

电厂热力系统的长期动态特性模型

李运泽¹, 杨献勇², 王 浚¹

(1. 北京航空航天大学 航空科学与工程学院, 北京 100083; 2. 清华大学 热能工程系, 北京 100084)

摘 要: 热力系统的长期动态特性对各种火电机组的仿真或控制系统设计具有十分重要的意义。通过合理的机理分析和简化, 从整体高度建立起热力系统的长期动态过程的数学模型, 这一整体动态模型能较为合理地反映出长期动态过程中热力系统的蓄热与做功规律, 弥补了现有火电机组动态模型的不足, 更好地满足了机组长期动态特性分析与负荷控制策略研究的需要。最后以此为工具对某 600MW 超临界机组的长期动态特性进行了仿真研究, 仿真结果合理正确。

关 键 词: 电厂热力系统; 长期动态特性; 动态热平衡; 数学模型

中图分类号: TM621 文献标识码: A

1 引 言

火电机组的长期动态特性(Long Term Dynamics)是指那些持续时间较长和主导因素较慢的动态特性。文献[1~3]中对锅炉与汽轮机的长期动态特性进行了一些可贵的研究, 但是上述各文献中的电厂动态模型均认为长期动态过程中汽轮机功率与新蒸汽流量成正比、且不包含热力系统及其加热器的数学模型, 因而无法合理地反映机组动态过程中各级回热抽汽流量和热力系统各加热器蓄热量的变化规律及其对汽轮机功率的作用和影响, 而采用文献[4]中的方法进行热力系统各加热器的动态特性计算又过于复杂。热力系统的建模与仿真是电厂长期动态特性研究的一大薄弱环节。

本文在文献[5]中热力系统定量分析理论研究的基础上, 通过合理的机理分析和模型简化, 首次从系统的整体高度建立起热力系统的简化动态模型, 与文献[6~7]中介绍的锅炉系统长期动态特性模型一起构成了完整的火电厂长期动态特性分析与仿真模型。

2 热力系统的长期动态模型

2.1 机理分析与模型简化

收稿日期: 2004-03-15; 修订日期: 2004-10-11

作者简介: 李运泽(1972-), 男, 河北邢台人, 北京航空航天大学讲师

研究表明: 火电机组的长期动态特性主要由其锅炉中变化最慢的几个动态过程所决定, 汽轮机系统的时间常数较小可作为锅炉的快速随动环节^[1~4]。本文在此基础上作如下分析和简化:

(1) 根据汽轮机的变工况原理, 近似认为汽轮机第一级抽汽压力与机前压力之比与调节阀的开度成正比, 其它各级抽汽压力与第一级抽汽压力之比不变, 各级抽汽及排汽的焓降变化同汽轮机的总焓降相比可以忽略。

(2) 水的密度变化十分微小, 蒸汽密度变化及加热器水位调节系统的时间常数较小, 近似认为水的密度不变及蒸汽密度变化可在瞬间完成, 热力系统各加热器水位变化可以忽略。

(3) 由于各回热加热器中换热十分剧烈, 给水侧的出口温度、换热面平均金属温度及抽汽的饱和温度三者大小十分接近。故近似将各回热加热器的工质热容与换热面金属热容合并, 并近似认为平均金属温度、给水的出口温度及抽汽的饱和温度的变化率相等。

(4) 近似认为放流式加热器的汽侧疏水温度变化率等于其换热面平均金属温度变化率。

2.2 汽轮机的压力及功率方程

分别记各级抽汽压力与首级抽汽压力之比为 k_{pi} , 首级抽汽压力与机前压力之比同调节阀开度的比值为 k_u , 则根据前文分析与简化(1), 可得各回热抽汽压力:

$$p_{li} = k_{pi} k_u p_{l0} \quad (1)$$

式中: p_{l0} 和 p_{li} —汽轮机的新蒸汽压力和第 i 级抽汽压力; u —汽轮机的调节阀开度; k_{pi} 和 k_u 的数值可从稳态数据求得。

再热器前各回热抽汽的比焓:

$$h_{li} = h_{l0} - h_{ci} \quad (2)$$

式中: h_{li} 和 h_{l0} —汽轮机的第 i 级抽汽比焓和新蒸汽

比焓; h_{ci} —每 1 kg 第 i 级抽汽在汽轮机的焓降(其数值可从稳态数据求得)。

再热器后各回热抽汽的比焓:

$$h_{ti} = h_0 + (h_{to} - h_{ho}) - h_{ci} \quad (3)$$

式中: h_{ho} 和 h_{to} —汽轮机的高压缸排汽焓和再热器出口焓。

此时的汽轮机功率为:

$$N = D_{t0} h_{tc} - \sum_{i=1}^m D_{ti} (h_{tc} - h_{ci}) \quad (4)$$

式中: D_{t0} 和 D_{ti} —汽轮机新蒸汽和第 i 级抽汽的流量; h_{tc} —凝汽汽流在汽轮机的总焓降, 其数值可从稳态数据求得。

2.3 热力系统的动态热平衡

根据前文分析与简化中的(2)~(4)条, 逐级列写热力系统各加热器的质量与热量平衡方程, 并应用文献[5]中的分析和排列方法将其写为矩阵形式, 得整个热力系统的动态热平衡方程:

$$A[D_i] = D_0[\tau_i] + \left[\frac{dE_i}{dt} \right] - [Q_{fi}] \quad (5)$$

式中: E_i —第 i 级加热器的蓄热量; τ_i —每 1 kg 给水在第 i 级加热器的焓升; A —热力系统的结构矩阵; Q_{fi} —第 i 级加热器引入的附加成分放热量。

根据文中的分析与简化(3)及文献[5]中的热力系统分析方法, 得每 1 kg 给水在第 i 级加热器的焓升:

$$\tau_i = c_w (\theta_{woi} - \theta_{wii}) \quad (6)$$

式中: c_w —工质水的平均比热; θ_{wii} 和 θ_{woi} —第 i 级加热器给水的进出口温度。

根据前文分析与简化(3)及式(1)中的抽汽压力方程得第 i 级加热器的蓄热量变化率:

$$\frac{dE_i}{dt} = \mu_i M_i c_{mi} \frac{d\theta_{mi}}{dt} = \mu_i M_i c_{mi} \frac{d\theta_{sati}}{dp_{ti}} \frac{dp_{ti}}{dt} = \mu_i M_i c_{mi} k_{pi} k_u \frac{d\theta_{sati}}{dp_{ti}} \left(u \frac{dp_0}{dt} + p_{t0} \frac{du}{dt} \right) \quad (7)$$

式中: θ_{mi} 、 c_{mi} 和 M_{mi} —第 i 级加热器换热面的平均金属温度、金属比热和金属质量; p_{ti} 和 θ_{sati} —第 i 级加热器抽汽的压力和饱和温度; μ_i —考虑工质热容影响后的金属有效系数, 其数值可根据前文分析与简化(3)由下式求得:

$$\mu_i = \chi + \frac{1}{M_{mi} c_{mi}} \left\{ M_{wi} c_w + M_{si} \frac{dh_{sati}}{dp_{ti}} \left[\frac{d\theta_{sati}}{dp_{ti}} \right]^{-1} \right\} \quad (8)$$

式中: χ —加热金属质量的折算系数; M_{wi} 和 M_{si} —加热器内水和汽的质量。

由于调节阀开度变化时间常数很短, 在调节阀

开度扰动的瞬间过后第 i 级加热器的蓄热量变化率为:

$$\frac{dE_i}{dt} = \mu_i M_i c_{mi} k_{pi} k_u u \frac{d\theta_{sat}}{dp} \frac{dp_{t0}}{dt} \quad (9)$$

热力系统的结构矩阵 A 的矩阵元素 α_{ij} 表示每 1 kg 第 i 级抽汽对第 j 级加热器质量与热量平衡的作用和影响。根据本文中分析与简化(4)及文献[5]的结构矩阵分析方法, 得火电机组热力系统结构矩阵元素的确定方法。

在火电机组第 i 级抽汽的抽汽引入点:

$$\alpha_{ij} = q_j = h_{tj} = h_{satwj} + c_w (\theta_{satj} - \theta_{dwoj}) \quad (10)$$

式中: q_j —每 1 kg 第 j 级加热器抽汽的焓降; θ_{satj} 和 h_{satwj} —第 j 级加热器抽汽的饱和温度和饱和水焓; θ_{dwoj} —加热器的疏水出口温度。

对于放流式加热器:

$$\theta_{dwoj} = \theta_{satj} - \theta_{dwsj} \quad (11)$$

式中: θ_{dwsj} —第 j 级加热器疏水出口温度与抽汽饱和温度之差, 可根据分析与简化(4)由稳态数据求得。

对于汇集式加热器可根据文献[5]中研究, 取其给水进口温度为虚拟的疏水温度:

$$\theta_{dwoj} = \theta_{wii} \quad (12)$$

在火电机组第 i 级抽汽的抽汽引入点与其疏水与给水主流的汇集点之间(包括汇集点):

$$\alpha_{ij} = \gamma_j = c_w (\theta_{dwij} - \theta_{dwoj}) \quad (13)$$

式中: γ_j —每 1 kg 疏水在第 j 级加热器的焓降; θ_{dwij} —第 j 级加热器的引入疏水温度。

在火电机组第 i 级抽汽的疏水与给水主流的汇集点之后:

$$\alpha_{ij} = \tau_j = c_w (\theta_{woj} - \theta_{wii}) \quad (14)$$

式中: τ_j —每 1 kg 给水第 j 级在的焓升。

3 热力系统长期动态特性的仿真研究示例

为了对比研究方便, 这里仅以额定工况下某 600MW 超临界机组给水流量阶跃减小 10% 为例进行仿真研究和说明^[6]。仿真过程中假定燃料量与燃烧器倾斜角度不变, 过热器和再热器投入的减温水流量和比焓不变, 与本文热力系统模型配套的锅炉机组长期动态特性模型中介绍^[6~7], 主要仿真结果见图 1~图 6。

由锅炉的动态特性分析和仿真知额定工况下给水流量阶跃减小 10% 后, 锅炉压力在出现一个向下

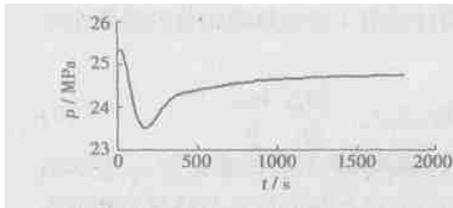


图 1 新蒸汽压力变化

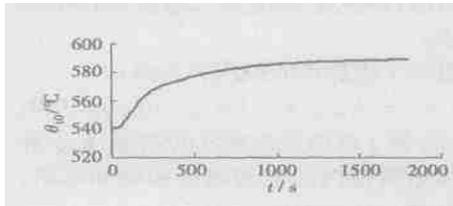


图 2 新蒸汽温度变化

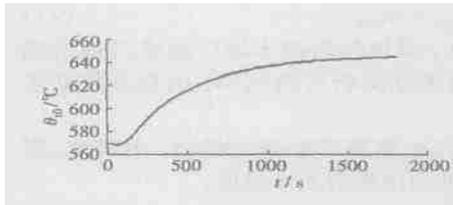


图 3 再热器出口汽温变化

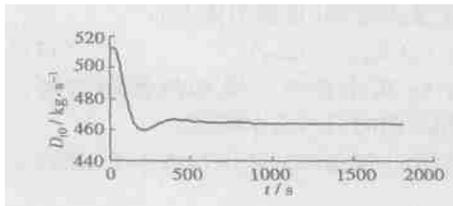


图 4 新蒸汽流量变化

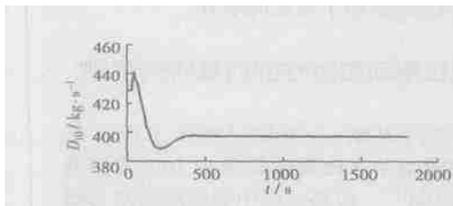


图 5 再热蒸汽流量变化

的波谷后逐渐攀升一个低于初始值的稳定值(见图1),新蒸汽和再热蒸汽温度逐渐上升至新的稳定值(见图2和图3),新蒸汽流量先随新蒸汽压力变化而减小,最后在新蒸汽压力和温度的综合作用下稳定下来。在此基础上应用本文模型和方法可得汽轮机侧的变化情况:

扰动发生后初期,给水流量的突然减小和锅炉压力快速下降会导致各级回热抽汽流量减小、再热蒸汽流量和汽轮机功率短暂增加(见图5和图6),之后随着锅炉压力进一步下降新蒸汽流量减小幅度加

大(见图4),再热蒸汽流量和汽轮机功率开始随新蒸汽流量快速减小,此后虽然锅炉压力逐步回升会

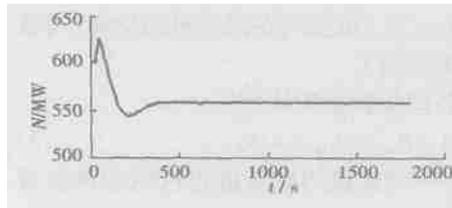


图 6 汽轮机功率变化

导致回热抽汽流量增加,但各级回热抽汽焓随新蒸汽和再热蒸汽温度增加而增加会导致回热抽

汽流量减小,二者对抽汽流量变化的作用相反,新蒸汽流量成为影响再热蒸汽流量和汽轮机功率的主导因素,此时再热蒸汽流量和汽轮机功率随新蒸汽流量变化下降至最低点之后逐步增加到一个低于初始值的稳定值(见图5和图6)。上述仿真结果较以往汽轮机模型更为合理地反映了长期动态过程中新蒸汽、回热抽汽流量、再热蒸汽流量和汽轮机功率的变化规律,对机组的长期动态特性分析和负荷控制策略设计具有十分重要的指导意义。

上述仿真结果表明本文所建的热力系统动态模型能够较为简便、全面和正确地满足锅炉汽轮机长期动态特性研究的需要。

4 结 论

根据发电机组长期动态特性的基本特点,通过合理的机理分析和简化,首次从系统的整体高度建立起长期动态过程中电厂热力系统的动态质热平衡方程以及热力系统蓄热、抽汽流量和汽轮机功率变化的动态计算式,本文的理论分析与仿真结果表明:在机组的长期动态过程中,热力系统的各级回热抽汽流量主要由锅炉给水流量、各级抽汽比焓、新蒸汽压力及其变化率所决定,而汽轮机的功率则不仅与新蒸汽流量有关而且受热力系统各级回热抽汽流量变化的影响。本文的模型、方法和结论为各种火电机组的长期动态特性与及负荷控制策略研究提供了十分新颖的工具、方法和思路。

参考文献:

[1] VANI K, ANJAN B, PAUL M. Power plant models for operator training simulations[J] . *IEEE Transactions on Power Systems*, 1989, 4 (2): 559—565.
 [2] DIECK ASSAD G. Development of a state space boiler model for process optimization[J] . *Simulation*, 1990, 55(4): 201—203.

(下转第 44 页)

明, 气流旋转至此, 轴向速度接近于零。这些足以说明: 通过增设直管, 使得涡旋的尾部停留在直管中, 从而增加了旋风分离器的有效分离空间, 改善其分离性能。A. C. Hoffmann 对加直管旋风分离器进行了喷烟和加尘实验^[1], 认为: 当一个延长直管附在旋风分离器底部时, 尾涡常常位于直管段, 而在锥体部分, 从而有利于改善旋风分离器的分离效果。A. C. Hoffmann 通过“环”的形成来确定尾涡的位置, 图 7 为尾涡形成示意图。图 8 为不同入口风速下尾涡的位置, 图中 A. C. Hoffmann 喷烟实验时排气芯管插入深度 $S=0.2\text{ m}$ 。从图中可以看出, A. C. Hoffmann 的实验结果和本文的数值模拟结果定性上是一致的, 证明了数值模拟的正确性。同时, 实验和计算都发现, 随着入口风速的增加, 尾涡有向下移动的趋势。因此, 在入口风速较大的情况下, 还可以进一步加长直管, 提供更大的分离空间。

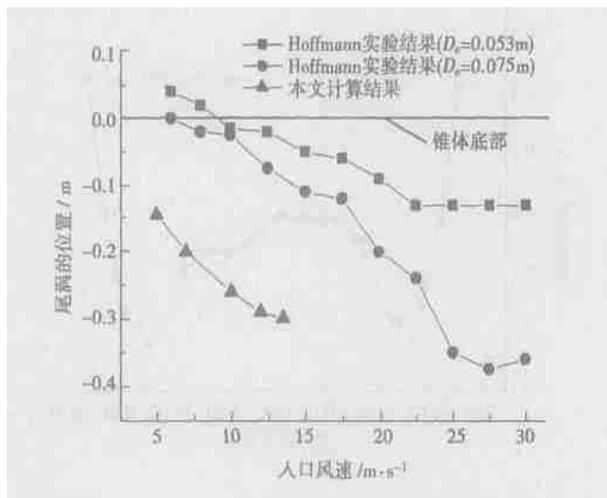


图 8 尾涡位置随入口风速的变化

4 结 论

(1) 在常规旋风分离器的锥体底部, 切向速度

仍然具有较大的值, 平均约为 10 m/s , 说明分离器的锥体底部气流的旋转还很激烈;

(2) 通过常规旋风分离器锥体底部的下降流量并不为零;

(3) 这种比较激烈的下降流量会造成常规旋风分离器的“灰斗返混”。而底部加上一段直管后, 将漩涡引入直管内, 使含尘气流得到进一步分离。从数值模拟结果看, 直管空间仍具有一定的分离能力, 这对提高旋风分离器的分离效率具有实际意义。

参考文献:

- [1] HOFFMANN A C, JONGE R DE, ARENDS H, *et al.* Evidence of the ‘natural vortex length’ and its effect on the separation efficiency of gas cyclones[J]. *Filtr Sep*, 1995, 32: 799-804.
- [2] STEFAN OBERMAIR, GERNOT STAUDINGER. The dust outlet of a gas cyclone and its effects on separation efficiency[J]. *Chem Eng Technol*, 2001, 24(12): 1259-1263.
- [3] 毛 羽, 庞 磊. 旋风分离器内三维紊流场的数值模拟[J]. 石油炼制与化工, 2002, 33(2): 2-6.
- [4] 王海刚, 刘 石. 不同湍流模型在旋风分离器三维数值模拟中的应用和比较[J]. 热能动力工程, 2003, 18(4): 337-342.
- [5] HOEKSTRA A J, DERKSEN J J, VAN DEN AKKER H E A. An experimental and numerical study of turbulent swirling flow in gas cyclones[J]. *Chemical Engineering Science*, 1999, 54: 2055-2065.
- [6] GRIFFITHS W D, BOYSAN F. Computational fluid dynamics (CFD) and empirical modeling of the performance of a numerical of cyclone samplers[J]. *J Aerosol Sci*, 1996 27(2): 281-304.
- [7] 彭维明. 切向旋风分离器内流场的数值模拟和试验研究[J]. 农业机械学报, 2001, 32(4): 20-24.
- [8] 姬忠礼, 吴晓林. 旋风分离器自然旋流长的实验研究[J]. 石油学报, 1993, 9(4): 86-91.
- [9] ALEXANDER R M. Fundamentals of cyclone design and operation [J]. *Proc Australas Inst Min Metall*, 1949, 152: 203-228.

(上接第 40 页)

- [3] IEEE COMMITTEE. Dynamic models for steam and hydro turbines in power system studies[J]. *IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems*, 1973 92(6): 1904-1914.
- [4] ORDYS A. Modelling and simulation of power generation plants[M]. London: Springer-Verlag London Limited, 1994.

- [5] 李运泽, 严俊杰, 林万超, 等. 压水堆核电机组二回路的矩阵分析法[J]. 热力发电, 2000 29(5): 26-28.
- [6] 李运泽, 杨献勇. 超临界直流锅炉长期动态特性的建模与仿真[J]. 热能动力工程, 2003 18(1): 23-26.
- [7] 李运泽, 杨献勇. 大型锅炉长期动态特性研究中的烟气计算模型[J]. 热能动力工程, 2003 18(2): 170-172.

object. Through an exposition of neural network discrimination and modeling principle the authors have by an analysis of power plant on-site data set up respectively a linear mathematical model of steam-drum water level relative to feedwater flow rate and a nonlinear model of superheated steam temperature relative to specific value β . As the neural network-based modeling can result in high computation speed and precision, the model output basically reflects the actual operating conditions of the thermotechnical object. **Key words:** thermotechnical object, neural network, on-site data, dynamic modeling, simulation

电厂热力系统的长期动态特性模型= **Long-term Dynamic Characteristics Model of a Power Plant Thermodynamic System** [刊, 汉] / LI Yun-ze, WANG Jun (College of Aeronautical Science & Engineering under the Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing, China, Post Code: 100083), YANG Xian-yong (Department of Thermal Energy Engineering, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(2). — 38 ~ 40, 44

The long-term dynamic characteristics of a thermodynamic system are of major significance to the design of simulation or control systems for various types of thermal power plants. Through a rational analysis and simplification of relevant mechanism a mathematical model of long-term dynamic processes has been set up for a thermodynamic system from an integral standpoint. Such an integral dynamic model can fairly rationally reflect the heat accumulation and work-performing law of the thermodynamic system in a long-term dynamic process. As a result, the above model can remedy the deficiency of the dynamic model of present-day thermal power plants and better meet the requirements for analyzing plant long-term dynamic characteristics and studying plant load control strategy. With the model serving as a tool a simulation study was conducted of the long-term dynamic characteristics of a 600 MW supercritical power plant. The simulation results have been found to be rational and accurate. **Key words:** power plant thermodynamic system, long-term dynamic characteristics, dynamic thermal balance, mathematical model

底部加直管旋风分离器的性能预测= **Performance Prediction for a Cyclone Separator with an Added Vertical Pipe at Its Bottom** [刊, 汉] / QIAN Fu-ping, ZHANG Ming-yao (Education Ministry Key Laboratory on Clean Coal Power Generation and Combustion Technology under the Research Institute of Thermal Energy Engineering and Southeastern University, Nanjing, China, Post Code: 210096) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(2). — 41 ~ 44

To cope with the problem of “the re-entrainment into the hopper of fine dust particles in an inner vortex flow due to the agitation of separated particles” occurring in conventional cyclone separators, some researchers have proposed the adding of a straight pipe at the bottom of the separator, thereby allowing dust-laden air to enter the pipe for further separation. By using a Reynolds Stress Transportation Model (RSTM) a numerical simulation was conducted of the internal gas-phase flow field in a conventional cyclone separator and in a cyclone separator with an added straight pipe at its bottom. Furthermore, an analysis was performed of the downward flow at the cone bottom of the conventional cyclone separator. The results of the analysis indicate that the gas flow eddying at the cone bottom of the conventional cyclone separator is found to be still very intense and its downward flow does not amount to zero. On the other hand, the cyclone separator with an added straight pipe has made its tail vortex stagnating in the straight pipe. This has led to the provision of an additional separation space for ash dust, creating a favorable condition for its further separation. **Key words:** cyclone separator, straight pipe, Reynolds stress transportation model, numerical simulation

往返式冷凝器中流场数值模拟的研究= **A Study of the Numerical Simulation of Flow Field in a Reciprocating**