

# 船用蒸汽动力装置机炉协调系统的总体结构设计

张少凯<sup>1</sup>, 吕淑菊<sup>2</sup>, 刘 环<sup>2</sup>

(1. 海军驻四二六厂军代表室, 辽宁 大连 116000; 2. 哈尔滨第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150036)

**摘 要:** 通过对常用机炉协调控制系统特点的剖析, 结合船用锅炉和汽轮机的具体情况及实施的可行性, 提出了船用机炉协调控制系统所采用的控制方式和总体结构设计方案, 分析了机炉协调控制原理, 给出了主要控制模块的形式。

**关 键 词:** 船舶动力; 主锅炉; 主汽轮机; 协调控制

中图分类号: U664.11 文献标识码: B

## 1 引 言

船用蒸汽动力装置运行时, 负荷变化频繁、幅度大, 对控制系统的响应性能要求高, 尤其对机炉协调控制系统要求更高。主汽轮机(以下简称主机)经常由某一转速直接速关停车, 有时甚至在最大额定转速运行时直接速关停车, 有时又从停车直接跳跃到高工况的某一转速。主机的这种运行方式, 对主锅炉来说, 都是冲击负荷, 船用蒸汽动力装置一般没有旁路系统, 主机的所有负荷变化, 都需要主锅炉来协调控制; 船用主锅炉受使用环境的决定, 相对陆用锅炉体积较小, 热容量小, 若不采用合理的机炉协调控制系统, 主锅炉很难满足频繁大幅度的负荷变化要求。

## 2 锅炉和主机负荷控制系统

由于锅炉和主机运行方式的不同, 锅炉和主机的负荷控制系统一般有锅炉跟随主机和主机跟随锅炉两种负荷控制系统。

### 2.1 锅炉跟随主机的负荷控制系统

系统如图 1 所示, 方框图如图 2 所示。在锅炉跟随主机运行方式系统中, 由主机主控制器  $G_T(s)$  控制主机转速  $N_E$ , 锅炉主控制器  $G_B(s)$  控制主蒸汽压力  $P_T$ 。当主机转速要求指令  $r_N$  变化时, 首先由主机主控制器发出改变主机调节阀开度的指令  $\mu_T$ , 从而改变主机进汽量, 使主机转速  $N_E$  迅速满足要

求。调节阀开度改变后, 锅炉出口主蒸汽压力(机前压力)  $P_T$  也迅速偏离其给定值  $r_P$ , 于是通过锅炉主控制器改变燃烧率, 最后稳态时, 达到  $N_E = r_N$ ,  $P_T = r_P$ 。在这种控制方式中锅炉蒸汽量之所以能迅速变化, 主要是因为利用了锅炉的蓄热量, 因而能比较快地适应主机负荷的要求。但是这种方式主蒸汽压力会波动较大, 特别对船用主锅炉来说, 由于锅炉蓄

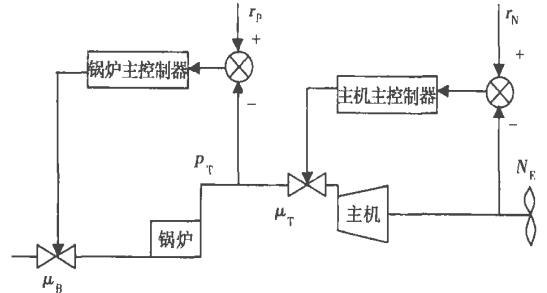


图 1 锅炉跟随主机运行方式系统示意图

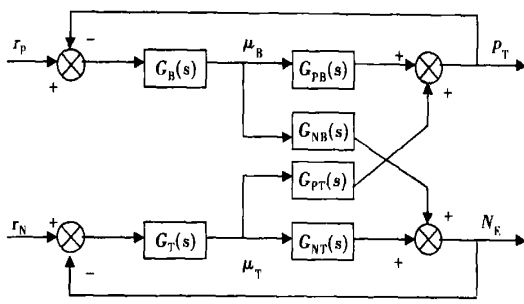
热量相对较小, 所以当主机负荷变化较小时, 尚可以在主蒸汽压力允许变化范围之内利用锅炉蓄热量, 快速适应主机负荷变化, 但当主机负荷变化较大时, 主蒸汽压力波动将超出允许范围, 影响锅炉及辅机的正常运行, 故需要限制主机负荷的变化速率。

### 2.2 主机跟随锅炉的控制方式

系统如图 3 所示, 方框图如图 4 所示。在主机跟随锅炉运行方式系统中, 由锅炉主控制器  $G_B(s)$  通过控制燃烧率改变主机转速  $N_E$ , 主机主控制器  $G_T(s)$  通过控制调节阀开度稳定主蒸汽压力  $P_T$ 。当主机转速要求指令  $r_N$  变化时, 首先由锅炉主控制器发出改变锅炉燃烧率的指令  $\mu_B$ ,  $P_T$  发生变化, 然后主机主控制器发出改变调节阀开度的指令  $\mu_T$ , 从而改变主机进汽量。最后稳态时, 达到  $N_E = r_N$ ,  $P_T = r_P$ 。在这种控制方式中, 机前压力的变化较小而

收稿日期: 2005-03-29; 修订日期: 2005-05-08

作者简介: 张少凯(1966-)男, 辽宁盖州人, 海军驻 426 厂军代表室高级工程师。



$G_B(s)$ 、 $G_T(s)$ —锅炉主控制器和主机控制器的传递函数, 通常均采用 PI 作用;  $r_N$ —主机转速要求指令;  $r_p$ —主蒸汽压力给定值;  $G_{PB}(s)$ —机前压力  $P_T$  对燃烧率指令  $\mu_B$  的传递函数;  $G_{PT}(s)$ —机前压力  $P_T$  对调节阀开度指令  $\mu_T$  的传递函数;  $G_{NB}(s)$ —主机转速  $N_E$  对燃烧率指令  $\mu_B$  的传递函数;  $G_{NT}(s)$ —主转速  $N_E$  对主机调节阀开度指令  $\mu_T$  的传递函数。

图 2 锅炉跟随主机运行方式系统方框图

主机转速的起始变化较慢。因为, 当给定主机转速增加时, 首先增加锅炉的燃烧率, 使得蓄热增加, 锅炉汽包压力会升高, 引起机前压力升高, 进入主机的蒸汽量增大, 同时由于机前压力的升高, 主机主控制器发出开大调节阀指令。由于调节阀的动作对机前压力的影响很快, 动作过程中机前压力的动态偏差很小。在此过程中, 主机没有利用锅炉的蓄热量来加快对给定主机转速的响应, 而是在动态过程的起始阶段先增加锅炉的蓄热, 从而使主机对负荷的起始响应很慢。这种控制方式显然无法满足船用快速性的要求。

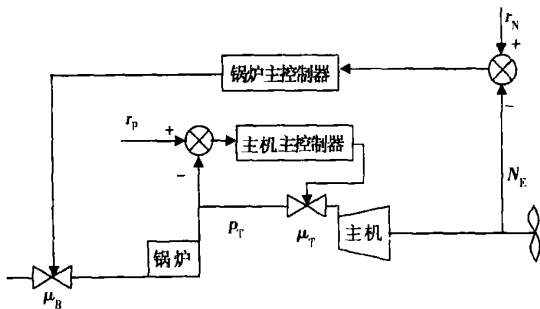


图 3 主机跟随锅炉运行方式系统示意图

### 3 主机与锅炉协调控制系统

上述两种控制方式都不能同时满足既能迅速响应外界负荷需求, 又使主蒸汽压力波动较小的要求, 为克服这一缺点, 以上述两种负荷控制方式的任一种为基础, 引入前馈控制技术、非线性元件或交叉环

节, 使锅炉和主机协调配合, 就能组成满足实际运行要求的协调控制系统。

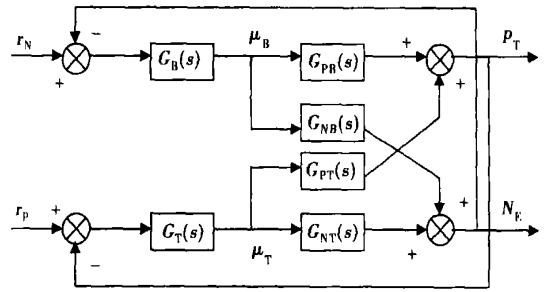


图 4 主机跟随锅炉运行方式系统方框图

#### 3.1 以锅炉跟随主机方式为基础的协调控制系统

图 5 是这种协调控制的方框图。这种协调控制方式是在原来的锅炉跟随主机负荷控制方式的基础上增加了两个前馈环节, 一个是引入主蒸汽压力控制系统的 PD 比例微分环节; 另一个是引入主机转速控制系统的带有死区的非线性环节。由于锅炉跟随主机方式的缺点是主蒸汽压力波动大, 故引入这两个前馈环节的目的就是加强锅炉燃烧率的调节, 限制主汽压的偏差。具体原理是: 当主机转速给定值变化时, 通过 PD 环节及时改变燃油量, 以克服锅炉的惯性, 减小主蒸汽压力的偏差; 当主蒸汽压力的测量值与给定值的偏差超出非线性环节的死区时, 非线性环节将输出一个信号直接作用至主机调节阀, 通过其动作来限制主蒸汽压力的偏差。

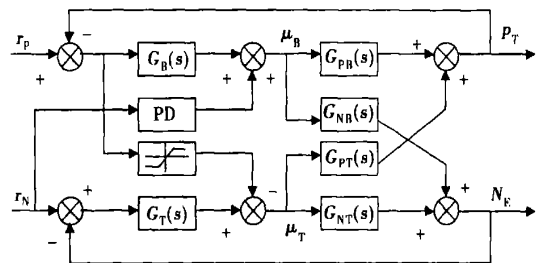


图 5 以锅炉跟随主机方式为基础的协调控制系统

#### 3.2 以主机跟随锅炉方式为基础的协调控制系统

图 6 是以主机跟随锅炉方式为基础的协调控制系统方框图。单纯的主机跟随锅炉负荷控制方式对外界负荷的需求响应较慢, 以这种控制方式为基础设计的协调控制方式主要是提高对主机负荷变化的适应性。原理是: 当主机转速给定值变化时, 通过 PD 环节提前改变燃油量, 以克服锅炉的惯性, 增加装置适应负荷变化的能力; 主机转速的给定值与测

量值的偏差除作为主机转速调节回路的调节器的输入信号外, 还通过一个具有上下限幅的非线性环节, 作用于主蒸汽压力调节回路的调节器, 通过改变汽轮机调节门的开度来提高装置跟踪负荷的能力。

从图 6 可以看出, 非线性环节的输出实际上是改变了主蒸汽压力的给定值, 所以它所带来的装置适应负荷变化能力的提高是通过牺牲主汽压的稳定换取的, 当然这种两个指标之间的交换不能是无限的, 因此当主机转速的给定值与测量值的偏差超过一定值时, 由于非线性环节的限幅作用, 其输出不再改变。另外, 稳态时非线性环节的输出为零, 不影响系统的稳态性能。

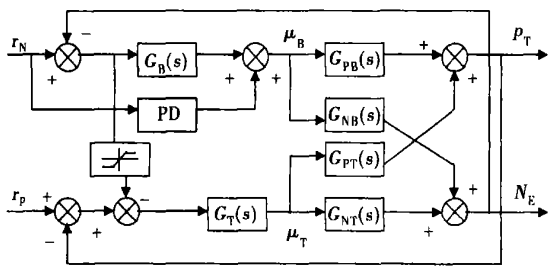
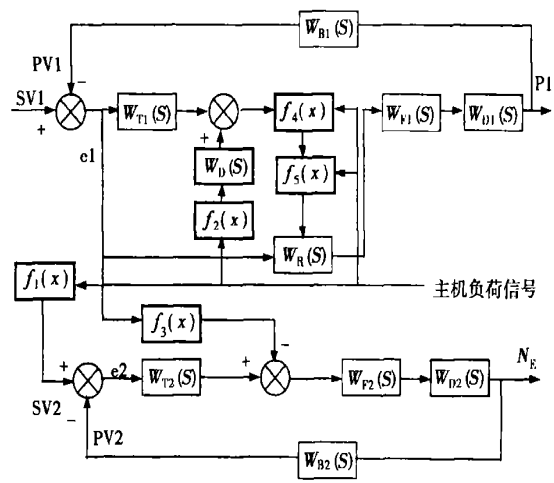


图 6 以主机跟随锅炉方式为基础的协调控制系统



$W_{T1}(S)$ —主蒸汽压力调节器的传递函数;  $W_{T2}(S)$ —主机转速控制器的传递函数;  $W_{F1}(S)$ —燃油流量调节滑阀的传递函数;  $W_{F2}(S)$ —主机调节阀的传递函数;  $W_{B1}(S)$ —主蒸汽压力测量单元的传递函数;  $W_{B2}(S)$ —主机转速测量单元的传递函数;  $W_{D1}(S)$ —主蒸汽压力调节对象的传递函数;  $W_{D2}(S)$ —主机转速调节对象的传递函数;  $f_1(x)$ —主机转速给定函数;  $f_2(x)$ —锅炉协调主机负荷信号变换环节;  $W_D(S)$ —前馈环节的传递函数; SV1、PV1—主蒸汽压力给定值、测量值; SV2、PV2—主机转速给定值、测量值;  $f_3(x)$ —主机协调锅炉控制环节;  $f_4(x)$ 、 $f_5(x)$ —锅炉协调主机模糊控制环节;  $W_R(S)$ —主锅炉燃烧控制环节。

图 7 船用机炉协调控制系统原理图

#### 4 船用机炉协调控制系统总体结构设计

机炉协调控制系统是船用蒸汽动力装置自动控制系统的重要组成部分。为了同时满足快速响应负荷需要和维持动力装置主要运行参数稳定这两个方面的要求, 在动力装置自动控制系统的设计中必须考虑到“主锅炉和主机是一个具有相对独立性的整体”这一特点, 采取相应措施, 让机炉在不同程度上同时按负荷需求的变化和主要运行参数的偏差分别进行调节, 从而在满足负荷需求的同时, 保持主要运行参数的稳定。机炉协调控制对主锅炉而言, 就是主锅炉燃烧控制系统与主机的协调控制。

通过前面协调控制系统的论证, 结合船用蒸汽动力装置的实际运行情况, 并充分考虑到系统实施的可行性, 确定船用机炉协调控制系统采用以锅炉跟随主机方式为基础的协调控制系统。具体机炉协调控制系统方案如图 7 所示。

协调控制系统工作原理: 图 7 中主机负荷信号既是驾驶室给出的船舶航速信号。该信号分为两路, 一路通过函数  $f_1(x)$  变换作为主机调节系统的转速给定信号; 另一路引入锅炉主蒸汽压力调节系统, 作为锅炉协调主机的协调信号。该信号又分为两路, 一路通过  $f_2(x)$  变换环节和前馈环节  $W_D(S)$  引入主蒸汽压力调节器的 PI 控制输出补偿信号; 另一路引入锅炉协调主机的模糊控制环节。当主机负荷变化幅度较小时, 通过  $f_2(x)$  变换环节和前馈环节信号通道及时协调改变锅炉的燃油量, 以克服锅炉的惯性, 减小主蒸汽压力的动态偏差; 当主机负荷变化幅度较大时, 通过模糊控制环节  $f_4(x)$ 、 $f_5(x)$  的协调作用, 依据负荷的变化幅度, 迅速相应粗调改变锅炉的燃油量, 以适应快速大幅度主机负荷的变化要求, 减小主蒸汽压力的动态偏差, 主机负荷变化幅度较小时这路协调控制环节不起作用,  $f_4(x)$ 、 $f_5(x)$  可以采用试验方式摸索出的曲线函数实现, 具体描述可根据被控对象情况而定, 其作用原理可用图 8 所示原则性曲线表示。主机转速调节系统将主蒸汽压力偏离给定值的偏差信号通过  $f_3(x)$  主机协调锅炉控制环节引入, 作为主机协调锅炉信号, 当出现主蒸汽压力偏离给定值超过允许值时, 通过协调控制环节开大或关小主机调节阀, 达到稳定主蒸汽压力的目的,  $f_3(x)$  可以采用非线性环节和微分环节的组合环节。通过机炉协调控制系统控制作用, 使系统既兼顾了响应性能的要求, 同时又兼顾了装置

稳定运行的要求。

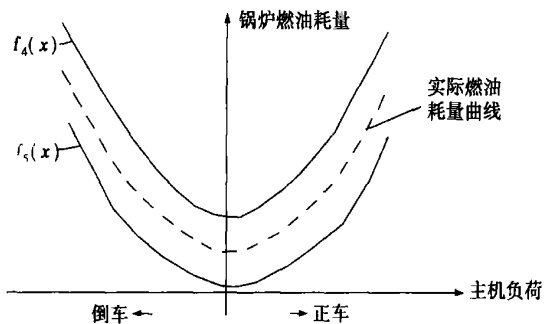


图 8 模糊控制环节  $f_4(x)$ 、 $f_5(x)$  原则性曲线

## 5 结束语

(1) 本文侧重对机炉协调控制系统的总体构成、控制方式的设计研究, 所设计的控制系统适用于船用主机与锅炉的协调控制。

(2) 所设计的机炉协调控制系统结构相对简单, 各控制环节可方便使用计算机或智能控制器实现, 模糊控制环节  $f_4(x)$ 、 $f_5(x)$  已在实船上应用, 协调控

制效果良好, 可以满足运行要求。

(3) 本文设计的系统具有通用性, 经过对协调控制环节参数的调整, 系统不但适用于船用主机与锅炉的协调控制, 同样适用于陆用负荷变化频繁、幅度大的主机与锅炉的协调控制。

(4) 协调控制环节  $W_D(S)$  和  $f_3(x)$  还具有局限性, 根据不同的锅炉和主机还有待于进一步研究改进, 环节  $f_4(x)$ 、 $f_5(x)$  的参数选取根据具体的对象还需进行摸索选取。

## 参考文献:

- [ 1 ] 陈来九. 热工过程自动调节和应用[ M ]. 北京: 水利电力出版社 1982.
- [ 2 ] 杨献勇. 热工过程自动控制[ M ]. 北京: 清华大学出版社, 2000.
- [ 3 ] 李来春, 许松男. 蒸汽动力主锅炉燃烧控制系统[ J ]. 热能动力工程, 2001, 15(2): 175-177.
- [ 4 ] 唐世民. 先进的锅炉/汽机协调控制[ J ]. 四川电力技术, 1995(3): 54-58.
- [ 5 ] 张贻琛, 李遵基. 对机炉协调控制系统中几种锅炉主控前馈信号的分析[ J ]. 电力技术, 1986(9): 31-33.
- [ 6 ] 石兆三. 模糊控制在热力过程控制中的应用[ J ]. 中国电力, 1995(4): 16-19.

(何静芳 编辑)

## 理论研究

# 汽轮机冲动式和反动式高压缸的经济性比较

据《Теплоэнергетика》2005 年 6 月号报道, 根据各生产厂家结构方案设计理念, 对冲动式和反动式高压级和汽缸的经济性进行了比较。表明: 冲动式高压缸内顶部密封类型的选择明显影响到比较的结果。

具有不同反动度级特性的正确比较方法可用来分析 300 MW 汽轮机冲动式和反动式级和汽缸的经济性和特性。

在冲动式级的反动度为 0.2 和 0.1 的条件下, JIM3 和 ТУРБОАТОМ 高压缸隔板典型结构的相对叶片效率要比反动式级分别低 4% 和 5%。

冲动式高压部分内的相对内效率, 在冲动式方案中, 其在应用传统的小梳齿密封情况下比反动式的低 3.2%, 而在利用不同间距多梳齿密封条件下要比反动式的低 1.8%。

在按照 Siemens 和 ABB 公司设计体系完成反动式汽轮机的高压缸时, 高压部分的经济性在整个大修寿命期间是很稳定的。在按照 Westinghouse 公司要求完成高压缸结构的情况中, 应该预期到在运行条件下反动式高压部分的经济性比冲动式高压部分更迅速地下降, 从而导致反动式汽缸在大修寿命期间平均的经济性可能低于冲动式汽缸。因此, 应该考虑到修理的复杂性、价格上调和机动性降低等问题, 同时应用反动式高压部分代替冲动式是不合理的。

(吉桂明 供稿)

por-water swelling might rise to about 6000 mm. The steam-purging factor of the superheater and reheater is respectively greater than 1.3 and 2.0, thus contributing to a relatively high steam-purging effectiveness. By increasing the combustion rate and slowly opening a temporary purging valve it is possible to prevent the drastic rise and lowering of the separator water level. During a sustained stable-pressure steam purging the steam superheating of the separator has been controlled at about 20 °C. Desuperheating water was used to control the superheater and reheater outlet temperature, thereby preventing the materials from being subjected to an excessively high temperature. **Key words:** startup system of the atmospheric flash-off type, supercritical once-through boiler, stable-pressure steam purging

船用蒸汽动力装置机炉协调系统的总体结构设计 = **The Design of an Overall Construction Scheme of a Turbine-boiler Coordinated Control System for a Marine Steam Power Plant** [刊, 汉] / ZHANG Shao-kai (Naval Representative Office Resident at No.426 Factory, Dalian, China, Post Code: 116000), LU Shu-ju, LIU Huan (Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, — 2005, 20(6). — 643 ~ 646

Through the analysis of a commonly used turbine-boiler coordinated control system and in conjunction with the specific conditions of and the implementation feasibility for a marine boiler and steam turbine presented is a control mode and overall construction design scheme for a marine turbine-boiler coordinated control system. The theory of turbine-boiler coordinated control theory is analyzed and the configuration of main control modules given. **Key words:** marine, main boiler, main steam turbine, coordinated control

燃气轮机进气系统结霜分析及对策 = **Analysis of and Countermeasures Taken for the Frosting of a Gas-turbine Air-inlet System** [刊, 汉] / CHEN Ren-gui (China Petroleum Talimu Oil Field Co., Kule, Xinjiang, China, Post Code: 841000), TAO Yue (Wuxi Division of No. 703 Research Institute, Wuxi, China, Post Code: 214151) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, — 2005, 20(6). — 647 ~ 649

The safe operation of a gas turbine will be seriously affected when frosting occurs at the gas turbine air-inlet system. The generation mechanism of such a frosting is analyzed and measures for coping with it are put forward, which can serve as a useful reference for gas turbine users and design-packaging units. **Key words:** gas turbine, air inlet system, frosting

燃气轮机性能试验用的康氏水力测功器 = **Kahn Hydraulic Dynamometers for Performance Testing of Gas Turbines** [刊, 汉] / Gerhard Merkle (Kahn Industries, Inc., Wetherisfield, USA, ct 06109) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, — 2005, 20(6). — 650 ~ 654

QPY 油气润滑技术—在小功率燃气涡轮发电机、涡轮压缩机上的应用设想 = **Oil-gas Lubrication Technology for Low-duty Gas-turbine Generator Sets and Turbo-compressors** [刊, 汉] / ZHANG Chun-lin (Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036), JIANG San-yong (Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, — 2005, 20(6). — 655 ~ 656