

# 加热器上、下端差对机组煤耗影响的通用计算模型

阎顺林, 刘振刚, 徐 鸿, 李永华

(华北电力大学 电站设备状态监测与控制教育部重点实验室, 河北保定 071003)

**摘 要:** 根据热力系统热平衡方程、比内功方程、循环吸热量方程及发电标准煤耗率计算公式, 导出了加热器下端差对机组煤耗影响的通用计算模型; 并且在考虑到加热器下端差的影响的基础上, 改进了以往的建模方法, 得到了更为完善的加热器上端差对机组煤耗影响的通用计算模型。计算实例表明, 这两个模型具有计算结果准确、使用方便简捷、通用性强等特点, 这为火电机组节能降耗的分析工作提供了一种新的工具, 具有重要的实际意义。

**关 键 词:** 热力系统; 加热器; 上端差; 下端差; 机组煤耗

中图分类号: TM623. 94 文献标识码: A

## 引 言

回热加热器是热力系统的重要设备之一, 其上、下端差对机组热经济性影响较大。通常加热器下端差是指离开疏水冷却器的疏水温度与加热器进口水温之差<sup>[1]</sup>。为了评价因疏水逐级自流排挤低压抽汽所造成的机组热经济性损失, 将下端差定义为进入下一级加热器的疏水温度与本级加热器进口水温之差。对于计算下端差所造成的运行能量损失, 目前还没有方便简捷的通用计算模型。为此, 根据热力系统热平衡方程、比内功方程、循环吸热量方程及发电标准煤耗率计算公式, 导出了加热器下端差对机组煤耗影响的通用计算模型, 克服了传统方法计算

这一问题时的繁琐、易错的弊病<sup>[2]</sup>。

加热器上端差是指加热蒸汽的饱和温度与加热器出口水温之差。某级加热器上端差的增大会导致高级加热器抽汽量的增加, 甚至导致锅炉给水温度的降低, 从而影响机组热经济性。用传统方法计算这一问题时, 求解过程也同样复杂、繁琐, 为此许多学者进行了研究, 并取得了重要成果。但目前所得的计算模型, 在推导时忽略了下端差的影响, 这给计算结果带来了误差。针对上述情况, 在考虑了下端差影响的基础上, 改进了以往的建模方法, 得到了更为完善的加热器上端差对机组煤耗影响的通用计算模型, 该模型与以往的模型相比形式上更为简单。

## 1 热力系统经济性分析基本方程

### 1.1 热平衡方程<sup>[3-8]</sup>

对图 1 所示的热力系统建立热平衡方程, 得:

$$Aa_i + A_f a_{fi} + A_\tau a_{\tau i} + \Delta q_i = \tau_i \quad (1)$$

式中:  $i = 1, 2, \dots, 8$ ;  $A$ 、 $A_f$  和  $A_\tau$ —回热系统、辅助蒸汽系统和辅助水流系统的结构矩阵;  $a_i$ —各级加热器抽汽系数;  $a_{fi}$ —从汽侧进出热力系统的辅助汽流系数;  $a_{\tau i}$ —从给水或主凝结水管道进出热力系统的辅助水流系数;  $\Delta q_i$ —进出加热器的单位纯热量。式中各项具体形式见文献[3]。

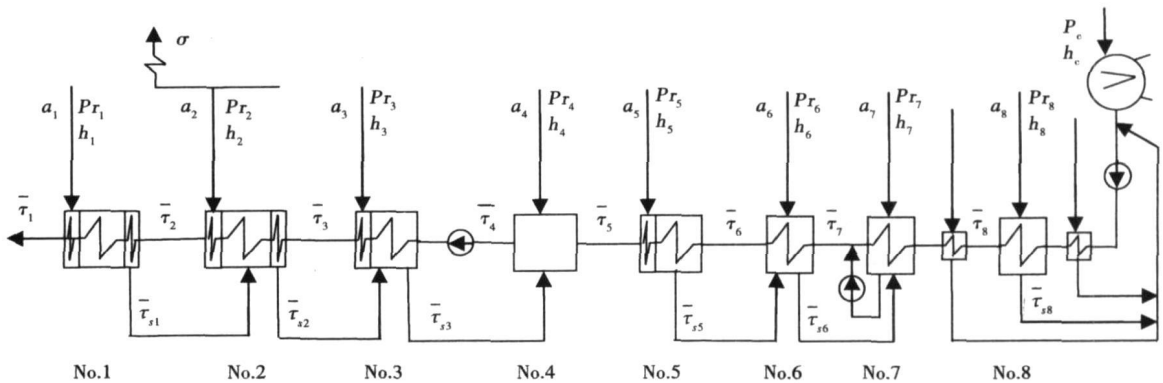


图 1 N200—130/535/535 机组

收稿日期: 2007-03-15; 修订日期: 2007-06-04

作者简介: 阎顺林(1959—), 男, 河北康保人, 华北电力大学教授。

### 1.2 加热器上、下端差矩阵<sup>[3,9]</sup>

按照加热器上、下端差的定义, 可得:

$$\bar{\tau}_i = \tau_{bi} - v_i \quad (2)$$

$$\bar{\tau}_{si} = \bar{\tau}_{i+1} + \omega_i \quad (3)$$

式中:  $\bar{\tau}_i$ —第  $i$  级加热器出口水焓;  $\bar{\tau}_{si}$ —第  $i$  级加热器出口疏水焓;  $\tau_{bi}$ —第  $i$  级加热器在抽汽压力为  $p_{ri}$  下的饱和水焓,  $v_i$ 、 $\omega_i$ —第  $i$  级加热器上端差和下端差对应的热焓之差。

将式(2)和式(3)代入文献[2]中有关  $\tau_i$ 、 $\gamma_i$ 、 $q_i$ 、 $q_{fi}$  和  $\Delta\tau_i$  的定义式中, 经整理可得:

对于疏水自流式加热器:

$$\left. \begin{aligned} \tau_i &= [\tau_{bi} - \tau_{b(i+1)}] + [v_{i+1} - v_i] \\ \gamma_i &= [\tau_{bi} - \tau_{b(i+1)}] + [v_{i+1} - v_i] + [\omega_{i-1} - \omega_i] \\ q_i &= h_i - \tau_{b(i+1)} + v_{i+1} - \omega_i \\ q_{fi} &= h_{fi} - \tau_{b(i+1)} + v_{i+1} - \omega_i \\ \Delta\tau_i &= h_{\tau i} - \tau_{b(i+1)} + v_{i+1} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

对于汇集式加热器:

$$\left. \begin{aligned} \tau_i &= [\tau_{bi} - \tau_{b(i+1)}] + [v_{i+1} - v_i] \\ \gamma_i &= [\tau_{bi} - \tau_{b(i+1)}] + [v_{i+1} - v_i] + \omega_{i-1} \\ q_i &= h_i - \tau_{b(i+1)} + v_{i+1} \\ q_{fi} &= h_{fi} - \tau_{b(i+1)} + v_{i+1} \\ \Delta\tau_i &= h_{\tau i} - \tau_{b(i+1)} + v_{i+1} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

式中:  $\tau_i$ 、 $\gamma_i$  和  $q_i$ —加热器的给水焓升、疏水放热量和抽汽放热量;  $q_{fi}$ —从汽侧进出热力系统的辅助蒸汽放热量;  $\Delta\tau_i$ —从主给水(或主凝结水)管路进出热力系统的辅助水流放热量;  $h_i$ —加热器的抽汽焓;  $h_{fi}$ —从汽机侧进出热力系统的辅助蒸汽焓;  $h_{\tau i}$ —从给水(或主凝结水)管道进出热力系统的辅助水流焓值。

按照图 1 所示各加热器型式, 将式(4)和式(5)分别代入上述的  $A$  矩阵、 $A_f$  矩阵、 $A_\tau$  矩阵和  $\tau_i$  矩阵中<sup>[3]</sup>, 经整理得:

$$\left. \begin{aligned} A &= A_b + A_v + A_\omega \\ A_f &= A_{fb} + A_v + A_\omega \\ A_t &= A_b + A_v \\ \tau_i &= A'_b + A'_v \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

式中:  $A_b$  由  $h_i$  和  $\tau_{bi}$  组成;  $A_{fb}$  由  $h_{fi}$  和  $\tau_{bi}$  组成;  $A_{\tau b}$  由  $h_{\tau i}$  和  $\tau_{bi}$  组成;  $A'_b$  由  $\tau_{bi}$  组成; 而  $A_v$ 、 $A'_v$ 、 $A_\omega$  分别为:

$$A_v = \begin{bmatrix} v_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ v_3 - v_2 & v_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -v_3 & -v_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ v_5 & v_5 & v_5 & v_5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ v_6 - v_5 & v_6 - v_5 & v_6 - v_5 & v_6 - v_5 & v_6 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ v_7 - v_6 & v_7 - v_6 & v_7 - v_6 & v_7 - v_6 & v_7 - v_6 & v_7 & 0 & 0 & 0 \\ v_8 - v_7 & v_8 - v_7 & v_8 - v_7 & v_8 - v_7 & v_8 - v_7 & v_8 - v_7 & v_8 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A'_v = \begin{bmatrix} v_2 - v_1 & v_3 - v_2 & -v_3 & v_5 & v_6 - v_5 & v_7 - v_6 & v_8 - v_7 & -v_8 \\ -\omega_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \omega_1 - \omega_2 & -\omega_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \omega_2 - \omega_3 & \omega_2 - \omega_3 & -\omega_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \omega_3 & \omega_3 & \omega_3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\omega_5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \omega_5 - \omega_6 & -\omega_6 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \omega_6 & \omega_6 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\omega_8 \end{bmatrix}^T$$

从中不难发现,  $A_v$ 、 $A'_v$  中只包含各级加热器的上端差项, 即为上端差矩阵; 而  $A_\omega$  中只包含各级加热器的下端差项, 即为下端差矩阵。

### 1.3 机组比内功方程<sup>[3,10]</sup>

$$N = h_0 + \sigma - h_c - H_i a_i - N_f \quad (7)$$

式中:  $h_0$ 、 $\sigma$ 、 $h_c$ —主蒸汽比焓、再热蒸汽在炉内的比吸热量、汽轮机低压缸排汽比焓;  $N_f$ —轴封漏汽在汽轮机中的比作功量;  $k$ —高压缸抽汽级数;  $n$ —汽轮机抽汽级数; 对于再热前的抽汽:  $H_i = h_i + \sigma - h_c$ , 对于再热后的抽汽:  $H_i = h_i - h_c$ , 即:  $H_i = [h_1 + \sigma - h_c \quad h_2 + \sigma - h_c \cdots h_k + \sigma - h_c \quad h_{k+1} - h_c \cdots h_n - h_c]$ 。

### 1.4 锅炉吸热量方程<sup>[3,10]</sup>

$$q = h_0 + \sigma - \tau_1 - \sigma_k a_i - \sigma_k a_{fi} \quad (8)$$

式中:  $\tau_1$ —1 号高加出口水焓, 即锅炉给水比焓;  $\sigma_k = [\sigma \quad \sigma \cdots \sigma \quad 0 \cdots 0]$ , 其中有  $k$  个  $\sigma$ ,  $n - k$  个 0。

### 1.5 发电标准煤耗率及其微分表达式

机组的发电标准煤耗率计算公式可写为<sup>[10]</sup>:

$$b_s = \frac{3600Q}{7000 \times 4.1868 \eta_b \eta_m \eta_g N} \quad (9)$$

式中:  $b_s$ —发电标准煤耗率,  $g/(kW \cdot h)$ ;  $\eta_b$ —锅炉效率;  $\eta_g$ —发电机效率;  $\eta_m$ —汽轮机机械效率。

通常,  $\eta_b$ 、 $\eta_g$ 、 $\eta_m$  变化较小, 可视为定值。对上式两边取对数, 并微分得:

$$\frac{db_s}{b_s} = \frac{dQ}{Q} - \frac{dN}{N} \quad (10)$$

## 2 通用计算模型的推导

推导假设: 由文献[11]可知, 当第  $i$  级加热器的端差发生变化时,  $h_0$ 、 $h_i$ 、 $h_c$ 、 $\sigma$ 、 $N_f$ 、 $\Delta q_i$ 、 $a_{\tau i}$ 、 $a_{fi}$ 、 $p_{ri}$ 、 $\tau_{bi}$  可认为不变。因此, 依照假设, 对式(7)和式(8)两边求微分, 得:

$$dN = -H_i da_i \quad (11)$$

$$dQ = -d\tau_1 - \sigma_k da_i \quad (12)$$

将式(11)和式(12)代入式(10)中, 整理可得:

$$\frac{db_s}{b_s} = \lambda_1 da_i + \lambda_2 d\tau_i \quad (13)$$



热器的级数,如果在流经第  $j$  级加热器的主凝结水或给水流动的方向上没有汇集式加热器,则  $m=0$ ;

$A^{-1}$  需要根据热力系统具体结构,并参照文献 [4~8] 中所述法则来填写;

$B_{\omega} = (0, \dots, 0, 1, -1, 0 \dots 0)^T$ , 为  $n \times 1$  阶矩阵,  $n$  为加热器的个数,矩阵中第  $j$  项为 1, 第  $j+1$  项为 -1, 其余各项为零;

$\lambda_1$  则如前文所示。

### 2.3 加热器上端差对机组煤耗影响的通用计算模型

根据下端差模型的推导思路,同理可得第  $j$  级加热器上端差  $dv_j$  对机组煤耗影响的通用计算模型为:

$$\begin{cases} \frac{db_s}{b_s} = k_v \lambda_1 A^{-1} B_v dv_j, j \neq 1 \\ \frac{db_s}{b_s} = [\lambda_1 A^{-1} B_v - \lambda_2] dv_j, j = 1 \end{cases} \quad (23)$$

式中:  $k_v = 1 - \sum_{i=1}^{j-1} a_i - \sum_{i=1}^{j-1} a_{fi} - \sum_{i=1}^{j-1} a_{ti}$ ;

$B_v = (0, \dots, 0, 1, -1, 0 \dots 0)^T$ , 为  $n \times 1$  阶矩阵, 矩阵中第  $j-1$  项为 1, 第  $j$  项为 -1, 其余各项为零;

其它各项意义同上。

### 3 计算实例

以某电厂 N200-130/535/535 机组为例, 分别计算了某一工况下各级加热器上端差、下端差对机组煤耗的影响。计算结果如表 1 和表 2 所示。

表 1 上端差对机组煤耗的影响

加热器级数	$\Delta t / ^\circ\text{C}$	$dv_j / \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$\Delta b_1 / \text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$	$\Delta b_2 / \text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$	误差 / %
1	9.1	33.8	0.6027	0.6046	-0.3143
2	9.0	35.4	0.2874	0.2871	0.1045
3	5.3	15.5	0.0873	0.0877	-0.4561
5	5.1	20.6	0.1281	0.1285	-0.3112
6	6.2	24.0	0.3143	0.3155	-0.3803
7	8.1	34.3	0.2279	0.2272	0.3081
8	7.2	23.6	0.3335	0.3329	0.1802

表 2 下端差对机组煤耗的影响

加热器级数	$\Delta t / ^\circ\text{C}$	$d\omega_j / \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$\Delta b_1 / \text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$	$\Delta b_2 / \text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$	误差 / %
1	35.1	157.0	0.0677	0.0675	0.2963
2	31.4	136.8	0.0997	0.1000	-0.3000
3	16.2	63.2	0.0750	0.0753	-0.3984
5	23.4	99.1	0.0704	0.0701	0.4280
6	29.8	124.8	0.0672	0.0669	0.4484
8	24.5	101.7	0.1330	0.1334	-0.3000

注: 表 1 和表 2 中  $dv_j$  和  $d\omega_j$  是将上、下端差分别用热焓表示;  $\Delta b_1$  为本文方法计算出的煤耗变化量,  $\Delta b_2$  为等效热降法计算出的煤耗变化量。

从表 1 和表 2 中可以看出, 本文方法计算所得结果与用等效热降法所得结果基本相同, 误差非常小。所产生误差, 是由于两种方法在计算过程中的舍入误差造成的。

### 4 结 论

(1) 本文推导出了加热器下端差对机组煤耗影响的通用计算模型, 为计算下端差变化所造成的机组煤耗损失, 提供了一种更为简便准确的方法。

(2) 考虑到下端差对加热器进口水焓和出口疏水焓的影响, 本文所推导出的加热器上端差对机组煤耗影响的通用计算模型, 较以往的模型更为完善、精确和简练。

(3) 计算实例表明, 上端差对机组煤耗的影响要大于下端差对机组煤耗的影响, 但并不能因此就忽视了下端差的影响, 因为在机组运行中, 下端差经常发生变化, 下端差最大时可达几十度左右, 如表 2 所示。

(4) 本文所得模型易于理解, 使用方便, 便于计算机编程, 可适用于任一热力系统, 具有广泛的通用性。

### 参考文献:

- [1] 郑体宽. 热力发电厂[M]. 北京: 中国电力出版社, 2001.
- [2] 林万超. 火电厂热力系统节能理论[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1994.
- [3] 张学镭, 王松岭. 加热器端差对机组热经济性影响的通用计算模型[J]. 中国电机工程学报, 2005, 25(4): 166-171.
- [4] 闫顺林, 张春发, 李永华, 等. 火电机组热力系统汽水分布通用矩阵方程[J]. 中国电机工程学报, 2000, 20(8): 69-73.
- [5] 郭民臣, 魏楠. 电厂热力系统矩阵热平衡方程式及其应用[J]. 动力工程, 2002, 22(2): 1733-1738.
- [6] 闫顺林, 李永华. 回热系统热力计算的递推通解[J]. 中国电机工程学报, 2001, 21(3): 93-95.
- [7] 郭民臣, 魏楠, 刘文毅. 汽耗变换系数及抽汽等效焓降与主循环的汽耗率[J]. 中国电机工程学报, 2002, 22(2): 93-98.
- [8] 郭民臣, 王清照, 魏楠, 等. 电厂热力系统矩阵分析法的改进[J]. 热能动力工程, 1997, 12(2): 103-106.
- [9] 李景国, 郭玉双. 加热器端差对经济性影响的简易算法[J]. 东北电力技术, 2005(7): 43-46.
- [10] 李永华, 闫顺林, 王松岭. 煤耗与辅助汽水流量的通用微分关系式[J]. 中国电机工程学报, 2001, 21(11): 79-83.
- [11] 张德成. 机组热力系统变工况经济性分析及初压优化[D]. 保定: 华北电力大学, 2002.

(编辑 滨)

By utilizing the features of intensified heat transfer of spiral flows to simplify heat exchanger structure and in conjunction with the structural and liquid flow characteristics of spiral-baffle heat exchangers, the authors have developed a spiral-finned self-supported heat exchanger. To have a thorough understanding of the comprehensive performance of the above-cited heat exchanger in respect of heat transfer and pressure drop, a test model and rig have been set up. Under identical test conditions, an experiment to compare the spiral-finned heat exchanger with a baffle rod one has been performed. The results of comparison show that at a Reynolds number of 6000, the total heat transfer coefficient of the spiral-finned heat exchanger will be higher by 13.3% compared with that of a baffle rod one, and the intensified heat transfer effectiveness will become more evident with an increase of the Reynolds number. In the meantime, the pressure gradient will be lowered by 87.5% and the pressure gradient difference between the two types will become bigger with an increase of the Reynolds number. When the Reynolds number is in the range from 2 000 to 6 500, the comprehensive performance  $K/\sqrt{P}$  value of a spiral-finned heat exchanger will be 1.4 to 2 times that of the baffle rod one. It can be seen that the spiral-finned heat exchanger enjoys a relatively high heat transfer coefficient and a relatively low pressure drop, and is thus assured of fine development and application prospects. **Key words:** spiral fin, shell-and-tube heat exchanger, self support, baffle rod, intensified heat exchange

加热器上、下端差对机组煤耗影响的通用计算模型 = A General Calculation Model Featuring the Influence of Upper and Lower Terminal Temperature Difference of a Heater on the Coal Consumption of a Power Plant [刊, 汉] / YAN Shun-lin, LIU Zhen-gang, XU Hong, et al (Education Ministry Key Laboratory on Power Plant Equipment Condition Monitoring and Control, College of Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Baoding, China, Post Code: 071003) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(2). — 161 ~ 164

On the basis of the thermal balance equation, specific inner work equation, cyclic heat absorption equation of a thermal system and the standard coal-consumption calculation formulae of power generation, derived was a general calculation model featuring the influence of lower terminal temperature difference of a heater on the coal consumption of a power plant. Moreover, with the influence of lower terminal temperature difference of a heater being taken into account, the modeling method adopted in the past has been improved. On this basis, a general calculation model of improved type featuring the influence of heater upper terminal temperature difference on the coal consumption of a power plant has also been obtained. Specific case calculations show that both models are characterized by such features as accurate calculation results, ease of use and wide applicability, etc. The models in question can provide a new approach for the analysis of power plant energy-savings and coal consumption reduction, and are thus of major realistic significance. **Key words:** thermal system, heater, upper terminal temperature difference, lower terminal temperature difference, power plant coal consumption

螺旋管中实际冷却水污垢和颗粒污垢的特性研究 = A Study of Practical Cooling Water- and Particulate Fouling Characteristics in Spiral-grooved Tubes [刊, 汉] / ZHU Hua, ZHUANG Bo, LI Wei, et al (College of Mechanical and Energy Source Engineering, Zhejiang University, Hangzhou, China, Post Code: 310027) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2008, 23(2). — 165 ~ 169

An experimental study has been performed of the fouling characteristics of a bare tube and of a group of 7 brass-made in-built spiral-grooved tubes with different thread heights, angles, and different numbers of thread and an inner diameter of 15.54 mm. Through a comparison and analysis of the test data of practical cooling water and particulate fouling, the main reasons for the difference existing between the bare tube and spiral-grooved one have been explained. The authors have