Q_i = k D_2^n (T_m - T_2) \quad (2)$$

$$\text{金属蓄热方程: } Q_e - Q_i = M_m C_m \frac{dT_m}{d} \quad (3)$$

式中, D_1 、 D_2 为环节进、出口工质流量, H_1 、 H_2 为环节进、出口工质焓, V 、 $_2$ 为环节中工质的容积和出口处密度, C_m 、 M_m 分别为金属比热和金属质量, Q_i 、 Q_e 为环节中受热管对工质的放热量和环节的吸热量, k 为比例系数 (与传热面积、物性等有关, 根据稳态值确定), n 为指数, $n=0.8$, T_m 、 T_2 为金属温度和工质出口温度, d 为时间.

若假定受热面金属温度与工质温度同步变化, 把环节的金属热容与工质的热容合并, 得到简化模型^[4,5]. 由方程 (1) ~ (3) 得

$$D_1 H_1 - D_2 H_2 + Q_e = \frac{d}{d} [(V_2 + M_m C_m / C_p) H_2] \quad (4)$$

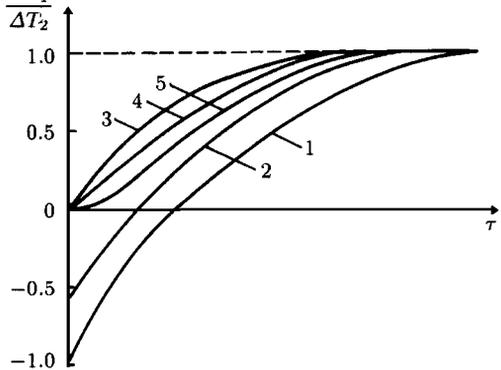


图 1 入口温度阶跃增加时出口温度的响应

- 1 不考虑介质密度变化, 以进、出口平均温度作为集总参数;
- 2 考虑介质密度变化, 以进、出口平均温度作为集总参数;
- 3 以出口参数作为集总参数;
- 4 分多段, 以出口参数为集总参数;
- 5 分布参数

式中, C_p 为工质的定压比热.

把金属和工质热容合并起来考虑, 减少了方程组的个数, 进而使计算时间缩短. 但是这种方法并不能充分反映过程的分布参数特性, 其特征仍为一阶惯性环节, 而且这种方法不能反映金属壁温的变化.

文献 [6] 认为假定工质温度与金属温度同步变化所引起的误差是较大的, 从而引入金属当量质量概念, 对简化模型 (4) 式进行修正, 得到下式

$$D_1 H_1 - D_2 H_2 + Q_e = \frac{d}{dt} [(V_2 + M_m C_m / C_p) H_2] \quad (5)$$

其中, D_1 为修正系数, $D_1 = 1 + D_{修正} C_p / (kD_2^2)$. 从而得到改进型的简化模型, 并认为引入金属当量质量的概念后, 可以保证模型具有较高的精度.

而文献 [7] 则应用传递函数 Taylor 展开的理论分析方法和微分方程的差分数值解法, 得到如下结论: 入口焓扰动时, 对于过热器等具有较大金属热容的环节, 上述简化模型与集总参数模型较为接近, 并且均与分布参数模型存在明显的差别, 而随动态参数 a_d 的减小, 这两种模型均趋近于分布参数模型, 相比之下简化模型与分布参数模型的差别要小于集总参数模型. 改进模型的精度一般低于简化模型. 热流量扰动时, 集总参数模型与改进参数模型的响应曲线均存在明显的滞后现象.

2.2 分段处理

采用分段技术^[1,3], 把一个实际受热面分成几段甚至十几段. 根据文献 [8] 研究表明: 要使集总参数模型的响应较准确地接近分布参数模型, 最少要分布 $a_d/2$ 段, 一般过热器的动态参数 a_d 在 10 以上, 亦即, 如果把热工对象按上述方法进行分段处理, 可以使集总参数模型反映对象分布参数特性. 文献 [7] 进一步地研究了分段对提高模型精度的影响 (见表 1). 即对出口参数的集总参数模型, 分段数越多, 精度越高; 而对把金属的热容与工质热容合并处理的简化的集总参数模型, 则存在最佳的分段数, 这时模型具有高的精度, 当分段数不同于最佳分段数时, 模型精度显著降低. 并且, 对于过热器等具有较大 a_d 值的环节, 基本上都接近于 $a_d/2$, 这给实际应用带来很大的方便.

表 1

模型	集总参数模型			简化的集总参数模型		
	入口焓	热负荷	流量	入口焓	热负荷	流量
最佳分段数	段数越多 精度越高	同流量	同左	$\text{Int} \left[\frac{a_d}{2} \left(1 + \frac{1}{n^2} + 0.5 \right) \right]$	$\text{Int} \left[\frac{a_d}{2} \left(\text{度} + \frac{1}{n} + 0.5 \right) \right]$	$\text{Int} \left[\frac{a_d}{2n} \left(1 + \frac{1}{n} + 0.5 \right) \right]$

注: Int 表示对方括号内的项取不大于该项的最大整数, n 为金属与工质热容量之比, n 为指数 (见 (2) 式).

目前国内外普遍采用这种分段的方法, 该方法计算简单, 且结果具有较高的精度, 虽然环节划分得较多时, 计算量大, 但是随着微型计算机的飞速发展, 计算时间方面将不会有问题. 但是环节划分过细, 带来严重刚性 (stiff) 问题. 这是因为压力-流量通道的时间常数远小于焓-温通道的时间常数, 虽然在划分环节时可采用相应的措施以及选取不同的计算步长, 亦即: 压力-流量通道划分得较粗, 计算步长取得较小. 但这种人为的把本来耦合在一起的过程区别对待, 各过程变量之间的关系得不到及时调整, 必然会导致模型精度不会太高.

2.3 修正处理

文献 [9] 提出一种模型修正方法。把管壁金属与工质合并成一个环节的集总参数模型，焓-温通道传递函数为

$$\frac{\varphi_2(s)}{\varphi_1(s)} = \frac{1}{1 + (t_0 + a_d T_m) s} \quad (6)$$

把上式修正为

$$\frac{\varphi_2(s)}{\varphi_1(s)} = \frac{1}{1 + R(t_0 + a_d T_m) s} \exp(-s) \quad (7)$$

(7) 式为纯时滞环节串联一阶惯性，其响应曲线过渡不平滑，所以对 (7) 式作进一步的处理，修正为纯时滞加二阶等容惯性

$$\frac{\varphi_2(s)}{\varphi_1(s)} = \frac{1}{\left[1 + \frac{R}{2}(t_0 + a_d T_m) s \right]^2} \exp(-s) \quad (8)$$

把环节分为两个等容环节串联

主要数模象分

$$\frac{\varphi_2(s)}{\varphi_1(s)} = \frac{\exp\left[-\frac{1}{2}s\right]}{\left[1 + \frac{R}{2}(t_0 + a_d T_m) s \right]} \left\{ \frac{\exp\left[-\frac{1}{2}s\right]}{\left[1 + \frac{R}{2}(t_0 + a_d T_m) s \right]} \right\} \quad (9)$$

2 段处

对 (9) 式作泰勒级数展开，与线性分布参数模型相比较，前二阶导数相等，得

$$R = \left. \begin{aligned} &= t_0 + a_d T_m - 2 \sqrt{a_d} \cdot T_m \\ &= \frac{2 \sqrt{a_d} \cdot T_m}{t_0 + a_d \cdot T_m} \end{aligned} \right\}$$

集

$$\left. \begin{aligned} Q_{10} = Q_{20} = Q_0 = 20 a_2 (T_j - T)_0 = \frac{D_0 (H_{20} - H_{10})}{l} = D_0 c_p \frac{T_{20} - T_{10}}{l} \\ D_{10} = D_{20} = D_0 \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial (y, s)}{\partial y} \Big|_{y=0} = \frac{1}{(T_m s + 1) l} q_1(s) + \frac{(n-1) T_m s - 1}{(T_m s + 1) l} d_1(s) - \\ \frac{0 T_m s^2 + (a_d T_m + 0) s}{(T_m s + 1) l} q_1(s) + \frac{FP_0}{l Q_0} s p(s) \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

式中, Q_{10} , Q_{20} , Q_0 为稳态工况下管外介质向金属, 金属向管内介质的放热量和稳态工况下的热流量; D_{10} , D_{20} , D_0 为稳态工况下受热管的进、出口流量及稳态工况下的流量; a_2 为稳态工况下的管内平均放热系数; $(T_j - T)_0$ 为稳态工况下金属管壁与管内介质的平均温度差; H_{10} , H_{20} 和 T_{10} , T_{20} 为稳态工况下管内介质的进出口焓和温度的平均值; l 为受热管总长。

得到的焓温通道的传递函数为

$$\begin{aligned} 2(s) = \exp \left[-0 s - \frac{a_d T_m s}{1 + T_m s} \right] q_1(s) - \frac{1 + (1-n) T_m s}{T_a s (1 + T_b s)} \left[1 - \exp \left[-0 s - \frac{a_d T_m s}{1 + T_m s} \right] \right] \\ \text{划分} \quad d_1(s) + \frac{1}{T_a s (1 + T_b s)} \left[1 - \exp \left[-0 s - \frac{a_d T_m s}{1 + T_m s} \right] \right] q_1(s) \quad \text{较高时} \quad (14) \end{aligned}$$

其中, $T_a = 0 + a_d T_m$, $T_b = \frac{0 T_m}{0 + a_d T_m}$.

从式 (14) 可见传递函数为超越函数, 该方法是比较早的一种模型处理方法, 当时的数字计算机还比较落后, 仿真计算一般采用模拟计算机. 利用 (14) 式来模拟热工对象的动态特性, 在小扰动工况下, 具有足够高的精度, 且能较充分地反映热工对象的分布参数特性, 模型最终得到的各种传递函数也可以作为自动控制系统的设计依据, 且用频域上的传递函数来设计控制器是比较方便的. 但是线性化分布参数模型不能直接用来进行锅炉机组的大扰动全工况情况, 所以必须对其加以修正. 苏尔寿公司专家 F. Laubli 等提出下述修正方法: 从动态参数 T_m , 0 , a_d 的表达式可知, 对于给定的环节尺寸, 负荷 (或工质流量 D) 是影响这些动态参数的主要因素, 且有

$$\begin{aligned} 0 &\sim \frac{1}{D} & T_m &\sim \frac{1}{D^{0.8}} \\ a_2 &\sim D^{0.8} & a_d &\sim \frac{a_2}{D} \sim \frac{1}{D^{0.2}} \end{aligned}$$

故采用下列修正公式

H 0

$$\left. \begin{aligned} 0 &= \frac{D_0}{D(t)} \cdot 0_0 \\ T_m &= \left[\frac{D_0}{D(t)} \right]^{0.8} \cdot T_{m0} \\ a_d &= \left[\frac{D_0}{D(t)} \right]^{0.2} \cdot a_{d0} \end{aligned} \right\}$$

www.cnki.net

其中 $a_D = \frac{20 H_2}{D_0 \cdot C_p}$, $T_m = \frac{M_m C_m}{20 A_2}$.

这是理论计算过热器（单相区段）的动态特性的计算式，对于实际过热器的动态特性，苏尔寿公司建议取 $n = \left[\frac{1}{2^s} a_D^{0.8-0.9} \right]$ ，而按文献 [15] 的经验应取 $n = \frac{1}{2} a_D + 1$ 。而且认为这个计算值还可作为用集总参数建模时，分段的依据。

对于热量和流量扰动，文献 [15] 得到如下二组公式，可用来计算再热器的动态特

性.

(1) 热量扰动时

$$\frac{\partial(S)}{q_0(S)} = \frac{1}{T_a S(1 + T_b S)} \cdot \frac{\partial(S)}{1(S)} \frac{1}{(1 + TS)^2} \quad (18)$$

其中, $T = \frac{1}{2} T_m \left[1 + \frac{1}{2} a_D \right]$

(2) 入口流量扰动

$$\frac{\partial(S)}{d_1(S)} = - \frac{1 + (1 - n) T_m S}{T_a S(1 + T_b S)} \cdot \frac{\partial(S)}{1(S)} = - \frac{1}{(1 + TS)^2} \quad (19)$$

其中, $T = \frac{1}{2} T_m \left[0.8 + \frac{1}{2} a_D \right]$.

3.2 非线性的分布参数模型^[16]

这种方法也主要针对锅炉的焓温通道. 根据能量平衡方程可得

$$T_1 \frac{\partial t_1}{\partial} + X_1 \frac{\partial t_1}{\partial l} + t_1 = t_w \quad (20a)$$

$$T_w \frac{\partial t_w}{\partial} + t_w = \frac{a_1 v_1 t_1 + a_2 v_2 t_2}{a_1 v_1 + a_2 v_2} \quad (20b)$$

$$T_2 \frac{\partial t_2}{\partial} + X_2 \frac{\partial t_2}{\partial l} + t_2 = t_w \quad (20c)$$

对上述热平衡方程组, 若直接采用偏微分方程数值解法, 且在保证精度和数值稳定性的前提下, 迭代计算很长时间. 对此德国学者 R. Dolezal 等提出一种近似解析方法. 首先把烟气侧和工质侧在轴向划分成一些小段,

l_1, l_2, \dots , 如图 2 所示. 同样, 时间作为第二自变量, 也划分成小段, 这样通过解析近似就把方程组 (20) 的联立解限制于热交换器温度场的二维有限元 ($l_0 < l < l_0 + l, \tau_0 < \tau < \tau_0 + \Delta\tau$) 上. 对于管壁微元, 引入下列三个假设:

壁温 t_w 在每一个关于 l 的分段内为常

数, 即 $\frac{\partial t_w}{\partial l} = 0$ (当 $l_0 < l < l_0 + l$ 时), 也就是说, 一个管壁的分段 (l) 被看成是一个集总参数系统, 且沿着管长方向温度 (t_w) 的分布象一个台阶.

由于热交换, 在动态过程中, 总是 t_2 增加而 t_1 下降, 因此方程 (20b) 右边函数在一个很小的时间间隔内 ($\tau_0 < \tau < \tau_0 + \Delta\tau$) 可以认为是不变的, 解 (20b) 得

计算 落后 $t_w(l_m, \tau) = t_w(l_m, \tau_0) + T_w k \left[1 - \exp \left[- \frac{\tau - \tau_0}{T_w} \right] \right]$ 处理 时的⁽²¹⁾

上式中, 下标 m 表示时间平均 (time-averaged) 值.

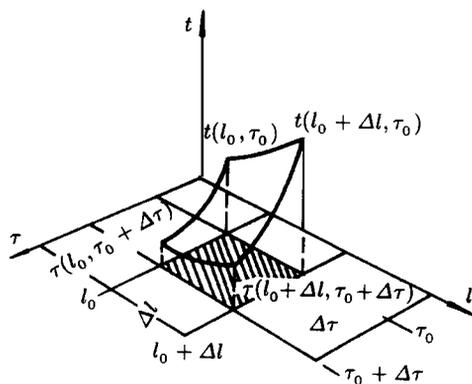


图2 两维温度场

系数 T , X 和温度动态参数 k 在 (, 1) 内可以认为是常数, 但沿着整个热交换器和在整个过渡过程期间 T_1 , T_2 , T_w , X_1 , X_2 以及 k 是不同的, 用这种方法就能考虑到过程的非线性.

由式 (21) 所引进的替代函数使求解过程简化, 由于式 (20) 中三方程是通过壁温耦合在一起的, 将式 (21) 代入方程 (20 a, c) 可得

$$T_1 \frac{\partial t_1}{\partial \tau} + X_1 \frac{\partial t_1}{\partial l} + t_1 = t_w(l_m, 0) + t_w k(1 - e^{-\bar{T}_w}) \quad (22a)$$

$$T_2 \frac{\partial t_2}{\partial \tau} + X_2 \frac{\partial t_2}{\partial l} + t_2 = t_w(l_m, 0) + t_w k(1 - e^{-\bar{T}_w}) \quad (22b)$$

根据边界条件和初始条件, 分别对 (22 a, b) 进行双拉普拉氏变换, 再反拉普拉氏变换得到以上 (22) 式的解.

以上, 通过近似解析的方法, 建立了热工对象的非线性分布参数模型, 它适用于大扰动全工况仿真. *R. Dolezal* 等采用该方法成功地完成了锅炉启动过程以及各种事故工况的仿真, 并通过现场测试证明了模型的有效性. 该方法不产生计算过程中的数值不稳定, 并能充分地反映热工对象的非线性分布参数特性, 且还能比较准确地反映金属壁温的变化规律. 不足的是由于近似解析的表达式相当复杂, 且含有指数项, 所以计算时间较长, 很难满足在线实时的要求.

3.3 Lagrange 描述法的单相数学模型

3.3.1 Lagrange 单相数学模型

图 3 为单相受热管的物理模型. 在常规的假定条件下^[17], 其过程数学模型可由以下的基本方程描述

$$\frac{\partial}{\partial \tau} + \frac{\partial(w)}{\partial y} = 0 \quad (23)$$

$$F \left(\frac{\partial H}{\partial \tau} + w \frac{\partial H}{\partial y} \right) = \frac{\partial P}{\partial \tau} + w \frac{\partial P}{\partial y} \quad (24)$$

$$\frac{\partial P}{\partial y} + w^2 + g \sin \alpha + \frac{dw}{\partial \tau} = 0 \quad (25)$$

$$m_j c_j \frac{\partial t_j}{\partial \tau} = q_1 - q_2 \quad (26)$$

$$= f_2(P, t) \quad (27)$$

$$q_2 = f_2 a_2 (t_j - t) \quad (28)$$

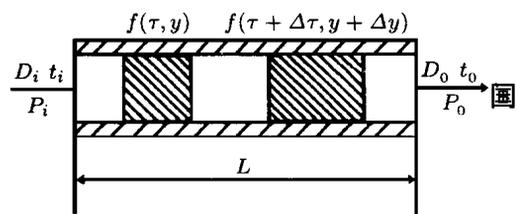


图 3 对象物理模型

以上诸式中:

τ, y 分别为系统的时间坐标和空间坐标; P, ρ, H 分别代表工质的压力, 密度和焓值; t, w 分别表示工质的温度和流速; t_j, c_j, m_j 分别为管壁金属温度, 比热及单位管长的金属质量; q_1, q_2, a_2 分别为单位管长金属管壁的外侧、内侧换热量和金属与管内工质间的换热系数; F, f_2, α 分别代表工质的流通面积, 单位长度管内换热面积和工质流动方向与水平面间的夹角.

为采用流体微元追踪思想^[18]，求解上述方程组时，将方程 (23)，(24) 转换到 *Lagrange* 运动坐标系之中，其形式为

$$\frac{D}{D} = - \frac{1}{T} \quad (29)$$

$$F \frac{DH}{D} = q_2 + F \frac{DP}{D} \quad (30)$$

其中 D/D 为流体参数的随体导数， $T = 1/(\partial w/\partial y)$ ，为工质密度随流动时间变化的时间常数^[18]。

给定某一时间步长 Δt ，若已知在 t 时刻空间点 y 处流体微元的密度为 (ρ, y) ，由式 (29) 知在 $t + \Delta t$ 时刻处于 $y + \Delta y$ 点的该流体微元的密度 $(\rho + \Delta \rho, y + \Delta y)$ 应满足

$$\ln \frac{(\rho + \Delta \rho, y + \Delta y)}{(\rho, y)} = - \Delta t \frac{\partial w}{\partial y} \quad (31)$$

近似认为在 Δt 时间段内 $\frac{\partial w}{\partial y}$ 为常数且取

$$\frac{\partial w}{\partial y} = \frac{1}{\Delta y} [w(\rho + \Delta \rho, y + \Delta y) - w(\rho + \Delta \rho, y)] \quad (32)$$

注意到 $\rho/\Delta y = w(\rho, y)$ 则工质流速的动态递推式为

$$w(\rho + \Delta \rho, y + \Delta y) = w(\rho + \Delta \rho, y) - w(\rho, y) \ln \frac{(\rho + \Delta \rho, y + \Delta y)}{(\rho, y)} \quad (33)$$

对于单相流体而言，完全可以认为工质焓的变化只取决于其受热情况，此时把 (30) 式简化并与 (28) 式合并，可得

$$T_t \frac{Dt}{D} = - t + t_j \quad (34)$$

其中 $T_t = F C_p / f_2 a_2$ ，为工质温度随流动时间变化的时间常数， C_p 为单相工质的定压比热。

假定在 $t \sim t + \Delta t$ 时间段内 T_t 及 t_j 为常数，对式 (31) 积分得动态过程递推算式：

$$t(\rho + \Delta \rho, y + \Delta y) = t_j - [t_j - t(\rho, y)] \exp(-\Delta t / T_t) \quad (35)$$

式中 y 为工质在 Δt 内流过的空间距离，即

$$y = \Delta y \cdot w(\rho, y) \quad (36)$$

这样，整个单相受热管的动态计算可用式 (35) 进行。

3.3.2 Euler 描述法和 Lagrange 描述法的比较

所谓 Euler 描述法，即在流体所占据的空间中，选取一系列固定点（如各受热面出口），针对两相邻点间固定容积空间内的流体建立物理方程，研究流体热力学状态参数的变化情况，从而确定单相受热面在各种扰动作用下的动态响应。当所选取的固定点数趋于无限多时，上述模型则变为分布参数型式，一般为一组非线性偏微分方程。

由于受热面内流体的流量通道与温度通道间的非线性耦合作用, 当采用 Euler 方法描述流体的动态过程时, 必须充分考虑空间进出口流量的变化对温度动态过程的影响, 且数字仿真时间步长的选取还受到流量通道时间常数的严格限制, 使仿真的实时性能变差. 为提高运算速度, 一种常用的方法就是对原物理方程线性化, 但当工况变动幅度较大时, 由线性化引起的误差也将不容忽视.

采用流体力学中的 Lagrange 质点追踪观点描述单相受热面的动态过程, 就是在所研究的长度空间 $0 \leq x \leq L$ 范围内, 对各个流体质点进行追踪观察, 最后确定整个空间上的流体质点的状态参数在不同时刻的变化规律. 在基于 Lagrange 质点追踪观点所建立的仿真模型中, 由于所选取的时间积分步长随工质流速的改变而成反比地变化, 从而较 Euler 方法大大削弱了工质两类通道间的非线性耦合关系, 允许采用较大的积分时间步长, 故更适于大扰动工况下的实时动态仿真. 另外, Lagrange 明显地表现出了流体参数变化的时滞特性 (当 t_1 发生变化时, t_2 的变化时滞恰为一个积分时间步长). 而 Euler 方法大多以出口参数为集总参数, 使初始段工质出口温度 t_2 变化速度明显快于实际情况, 且不能反映出流体的输运时滞.

4 进一步的研究工作^[20]

根据上述情况, 今后开展电站锅炉等热力设备受热管动力学模型研究还需着重考虑下列几个问题:

在同一对象上进行动力学模型和实验研究, 并且比较和分析这两者的结果, 从而验证理论分析中所作简化假设 (如线性化) 的适用范围, 弄清这些假设的合理性.

对某些不宜线性化的对象的动力学模型进行研究, 例如进行两相区域 (汽和水) 的动力学模型的研究, 特别是单相和两相的转折点研究.

对水在各种不同压力参数范围内受热面动力学模型的研究还很不够, 特别对水在超临界压力下受热面的动力学模型研究还很是缺乏.

参 考 文 献

- 1 Mark Enns. Comparison of dynamic models of a superheater. *J of Heat Transfer of the ASME*, 1962, 84 (9): 375 ~ 385
- 2 Thal-Larsen H. Dynamics of heat exchanger and their models. *J of Basic Engineering of the ASME*, 1960, 82 (3): 494 ~ 499
- 3章臣樾. 锅炉动态特性及其数学模型. 北京: 水利电力出版社, 1987. 8 ~ 25
- 4 McDonald J P, Kwatny H G, Spare J H. A nonlinear model for reheat boiler-turbine-generator system. In: Kink G P ed. *Automatic Control, JACC*, New York, March 19 ~ 19, 1971. New York: McGraw-Hill, 1977. 227 ~ 236
- 5李天铎等. 20万千瓦发电机组数学模型. *清华大学学报*, 1980, 20 (2): 1 ~ 14
- 6王广军等. 锅炉动态模型中能量平衡方程及受热面金属的当量质量. *动力工程*, 1989, 9 (4): 29 ~ 32
- 7王泽宁等. 单相受热管集中参数简化模型的讨论. *中国电机工程学报*, 1993, 13 (4): 44 ~ 51
- 8 Acklin L, Laubli F. Calculation of the dynamic behaviour of heat exchanges with the aid of analogue computers. *Sulzer Technical Review*, 1960, 50 (4): 13 ~ 22
- 9 华定中. 600MW 机组超临界直流锅炉非线性动态数学模型及其仿真: [硕士论文]. 南京: 东南大学动力系, 1993. 10 ~ 20

- 10 Profos P. Dynamics of superheater control. *Sulzer Technical Review*, 1958, 48 (4): 19~30
- 11 上海锅炉厂研究所自控组. 锅炉单相区段动态特性的计算方法. *电力技术通讯*, 1977, 1 (5): 10~37
- 12 林来兴. 热工调节对象动态特性译文集. 北京: 科学出版社, 1965. 50~71
- 13 钱钟韩, 孟祖浩. 热工对象的低阶近似模拟. *南京工学院学报*, 1965, (2): 5~15
- 14 高镗年. 热工控制对象动力学. 北京: 水利电力出版社, 1986. 25~36
- 15 李旭. 苏尔寿公司锅炉控制动态特性介绍及石洞口二厂 600MW 超临界机组部分动态特性分析. *超临界技术论文集 (上集)*, 上海: 上海市经委, 1989. 10~110
- 16 Dolezal R. Simulation of Large State Variation in Steam PowerPlants. Berlin: Springer-Verlag, 1987. 56~80
- 17 王广军, 章臣樾. 锅炉单相受热面动态过程建模与仿真的一种新方法. *中国电机工程学报*, 1993, 13 (4): 22~26
- 18 王广军等. 单相受热面通用动态计算模型. *中国电机工程学报*, 1994, 14 (4): 46~49
- 19 王广军, 章臣樾. 直流锅炉蒸发受热面运行分析及实时仿真通用数学模型. *中国电机工程学报*, 1995, 15 (1): 61~66P
- 20 郑建学. 超临界变压运行直流锅炉蒸发受热面动态特性研究 [博士论文]. 西安: 西安交通大学研究生院, 1996. 1~25

DYNAMIC THERMAL- HYDRAULIC MODELS FOR SINGLE-PHASE HEATED TUBES

Zheng Jianxue, Chen Tingkuan, Chen Xuejun, Yang Dong
Xian Jiaotong University, Xi 'an 710049

Abstract Dynamic thermal-hydraulic lumped, distributed models and its various forms for single-phase heated tubes are summarized for power plant boiler and other heating power equipment-dynamic characteristic analysis and real-time simulation with their characteristic, simplified forms. Problems for further research are pointed out at the end of this paper.

Key words lumped (distributed) parameter, mathematical model, single-phase heated tubes