

# 中间再热机组一次调频特性研究

马素霞<sup>1</sup>, 马庆中<sup>2</sup>, 张龙英<sup>2</sup>

(1. 太原理工大学 电气与动力工程学院, 山西 太原 030024 2 山西省电力公司 电力科学研究院, 山西 太原 030001)

**摘要:** 针对电网频率变化大, 并网机组一次调频性能差的现象, 对中间再热汽轮机组的调节系统进行设计, 将频差信号以前馈信号的方式叠加到高压调门和中压调门指令上, 让中压调门和高压调门同时参与一次调频, 充分利用中间再热容积中的蓄热。仿真结果显示, 设置了高、中压调门前馈信号后, 中间再热机组的一次调频性能得到了很大程度的改善, 负荷响应能力显著提高, 调节系统的稳定性能良好, 但要实现中压调门前馈信号的控制方式则还需要完成相关的工作。

**关键词:** 一次调频; 高压调门前馈; 中压调门前馈; 中间再热机组

中图分类号: TK263.7 文献标识码: A

## 引 言

随着国民经济的快速发展, 并网机组的装机容量越来越大, 其事故跳闸对电网频率的冲击相应变大, 大用户的事故解列也会对电网频率产生很大冲击, 电网调度系统和自动发电控制 (AGC) 的滞后性无法解决这些大的突然性冲击, 电网频率的稳定性能降低, 不仅不能满足用户对电能质量的要求, 也直接关系到电网运行的稳定性和安全性。运行机组一次调频功能的有效投入是维持电网频率稳定的重要技术保证, 因此, 各局域电网公司都对发电机组参与电网一次调频的能力提出了较高的技术要求。

一次调频特性是汽轮发电机组并网运行的基本特性之一, 它是指电网负荷变化引起电网的频率发生变化后, 机组在调节系统的作用下自动地增加 (电网频率下降时) 或减小 (电网频率升高时) 自身的功率, 从而限制电网频率变化的特性。一次调频功能作为通过调节发电机组负荷来稳定电网频率的手段, 既要满足电网侧无延时的要求, 又要保证机组本身安全、平稳运行。目前电站汽轮机都采用 DEH 控制系统, 但由于机组功率变化和某些电网频率质量考核标准的不完善以及调频死区设置过大,

导致了本应发挥高灵敏度的 DEH 调节系统的一次调频作用被大大削弱。通过对山西电网线路故障引起的电网频率变化偏大的原因分析, 得出并网机组的一次调频功能不完善、性能差、功能投入率低 (尤其是超临界机组) 及机组二次调频不及时等结论。本研究通过建立中间再热汽轮机组及其控制系统的动态模型和现场测试各相关技术参数, 对一次调频控制系统进行了设计, 仿真研究中间再热机组的一次调频特性, 为改善其一次调频功能提供技术支持。

## 1 中间再热汽轮机组动态模型的建立

以锅炉、高压缸、中间再热容积、中压缸、低压连通管道和低压缸为单元分别建立动态模型。由于汽轮机各缸参数的动态变化比锅炉和中间再热容积的要快得多, 所以用稳态代数方程来描述各缸参数的变化, 锅炉、中间再热容积和低压连通管道采用动态方程描述其参数的变化规律。

对于凝汽式汽轮机, 因为抽汽只用来加热本机组的凝结水, 可近似认为抽汽份额不变, 故可将各缸看作一级组, 采用弗留格公式计算, 同时对公式进行线性化处理, 即认为负荷在某一稳态工况附近作小幅度变化, 实际运行中机组也是要限制负荷变化速率的。

### 1.1 锅炉汽包压力动态方程

$$\frac{dR_g}{dt} = \frac{Q_g + (\epsilon_1 - H_1) D_m - \epsilon_2 D_0}{\epsilon_3 V_0' + \epsilon_4 V_0'' + \epsilon_5 M_{yx}} \quad (1)$$

式中:  $R_g$ —汽包压力, MPa;  $M_{yx}$ —汽包有效金属质量;  $t$ ;  $D_m$ 、 $D_0$ —省煤器给水量和主蒸汽流量, kg/s;  $V_0'$ 、 $V_0''$ —蒸发区内饱和水和饱和蒸汽的容积, m<sup>3</sup>, 可由稳态水动力热力计算获得;  $\epsilon_1$ 、 $\epsilon_2$ 、 $\epsilon_3$ 、 $\epsilon_4$ 、 $\epsilon_5$ —蒸发区压力变化时热惯性的几个参量, 可根据饱和水和饱和蒸汽的状态参数求出, 它们只是饱和压力的函数;  $Q_g$ —水冷壁辐射吸热量;  $H_1$ —省煤器给水的欠

收稿日期: 2009-01-13 修订日期: 2009-04-07

作者简介: 马素霞 (1966—), 女, 山西大同人, 太原理工大学教授。



### 2.2 中间再热汽轮机组控制系统的设计

利用蓄热是机组参与一次调频最主要、最有效的手段,本研究在中间再热机组一次调频控制系统的设计中,考虑利用中间再热容积中的蓄热,让中压调门和高压调门同时参与一次调频,将频差信号以前馈信号的方式叠加到高压调门和中压调门指令上,如图 1 中的比例环节  $k_2$  和  $k_3$ 。在控制系统中,采用前馈补偿法解决燃烧率和高压调门开度对主蒸汽压力的耦合作用,前馈补偿器采用比例环节。

### 2.3 中间再热汽轮机组及其控制系统的参数测试

针对太原第一热电厂 300 MW 机组,进行了汽轮机及其调节系统参数的测试,如表 1 所示。

表 1 汽轮机及其调节系统参数

测试参数	数 值
高压缸蒸汽容积时间常数 $T_h/s$	0.4013
中间再热容积时间常数 $T_m/s$	12.2774
低压连通管容积时间常数 $T_l/s$	0.6326
转速变送器时间常数 $T_a/s$	0.02
调速系统迟缓率 $\epsilon$	0.0013
调速系统速度变动率 $\delta$	0.045
一次调频死区 $\Delta n/\% \cdot \text{min}^{-1}$	$\pm 2$
油动机行程反馈时间 /s	0.02
高中压调门最大开启和关闭速度 /s	0.10
调门关闭(开启)时间 /s	0.366(0.381)

## 3 中间再热机组一次调频特性的仿真研究

仿真实验中,主蒸汽压力对燃料变化的响应延迟时间为 20 s,转速采集延迟 0.2 s。

### 3.1 转速阶跃降低 $-15.5 \text{ r/min}$ 时总功率的变化

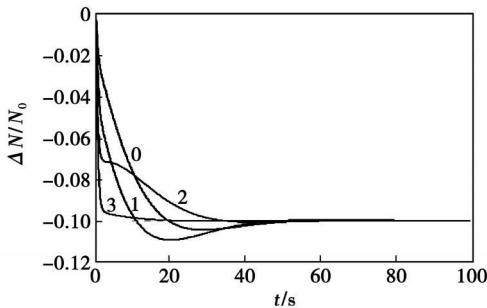


图 2 总功率的变化

图 2 为负荷变化引起机组转速波动时,高压调门和中压调门动作下总功率的变化曲线。图中各数字表示:0—不设置高压调门前馈  $k_2$  和中压调门前

馈  $k_3$ ; 1—只设置高压调门前馈  $k_2$ ; 2—只设置中压调门前馈  $k_3$ ; 3—设置高压调门和中压调门前馈。

由图 2 可见,将转速变化信号以前馈信号的方式同时叠加到高压调门和中压调门指令上,总功率的响应最为迅速,在 20 s 时就可满足负荷需求,相比只设中压调门前馈的 1 曲线和不设高、中压调门前馈的 0 曲线,负荷响应快且调节性能好。

图 3 为负荷变化时高压调门不动,只调节中压调门,设置中压调门前馈下各缸功率的变化, h—高压缸; m—中压缸; l—低压缸。

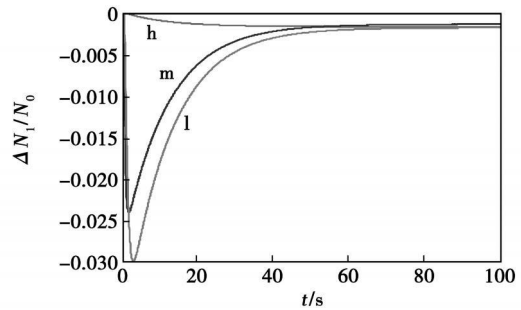


图 3 各缸功率的变化(只调节中压调门)

若负荷变化时只调节中压调门,如图 3 所示,利用中间容积中的蓄热,虽然初始负荷响应很快,但最终负荷变化为零。

### 3.2 油动机时间常数对调节系统特性的影响

图 4 显示,油动机时间常数越小,负荷调节系统响应越快。

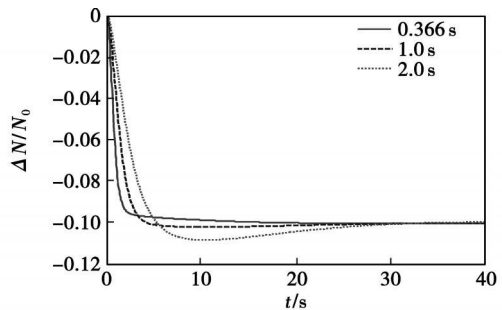


图 4 油动机时间常数的影响

### 3.3 高压调门前馈比例系数 $k_2$ 和中压调门前馈比例系数 $k_3$ 对调节系统特性的影响

由图 5 和图 6 可得出:高压调门和中压调门的前馈比例系数都对系统的调节性能有影响。 $k_2$  和  $k_3$  匹配好,调节系统的性能就好,在此调节系统中, $k_2=1.0$  和  $k_3=1.0$  时,负荷响应快且调节稳定,若再增大  $k_2$  或  $k_3$  均会引起负荷控制系统的动态超调量增大,动态稳定性能变差。

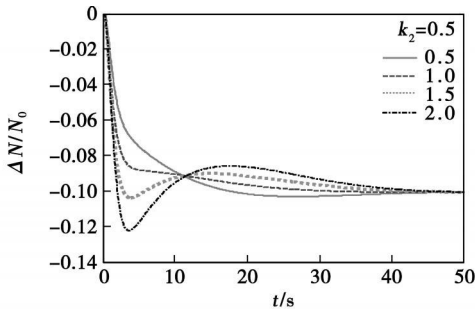


图 5  $k_2=0.5$  改变  $k_3$

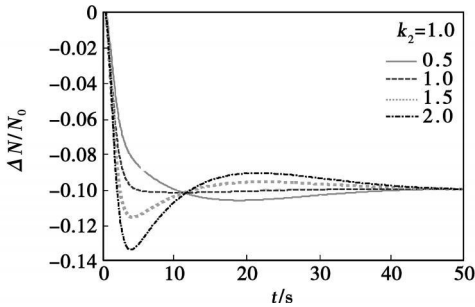


图 6  $k_2=1.0$  改变  $k_3$

### 3.4 高压调门前馈系数的改变对主蒸汽压力的影响

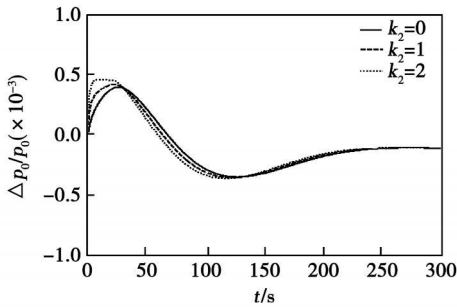


图 7 不设置中压调门前馈

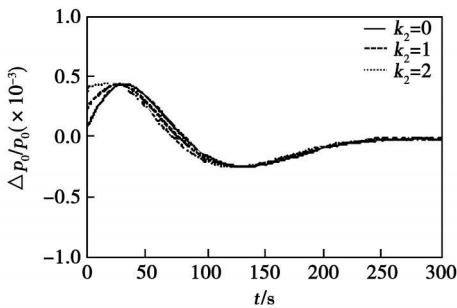


图 8 设置中压调门前馈

图 7 和图 8 分别为在不设置中压调门前馈和设置中压调门前馈的情况下, 高压调门前馈系数的

改变对主蒸汽压力的影响。由图可见, 设置中压调门前馈, 主蒸汽压力的动态超调量较小, 且高压调门前馈系数对主蒸汽压力的影响也较小 (图中, 主蒸汽压力的最大超调量只有 0.055% 左右, 为了显示清楚, 图中做了放大处理)。

### 3.5 纯凝汽机组和中间再热机组调节系统动态特性的比较

图 9 为纯凝汽机组调节系统的动态特性和中间再热机组加中压调门前馈信号前后调节系统的动态特性的比较。由图可见, 同不设置中压调门前馈信号相比, 加入中压调门前馈环节使得中间再热机组调节系统的性能得到了很大的改善, 提高了机组的负荷适应性, 其汽轮机调节系统的性能和纯凝汽机组调节系统的性能相媲美。

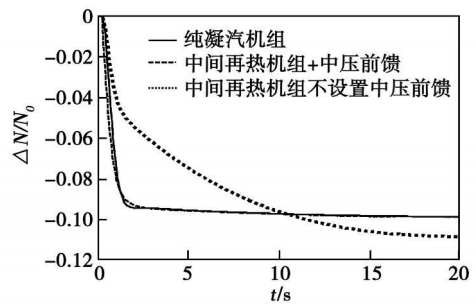


图 9 纯凝汽机组和再热机组的比较

## 4 仿真结果与试验数据比较

图 10 和图 11 分别为在不设高、中压前馈下, 汽轮机高压调节汽门由 84% 的开度阶跃增大到 92% 的开度时, 主蒸汽压力、功率仿真结果和现场试验结果比较。由图可见, 因为现场试验条件的限制, 阶跃时间很短 (约 60 s), 仿真结果与试验数据很好吻合。

## 5 结论

(1) 在中间再热机组一次调频控制系统的设计中, 利用中间再热容积中的蓄热, 让中压调门和高压调门同时参与一次调频, 将转速变化信号以前馈信号的方式同时叠加到高压调门和中压调门指令上, 可提高机组负荷的快速响应能力, 同时主蒸汽压力的变化也得到改善;

(2) 高压调门和中压调门的前馈比例系数应匹配好, 过大比例系数会使调节系统的动态性能变差;

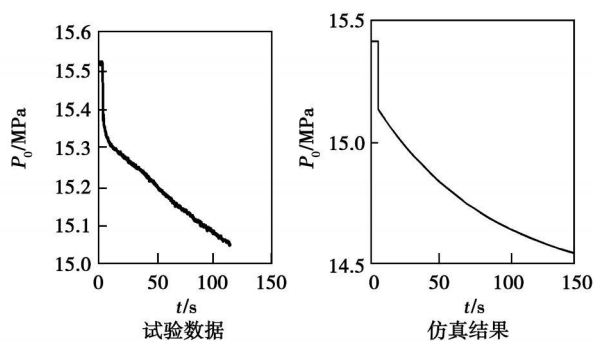


图 10 调节汽门阶跃输入下主蒸汽压力  
试验数据和仿真结果的比较

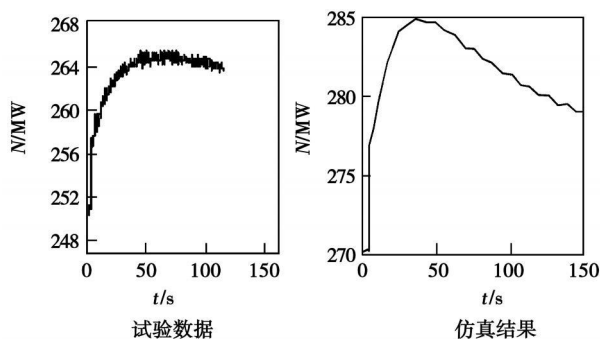


图 11 调节汽门阶跃输入下汽轮机功率  
试验数据和仿真结果的比较

(3) 加入中压前馈环节使得中间再热机组的调节系统的性能得到了很大的改善, 提高了机组的负荷适应性, 其汽轮机调节系统的性能和纯凝汽机组调节系统的性能相媲美。

(4) 要实现中压调门前馈信号控制方式还必须解决下列问题: 一方面需全面研究中压配汽特性, 掌握不同负荷下中压调节汽门控制指令的幅度与实际流量的变化对应关系; 另一方面还必须考虑采用合理的控制方式, 使中压调门动作及时并能实现无扰恢复; 同时还必须全面分析动作过程中对油系统及轴向推力的影响。

#### 参考文献:

- [1] 于达仁, 徐志强. 超临界机组控制技术 & 发展 [J]. 热能动力工程, 2001, 16(2): 115-121.
- [2] 时献江, 王渝, 邵俊鹏, 等. 工业汽轮机调节系统动态特性的数学模型及仿真 [J]. 汽轮机技术, 2005, 47(2): 99-104.
- [3] PEARMAN R, SONGA Y H, CHEBBOBA A. Experiences in modelling the performance of generating plant [J]. Electric Power Systems Research, 2007, 77: 1575-1584.
- [4] ZHAO QINGSHENG, CHEN CHEN. Study on a system frequency response model for [J]. Electrical Power and Energy Systems, 2005, 27: 233-237.
- [5] RAMNARAYAN PATEL, BHATTI B T S, KOIHARID P. A modified approach to transient stability enhancement with fast valving and braking resistor applications [J]. Electrical Power and Energy Systems, 2006, 28: 729-738.
- [6] 戴义平, 邓仁纲, 刘炯, 等. 基于遗传算法的汽轮机非线性调节系统的参数辨识研究 [J]. 动力工程, 2003, 23(1): 2215-2218.
- [7] 郭喜燕, 杨勇平, 宋之平, 等. 锅炉参数变化时汽轮机系统的仿真算法 [J]. 动力工程, 2004, 24(5): 669-674.
- [8] 王勇, 刘晓谦, 戴义平, 等. 灰色预测反馈控制在汽轮机调节系统中的仿真研究 [J]. 汽轮机技术, 2004, 46(2): 104-106.

(本文责任编辑 何静芳)

#### 新技术、新工艺

## 49型燃气轮机设计的改进

据《Gas Turbine World》2009年年度手册中表列了在 2005~2009年期间改进的 49型燃气轮机主要的参数, 原设备制造者和燃气轮机型号、推出年份、额定输出功率、热耗率、纯收益等。

例如, 曙光一机械设计科研生产联合体 1993年推出的 UGT15000燃气轮机(我国于 1993年从乌克兰引进许可证生产的 UGT25000燃气轮机就是 UGT15000增加 O级压气机并作相应修改的功率加大型机组)的额定输出功率为 15 000 kW, 热耗率为 10 434 kJ/kW。经过改进, 于 2009年推出的改进型 UGT15000的输出功率增加到 16 500 kW, 绝对增加量为 1 500 kW, 相对增加量为 10%; 改进型 UGT15000的热耗率降低到 10 286 kJ/kW, 绝对减少量为 148 kJ/kW, 相对减少量为 1.4%。(吉桂明 摘译)

With the energy-saving modification of a high-pressure water return flow system cooled by Baogang No. 1 steelmaking coal gas and automatic return flow device performance testing system serving as the objects of study through an analysis of the dynamic characteristics of the automatic return flow valve group of the high-pressure water circulating control system, it has been verified that the device combines a variety of control functions such as flow rate induction, non-return, bypass control and multi-stage pressure reduction etc. into an integrated whole. This makes it possible to rationally simplify the complicated bypass return flow system and achieve a slow and smooth regulation. As a result, the normal operation flow path of the pumps is effectively guaranteed, avoiding a fluid evacuation at a large flow rate and securing the aim of energy-saving and safe operation. It has been proven by an analysis of the dynamic characteristics of the high-pressure water supply system and the practical application in several energy-saving modification projects that the valve group in question has fully met various technical and economic performance indexes required by the design and on-site operation technological process. Key words: coal gas cooling high pressure water, automatic return flow valve group, dynamic testing, self-force driving, control cycle

中间再热机组一次调频特性研究 = Study of the Primary Frequency Modulation Characteristics of an Intermediate Reheat Unit [刊, 汉] / MA Su-xia (College of Electrical and Power Engineering, Taiyuan University of Science and Technology, Taiyuan, China, Post Code: 030024), MA Qing-zhong, ZHANG Long-ying (Shanxi Provincial Electric Power Corp., Academy of Electric Power Sciences, Taiyuan, China, Post Code: 030001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(1), —72 ~76

In the light of the great change in power grid frequency and the poor performance of primary frequency modulation of the on-line units, the regulating system of an intermediate reheat steam turbine unit was redesigned to superimpose the frequency difference signal to the instructions for HP and IP regulating valve in the form of a feedforward signal to let the HP (High Pressure) and IP (Intermediate Pressure) regulating valve take part in the primary frequency modulation simultaneously. This makes it possible to fully use the heat stored in the intermediate reheat volume. The simulation results show that after the feedforward signals have been provided for the HP and IP regulating valve, the primary frequency modulation performance of the reheat steam turbine unit has been greatly improved with the load response ability being enhanced remarkably, retaining at the same time the stable performance of the regulation system. However, to realize feedforward signal control mode of the IP regulating valve still necessitates the completion of relevant research. Key words: Primary frequency modulation, high pressure regulating valve feedforward, intermediate pressure regulating valve feedforward, intermediate reheat unit

一种余热利用相变石蜡储热过程的数值模拟 = Numerical Simulation of the Heat Storage Process of a Waste Heat Utilization-oriented Phase-change Paraffin [刊, 汉] / ZOU De-qiu (Postgraduate School, Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code: 100039), XIAO Rui, SONG Wen-ji, FENG Zi-ping (Key Laboratory on Renewable Energy and Natural Gas Hydrate, Guangzhou Energy Source Research Institute, Chinese Academy of Sciences, Guangzhou, China, Post Code: 510640) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(1), —77 ~81

Based on a kind of phase-change heat storage paraffin and with its liquid phase natural convection during its melting process being taken into consideration, a mathematical model for the paraffin melting process inside a rectangular cavity was established and used to perform a numerical simulation. In addition, the change of the temperature and flow field and the shift of the interphase boundary during the paraffin melting process was analyzed. The heat transfer was intensified by utilizing an aluminum-made fins and the influence of the fin location on the paraffin melting time was also analyzed. The simulation results show that when the location of the fins  $y=0.1\text{ mm}$ ,  $y=5\text{ mm}$ ,  $y=10\text{ mm}$  and  $y=15\text{ mm}$ , the heat storage time was shortened by 43.1%, 52.0%, 38.3% and 22.2% respectively as compared with the case when the fins are not used. The research results are of definite significance to