

· 建议与改进 ·

锅炉单冲量给水调节器设计^[1]的改进

(浙江大学) 王献忠 刘德生 杜 维 刘漫丹

[摘要] 在大型锅炉汽包水位控制过程中,当蒸汽流量或给水流量突然变化时,会产生严重的虚假水位现象,本文把 Smith 预估控制形式应用到给水流量反馈和蒸汽流量前馈中来补偿系统的非最小相位特性,另外把 PI 调节器拆分成 P 调节器和 I 调节器,并使反馈和前馈不进入 I 调节器,来消除稳态误差,整个控制系统结构简单,仿真结果表明,它具有良好的控制效果和很强的鲁棒性。

关键词 汽包水位控制 非最小相位 Smith 预估
中图分类号 TK223 525

1 引言

对于大型锅炉,汽包水位控制过程中,存在着特殊的虚假水位现象。负荷升高时,蒸汽流量增大,导致汽包内水蒸气压力突然降低,水的沸点也相应降低,沸腾加剧,水面下汽泡容积增大,从而导致水位突然升高;给水流量突然增加时,温度较低的给水从原有的饱和汽水混合物中吸取一部分热量,这使水面下汽泡容积减少,水位下降。这种在蒸汽流量或给水流量变化初期,汽包水位沿着相反方向变化的现象称为虚假水位现象。汽包水位控制过程中的虚假水位现象,归结到控制模型上就是控制系统为非最小相位系统。以蒸汽流量的增加对汽包水位的影响为例,在给水流量不变的情况下,负荷提升,导致蒸汽流量增加,如果不考虑其它因素的影响则汽包水位由于蒸汽流量大于给水流量而直线下降,如图 1 中曲线 1 所示;另外,如前所述,蒸汽流量增大初期,水中的汽泡容积增大,导致水位上升,但这种上升是有限的,因为水中汽泡容积增大是由于汽包压力降低所致,如果不考虑其它因素的影响,汽包压力在负荷提升一段时间后重又稳定,水位也不再上升,其变化过程如图 1 中曲线 2 所示。曲线 1 可以近似为一个积分环节,而曲线 2 可以近似为一个惯性环节,所以蒸汽流量扰动引起汽包水位变化的动态特性可以近似为一个积分环节和一个惯性环节的并联,即

$$G_1(s) = \frac{K_s}{s} - \frac{K}{1 + T_s \cdot s}$$

$$= \frac{K_s \left[1 - \left[\frac{K}{K_s} - T_s \right] \cdot s \right]}{s(1 + T_s \cdot s)}$$

令 $f_s = \frac{K}{K_s} - T_s$, $G'_s(s) = \frac{K_s}{s(1 + T_s s)}$ 则:

$$G_1(s) = G'_s(s) \cdot (1 - f_s s) \quad (1)$$

同理,给水流量作用下汽包水位变化的动态特性可以近似为^[1]:

$$G_f(s) = G'_w(s) \cdot (1 - f_w s) = \frac{K_w(1 - f_w s)}{s(1 + T_w s)} \quad (2)$$

显然式 (1)、(2) 中都包含了非最小相位环节

$1 - f_s s$ 和 $1 - f_w s$ 。

2 控制方案

式 (2) 给水对象模型中的 $1 - f_w s$ 为 $e^{-f_w s}$ 按幂级数展开后的前两项,当 $|f_w \cdot s| \ll 1$ 时, $1 - f_w s$ 可以近似为

$e^{-f_w s}$, 也就是说可以看成是一个纯滞后环节。对于具有大纯滞后的对象,传统的 PID 无法有效控制,为了克服纯滞后的影响,一个十分有效的控制方案是 Smith 预估控制。

把 Smith 预估控制形式应用到汽包水位控制的给水流量反馈和蒸汽流量前馈中,得到图 2 所示框图。图 2 中对蒸汽流量应用 Smith 预估控制形式前馈,这是基于以下三点考虑的:其一,蒸汽流量扰动可测,这是其应用的前提;其二,在汽包水位控制中,蒸汽流量扰动为主要扰动,在实际应用中,相对于给水流量扰动而言,人们更关心的是蒸汽流量扰动;其三, $1 - f_s s$ 也可近似为 $e^{-f_s s}$, 也可以看成是一个纯滞后环节。

再把给水流量反馈中的 $e^{-f_w s}$ 和蒸汽流量前馈中的 $e^{-f_s s}$ 用 $1 - f_w s$ 和 $1 - f_s s$ 回代,两个反馈环节可以简化为 $\frac{K_w \cdot f_w \cdot s}{s(1 + T_w s)}$ 和 $\frac{K_s \cdot f_s \cdot s}{s(1 + T_s s)}$ 。注意分子、分母的 s 不能相消,因为分母的 s 为不稳定极点,但不相消,工程应用时无法实现,考虑到相消后只降低系统的稳定精度,也就是说存在稳态误差,但不影响系统的动态补偿。文 [1] 对给水流量应用 Smith 预估控制形式反馈,并在所反馈环中加入一个高通滤波环节,这样 s 相消后不影响系统的稳定精度,但系统变得复杂。

本文考虑到给水流量反馈和蒸汽流量前馈主要用于动态补偿,而 PI 调节器的积分部分主要用来消除稳态误差,另外现在调节器一般采用数字调节器,这种 PI 调节器可以拆分为 P 调节器和 I 调节器,因此可以通过不让给水流量反馈和蒸汽流量前馈进入积分环节,来消除稳态误差,这样系统也变得非常简单,其框图如图 3 所示,其中:

$$G(s) = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} \right)$$

$$G_w(s) = \frac{K_w \cdot f_w}{1 + T_w s}, \quad G_s(s) = \frac{K_s \cdot f_s}{1 + T_s s}$$

3 仿真试验

给定模型参数如下:

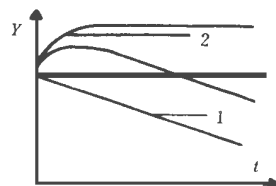


图 1

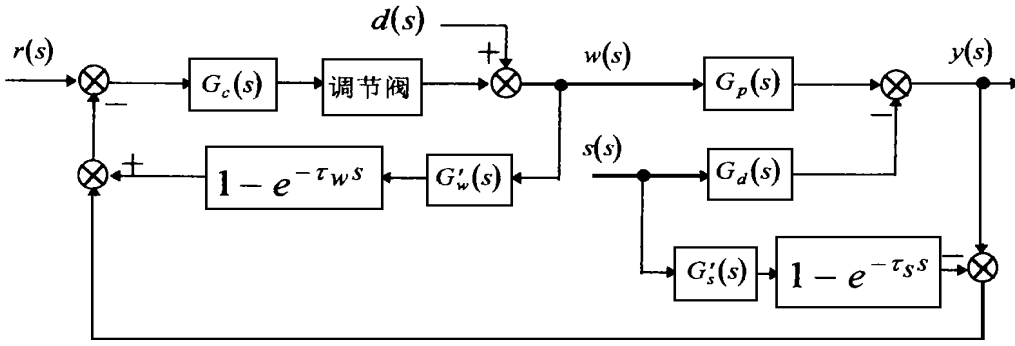
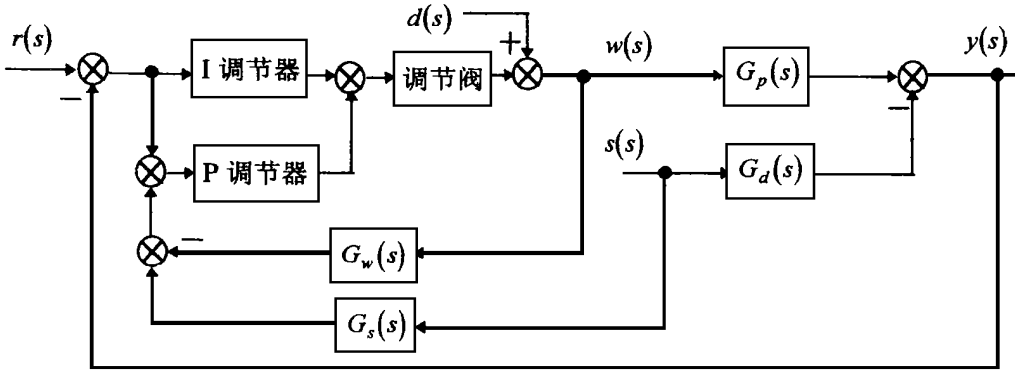


图 2



$K_p = 1.14, T_i = 271$ 秒

图 3

$T_w = 40, K_w = 0.033, f_w = 80$
 $T_s = 50, K_s = 0.040, f_s = 100$

3.1 抗干扰特性

3.1.1 最佳参数确定及控制性能比较

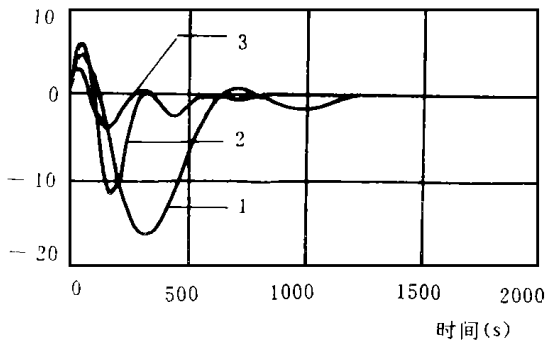


图 4

最佳参数的确定应在蒸汽和给水扰动同时作用下进行,而且两种扰动对输出的影响不应相互抵消,因此在负荷提升而实际给水流量变小的情况下,按

$$IATE = \int_0^{\infty} |e| dt \text{ 准则寻优, 选取最佳参数 } K_p, T_i.$$

仿真时在蒸汽流量处加单位阶跃扰动用来代表负荷提升,在给水流量处加负单位阶跃扰动用来代表给水流量变小,分别对传统 PI 控制系统、文 [1] 的

控制系统,和本文的控制系统(如图 3)选取最佳参数,得到图 4 所示最佳参数下的过渡过程曲线,其中曲线 1 为传统 PI 控制系统在最佳参数 $K_p = 0.20, T_i = 426$ 秒下的过渡过程曲线,其 $IATE = 2.1742 \times 10^6$; 曲线 2 为文献 [1] 的控制系统在最佳参数 $K_p = 1.21, T_i = 205$ 秒下的过渡过程曲线,其 $IATE = 4.6752 \times 10^5$; 曲线 3 为本文的控制系统在最佳参数 $K_p = 1.14, T_i = 271$ 秒下的过渡过程曲线,其 $IATE = 1.2731 \times 10^5$. 可见本文的控制系统控制性能最佳.

3.1.2 蒸汽流量扰动下控制性能比较

在蒸汽流量处加单位阶跃扰动,

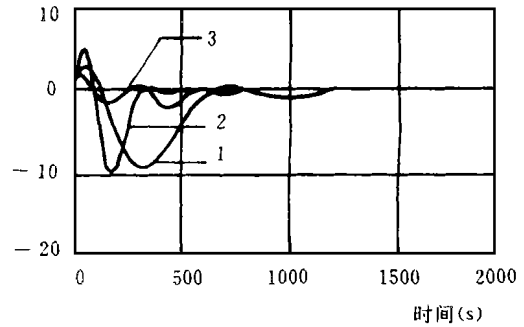


图 5

得到图 5 所示最佳参数下的过渡过程曲线,其中曲线 1 为传统 PI 控制系统的过渡过程曲线,其 $IATE = 1.2355 \times 10^6$; 曲线 2 为文 [1] 的控制系统的过渡过程曲线,其 $IATE = 4.297 \times 10^5$; 曲线 3 为本文的控制系统的过渡过程曲线,其 $IATE = 5.7814 \times 10^4$. 可见在蒸汽流量扰动下,本文的控制系统控制性能最佳.

3.1.3 给水流量扰动下控制性能比较

在给水流量处加单位阶跃扰动,得到图 6 所示最佳参数下的过渡过程曲线,其中曲线 1 为传统 PI 控制系统的过渡过程曲线,其 $IATE = 9.4243 \times 10^5$; 曲线 2 为文 [1] 的控制系统的过渡过程曲线,其 $IATE = 7.344 \times 10^4$; 曲线 3 为本文的控制系统的

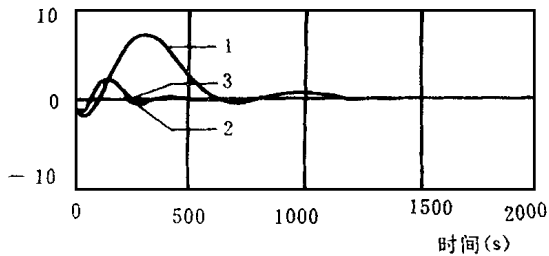


图 6

过渡过程曲线,其 $IATE = 7.1357 \times 10^4$ 可见在给水量扰动下,本文的控制系统仍具有文 [1] 那样很好的控制性能

3.2 模型参数不稳定

3.2.1 给水对象模型

在负荷提升而实际给水流量变小的情况下,应用前面确定的最佳参数,将本文控制系统 (如图 3)

中的给水对象模型参数 T_w 减小 20%,得到过渡过程曲线如图 7 中的曲线 1,其 $IATE = 3.6129 \times 10^5$;将参数 T_w 增大 20%,得到过渡过程曲线如图 7 中的曲线 2,其 $IATE = 2.7081 \times 10^5$;将参数 f_w 减小 10%,得到过渡过程曲线如图 8 中的曲线 1,其 $IATE = 1.184 \times 10^5$;将参数 f_w 增大 10%,得到过渡过程曲线如图 8 中的曲线 2,其 $IATE = 5.3408 \times 10^5$;将参数 K_w 减小 10%,得到过渡过程曲线如图 9 中的曲线 1,其 $IATE = 1.5156 \times 10^5$ 将参数 K_w 增大 10%,得到过渡过程曲线如图 9 中的曲线 2,其 $IATE = 5.703 \times 10^5$ 由此可见;本文的控制系统对给水对象模型参数具有较强的鲁棒性

3.2.2 蒸汽扰动模型

在负荷提升而实际给水流量变小的情况下,应用前面确定的最佳参数,将本文控制系统 (如图 3) 中的蒸汽扰动模型参数 T_s 减小 40%,得到过渡过程曲线如图 10 中的曲线 1,其 $IATE = 2.1833 \times 10^5$;

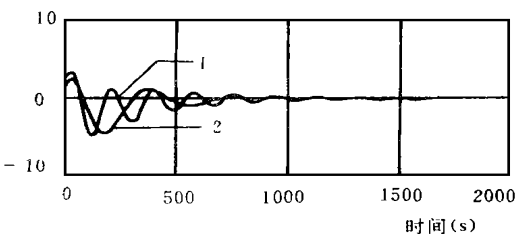


图 7

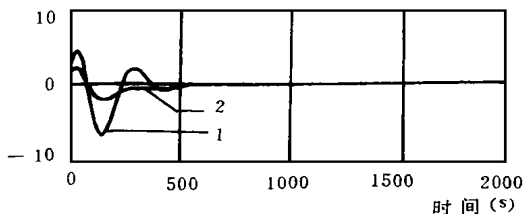


图 10

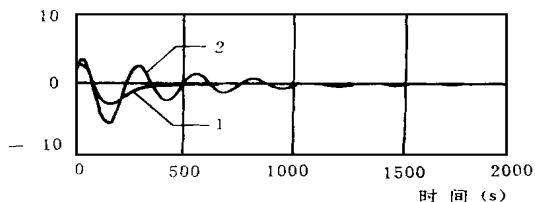


图 8

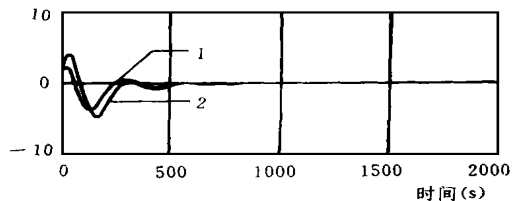


图 11

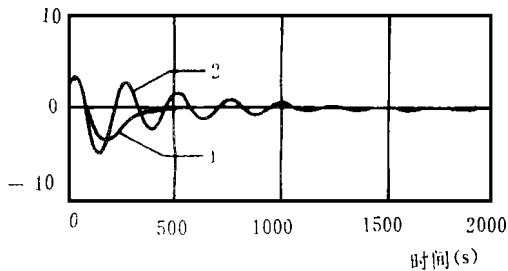


图 9

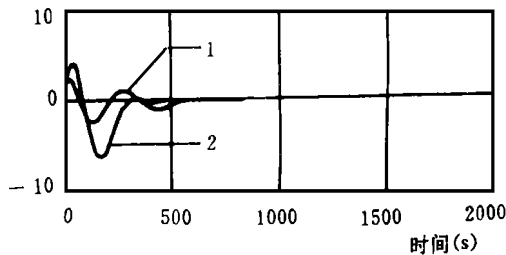


图 12

(转 401页)

制冷机的 COP 值为 0.05,而单效吸收式(溴化锂)的为 0.7 左右。

2.4 系统重量过大

过低的 Cop 值使得设备重量加大。当 COP 值为 0.05 时,为得到 1 份冷量,必须支付 20 份加热量和近乎 20 份冷却量,这样加热器和冷凝器的换热功率之合就为混合产冷器换热功率的近 40 倍,以产生 1kW 冷量蒸发器(带动 10 m² 空调建筑面积)重量仅 10 kg 的保守估计,溶解式制冷机用在加热器和冷凝器的重量就约为 400 kg,加上管路、自控设备、支架及外壳的重量,单位制冷功率的设备重量至少也超出 500 kg/kW。

2.5 安全性

采用煤气(丙烷)并处在 0.8 MPa 工作压力下的溶解式制冷机,如果装在有碰撞可能的交通工具上,必然对安全技术提出更高要求

2.6 混合产冷器重量较大

由于溶解热远低于蒸发热,因此混合产冷器的能流密度较小,其换热面积必将成为倍大于蒸发换热器的面积。这又构成一个增加系统重量的因素

2.7 循环速率对制冷功效的贡献受制约

由于溶解热很小,为了加大制冷功效,拉德舍夫提出把试验装置中的热虹吸泵改为强制机械循环泵;然而问题在于:如果循环速率过大,则溶质和溶剂可能来不及充分分离和混合,使得混合比超出有

效范围,从而实际溶解热将小于其理想情况下的最大值 25.20 kJ/kg 这就使得制冷量被限制在一定范围内。

3 结语

综上所述,溶解式制冷机虽然利用的低位热能(37°C 以上)是无代价的,但它所需换热功率为普通压缩式制冷机的近 40 倍,并且需要较高的自控代价和安全技术代价,而这些又都直接关系到系统开发的经济评价。

参考文献

- 1 Латышев В П. Союзционная теплоиспользующая холодильная машина: Результаты испытаний, преимущества, области применения. Холодильная Техника, 1996, (7).
- 2 Латышев В П. Экспериментальное определение теплового эффекта смешения жидкостей. Холодильная Техника, 1982, (3).
- 3 Латышев В П. Новый способ получения холода на основе поглощения тепла при смешении жидкостей. Холодильная Техника, 1982, (2).
- 4 Пономаренко А В, Латышев В П. Союзционная холодильная установка с теплоавтокатализаторным насосом. Холодильная Техника, 1982, (10).

(复 编)

(接第 456 页) 将参数 T_s 增大 40%,得到过渡过程曲线如图 10 中的曲线 2,其 $IATE = 1.2843 \times 10^5$;将参数 τ 减小 20%,得到过渡过程曲线如图 11 中的曲线 1,其 $IATE = 1.0900 \times 10^5$;将参数 τ 增大 20%,得到过渡过程曲线如图 11 中的曲线 2,其 $IATE = 1.570 \times 10^5$;将参数 K_s 减小 25%,得到过渡过程曲线如图 12 中的曲线 1,其 $IATE = 7.7974 \times 10^4$;将参数 K_s 增大 25%,得到过渡过程曲线如图 12 中的曲线 2,其 $IATE = 2.1507 \times 10^5$ 。由此可见本文的控制系统对蒸汽扰动模型参数具有很强的鲁棒性

4 结 论

本文对文献 [1] 的汽包水位控制方案作了如下改进:

(1) 考虑到蒸汽流量扰动为主要扰动,本文在

控制方案中加入了 Smith 预估控制形式的蒸汽流量扰动前馈,从而提高了控制质量

(2) 考虑到现在调节器一般采用数字调节器,其 PI 部分可以拆分,本文通过使反馈和前馈不进入 I 调节器来消除稳态误差,避免了文献 [1] 采用高通滤波器的繁琐

通过以上两点改进,控制系统的控制质量得到了提高,而控制系统的复杂度并没有增加

参考文献

- 1 于达仁,杨永滨.一种补偿非最小相位特性的汽包锅炉单冲量给水调节器设计.热能动力工程,1994,9(4): 241~ 245.
- 作者简介 王献忠,男,1971 年生,1993 年获得沈阳工业大学应用电子技术专业学士学位,1996 年获得浙江大学工业自动化专业硕士学位,现在为浙江大学控制科学与工程系博士研究生。(联系地址 310027 浙江大学教十 3015)

(渠源 编辑)

By the use of IFC (International Formulation Committee) formula and one-dimensional root-searching program realized is the seeking-out of enthalpy-entropy diagram and a thermodynamic calculation. In addition, the formula has also found its application in the "fast closing" calculation of a 200 MW steam turbine and in the design of 300 MW steam turbine bypass system valves, bringing about an enhancement not only in calculation speed but also in calculation precision. Key words IFC formula, one-dimensional root search, enthalpy-entropy diagram, thermodynamic calculation, computer analysis.

锅炉单冲量给水调节器设计的改进 = An Improvement in the Design of Boiler Single-element Feedwater Regulator [刊,中]/Wang Xianzhong, Du Wei, Liu Mandan (Zhejiang University) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power). - 1998, 13(6). - 454~ 456

In the course of regulating drum water level in a large-sized boiler there will emerge a serious false water level when a sudden change in steam or feedwater flow rate takes place. The authors have applied the prediction control form of Smith to the feedwater flow rate feedback and steam flow rate feed forward in order to compensate system non-minimal phase characteristics. Furthermore, a PI regulator is divided into a P regulator and a I regulator, at the same time not allowing the feedback and feed forward to enter the I regulator with a view to eliminating steady-state error. The control system as a whole features a simple structure. The results of simulation demonstrate that the system is characterized by a fine control effectiveness and high robustness. Key words drum water level control, non-minimal phase, Smith prediction

现代动力工程技术是现代城市规划与建设的基础和依据 = Modern Power Engineering Technology as a Foundation and Basis for Modern Metropolis Planning and Construction [刊,中]/Tu Junjie (Nanchong Nonferrous Metallurgical Design Institute) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power). - 1998, 13(6). - 457~ 459

钠离子交换器再生系统的腐蚀与防护 = The Corrosion and Protection of Regeneration System of a Sodium Ion Exchanger [刊,中]/Zhao Danya (Yunnan Industrial University), Guo Ping (Kunming Nonferrous Metallurgical Design Institute) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power). - 1998, 13(6). - 460~ 461

燃气-蒸汽联合循环汽轮机参数的匹配 = The Matching of Steam-Gas Turbine Combined Cycle Parameters [刊,中]/Zeng Xiangba (Shenzhen Nanshan Cogeneration Co. Ltd) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power). - 1998, 13(6). - 462~ 464

管式空气预热器钢管及套管磨损的处理方法 = A Method for Coping with the Wear of Tubular Air Preheater Steel tubes and Sleeve Pipes [刊,中]/Hu Rongquan (Chongqing Songsaw Mine Bureau Power Station) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power). - 1998, 13(6). 464

Kalina 循环及在电站中的应用 = Kalina Cycle and Its Application in Power Stations [刊,中]/Ding Li (Chongqing College of Electrical Power Engineering) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power). - 1998, 13(6). - 465